

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉLABORATION D'UN ISOLATEUR À LA BASE ORIGINAL  
POUR LES PONTS ET VIADUCS AU CANADA

GAËL BONDONET  
DÉPARTEMENT DES GÉNIES CIVIL, GÉOLOGIQUE ET DES MINES  
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

THÈSE PRÉSENTÉE EN VUE DE L'OBTENTION  
DU DIPLÔME DE PHILOSOPHIAE DOCTOR (Ph.D.)  
(GÉNIE CIVIL)  
DÉCEMBRE 1997

© Gaël Bondonet, 1997.



National Library  
of Canada

Acquisitions and  
Bibliographic Services

395 Wellington Street  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada

Bibliothèque nationale  
du Canada

Acquisitions et  
services bibliographiques

395, rue Wellington  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada

*Your file* *Votre référence*

*Our file* *Notre référence*

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

The author retains ownership of the copyright in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

0-612-35458-X

**Canada**

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Cette thèse intitulée:

ÉLABORATION D'UN ISOLATEUR À LA BASE ORIGINAL  
POUR LES PONTS ET VIADUCS AU CANADA

Présentée par: BONDONET Gaël

en vue de l'obtention du diplôme de: Philosophiae Doctor

a été dûment acceptée par le jury d'examen constitué de:

M. LÉGER Pierre, Ph.D., président

M. FILIATRAULT André, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. MASSICOTTE Bruno, Ph.D., membre

M. BÉLIVEAU Jean-Guy, Ph.D., membre

*À mes parents*

## REMERCIEMENTS

Je remercie mon directeur de recherche, M. André Filiatrault, pour m'avoir fait confiance et m'avoir donné la chance de faire cette thèse de doctorat sous sa direction. Grâce à son appui, j'ai pu obtenir les soutiens administratifs et financiers nécessaires à l'aboutissement de ce projet de recherche. Je remercie M. Filiatrault pour sa compréhension et son professionnalisme lors de nos nombreux entretiens.

Je remercie l'École Nationale des Travaux Publics de l'État (France) qui m'a offert la possibilité de réaliser une thèse au Canada. Je remercie le Ministère de l'Équipement Français qui a assuré mon financement à Montréal.

Je remercie M. Raoul Moulinié, président de la compagnie Z-Tech, qui a décidé de ma participation dans ce projet et qui a financé ma coopération. Je remercie également mon ami M. Karim Ladicani, responsable entre autre de la recherche et du développement chez Z-Tech, qui a permis la réalisation concrète de ce projet.

Je remercie les professeurs, M. Pierre Léger, M. Robert Tremblay, M. Bruno Massicotte pour les bons conseils qu'ils ont pu me prodiguer. Je remercie M. Jean Guy Beliveau d'avoir bien voulu participer à ce jury de thèse.

Je remercie le personnel du laboratoire de structures de l'École Polytechnique qui m'a permis de réaliser dans les meilleures conditions la recherche expérimentale, soit M. Gérard Degrange, chef du laboratoire, M. Denis Fortier, technicien, et le sympathique électronicien, M. Patrice Bélanger.

Je remercie enfin tous les étudiants qui font de la section Structures de l'École Polytechnique de Montréal un vivier d'études extrêmement dynamique et convivial.

## RÉSUMÉ

Cette étude présente l'élaboration, la conception et l'expérimentation en laboratoire d'un isolateur à la base original pour les ponts au Canada. L'appareil d'appui parasismique unidirectionnel est constitué de deux composantes structurales : une composante de friction, de type « appui à pot », dissipatrice d'énergie et une composante de ressorts, permettant le recentrage de l'appui et limitant l'amplitude des déplacements sismiques.

Cette thèse se base sur une recherche bibliographique, sur l'étude du concept d'isolation par la base, sur le développement de modèles numériques d'analyses, sur la prise en compte de technologies existantes comme les systèmes de friction ou les appuis élastomériques d'une part, et sur le développement de technologies nouvelles comme celle des alliages à mémoire de forme ou plus simplement l'utilisation de ressorts structuraux dans des applications de génie sismique d'autre part. Les développements théoriques ont d'abord conduit à l'élaboration d'une loi originale de comportement superélastique non visqueuse. Par ailleurs, l'élaboration et la conception de l'appui parasismique passe par l'étude expérimentale des composantes structurales impliquées. Ainsi, des essais dynamiques et cycliques sur l'interface acier inoxydable et téflon ont permis l'étude du comportement en friction à hautes fréquences. Ces essais ont mis en évidence des différences significatives entre le coefficient de friction statique et le coefficient de friction dynamique en régime permanent. Un modèle numérique est proposé pour simuler ce comportement. La conception théorique de ressorts a été adaptée pour notre application à partir de conceptions proposées par différents chercheurs pour la fabrication des ressorts conventionnels. Les étapes de conception de l'isolateur et une démarche expérimentale pour tester un prototype d'isolateur sont proposées. Suite à ces propositions, une étude expérimentale est menée sur un prototype

complet de l'appareil d'appui proposé d'une capacité portante de 400kN. L'exploitation des résultats expérimentaux permet de conclure à un comportement adéquat du prototype testé. Un développement théorique et numérique est proposé sur le comportement dynamique des ressorts dans l'isolateur proposé. Enfin, un logiciel d'analyse dynamique non linéaire unidirectionnel modélisant le tablier isolé par un appui sismique situé en tête de pile a été développé afin de déterminer le déplacement de calcul de l'appui. Un logiciel d'analyse dynamique non linéaire pour des structures tridimensionnelles est également modifié pour intégrer 5 nouveaux éléments structuraux permettant, entre autre, la prise en compte de l'isolateur proposé dans une structure de pont.

## ABSTRACT

This study presents the development, the design and the experimental validation in laboratory of an original seismic base isolator for bridges in Canada. The proposed seismic bearing is unidirectional and is made of two structural components : a frictional component, based on a pot bearing, which represents the dissipative part of the isolator, and a spring component which insures re-centering of the bearing and limits the seismic displacements.

This thesis is based on a literature review on base isolation, on the development of numerical models for dynamic analysis, on the application of well known technologies such as friction systems or elastomeric bearings in one hand, and on the development of new technologies such as Shape Memory Alloys or simply the adaptation of structural springs for seismic applications in Civil Engineering. Theoretical studies led to the elaboration of a superelastic rule without viscosity. Moreover, each component of the bearing was validated experimentally. Frictional tests on an interface made of stainless steel and teflon allowed the study of sliding at high frequencies and clearly showed the differences between static coefficient and dynamic coefficients of friction in steady state. A numerical model is proposed to take in account this phenomenon. Theoretical design of common springs available with literature has been adapted for our application. A complete design method and an experimental procedure to test a prototype are described for the proposed isolator. Based on this procedure, an experimental study on a complete prototype of the proposed isolator with a load bearing capacity of 400kN. Analysis of the experimental results confirms the good performance of the prototype. A theoretical and numerical model are presented to simulate the dynamic behaviour of the proposed isolator. Finally, an unidirectional and non linear dynamic analysis model is proposed to calculate the design displacement for the bearing. The software is based on

the model of a deck isolated by a seismic bearing located at the top of the pier. Another computer program which performs non linear dynamic analysis for three dimensional structures has been modified to incorporate five new structural elements to take in account the behaviour of any seismic bearings in a bridge.

## TABLE DES MATIÈRES

<b>DÉDICACE.....</b>	<b>iv</b>
<b>REMERCIEMENTS.....</b>	<b>v</b>
<b>RÉSUMÉ.....</b>	<b>vi</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>viii</b>
<b>TABLE DES MATIÈRES.....</b>	<b>x</b>
<b>LISTE DES ANNEXES.....</b>	<b>xvi</b>
<b>LISTE DES TABLEAUX.....</b>	<b>xvii</b>
<b>LISTE DES FIGURES.....</b>	<b>xix</b>
<b>LISTE DES SYMBOLES.....</b>	<b>xxvii</b>
<b>CHAPITRE I: INTRODUCTION.....</b>	<b>1</b>
1.1 Présentation et contexte du projet de recherche.....	1
1.2 Sismicité de l'Est et de l'Ouest du Canada.....	2
1.3 Données et statistiques sur les ponts du parc routier québécois.....	4
1.3.1 Recensement des ouvrages d'art.....	4
1.3.2 Caractéristiques géométriques des ouvrages d'art.....	6
1.4 Normes de calcul en vigueur.....	7
1.5 Portée et contenu de la thèse.....	8
<b>CHAPITRE II: ISOLATION À LA BASE DES PONTS ET TECHNOLOGIES PARASISMIQUES.....</b>	<b>14</b>
2.1 Isolation à la base des ponts.....	14
2.1.1 Concept d'isolation à la base.....	14
2.1.2 Interprétation mécanique du principe d'isolation à la base.....	15
2.1.3 Limitations de l'isolation à la base.....	16

2.2 Revue bibliographique sur les technologies parasismiques.....	17
2.2.1 Historique de développement de l'isolation à la base.....	17
2.2.2 Isolateurs sismiques passifs.....	22
2.2.2.1 Isolateurs élastomériques.....	22
2.2.2.2 Isolateurs élastomériques à noyau de plomb.....	23
2.2.2.3 Isolateurs à friction.....	24
2.2.2.4 Système de pendule à friction (Friction Pendulum System).....	24
2.2.2.5 Isolateurs combinés.....	25
2.2.2.6 Isolateurs à frictions et élastomérique.....	26
2.2.2.7 Isolateurs à poutrelles flexionnelles.....	26
2.2.3 Autres systèmes parasismiques.....	27
<b>CHAPITRE III: PROPOSITION PRÉLIMINAIRE D'UN ISOLATEUR</b>	
<b>SISMIQUE.....</b>	<b>31</b>
3.1 Comportement à composantes linéaires.....	31
3.2 Comportement à composantes viscoplastiques.....	31
3.3 Comportement à composantes superélastiques.....	32
3.4 Proposition préliminaire d'un isolateur à la base.....	35
3.5 Discussions.....	41
<b>CHAPITRE IV: MODÉLISATION NUMÉRIQUE DE L'ISOLATEUR À</b>	
<b>L'INTERFACE PILE-TABLIER D'UN PONT.....</b>	<b>44</b>
4.1 Modélisation simplifiée de l'isolateur: modèle MUKCP.....	44
4.2 Amélioration du modèle MUKCP.....	46
4.2.1 Modélisation élastoplastique de l'interface acier inoxydable - téflon.....	46
4.2.1.1 Modèle de Coulomb.....	47
4.2.1.2 Loi élastoplastique.....	48
4.2.1.3 Coefficients de friction statique et dynamique.....	51
4.2.2 Modélisation du comportement viscoélastique.....	52
4.2.2.1 Modélisation du comportement élastomérique.....	52

4.2.2.2 Modélisation de l'amortissement.....	53
4.3 Élaboration d'une loi originale du comportement superélastique.....	57
4.4 Modélisation finale simplifiée pour les ponts: modèle ZKPP.....	61
<b>CHAPITRE V: RÉSULTATS NUMÉRIQUES DE L'ISOLATEUR</b>	
<b>SISMIQUE.....</b>	<b>63</b>
5.1 Comportement numérique des modèles d'isolation.....	63
5.1.1 Modèle élastoplastique avec adoucissement.....	63
5.1.2 Modèle de Kelvin Voigt Modifié.....	65
5.1.3 Modèle superélastique.....	67
5.2 Proposition finale de deux prototypes d'appui sismique et choix final d'un prototype.....	69
5.3 Choix des accélérogrammes pour les analyses paramétriques.....	72
5.4 Résultats des analyses avec le modèle MUKCP.....	76
5.5 Résultats des analyses avec le modèle ZKPP.....	77
<b>CHAPITRE VI: DIMENSIONNEMENT PRÉLIMINAIRE D'UN</b>	
<b>PROTOTYPE.....</b>	<b>86</b>
6.1 Caractéristiques d'un pont typique pour le dimensionnement du prototype.....	86
6.2 Caractéristiques mécaniques de « l'appui à pot » ou « pot - bearing ».....	90
6.3 Déplacement de calcul par analyse non linéaire.....	92
6.4 Dimensionnement des ressorts.....	93
6.4.1 Fonctionnement des ressorts.....	93
6.4.2 Définitions et chargement des ressorts.....	98
6.4.3 Choix des matériaux et critères de dimensionnement.....	99
6.4.4 Calcul des ressorts coniques.....	101
6.4.5 Calcul des ressorts cylindriques.....	106
6.4.6 Calcul des rondelles Belleville.....	112
6.5 Recommandations.....	115
6.6 Conclusions.....	115

<b>CHAPITRE VII: PROGRAMME EXPÉRIMENTAL DE FRICTION.....</b>	<b>117</b>
7.1 Étude du comportement de friction d'interface acier inoxydable - téflon.....	117
7.2 Essais à hautes fréquences.....	117
7.3 Montage expérimental.....	119
7.3.1 Matériau de l'interface de friction.....	119
7.3.2 Géométrie de l'interface de friction.....	119
7.3.3 Types de sollicitations.....	120
7.3.4 Conditions d'utilisation.....	124
7.3.5 Description du montage et de l'instrumentation.....	125
7.4 Résultats expérimentaux.....	126
7.4.1 Résultats généraux.....	126
7.4.2 Nouveaux résultats sur le coefficient de friction statique.....	135

## **CHAPITRE VIII: MODIFICATION THÉORIQUE DU COMPORTEMENT**

<b>PLASTIQUE DE FRICTION.....</b>	<b>141</b>
8.1 Correction du modèle viscoplastique.....	141
8.1.1 Facteur d'impulsion.....	146
8.1.2 Facteur de réduction.....	149
8.2 Comportement cyclique et sismique.....	152
8.3 Conclusions.....	154

## **CHAPITRE IX: PROGRAMME EXPÉRIMENTAL SUR LA COMPOSANTE RESSORT ET SUR LE PROTOTYPE COMPLET.....**

<b>RESSORT ET SUR LE PROTOTYPE COMPLET.....</b>	<b>156</b>
9.1 Conception générale.....	156
9.1.1 Étapes de dimensionnement.....	156
9.1.2 Description des ressorts et du prototype testés.....	159
9.2 Revue des exigences de différents codes et organismes parasismiques concernant les études expérimentales pour l'évaluation des isolateurs à la base.....	171
9.2.1 Exigences du code canadien CHBDC 1997 pour les systèmes d'isolation	

à la base.....	171
9.2.2 Spécifications du Highway Innovative Technology Evaluation Center (HITEC).....	175
9.2.3 Spécifications du National Institute of Standards and Technology (NIST).....	177
9.3 Protocole expérimental.....	183
9.3.1 Choix des essais pour le prototype.....	183
9.3.2 Choix des essais pour la composante ressort.....	188
9.4 Montage expérimental.....	190
9.5 Résultats expérimentaux sur la composante ressort.....	192
9.5.1 Essais de compression statique.....	192
9.5.2 Essais de vibrations libres.....	194
9.5.3 Essais de vibrations forcées.....	196
9.6 Résultats expérimentaux sur le prototype complet.....	200
9.6.1 Résultats généraux.....	200
9.6.2 Résultats obtenus des essais du protocole expérimental.....	210
9.6.3 Discussion.....	229
<b>CHAPITRE X: MODÉLISATION THÉORIQUE DU COMPORTEMENT DES RESSORTS.....</b>	<b>233</b>
10.1 Modélisation théorique des ressorts.....	233
10.1.1 Modes propres.....	233
10.1.2 Réponse en régime forcé.....	236
10.2 Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux.....	239
10.3 Modélisation numérique du ressort.....	245
<b>CHAPITRE XI: MODÉLISATION DE L'APPAREIL D'APPUI DANS UN LOGICIEL D'ANALYSE DYNAMIQUE NON LINÉAIRE TRIDIMENSIONNEL.....</b>	<b>248</b>
11.1 Élément de treillis superélastique ou élastoplastique.....	249

11.1.1 Déformations de l'élément.....	249
11.1.2 Rigidité axiale.....	252
11.1.3 Rigidité géométrique.....	252
11.2 Élément de cisaillement superélastique ou élastoplastique.....	252
11.2.1 Déformations de l'élément.....	252
11.2.2 Orientation de l'élément dans l'espace à 3 dimensions.....	254
11.2.3 Rigidité axiale et rigidité en cisaillement.....	255
11.2.4 Rigidité géométrique.....	255
11.3 Élément de treillis en friction.....	256
11.4 Élément de friction en cisaillement.....	257
11.4.1 Caractéristiques spécifiques.....	257
11.4.2 Liens rigides.....	258
11.5 Élément de ressort élastique.....	258
11.5.1 Déformations de l'élément.....	259
11.5.2 Rigidités linéaires élastiques.....	260
11.5.3 Rigidité géométrique.....	260
11.5.4 Orientation de l'élément dans l'espace à 3 dimensions.....	261
11.6 Application à l'analyse du pont de dimensionnement.....	262
11.6.1 Modélisation du pont.....	262
11.6.2 Analyses non linéaires locales.....	263
<b>CHAPITRE XII: CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS.....</b>	<b>270</b>
12.1 Résumé.....	270
12.2 Conclusions.....	271
12.3 Recommandations.....	273
<b>RÉFÉRENCES.....</b>	<b>275</b>
<b>ANNEXES.....</b>	<b>293</b>

**LISTE DES ANNEXES**

<b>Annexe 1 : Modèle d'isolation à la base « MUKCP ».....</b>	<b>293</b>
<b>Annexe 2 : Modèle d'isolation à la base ZKB.....</b>	<b>304</b>
<b>Annexe 3 : Modèle d'isolation à la base ZKB modifié pour tenir compte du comportement dynamique de la composante ressort.....</b>	<b>316</b>
<b>Annexe 4 : Guide d'utilisation du logiciel ZKB pour l'analyse dynamique non linéaire d'un isolateur à friction avec ressort parallèle.....</b>	<b>327</b>
<b>Annexe 5 : Fichier lotus de calcul des ressorts.....</b>	<b>342</b>
<b>Annexe 6 : Photographies du montage de friction.....</b>	<b>346</b>
<b>Annexe 7 : Photographies du montage du prototype et des ressorts.....</b>	<b>354</b>
<b>Annexe 8 : Description des éléments d'appui sismique implantés dans le logiciel ANSRT.....</b>	<b>361</b>

## LISTE DES TABLEAUX

1.1	Ponts concernés par la réhabilitation sismique au Québec.....	4
3.1	Valeurs de paramètres d'analyse pour les différents isolateurs.....	39
5.1	Zones d'accélération et de vitesses.....	72
5.2	Calibration des accélérogrammes.....	73
5.3	Listes des accélérogrammes adoptés.....	74
5.4	Accélérogrammes sur sols mous.....	75
6.1	Charges de calcul sur les appuis en kN.....	87
6.2	Constantes de stabilité extrait de Berry (1961).....	111
6.3	Conditions d'appuis du ressort par Berry (1961).....	111
7.1	Coefficients de friction initiaux maximum et minimum des différentes interfaces acier inoxydable - téflon sans graisse.....	129
7.2	Coefficients de régression pour l'interpolation des coefficients de friction initiaux en fonction de la pression.....	130
7.3	Coefficients de friction initiaux maximum et minimum des différentes interfaces acier inoxydable - téflon avec graisse de silicone.....	131
8.1	Coefficients de friction permanents maximum et minimum des différentes interfaces acier inoxydable - téflon sans graisse.....	143
8.2	Coefficients de régression pour l'interpolation des coefficients de friction permanents en fonction de la pression.....	143
9.1	Dimensions des ressorts conique, cylindrique et avec rondelles Belleville, pour un appui de capacité portante de 400kN.....	165
9.2	Dimensions des ressorts conique, cylindrique et avec rondelles Belleville, pour un appui de capacité portante de 1 000kN.....	165
9.3	Dimensions des ressorts cylindriques proposées par la compagnie de ressort.....	166
9.4	Coefficient d'amortissement $B$ .....	174

9.5	Essais de préqualification.....	177
9.6	Essais sur prototype.....	181
9.7	Spécifications des ressorts pour un prototype de 400kN.....	193
9.8	Spécifications des ressorts pour un prototype de 1 000kN.....	194
9.9	Évolution de la rigidité d'un ressort en fonction de la fréquence pour un déplacement de 80mm.....	199
9.10	Évolution de la rigidité d'un ressort en fonction du déplacement pour une fréquence de 0,7Hz.....	200
11.1	Matrice de location ( <i>LM</i> ).....	251
11.2	Matrice de location ( <i>LM</i> ).....	255
11.3	Matrice de location ( <i>LM</i> ).....	261

## LISTE DES FIGURES

1.1	Schéma simplifié d'isolation à la base.....	1
1.2	Classification des ponts selon le Ministère des Transports du Québec.....	5
1.3	Répartition des structures de ponts selon la date de construction.....	5
1.4	Longueur des ponts au Québec selon leur catégorie.....	6
1.5	Largeur hors tout des ponts au Québec selon leur catégorie.....	6
2.1	Caractéristiques d'un système d'isolation à la base.....	16
2.2	Appareil d'appui en caoutchouc naturel.....	23
2.3	Appareil d'appui en caoutchouc à noyau de plomb.....	23
2.4	Appareil d'appui à friction PTFE.....	24
2.5	Système de pendule à friction (FPS).....	25
2.6	Système EDF (Électricité de France).....	25
2.7	Système Resilient - Friction Base Isolation (R-FBI).....	26
2.8	Système élastoplastique de poutres flexionnelles.....	27
2.9	Appui à friction et poutrelles flexionnelles.....	27
2.10	Amortisseur au comportement superélastique.....	28
2.11	Comportement superélastique de l'amortisseur SHAPIA.....	29
2.12	Amortisseur à extrusion de plomb.....	30
3.1	Comportement dynamique viscolinéaire.....	31
3.2	Comportement dynamique viscoplastique.....	32
3.3	Comportement martensitique (a) et austénétique (b).....	33
3.4	Comportement superélastique.....	33
3.5	Comportement dynamique superélastique.....	34
3.6	Propositions préliminaires d'isolateur à la base.....	36
3.7	Schéma de principe de l'appui préliminaire.....	36
4.1	Modélisation de l'isolateur à l'interface pile - tablier d'un pont.....	45

4.2	Représentation schématique d'une interface de friction.....	47
4.3	Comportement hystérétique de la loi de friction continue pour $\beta = 0$ .....	50
4.4	Loi de Mokha.....	51
4.5	Modèle de Kelvin Voigt.....	52
4.6	Modèle de Kelvin Voigt modifié pour le déphasage de la force d'amortissement.....	56
4.7	Représentation graphique des paramètres.....	60
4.8	Modèle unidirectionnel d'isolation sur pile à deux degrés de liberté.....	61
5.1	Comportement numérique d'un appui pour un coefficient de friction constant de 0,10 et une accélération à la base sinusoïdale de 1Hz à 0,21g.....	63
5.2	Comportement numérique pour un coefficient de friction variable $\mu = 0,10 - (0,05 - 0,10)e^{(-20 ds/dt )}$ et une accélération à la base sinusoïdale de 1Hz à 0,21g.....	64
5.3	Comportement numérique pour un coefficient de friction variable $\mu = 0,10 + (0,05 - 0,10)e^{(-20 ds/dt )}$ et une accélération à la base sinusoïdale de 10Hz à 0,21g.....	64
5.4	Comportement numérique pour un ressort linéaire ( $p=0$ et $T_e=2s$ ) et une accélération à la base sinusoïdale de 1Hz à 0,21g.....	65
5.5	Comportement numérique pour un amortisseur visqueux linéaire ( $p=1$ , $\zeta=0,1$ , $\xi=0,05$ et $T_e=2s$ ) et une accélération à la base sinusoïdale de 1Hz à 0,21g.....	65
5.6	Comportement numérique pour un amortisseur visqueux linéaire ( $p=1$ , $\zeta=10$ , $\xi=0,05$ et $T_e=2s$ ) et une accélération à la base sinusoïdale de 1Hz à 0,21g.....	66
5.7	Comportement numérique pour un ressort de Kelvin Voigt modifié ( $p=0,95$ , $\zeta=0,1$ , $\tau_r=0,05$ et $T_e=2s$ ) et une accélération à la base sinusoïdale de 1Hz à 0,21g.....	66
5.8	Comportement superélastique pour une accélération à la base de 0,21g	

à 1Hz.....	67
5.9 Comportement plastique pour une accélération à la base de 0,21g à 1Hz.....	68
5.10 Comportement superélastique avec un durcissement pour une accélération à la base de 0,21g à 1Hz.....	68
5.11 Propositions finales de prototypes d'appareil d'appui sismique.....	71
5.12 Comparaison des spectres d'accélération absolue en champs libre et sur sols mous.....	75
5.13 Enveloppe des déplacements maximaux et résiduels de l'isolateur et des déformations de la pile pour 22 séismes de calcul ( $T_p=0,33s$ et $\alpha_p=0,05$ )....	79
5.14 Enveloppe des accélérations maximales au niveau du tablier et en tête de pile ( $T_p=0,33s$ et $\alpha_p=0,05$ ).....	80
5.15 Enveloppe des déplacements maximaux et résiduels de l'isolateur et des déformations de la pile pour 22 séismes de calcul ( $T_u=2s$ et $\alpha_p=0,05$ ).....	81
5.16 Enveloppe des accélérations maximales au niveau du tablier et en tête de pile ( $T_u=2s$ et $\alpha_p=0,05$ ).....	82
5.17 Enveloppe des accélérations maximales en tête de pile ( $T_p=0,2s$ ).....	83
5.18 Enveloppe des énergies maximales pour un appui élastomérique sans friction et pour 22 séismes de calcul ( $T_p=0,5s$ et $\alpha_p=0,05$ ).....	84
5.19 Enveloppe des énergies maximales pour un appui élastomérique avec friction et pour 22 séismes de calcul ( $T_p=0,5s$ et $\alpha_p=0,05$ ).....	85
6.1 Pont de St Hilaire sur Rouville modélisé sur le logiciel SAP90.....	86
6.2 Appareils d'appui classiques.....	91
6.3 Schéma de principe du montage.....	94
6.4 Comportement mécanique souhaité pour les ressorts.....	96
6.5 Schéma typique d'un ressort conique droit.....	102
6.6 Schéma typique d'un ressort cylindrique à section rectangulaire.....	106
6.7 Schéma typique d'une rondelle Belleville.....	112

7.1	Spectre d'accélération absolue de la composante 214 du séisme du Saguenay 1988, Chicoutimi Nord.....	118
7.2	Détail du montage de friction de l'interface acier inoxydable – téflon.....	120
7.3	Historique de déplacement d'une interface de friction soumis au séisme de Puget Sound en 1949.....	121
7.4	Historique d'accélération d'une interface de friction soumis au séisme de Puget Sound en 1949.....	122
7.5	Spectre d'amplitude de Fourier d'une interface de friction soumis au séisme de Puget Sound en 1949.....	122
7.6	Spectre d'amplitude de Fourier d'une interface de friction soumis au séisme de Mexico en 1985.....	123
7.7	Schéma du montage expérimental.....	125
7.8	Essais de déplacement imposé de $\pm 70\text{mm}$ sur une interface acier inoxydable et téflon renforcé de 25% de fibres de carbone sous une pression de confinement de 5 MPa.....	127
7.9	Variation du coefficient de friction initial $\mu_i$ en fonction de la vitesse maximale de glissement $(ds/dt)_{\text{max}}$ pour l'interface acier inoxydable – téflon vierge.....	128
7.10	Variation des coefficients de friction initiaux $\mu_i$ avec la pression.....	129
7.11	Évolution de la température pour les essais à 2Hz, $\pm 70\text{mm}$ et 45MPa pour les interfaces acier inoxydable miroir – téflon.....	133
7.12	Stabilité du comportement hystérétique de l'interface acier inoxydable miroir – téflon vierge (1 cycle/minute, $\pm 70\text{mm}$ et 15MPa).....	134
7.13	Coefficient de friction $F_H/F_V$ pour l'essai à $\pm 70\text{mm}$ , 0,2Hz et 30MPa.....	137
7.14	Coefficient de friction $F_H/F_V$ pour l'essai à $\pm 70\text{mm}$ , 1Hz et 30MPa.....	138
7.15	Coefficient de friction $F_H/F_V$ pour l'essai à $\pm 70\text{mm}$ , 2Hz et 30MPa.....	139
7.16	Coefficient de friction $F_H/F_V$ pour l'essai à $\pm 70\text{mm}$ , 5Hz et 30MPa.....	140
8.1	Évolution du coefficient de friction permanent en fonction de la	

vitesse de glissement maximale.....	142
8.2 Comparaison des courbes expérimentales et théoriques pour du téflon vierge à 0,2Hz et une pression de confinement de 30MPa.....	145
8.3 Comparaison des courbes expérimentales et théoriques pour du téflon vierge à 2Hz et une pression de confinement de 30MPa.....	146
8.4 Comparaison des courbes expérimentales et théoriques pour une interface acier miroir - téflon vierge à 2Hz et une pression de confinement de 30MPa.....	151
8.5 Historiques théoriques du coefficient de friction $F_H$ $F_v$ , des facteurs $I_f$ et $R_f$ pour une interface acier miroir - téflon vierge à 2Hz et une pression de 30MPa....	151
8.6 Comparaison des courbes expérimentales et théoriques pour le séisme de Puget Sound (1949) et une interface acier miroir - téflon renforcé de fibres de verre (30MPa).....	153
8.7 Historiques théoriques du coefficient de friction $F_H$ $F_v$ , du facteur d'impulsion $I_f$ et du facteur de réduction $R_f$ pour une interface acier miroir - téflon renforcé de fibres de verre sous une pression de confinement de 30MPa.....	153
9.1 Schéma structural pour le positionnement des appuis.....	160
9.2 Composantes mécaniques de l'isolateur, ressorts et interface de friction ..	167
9.3 Schéma du prototype d'isolateur sismique.....	168
9.4 Précontrainte d'un ressort structural du prototype.....	169
9.5 Schéma de principe des essais sur prototype d'isolateur.....	170
9.6 Montage expérimental des 2 prototypes d'isolation à la base.....	190
9.7 Essai statique d'un ressort à 400kN et régressions linéaires.....	193
9.8 Spectre d'amplitude de Fourier du signal d'accélération en vibrations libres pour le ressort du prototype de 400kN.....	195
9.9 Courbe d'hystérésis des 4 ressorts du prototype de 400kN à 0,02Hz.....	197
9.10 Courbe d'hystérésis des 4 ressorts du prototype de 400kN à 2Hz.....	198
9.11 Courbe d'hystérésis des 4 ressorts du prototype de 400kN à 2Hz sans correction d'inertie.....	198

9.12	Détail de l'historique de la force des 4 ressorts du prototype de 400kN à 2Hz.....	199
9.13	Coefficient de friction permanent, $F_r$ , $F_w$ , pour les téflons en fonction de la vitesse de glissement maximale pour une force verticale, $F_v$ , de 400kN.....	201
9.14	Facteur d'impulsion dynamique $I_f$ en fonction du taux d'accélération au premier pic, $d^3s/dt^3$ .....	202
9.15	Comparaison de l'accélération mesurée et de l'accélération calculée.....	203
9.16	Rigidité équivalente élastique du prototype en fonction de la fréquence d'excitation.....	204
9.17	Fréquence élastique équivalente d'isolation du prototype en fonction de la fréquence d'excitation.....	205
9.18	Fréquence élastique équivalente d'isolation du prototype en fonction du logarithme de la fréquence d'excitation.....	206
9.19	Définition des paramètres de la fraction d'amortissement expérimentale pour le $n^{ième}$ cycle.....	207
9.20	Fraction d'amortissement visqueux équivalent $\beta$ du prototype en fonction de la fréquence d'excitation.....	208
9.21	Fraction d'amortissement visqueux équivalent $\beta$ du prototype en fonction du déplacement maximal pour la fréquence d'excitation de 0,7Hz.....	209
9.22	Comportement simplifiée de l'appui proposé.....	209
9.23	Résultats expérimentaux à 0,02Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon vierge.....	211
9.24	Hystérésis expérimentale à 0,02Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de carbone.....	212
9.25	Comportements expérimentaux à 0,05Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon vierge.....	213
9.26	Hystérésis expérimentale à 0,05Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de carbone.....	214

9.27	Comportements expérimentaux à 0,7Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon vierge.....	215
9.28	Hystérésis expérimentale à 0,7Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de carbone.....	216
9.29	Comportements expérimentaux à 0,7Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon vierge.....	217
9.30	Hystérésis expérimentale à 0,7Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de carbone.....	218
9.31	Résultats expérimentaux à 0,02Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de verre.....	220
9.32	Résultats expérimentaux à 0,7Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de verre.....	221
9.33	Résultats expérimentaux à 2Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de verre.....	222
9.34	Résultats expérimentaux pour 40 cycles à 0,7Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon vierge.....	224
9.35	Résultats expérimentaux pour 24 cycles à 0,7Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de verre.....	225
9.36	Résultats expérimentaux sous une excitation sismique liée au séisme de Puget Sound, 1949, pour un prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de verre.....	227
9.37	Coefficient de friction, $F_H/F_v$ , en fonction du déplacement pour un essai de relâchement sur prototype avec téflon renforcé de fibres de verre à 400kN.....	228
10.1	Équilibre d'une section de barre soumis à des déformations axiales.....	233
10.2	Comparaison entre les déformations théoriques exacte et approchée des ressorts sous sollicitations sinusoïdales ( $\delta_0 = 71,6\text{mm}$ et $f = 2\text{Hz}$ ).....	243
10.3	Comparaison entre le déplacement théorique exact et la force	

expérimentale dans les ressorts du prototype.....	244
10.4 Discrétisation dynamique du ressort.....	245
10.5 Efforts expérimentaux et numériques dans les ressorts sous un déplacement forcé $\delta_0 \sin(2\pi f t)$ .....	246
11.1 Degrés de liberté locaux.....	250
11.2 Rotation des axes locaux par rapport aux axes globaux.....	250
11.3 Degrés de liberté locaux.....	253
11.4 Rotation des axes locaux par rapport aux axes globaux.....	253
11.5 Illustration du code d'orientation.....	254
11.6 Liens rigides dans la membrure IJ.....	258
11.7 Degrés de liberté locaux.....	259
11.8 Rotation des axes locaux par rapport aux axes globaux.....	259
11.9 Demi - pont de St Hilaire sur Rouville modélisé sur le logiciel ANSRT..	262
11.10 Historiques de cisaillement et de glissement, et courbe d'hystérésis associée, de la composante de friction d'un isolateur situé à la culée.....	265
11.11 Historique de cisaillement et courbe d'hystérésis associée de la composante ressort d'un isolateur situé à la culée.....	266
11.12 Hystérésis de l'isolateur complet situé à la culée.....	267
11.13 Historiques de cisaillement et de glissement, et courbe d'hystérésis associée, de la composante de friction d'un isolateur situé en tête de pile.....	268
11.14 Historique de cisaillement longitudinal d'une pile de bord.....	269
11.15 Courbe d'hystérésis correspondant au comportement longitudinal d'une pile de bord.....	269

## LISTE DES SYMBOLES

### Alphabet latin

$a, b$	Côtés de la section droite rectangulaire d'une spire de ressort
$a_0, a_1$	Constantes de l'amortissement de Rayleigh
$a_b$	Constante réelle positive
$a_b, a_{ss}$	Constantes empiriques d'interpolation du coefficient de friction initial et permanent
$A$	Rapport d'accélération de zone
$[A], [A_1], [A_2]$	Matrices géométriques de changement de base
$A_c$	Aire de contact de la surface de glissement
$A_g$	Amplitude d'une excitation sinusoïdale
$A_p, B_n$	Amplitudes des composantes sinus et cosinus de la solution homogène $Y_n(t)_{\text{homogène}}$
$A_s, B_s$	Constantes de stabilité d'un ressort
$A_t$	Aire d'une section de barre
$AA$	Constante de normalisation de la force hystérétique $Z$
$AMF$	Élément superélastique
$B$	Coefficient d'amortissement du code canadien CHBDC-97
$c(x)$	Coefficient d'amortissement visqueux par unité de longueur de barre
$c_n$	Constante de résolution des équations du mode $n$ de déformation de la barre
$C$	Constante d'amortissement visqueux
$\underline{C}$	Indice du ressort
$C_1, C_2, C_m, C_{T1}, C_{T2}$	Constantes géométriques des rondelles Belleville
$C_p$	Constante d'amortissement visqueux de la pile

$CL$	Hauteur comprimée du ressort cylindrique sous $P_r$
$d$	Déplacement
$d_0$	Longueur à vide du ressort
$d_1, d_2$	Longueur à tout instant des ressorts 1 et 2
$d_b$	Déflexion d'une rondelle Belleville sous la charge $P$
$d_i, d_{i-j}$	Amplitudes maximales des cycles $i$ et $i-j$
$d_{max}$	Déplacement maximal
$d_p$	Déplacement du ressort au-delà du domaine d'utilisation sismique
$d_s$	Diamètre de la section circulaire d'une spire de ressort cylindrique
$d^{max}$	Demi - amplitude de déplacement maximale pour tous les cycles d'hystérésis
$d_n^{max}$	Demi - amplitude de déplacement maximale pour le cycle d'hystérésis $n$
$dx$	Longueur d'un élément de barre
$D$	Déplacement de calcul du ressort ou de l'appui sismique
$D_e$	Déplacement effectif de l'appui sismique
$D_m$	Diamètre moyen du ressort cylindrique
$D_{max} D_{min}$	Diamètre extérieur et intérieur moyen du ressort conique
$D_s$	Déplacement sismique de calcul de l'appui
$D_t$	Déplacement de calcul total de l'appui sismique
$D_{tm}$	Déplacement latéral maximum de l'appui sismique
$DCL$	Charge de compression de calcul sur l'appui selon HITEC
$DX, DY, DZ$	Longueur de projections sur les axes globaux d'une membrure
$erf$	Fonction assurant un retour superélastique
$E$	Module d'Young élastique
$E_c$	Énergie cinétique
$E_{cm}$	Énergie cinétique maximale
$E_d$	Énergie d'amortissement viscoélastique linéaire
$E_{dc}$	Énergie d'amortissement visqueux dissipée par cycle

$E_{dm}$	Énergie d'amortissement viscoélastique linéaire maximale
$E_{fr}$	Énergie dissipée par friction
$E_{frm}$	Énergie dissipée par friction
$E_k$	Énergie linéaire élastique de l'isolateur
$E_{km}$	Énergie linéaire élastique maximale de l'isolateur
$E_{m, m=1 \text{ à } 4}$	Excentricités ou liens rigides dans une membrure
$E_p$	Énergie filtrée par les piles.
$E_{pm}$	Énergie maximale filtrée par les piles
$E_s$	Énergie sismique apportée pour déformer l'appui
$E_{sm}$	Énergie sismique
$E_{sp}$	Espacement entre les spires d'un ressort
<i>flexib</i>	Flexibilité du ressort
$f$	Fonction du temps à décroissance exponentielle du facteur d'impulsion
$f$	Fréquence d'excitation
$f_0$	Fréquence fondamentale du spectre d'amplitude de Fourier
$f_1, f_2$	Fréquence des modes 1 et 2
$f_{c1}, f_{c2}$	Fréquences de coupure obtenues du spectre d'amplitude de Fourier
$f_i$	Fréquence d'isolation
$f_l, f_u$	Fréquences de coupure minimale et maximale
$f_p$	Valeur finale de la fonction $f$ au cours du temps
$f_t$	Constante réelle positive
$F$	Force
$F'$	Déflexion imposée du ressort
$F''$	Flèche de calcul d'une rondelle Belleville sous la charge $2P$
$F_1, F_2, F_n$	Fréquence des modes 1, 2 et $n$ de déformation de la barre
$F_d$	Force d'amortissement visqueux linéaire
$F_e$	Déflexion effective du ressort sous la charge $P_r$
$F_h$	Force tangentielle à l'interface de glissement

$F_l$	Force latérale non sismique maximale de calcul
$F_m$	Flexion réelle ultime d'un ressort
$F_{mu}$	Déplacement fictif ultime d'un ressort
$F_{nonl}$	Déflexion maximale du ressort
$F_r$	Déplacement fictif maximal admissible d'un ressort
$F_R$	Force exercée sur l'isolateur par les ressorts
$F_{R1}, F_{R2}$	Force dans les ressorts 1 et 2
$F_{se}$	Force non linéaire élastique
$F_{sv}$	Force non linéaire visqueuse
$F_v$	Force normale à l'interface de glissement
$F_y$	Force à la limite élastique
$F_h, F_v$	Rapport de la force tangentielle sur la force normale à l'interface de glissement ou coefficient de friction
$FL$	Longueur à vide du ressort cylindrique
$FS$	Facteur de sécurité
$g$	Constante de gravitation 9,81 m/s
$G$	Module de cisaillement
$G^n_1, G^n_2$	Amplitudes des composantes sinus et cosinus de la solution particulière $Y_n(t)_{particulière}$
$h$	Hauteur de compression d'une rondelle Belleville
$H$	Hauteur moyenne des piles
$H'$	Hauteur de développement du ressort non comprimé
$H_c$	Hauteur du ressort comprimé du déplacement de calcul
$H_l$	Hauteur libre du ressort
$i, j, k$	Entiers naturels quelconques
$I, J$	Nœuds limites d'une membrure
$I_f$	Facteur d'impulsion dynamique du coefficient de friction
$I_{if}$	Facteur d'impulsion dynamique d'initialisation du coefficient de friction

<i>Inclinaison</i>	Pente d'enroulement du ressort
$I_p$	Facteur d'importance pour les ponts
<i>jeu</i>	Jeu entre les spires du ressort
$K$	Rigidité élastique de la barre ou d'un ressort
$[K]$	Matrice de rigidité locale d'un élément structural
$K', K''$	Coefficients intrinsèques relatifs aux spires à sections rectangulaires de ressort
$\underline{K}$	Facteur de modification dépendant de la zone sismique
$K_1$	Rigidité élastique initiale
$K_2$	Rigidité après plastification
$K_c$	Facteur correctif sur la contrainte de torsion pour les sections rondes
$K_c'$	Facteur correctif sur la contrainte de torsion pour les sections rectangulaires
$K_d, K_n, K_u$	Rigidité caractéristique d'un modèle de Kelvin Voigt
$K_{ef}$	Rigidité horizontale effective de l'isolateur
$K_g$	Rigidité de la composante ressort, soit celle de l'ensemble des ressorts de l'isolateur
$K_h$	Rigidité horizontale effective moyenne de l'isolateur
$K_n$	Rigidité modale du mode $n$ de déformation de la barre
$K_s$	Rigidité des 2 demi - ressorts avec masse
$K_p$	Rigidité élastique de la pile
$K_y$	Rigidité élastique initiale de la loi superélastique originale
$K^{\max}$	Rigidité maximale obtenue pour tous les cycles d'hystérésis de l'appui
$K_n^{\max}$	Rigidité maximale obtenue pour le cycle d'hystérésis $n$ de l'appui
$K'_u, K'_v$	Rigidité axiale et en cisaillement d'un élément structural de friction
$K_{ru}, K_{vl}, K_{v2}$	Rigidité axiale et en cisaillement d'un élément structural de ressort
$KXYZ$	Code d'orientation de l'élément structural
$l_1, l_2$	Constantes réelles positives

$L$	Longueur de la barre ou du ressort
$L'$	Longueur du ressort conique déroulé
$L_N$	Longueur de support minimale d'appui
$L_p$	Longueur effective du tablier
$LM$	Matrice de location
$m$	Masse de la barre ou du ressort
$\underline{m}$	Masse par unité de longueur de la barre
$m_1, m_2, m_3$	Paramètres de transition de loi superélastique originale
$m_{i1}, m_{i2}, m_{i3}, m_{i4}, m_{ss1}, m_{ss2}, m_{ss3}, m_{ss4}$	Coefficients d'interpolation du coefficient de friction initial et permanent
$m_{sp}$	Masse des ressorts de l'isolateur
$m_p$	Masse de la pile
$M$	Masse du tablier
$M_d$	Coefficient de friction dynamique moyen pour une évaluation préliminaire de l'appui
$M_n$	Masse modale généralisée du mode $n$ de déformation de la barre
$M_s$	Coefficient de friction statique pour une évaluation préliminaire de l'appui
$Mu$	Patin de friction
$n, n_i, n_j$	Entiers naturels quelconques (1, 2, 3, etc.)
$n_c$	Nombre de cycles effectués
$n_1, n_2$	Paramètres de transition de loi hystérétique définissant la variable $Z$
$nb$	Nombre de ressorts par appui unidirectionnel
$nbp$	Nombre de rangées de rondelles en parallèle par ressort
$nbr$	Nombre de rondelles par appui sismique
$nbs$	Nombre de rangée de rondelles en série par ressort
$nbt$	Nombre de rondelles par ressort
$n_g, n_h$	Paramètres de transition de la loi de Graesser et Cozzarelli

$nm$	Constante positive
$n_s$	Nombre de spires utiles
$N(x)$	Force axiale exercée à la section $x$ d'une barre
$N_d$	Nombre de cycles pour atteindre le régime permanent selon NIST
$NSD$	Nombre de cycles pour atteindre le régime permanent selon HITEC
$\mathbf{N}$	Ensemble des entiers naturels (1, 2, 3, etc.)
$OD, ID$	Diamètre extérieur et intérieur maximum d'une rondelle Belleville
$OD_{max}, OD_{min}$	Diamètre extérieur et intérieur maximal du ressort conique
$p$	Ordre de la dérivée fractionnelle
$P$	Charge en compression d'un ressort sous le déplacement de calcul, $D$
$P_0, P_I$	Constantes de pression du facteur d'impulsion initial
$P_c$	Pression de confinement de l'appui
$P_{cu}$	Charge ultime en compression d'un ressort
$P_d$	Charge de confinement sur l'appui selon HITEC
$P_e$	Charge effective associée à la déformation $F''$ d'une rondelle Belleville
$P_f$	Charge sur une rondelle Belleville complètement comprimée
$P_b, P_u$	Charges de compression limites inférieures et supérieures sur l'appui
$P_m$	Charge ultime réelle d'un ressort
$P_r$	Charge maximale admissible d'un ressort
$P_s$	Conditions d'appuis et de guide d'un ressort
$P_t$	Charge ultime en tension d'un ressort
$P_{tot}$	Charge reprise par l'ensemble des ressorts dans l'isolateur
$P_y$	Force à la limite élastique
$q(x,t)$	Force, répartie ou non, appliquée sur l'élément de barre $dx$
$q_0$	Facteur de transition de la décroissance exponentielle de la fonction $f$
$\{r_{local}\}$	Vecteur des degrés de liberté locaux en translation
$r_1, r_2, \dots, r_6$	Degrés de liberté locaux en translation

$R$	Paramètre indiquant la fraction de force plastique sur le retour superélastique
$\{R\}$	Vecteur force local d'un élément
$\underline{R}$	Facteur de modification de réponse
$R_0$	Constante de réduction du facteur de réduction $R_f$
$R_d$	Rapport entre le diamètre extérieur et intérieur d'une rondelle Belleville
$R_f$	Facteur de réduction du coefficient de friction
$R_n(t)$	Fonction modale d'excitation du mode $n$ de déformation de la barre
$R_n$	Amplitude de la fonction modale d'excitation $R_n(t)$ du mode $n$ de déformation de la barre
$R_u, R_v$	Efforts axial et en cisaillement de l'élément structural de friction
$R_{ru}, R_{rv1}, R_{rv2}$	Efforts axial et en cisaillement de l'élément structural de ressort
$RG$	Facteur de forme pour la transition entre la partie élastique et plastique
$s, S$	Déplacement relatif entre les 2 interfaces de glissement, glissement, déplacement de la composante, généralement le déplacement de l'appui
$\dot{S}, ds/dt$	Vitesse de glissement
$\dot{S}_{max}, (ds/dt)_{max}$	Vitesse de glissement maximale
$\dot{S}_{crit}$	Vitesse de glissement critique
$\ddot{S}$	Accélération de glissement
$\ddot{\ddot{S}}, d^3s/dt^3$	Dérivée troisième du glissement ou taux de variation d'accélération à l'interface de friction
$\ddot{\ddot{S}}_0$	Constante du taux de variation d'accélération à l'interface de friction pour le facteur d'impulsion initial
$S'$	Contrainte de torsion souhaitée dans une spire de ressort cylindrique
$S_0$	Amplitude du déplacement imposé

$\ddot{S}_0$	Variable correspondant à la moyenne des pics d'accélération de glissement
$S_b$	Déformation caractéristique d'un modèle de Kelvin Voigt
$S_c$	Contrainte de compression maximale d'une rondelle Belleville
$S_i$	Facteur de sols
$S_e$	Contrainte de torsion effective
$S_m$	Contrainte fictive ultime d'un ressort conique
$S_r$	Contrainte admissible d'une rondelle Belleville
$S_{resist}$	Contrainte admissible de torsion recommandée
$S_t$	Contrainte de torsion corrigée du ressort cylindrique
$S_{t1}, S_{t2}$	Contrainte de traction à un bord d'une rondelle Belleville
$SH$	Hauteur solide du ressort
$SS$	Contrainte solide du ressort cylindrique
$SS_t$	Contrainte solide corrigée du ressort cylindrique
$s^4/I_0$	Constante géométrique d'un ressort conique
$ST1, ST2, ST3$	Projections normalisées d'une membrure selon les axes globaux
$t$	Temps
$t_b$	Épaisseur d'une rondelle Belleville
$t_f$	Température de fabrication d'un alliage à mémoire de forme
$t_c$	Température critique de changement de phase
$t_{is}$	Temps coïncidant avec l'initialisation du facteur d'impulsion
$T$	Période
$T_0$	Période naturelle de la composante élastique d'un isolateur
$T_1, T_2, T_n$	Période du mode $n$ de déformation de la barre
$T_b$	Période d'un bâtiment
$T_d$	Température de calcul
$T_e$	Période de la composante des ressorts de l'appui
$T_{es}$	Période élastique du ressort à l'État Limite de Service

$T_f$	Période fondamentale d'une structure non isolée
$T_g$	Période d'une excitation sinusoïdale
$T_i$	Période d'une structure isolée
$T_s$	Période prédominante d'une excitation à la base
$T_{sp}$	Période élastique du comportement superélastique original
$T_u$	Période caractéristique du modèle de Kelvin Voigt
$T_x$	Période propre des ressorts $K_g$ de masse $m_{sp}$
$u$	Degré de liberté de déformation axiale d'une membrure
$u(x,t)$	Déplacement axiale de la barre à la position $x$ à l'instant $t$
$U_a$	Ratio de la rigidité du plateau d'écroutissage sur la rigidité initiale
$U_b$	Paramètre de durcissement sans dimension
$U_r$	Paramètre caractérisant le caractère plastique ou superélastique de la loi superélastique
$\{U\}$	Vecteur des déformations axiales
$v$	Degré de liberté de déformation en cisaillement d'un élément de friction
$v_1, v_2$	Degré de liberté de déformation en cisaillement dans les directions transversales 1 et 2 d'un élément de ressort
$W$	Poids du tablier repris par l'appareil d'appui à l'État Limite Ultime
$x$	Variable quelconque d'une fonction ou position quelconque d'un élément de barre
$X, Y, Z$	Coordonnées dans les axes globaux
$X_k, X_1, \dots, X_6$	Degrés de liberté globaux d'un élément structural
$XL$	Longueur d'une membrure
$Y$	Déplacement à la limite élastique du comportement superélastique
$Y_e$	Déplacement à la limite élastique du comportement de friction
$Y_n(t)$	Composante temporelle du mode $n$ de déformation de la barre
$Y_n(0), \dot{Y}_n(0)$	Déplacement et vitesse de la composante temporelle du mode $n$ de déformation de la barre à l'instant $t=0$

$Y_n(t)_{\text{homogène}}$	Solution homogène du mode $n$ de déformation de la barre
$Y_n(t)_{\text{particulière}}$	Solution particulière du mode $n$ de déformation de la barre
$\tilde{Y}_n(t)$	Solution de l'équation de Duhamel du mode $n$ de déformation de la barre
$\bar{Y}_n$	Amplitude du mode $n$ de déformation de la barre
$Y_p$	Déplacement à l'initiation du durcissement de la loi superélastique
$Z$	Variable hystérétique sans dimension caractérisant les déformations plastiques
$Z_a$	Zone d'accélération
$Z_v$	Zone de vitesse
$Z_y$	Variable locale caractérisant le retour superélastique

### Alphabet grec

$\alpha$	Coefficient de transition positif de la loi de Mokha
$\alpha_b$	Facteur d'écroissage sans dimension
$\alpha_c$	Facteur correctif sur la charge de compression verticale
$\alpha_b, \alpha_{ss}$	Coefficients de transition positif de la loi de Mokha du coefficient de friction initiale et permanent
$\alpha_p$	Ratio de la masse de la pile sur la masse du tablier
$\beta, \gamma$	Paramètres contrôlant la forme de la loi de friction
$\beta_e$	Fraction d'amortissement visqueux équivalent de l'appui
$\beta_n$	Rapport de la pulsation d'excitation sur la pulsation du mode $n$
$\bar{\beta}_n$	Angle de phase dans le temps du mode $n$ de déformation de la barre
$\beta_p$	Écroissage plastique
$\beta_t$	Durcissement de la loi superélastique originale
$\chi$	Variable locale de la loi superélastique originale

$\delta$	Angle de rotation des axes locaux par rapport aux axes globaux
$\delta_0$	Déplacement souhaité dans le ressort
$\delta_p$	Flèche souhaitée sous $P$ par rondelle Belleville
$\delta_R$	Longueur non compressible du ressort
$\Delta$	Déflexion du ressort composé de rondelles Belleville sous la charge $P$
$\Delta t$	Pas de temps d'analyse
$\gamma'$	Ratio de la charge ultime sur la charge maximale admissible d'un ressort
$\gamma_0$	Paramètre de transition du facteur de réduction
$\Gamma$	Fonction mathématique Gamma
$\varepsilon$	Déformation (sans unité)
$\varphi_p$	Déphasage entre la force d'amortissement à dérivée fractionnelle et le déplacement caractéristique $S_b$
$\Phi_i, \Phi_j, \Phi_n$	Composante modale géométrique des modes $i, j$ et $n$ de déformation
$\eta_p$	Constante d'amortissement à dérivée fractionnelle
$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$	Constantes de régression de la force de friction
$\Lambda$	Rapport d'élanement du ressort
$\mu$	Coefficient de friction
$\mu_{dyn}$	Coefficient de friction dynamique
$\mu_{ms}$	Coefficient de friction statique moyen
$\mu_{mss}$	Coefficient de friction dynamique permanent modifié
$\mu_{min}, \mu_{max}$	Coefficient de friction dynamique minimum et maximum
$\mu_i$	Coefficient de friction dynamique initial
$\mu_{i min}, \mu_{i max}$	Coefficient de friction dynamique initial minimum et maximum
$\mu_{ss}$	Coefficient de friction dynamique permanent
$\mu_{ssmin}, \mu_{ssmax}$	Coefficient de friction dynamique permanent minimum et maximum
$\mu_{stat}$	Coefficient de friction statique
$\nu$	Rapport des longueurs $a$ sur $b$

$\theta$	Angle entre les plans supérieur et inférieur de l'appui
$\sigma$	Contrainte
$\sigma_y$	Contrainte à la limite élastique
$\tau$	Variable d'intégration temporelle
$\tau_R$	Constante caractéristique de l'amortissement à dérivée fractionnelle
$\nu$	Coefficient de Poisson
$\omega$	Pulsation d'excitation
$\omega$	Pulsation caractéristique d'un ressort $K$ et d'une masse $m$
$\omega_d$	Pulsation caractéristique d'un modèle de Kelvin Voigt
$\omega_D$	Pulsation caractéristique amortie d'un ressort $K$ et d'une masse $m$
$\omega_{dn}$	Pulsation amortie du mode $n$ de déformation de la barre
$\omega_e$	Pulsation caractéristique des ressorts $K_g$ et de la masse $M$
$\omega_n$	Pulsation du mode $n$ de déformation de la barre
$\omega_{se}$	Pulsation caractéristique des demi - ressorts $K_s$ et de la masse $M$
$\omega_{sp}$	Pulsation propre des ressorts $K_g$ et de la masse $m_{sp}$
$\omega_x$	Pulsation propre des demi - ressorts $K_s$ et de la masse $m_{sp}$
$\Omega_j, j=1 \text{ à } 6$	Degrés de libertés globaux d'un nœud
$\xi$	Fraction d'amortissement visqueux critique
$\xi_0$	Fraction d'amortissement constante
$\xi_h$	Fraction d'amortissement hystérétique
$\xi_n$	Fraction d'amortissement visqueux critique du mode $n$ de déformation
$\xi_p$	Fraction d'amortissement visqueux critique de la pile
$\psi$	Biais de la travée du pont en degré
$\psi'$	Rapport des diamètres moyens extérieur et intérieur d'un ressort conique
$\zeta$	Ratio des rigidités $K_r$ et $K_d$

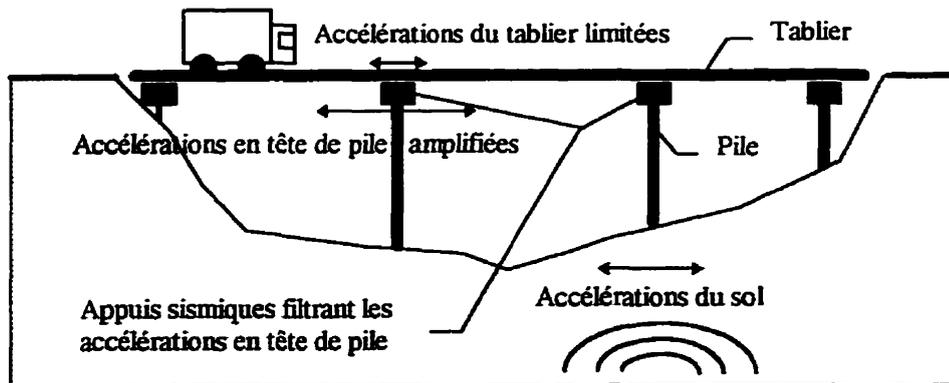
**Abréviations**

AHM	Accélération horizontale maximale
AMF	Alliage à mémoire de forme
DL	Poids Propre (Dead Load)
Ds	Poids de la couche d'usure
EDF	Système ressort patin en série d'Électricité de France
ELS	État limite de service
ELU	État limite ultime
F-P	Système de friction pure
LL	Surcharge (Live Load)
LRB	Appui élastomérique fretté (Laminated Rubber Bearing)
MUKCP	Modèle unidirectionnel simplifié d'isolation de tablier sur pile de pont
NZ	Appui élastomérique à noyau de plomb de Nouvelle Zélande
R-FBI	Isolateur à résilience par friction
SR-F	Système combiné R-FBI et EDF en série (Sliding Resilient-Friction)
TFE	Tétrafluoroéthylène ou téflon
VHM	Vitesse horizontale maximale
ZKB	Modèle final unidirectionnel d'isolation de tablier sur pile de pont
ZKPP	Modèle unidirectionnel d'isolation de tablier sur pile de pont

## CHAPITRE I INTRODUCTION

### 1.1 Présentation et contexte du projet de recherche

Les ponts et viaducs au Canada, en particulier au Québec et en Colombie Britannique, sont susceptibles de subir des sollicitations sismiques importantes. Une solution possible pour assurer l'intégrité structurale de ces ouvrages consiste à isoler la structure des sollicitations sismiques grâce à l'implantation d'appareils d'appuis sismiques. Ces appuis assurent ce rôle en découplant les mouvements du sol de ceux du tablier comme le montre la figure 1.1. Cette technique de protection sismique des ouvrages a été surtout développée dans des pays comme les États Unis, le Japon, la Nouvelle Zélande et l'Italie à cause de leur situation sismotectonique évidente. Néanmoins, le Canada n'est pas à l'abri de tout risque sismique majeur.



**Figure 1.1: Schéma simplifié d'isolation par la base**

Une entreprise québécoise, Z-Tech Inc., spécialisée dans la fabrication de joints d'expansion pour les ponts, de géotextiles et d'appareils d'appuis conventionnels (1994), a décidé de lancer une recherche en laboratoire pour l'élaboration d'appareils d'appuis

sismiques. Le développement d'un nouvel appareil d'appui sismique a été décidé pour des raisons technologiques et socio-économiques:

- les appareils d'appuis sismiques actuels répondent pour les plus classiques aux exigences sismiques de l'isolation à la base, mais ils présentent tous des inconvénients plus ou moins importants comme les déplacements résiduels, les problèmes de résonance, les conditions de site, le comportement unidirectionnel ou multidirectionnel, etc.
- aucune firme au Canada ne produit actuellement d'appareils d'appuis sismiques, l'entreprise Z-Tech Inc. serait donc la première entreprise canadienne et québécoise à concevoir ce type de produits.

L'étude débute avec cette thèse de doctorat. La thèse est financée par l'École Nationale des Travaux Publics de l'État (France, Vaulx-en-Velin, Lyon) sous la direction administrative de M. Michel Faure (France) dans le cadre de mon contrat en tant qu'ingénieur fonctionnaire titulaire au service du Ministère de l'Équipement Français. Cette thèse est supervisée par mon directeur académique, M. André Filiatrault, Ph.D., ing., professeur titulaire, à l'École Polytechnique de Montréal au Québec. Le projet de recherche est financé par l'entreprise Z-Tech Inc. par l'intermédiaire du C.D.T. (Centre de Développement Technologique) de l'École Polytechnique de Montréal. Les clients et maîtres d'ouvrage potentiels sont les Ministères des Transports du Québec et de Colombie Britannique. La conception d'un isolateur original est entreprise à partir d'une recherche bibliographique, d'études numériques et d'essais expérimentaux.

## **1.2 Sismicité de l'Est et de l'Ouest du Canada**

Selon Filiatrault (1995), la sismicité au Canada est mieux définie dans l'Ouest que dans l'Est. Néanmoins quelques constats peuvent être faits.

“ Chaque année, 200 à 300 tremblements de terre sont enregistrés au Canada. En moyenne, 15% de ces tremblements se produisent dans l'Est du pays, 25% dans

l'Ouest canadien et 60% dans le grand Nord. Très peu de tremblements de terre ont lieu dans les prairies canadiennes. Particulièrement pour l'Est et l'Ouest du pays, il est nécessaire de construire les ouvrages de génie civil en vue de résister aux séismes. En moyenne au cours du dernier siècle, on a observé dans l'Est du pays un séisme par décennie ayant une magnitude supérieure à 6 alors que dans l'Ouest on retrouve deux séismes par décennie avec une magnitude supérieure à 6.5."

"La majorité des séismes ayant lieu au Québec peuvent être attribués à une réactivation d'un système de failles de rift le long du St-Laurent et de la rivière Ottawa..."

"La majorité des tremblements de terre dans l'Ouest du Canada sont associés avec des mouvements entre trois plaques tectoniques distinctes: la plaque du pacifique, la plaque de l'Amérique du Nord et la plaque de Juan de Fuca..."

"Les tremblements de terre de l'Ouest de l'Amérique du Nord ... sont associés avec des ruptures de failles s'étendant en surface. Dans l'Est, aucun séisme n'a encore donné lieu à une rupture en surface. Une conséquence de cette différence est que les sources utilisées pour l'évaluation de l'aléa sismique dans l'Ouest du continent reposent sur des évidences géologiques concrètes alors que dans l'Est, la définition des sources sismiques est basée sur une sismicité qui est mal définie et plutôt uniforme."

"En utilisant l'échelle de Mercalli modifiée (IMM) comme base de comparaison, on peut observer que la période de retour pour des séismes de IMM>VII est deux à trois fois plus courte dans l'Ouest que dans l'Est de l'Amérique du Nord..."

"Le taux plus élevé de sismicité de l'Ouest de l'Amérique du Nord est contre - balancé par la plus faible atténuation des ondes sismiques dans l'Est du continent... Le séisme du Saguenay en 1988 fut ressenti au Sud jusqu'à Washington D.C. aux États-Unis et à l'Ouest jusqu'à Thunder Bay en Ontario."

Il faut souligner la différence majeure entre le contenu fréquentiel de l'Est qui est élevé et de l'Ouest qui est beaucoup plus faible. En effet les séismes de l'Est présentent des fréquences caractéristiques élevées comparées aux séismes de l'Ouest canadien (Adams et Basham, 1989; Lamontagne, 1987; Nuttli, 1988). Ce facteur affecte le comportement dynamique des structures et doit donc être prise en compte.

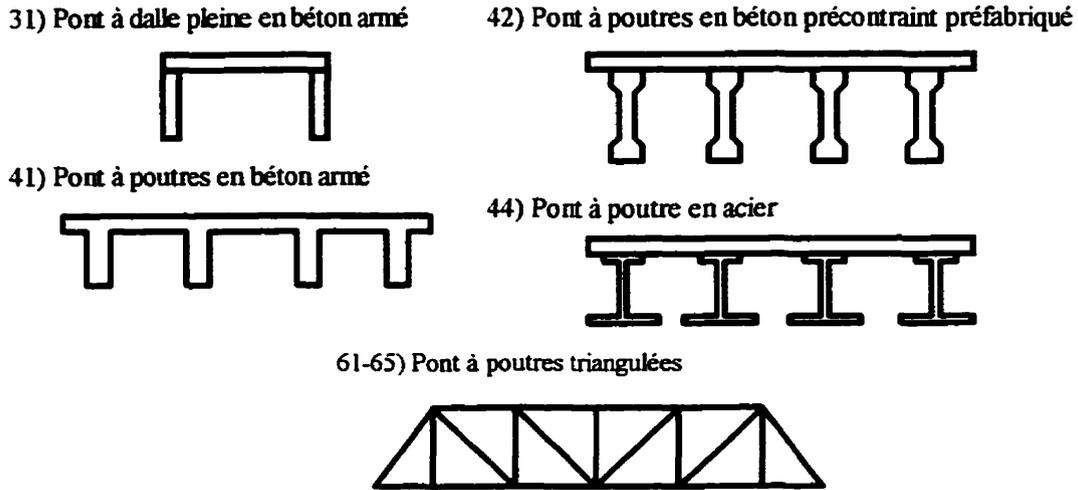
### 1.3 Données et statistiques sur les ponts du parc routier québécois

#### 1.3.1 Recensement des ouvrages d'art

Le nombre total de ponts au Québec en août 1994 s'élevait à 8 488. Les ponts au Québec concernés par la réhabilitation par isolation à la base sont les ponts à dalle épaisse, les ponts à âmes pleines et dalle en béton armé, mixte ou non, et les ponts à poutres triangulées tels que présentés au tableau 1.1. On notera que chaque type de pont est défini par une appellation précise et un numéro type définis par le Ministère des Transports du Québec (1994) tels qu'illustrés aux figures 1.2 et 1.3.

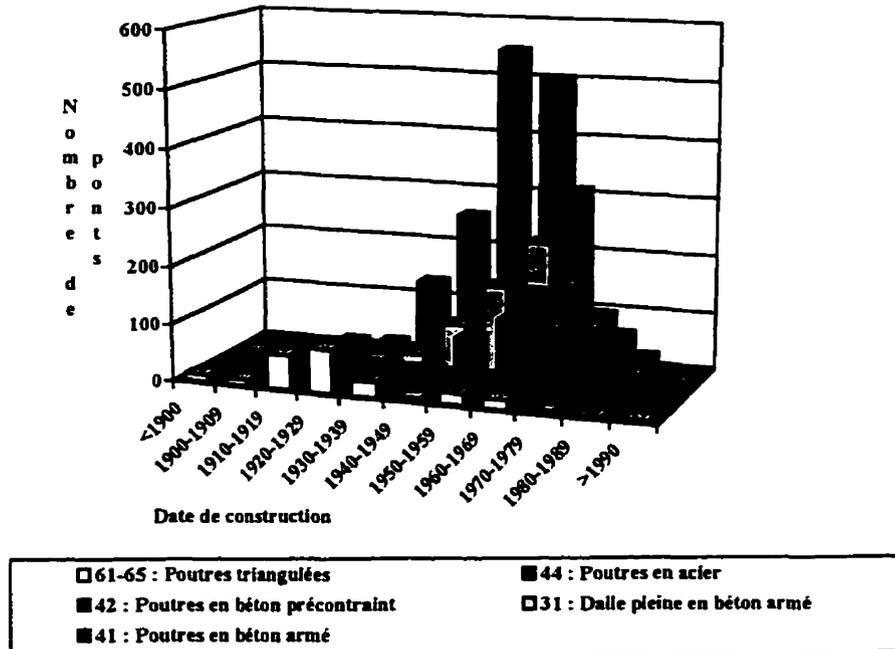
**Tableau 1.1: Ponts concernés par la réhabilitation sismique au Québec**

Type structural des ponts	Numéro Type	Nombre (Proportion)	Proportion relative et date de construction
<b>Pont à dalle épaisse</b>			
dalle pleine en béton armé	(31)	590 (7%)	65% 1950-1969 93% 1940-1979
<b>Pont à poutres à âme pleine et dalle en béton armé</b>			
poutre en béton armé	(41)	1579 (19%)	24% 1930-1949 90% 1930-1969
poutres en béton précontraint	(42)	649 (8%)	52% 1970-1979 93% 1960-1989
poutre en acier	(44)	520 (6%)	70% 1950-1979 94% 1930-1994
<b>Pont à poutres triangulées</b>	<b>(61 à 65)</b>	<b>232 (3%)</b>	<b>70% 1910-1939 92% 1900-1969</b>
<b>Total :</b>		<b>3570 (42%)</b>	



**Figure 1.2: Classification des ponts selon le Ministère des Transports du Québec**

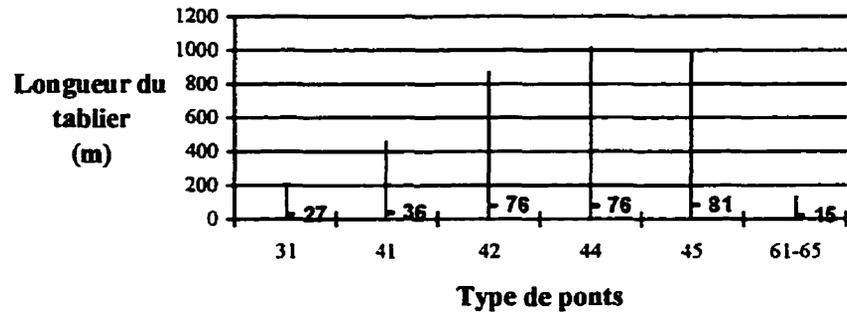
Comme on peut le constater sur la figure 1.3, la majorité des ponts ont été construits entre 1940 et 1970, à l'exception des ponts triangulés qui ont été construits dans les années 1910 à 1930. Ces ponts ont donc été construits avant l'entrée en vigueur des normes parasismiques modernes: une réhabilitation sismique pourrait être nécessaire.



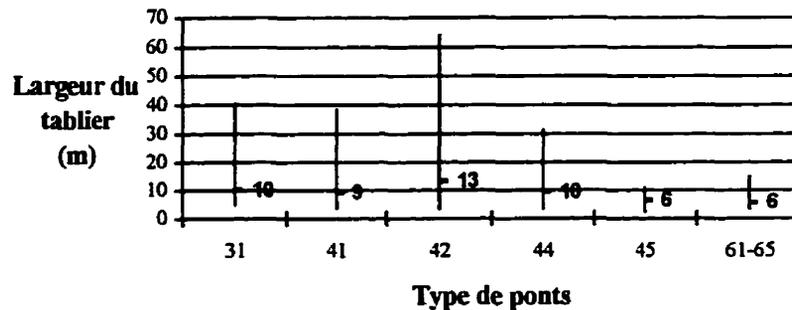
**Figure 1.3: Répartition des structures de ponts selon la date de construction**

### 1.3.2 Caractéristiques géométriques des ouvrages d'art

Les dimensions caractéristiques des ponts sont décrites aux figures 1.4 et 1.5 suivantes:



**Figure 1.4: Longueur des ponts au Québec selon leur catégorie**  
(- valeurs moyenne, maximale et minimale)



**Figure 1.5: Largeur hors tout des ponts au Québec selon leur catégorie**  
(- valeurs moyenne, maximale et minimale)

On constate que la longueur moyenne des ponts concernés par l'isolation varie de 15 à 80 mètres et que la largeur moyenne varie de 8 à 13 mètres. Ce sont donc des ponts de petites ou moyennes portées.

#### 1.4 Normes de calcul en vigueur

L'American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO) - Standard Specifications for Highway Bridges (1993)- décrit les exigences concernant les appareils d'appuis conventionnels. Il est important de bien comprendre qu'un appareil d'appui sismique n'est pas un appareil d'appui conventionnel. Le principe de fonctionnement étant fondamentalement différent, on ne peut pas appliquer systématiquement la norme sur les appareils d'appuis conventionnels pour réaliser un appui sismique. Cette référence permet simplement de montrer les exigences matérielles et de fabrication minimales à respecter pour la conception des appuis.

Les normes américaines AASHTO (1991) et National Institute of Standards and Technology (NIST, 1994), et Highway Innovative Technology Evaluation Center, (HITEC, 1996) ainsi que la norme canadienne des ponts, Canadian Highway Bridges Design Code (CHBDC, 1997) ont développés des catalogues de recommandations pour l'élaboration des appareils d'appuis classiques de types *élastomère fretté* et *appuis à friction*. Ces catalogues présentent des recommandations pour l'étude expérimentale des appareils d'appuis et fournissent des définitions communes afin de pouvoir comparer les performances de différents prototypes avec les caractères standards communs. La conception de l'isolateur est relativement simple car elle est basée sur le choix de la période d'isolation pour un système élastomérique, et, en outre, sur la valeur de résistance pour les charges faibles, donc sur le choix d'un coefficient de friction, pour un système à friction. La sismicité du site peut-être caractérisée par l'amplitude des accélérations et le contenu fréquentiel correspondant au site donné. Ces deux facteurs permettent un choix potentiel des caractéristiques de dimensionnement.

Les exigences sur les isolateurs à la base pour le Québec sont essentiellement basées sur les normes américaines AASHTO. Le nouveau code canadien des ponts CHBDC (1997)

adopte les exigences de la norme AASHTO (1991) américaine à l'exception de quelques facteurs de dimensionnement. Ceci constitue un progrès considérable par rapport aux exigences passées: auparavant, les normes ignoraient complètement cette technologie et demeuraient qualitatives et non quantitatives sur le dimensionnement des appareils d'appuis.

Les exigences des différents codes ou catalogues seront explicitées en détails pour la conception et les tests de performance des appuis sismiques.

### **1.5 Portée et contenu de la thèse**

L'objectif de cette thèse est de proposer un prototype d'appareil d'appui sismique innovateur pour les ponts et viaducs de petites et moyennes portées, c'est-à-dire inférieures à 100m environ, pour l'Est et l'Ouest du Canada. Pour y parvenir, plusieurs étapes préliminaires pour l'élaboration du prototype ont été réalisées:

- une étude bibliographique des systèmes d'isolation parasismique résumée dans le chapitre II;
- une rencontre avec le Ministère des Transports à Québec afin de connaître les besoins du parc routier québécois et les intentions du Ministère vis-à-vis du projet;
- une recherche des brevets sur les appuis parasismiques déposés au Canada avec l'aide de Z-Tech R&D et du Centre de Développement Technologique de l'École Polytechnique de Montréal;
- une recherche sur de nouveaux matériaux comme les alliages à mémoire de forme au département de génie mécanique de l'École Polytechnique de Montréal et les polymères au Conseil National de Recherche du Canada à Boucherville.

À partir des connaissances théoriques actuelles sur le comportement des composantes d'un appareil d'appui sismique, la thèse présente une proposition préliminaire d'un isolateur sismique tel que présenté au chapitre III.

Normalement l'appui doit protéger le pont des sollicitations longitudinales et transversales au tablier du pont. Si ce n'est pas le cas, l'appui doit absolument reprendre les charges longitudinales, les charges transversales peuvent elles être reprises par les piles ou les culées. Celles-ci sont généralement plus faciles à renforcer dans cette direction car généralement l'encombrement géométrique est moins contraignant car les piles sont réparties sur la largeur de la chaussée. Dans le cadre de notre recherche, nous réduirons donc l'étude à un appareil d'appui unidirectionnel. Cette recherche ne constitue qu'une étude préliminaire, elle pourra par la suite faire l'objet d'une généralisation à un système d'appareil d'appui bidirectionnel.

La modélisation de l'isolateur en tête de pile est décrite au chapitre IV. Le comportement plastique de friction et le comportement viscoélastique habituellement employés pour les différentes composantes parasismiques sont présentés dans ce chapitre.

La modélisation de l'appui a conduit à la proposition originale d'une loi superélastique. Des modèles de lois superélastiques existent déjà actuellement, mais les caractéristiques mécaniques diffèrent selon que l'on dégénère la loi à des cas réels. Le modèle proposé permet en outre une compréhension aisée des paramètres mécaniques et donc une modélisation rapide pour tout utilisateur.

La modélisation du prototype sur pile a été implantée sous forme de logiciel interactif en Turbo Pascal pour faciliter le dimensionnement.

Pour un ensemble représentatif d'accélérogrammes à la base de la pile et selon les caractéristiques mécaniques du pont, le modèle permet d'effectuer des analyses paramétriques afin de déterminer les caractéristiques idéales du prototype. L'analyse des résultats présentée au chapitre V conduit à la reformulation du type d'appui sismique et a abouti à la proposition finale de deux prototypes: un prototype superélastique possédant les caractéristiques mécaniques théoriques quasi parfaites pour l'isolation à la base et un prototype avec un comportement mécanique de type interface de friction et ressorts viscoélastiques en parallèle, montrant numériquement des performances relativement proches du modèle idéal. La raison de cette double proposition est une raison théorique et économique, car si le premier prototype est techniquement réalisable, les coûts des matériaux comme les alliages à mémoire de forme et l'accessibilité industrielle aux technologies nécessaires rendent un appui de ce type au moins 150 fois plus cher qu'un appui basé sur des technologies plus conventionnelles. Le premier type ne serait aujourd'hui pas raisonnablement commercialisable.

Le choix du prototype étant fait au chapitre V, les étapes de conception sont définies au chapitre VI pour chacune de ses composantes: la composante de friction est dissipatrice d'énergie et la composante ressort assure un recentrage minimum de l'appui.

La composante friction est basée sur la conception d'un "appui à pot". C'est un appui de téflon glissant sur de l'acier inoxydable. Le téflon est fixé sur un piston d'acier et coulisse dans une chambre où un élastomère est comprimé sous l'action du piston. L'appui appelé "pot-bearing" et développé par Z-Tech R&D prend en compte les rotations et les charges de calcul selon la norme canadienne.

La composante ressort est un élément innovateur original dans cette thèse. Bien sûr, des appareils d'appuis ont été développés avec, entre autres, des poutrelles en flexion ou des ressorts en rondelles de caoutchouc. Dans le premier cas, les poutrelles sont conçues

pour plastifier et dans le second cas, la composante élastomérique en compression présente un comportement de type parabolique défavorable à l'isolation sismique ou alternativement présente une capacité de chargement réduite; elle agit finalement davantage comme un pare-choc pour l'isolateur que comme un élément structural d'isolation. Plusieurs dimensionnements de ressorts ont été examinés comme les ressorts hélicoïdaux, les rondelles Belleville et les ressorts en compression; ils sont présentés dans la thèse au chapitre VI. Ce type de ressorts subissant de grandes déformations (170 mm) sous des charges élevées (20 kN) ne sont pas standards et doivent être fabriqués sur mesure, mais avec des tolérances acceptables.

Pour un dimensionnement complet d'un appui sismique, la thèse propose la méthode de calcul suivante: on effectue une première hypothèse sur la répartition des appuis sismiques dans le pont, sur le type d'interface de friction utilisée, sur la pression de confinement des appuis. Une analyse numérique du pont permet alors d'établir le déplacement de dimensionnement de calcul. Si le déplacement est raisonnable par rapport aux dimensions du pont (en général 0,1% de la longueur de la travée, mais en fait tout dépend du type de pont ) et si le déplacement est acceptable pour le design des ressorts (plus le déplacement est grand, plus le ressort est gros car sa rigidité doit être constante) et finalement si l'isolation du pont est bien effective, c'est-à-dire si les efforts horizontaux dans la structure sont bien limités à 10% du poids de l'ouvrage par exemple, le dimensionnement initial est accepté et le déplacement obtenu par l'analyse impose alors le dimensionnement des ressorts. Sinon il faut recommencer en modifiant à nouveau la disposition des appuis, la pression de confinement ou le type d'interface pour réduire ou augmenter les déplacements du tablier.

Une étude expérimentale comportant des essais cycliques dynamiques a été réalisée sur des interfaces de friction de type acier inoxydable et téflon avec ou sans graisse de silicone afin de corroborer les connaissances sur ce sujet. Le programme expérimental est

présenté au chapitre VII. Des essais de friction pour des fréquences supérieures à 1Hz ont également été réalisés pour la première fois à notre connaissance et ont permis de montrer de manière indiscutable l'influence du coefficient de friction statique sur le coefficient de friction dynamique. Ce phénomène avait déjà été pressenti avec le phénomène de "slip-stick" qui intervenait parfois pour des essais effectués par d'autres chercheurs à des fréquences proches de 1 Hz. Une modélisation originale de ce phénomène est d'ailleurs présentée au chapitre VIII.

La conception générale d'un isolateur et une application immédiate pour la fabrication d'un prototype sont présentés au chapitre IX. Une revue des exigences d'essais de différents codes et d'organismes parasismiques pour l'évaluation des isolateurs à la base est présentée. Un protocole expérimental étant établi, des essais cycliques dynamiques ont été réalisés sur un prototype complet de l'appareil d'appui proposé d'une capacité portante de 400kN afin de déterminer les caractéristiques réelles des ressorts et les caractéristiques de l'appui au complet. Le montage et les résultats sont présentés au chapitre IX. Une modélisation dynamique des ressorts est présentée au chapitre X.

Pour le dimensionnement des appuis du programme expérimental, le déplacement de calcul était basé sur une analyse simplifiée de l'appui en tête de pile. Pour un dimensionnement réel, les normes américaines exigent souvent une analyse structurale complète du pont pour déterminer le déplacement de calcul. C'est pourquoi les lois de comportement de l'appareil d'appui ont été implantées dans un logiciel d'analyse dynamique de structures tridimensionnelles non linéaires, basé sur le logiciel PC-ANSR (Maison, 1992). Cette nouvelle version nommée ANSRT où 5 éléments structuraux ont été implantés pour faciliter l'analyse est présentée au chapitre XI. Tous les éléments implantés dans ce logiciel sont des éléments bidimensionnels. Pour une structure doublement symétrique, par exemple, les composantes longitudinales et transversales sont totalement indépendantes et n'affectent pas leurs comportements réciproques. Par contre

un pont en biais sera affecté par les deux composantes horizontales. Une modélisation d'un demi - pont à 4 travées a été réalisée pour illustrer l'utilisation du logiciel. Le logiciel a en outre été modifié pour accepter des accélérogrammes standards, il a été accompagné d'un logiciel de visualisation de la structure.

## **CHAPITRE II**

### **ISOLATION À LA BASE DES PONTS ET TECHNOLOGIES PARASISMIQUES**

#### **2.1 Isolation à la base des ponts**

##### **2.1.1 Concept d'isolation à la base**

Le but de l'isolation à la base est de réduire les forces sismiques dans une structure afin d'éviter la détérioration, voire la ruine de l'ouvrage lors d'un séisme.

Le concept de dimensionnement par "capacité" est habituellement utilisé pour la conception parasismique des ouvrages en génie civil. Un mécanisme d'endommagement de la structure est préétabli en fonction du degré de sollicitation sismique de la structure. Certains éléments de la structure (par exemple, les poutres dans une ossature de bâtiment) sont conçus comme des composantes ductiles pouvant subir plusieurs cycles au-delà de la plastification, tandis que le reste de la structure demeure élastique. La structure adopte grâce aux détails de conception ductiles un comportement hystérétique stable; ceci lui permet de dissiper l'énergie sismique et d'amortir la réponse de la structure excitée. Ce concept entraîne donc l'application de forces élevées dans l'ouvrage puisque la plastification de certains éléments structuraux préselectionnés est permise et donc une redistribution des efforts dans la structure.

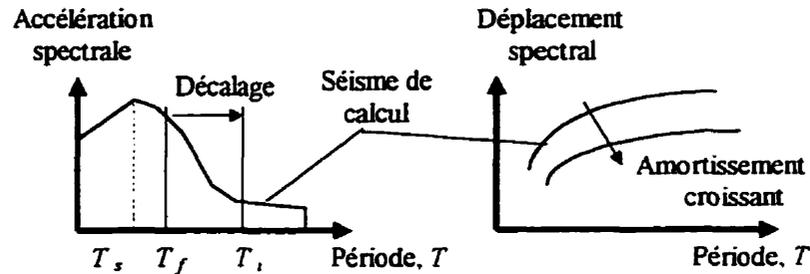
L'isolation à la base adopte un concept différent en découplant les mouvements du sol des mouvements de la structure et donc en limitant le transfert des efforts dans la structure.

### 2.1.2 Interprétation mécanique du principe d'isolation à la base

L'isolation à la base est fondée sur deux critères fondamentaux:

- la flexibilité de l'isolateur,
- la dissipation d'énergie.

En pratique, l'isolation à la base vérifie diverses exigences. En général, la rigidité horizontale de l'isolateur est faible comparée à la rigidité horizontale de la structure, le ratio est environ de 1/6, mais il peut varier de 1/2 à 1/100. Par contre, la rigidité verticale de l'isolateur est importante par rapport à la rigidité horizontale de l'isolateur. Si la rigidité horizontale est faible, la période fondamentale,  $T_f$ , de la structure s'allonge. Le décalage de la période de la structure sur le spectre d'accélération vers une période plus grande,  $T_i$ , que la période prédominante d'excitation à la base,  $T_S$ , indique que l'on s'écarte de la résonance du système par rapport aux sollicitations sismiques. Les accélérations transmises à la structure sont donc considérablement réduites comme le montre la figure 2.1. On se rapproche d'un comportement statique correspondant à une longue période. Ce phénomène n'est possible que si les sollicitations sismiques sont de moyennes ou de basses périodes par rapport à la période naturelle de la structure isolée. En contrepartie, on permet des déformations horizontales importantes de l'isolateur. L'isolateur se déforme uniquement dans son premier mode de déformation. La structure plus rigide ne se déforme pas et reste indemne. Pour modérer les grands déplacements, on introduit un amortissement approprié.



**Figure 2.1: Caractéristiques d'un système d'isolation à la base**

Un compromis doit être fait entre la réduction des accélérations transmises à la superstructure et l'amplitude des déplacements au niveau de l'isolateur. L'isolateur doit présenter un comportement essentiellement élastique pour les charges de vent, les charges de freinages ou de séismes mineurs que la structure est susceptible de supporter dans des conditions normales d'utilisation. Par contre, l'isolateur doit présenter un comportement plastique s'il est soumis à des tremblements de terre majeurs (séisme de calcul).

Les modes supérieurs sont ceux qui vont entraîner les déformations de la structure alors que le premier mode est le mode de déformation de l'isolateur (mode de translation globale de la structure).

### 2.1.3 Limitations de l'isolation à la base

La grande flexibilité de l'isolateur entraîne de grands déplacements, par conséquent:

- un jeu sismique est requis (des problèmes de cognement sont susceptibles d'apparaître aux culées du pont pouvant ainsi entraîner des forces d'impact considérables);
- une force de recentrage est également requise pour empêcher les pertes d'appuis, les instabilités structurales ou tout ce qui pourrait nuire à la sensibilité structurale de l'ouvrage.

## **2.2 Revue bibliographique sur les technologies parasismiques**

### **2.2.1 Historique de développement de l'isolation à la base**

Le concept d'isolation à la base est une technologie aujourd'hui acceptée aussi bien du point de vue théorique que technologique. Selon Stiemer (1989), l'isolation à la base due à des conditions naturelles de sites a été utilisée plus ou moins accidentellement dans le passé. En particulier, de vieux bâtiments, des églises en Turquie sont la preuve de structures naturellement isolées. Ces structures ont été construites sur une épaisse couche de sable, ce qui leur conféra une protection exceptionnelle malgré des siècles de sollicitations sismiques.

Les études les plus diverses ont été faites sur l'isolation à la base, elles remontent au mieux à une centaine d'années comme le décrivent Buckle et Mayes (1990). Selon leurs écrits, Jacob Bechtold (1907) réalisa en 1906 à Munich en Allemagne une application parasismique par isolation à la base d'un bâtiment pour le compte d'un brevet américain. Une plaque de base rigide devait supporter l'édifice et reposait librement sur un manteau d'éléments sphériques fabriqués à partir d'un matériau très dur.

En 1909, un médecin du nom de Calantarients à Scarborough en Angleterre déposait un brevet de maison parasismique (Kelly, 1986). Ce bâtiment utilisait des couches de talc pour isoler les murs et les planchers des excitations du sol. En fait, le docteur Calatarients aurait apparemment eu connaissance d'une technique japonaise développée 25 ans plus tôt.

En 1921, «l'Imperial Hotel» est construit à Tokyo (Kelly, 1982). Le bâtiment est édifié sur une couche de 2 mètres de sol ferme, elle-même reposant sur une couche d'argile boueuse de 20 à 25 mètres de profondeur. Le bâtiment était solidaire de la couche de sol

ferme par l'intermédiaire de piles courtes faiblement espacées qui ne pénétraient pas la couche de boue. Le bâtiment flottait donc quasiment sur sa couche d'argile, ce qui isolait ainsi l'immeuble des mouvements du sol. Effectivement, en 1923, l'hôtel survécut au terrible séisme de Tokyo comme le décrit Frank Lloyd Wright (1977) dans ces écrits prouvant ainsi l'efficacité de la méthode.

Un premier concept précurseur du concept d'isolation à la base a été le concept du premier étage flexible proposé en 1929 par Martel, puis repris par Green en 1935 et Jacobsen en 1938. La rigidité des poteaux du premier étage d'un bâtiment devait être calculée de telle sorte qu'elle soit beaucoup plus flexible que celle des étages supérieures. On supposait alors le comportement du premier étage élastique. On s'aperçut alors qu'il fallait tenir compte des effets de grands déplacements sous l'effet des charges verticales. En incluant la plastification des poteaux, on se rendit compte, avec l'avènement du calcul informatique, qu'il était impossible de contrôler un tel développement de la structure sans avoir de mécanismes de ruine.

En 1929, Robert Wadislav deMontalk, de Wellington en Nouvelle Zélande, déposa un brevet pour une technique selon laquelle on insérait une plate-forme entre la base d'un édifice et sa fondation au sol. La plate-forme était composée de matériaux qui absorbent ou minimisent les chocs afin de garder la structure indemne.

En 1933, des bâtiments en maçonnerie non renforcée ont été seulement légèrement endommagés suite au séisme de Long Beach parce qu'ils avaient été capables de glisser sur leur poutres principales. De même en 1976, une maison en maçonnerie avait survécu au séisme de Tangshan parce qu'elle avait glissé sur sa fondation par erreur de dimensionnement.

Le premier concept d'isolation était de placer une structure entière sur des appuis à rouleaux. Ce système ne transmet donc aucune force horizontale à la structure, il est donc incapable de supporter des charges de vents par exemple. Un système semblable n'est donc pas acceptable, d'où la solution d'utiliser une surface de glissement en cuvette pour assurer le retour du système telle que la proposent Mitsushita et Izumi en 1969. Cette approche est alors exempte de tout type d'amortissement. Une étude de différents systèmes analogues démontra que la dissipation d'énergie est une composante essentielle pour obtenir une isolation efficace, c'est-à-dire en ayant une limitation des efforts retransmis à la structure isolée et une limitation acceptable de ces déplacements. En 1970, l'étude conceptuelle d'un tel système a été publiée par Caspe. Dans son système, le poids du bâtiment est supporté par des appuis à roulements. La force de recentrage du système est assurée par une plaque de néoprène. Des tiges, sans doute en acier, agissent comme des retenus contre les charges de vents et dissipent de l'énergie pour des séismes majeurs. Ce système n'a cependant jamais été réalisé dans un projet réel. D'autres systèmes similaires furent proposés par différents auteurs: par exemple, Huffman (1980) proposa l'utilisation de ressorts hélicoïdaux associés à des amortisseurs visqueux. Malheureusement son système conférait à la structure une rigidité verticale égale à deux fois la rigidité horizontale. Cela entraînait par conséquent le basculement de la structure sous des excitations latérales, ce qui dans de nombreux cas peut être encore plus dommageable pour la structure. D'autres exemples pourraient être présentés.

Toutes ces démarches expérimentales et surtout la connaissance d'un autre concept plus ancien, celui de l'isolation des vibrations des engins mécaniques, a finalement abouti au concept moderne d'isolation par la base. Le concept d'isolation des vibrations était la réponse aux problèmes industriels en plein développement: des machineries étaient la source de vibrations nuisantes pour l'environnement. Par exemple, des turbines dans les usines provoquent des vibrations du sol, ces vibrations nuisent à l'environnement, comme par exemple les appareils électroniques qui sont très sensibles aux vibrations. L'isolation à

la base consiste au contraire à isoler une machine ou un bâtiment des vibrations issues de sources extérieures. L'utilisation d'isolation contre des vibrations pour un édifice semble être apparue en Grande Bretagne. Le premier bâtiment au monde à être isolé contre les vibrations du sol à basse fréquence était un immeuble à logements situé au-dessus d'un passage ferroviaire souterrain à St James Park à Londres en 1966 (Kelly, 1993).

La première utilisation du caoutchouc dans une application du principe de protection parasismique par la base a été réalisée dans une école élémentaire à Skopje situé dans l'ex-Yougoslavie (Roth et al., 1970). Ce bâtiment, achevé en 1969, était constitué d'une structure de trois étages déposée sur des blocs de caoutchoucs simples. À l'époque, l'usage de frettes d'acier dans l'appui élastomérique n'était pas encore répandu. Dans cette situation, le caoutchouc se met à bomber sur sa périphérie non chargée. La rigidité verticale est alors proche de la rigidité horizontale, ce qui entraîne le "rocking", c'est-à-dire le basculement de la structure. De nos jours l'utilisation de plaque d'acier rend l'appui plus rigide dans la direction verticale tout en maintenant une bonne flexibilité horizontale. Le professeur James M. Kelly, à l'Université de Californie à Berkeley, est à l'origine de nombreux développements sur les appuis élastomériques, tant du point de vue théorique que technologique.

En Nouvelle Zélande, le groupe de recherche DSIR de Sciences Physiques, Department of Scientific and Industrial Research a également développé des technologies de conception parasismique et d'isolation à la base. En particulier, il a développé sous la direction de Robinson en 1975 les appuis élastomériques à noyau de plomb. Skinner et al. (1993) sont également impliqués dans de nombreuses réalisations parasismiques sur des ouvrages d'art en Nouvelle Zélande et en Californie, comme par exemple pour l'utilisation d'amortisseurs mécaniques en parallèle avec des appuis élastomériques frettés à faible amortissement.

A l'Université de New York à Buffalo, Constantinou a participé activement à la conception de l'appui à friction avec pendule. Cet appui est constitué d'une interface de téflon et d'acier inoxydable. La forme de la surface de glissement est une calotte sphérique, ce qui permet le recentrage de l'appui grâce aux efforts de gravité (Constantinou et al., 1993; Tsopelas et al., 1994).

Le premier bâtiment isolé par la base a été construit aux États-Unis est un centre de service légal pour le comté de San Bernardino, le "Foothill Communities Law and Justice Center" (Kelly, 1993). Il est situé dans la ville de Rancho Cucamonga, à 96 km à l'est du centre ville de Los Angeles, et à 20 km de la faille de San Andreas. De plus, c'est le premier bâtiment au monde équipé d'appuis avec du caoutchouc naturel à haut taux d'amortissement. Les travaux ont commencé en 1984 et se sont achevés en 1985. Le bâtiment de 4 étages recouvre une surface de 15 300 m<sup>2</sup> et a coûté 38 millions de dollars américain.

Enfin les Italiens ont développé leurs propres appareils d'appuis sismiques étant donné le grand nombre d'ouvrages historiques et la sismicité importante de ce pays. Là, ce sont surtout les grandes compagnies de génie civil qui sont à l'origine de réalisations parasismiques en proposant des appuis sismiques. Autostrade Company par exemple publiait en 1991 un guide de calcul préliminaire pour l'isolation à la base (Skinner et al., 1993).

Yegian et Lahlaf (1995) proposent des applications parasismiques en utilisant les géomembranes en polyéthylène à haute densité (HDPE), qui limitent les accélérations horizontales à 0,20g. L'efficacité est plus faible que celle d'appui sismique, mais le coût est bien moins élevé.

Il existe maintenant dans le monde plusieurs centaines de bâtiments et de ponts, voire de centrales nucléaires, protégés par isolation à la base. Les édifices structuraux sont soit neufs, soit réhabilités.

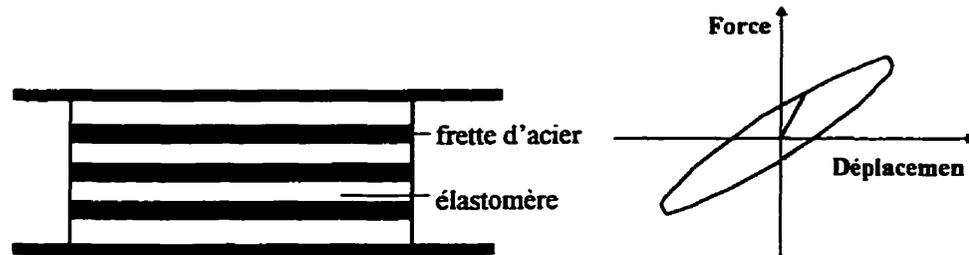
### **2.2.2 Isolateurs sismiques passifs**

Les isolateurs décrits dans cette section ne constituent pas une liste exhaustive. Cette section essaie simplement de faire ressortir quelques-uns des appareils sismiques les plus reconnus au monde parmi les centaines de brevets internationaux qui ont pu être déposés dans ce domaine, avec un succès théorique et technique inégal.

Le type d'isolation passif ne nécessite aucune intervention externe électronique ou informatique lorsque la structure est sollicitée. L'isolation est réalisée par les propriétés mécaniques de l'isolateur seulement. Le coût additionnel est de 5 à 10% par rapport au prix de l'ouvrage d'art pour les systèmes passifs. Différents auteurs traitent des isolateurs existants actuellement dont Skinner et al.(1993), Fan et al.(1988), Tsopelas et al.(1994).

#### **2.2.2.1 Isolateurs élastomériques**

Cet isolateur présenté à la figure 2.2 est constitué de couches d'élastomère alternées avec des frettes en acier. Les frettes d'acier permettent de supporter la charge verticale tandis que l'élastomère se déforme en cisaillement et assure l'isolation de la structure (Kelly, 1993). Ces appareils d'appuis sont flexibles et assurent une dissipation d'énergie moyenne car le comportement est viscoélastique. Évidemment différents types d'élastomère peuvent être employés avec des caractéristiques visqueuses plus ou moins élevées. Une étude numérique est généralement réalisée pour déterminer la meilleure configuration pour chaque application.

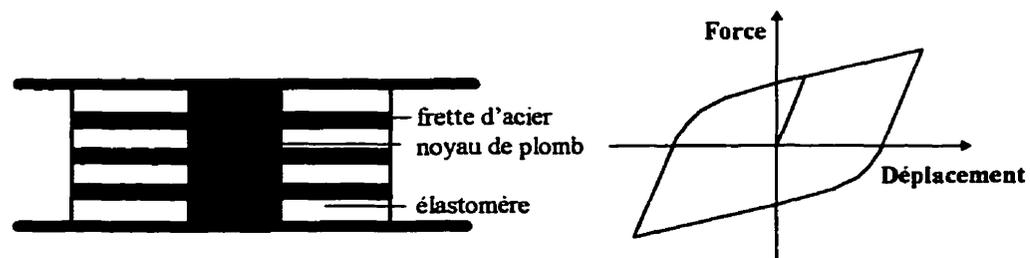


**Figure 2.2: Appareil d'appui en caoutchouc naturel**

Le seul inconvénient de cet appui est qu'il possède par nature une période fondamentale élevée, or dans le cas de séisme à très basse fréquence ou en présence de sols mous, ce type d'isolateur est susceptible de rentrer en résonance, ce qui n'est pas souhaitable.

#### **2.2.2.2 Isolateurs élastomériques à noyau de plomb**

Cet appui présenté à la figure 2.3 est similaire à l'appui précédent, sauf qu'en plus, il est doté en son centre d'un noyau de plomb généralement cylindrique (Robinson, 1982). Le noyau de plomb permet ici de reprendre les charges mineures, l'appui suit alors un comportement viscolinéaire. Mais si les charges latérales deviennent trop élevées, le plomb se comporte de façon plastique et l'élastomère devient le facteur de contrôle, l'appui se déforme selon sa flexibilité.



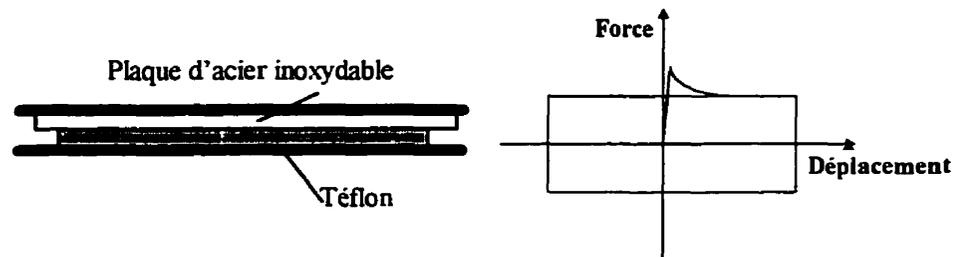
**Figure 2.3: Appareil d'appui en caoutchouc à noyau de plomb**

Le comportement global est viscoplastique avec un écrouissage. Ce système présente une bonne résistance aux charges de vent et de trafic et une grande flexibilité sous les charges sismiques. Cet appui semble posséder d'excellentes caractéristiques générales d'isolation sismique. Le seul défaut de ce système est qu'il peut présenter de grandes déformations

résiduelles à cause du comportement plastique, ce qui peut porter préjudice à long terme au bon comportement de l'appui. Ce phénomène n'existait pas dans l'appui élastomérique simple. Par contre aucun phénomène de résonance n'est ici possible puisque la rigidité est variable.

### 2.2.2.3 Isolateurs à friction

Cet appui présenté à la figure 2.4 est constitué d'une interface acier inoxydable contre du téflon ou polytétrafluoroéthylène, PTFE (Mostaghel et Davis, 1997). Le comportement est purement plastique car si le coefficient de friction est faible (environ 10%), il assure une grande flexibilité et donc une grande dissipation d'énergie. L'acier inoxydable est généralement poli et le téflon peut être renforcé de fibres de verre ou de carbone. Aucune force de rappel n'est assurée.

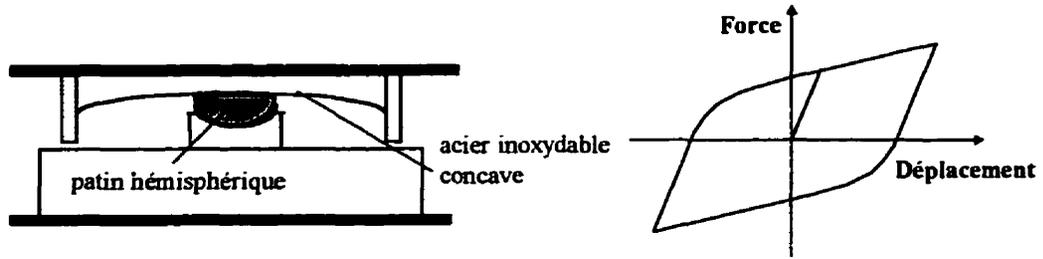


**Figure 2.4: Appareil d'appui à friction PTFE**

En pratique l'appui est accompagné soit d'un disque d'uréthane, soit d'un système de pot avec piston afin de permettre les rotations d'angle du tablier et éviter les concentrations de contraintes sur les plaques ou le téflon.

### 2.2.2.4 Système de pendule à friction (Friction Pendulum System F.P.S.)

Ce système présenté à la figure 2.5 a été développé à l'Université de Californie à Berkeley, en Californie (Constantinou et al., 1993; Zayas et al., 1990; Tsopelas, Constantinou et al., 1996).

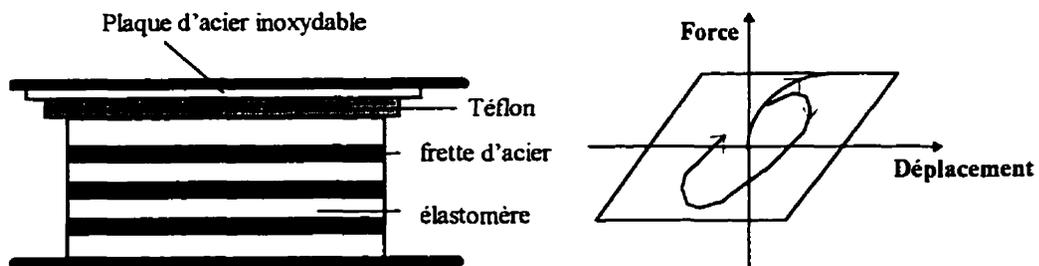


**Figure 2.5** Système de pendule à friction (FPS)

La dissipation d'énergie est assurée par glissement des interfaces. Une force de recentrage est activée par gravité grâce à la concavité de la surface de glissement lorsque le patin s'écarte du centre géométrique de l'isolateur. Cet isolateur a en plus l'avantage d'être assez compact car il est d'une faible épaisseur comparé à un appui élastomérique. Il est cependant susceptible de recevoir des chocs si le déplacement réel dépasse le déplacement de calcul de l'appui, soit le diamètre de la calotte de glissement.

#### 2.2.2.5 Isolateurs combinés

Cet isolateur (Gueraud et al., 1985) est une combinaison d'une interface de téflon - acier inoxydable montée en série sur un isolateur élastomérique, telle que représentée à la figure 2.6.



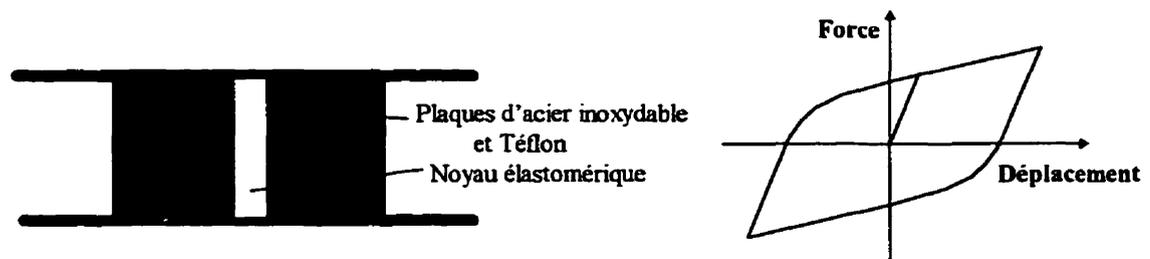
**Figure 2.6:** Système EDF (Électricité de France)

L'inconvénient de ce système est qu'il n'assure pas de force de recentrage pour les efforts élevés. Pour les efforts de vent, l'élastomère assure une bonne stabilité de l'appui. Il limite les efforts dans la structure, c'est pourquoi il a été adopté par Électricité de France pour l'isolation des centrales nucléaires. Néanmoins pour un bâtiment ou pour un pont,

les risques de glissement semblent plus importants, et ce système est plutôt déconseillé (Fan et al., 1988).

### 2.2.2.6 Isolateurs à friction et élastomérique

Le système « Resilient Friction Base Isolation » (R-FBI), présenté à la figure 2.7, consiste en une superposition de disques en acier inoxydable et téflon avec un noyau central cylindrique en caoutchouc naturel (Mostaghel, 1984).



**Figure 2.7: Système Resilient-Friction Base Isolation (R-FBI)**

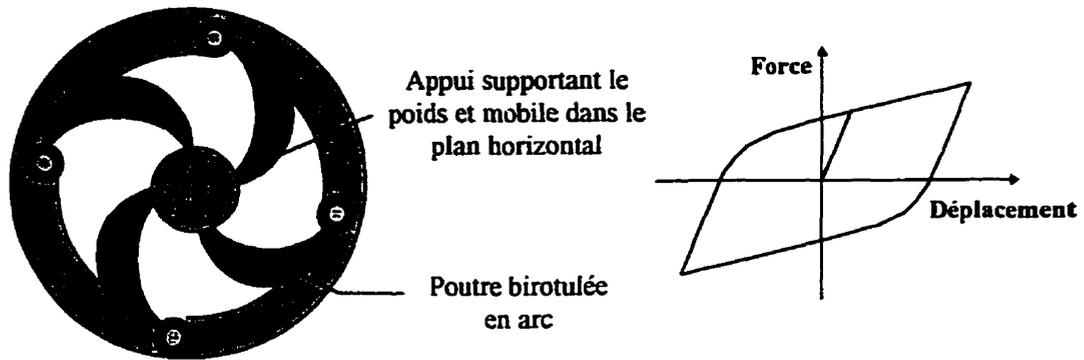
Les disques d'acier et téflon glissent les uns contre les autres et dissipent l'énergie. Le noyau de caoutchouc assure la force de recentrage. Le comportement théorique est difficilement modélisable. Ce système est efficace pour les séismes majeurs car il limite les efforts dans l'ouvrage.

### 2.2.2.7 Isolateurs à poutres flexionnelles

Des chercheurs italiens ont développés deux types d'appareils d'appuis à friction accompagnés de poutres se déformant en flexion (Skinner et al., 1993).

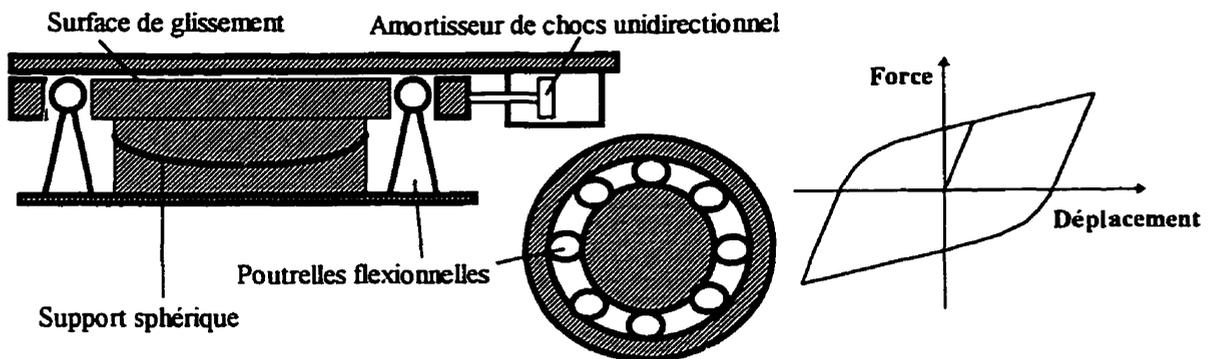
Le premier type, a été développé par Parducci, et consiste en un système élastoplastique: des poutres d'acier en arc de lune sont disposées en étoile autour de l'appui et rotulées à leurs extrémités comme le montre schématiquement la figure 2.8.

Ce système est généralement combiné avec un système d'amortissement, ou un dissipateur d'énergie comme une interface de friction.



**Figure 2.8: Système élastoplastique de poutres flexionnelles (Vue de dessus)**

Le deuxième appareil d'appui est une combinaison d'un appui à friction de type acier inoxydable téflon et en parallèle d'un système de poutrelles cylindriques d'acier disposées en étoile autour de l'appui et se déformant en flexion comme le montre la figure 2.9 (AIPCR, 1995).

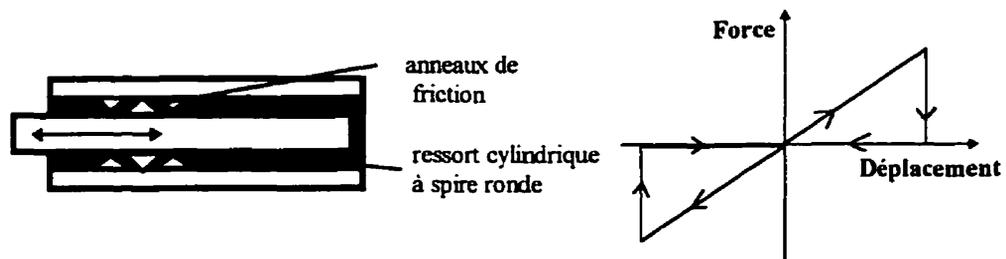


**Figure 2.9: Appui à friction et poutrelles flexionnelles**

### 2.2.3 Autres systèmes parasismiques

Les autres techniques consistent habituellement à accompagner un appui sismique simple comme les appuis à friction avec des systèmes mécaniques qui vont assurer soit une dissipation d'énergie supplémentaire, soit amortir les mouvements, soit assurer une force de recentrage pour les très grands déplacements.

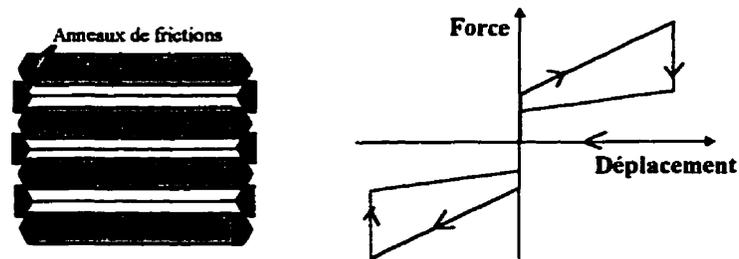
- Des poutres en acier de différentes formes pouvant se déformer en flexion ou en torsion sont dissipatrices d'énergie (Tsopelas et al., 1994). Ces poutres d'acier sont planaires; elles se déforment en flexion dissipant ainsi une partie de l'énergie sismique; elles assurent le recentrage du système en cas de trop grands déplacements.
- Des pistons remplis de silicone au comportement superélastique (Tsopelas et al., 1994) assurent un rôle similaire aux poutres décrites précédemment. Le piston joue le rôle d'amortisseur et assure le recentrage de l'isolateur par son comportement superélastique. Il est unidirectionnel et il est sensible aux variations de température.
- Le système E.D.R., « Energy Dissipating Restraint », est présenté à la figure 2.10.



**Figure 2.10: Amortisseur au comportement superélastique**

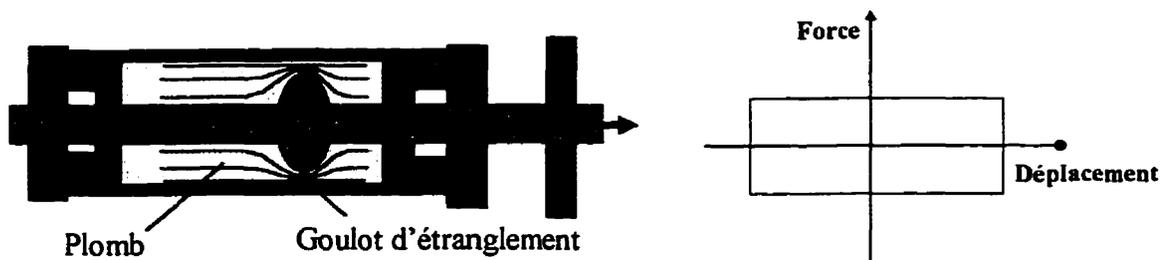
Il s'agit d'un mécanisme de friction utilisé dans les contreventements de bâtiments (Inaudi et al., 1993; Aiken et al., 1993). Un cylindre d'acier renferme un ressort cylindrique enroulé autour d'un cylindre guide. Soumis à des efforts de traction axiale, le ressort comprime des anneaux de bronze situés dans le cylindre et se comporte de manière superélastique, mais avec un déplacement résiduel sous un simple déchargement.

- Un système très proche du système EDR est le système SHAPIA de la Compagnie Spectrum, qui en fait ajoute une précontrainte au système précédent (Kar et Rainer, 1995). Le comportement observé est alors purement superélastique sans déformation résiduelle comme le montre la figure 2.11.



**Figure 2.11: Comportement superélastique de l'amortisseur SHAPIA**

- Les amortisseurs permettent une grande dissipation d'énergie en complément à d'autres systèmes d'isolation. On en distingue plusieurs types:
  - les amortisseurs visqueux comme les appuis en caoutchouc à fort taux de dissipation ou les amortisseurs hydrauliques qui eux restent sensibles aux problèmes de fuites et d'entretien;
  - les amortisseurs hystérétiques en acier: les poutres aux formes conçues pour maximiser les dépenses énergétiques avec par exemple, les poutres de flexion à moment uniforme type U, les poutres de flexion avec cantilever à biseau conique de type T, les poutres de torsion type E;
  - les amortisseurs à extrusion en plomb tels que présentés à la figure 2.12. Le déplacement d'un piston dans un cylindre de plomb entraîne la déformation mécanique du plomb, ce qui implique une grande dissipation d'énergie par comportement plastique (Cousins et Porritt, 1993).



**Figure 2.12: Amortisseur à extrusion de plomb**

On peut énumérer plusieurs dispositifs parasismiques spéciaux:

- des oscillateurs avec soulèvement pour les structures élancées;

- des fondations sur piles flexibles avec manchons, piliers libres et colonnes fortes;
- des câbles et tirants, ils empêchent surtout les pertes d'appuis;
- des rouleaux, des roulements à billes, des oscillateurs;
- des butées tampons, à caoutchouc en cisaillement, à poutres d'acier au bout conique ou biseauté, et finalement à ancrage.

Il existe encore bien d'autres systèmes d'isolateurs passifs qui ont été brevetés et qui n'ont jamais été commercialisés. Ils étaient soit trop chers, soit obsolètes, soit en compétition avec des produits performants déjà reconnus.

Le dernier type de système est celui des isolateurs semi - actifs ou actifs. Ce type d'isolateur a pour fonction d'annuler directement les forces d'inertie dans la structure par un contrôle correctif du comportement de l'isolation électroniquement ou par ordinateur. Il est souvent complémentaire aux systèmes passifs et augmente considérablement le prix de revient de l'ouvrage. Ce système ne sera pas traité dans cette étude.

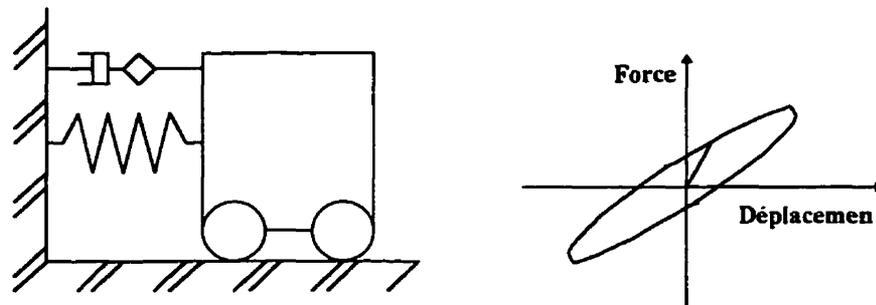
## CHAPITRE III

### PROPOSITION PRÉLIMINAIRE D'UN ISOLATEUR SISMIQUE

Les modèles simples fondamentaux que l'on retrouve traditionnellement dans la majorité des comportements rhéologiques en génie civil sont les comportements à composantes linéaires, viscoplastiques et superélastiques. Ces trois comportements typiques présentés dans ce chapitre vont conduire à une proposition préliminaire d'un isolateur sismique.

#### 3.1 Comportement à composantes linéaires

Ces systèmes sont linéaires élastiques ou viscolinéaires élastiques tels qu'illustrés à la figure 3.1. La rigidité et l'amortissement restent constants lors des déformations du système. Ces systèmes sont flexibles. Ils répondent par de grands déplacements dans le premier mode de déformation, mais n'entraînent que de faibles déplacements résiduels. La dissipation d'énergie, caractérisée par l'aire sous la courbe Force - Déplacement, dépend évidemment du coefficient d'amortissement visqueux associé.

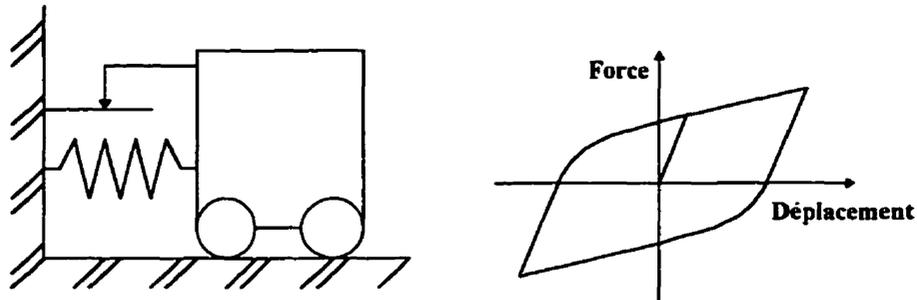


**Figure 3.1: Comportement dynamique viscolinéaire**

#### 3.2 Comportement à composantes viscoplastiques

Ces systèmes sont de type plastique tels qu'illustrés à la figure 3.2; la rigidité et l'amortissement sont variables avec la déformation du système. Ces systèmes présentent une grande rigidité pour les charges faibles. Par contre, ils présentent une grande

flexibilité sous des charges élevées. Ils ont l'inconvénient de présenter de grands déplacements résiduels. Le passage trop rapide d'une rigidité élevée à une faible rigidité entraîne également des accélérations élevées dans les modes supérieurs, c'est-à-dire à hautes fréquences. Le système permet par contre une grande dissipation d'énergie: l'aire de la boucle d'hystérésis est très grande.

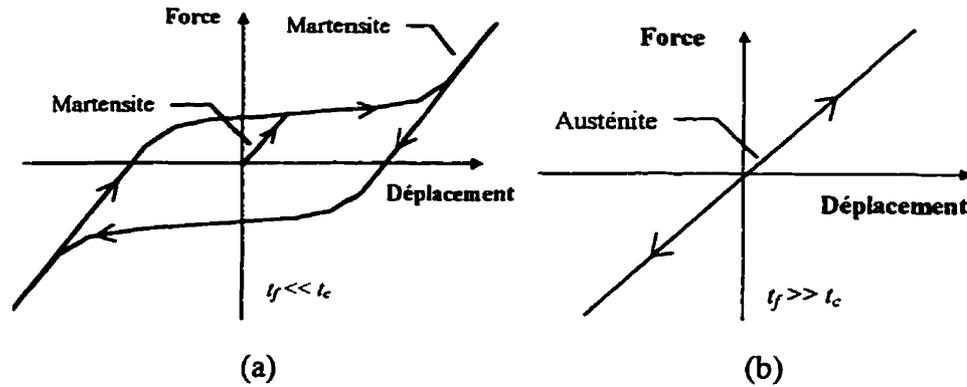


**Figure 3.2: Comportement dynamique viscoplastique**

### 3.3 Comportement à composantes superélastiques

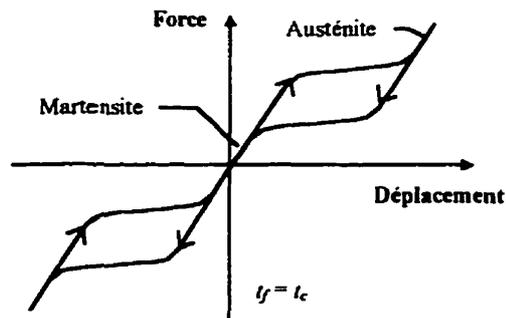
Un autre comportement moins connu est le comportement superélastique, c'est celui des Alliages à Mémoire de Forme (A.M.F.) ou "Shape Memory Alloy" (S.M.A.) en anglais (Patoor et al., 1990; Funakubo, 1984; Katho et al., 1994; Wayman, 1985; Witting, 1992). Un alliage à mémoire de forme est généralement constitué d'un mélange de deux métaux. Par exemple, le nickel et le titane forment le nitinol (Kakizawa et Ohno, 1996). D'autres alliages sont constitués de cuivre et de zinc, de fer, de manganèse ou de chrome, etc. Selon le procédé de fabrication et la température à laquelle sont alliés les deux constituants, on observe un arrangement différent des molécules. En particulier, on distingue deux phases chimiques en fonction de la température de fabrication,  $t_f$ : la phase martensitique pour des températures situées sous une température critique,  $t_c$ , liée au matériau et la phase austénétique pour des températures supérieures à cette température critique,  $t_c$ . Si on effectue un chargement cyclique à basse température, l'alliage alors sous forme cristalline martensitique adopte un comportement viscoplastique comme le montre la figure 3.3 a. Si on effectue un chargement à haute température, l'alliage possède alors

une phase cristalline austénétique qui adopte un comportement linéaire comme le montre la figure 3.3 b.



**Figure 3.3: Comportements martensitique (a) et austénétique (b)**

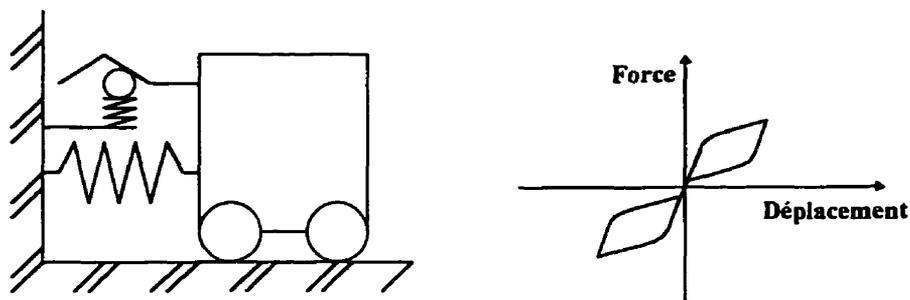
Finalement pour un domaine de température intermédiaire noté  $t_c$ , les deux phases cristallines martensitique et austénétique coexistent. Le chargement de l'alliage constitué des deux phases a comme effet de transformer une des phases du mélange en l'autre phase. De la même façon, le déchargement entraîne la retransformation de la phase formée en la phase précédente. Ce phénomène de transformation de phase entraîne un relâchement de la rigidité dans le matériau lors du chargement. De plus, la transformation inverse ne s'effectue pas pour le même seuil de chargement, il en découle un comportement superélastique comme l'illustre la figure 3.4.



**Figure 3.4: Comportement superélastique**

Le changement de température va donc influencer directement le comportement du matériau. Pour conserver le comportement superélastique, il faudra tenir compte lors de sa conception de la plage de température auquel est soumis le matériau afin que celui-ci reste toujours dans le domaine souhaité, c'est-à-dire celui de la coexistence des deux phases martensitique et austénétique.

Les systèmes de types superélastiques sont illustrés à la figure 3.5. La rigidité et l'amortissement sont variables avec les déformations du système.



**Figure 3.5: Comportement dynamique superélastique**

Ces systèmes ont une grande rigidité et une grande résistance aux charges faibles. Ils présentent une grande flexibilité sous des charges élevées. Finalement ce comportement assure une bonne dissipation d'énergie. En plus des caractéristiques du comportement plastique, ils ont en outre le grand avantage de reprendre leur forme initiale après déchargement. Par conséquent, ils assurent de faibles déplacements résiduels. Malheureusement, ce comportement est sensible à la fatigue pour les alliages à mémoire de forme. Sous un grand nombre de charges cycliques, le comportement superélastique se dégrade en un comportement plastique.

### 3.4 Proposition préliminaire d'un isolateur à la base

L'objectif principal recherché est la meilleure performance de l'isolation à la base. Cette performance se quantifie par une limitation des efforts latéraux dans la structure, cette limite représente typiquement de 10 à 15% du poids de la structure. Il faut également vérifier si les déplacements maximaux du tablier demeurent raisonnables. D'un point de vue général, on peut limiter les déplacements maximaux à 0,1% de la longueur du tablier ou à 200 mm pour des séismes majeurs et quelques centimètres (20 à 30 mm) pour des sollicitations modérées. Ces valeurs sont seulement indicatives, car en réalité elles sont dépendantes des dimensions du pont ainsi que de ces caractéristiques mécaniques (poids, rigidité, géométrie). Enfin les déplacements résiduels doivent être relativement faibles après le séisme, de l'ordre du centimètre. Pour cela, on cherche à optimiser la distribution des efforts et donc la répartition de la dissipation d'énergie à travers les différentes composantes mécaniques de l'isolateur. Pour parvenir à satisfaire tous ces objectifs, on opte pour un comportement superélastique qui devrait normalement respecter tous ces critères. Nous tentons donc de créer un système mécanique pouvant adopter le comportement superélastique et vérifier s'il satisfait bien les conditions énumérées précédemment.

Le modèle proposé se base sur la combinaison d'un ressort non linéaire viscoélastique, voire superélastique, d'un amortisseur visqueux et d'un patin en parallèle, tels que présentés aux figures 3.6 et 3.7.

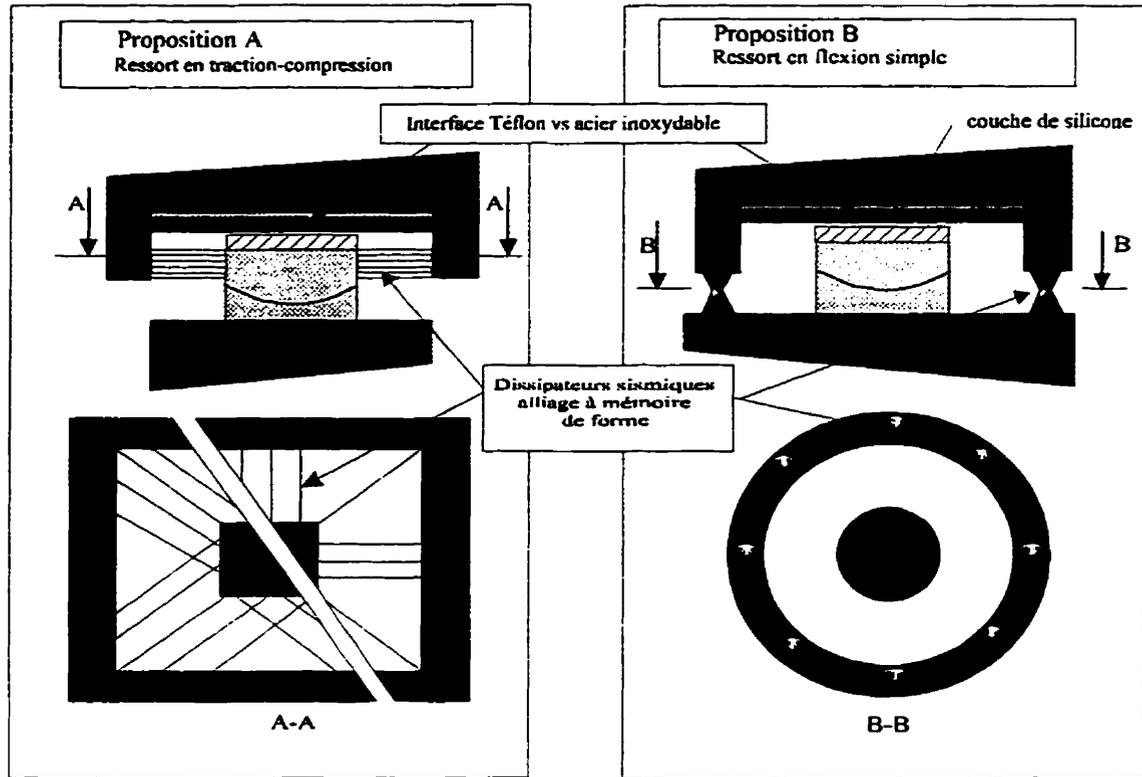


Figure 3. 6: Propositions préliminaires d'isolateur à la base

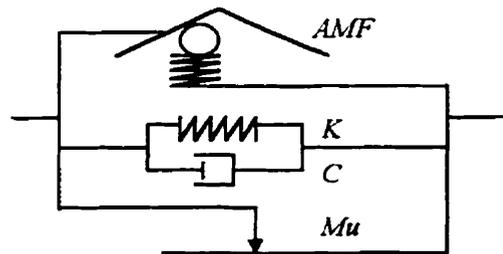


Figure 3.7: Schéma de principe de l'appui préliminaire

La composition du montage d'isolateur montré à la figure 3.7 est la suivante:

- Le **patin**, noté *Mu* sur la figure 3.7, est constitué d'un appui glissant classique de type Téflon PTFE - élastomère versus acier inoxydable;

- le comportement associé au patin est du type élastoplastique. Il permet donc une importante dissipation d'énergie sismique. Le coefficient de friction est ajusté pour obtenir un glissement pour une valeur désirée de chargement latéral en utilisant le Téflon approprié;
- l'utilisation du patin permet en outre de réduire les problèmes de résonance de l'isolateur et donc assurer en partie la sécurité de l'ouvrage.
- Le ressort, linéaire ou non, en parallèle au patin, noté  $K$ ,  $C$ ,  $AMF$  sur la figure 3.7, constitue l'élément innovateur de l'isolateur.

Il y aurait trois avantages à l'usage de ce système:

- le comportement viscoélastique du ressort (noté  $K, C$ ), ou superélastique d'alliage à mémoire de forme (noté  $AMF$ ), permettrait d'une part de dissiper l'énergie sismique excédentaire pour des séismes moyens ou majeurs, et d'autre part de limiter les grands déplacements en assurant une force de rappel.
- le fait que le patin glisse pour des charges moyennes ou majeures implique une sollicitation du ressort uniquement pour ces charges. Il n'y aurait donc pas de problèmes de fatigue possibles dus aux charges de trafic ou aux dilatations thermiques du tablier. Ces chargements pourraient altérer l'efficacité des alliages à mémoire de forme, surtout en ce qui concerne le comportement superélastique, et plus précisément la capacité à assurer une force de rappel pour l'isolateur. On a néanmoins ici un conflit entre l'utilisation d'une surface de friction qui entraînera forcément des déplacements résiduels et l'usage d'un ressort superélastique avec des propriétés de déplacements résiduels nuls. Par contre l'utilisation de graisse de silicone sur l'appui permettrait d'annuler considérablement l'effet de friction de l'appui. L'appui servirait uniquement

à reprendre les charges verticales. Nous reviendrons plus tard sur ce point pour formuler une proposition finale d'appui d'après les résultats des analyses numériques.

- enfin un ressort en compression réel présente une rigidité et une résistance accrue lorsqu'il est soumis à de très fortes compressions (Bondonet et Filiatrault, 1993). Il limiterait ainsi les trop grands déplacements du patin glissant et permet la survie du système.

Deux choix de ressorts sont possibles:

- **Un ressort en compression et traction.** Ce ressort relie la superstructure à l'élément glissant; la première proposition était d'utiliser par exemple une matrice élastomérique flexible agglomérant éventuellement soit des filins, soit des couches de grillage ou finalement des couches pleines d'un alliage à mémoire de forme. La compression du ressort permettrait de limiter les grands déplacements de façon progressive. La rigidité du ressort est faible lorsque le ressort est peu comprimé, mais devient très importante si le ressort est fortement comprimé.

- **Un ressort en flexion viscoélastique ou superélastique.** La dissipation d'énergie par flexion pourrait être optimisée en utilisant des sections à inertie variable comme pour le système TADAS (Tsai et al., 1993). L'avantage de ce système est qu'il est sans doute le plus efficace contre le soulèvement du tablier au-dessus de l'appui isolant. L'inconvénient de ce système est qu'il favorise une ou deux directions principales pour la direction de flexibilité de l'isolation si on utilise des plaques de flexion. Pour avoir un comportement multidirectionnel dans le plan horizontal, il faut adopter une ou même plusieurs poutres, dont la forme serait à symétrie de révolution autour de son axe (type conique par exemple).

Les études théoriques menées par Fan et al. en 1988 pour comparer six types différents d'isolateur à la base existants montrent les atouts majeurs d'un système patin - ressort en parallèle comparativement à d'autres systèmes. Cette étude numérique était réalisée pour un bâtiment de trois étages et non pour un pont. La période fondamentale,  $T_b$ , de la structure à isoler variait entre 0,1 et 4 seconde. Le coefficient d'amortissement visqueux de la structure était de 2%. Les isolateurs étudiés sont les suivants: un système à friction pure F-P, un appui élastomérique fretté classique LRB, l'isolateur à résilience par friction R-FBI (Mosthagel, 1984), un appui élastomérique NZ à noyau de plomb de Nouvelle-Zélande (Robinson, 1982), le système ressort - patin en série EDF français (Guerraud et al., 1985) et un système combiné R-FBI et EDF appelé Sliding Resilient-Friction ou SR-F (Su et al., 1987). Les valeurs des paramètres d'études pour les différents isolateurs comme la période,  $T_o$ , des composantes élastiques, le coefficient d'amortissement visqueux et les coefficients de friction appliqués, sont présentés au tableau 3.1 suivant.

**Tableau 3.1: Valeurs de paramètres d'analyse pour les différents isolateurs**

Système d'isolation à la base	Période Naturelle $T_o$ (s)	Coefficient d'amortissement visqueux	Coefficient de friction
F-P	-	-	0,1
LRB	2	0,08	-
R-FBI	4	0,08	0,05
EDF	1	0,08	0,2
NZ	2	0,08	-
SR-F	4	0,08	0,05 / 0,2

Les accélérations du sols sont représentés par une fonction sinusoïdale de période  $T_g$  et d'amplitude  $A_g$ . Généralement  $T_g$  vaut 0,8 seconde et  $A_g$  vaut 0,5g. La durée de l'enregistrement est de 8 secondes et permet d'atteindre quasiment le régime permanent pour la réponse structurale des appuis. Les accélérations maximales, les déplacements maximaux à chaque étage et pour l'isolateur sont analysés pour différents ratio des périodes de la structure et de la sollicitation dynamique  $T_b/T_g$ . Enfin les analyses sont

basées sur une étude incrémentale suivant la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 et sont réalisées sur un logiciel en Fortran en double précision.

Dans cette étude, la modélisation patin - ressort en parallèle est supposée représenter le système R-FBI (Clark et Kelly, 1990). Ici, seul le concept théorique a été retenu. Les éléments de comparaison étudiés sont les accélérations maximales dans la structure, le cisaillement à la base, les déformations maximales de l'isolateur et les déplacements différentiels dans la superstructure. Les résultats de ces études théoriques ont montré les tendances suivantes:

- L'isolation permet dans tous les cas de réduire les accélérations d'un facteur de 10 par rapport à une structure ancrée au sol.
- Pour les faibles accélérations, les isolateurs linéaires de type élastomérique présentent les plus faibles accélérations dans la structure. Pour les accélérations supérieures à 0,5g, les systèmes R-FBI et SR-F sont les plus performants. En effet les systèmes linéaires entraînent des pics d'accélérations proportionnels à l'intensité des accélérations excitatrices. Les systèmes à friction sont indifférents à l'intensité sismique: une amplification des accélérations d'un facteur 2 n'entraîne qu'une augmentation de 10 à 25 % des pics d'accélérations dans la structure.
- Les isolateurs élastomériques peuvent entrer en résonance pour la valeur de leur période caractéristique d'isolation. Les systèmes SR-F et EDF n'ont pas cet inconvénient.
- Le coefficient de friction influence peu les accélérations dans la structure. Les déformations maximales dans la structure ou l'isolateur sont inchangées. D'autre part, on sait que la vitesse de glissement influence la valeur du coefficient de friction.

Toutefois les variations induites restent insuffisantes pour affecter l'efficacité de l'isolation.

- L'amortissement de la structure permet de réduire les pics d'accélération, mais n'influence pas l'amplitude des déplacements maximaux de l'isolateur ou de la structure. En particulier, pour un amortissement variant de 0 à 20%, l'accélération maximale ainsi que la déflexion interne de la structure est minimale pour le système R-FBI. Par contre, le déplacement est maximum en atteignant 330 mm, hormis le système à friction pure où l'on atteint 520 mm. Mais la période élastique du système R-FBI est ici de 4 secondes.
- L'amortissement de l'isolateur n'a pas d'influence sur les pics d'accélération, ni sur les déplacements différentiels dans la structure. Par contre, il permet de diminuer modérément les déplacements de l'isolateur.
- La variation modérée de la période d'isolation n'a pas d'influence sur le comportement de l'isolation.

### **3.5 Discussions**

La non linéarité due à la mise en glissement ou à l'arrêt du glissement du patin est quasi instantanée et change brutalement le comportement dynamique de la structure. Ce phénomène réel est une arme à double tranchant pour l'isolation:

- Il a l'avantage de réduire les phénomènes de résonance pour l'isolateur. L'efficacité de l'isolateur n'est plus limitée par un domaine de fréquence comme dans un système

purement linéaire de type élastomérique. En particulier, il permet l'adaptation du système d'isolation pour les zones à sols mous correspondants à de basses fréquences.

- En revanche, il a l'inconvénient de convertir les basses fréquences d'excitations en hautes fréquences, ce qui peut entraîner dans une certaine mesure des accélérations dans les modes supérieurs de la structure et des déplacements différentiels dans la structure. Ce problème est préjudiciable pour les structures élevées. Pour les ponts, la masse est concentrée dans le tablier. De plus, l'étude concerne des ponts routiers de type tablier mixte ou béton, mais sans haubans, ni câbles suspendus. Les modes supérieurs sont généralement des modes de déformations verticales du tablier. Ils peuvent entraîner localement des concentrations de contraintes au niveau des appuis lorsque le tablier est ancré. Une étude bidimensionnelle, non linéaire localement, est nécessaire pour anticiper le comportement structural du pont suite à l'isolation du tablier. En particulier, l'influence des conditions d'appuis, hormis l'isolateur, risque de jouer un rôle prépondérant pour la sécurité de l'ouvrage. La présence de jeu sismique, c'est-à-dire une ouverture permettant le déplacement du tablier ou des piles, est donc également à étudier. De plus, l'utilisation d'un système de ressorts visqueux devrait agir comme amortisseur sur le changement de comportement de l'appui sismique.

D'autre part, des contraintes pratiques doivent être prises en compte: en particulier les charges de fluage, les charges vives de trafic et des déplacements dus à l'expansion thermique du tablier du pont. On suggère ici d'utiliser un appui glissant à élastomère confiné unidirectionnel à une extrémité de la travée du pont tandis qu'on utiliserait l'appareil d'appui sismique à l'autre extrémité de la travée. L'appui glissant à élastomère confiné devrait permettre des déplacements longitudinaux du tablier sous les charges de fluage, de trafic et surtout les déplacements dus aux cycles thermiques. L'appui glissant de l'isolateur ne sera pas mis en mouvement sous les charges normales. En effet les efforts

de friction seront plus élevés dans l'isolateur que dans l'appui glissant situé à l'autre extrémité de la travée. Cette condition sera obtenue en graissant les appuis coulissants et en s'assurant que les appuis sismiques ne sont pas graissés.

L'appui doit également protéger le pont des sollicitations longitudinales et transversales au tablier du pont. Si ce n'est pas le cas, l'appui doit absolument reprendre les charges longitudinales, les charges transversales peuvent être reprises par les piles ou les culées. Celles-ci sont généralement plus faciles à renforcer dans cette direction car généralement l'encombrement géométrique est moins contraignant car les piles sont répartis sur la largeur de la chaussée.

Les ponts en pente représentent un demi problème: on peut utiliser les appuis sismiques en les plaçant bien sûr horizontalement afin que la charge verticale soit toujours reprise par les appuis et ne contribuent pas au déplacement sismique. Par contre, on comprend que dans ce cas la composante sismique verticale est elle généralement intégralement transmise. Elle doit donc être incluse dans le calcul de l'appui et des piles.

Pour vérifier si ces hypothèses de calcul sont correctes, on envisage une modélisation numérique de l'appui sismique afin d'observer l'influence des différents paramètres théoriques qui entrent dans la composition de l'appui et pouvoir ainsi choisir un appui adapté à nos besoins spécifiques.

## **CHAPITRE IV**

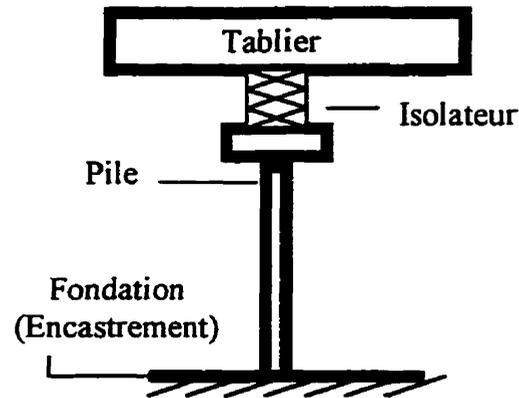
### **MODÉLISATION NUMÉRIQUE DE L'ISOLATEUR À L'INTERFACE PILE-TABLIER D'UN PONT**

À partir d'une représentation simplifiée de l'appareil d'appui situé à l'interface d'une pile de pont et du tablier, une modélisation préliminaire du système d'isolation proposée au chapitre III est exposée dans ce chapitre. Une première modélisation de l'appui tient compte du comportement plastique de la composante friction et du comportement viscoélastique de la composante ressort. Pour tenir compte des caractéristiques physiques réelles de chaque composante, des améliorations sont apportées par la suite au modèle afin de mieux représenter le comportement de l'appui. Un modèle de comportement superélastique possible d'un isolateur sismique est présenté pour compléter le triptyque des rhéologies possibles d'un appui sismique. Le chapitre se termine sur la présentation de la modélisation complète d'un appui sur pile avec les trois rhéologies présentées.

#### **4.1 Modélisation simplifiée de l'isolateur : modèle MUKCP**

Comme on le représente schématiquement à la figure 4.1, un appareil d'appui classique permet :

- le transfert des efforts de gravité à la pile selon la direction verticale,
- une certaine liberté de mouvements entre la pile et le tablier dans le plan horizontal et surtout dans la direction longitudinale du tablier. Ces mouvements sont dus aux contraintes thermiques, aux efforts dynamiques de trafic, et éventuellement, aux efforts sismiques.



**Figure 4.1: Modélisation de l'isolateur à l'interface pile - tablier d'un pont**

La modélisation numérique simplifiée de l'appui implique la déformation horizontale d'un isolateur unique. L'isolateur est situé entre le sommet d'une des piles du pont et le tablier. Le modèle tient compte de la flexibilité des piles par l'intermédiaire d'un ressort linéaire,  $K_p$ , et d'un amortisseur visqueux linéaire,  $C_p$ , en parallèle. Par contre, l'interaction entre les piles par l'intermédiaire de la superstructure n'est pas considérée. Les interactions sols - structures ne sont pas non plus considérées.

Un logiciel d'analyse numérique a été créé afin d'estimer le comportement sismique de l'isolateur. Le modèle numérique ainsi élaboré sert de base à un programme d'analyse pour implanter des éléments structuraux plus sophistiqués et pourra ensuite être modifié grâce aux résultats obtenus à partir d'un programme expérimental sur un prototype complet de l'isolateur.

Une première approche du comportement de l'isolateur proposée au chapitre 3 est réalisée pour obtenir une première évaluation des performances mécaniques de l'isolateur. Cette modélisation très simple est similaire à celle présentée par Tsopelas et al. (1994). D'une part un ressort linéaire,  $K$ , et un amortisseur visqueux linéaire,  $C$ , en parallèle modélisent la composante élastomérique. D'autre part un amortisseur de Coulomb (patin

à friction) avec un coefficient de friction,  $\mu$ , constant modélise l'interface de friction acier inoxydable et Téflon. Ce modèle est explicité au paragraphe sur la modélisation élastoplastique.

Cette formulation est appelée MUKCP par référence aux paramètres de l'isolateur, le "P" pour rappeler la modélisation sur pile. Ce modèle simple a pu être facilement validé à partir de l'évaluation théorique des réponses mécaniques pour des sollicitations définies et par des confrontations dans certains cas avec le logiciel CAL90 (Léger et Paultre, 1990). Ainsi, il a servi de base de comparaison pour les modèles suivants dont les composantes mécaniques ont été modifiées. La mise en équation complète est explicitée en annexe 1.

## **4.2 Amélioration du modèle MUKCP**

Les comportements modélisés selon la formulation MUKCP sont très simples. Les comportements des différentes composantes de l'appui sont en réalité plus complexes. Comme nous allons le voir, la friction est essentiellement un phénomène viscoplastique, tandis que le comportement d'un ressort élastomérique n'est pas modélisé adéquatement par un seul ressort et un amortisseur visqueux en parallèle. C'est pourquoi chacune des composantes physiques de l'appui a fait l'objet d'une étude plus approfondie pour modéliser au mieux chaque comportement. La modélisation adéquate de ces composantes est présentée dans les paragraphes suivants.

### **4.2.1 Modélisation élastoplastique de l'interface acier inoxydable - téflon**

La figure 4.2 illustre la définition du coefficient de friction,  $\mu$ , que l'on utilisera dans les différents modèles numériques.

Le coefficient de friction est le ratio, en valeur absolue, entre la force tangentielle  $F_h$  et la force normale  $F_v$ , lorsque la vitesse de glissement entre les deux spécimens est non nulle.

$$\mu = \left| \frac{F_h}{F_v} \right| \quad \text{si} \quad \frac{dS}{dt} \neq 0 \quad [4.1]$$

où  $F_h$  est la force tangentielle,  $F_v$  est la force normale,  $S$  est le déplacement relatif,  $t$  est le temps,  $\frac{dS}{dt}$  est la vitesse différentielle entre les interfaces I et II.

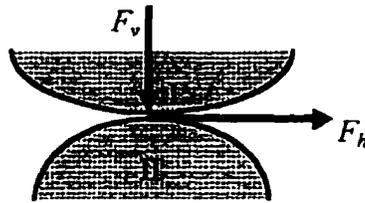


Figure 4.2: Représentation schématique d'une interface de friction

#### 4.2.1.1 Modèle de Coulomb

Pour ce modèle, le coefficient de friction  $\mu$  est constant.

La force de glissement s'écrit:

$$\frac{F_h}{F_v} = -\mu \operatorname{signe}\left(\frac{dS}{dt}\right) \quad [4.2]$$

où  $F_v$  est la force de confinement habituellement verticale dans un appui,  $\frac{dS}{dt}$  la vitesse différentielle horizontale entre les interfaces I et II et la fonction *signe* est une fonction de la variable  $x$  telle que :

$$\begin{aligned} \text{si } x > 0, \operatorname{signe}(x) &= +1 \\ \text{si } x < 0, \operatorname{signe}(x) &= -1 \\ \text{si } x = 0, \operatorname{signe}(0) &= 0 \end{aligned} \quad [4.3]$$

Cette fonction est discontinue en 0, la force de glissement  $F_h$  est donc discontinue lorsque la vitesse de glissement s'annule, ce qui correspond au changement de phase glissement -

non glissement. Ce modèle de friction discontinu nécessite une vérification numérique de la conservation énergétique des différentes composantes mécaniques en particulier au changement de phase glissement - non glissement pour assurer la convergence des résultats.

#### 4.2.1.2 Loi élastoplastique

En réalité, le glissement d'une interface acier - téflon n'est pas un phénomène discontinu car le téflon se déforme d'abord légèrement en cisaillement avant la mise en glissement de l'interface, ce phénomène se traduit par un comportement élastoplastique avec adoucissement. Une telle modélisation élimine la discontinuité de la fonction de glissement et assure ainsi la convergence numérique des résultats.

La loi viscoplastique adoptée par Bonc (1971), Wen (1976), Ozdemir (1976), Constantinou et Adnace (1987), Graesser et Cozzarelli (1991), Nagarajaiah et al. (1993) permet la modélisation de ce phénomène de friction continue:

$$\frac{F_h}{F_v} = -\mu_{dyn} \left( \frac{dS}{dt} \right) Z \quad [4.4]$$

$$\frac{dZ}{dt} Y_e = \frac{dS}{dt} \left[ AA - |Z|^n \beta - |Z|^m \gamma \text{ signe} \left( \frac{dS}{dt} Z \right) \right] \quad [4.5]$$

où  $F_h$  est la force de glissement habituellement horizontale sur un appui de pont,  $F_v$  est la force de confinement habituellement verticale sur un appui de pont,  $Z$  est une variable hystérétique sans dimension caractérisant les déformations plastiques, il correspond en fait à la force de glissement normalisée à  $AA$ ;  $\beta$  et  $\gamma$  sont des constantes telles que si  $AA$  vaut  $\beta + \gamma$ , le comportement est élastoplastique sans écrouissage, et si  $AA$  vaut 1, le paramètre  $Z$  est normalisé à 1;  $S$  est le déplacement relatif à l'interface de friction,  $t$  est le

temps,  $Y$  est le déplacement à la limite élastique,  $n_1$  et  $n_2$  sont des paramètres de forme de la courbe de déformation, ( $n_1 = n_2 = 2$ ).

Pour mieux expliciter l'équation précédente, on illustre celle-ci par une application numérique. Pour les paramètres définis précédemment ( $\beta + \gamma = 1$  et  $n_1 = n_2 = 2$ ), l'équation [4.5] dégénère en l'équation suivante:

$$\frac{dZ}{dS} Y_e = 1 - |Z|^2 \left[ \beta + (1 - \beta) \text{signe} \left( \frac{dS}{dt} Z \right) \right] \quad [4.6]$$

En fonction de la valeur du coefficient  $\beta$ , on obtient alors trois situations possibles:

- $\beta = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{dZ}{dS} Y_e = 1 - |Z|^2 \text{signe} \left( \frac{dS}{dt} Z \right) \quad [4.7]$

$$Z=0 \quad \Rightarrow \quad \frac{dZ}{dS} = \frac{1}{Y_e}$$

$$Z=1 \quad \Rightarrow \quad \frac{dZ}{dS} = \left\{ \frac{2}{Y_e} \text{ si } \frac{dS}{dt} < 0 \text{ ou } 0 \text{ si } \frac{dS}{dt} > 0 \right\}$$

On constate ainsi que le paramètre  $Z$  correspond à une force normalisée à 1 avec un comportement élastique de pente  $1/Y_e$  lorsque  $|Z|$  est près de 0 et plastifie avec un adoucissement vers une force unitaire lorsque  $|Z|$  augmente. Lorsqu'en plus le glissement change de direction alors que la force  $|Z|$  est à son maximum, on a un déchargement quasi élastique avec une pente qui varie de  $2/Y_e$  pour  $|Z|=1$  à  $1/Y_e$  pour  $|Z|=0$ . Ce comportement est illustré à la figure 4.3.

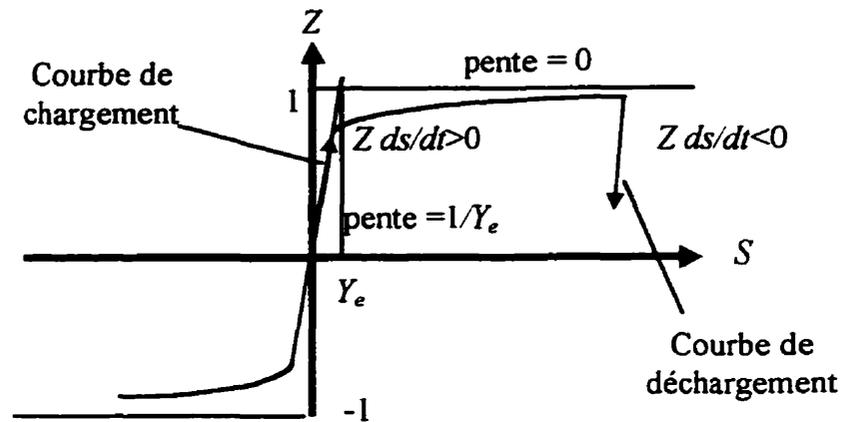


Figure 4.3: Comportement hystérétique de la loi de friction continue pour  $\beta = 0$

- $\beta = 1 \quad \Rightarrow \quad \frac{dZ}{dS} Y_e = 1 - |Z|^2 \quad [4.8]$
- $Z=0 \quad \Rightarrow \quad \frac{dZ}{dS} = \frac{1}{Y_e}$
- $Z=1 \quad \Rightarrow \quad \frac{dZ}{dS} = 0$

Dans ce cas, le comportement diffère puisqu'il n'y a plus de déchargement élastique comme précédemment, mais la loi décrit en déchargement une courbe similaire à la courbe de chargement.

- $0 < \beta < 1$  Dans ce cas, le comportement correspondant à  $\beta = 0$  contrôle la rhéologie. On a donc un comportement hystérétique, sauf que les déformations plastiques sont déviées plus ou moins dans une direction ou l'autre. En général, on prend  $\beta$  de l'ordre de 0,5.

La composante hystérétique du logiciel a été validée avec le logiciel ETABS version 6.0 (Nagarajaiah et al., 1993) qui contient un élément d'isolation doté du même comportement théorique.

#### 4.2.1.3 Coefficients de friction statique et dynamique

Une modélisation plus appropriée du comportement réel de friction doit tenir compte de la variation du coefficient de friction avec la vitesse de glissement à l'interface. Pour traduire ce comportement, Mokha et al.(1988 et 1990) et Constantinou et al. (1990) ont proposé l'introduction d'un coefficient de friction dynamique décrit par l'équation suivante:

$$\mu_{dyn} = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) \exp\left(-\alpha \left| \frac{dS}{dt} \right| \right) \quad [4.9]$$

Les constantes  $\mu_{max}$  et  $\mu_{min}$  sont respectivement les coefficients de friction maximum et minimum correspondant aux vitesses maximale et minimale respectivement.  $\mu_{max}$  varie de 5 à 20% et  $\mu_{min}$  varie de 1,5 à 10%. Le coefficient  $\alpha$  est positif et contrôle l'allure de la courbe de transition du coefficient de friction. Pour une interface acier inoxydable - téflon,  $\alpha$  est de l'ordre de 20 à 30 s/m. Finalement  $S$  est le déplacement différentiel ou le glissement relatif à l'interface de friction et  $t$  est le temps.

La figure 4.4 illustre graphiquement la loi de Mokha définie par l'équation [4.9].

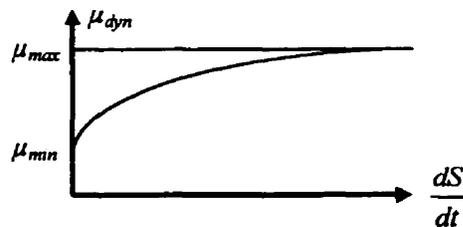


Figure 4.4: Loi de Mokha

Le coefficient de friction statique,  $\mu_{stat}$ , est généralement supérieur au coefficient de friction dynamique,  $\mu_{dyn}$ . Pour une interface acier inoxydable - téflon,  $\mu_{stat}$  varie entre 5 et 25%. La discontinuité physique entre le coefficient de friction statique et dynamique n'est pas prise en compte.

## 4.2.2 Modélisation du comportement viscoélastique du ressort

### 4.2.2.1 Modélisation du comportement élastomérique

La modélisation du caoutchouc par un ressort linéaire et un amortisseur visqueux linéaire en parallèle est insuffisante pour représenter correctement le comportement adéquat d'un élastomère. Papoulia et Kelly (1990) ont suggéré une amélioration de la modélisation des élastomères en ajoutant un ressort linéaire placé en série sur le modèle mécanique de Kelvin Voigt (ressort,  $K$ , et amortisseur,  $C$ , en parallèle). Avec ce modèle, le caoutchouc vulcanisé est plus ou moins rigide en fonction du taux de chargement et de l'amplitude des déplacements. Les deux schémas équivalents de la figure 4.5 explicitent cette modélisation.

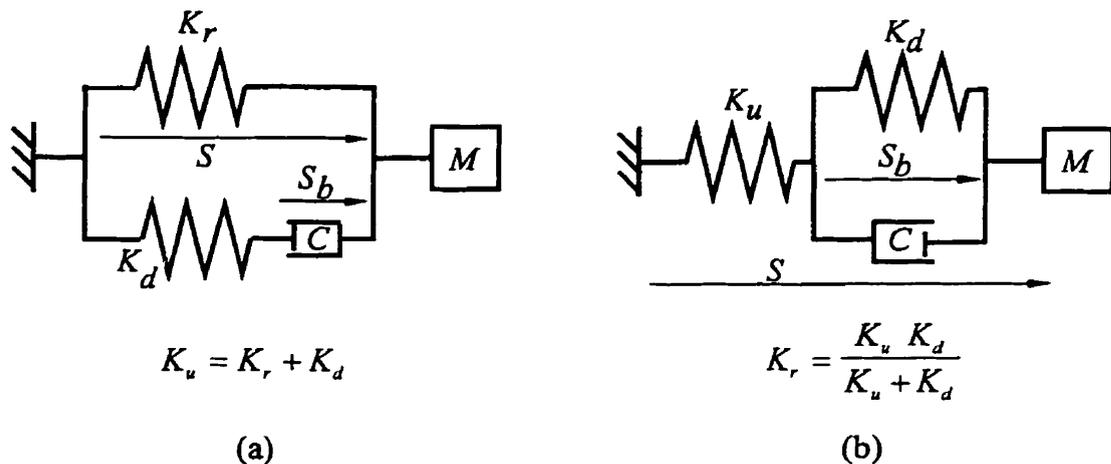


Figure 4.5: Modèle de Kelvin Voigt

Dans cette figure,  $K_r$ ,  $K_d$  et  $K_u$  représentent les rigidités de l'élastomère. La constante d'amortissement  $C$  s'écrit selon l'équation suivante :

$$C = 2M \xi \omega_d = 2\xi \sqrt{K_d M} \quad [4.10]$$

où  $M$  est la masse du tablier,  $\xi$  est la fraction d'amortissement critique et  $\omega_d$  une pulsation caractéristique du système rhéologique.

#### 4.2.2.2 Modélisation de l'amortissement

Deux modifications fondamentales sont susceptibles d'être apportées au modèle classique d'amortissement visqueux.

La première modification dans le calcul de l'amplitude de la force d'amortissement concerne la prise en compte de la pulsation d'excitation  $\varpi$ . Habituellement pour un système à un degré de liberté correspondant à une masse  $M$  et une rigidité  $K_g$ , la force d'amortissement visqueux linéaire est proportionnelle à la vitesse de déformation,  $\frac{dS}{dt}$  :

$$F_d = C \frac{dS}{dt} \quad [4.11]$$

où  $C = 2 M \xi \omega_e$  est la constante d'amortissement visqueux,  $\omega_e^2 = K_g/M$  et  $\xi$  est la fraction d'amortissement critique.

On suppose implicitement que ce coefficient est une constante intrinsèque du matériau.

Finalement, la force d'amortissement par unité de masse peut s'écrire :

$$\frac{F_d}{M} = 2\xi\omega_e \frac{dS}{dt} \quad [4.12]$$

L'amortissement visqueux linéaire considère donc que cette force est proportionnelle à la pulsation caractéristique du système  $\omega_e$  et à la vitesse de déformation,  $\frac{dS}{dt}$ .

Dans le cas d'un déplacement harmonique imposé en régime forcé, si on calcule l'énergie d'amortissement visqueux dissipée par cycle,  $E_{dc}$ , on obtient :

$$E_{dc} = \int_0^{2\pi/\varpi} \frac{F_d}{M} \frac{dS}{dt} dt = 2\pi \xi (S_0)^2 \omega_e \varpi \quad [4.13]$$

où  $S_0$  est l'amplitude du déplacement imposé et  $\varpi$  la pulsation du régime forcé.

L'énergie est proportionnelle à la pulsation du système  $\omega_e$  et à la pulsation d'excitation externe  $\varpi$ . En réalité des essais expérimentaux rapportés par Kelly (1993) sur des élastomères montrent que si l'on augmente la pulsation d'excitation  $\varpi$ , l'énergie dissipée par cycle reste constante, ce qui n'est pas le cas dans la loi viscoélastique linéaire décrite précédemment.

L'amortissement hystérétique est une façon de satisfaire cette condition : au lieu d'utiliser une fraction d'amortissement,  $\xi$ , constante, on utilise une fraction d'amortissement hystérétique,  $\xi_h$ , définie en fonction d'une nouvelle fraction d'amortissement,  $\xi_0$ , constante et de la pulsation d'excitation  $\varpi$  :

$$\xi_h = \frac{\xi_0}{\varpi} \quad [4.14]$$

La constante d'amortissement,  $C$ , s'écrit dorénavant :

$$C = 2M\xi_0 \frac{\omega_e}{\varpi} \quad [4.15]$$

Pour employer l'amortissement hystérétique dans une analyse dynamique, une décomposition en série de Fourier du signal d'excitation est nécessaire pour pouvoir résoudre les équations du mouvement. Cette approche assez lourde n'a pas été considérée dans notre modélisation. Néanmoins des études en ce sens seraient intéressantes, en particulier pour les analyses à hautes fréquences.

La deuxième modification concerne le déphasage entre la force d'amortissement et le déplacement. Habituellement, les forces linéaires élastiques sont en phase avec le déplacement, les forces d'amortissement visqueux sont déphasées de  $90^\circ$  avec le déplacement et les forces d'inertie sont en opposition de phase avec le déplacement. Un ressort linéaire élastique traduit un comportement sans mémoire car il ne dépend que du

déplacement instantané,  $S$ , à l'instant  $t$  considéré. Un amortisseur linéaire visqueux traduit un comportement à mémoire parfaite.

Papoulia et Kelly (1990) ainsi que Makris et Constantinou (1990) ont fait appel à une nouvelle formulation des forces d'amortissement. La force d'amortissement est exprimée en fonction de la dérivée fractionnelle d'ordre  $p$  ( $0 \leq p \leq 1$ ) du déplacement (Koeller, 1984). Lorsque  $p$  vaut 1, on retrouve le comportement d'amortissement visqueux. Par contre, lorsque  $p$  vaut 0, on retrouve le comportement d'un ressort linéaire élastique. Finalement lorsque  $p$  est compris entre 0 et 1, on a un comportement intermédiaire entre les deux comportements précédents.

L'expression de la dérivée fractionnelle d'ordre  $p$  d'une fonction  $f$  est :

$$D^p f(t) = \frac{1}{\Gamma(1-p)} \frac{d}{dt} \int_0^t \frac{f(\tau)}{(t-\tau)^p} d\tau \quad 0 \leq p \leq 1 \quad [4.16]$$

et

$$\Gamma(1-p) = \int_0^{\infty} x^{-p} e^{-x} dx \quad [4.17]$$

La force d'amortissement à dérivée fractionnelle,  $F_d$ , s'écrit alors :

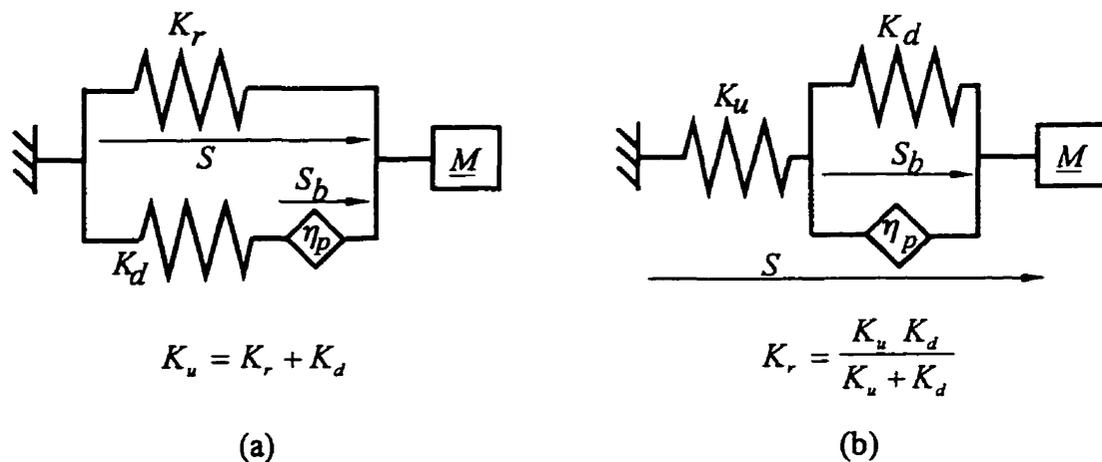
$$F_d = K_d \tau_R^p D^p S_b \quad [4.18]$$

Cette formule exprime la dépendance de la force d'amortissement avec l'historique de déplacement,  $S_b(\tau)$ , pondéré par une fonction poids en  $1/(t-\tau)^p$  qui atténue l'influence de  $S_b(\tau)$  avec l'écart de temps,  $t-\tau$ , par rapport à l'instant  $t$  considéré. La constante  $\tau_R$  est une caractéristique mécanique du matériau.

La force  $F_d$  précédente peut être interprétée physiquement comme une force déphasée de l'angle  $\varphi_p$  avec le déplacement  $S_b$ . Lorsque  $p$  vaut 0, le déphasage est nul. Lorsque  $p$  vaut 1, le déphasage vaut  $90^\circ$ . Bien que la formulation précédente ait été écrite pour  $p$  compris entre 0 et 1, on devrait pouvoir généraliser cette notion pour une valeur de  $p$  quelconque. La force  $F_d$  serait alors déphasée d'un angle  $\varphi_p$  quelconque. En pratique, il devrait suffire d'étudier le comportement numérique pour  $p$  variant de 0 à 2, c'est-à-dire pour un déphasage de 0 à  $180^\circ$ .

Les seules vérifications faites sur la modélisation numérique de ce comportement sont la bonne concordance des résultats avec les cas limites linéaires élastique ( $p=0$ ) et viscoélastique ( $p=1$ ).

La composante élastomérique peut être représentée par les deux schémas équivalents de la figure 4.6 :



**Figure 4.6: Modèle de Kelvin Voigt modifié pour le déphasage de la force d'amortissement**

Dans cette figure, on définit la constante d'amortissement fractionnelle :

$$\eta_p = K_d \tau_R^p \quad [4.19]$$

On peut remarquer que si  $p$  vaut 0 ou si  $\tau_r$  vaut 1,  $\eta_p$  devient égal à  $K_d$ , le modèle de Kelvin Voigt dégénère en un système composé d'un ressort de rigidité  $K_g$  avec une

pulsation élastique équivalente,  $\omega_e$ , ou un période équivalente,  $T_{er}$ . Ainsi pour le modèle (a) de la figure 4.6, on a :

$$K_g = K_r + \frac{K_d}{2} \quad [4.20]$$

$$\omega_e = \sqrt{\frac{K_g}{M}} = \frac{2\pi}{T_e} \quad [4.21]$$

On peut également noter que si  $p$  vaut 1,  $\eta_p$  devient égal à  $K_d \tau_r$ , ce qui correspond à la constante d'amortissement visqueux,  $C$ , définie par :

$$C = 2M\xi\omega_e \quad [4.22]$$

Par équivalence élastique,  $\tau_r$  doit satisfaire :

$$\tau_r = \frac{2\xi}{\omega_e(0,5 + \zeta)} \quad [4.23]$$

$$\zeta = K_r / K_d \quad [4.24]$$

### 4.3 Élaboration d'une loi originale du comportement superélastique

Dans cette section, on propose une modélisation de la composante superélastique basée sur l'approche de Graesser et Cozzarelli (1991). Cette loi est issue de la loi de Bonc, soit la même source que la loi viscoplastique adoptée par Constantinou et al. (1987).

La loi viscoplastique proposée par Graesser et Cozzarelli est exprimée en termes de contraintes  $\sigma$  et de déformations  $\varepsilon$  :

$$\frac{d\sigma}{dt} = E \frac{d\varepsilon}{dt} \left[ 1 - \text{signe} \left( \frac{d\varepsilon}{dt} \right) \left( \frac{\sigma - \beta_p}{\sigma_y} \right)^{n_s} \right] \quad [4.25]$$

$$\frac{d\beta_p}{dt} = \alpha_b E \left| \frac{d\varepsilon}{dt} \right| \left( \frac{\sigma - \beta_p}{\sigma_y} \right)^{n_s} \quad [4.26]$$

$E$  est le module élastique,  $\sigma_y$  la contrainte à la limite élastique,  $\alpha_b$  est un facteur d'écroissage sans dimension,  $n_g$  est une constante réelle positive. Cette loi diffère de la loi de Constantinou (Équation [4.5]) par le terme  $\beta_p$  qui représente l'écroissage plastique.

- La loi proposée par Graesser et Cozzarelli pour le comportement superélastique est :

$$\frac{d\sigma}{dt} = E \left[ \frac{d\varepsilon}{dt} - \left| \frac{d\varepsilon}{dt} \right| \left( \frac{\sigma - \beta_p}{\sigma_y} \right)^{n_g} \right] \quad [4.27]$$

$$\frac{d\beta}{dt} = \alpha_b E \left[ \left| \frac{d\varepsilon}{dt} \right| \left( \frac{\sigma - \beta_p}{\sigma_y} \right)^{n_g} + f_t \left( \frac{d\varepsilon}{dt} \right)^{n_h} \operatorname{erf}(a_b \varepsilon) \operatorname{signeplus} \left( -\varepsilon \frac{d\varepsilon}{dt} \right) \right] \quad [4.28]$$

$$\operatorname{erf}(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt \quad [4.29]$$

$$\operatorname{signeplus}(x) = \begin{cases} 1 & \text{si } x \geq 0 \\ 0 & \text{si } x < 0 \end{cases} \quad [4.30]$$

$f_t$ ,  $n_h$ ,  $a_b$  sont des constantes réelles positives,  $x$  est une variable quelconque. Le terme  $\operatorname{erf}$  est une fonction assurant le retour superélastique par rapport à la loi plastique conventionnelle.

Pekcan et al. (1995) ont présenté une loi superélastique avec un adoucissement et un comportement visqueux pour modéliser le comportement d'un amortisseur. La loi proposée s'écrit en terme de force,  $F$ , et de déplacement,  $d$  :

$$F = F_{se} + F_{sv} \quad [4.31]$$

$$F_{se} = K_2 d + \frac{(K_1 - K_2)d}{\left[ 1 + \left| \frac{K_1 d}{P_y} \right|^{RG} \right]^{\frac{1}{RG}}} \quad [4.32]$$

$$F_{sv} = C \text{signe}(\dot{d}) |\dot{d}|^4 \left| \frac{d}{d_{\max}} \right|^{l_2} \quad [4.33]$$

La force se décompose comme la somme d'un ressort non linéaire élastique  $F_{se}$  et un amortisseur visqueux non linéaire  $F_{sv}$ .  $K_1$  est la rigidité élastique,  $K_2$  est la rigidité après plastification,  $P_y$  est la force à la limite élastique et  $RG$  est un facteur de forme pour la transition entre la partie élastique et plastique.  $C$  est la constante d'amortissement,  $d_{\max}$  est une constante représentant le déplacement maximal que peut subir le système considéré,  $l_1$  et  $l_2$  sont des constantes réelles positives.

- La loi proposée pour un système avec composante superélastique est exprimée en termes de force  $F$  - déplacement  $s$  :

$$Y \frac{dZ}{dt} = \frac{ds}{dt} \left\{ (1 - \chi) + \chi U_r \text{signeplus} \left( -s \frac{ds}{dt} \right) \exp \left( -m_2 \left| \frac{s}{Y} - Z \right| \text{signeplus} \left( \left| \frac{s}{Y} \right| - |Z| \right) \right) \right\} \quad [4.34]$$

$$\chi = \text{signe} \left( \frac{ds}{dt} [Z - Z_y] \right) (Z - Z_y)^m \quad [4.35]$$

$$Y \frac{d\beta_t}{dt} = \frac{ds}{dt} U_b \left( \frac{|s| - Y_p}{Y} \right)^{m_3} \text{signeplus}(|s| - Y_p) \quad [4.36]$$

$$Z_y = U_r (2 - R) \text{signe}(s) \text{signeplus} \left( -s \frac{ds}{dt} \right) \quad \& \quad 0 < R < 1,5 \quad [4.37]$$

$$F = K_y \{ Y(Z + \beta_t) + U_a s \} \frac{1}{1 + U_a} \quad [4.38]$$

Pour obtenir le comportement superélastique, le paramètre  $U_r$  doit valoir 1. La loi permet de prendre en compte la rigidité initiale ( $K_y$  en force/longueur), le déplacement au point d'inflexion du plateau plastique ( $Y$  en longueur), le ratio de la rigidité du plateau d'écroutissage par rapport à la rigidité initiale ( $U_a$ ), l'adoucissement élastoplastique ( $m_1$ ), le durcissement pour des grandes déformations ( $U_b$ ) avec un adoucissement ( $m_3$ ), un

déplacement ( $Y_p$ ) correspondant à l'initiation du durcissement, finalement l'adoucissement au retour et à l'origine ( $m_2$ ) tel qu'illustré à la figure 4.7.

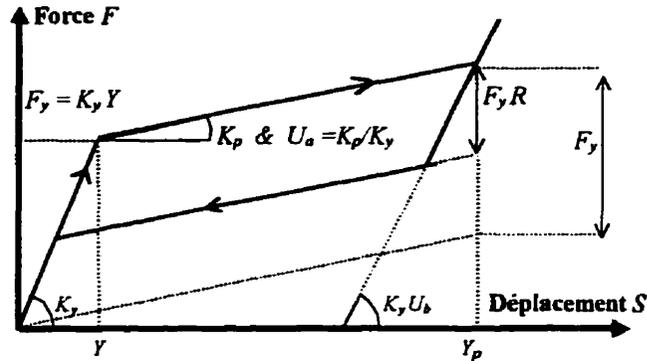


Figure 4.7: Représentation graphique des paramètres

Le ratio  $R$  indique la fraction de force que l'on désire obtenir pour le seuil de retour par rapport à  $F_y$ . Le facteur  $U_b$  est un facteur sans dimension agissant sur la pente de durcissement.

Pour retrouver la loi de comportement plastique de Graesser, on pose  $U_r = U_b = 0$  et pour celle de Constantinou, on pose  $U_r = U_b = U_a = 0$ . Par ailleurs, il serait facile de spécifier une pente spécifique pour le plateau plastique de chargement et celui de déchargement en modifiant uniquement le terme  $U_a$  dans les équations. Avec le modèle de Graesser, cette modification est plus complexe.

On notera finalement que l'on obtient aisément un comportement visqueux en ajoutant comme l'ont fait Peckan et al. (1995), un amortisseur en parallèle avec notre système. La différence essentielle entre le modèle proposé et le modèle de Peckan et al. réside dans le fait que le ressort non linéaire n'est plus élastique, mais il décrit maintenant une hystérésis.

#### 4.4 Modélisation finale simplifiée pour les ponts: modèle ZKPP

Le modèle d'isolation sur pile de pont du logiciel ZKPP est schématisé à la figure 4.8 :

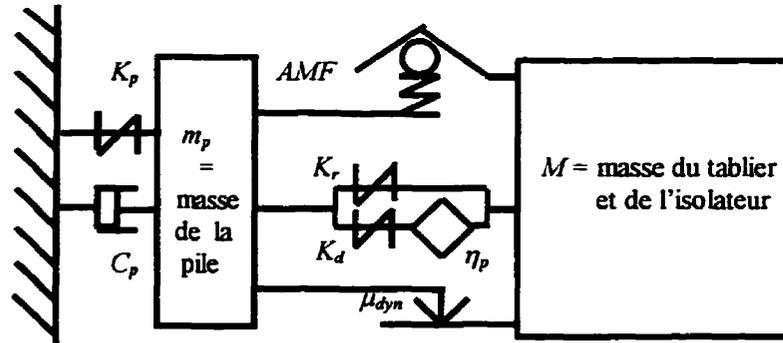


Figure 4.8: Modèle unidirectionnel d'isolation sur pile à deux degrés de liberté

À ce stade de la modélisation, le logiciel MUKCP est renommé ZKPP : il tient compte de la flexibilité des piles (paramètres  $T_p$ ,  $\alpha_p$ ,  $\xi_p$ ); il modélise le patin de l'isolateur par une loi viscoplastique (paramètres  $\mu_{max}$ ,  $\mu_{min}$ ,  $\alpha$ ,  $Y_e$ ,  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $AA$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ), la composante élastomérique par un comportement viscoélastique à dérivée fractionnelle (paramètres  $p$ ,  $T_e$ ,  $\tau$ ,  $\zeta$ ) et finalement la composante superélastique noté  $AMF$  (paramètres  $U_r$ ,  $K_y$ ,  $Y$ ,  $U_a$ ,  $R$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $U_b$ ,  $Y_p$ ,  $m_3$ ). Seule, l'influence de la fréquence d'excitation sur l'amplitude de la force d'amortissement n'est pas incluse dans ce logiciel telle que discutée à la section 4.3.2. La résolution des équations est explicitée en annexe 2.

Sur les 26 paramètres mécaniques précédents, 14 paramètres sont déjà définis et les 12 autres sont expérimentalement identifiables :

- les paramètres de pile sont donnés par la géométrie et les caractéristiques mécaniques du pont;
- le coefficient de friction est défini par des essais dynamiques cycliques pour une interface acier inoxydable - téflon comme nous le verrons au chapitre VIII;

- les paramètres de la composante ressort peuvent être identifiés de la même façon, sinon on dégénère la composante à un ressort linéaire élastique et un amortisseur en parallèle pour valider les analyses;
- pour le comportement superélastique, étant donné le manque de données expérimentales, on suppose que la charge de plastification peut être évaluée comme pour un appui à noyau de plomb; on peut effectuer des analyses avec ces mêmes paramètres.

Les modèles d'isolation d'un tablier de pont sur pile ayant été définis dans ce chapitre, il s'agit maintenant d'étudier l'influence de chacun des paramètres structuraux sur le comportement de l'isolateur. Une étude paramétrique, pour des valeurs représentatives des comportements décrits dans les différentes bibliographies, devrait permettre d'établir un comportement optimal de l'appui. Cette étude est présentée au chapitre suivant.

## CHAPITRE V

### RÉSULTATS NUMÉRIQUES DE L'ISOLATEUR SISMIQUE

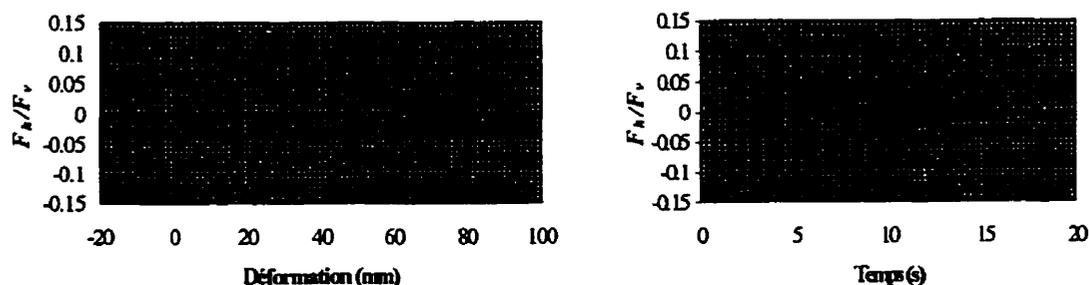
Dans la première partie de ce chapitre, les lois de comportement sont illustrées par des exemples numériques représentatifs. Dans la deuxième partie, on présente les propositions finales d'appareils d'appuis parasismiques. Dans une troisième partie, on spécifie une liste de séismes nécessaires au dimensionnement des appuis. Finalement on présente dans une dernière partie les résultats d'analyses numériques obtenus à partir de la modélisation simple MUKCP de l'appui proposé sur pile et ceux de la modélisation ZKPP plus sophistiquée.

#### 5.1 Comportement numérique des modèles d'isolation

Quelques simulations numériques permettent de montrer le comportement typique obtenu avec chacun des modèles décrits dans le chapitre précédent. Des sollicitations sinusoïdales de fréquences variables sont utilisées pour faire apparaître les comportements caractéristiques des modèles utilisés.

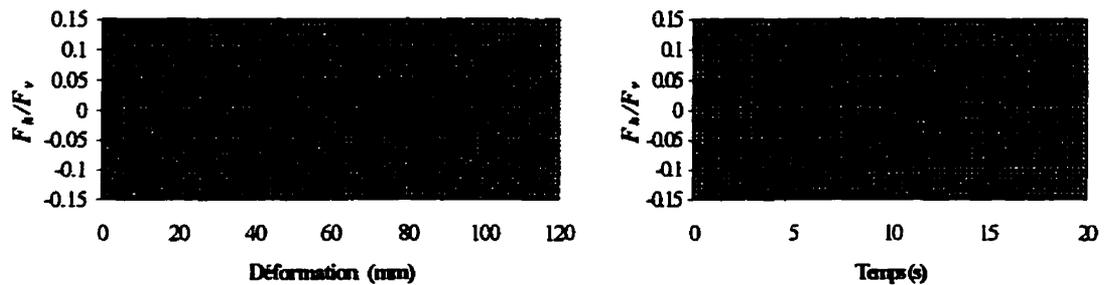
##### 5.1.1 Modèle élastoplastique avec adoucissement

Pour un coefficient de friction constant  $\mu$  de 10% et pour un déplacement plastique  $Y_e$  de 0,25mm, on obtient les comportements illustrés à la figure 5.1 où  $F_h/F_v$  est le ratio de la force horizontale  $F_h$  sur la force verticale  $F_v$ .



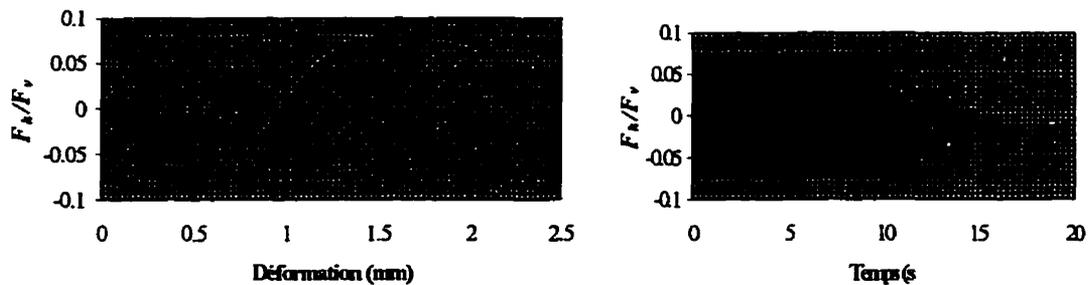
**Figure 5.1: Comportement numérique d'un appui pour un coefficient de friction constant de 0,10 et une accélération à la base sinusoïdale de 1Hz à 0,21g**

Pour un coefficient de friction variant de 5 à 10%, un adoucissement de 20s/m et pour un déplacement plastique de 0,25mm, on obtient les comportements à 1Hz et à 10 Hz tels qu'illustrés aux figures 5.2 et 5.3. On constate que si le coefficient de friction est constant, il correspond effectivement à la charge de glissement si l'accélération à la base est suffisante. Par contre avec un coefficient de friction variable, on a un adoucissement des courbes plus marqué et la charge de glissement dépend du taux de chargement lorsque l'accélération à la base est suffisante.



**Figure 5.2: Comportement numérique pour un coefficient de friction variable**

$\mu=0,10+(0,05-0,10) e^{-20 |ds/dt|}$  et accélération sinusoïdale de 1Hz à 0,21g



**Figure 5.3: Comportement numérique pour un coefficient de friction variable**

$\mu=0,10+(0,05-0,10) e^{-20 |ds/dt|}$  et accélération sinusoïdale de 10Hz à 0,21g

On constate dans le cas de l'accélération à la base de 10Hz que le coefficient de friction maximum atteint est de 0,08 au lieu de 0,10 dans le cas d'une accélération de 1Hz. Ceci est dû au fait que l'appui glisse à peine et n'atteint donc jamais un seuil de vitesse suffisant.

### 5.1.2 Modèle de Kelvin Voigt modifié

Les comportements typiques que l'on peut obtenir avec le modèle de Kelvin Voigt modifié sont le comportement linéaire élastique tel que présenté à la figure 5.4, le comportement visqueux linéaire tel que présentés aux figures 5.5 et 5.6 pour deux rapports différents des rigidités des ressorts  $K_r$  et  $K_d$ , et finalement le comportement du ressort de Kelvin Voigt Modifié tel que présenté à la figure 5.7.

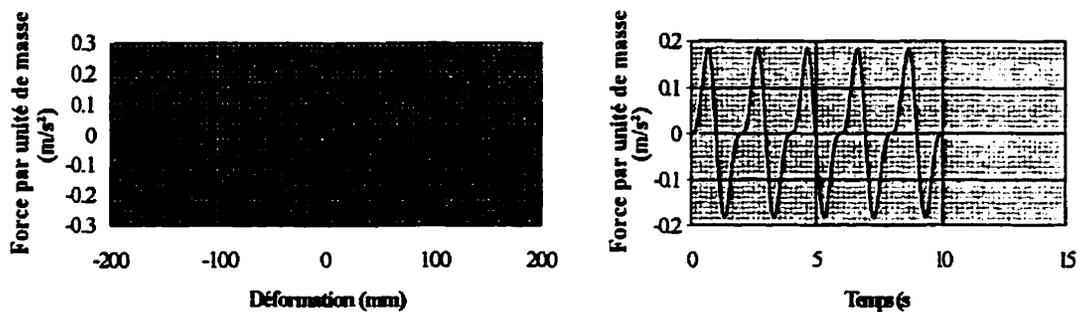


Figure 5.4: Comportement numérique pour un ressort linéaire ( $p=0$  et  $T_e=2s$ ) et une accélération sinusoïdale de 1Hz à 0,21g

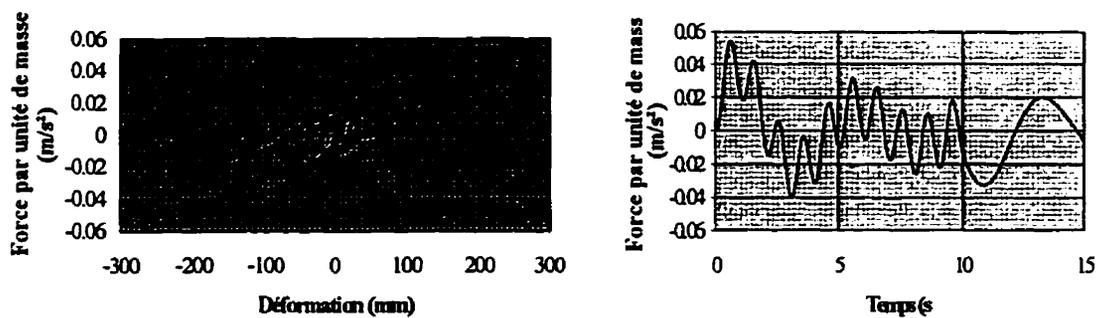
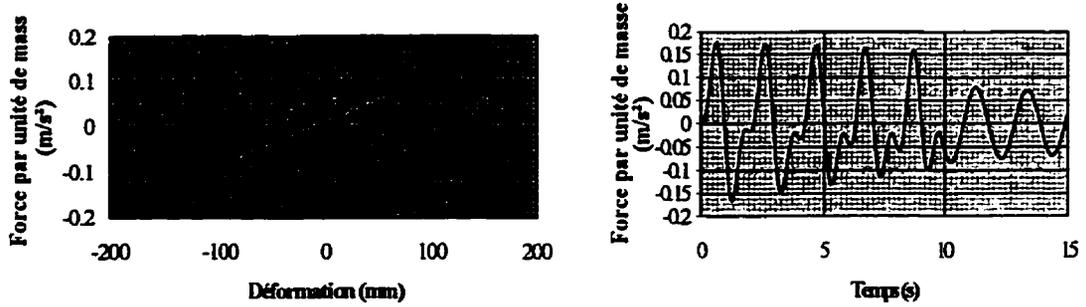
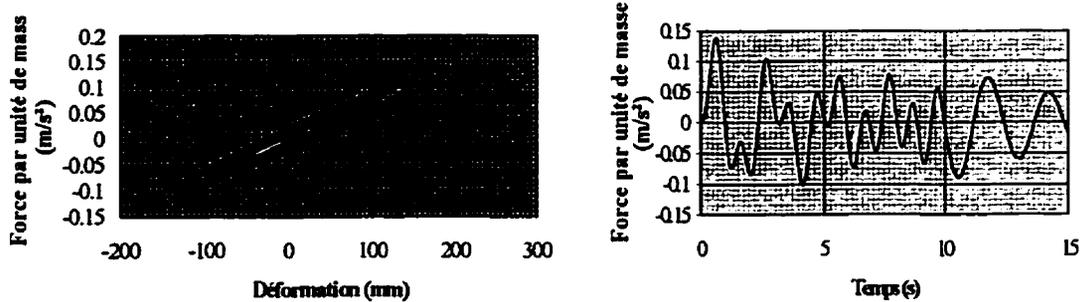


Figure 5.5: Comportement numérique pour un amortisseur visqueux linéaire ( $p=1$ ,  $\zeta=0,1$ ,  $\xi=0,05$  et  $T_e=2s$ ) et une accélération sinusoïdale de 1Hz à 0,21g



**Figure 5.6: Comportement numérique pour un amortisseur visqueux linéaire ( $p=1$ ,  $\zeta=10$ ,  $\xi=0,05$  et  $T_c=2s$ ) et une accélération sinusoïdale de 1Hz à 0,21g**

On notera que le modèle de Kelvin Voigt modifié s'approche du comportement visqueux lorsque  $p$  est supérieur à 0,9, mais il dégénère vite en un comportement linéaire élastique si  $p$  est inférieur à 0,9.



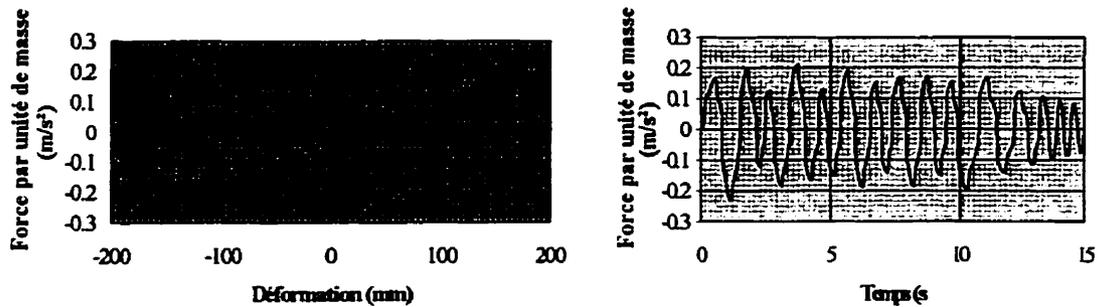
**Figure 5.7: Comportement numérique pour un ressort de Kelvin Voigt modifié ( $p=0,95$ ,  $\zeta=0,1$ ,  $\tau_r=0,05$  et  $T_c=2s$ ) et accélération sinusoïdale de 1Hz à 0,21g**

### 5.1.3 Modèle superélastique

On présente ici trois illustrations typiques du modèle original proposé au chapitre précédent. La figure 5.8 présente le comportement superélastique avec les caractéristiques suivantes :  $F_y = 0,1g$  ,  $R=0,6$  ,  $T_{sp} = 0,5s$  ,  $U_a = 0,05$ .

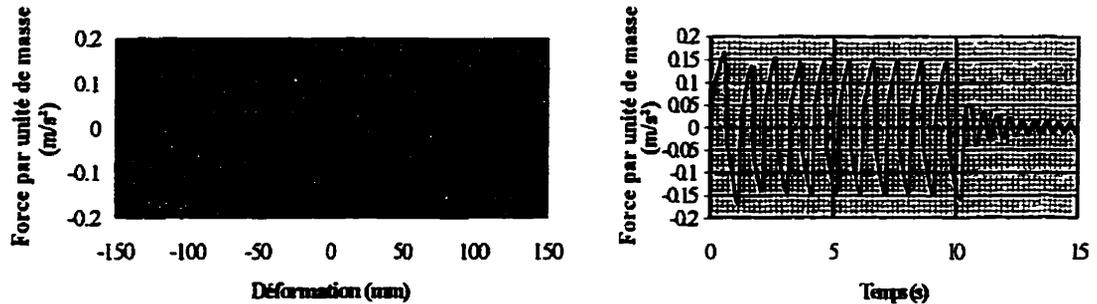
La période élastique  $T_{sp}$  définit la pente élastique par la relation suivante :

$$\sqrt{\frac{K_y}{M}} = \frac{2\pi}{T_{sp}} \quad [5.1]$$



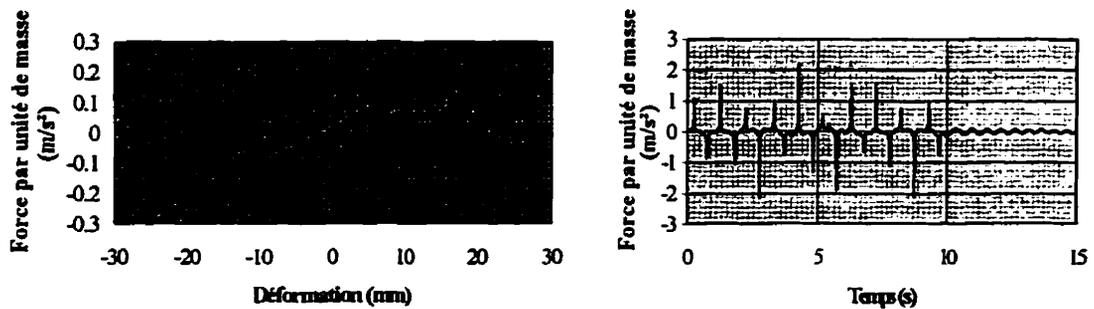
**Figure 5.8: Comportement superélastique  
pour une accélération à la base de 0,21g à 1Hz**

La figure 5.9 présente le même modèle avec les mêmes caractéristiques mécaniques, mais sans activation du retour superélastique, ce qui correspond au comportement plastique.



**Figure 5.9: Comportement plastique  
pour une accélération à la base de 0,21g à 1Hz**

La figure 5.10 présente le comportement superélastique du modèle en activant maintenant le durcissement pour un déplacement supérieur à  $Y_p = 0,1\text{m}$  ( $n_s=4$ ).



**Figure 5.10: Comportement superélastique avec un durcissement  
pour une accélération à la base de 0,21g à 1Hz**

On constate dans le cas du durcissement que si les déplacements dépassent la limite de durcissement  $Y_p$  imposé, le système atteint très rapidement des forces très élevées et n'assure plus l'isolation de la structure. Cette situation correspond à celle où un appui devient un ensemble monolithique rigide qui va ainsi transmettre intégralement les forces dues aux sollicitations du sol vers la structure. Cette situation est celle qui pourrait se produire lorsque l'on dépasse le déplacement de calcul de l'appui sismique afin d'éviter les pertes d'appuis.

## **5.2 Proposition finale de deux prototypes d'appui sismique et choix final d'un prototype**

Deux prototypes peuvent être réalisés :

- Un appui à friction (de type pot-bearing ou appui à pot) en parallèle avec un système de recentrage linéaire élastique.

Ce système est illustré à la figure 5.11 (Proposition A). Ce système procure en effet une excellente dissipation d'énergie et un recentrage de l'appui assuré par la composante élastique. Ce système présente un déplacement résiduel, mais celui-ci est nettement moins important que dans le cas où il n'y aurait pas de système de ressorts en parallèle avec l'appui à friction, cette dernière solution a le double avantage d'être relativement efficace du point de vue de l'isolation sismique avec des déplacements résiduels à peu près acceptables et un coût de construction modéré.

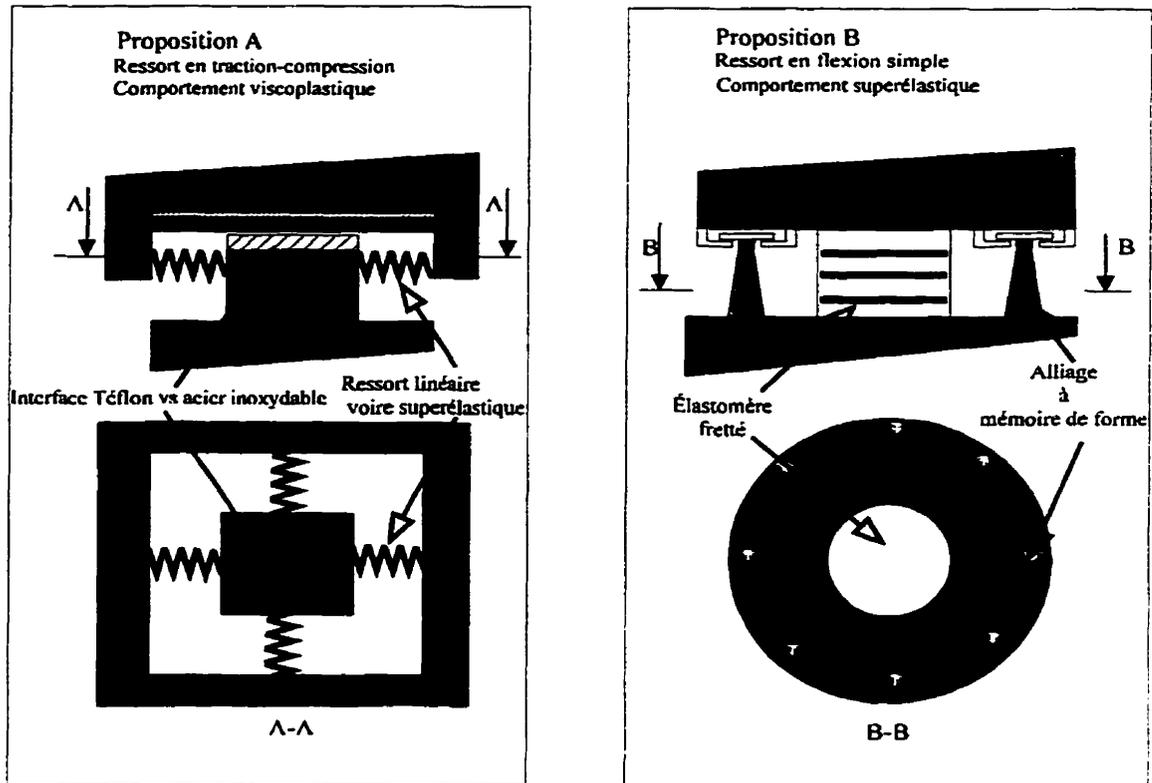
La mise en parallèle d'un alliage à mémoire de forme avec le patin ne donne pas de résultats plus satisfaisants que le patin en parallèle avec la composante linéaire. En effet, le système superélastique en parallèle avec un patin à friction présente globalement un comportement plastique. Pour obtenir un comportement superélastique, le seuil plastique du patin devrait être inférieur au seuil plastique de retour de l'alliage à mémoire de forme. Étant donné les valeurs de coefficients de friction disponibles en pratique (de 1 à 20 %), un système de friction sans graisse en parallèle avec la composante superélastique ne permet pas ce compromis. L'utilisation de graisse sur l'appui permettrait l'obtention du comportement superélastique, l'appui à friction ne servirait plus alors qu'à supporter la charge verticale et toute la dissipation d'énergie devrait donc être fournie par la composante superélastique seule.

Une autre solution pour le comportement superélastique est la solution suivante :

- Un appui viscolinéaire en parallèle avec un système de poutres se déformant en flexion et constituées d'alliage à mémoire de forme.

Ce système est présenté à la figure 5.11 (Proposition B). L'appui élastomérique reprend la charge verticale du pont, il se déforme en cisaillement pour les charges de trafic ou de fluage. L'interface de friction est éliminée, le comportement plastique est alors assuré par la composante superélastique comme les alliages à mémoire de forme. Le gap sismique, sorte de jeu sur le déplacement entre l'appui et les poutres, permet d'éliminer les problèmes de fatigue : en effet l'alliage à mémoire de forme ne rentre en action que lorsque les déformations de l'appui dépassent un déplacement critique choisi lors du calcul. Cependant cela peut entraîner des problèmes d'impacts. Mais ceci reste à vérifier expérimentalement ainsi que le coût des alliages à mémoire de forme employés.

On peut noter que la proposition B présente un meilleur comportement vis-à-vis des secousses sismiques verticales que la proposition A. Avec l'appui à friction tel que proposé en A, il y a possibilité de soulèvement de l'appui en cas d'accélération verticales puisqu'aucun système de retenu n'est prévu dans ce cas, des impacts sont donc possibles si les accélérations verticales sont élevées. Par contre dans le cas de la proposition B, l'appui élastomérique présente une certaine capacité en traction et agit davantage comme un amortisseur en cas de déformations verticales. La proposition B constitue donc une solution optimale pour un bon isolateur à la base.



**Figure 5.11: Propositions finales de prototypes d'appareil d'appui sismique**

En concertation avec la compagnie Z-Tech R&D et grâce aux divers consultants contactés lors du projet comme le Ministère des Transports du Québec ou les compagnies de fabrications de ressorts ou d'alliages à mémoire de forme, le choix de réaliser un prototype du type friction sans graisse avec ressorts linéaires en parallèle (Proposition A) a été décidé pour des raisons essentiellement pratiques et économiques. Ce choix étant fait, le dimensionnement préliminaire de cet appui sera présenté au chapitre VI.

### 5.3 Choix d'accélérogrammes pour les analyses paramétriques

Des analyses doivent être effectuées pour des séismes réels ou synthétiques caractéristiques de l'ouest et l'est canadien pour différentes valeurs de paramètres pour caractériser l'isolateur proposé et les piles de pont.

Les séismes sont ceux adoptés par D'Aronco (1993). Les séismes sont extraits d'une banque de données de 12 000 séismes historiques (SMCAT, 1989). Trois critères de sélection des séismes sont utilisés.

Deux critères sont prescrits afin de satisfaire le commentaire J du supplément du Code National du Bâtiment (CNBC, 1990). Ce sont deux critères qui rendent compte des conditions sismiques régionales telles que spécifiées par le CNBC :

- les zones d'accélération  $Z_a$  associées à des accélérations horizontales maximales (AHM), elles caractérisent l'intensité des séismes,
- les zones de vitesses  $Z_v$  associées à des vitesses horizontales maximales (VHM), elles caractérisent le contenu fréquentiel des séismes.

Ainsi les caractéristiques de trois villes : Montréal, Vancouver, Prince Rupert sont décrites dans le tableau 5.1 suivant. Le ratio  $Z_a/Z_v$  met bien en évidence le contenu fréquentiel élevé des séismes à Montréal par rapport à Vancouver ou Prince Rupert.

**Tableau 5.1: Zones d'accéléérations et de vitesses**

	$Z_a$		$Z_v$		$Z_a/Z_v$
	Zone	Bornes (g)	Zone	Bornes (m/s)	
Montréal	4	$0,16 \leq AHM \leq 0,23$	2	$0,08 \leq AHM \leq 0,11$	2
Vancouver	4	$0,16 \leq AHM \leq 0,23$	4	$0,16 \leq AHM \leq 0,23$	1
Prince Rupert	3	$0,11 \leq AHM \leq 0,16$	5	$0,23 \leq AHM \leq 0,32$	0,6

Le troisième critère est de choisir uniquement des enregistrements en champ libre à partir de récepteurs placés sur le sol dans des stations isolées afin d'éviter les possibilités de filtrage des enregistrements à cause des interactions sols - structures. Malheureusement pour Prince Rupert, les seuls accélérogrammes disponibles, qui soient les plus appropriés, proviennent des fondations de bâtiments de stations isolées.

Vingt-deux séismes ont été sélectionnés :

- 8 séismes ont été sélectionnés pour Montréal
  - trois séismes issus de 3 événements historiques,
  - cinq séismes synthétiques d'Atkinson calibrés.
- 6 séismes pour Vancouver issus de 5 événements,
- 8 séismes pour Prince Rupert issus de 4 événements.

Une calibration des accélérogrammes est nécessaire pour assurer une intensité conforme à une probabilité au dépassement de 10 % en 50 ans tel que présenté au tableau 5.2.

**Tableau 5.2: Calibration des accélérogrammes**

	Montréal	Vancouver	Prince Rupert
AHM (g)	0,18	0,21	0,13

Un quatrième critère a été ajouté ici implicitement : les accélérogrammes ont été choisis de telle sorte que les accélérations et les vitesses puissent être calibrées simultanément pour répondre aux exigences du code.

La liste des 22 accélérogrammes calibrés adoptés est présenté au tableau 5.3.

**Tableau 5.3: Listes des accélérogrammes adoptés**

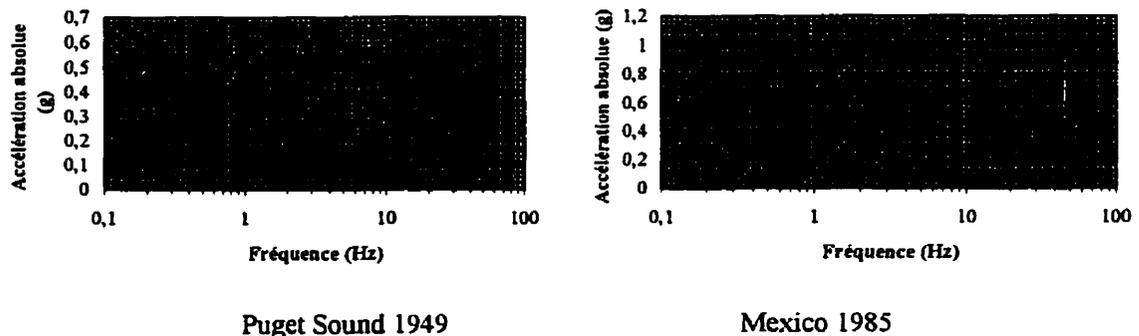
Zone	Situation, station et composante	AHM g	VHM m/s	AHM /VHM g s/m	AHM calibré g
Montréal	Whittier 1987, Hollywood Storage, Los Angeles, 360	0,20	0,09	2,22	0,18
	Imperial Valley aftershock, 1979, Anderson Road, El Centro, 230	0,17	0,09	1,89	0,18
	Adak 1971, Naval Base West	0,19	0,08	2,38	0,18
	Atkinson S32, ML=5 à 50 km	0,02	-	-	0,18
	Atkinson S61, ML=6 à 50 km	0,05	-	-	0,18
	<i>Artificiels</i> Atkinson S81, ML=7 à 20 km	0,52	-	-	0,18
	Atkinson S92, ML=7 à 50 km	0,13	-	-	0,18
	Atkinson S102, ML=7 à 80 km	0,07	-	-	0,18
Vancouver	Coalinga aftershock, 1983, Oil Fields Fire Station, 270	0,22	0,16	1,38	0,21
	Whittier 1987, Union Oil Yard, 90	0,22	0,16	1,38	0,21
	Morgan Hill 1984, San Ysidro School 270	0,22	0,19	1,16	0,21
	Puget Sound 1949, Highway Testing Lab, NO4W	0,16	0,21	0,76	0,21
	San Fernando 1971, Hollywood Storage, SOOW	0,17	0,17	1	0,21
	San Fernando 1971, Hollywood Storage, N90E	0,21	0,21	1	0,21
	Prince Rupert	Long Beach 1933, Vernon, SO8W	0,13	0,29	0,45
Borrego Mountain 1968, El Centro, SOOW		0,13	0,26	0,50	0,13
Chile 1971, Santiago, N10W		0,16	0,23	0,70	0,13
San Fernando 1971, Orion Boulevard, Los Angeles, S90W		0,13	0,24	0,54	0,13
San Fernando 1971, Owen Street, Los Angeles, SOOW		0,11	0,32	0,34	0,13
San Fernando 1971, Water and Power Bd, Los Angeles, N50W		0,15	0,23	0,65	0,13
San Fernando 1971, Sunset Boulevard, Los Angeles, S89W		0,15	0,23	0,65	0,13
San Fernando 1971, Ventura Boulevard, Los Angeles, N79W		0,15	0,24	0,63	0,13

Étant donné les caractéristiques de basses fréquences d'un isolateur sismique, il a semblé utile d'observer également le comportement du système d'isolation pour des sollicitations sismiques enregistrées sur sols mous. En effet, ces sollicitations présentent généralement des valeurs spectrales plus importantes à basses fréquences. Ces caractéristiques étant proches de celles de l'isolateur, il est intéressant d'observer l'influence de ce paramètre. Deux accélérogrammes sont proposés à titre indicatif au tableau 5.4 :

**Tableau 5.4: Accélérogrammes sur sols mous**

Site	AHM(g)	Fréquence fondamentale (Hz)
Mexico (Mexique) 1985 N-S	0,17	0,5
Bucarest (Roumanie) 1977 E-W	0,20	0,7

Pour illustrer la différence du contenu fréquentiel de ces séismes avec les séismes obtenus sur du roc en champs libre, on présente à la figure 5.12 les spectres d'accélérations absolues pour le séisme de Mexico de 1985 et celui de Puget Sound de 1949.



**Figure 5.12: Comparaison des spectres d'accélération absolue en champs libre et sur sols mous**

On voit très clairement sur ces graphiques que les enregistrements sur sols mous ont des contenus fréquentiels très différents de ceux des enregistrements sur le roc.

#### 5.4 Résultats des analyses paramétriques avec le modèle MUKCP

Les résultats des analyses pour les séismes en champs libre permettent de conclure pour un appui composé d'un ressort visqueux et d'un appui à friction :

- Le tablier est bien isolé par rapport à la pile pour des coefficients de friction variant de 0,01 à 0,10 car les forces d'inertie au niveau du tablier sont très faibles comparées à celles situées en tête de pile.
- Les accélérations au sommet de pile sous l'isolateur sont amplifiées à cause de la grande rigidité des piles. Néanmoins si le coefficient de friction est de 0,04, l'accélération est au moins réduite de moitié par rapport à un tablier fixé à la pile. De plus, la masse affectée pour le calcul du cisaillement en tête de pile, est celle de la pile uniquement. Lorsque le tablier est solidaire de la pile, la masse affectée est celle de la pile et celle du tablier. Donc pour un rapport des masses pile/tablier de 5%, le cisaillement est au moins divisé par 20 environ.
- Les déplacements maximaux et résiduels sont peu importants pour l'isolateur.
- Pour un coefficient de friction de 0,07, l'énergie dissipée par friction correspond à 90% de l'énergie totale dissipée dans l'isolateur ; pour un coefficient de friction de 0,01 elle représente encore 65% de l'énergie totale dissipée tandis que les 35% de l'énergie restante sont dissipée par l'amortisseur.
- L'équilibre énergétique s'écrit :

$$E_c + E_k + E_d + E_{fr} = E_s + E_p \quad [5.2]$$

Où  $E_c$  l'énergie cinétique,  $E_k$  est l'énergie linéaire élastique de l'isolateur,  $E_d$  l'énergie d'amortissement viscoélastique linéaire,  $E_{fr}$  l'énergie dissipée par friction,  $E_s$  l'énergie sismique apportée pour déformer l'appui et  $E_p$  l'énergie filtrée par les piles.

L'énergie  $E_p$  intervient de façon non négligeable dans l'équilibre énergétique : les piles atténuent ou amplifient les forces d'inertie jusqu'à 15% par rapport à un système à pile rigide.

- Si l'on désire employer la composante ressort comme dissipateur d'énergie en plus de la composante de friction et optimiser le rendement des 2 composantes sismiques de l'isolateur, il faut réduire la composante de friction pour permettre à la composante élastomérique d'agir efficacement.

### 5.5 Résultats des analyses avec le modèle ZKPP

Deux cent cinquante analyses pour les séismes en champs libres ont été faites pour toutes les combinaisons des valeurs de paramètres suivants :

La période de la pile :

$$T_p = 0 ; 0,2 ; 0,333 ; 0,5 \text{ et } 0,8 \text{ s}$$

La fraction d'amortissement visqueux de la pile :

$$\xi_p = 0,01$$

Le ratio de la masse du tablier versus la masse de la pile :

$$\alpha_p = 0,05 \text{ et } 0,20$$

Une période caractéristique de la composante ressort (voir équation [5.3]) :

$$T_u = 1 ; 2 ; 3 ; 5 \text{ et } 10 \text{ s}$$

Les paramètres de Kelvin Voigt modifié :

$$\tau_r = 0,02 ; p = 0,8 ; \zeta = 0,1$$

Le coefficient de friction maximum :

$$\mu_{max} = \infty ; 0,10 ; 0,07 , 0,04 \text{ et } 0$$

La variation du coefficient de friction :

$$\mu_{max} - \mu_{min} = 0,03 \text{ sauf pour } \mu_{max} = 0 \text{ et } \infty \text{ où } \mu_{max} = \mu_{min}$$

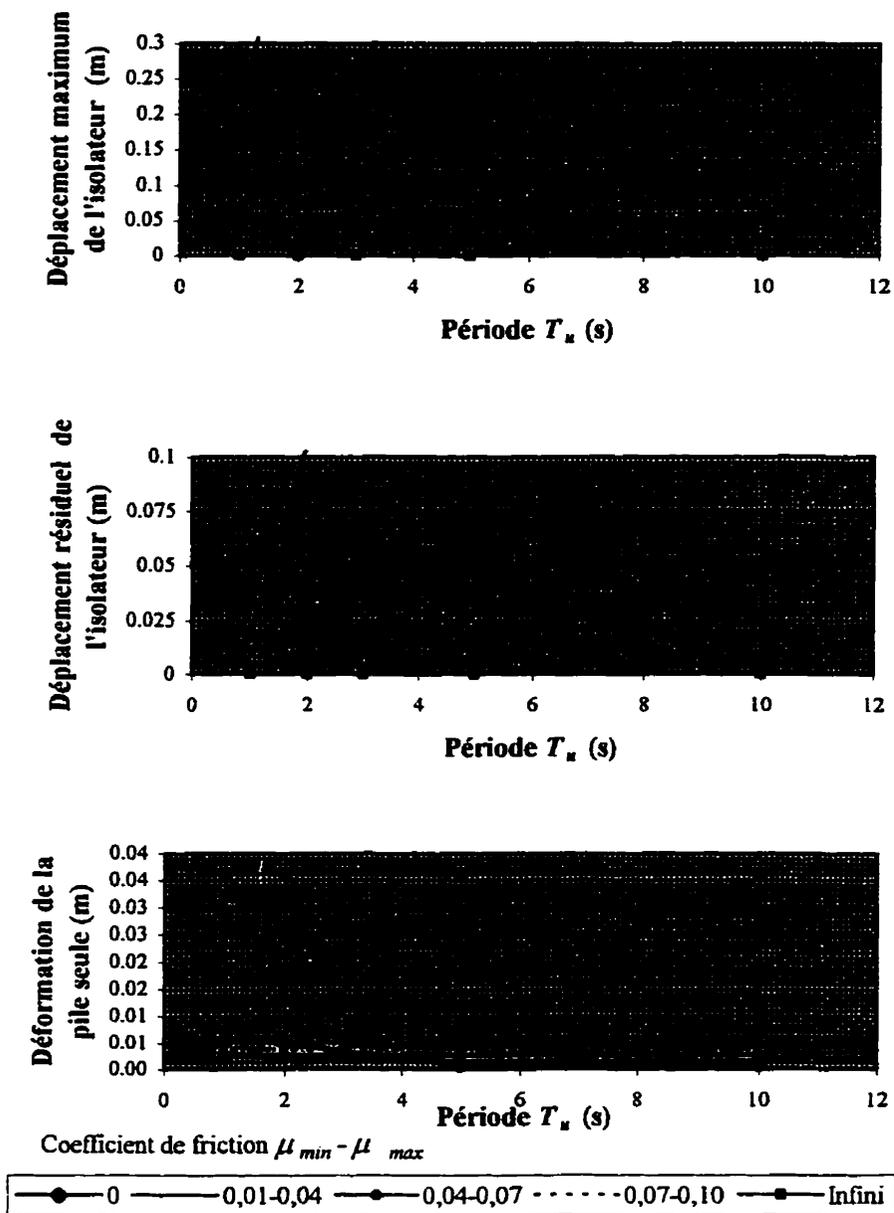
La période longitudinale du système pile - tablier et le ratio des masses du tablier et de la pile sont caractéristiques des ponts réels (Tsopelas et al., 1994). Le coefficient d'amortissement des piles a été légèrement sous estimé pour être plus sévère dans l'analyse numérique. La période de la composante ressort est un paramètre fondamental dans les caractéristiques d'isolation comme nous allons le voir. Les caractéristiques des paramètres du modèle de Kelvin Voigt modifié sont proches de celles d'un ressort linéaire élastique de période  $T_u$ , en fait un peu plus faible, et avec un amortissement visqueux équivalent obtenu selon l'équation 5.2 :

$$\xi = \tau_r \frac{\pi}{\pi T_u} \ \& \ \sqrt{\frac{K_u}{M}} = \frac{2\pi}{T_u} \ \& \ K_u = K_r + K_d \quad [5.3]$$

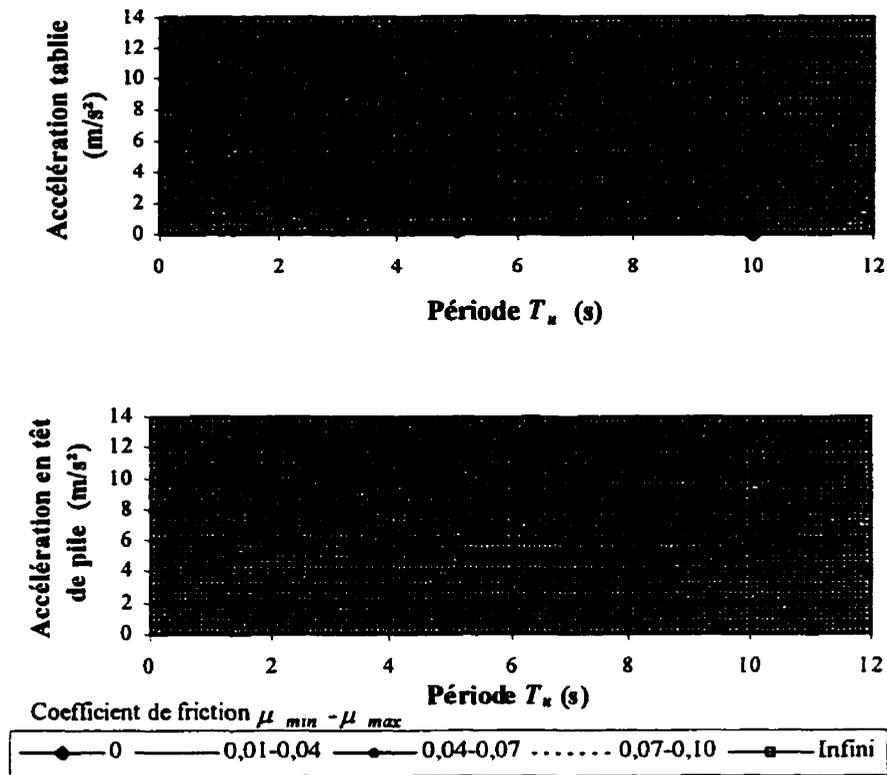
soit 3% pour une période  $T_u$  de 2 secondes par exemple. Les valeurs du coefficient de friction constituent un échantillon représentatif des comportements des surfaces de glissement disponibles en industrie aujourd'hui.

Les résultats des analyses pour les différents séismes ont permis de faire les observations suivantes :

- Lorsque la période du ressort  $T_u$  augmente, c'est-à-dire si le ressort est de plus en plus flexible, les déplacements maximaux des appuis augmentent. Comme l'illustrent les figures 5.13 et 5.14, les déplacements résiduels des appuis augmentent aussi, la déflexion de la pile, sans l'appui, s'atténue, l'accélération dans le tablier diminue. Seule l'accélération en tête de pile reste à peu près constante tant que le coefficient de friction est non - nul.

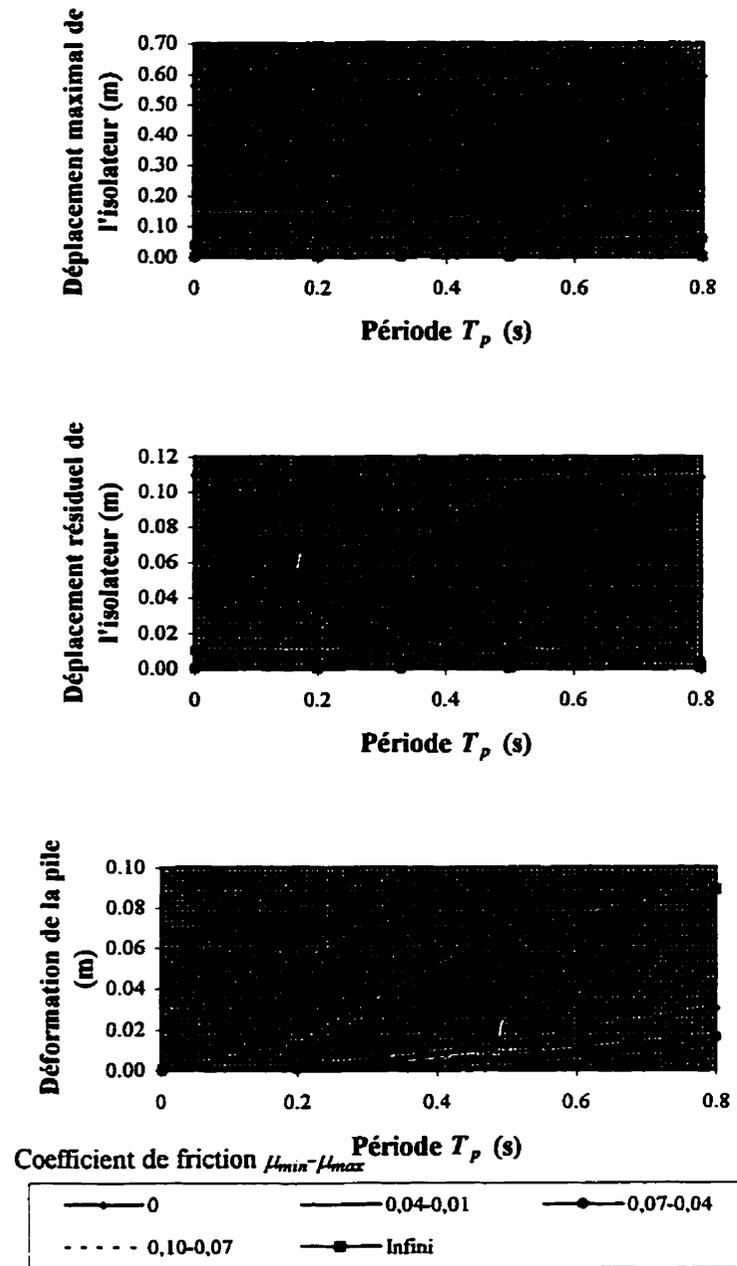


**Figure 5.13: Enveloppe des déplacements maximaux et résiduels de l'isolateur et des déformations de la pile pour 22 séismes de calcul ( $T_p=0,33s$  et  $\alpha_p=0,05$ )**

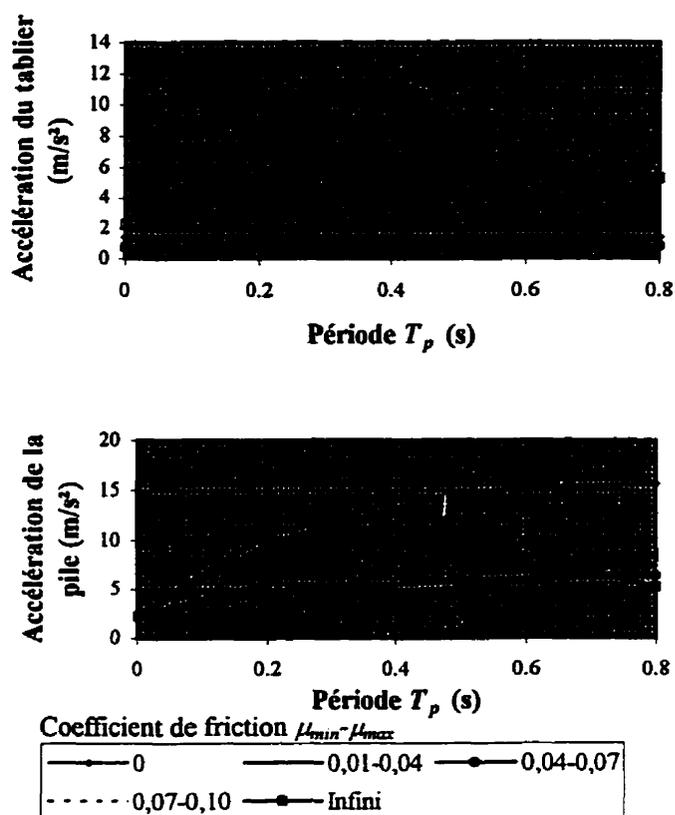


**Figure 5.14: Enveloppe des accélérations absolues maximales au niveau du tablier et en tête de pile ( $T_p=0,33s$  et  $\alpha_p=0,05$ )**

- Plus la période  $T_p$  de la pile diminue, plus la pile est rigide, plus sa déflexion diminue évidemment. Les déplacements maximaux et résiduels diminuent très légèrement. Comme le montre la figure 5.15, les accélérations au niveau du tablier diminuent faiblement, tandis que celles en tête de pile augmentent aussi faiblement comme le montre la figure 5.16.

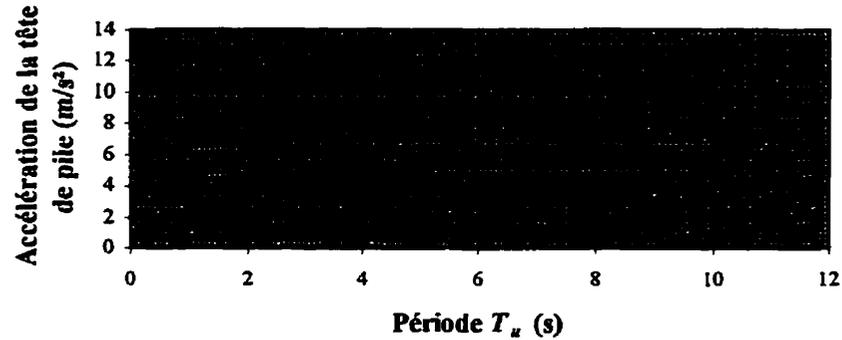
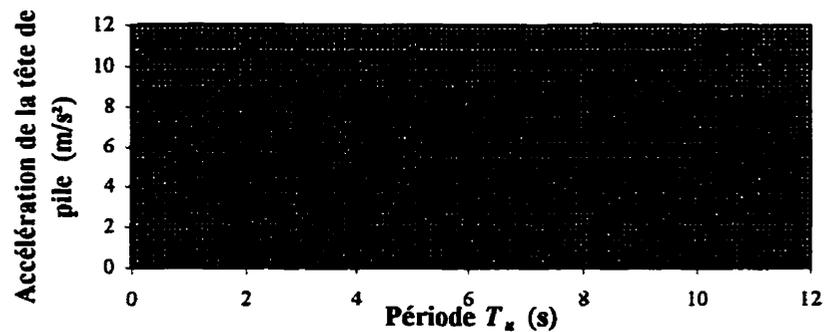
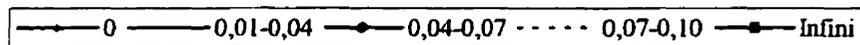


**Figure 5.15: Enveloppe des déplacements maximaux et résiduels de l'isolateur et des déformations de la pile pour 22 séismes de calcul ( $T_u=2s$  et  $\alpha_p=0,05$ )**



**Figure 5.16: Enveloppe des accélérations maximales au niveau du tablier et en tête de pile ( $T_u=2s$  et  $\alpha_p=0,05$ )**

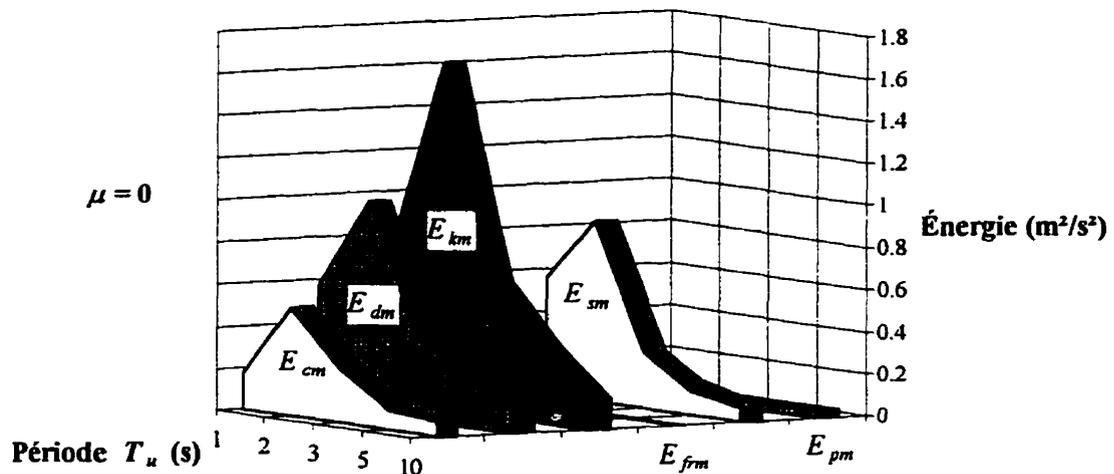
- Le rapport des masses de la pile versus celle du tablier n'a que peu d'influence sur le comportement global tant qu'il y a un coefficient de friction non nul. On remarque tout de même une diminution des accélérations en tête de pile lorsque l'on augmente le rapport des masses pile / tablier. Pour un système sans patin, on observe un pic des accélérations au niveau de la pile pour une période des ressorts  $T_u$  de 2 secondes pour un ratio des masses tablier/pile de 5%. Alors que pour un ratio des masses de 20%, on observe une augmentation parabolique des accélérations en tête de pile avec l'augmentation de la période d'isolation comme l'illustre la figure 5.17.

(a) – Rapport masse de la pile / masse du tablier  $\alpha_p = 0,05$ (b) – Rapport masse de la pile / masse du tablier  $\alpha_p = 0,20$ Coefficient de friction  $\mu_{min}-\mu_{max}$ **Figure 5.17: Enveloppe des accélérations maximales en tête de pile ( $T_p=0,2s$ )**

- En présence de friction, l'accélération au niveau du tablier est divisée par 5 environ. Lorsque l'on diminue le coefficient de friction (mais toujours supérieur à 0,01), on diminue l'accélération au niveau du tablier et l'amplification dynamique des accélérations du tablier versus celles de la pile.
- Sans friction, les déplacements maximaux et résiduels deviennent très importants. Les accélérations en tête de pile restent importantes comparées à un système avec friction. Les accélérations du tablier dépendent alors de la période du ressort : pour une période du ressort  $T_u$  supérieure à 3 secondes, l'accélération du tablier augmente si le

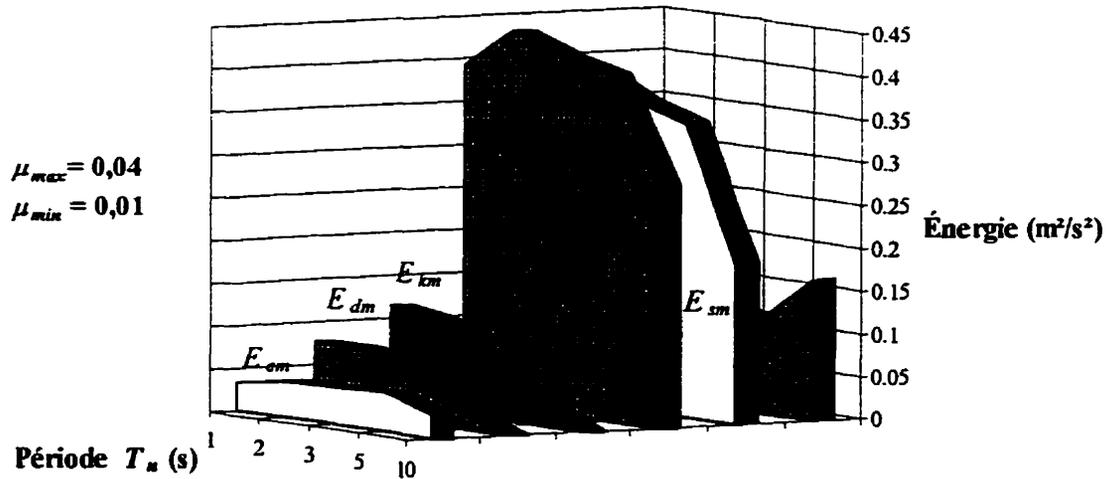
coefficient de friction augmente; pour une période du ressort  $T_u$  inférieure à 2 secondes, l'accélération du tablier diminue si on ajoute de la friction.

- Comme l'illustrent les figures 5.18 et 5.19, les composantes énergétiques montrent une plus grande dissipation d'énergie pour une période du ressort de 2 secondes. En effet, cette période correspond à des déplacements relativement importants pour permettre une bonne déformation de l'isolateur : l'interface de glissement dissipe une grande partie de l'énergie sismique. La composante ressort a dans ce cas une rigidité suffisamment faible pour permettre les déplacements du patin, mais elle est également suffisante pour pouvoir dissiper en plus de l'énergie par déformations visqueuses. Le ressort permet aussi de limiter convenablement les déplacements.



**Figure 5.18: Enveloppe des énergies maximales pour un appui élastomérique sans friction et pour 22 séismes de calcul ( $T_p=0,5\text{s}$  et  $\alpha_p=0,05$ )**

( $E_{cm}$  est l'énergie cinétique maximale,  $E_{dm}$  l'énergie d'amortissement viscoélastique linéaire maximale,  $E_{km}$  l'énergie linéaire élastique maximale de l'isolateur,  $E_{frm}$  l'énergie dissipée par friction,  $E_{sm}$  l'énergie sismique et  $E_{pm}$  l'énergie maximale filtrée par les piles)



**Figure 5.19: Enveloppe des énergies maximales pour un appui élastomérique avec friction et pour 22 séismes de calcul ( $T_p=0,5\text{s}$  et  $\alpha_p=0,05$ )**

Finalement on peut faire les recommandations suivantes :

- La période de la composante ressort adéquate pour un isolateur de type ressort - friction est comprise entre 2 et 3 secondes environs.
- Une friction faible est requise (en général 0,01 à 0,04) si l'on veut avoir une contribution significative de la dissipation d'énergie dans les ressorts. Par contre si le ressort ne dissipe pas d'énergie, un coefficient de friction de 0,04 à 0,10 est nécessaire pour avoir un comportement adéquat de l'isolateur.
- Les rapports de masses tablier versus pile et les périodes des piles sont des facteurs qui doivent être pris en compte par un dimensionnement approprié de l'isolateur selon le site de l'ouvrage.

## CHAPITRE VI

### DIMENSIONNEMENT PRÉLIMINAIRE D'UN PROTOTYPE

#### 6.1 Caractéristiques d'un pont typique pour le dimensionnement du prototype

Pour la conception de l'appareil d'appui, on fait un dimensionnement pour un pont existant. Le pont est situé à la jonction de l'autoroute 20 et de la route 229, sortie 115 de l'autoroute à St-Hilaire de Rouville, Québec, Canada. Une modélisation de la structure est illustrée à la figure 6.1. Il s'agit d'un pont mixte (tablier à dalle de béton et poutres en acier) à quatre travées indépendantes de 34 m de portée chacune. Les trois piles sont en béton et elles sont constituées de 4 colonnes chacune. Le pont a été conçu en 1962.

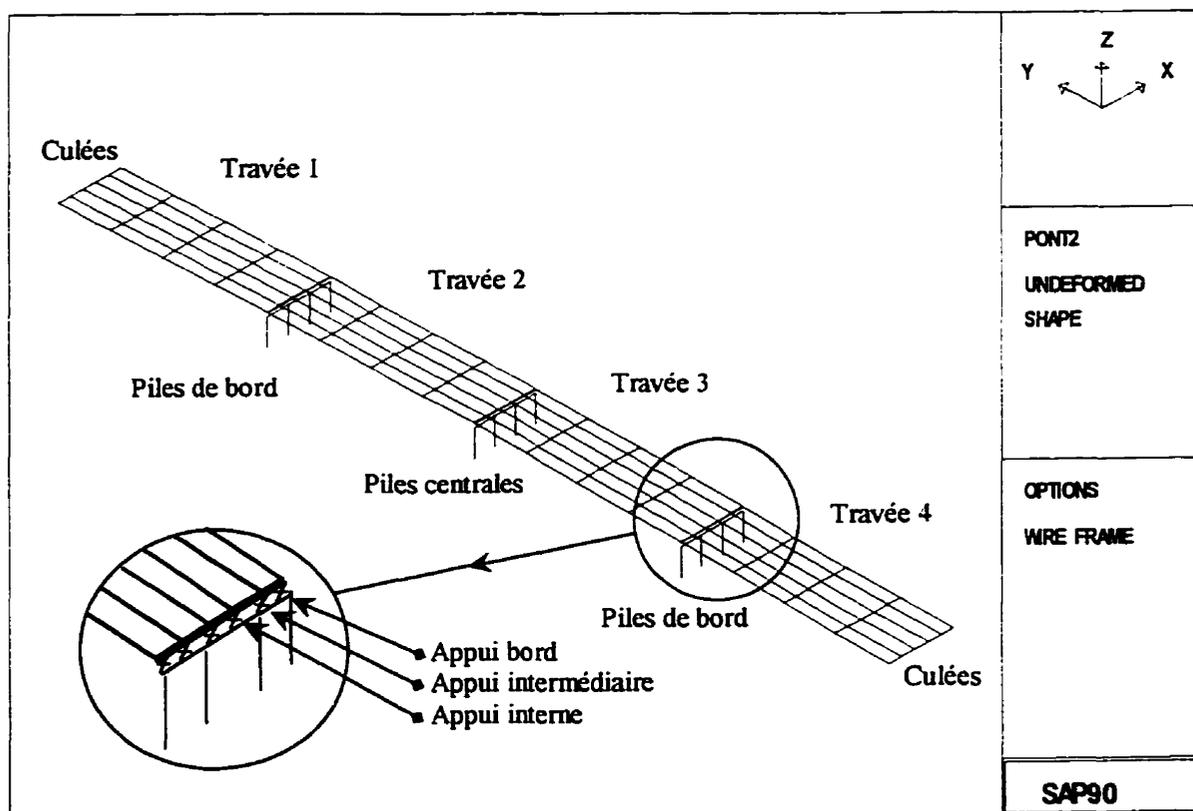


Figure 6.1: Pont de St-Hilaire sur Rouville modélisé sur le logiciel SAP90

L'analyse modale sur le logiciel d'analyse linéaire SAP90 (Wilson et Habibullah, 1992) montre que la période fondamentale,  $T_f = 0,14$  s, est associée à un mode de flexion du tablier. La période des piles  $T_p$  est de 0,11 s. Le ratio  $\alpha_p$  de la masse de la pile versus la masse du tablier est de 24,5%. Le matériau des piles étant du béton armé, on prend une fraction d'amortissement critique  $\xi_p$  de 2%. Les charges statiques par appuis sont présentées au tableau 6.1 :

**Tableau 6.1: Charges de calcul sur les appuis en kN**

Charge maximale	Appui bord	Appui intermédiaire	Appui interne	Valeur moyenne
Poids propre (DL)	750	618	600	656
Asphalte (Ds)	102	84	95	94
Surcharge(LL)(1885 kN/pile)	485	485	485	485
ELS1 (DL+LL+Ds)	1337	1187	1180	1235
ELU1 (1,2DL+1,6LL+1,6Ds)	1840	1652	1648	4041
ELS2 (DL+Ds)	852	702	695	750
ELU2 (1,2DL+1,6Ds)	1063	876	872	937

Pour le calcul sismique du pont, le CHBDC (1997) impose les exigences suivantes :

- La classe du pont est définie : l'autoroute 20 est un des axes majeurs du réseau québécois, son interruption pourrait causer un préjudice économique important. Il s'agit d'une route de classe I. Pour cette classe, un facteur d'importance,  $I_p = 3$ , est attribué.
- Les zones de performance sismique sont :
  - Pour Montréal :
 

AHM=0,18g	<b>A=0,20</b>	<b>Zone 3</b>
-----------	---------------	---------------
  - Pour Vancouver :
 

AHM=0,21g	<b>A=0,20</b>	<b>Zone 3</b>
-----------	---------------	---------------

La constante AHM désigne l'accélération maximale des mouvements du sol au site donné et la constante A désigne le rapport d'accélération de zone.

- Pour les analyses sismiques, le pont, de classe I et de Zone 3, étant composé de quatre travées régulières, mais avec des pentes différentes, une analyse spectrale multi - modes doit être réalisée. Si le pont avait eu une structure irrégulière, une analyse dans le temps aurait été nécessaire. Les modes principaux dans les trois directions principales doivent être présents. Une modélisation linéaire du pont est réalisée avec le logiciel SAP90.
- Les interactions sols - structures doivent être pris en considération normalement avec des ressorts linéaires élastiques. Les conditions d'appuis doivent être modélisées.
- Pour le dimensionnement des sous - structures, le facteur de modification de réponse  $R$  est déterminé selon le CHBDC (1997) : chaque pile est composée de 4 colonnes en béton armé, et comme il s'agit d'un pont de classe I, donc  $R$  vaut 3 pour les piles et 4,7 pour les détails de construction. Les forces sismiques sont appliquées dans n'importe quelle direction horizontale. Le facteur  $R$  approprié est appliqué selon les directions principales orthogonales de la sous - structure.
- Les forces sismiques obtenues des deux analyses dans deux directions orthogonales doivent être combinées comme suit : d'une part la somme cumulée des valeurs absolues de 100% des efforts dans une direction et de 30% des efforts obtenus dans l'autre direction et d'autre part la somme cumulée de la combinaison de 30% dans la première direction et de 100% dans la seconde direction.
- Les analyses spectrales doivent être faites dans les deux directions perpendiculaires principales horizontales séparément. Les analyses dans le temps doivent être réalisées

avec les accélérogrammes dans les deux directions horizontales simultanément. Les effets de sols doivent être pris en compte en utilisant les facteurs de charges sur les charges mortes ou en utilisant un accélérogramme vertical spécifique au site.

- La méthode spectrale multi - modes impose la modélisation en trois dimensions du pont. Le nombre de modes est déterminé pour que la masse modale dépasse 90% dans les directions étudiées. Si une analyse pas-à-pas dans le temps est réalisée, cinq accélérogrammes compatibles avec le spectre de réponse de calcul doivent être utilisés lorsque les enregistrements du site ne sont pas disponibles. Si des enregistrements des mouvements du sol pour le site sont utilisés, ils doivent prendre en compte les effets de sols et être modifiés par le facteur d'importance,  $I_p$ . Si une analyse pas-à-pas dans le temps est réalisée, et si l'analyse est inélastique, le facteur  $R$  doit être égal à 1.
- Les exigences du CHBDC (1997) définissent la longueur d'appui minimale pour les déplacements non sismiques :

$$L_N = K \left( 200 + \frac{L_p}{600} + \frac{H}{150} \right) \left( 1 + \frac{\psi^2}{8000} \right) \quad [6.5]$$

$L_N$  étant la longueur de support minimale mesurée selon la normale de la face de la culée ou de la pile en excluant le couvert de béton en mm;  $L_p$  est la longueur du tablier du pont jusqu'au joint d'expansion le plus proche ou la rotule la plus proche pour la section étudiée en mm, elle coïncide souvent avec la longueur de la travée ( $L_p = 34340\text{mm}$ );  $H$  est la hauteur moyenne des piles supportant le pont à proximité de la culée pour la travée proche de la culée ou la hauteur de la pile pour la travée située entre deux piles en mm ( $H=4\ 815\text{mm}$ );  $\psi$  est le biais de la travée mesurée selon une direction normale à la direction du pont en degré ( $\psi=0$ ) et  $K$  est un facteur de modification dépendant de la zone sismique ( $K=1,0$ ) donc :

$$L_N = 200 + 57 + 32 = 289\text{mm} \quad [6.6]$$

On peut noter que selon ce calcul, on prévoit un déplacement non sismique de l'appui de  $57+32=89\text{mm}=(2)(45\text{mm})$ , soit  $\pm 45\text{mm}$ .

Les caractéristiques du pont ayant été données, on doit spécifier maintenant les caractéristiques mécaniques de l'appui sismique.

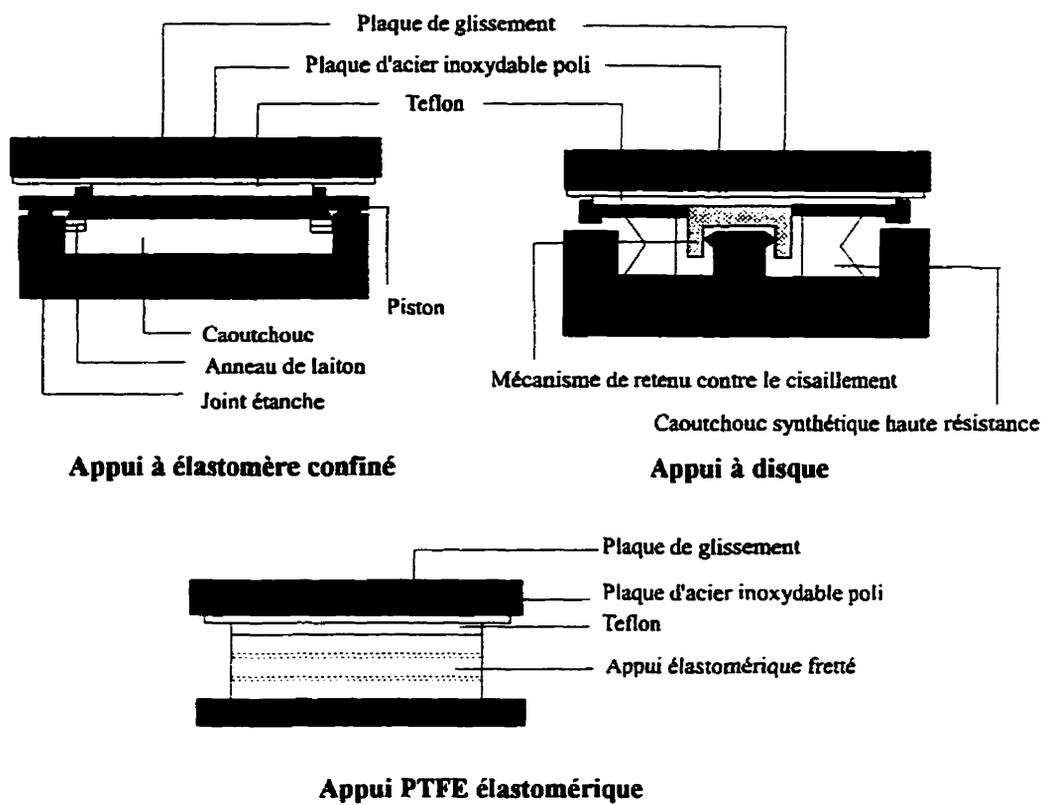
## **6.2 Caractéristiques mécaniques de "l'appui à pot" ou "pot bearing"**

La composante à friction est réalisée par Z-Tech R&D. Elle consiste en un pot-bearing dimensionné pour supporter la charge verticale définie précédemment.

Sur la figure 6.2, on représente des appareils d'appuis non sismiques à friction couramment utilisés :

- les appuis à élastomères confinés permettant les mouvements de translation,
- les appuis à disques permettant les mouvements de translation et rotation
- et les appuis élastomériques et téflon combinés permettant les translations et rotations.

Trois interfaces de friction acier inoxydable - téflon ont été choisies pour les essais : du téflon vierge, du téflon renforcé fibre de verre à 15% en poids, et du téflon renforcé de fibre de carbone à 25% en poids. Deux types de surfaces d'acier sont étudiés : un acier inoxydable type miroir et un acier inoxydable « bright annealed ». Enfin l'étude d'une interface acier - téflon avec et sans graisse de silicone est réalisée. Les pressions étudiées sont de 5, 15, 30 et 45 MPa. Le piston est élaboré par Z-Tech R&D pour permettre une rotation de 0,015 radian de la plaque de téflon.



**Figure 6.2: Appareils d'appui classiques**

### 6.3 Déplacement de calcul par analyse non linéaire

Le déplacement de calcul pour les charges sismiques est le déplacement maximum obtenu par une analyse dynamique de la structure isolée. Une modélisation préalable du pont est donc requise comprenant la modélisation structurale du pont, la prise en compte d'appareils d'appui sismiques et non sismiques auxquels on affecte des caractéristiques mécaniques préalables. Par exemple, pour les appuis sismiques, on fait l'hypothèse de l'utilisation de téflon de fibre de verre sur acier inoxydable miroir. Pour les appuis non sismiques, les modélisations classiques simples sont possibles : des appuis coulissants ou élastiques. En principe il n'y a pas d'appuis fixes car ce sont les appuis sismiques qui contrôlent les déplacements du tablier. Pour les ressorts de l'appui sismique, on fait l'hypothèse des caractéristiques mécaniques suivantes : on impose la période  $T_e$  de la composante ressort et on suppose le comportement des ressorts, soit linéaire, soit faiblement visqueux. La deuxième étape consiste à effectuer les analyses pour tous les séismes compatibles avec le site géographique. Ainsi pour Vancouver ou pour Montréal, on utilise les séismes représentatifs discutés au chapitre 5. Les conditions de sites doivent être prises en compte lors de cette étape (type de sols) comme le spécifie la norme CHBDC (1997). Le déplacement maximal obtenu à partir de ces analyses détermine alors le déplacement de calcul non linéaire.

La rigidité des ressorts d'un appui est définie par l'équation suivante :

$$K_g = W/g (2\pi/T_e)^2 \quad [6.7]$$

D'après les études analytiques, on fixe la période  $T_e$  de la composante ressort à 2 secondes. Si on choisit une répartition uniforme de la charge sur les appuis, on a donc à l'État limite Ultime (ELU) une période des ressorts associée à la charge (DL+Ds) :

$$K_g = (750)/9,81 (2\pi/2)^2 = 755 \text{ kN/m}$$

Si on calcule maintenant la période des ressorts pour les combinaisons 0,8(DL+Ds) et 1,25(DL+Ds) :

$$T_{es} = 2\pi \sqrt{\frac{M}{K_g}} = 2\pi \sqrt{\frac{(0,8)(750)}{(9,81)(755)}} = 1,79s$$

$$T_{es} = 2\pi \sqrt{\frac{M}{K_g}} = 2\pi \sqrt{\frac{(1,25)(750)}{(9,81)(755)}} = 2,24s$$

Les 2 périodes extrêmes gravitent autour de 2 secondes et sont comprises entre 1 et 3 secondes qui constituent des seuils à ne pas dépasser, l'isolation devrait être encore efficace, on peut prendre  $K_g = 943$  kN/m. Dans le cas contraire, il faudrait modifier la période initiale de calcul de 2 secondes de telle sorte que les deux périodes extrêmes soient au moins supérieure à 1 seconde.

## 6.4 Dimensionnements des ressorts

### 6.4.1 Fonctionnement des ressorts

L'appareil d'appui sismique se compose d'un pot bearing classique avec une interface de type acier inoxydable et téflon renforcé ou non, d'une part, et d'un système combiné en parallèle de paires de ressorts précontraints, d'autre part.

La raison principale du choix de ressorts précontraints est une raison matérielle. Les ressorts disponibles sur le marché fonctionnent soit en compression pure, soit en traction pure, soit en flexion pure, soit en torsion pure. La combinaison de deux de ces actions ne peut être appliquée à ces ressorts sans causer de dommages sérieux. Bien sûr, des ressorts adaptés peuvent exister, mais leur dimensionnement est beaucoup plus sévère et donc plus coûteux. D'autre part, les ressorts en compression sont les ressorts les plus stables, ceux dont on contrôle le mieux le comportement contrairement aux ressorts en traction, par exemple. En effet les ressorts en compression ont naturellement une limite de compression, celle où ils sont totalement comprimés et ils agissent alors de façon

monolithique, le comportement n'est alors plus élastique, mais parabolique. Cela peut entraîner éventuellement la plastification des spires et modifier le comportement normal du ressort lorsqu'il va reprendre sa position initiale déchargée. Les ressorts en torsion ont en partie ce comportement, tandis que les ressorts en traction perdent une grande partie de leur caractéristique mécanique s'ils subissent de trop grandes déformations.

Du point de vue structural, les ressorts contribuent de la même manière s'ils sont comprimés ou non au niveau global de l'appareil d'appui comme le montre le schéma de principe de la figure 6.3.

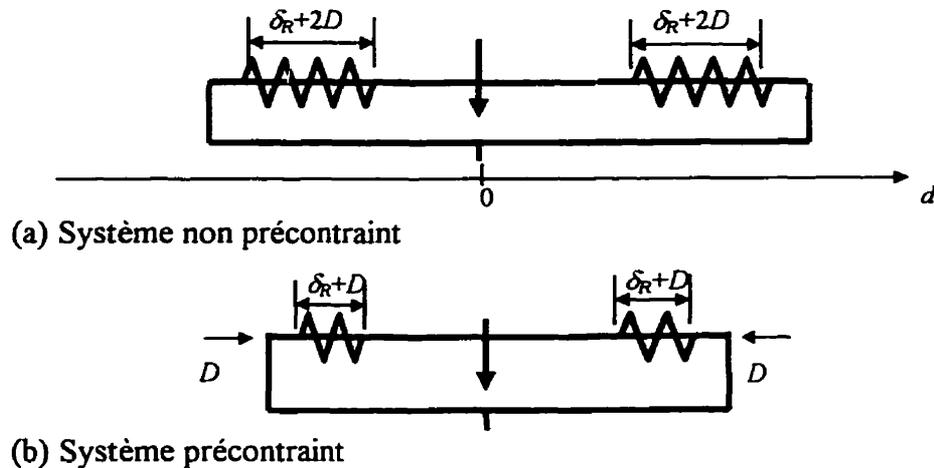


Figure 6.3: Schéma de principe du montage

- Prenons le cas d'un système non précontraint (cas a) :

Soit  $K$  la rigidité de chaque ressort et  $d_0$  la longueur à vide de chaque ressort. Soit  $d_1$  et  $d_2$  la longueur à tout instant des ressorts 1 et 2. Si l'appareil d'appui subit un déplacement sismique  $d$ , les forces exercées par les ressorts 1 et 2 sur l'appui sont respectivement :

$$F_{R1} = -K (d_1 - d_0) = -K ((d_0 + d) - d_0) = -Kd \quad [6.8]$$

$$F_{R2} = +K (d_2 - d_0) = +K ((d_0 - d) - d_0) = -Kd \quad [6.9]$$

Les deux ressorts de rigidité  $K$  exercent la même force dans la même direction, ce qui correspond à une force totale de retenue égale à :

$$F_R = F_{R1} + F_{R2} = 2 Kd \quad [6.10]$$

La différence ne s'observe pas au niveau global du système, mais sur chaque ressort :

Si  $F_{R1}$  est positif et  $F_{R2}$  négatif, le ressort 1 est comprimé et le ressort 2 est tendu.

Si  $F_{R1}$  est négatif et  $F_{R2}$  positif, le ressort 1 est tendu et le ressort 2 est comprimé.

● Prenons le cas d'un système précontraint (cas B) :

Supposons que chaque ressort ait été conçu de sorte qu'il puisse se comprimer sur une distance de  $2D$  avec un comportement linéaire élastique. La longueur à vide de chaque ressort est  $d_0$ . Considérons le cas d'un assemblage où ces ressorts sont comprimés chacun de la distance  $D$ . Les efforts dans les ressorts 1 et 2 lorsque l'appui est en position centrale sont :

$$F_{R1} = -K(d_1 - d_0) = -K((d_0 - D) - d_0) = KD \quad [6.11]$$

$$F_{R2} = +K(d_2 - d_0) = K((d_0 - D) - d_0) = -KD \quad [6.12]$$

Les ressorts exercent des forces de sens contraire et égales qui viennent stabiliser l'appui et les deux ressorts sont en compression ( $F_{R1}$  est positif et  $F_{R2}$  négatif dans ce cas).

Si on effectue un déplacement sismique  $d$  sur le montage ainsi constitué, on a :

$$F_{R1} = -K(d_1 - d_0) = -K((d_0 - D + d) - d_0) = KD - Kd \quad [6.13]$$

$$F_{R2} = +K(d_2 - d_0) = K((d_0 - D - d) - d_0) = -KD - Kd \quad [6.14]$$

Si  $d$  varie entre  $+D$  et  $-D$ , alors  $F_{R1}$  varie entre 0 et  $2KD$  et  $F_{R2}$  varie entre 0 et  $-2KD$ . Donc  $F_{R1}$  est toujours positif et  $F_{R2}$  toujours négatif, donc les deux ressorts sont toujours en compression. De plus, la force globale,  $F_R$ , exercée sur l'appui est toujours :

$$F_R = F_{R1} + F_{R2} = -2 Kd \quad [6.15]$$

Le ressort doit donc fonctionner selon les critères suivants :

- en position normale, le ressort est au repos et déformé d'un déplacement de calcul  $D$  sous une charge  $P$  de compression, on suppose le comportement linéaire ;

- ponctuellement il peut subir des charges rapides pouvant varier entre 0 et  $2P$  et doit se déplacer de 0 à  $2D$ .

Le comportement doit rester linéaire dans ce domaine d'utilisation sismique ou plus généralement avoir un comportement du type :

$$F_R = K d^{nm} \quad [6.16]$$

où " $nm$ " est inférieur ou égal à 1 pour assurer le comportement d'isolation sismique.

Par sécurité, on doit permettre un déplacement maximum du ressort de  $2D + d_p$  sous une charge de  $P_{cu}$  supérieure à  $2P$  en compression. Hors du domaine d'isolation sismique, le comportement mécanique est parabolique pour reprendre les charges excédentaires. De la même manière, on doit pouvoir faire subir une élongation  $d_p$  en traction sans provoquer de dommages jusqu'à cette limite ; on n'impose pas a priori de limite de charge en traction  $P_t$ .

Le comportement décrit ci-dessus est traduit sur le graphique de la figure 6.4.

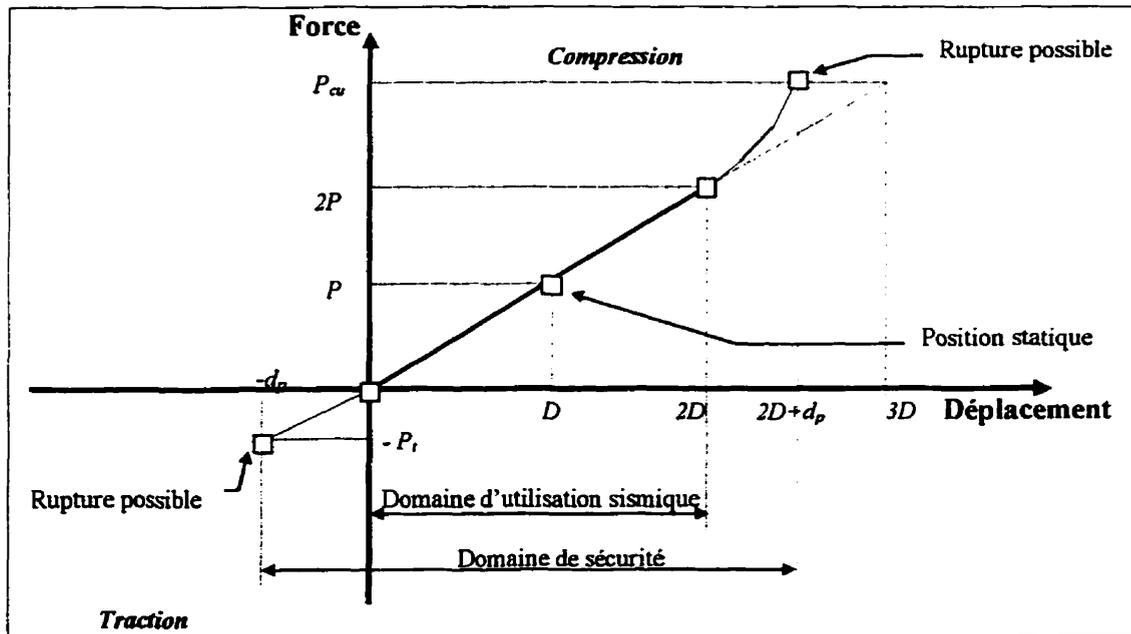


Figure 6.4: Comportement mécanique souhaité pour les ressorts

On comprend ici que le choix du déplacement  $D$  est capital car c'est lui qui définit le domaine au-delà duquel on abandonne l'isolation sismique en assurant alors le transfert total des efforts de la pile au tablier.

L'étude de plusieurs ressorts est ici envisagée : les ressorts coniques (enveloppe droite ou parabolique), les ressorts cylindriques de section ronde ou rectangulaire, et les rondelles Belleville.

Il est à noter qu'il existe déjà un brevet américain déposé au Canada (Fyfe et al., 1982) pour l'utilisation de rondelles plates viscoélastiques compressibles en Néoprène(TM), en Bonafy (TM pour un polyether uréthane) et d'autres élastomères en polyuréthane dans un appareil d'appuis sismique. Ce brevet est numéroté 1 178 303 sous le nom de Aseismic Bearing for Bridge Structure et déposé par Fyfe, Edward R., Slater, William M. (Canada) et Watson Ronald (USA). C'est le système le plus proche du concept développé dans l'appareil d'appui développé ici.

En France, un autre appareil d'appui breveté au États Unis sous le No 5 131 195 en 1992 et déposé par M. Patrice Bellavista (1992) à Avignon, l'Appui Isolateur Para Sismique (AIPS) utilise également un concept de déformation en compression d'un matériau viscoélastique, le vulkolon de Bayer.

En Italie enfin, un appareil d'appui sismique nommé "VEP" (AIPCR, 1995) utilisant un appui à pot multidirectionnel de type acier - téflon et des poutrelles en acier se déformant en flexion a été développé, le Marquam Bridge aux États-Unis (Portland, Oregon), est doté de ce système.

Tous ces appareils d'appuis sont basés sur les mêmes concepts théoriques, seules les technologies employées diffèrent pour satisfaire les exigences pratiques.

### 6.4.2 Définitions et chargement des ressorts

Soit  $nb$  le nombre de ressorts associés à une direction de chargement sismique horizontale (en général la direction longitudinale ou transversale au tablier du pont). On remarquera que  $nb$  doit être un nombre pair car l'appareil d'appui est constitué de ressorts associés par pair : on doit toujours placer des ressorts de caractéristiques mécaniques identiques de chaque côté de l'appui de pont.

Soit  $W$  le poids estimé du tablier repris par l'appareil d'appui. En général, le poids  $W$  correspond à la combinaison de charge suivante :

$$W = DL \text{ (Poids propre)} + D_s \text{ (Asphalte)} \quad [6.17]$$

Soit  $T_e$  la période de la composante ressort : en général, on prend 2 secondes. Plus on augmente  $T_e$ , plus le ressort sera flexible et plus la déflexion  $F_{nonl}$  sera grande, les dimensions du ressort seront plus grandes et sans doute plus coûteux. Il faut remarquer que si  $T_e$  est trop faible (inférieure à 1 seconde), on perd l'effet d'isolation sismique.

Soit  $F_{nonl}$  la déflexion maximale obtenue à partir de l'analyse non linéaire simplifiée ou complète sur un logiciel de structures.

Soit  $FS$  un facteur de sécurité ( $FS \geq 1$ ) sur le déplacement de l'analyse non linéaire.

D'après les caractéristiques précédentes, on peut évaluer des caractéristiques pour le dimensionnement des ressorts :

Soit  $K_g$  la rigidité des ressorts associés dans l'appareil d'appui :

$$K_g = \frac{W}{g} \left( \frac{2\pi}{T_e} \right)^2 \quad [6.18]$$

Soit  $D$  le déplacement de calcul des ressorts :

$$D = F_{nonl} FS \quad [6.19]$$

Soit  $P_{tot}$  la charge reprise par tous les ressorts dans une direction :

$$P_{tot} = K_g D \quad [6.20]$$

Soit  $P$  la charge reprise par un seul ressort :

$$P = P_{tot}/nb \quad [6.21]$$

Il faut vérifier que la charge ne reste pas trop élevée pour réaliser une conception acceptable ( $P < 100$  kN).

### 6.4.3 Choix des matériaux et critères de dimensionnement

Ce choix est dicté par les critères de l'ASTM A313 et A231 et est décrit de façon exhaustive dans *Spring Designer's Handbook*, de Carlson (1978) et les figures référencées dans cette partie sont issues de cet ouvrage.

Un ressort classique lorsqu'il est comprimé subit des efforts de torsion sur chaque section droite des spires. La mécanique du ressort est basée sur cette théorie.

Le critère majeur qui contrôle le choix du matériau est sa résistance à la fatigue. Des tables de conception ont été établies spécifiquement pour chaque matériau en fonction du type de fatigue envisagée et des dimensions du ressort.

Trois types d'utilisation de service pour le comportement à la fatigue sont possibles : léger, moyen ou élevé selon le nombre de cycles effectués par le ressort jusqu'à la rupture. L'utilisation du ressort dans le domaine sismique, c'est-à-dire pour des déplacements de  $\pm D$  autour de la position statique, est limitée puisque les ressorts n'effectuent pas plus qu'une centaine de cycles de cette amplitude. Les cycles thermiques et de trafic sont de moindres amplitudes et sont généralement lents, donc moins

contraignants. Néanmoins les cycles sismiques sont dynamiques et peuvent être très rapides. Les charges sont élevées par rapport à des ressorts traditionnels, on opte finalement pour un état de service moyen à la fatigue.

Différents matériaux alliés sont disponibles sur le marché, mais chaque alliage a une utilisation industrielle spécifique : par exemple, la fabrication de valves, de joints d'étanchéité, des absorbeurs de chocs, etc. Étant donné l'utilisation sismique des ressorts, deux matériaux sont retenus :

- l'acier inoxydable 17-7PH (ASTM A313)
- l'acier allié chromium vanadium (ASTM A231)

Soit  $S_{\text{revis}}$  la contrainte admissible de torsion recommandée, définie comme suit pour des ressorts en compression de diamètre supérieur à 0,5po (12,4mm) :

Acier inoxydable type 17-7PH	720 MPa	(Figure 94 p151, Carlson, 1978)
Chrome - Vanadium	700 MPa	(Figure 86 p147, Carlson, 1978)

Les modules d'élasticité sont les suivants (Figure 112 p161, Carlson, 1978) :

Acier inoxydable type 17-7PH	$G = 72\,400 \text{ MPa}$	$E = 203\,400 \text{ MPa}$
Chrome - Vanadium	$G = 77\,200 \text{ MPa}$	$E = 196\,500 \text{ MPa}$

Normalement, un facteur correctif tenant compte de l'indice  $\underline{C}$  du ressort doit être considéré :

$$\underline{C} = \frac{\text{Diamètre moyen ressort}}{\text{diamètre spire}} \quad [6.22]$$

Dans la méthode de calcul, il est pris en compte en fonction du type de ressort.

Les rondelles Belleville ne suivent pas les mêmes types de sollicitations : lorsqu'une rondelle subit une compression, elle réagit en exerçant une traction orthoradiale. Il ne s'agit plus de phénomène de torsion.

Le catalogue de l'Associated Spring (1984) fournit les caractéristiques mécaniques nécessaires au calcul des rondelles Belleville. Le module d'Young et le coefficient de Poisson sont les suivants :

Acier inoxydable type 17-7PH

$E=200\ 000\ \text{MPa}$       et       $\nu=0,34$        $E/(1-\nu^2)=228\ 000\ \text{MPa}$

Trois niveaux de contraintes sont spécifiés dans le catalogue : 750, 1500 et 3000 MPa. On choisit ici de prendre un niveau de contrainte intermédiaire pour garantir un minimum de sécurité, soit 1 500 MPa.

#### 6.4.4 Calcul des ressorts coniques

Un ressort conique typique est représenté à la figure 6.5.

Ce dimensionnement est essentiellement basé sur l'étude théorique de l'ouvrage très complet : *Les Ressorts* de Reynal (1963). Toutes les références de pages, figures et tableaux se rapportent à cet ouvrage.

Soit  $OD_{max}$  le diamètre extérieur maximal du ressort. Pour des conditions de mise en place, il faut vérifier que ce diamètre ne dépasse pas 12 pouces, soit 305 mm.

Soit  $OD_{min}$  le diamètre intérieur maximal du ressort.

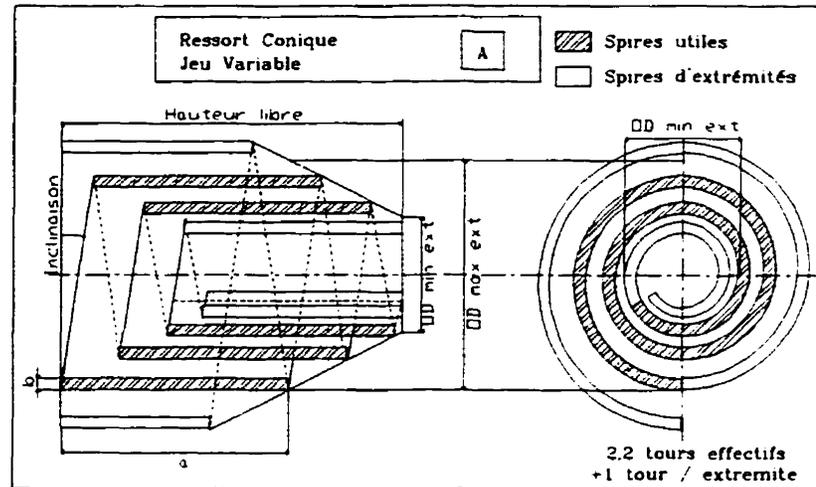


Figure 6.5: Schéma typique d'un ressort conique droit

Les conditions sur le comportement linéaire et non linéaire du ressort sont maintenant explicitées :

Soit *flexib* la flexibilité d'un ressort :

$$flexib = nb/K_g \quad [6.23]$$

Soit  $P_r$  la charge maximale admissible appliquée sur le ressort dans les conditions sismiques :

$$P_r = 2 P \quad [6.24]$$

Soit  $\gamma'$  le rapport de la charge ultime sur la charge maximale admissible sur le ressort :

$$\gamma' = 1,5 \quad (1 < \gamma' < 2) \quad [6.25]$$

Soit  $P_m$  la charge ultime réelle :

$$P_m = P_r \gamma \quad [6.26]$$

Soit  $S_m$  la contrainte fictive ultime dans le ressort :

$$S_m = S_{resist} \sqrt{\gamma} \quad [6.27]$$

Soit  $F_{mu}$  le déplacement fictif ultime :

$$F_{mu} = P_m flexib \quad [6.28]$$

Soit  $F_r$  le déplacement fictif maximal admissible :

$$F_r = P_r \text{ flexib} \quad [6.29]$$

On explicite maintenant les conditions géométriques liées au type de ressort.

Soit  $a$  le grand côté de la section droite d'une spire parallèle à l'axe du ressort.

Soit  $b$  le petit côté de la section droite d'une spire perpendiculaire à l'axe du ressort ( $a \geq b$ ).

Soit  $\nu$  le ratio :

$$\nu = a/b \quad (\nu \geq 1) \quad [6.30]$$

Soit  $D_{max}$  le diamètre extérieur moyen du ressort :

$$D_{max} = OD_{max} - b \quad [6.31]$$

Soit  $D_{min}$  le diamètre intérieur moyen du ressort :

$$D_{min} = OD_{min} - b \quad [6.32]$$

D'après le tableau V p.114-115 du livre de Reynal (1963), pour les ressorts en hélice conique droit en compression dont le fonctionnement est limité au plan d'appui, on peut écrire la relation suivante pour une spire de section rectangulaire :

$$K' \sqrt{\nu^3} = \frac{P_m D_{max}}{2S_m b^3} \quad [6.33]$$

où  $K'$  est un coefficient relatif intrinsèque aux sections rectangulaires pour ces ressorts.

Or Reynal (1963) a établi une relation entre  $K'$  et  $\nu$  à la figure 9 p.69. A partir du graphique tracé sur une échelle logarithmique, on peut écrire une relation linéaire quasi - équivalente :

$$K' \sqrt{\nu^3} = 0,22434 \exp\left(\frac{\ln \nu}{0,89473}\right) \quad (1 \leq \nu < 70) \quad [6.34]$$

En imposant une valeur de  $b$  et de  $D_{max}$ , on en déduit la valeur de  $\nu$  des deux dernières relations et par conséquent la valeur de  $a$ .

Deux autres relations ont été établies par Reynal, elles sont interpolées ci-dessous et pourraient alternativement être employées. Les résultats seraient sensiblement similaires.

$$K' = 0,243225 \exp(-0,41141 \ln|\nu|) \quad (1 \leq \nu < 70) \quad [6.35]$$

et

$$K'' = 0,023497 \exp(0,038544 \ln|\nu|) \quad (1 \leq \nu < 70) \quad [6.36]$$

$K''$  est un autre coefficient intrinsèque aux sections rectangulaires.

Pour plus de détails, le lecteur peut se référer au manuel de Reynal (1963).

Soit  $\psi'$  le rapport :

$$\psi' = D_{\min} / D_{\max} \quad [6.37]$$

Soit  $H'$  la hauteur de développement du ressort non comprimé d'après le tableau V p.114-115 (Reynal, 1963) :

$$H' = \frac{3F_r}{1 + \psi' + \psi'^2} \quad [6.38]$$

On peut également évaluer une constante géométrique du ressort qui ne dépend que de  $a$  et  $b$ , les côtés de la section de la spire :

$$\frac{s^4}{I_0} = \frac{12\nu^3 b^4}{(1 + \nu^2)} \quad [6.39]$$

Soit  $L'$  la longueur du ressort déroulé, d'après le tableau V p.114-115 (Reynal, 1963) :

$$L' = \frac{4KGH s^4}{P_r D_{\max}^2 I_0} \quad [6.40]$$

Soit  $n_s$  le nombre de spires utiles :

$$n_s = \frac{2L}{\pi D_{\max} (1 + \psi')} \quad \text{si } \psi' > 0,4 \quad [6.41]$$

Soit *jeu* le jeu entre les spires successives :

$$\text{jeu} = 4 \text{ mm}$$

Soit  $E_{sp}$  l'espacement entre les spires successives centre à centre :

$$E_{sp} = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{2 n_s} \quad [6.42]$$

Il faut vérifier que le dimensionnement est physiquement recevable ( $E_{sp} > b + jeu$ ).

Soit  $C'$  l'indice du ressort conique :

$$C' = D_{min} / b \quad [6.43]$$

Il faut vérifier l'encombrement dû à l'enroulement versus le diamètre minimal du ressort, soit  $C' > 3,5$ .

Soit  $F_m$  la flexion réelle ultime d'après la formule de la page 108 (Reynal, 1963) pour les ressorts coniques droits :

$$F_m = \frac{F_r}{1 - \psi^3} \left( 3 - \frac{2}{\sqrt{\gamma'} + \gamma' \psi'^3} \right) \quad [6.44]$$

Soit  $H_l$  la hauteur libre du ressort :

$$H_l = H' + a \quad [6.45]$$

Soit  $H_c$  la hauteur du ressort comprimé une fois, c'est-à-dire en place dans l'appareil d'appui :

$$H_c = H' + a - F \quad [6.46]$$

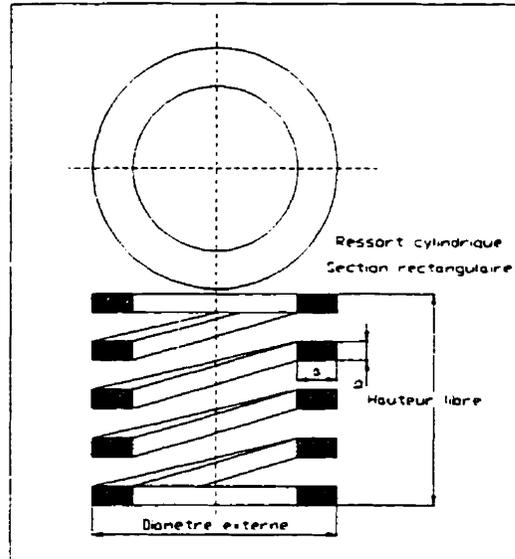
Soit *Inclinaison* la pente d'enroulement du ressort qui demeure constante pour ce type de ressort :

$$\text{Inclinaison} = \frac{H' + a}{L} \quad [6.47]$$

Finalement on obtient un dimensionnement de ressort que l'on optimise en modifiant soit les valeurs du diamètre  $OD_{max}$  et  $OD_{min}$ , soit le côté  $b$  de la section de la spire jusqu'à obtention d'un dimensionnement convenable.

### 6.4.5 Calcul des ressorts cylindriques

Un ressort cylindrique typique est présenté à la figure 6.6.



**Figure 6.6: Schéma typique d'un ressort cylindrique à section rectangulaire**

Soit  $P_r$  la force de calcul :

$$P_r = 2P \quad [6.48]$$

Soit  $S'$  la contrainte de torsion souhaitée. Par exemple, on a :

$$S' = 0,8 S_{resist} \quad [6.49]$$

Soit  $D_m$  le diamètre moyen du ressort.

Soit  $d_r$  le diamètre de la section de la spire.

Soient  $a$  et  $b$  les cotés de la section de la spire avec  $a \geq b$ .

Il faut remarquer que  $a$  est le côté perpendiculaire à l'axe du ressort et  $b$  le côté parallèle à l'axe du ressort contrairement au ressort conique. On peut a priori orienter la section dans les deux directions, car il s'agit d'un calcul de torsion locale de la section. Une fois

ce choix imposé, seule la longueur du ressort varie selon que l'on a des limitations sur les dimensions comme la longueur ou le diamètre du ressort.

Soit  $\nu$  le rapport :

$$\nu = a/b \quad (\nu \geq 1) \quad [6.50]$$

On utilise la formule du tableau 3 p54 du livre de Reynal (1963) pour calculer le diamètre  $d_s$  de la spire.

Section ronde :

$$P_r = \frac{\pi d_s^3}{8 D_m} S' \quad [6.51]$$

Section carrée :

$$P_r = 0,416 \frac{d_s^3}{D_m} S' \quad [6.52]$$

Section rectangulaire :

$$P_r = 2K'' \sqrt{\nu^3} \frac{b^3}{D_m} S' \quad \text{avec } a \geq b \quad [6.53]$$

Section elliptique :

$$P_r = \frac{\pi \nu b^3}{8 D_m} S' \quad [6.54]$$

Soit  $F'$  la déflexion imposée du ressort :

$$F' = 2D \quad [6.55]$$

Soit  $n_s$  le nombre de spires. On utilise la formule du tableau 3 p.54 du livre de Reynal (1963) pour calculer le nombre de spires  $n_s$ .

On exprime la rigidité  $K$  d'un ressort en fonction du type de section de la spire :

Section ronde :

$$K = \frac{P_r}{F'} = \frac{G}{8} \frac{d_s^4}{D_m^3 n_s} \quad [6.56]$$

Section carrée :

$$K = \frac{P_r}{F'} = \frac{G}{5,594} \frac{d_s^4}{D_m^3 n_s} \quad [6.57]$$

Section rectangulaire :

$$K = \frac{P_r}{F'} = \frac{48K'G}{\pi} \frac{\nu^3}{1+\nu^2} \frac{b^4}{D_m^3 n_s} \quad [6.58]$$

Section elliptique :

$$K = \frac{P_r}{F'} = \frac{G}{4} \frac{\nu^3}{1+\nu^2} \frac{b^4}{D_m^3 n_s} \quad [6.59]$$

Soit  $S_e$  la contrainte de torsion effective recalculée à partir des valeurs de  $d_s$  trouvées précédemment. On réutilise les formules de charges précédentes, par exemple pour une section ronde :

$$S_e = \frac{8P_r D_m}{\pi d_s^3} \quad [6.60]$$

On vérifie que  $S_e$  est inférieure à la résistance en torsion  $S_{resist}$ .

Il faut maintenant vérifier l'encombrement interne, c'est-à-dire vérifier qu'il y ait assez d'espace pour la section de la spire étant donné le diamètre limité du ressort. Ce critère peut être modifié.

$$D_m/2 > a \quad [6.61]$$

Soit  $SH$  la longueur comprimée du ressort :

$$SH = d_s n_s \quad [6.62]$$

Soit  $F_e$  la déflexion effective sous la charge  $P_r$ , calculée à partir de la formule précédente pour le nombre de spire. Elle doit être normalement supérieure à  $F'$ .

Soit  $FL$  la longueur à vide du ressort :

$$FL = F_e + SH \quad [6.63]$$

Soit  $CL$  la longueur comprimée du ressort sous  $P_r$  :

$$CL = FL - F' \quad [6.64]$$

Cette dimension doit normalement être supérieure à  $SH$ .

Soit  $SS$  la contrainte solide du ressort :

$$SS = SF' / F \quad [6.65]$$

Il faut apporter une correction sur la valeur des contraintes:

Soit  $C'$  l'indice du ressort pour les sections rondes :

$$C' = D_m / d_s \quad [6.66]$$

Soit  $K_c$  le facteur correctif sur la contrainte de torsion pour les sections rondes :

$$K_c = \frac{4}{4} \frac{C'-1}{C'-4} + \frac{0,615}{C'} \quad [6.67]$$

Cette formule est appelée formule de Wahl (1944, p.37). Berry (1961, p.22) a effectué des études comparatives entre plusieurs formulations différentes. La formulation de Wahl semble donner des résultats assez généraux en restant simple. Les facteurs de correction pour les sections rectangulaires devraient en principe déjà être pris en compte en partie dans l'expression développé par Reynal (1963) via les facteurs  $K'$  et  $K''$  qui tiennent compte de la géométrie du ressort. Ces facteurs dépendent de  $a$  et de  $b$ , mais pas de  $D_m$ . Une correction supplémentaire est nécessaire. Selon Wahl (1944, p.209), un facteur de correction possible pour cette section est obtenu comme suit :

Soit  $C'$  l'indice du ressort pour les sections rectangulaires :

$$C' = D_m / a \quad [6.68]$$

Soit  $K'_c$  le facteur correctif sur la contrainte de torsion pour les sections rectangulaires :

$$K'_c = 1 + \frac{1,2}{C} + \frac{0,56}{C^2} + \frac{0,5}{C^3} \quad [6.69]$$

Un autre problème intervient avec les sections rectangulaires : lorsque le fil du ressort est enroulé, la section prend une forme trapézoïdale et la formule précédente n'est plus aussi appropriée (Wahl, 1944, p.210).

Par ailleurs, les manufactures de ressorts développent également leurs propres formulations de calcul en fonction des résultats de leur production. De plus, les ressorts sismiques supportent des charges élevées avec des déplacements élevés, et il n'y a pas de résultats expérimentaux pour ce domaine d'utilisation à notre connaissance. Étant donné le manque de données techniques, on peut faire éventuellement une correction simplifiée en utilisant la formule de Wahl.

Soit  $S_t$  la contrainte de torsion corrigée :

$$S_t = S K_c \quad [6.70]$$

Il faut vérifier que cette contrainte est inférieure à la résistance  $S_{resist}$ .

Soit  $SS_t$  la contrainte du ressort comprimée corrigée :

$$SS_t = SS K_c \quad [6.71]$$

Il faut vérifier que cette contrainte est inférieure à la résistance  $S_{resist}$ .

On vérifie maintenant la stabilité du ressort selon l'étude de Berry (1961, p99-100) : le ressort ne doit pas déverser sous chargement sismique.

Soit  $A$  le rapport d'élanement du ressort

$$A = D_m / (FL) \quad [6.72]$$

Le tableau 6.2 spécifie les caractéristiques mécaniques des ressorts vis-à-vis des problèmes d'instabilité selon la section du ressort. La constante  $P_s$  caractérise les conditions d'appuis du ressort et s'il est guidé ou non. Les valeurs de  $P_s$  sont spécifiées dans le tableau 6.3 précédent.

**Tableau 6.2: Constantes de stabilité extrait de Berry (1961)**

Constantes	Section ronde	Section carrée	Section rectangulaire ( $\nu = a/b$ )			
			$\nu=1,5$	$\nu=2$	$\nu=3$	$\nu=5$
$A_s$	0,812 5	0,741	0,626	0,576	0,536	0,521
$B_s$	6,87	8,08	8,27	8,34	8,31	8,19
$L_c$	2,62	< ===== 2,84 ===== >				

**Tableau 6.3: Conditions d'appuis du ressort par Berry (1961)**

Rotations extrémités		Déplacement latéral	$P_s$
Extrémité 1	Extrémité 2		
fixe	fixe	guidé	2
fixe	rotulé	guidé	1,5
rotulé	rotulé	guidé	1
fixe	fixe	non guidé	1
fixe	rotulé	non guidé	0,5

Pour un ressort dont les conditions d'appuis sont décrites dans le tableau ci-dessus, il faut vérifier que :

$$I/\Lambda < P_s L_c \quad [6.73]$$

Si ce n'est pas le cas, on calcule l'expression :

$$G_s = I - B_s (P_s \Lambda)^2 \quad [6.74]$$

Si  $G_s < 0$  alors le ressort est stable.

Si  $G_s > 0$  alors pour avoir la stabilité du ressort, il faut vérifier que :

$$\Lambda < A_s (1 - \sqrt{G_s}) \quad [6.75]$$

### 6.4.6 Calcul des rondelles Belleville

La figure 6.7 présente une rondelle Belleville typique.

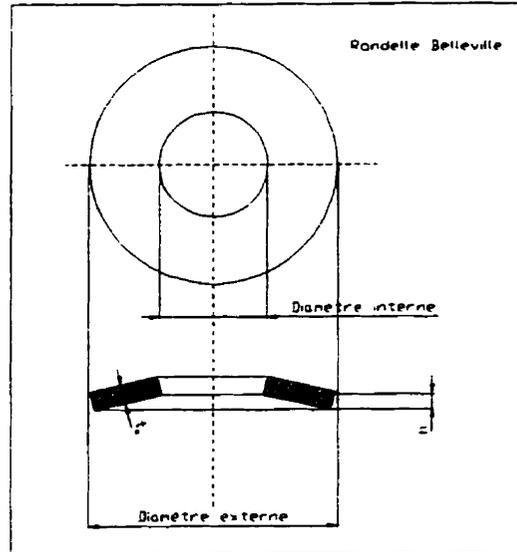


Figure 6.7: Schéma typique d'une rondelle Belleville

Soit  $h$  la hauteur de compression de la rondelle.

Soit  $t_b$  l'épaisseur de la rondelle.

Soit  $OD$  le diamètre externe maximum de la rondelle.

Soit  $ID$  le diamètre interne de la rondelle.

Soit  $R_d$  le rapport suivant :

$$R_d = \frac{OD}{ID} \quad [6.76]$$

On définit plusieurs constantes géométriques nécessaires au calcul des contraintes à partir de cette valeur :

$$C_M = \frac{6}{\pi \ln R_d} \frac{(R_d - 1)^2}{R_d^2} \quad [6.77]$$

$$C_1 = \frac{6}{\pi \ln R_d} \left( \frac{R_d - 1}{\ln R_d} - 1 \right) \quad [6.78]$$

$$C_2 = \frac{6 R_d - 1}{\pi \ln R_d} \quad [6.79]$$

$$C_{r1} = \frac{R_d \ln R_d - R_d + 1}{\ln R_d} \frac{R_d}{(R_d - 1)^2} \quad [6.80]$$

$$C_{r2} = \frac{0,5R_d}{R_d - 1} \quad [6.81]$$

Soit  $P$  la charge de calcul correspondant au déplacement calcul,  $D$ .

Soit  $FS$  un facteur de sécurité ( $FS > 1$ ) :

$$FS = 1,1$$

Soit  $P_f$  la charge lorsque la rondelle est complètement comprimée :

$$P_f = 2 P FS \quad [6.82]$$

La charge  $P_f$  associée à une géométrie donnée s'écrit :

$$P_f = \frac{4Eht_b^3}{(1-\nu^2)C_M OD^2} \quad [6.83]$$

De cette expression, on déduit la dimension  $ht_b^3$ . De plus, si l'on trace la courbe charge - déplacement, on constate que pour avoir un comportement qui soit linéaire, il faut avoir un rapport  $h/t_b$  de 0,4 ou moins. Pour avoir un dimensionnement raisonnable, on peut tolérer un comportement quasi linéaire avec rapport  $h/t_b$  variant jusqu'à 1.

$$h/t_b = 0,8$$

Des deux dernières expressions, on déduit les valeurs de  $h$  et de  $t$ .

Soit  $nbp$  le nombre de rangées de rondelles en parallèle par ressort :

$$nbp = 1 \quad [6.84]$$

Soit  $nbs$  le nombre de rangées de rondelles en série par ressort.

Soit  $nbt$  le nombre de rondelles par ressort :

$$nbt = nbs \ nbp \quad [6.85]$$

Soit  $nbr$  le nombre de rondelles pour l'appui sismique :

$$nbr = nbt \ nb \quad [6.86]$$

Soit  $\delta_p$  la flèche souhaitée sous  $P$  par rondelle :

$$\delta_p = F/nbs \quad [6.87]$$

Soit  $F''$  la flèche de calcul d'une rondelle sous la charge  $2P$  :

$$F'' = 2 \delta_p FS \quad [6.88]$$

Pour un nombre imposé de rondelles en série par ressort, il faut vérifier que chaque rondelle est capable de reprendre ces déplacements :

$$F'' < h \quad [6.89]$$

Soit  $P_e$  la charge effectivement associée à la déformation  $F''$  :

$$P_e = \frac{E}{1-\nu^2} \frac{4}{C_M OD^2} \left[ (h - F'') \left( h - \frac{F''}{2} \right) t_b + t_b^3 \right] \quad [6.90]$$

Il faut vérifier que  $P_e$  est bien supérieur à  $2P$  :

Soit  $S_c$  la contrainte de compression maximale :

$$S_c = \frac{4EF_e}{(1-\nu^2)C_M OD^2} \left[ C_1 \left( h - \frac{f}{2} \right) + C_2 t_b \right] \quad [6.91]$$

Soit  $S_{t1}$  la contrainte de traction à un bord de la rondelle :

$$S_{t1} = \frac{4EF_e}{(1-\nu^2)C_M OD^2} \left[ C_1 \left( h - \frac{f}{2} \right) - C_2 t_b \right] \quad [6.92]$$

Soit  $S_{t2}$  la contrainte de traction à l'autre bord de la rondelle :

$$S_{t2} = \frac{4EF_e}{(1-\nu^2)C_M OD^2} \left[ T_1 \left( h - \frac{f}{2} \right) + T_2 t_b \right] \quad [6.93]$$

Il faut vérifier que chacune de ces contraintes ne dépasse pas la résistance  $S_r$ .

Soit  $H_l$  la longueur libre d'un ressort composé de rondelles :

$$H_l = (h + t_b) nbt \quad [6.94]$$

Soit  $d_b$  la déflexion d'une rondelle sous la charge  $P$ . Cette valeur ne peut être obtenue directement étant donné la formulation non - linéaire  $P = F(d_b)$ .

On itère sur  $d$  jusqu'à satisfaire l'équation :

$$P = \frac{E}{1-\nu^2} \frac{4}{C_M OD^2} \left[ (h-d_b)(h-d_b/2)t_b + t_b^3 \right] \quad [6.95]$$

Soit  $\Delta$  la déflexion du ressort sous la charge  $P$  :

$$\Delta = d n b s \quad [6.96]$$

Soit  $H_c$  la longueur comprimée :

$$H_c = HL - D \quad [6.97]$$

## 6.5 Recommandations

Les dimensionnements précédents sont basés sur les études menées par d'autres chercheurs et sont adaptés au calcul des ressorts pour les appuis sismiques. Ils constituent une base pour le calcul de ces ressorts, mais ils devront sans aucun doute être optimisés voire modifiés pour tenir compte des contraintes de l'application pour laquelle ils sont établis. En particulier, le mode de fabrication des ressorts affecte directement le comportement mécanique des ressorts. À partir des dimensionnements ainsi établis, le fabricant va spécifier de nouvelles valeurs en fonction de ses données propres. Les comparaisons entre les valeurs ici calculées et les valeurs fournies par le fabricant montrent que les valeurs du dimensionnement présent conduisent à des ressorts plus rigides que voulu. Les ressorts réels seront donc plus longs pour un même diamètre. Des essais expérimentaux sont indispensables pour corroborer le dimensionnement.

## 6.6 Conclusions

Finalement après avoir contacté plusieurs fabricants de ressorts, il s'est avéré que la technologie de fabrication la mieux maîtrisée, et donc la moins coûteuse, entre le ressort conique et le ressort cylindrique était celle des ressorts cylindriques. Les rondelles Belleville constituent une alternative intéressante. Néanmoins elles nécessitent l'utilisation

d'un seul ressort de part et d'autre de l'appui pour avoir un dimensionnement optimal, alors que l'utilisation de ressorts cylindrique ou conique demande deux ressorts de chaque coté de l'appui. Dans le but d'assurer le maximum de stabilité de l'appui, cette dernière option a été retenue. En effet la présence de quatre ressorts au lieu de deux, favorise la stabilité de l'appui en l'empêchant de tourner sous les effets des excentricités.

## **CHAPITRE VII**

### **PROGRAMME EXPÉRIMENTAL DE LA COMPOSANTE FRICTION**

#### **7.1 Étude du comportement en friction de l'interface acier inoxydable - téflon**

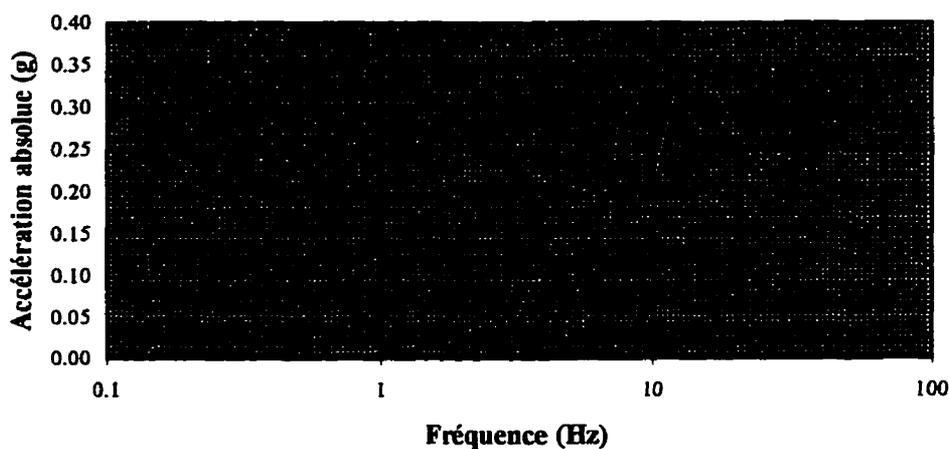
L'appareil d'appui proposé est constitué de deux composantes : la composante friction dissipatrice d'énergie et la composante ressort permettant le recentrage du système. Il nous a semblé indispensable d'étudier le comportement mécanique de chacune des composantes avant d'en étudier l'assemblage sur un prototype.

La première étape des essais consiste à analyser en détail le comportement de l'interface de friction et proposer des valeurs réalistes du coefficient de friction pour notre application sismique.

#### **7.2 Essais à hautes fréquences**

La réponse dynamique des appareils d'appuis à friction durant un séisme n'est pas aisément définissable et dépend plus ou moins des caractéristiques sismiques des mouvements du sol. Le contenu fréquentiel des séismes dans l'Est de l'Amérique du Nord est généralement très élevé comparé aux caractéristiques des séismes de l'Ouest américain. Les spectres de réponse de tous ces séismes montrent que ces derniers engendrent des secousses comprenant des fréquences bien supérieures à 1Hz (Adams et Basham, 1989; Lamontagne, 1987; Nuttli, 1988). Le tremblement de terre du Saguenay du 25 novembre 1988 est un bon exemple du contenu fréquentiel élevé des séismes dans la région. Ce séisme de magnitude 6,0 a été ressenti sur une très vaste étendue : au sud jusqu'à Washington D.C. et dans l'Ouest jusqu'à Thunder Bay, Ontario (Mitchell et al., 1990). De nombreux enregistrements du séisme du Saguenay ont été fournis par la Commission géologique du Canada (Geological Survey of Canada) grâce à son réseau de sismographes dans l'Est canadien (Munroe et Weichert, 1989). La figure 7.1 présente le spectre de réponse en accélération absolue (Clough and Penzien, 1993) pour 5%

d'amortissement d'une composante de l'historique d'accélération au sol pour la station d'enregistrement la plus rapprochée de l'épicentre : Chicoutimi Nord. On peut voir sur ce graphique que la majeure partie du contenu énergétique de cet enregistrement se situe à une fréquence bien au-delà de 1Hz. On sait que la période de vibration correspondant à un déplacement longitudinal des ponts est situé entre 0,2 et 0,8 seconde (Tsopelas et al., 1994; Constantinou et al., 1991), ce qui peut également influencer le comportement fréquentiel de l'appui à friction. Bien que ce ne soit pas systématique, on peut certainement envisager un comportement en friction pour des fréquences élevées ou supérieures à 1Hz. À notre connaissance, tous les essais réalisés par les autres chercheurs, comme par exemple Constantinou et al. (1987, 1990) ou Mokha et al. (1990), ont été réalisés pour des fréquences cycliques inférieures ou égales à 1Hz. L'étude envisagée ici a pour but d'explorer le domaine de glissement de l'interface acier inoxydable - téflon à haute fréquence, soit entre 1 et 30Hz tout en vérifiant que les résultats obtenus pour les fréquences les plus basses sont bien en accord avec les résultats expérimentaux déjà connus.



**Figure 7.1: Spectre d'accélération absolue de la composante 214 du séisme du Saguenay 1988, Chicoutimi Nord.**

### **7.3 Montage expérimental**

L'étude sur la friction à haute fréquence est basée sur le programme expérimental suivant :

#### **7.3.1 Matériau de l'interface de friction**

L'interface de friction est constituée de deux composantes :

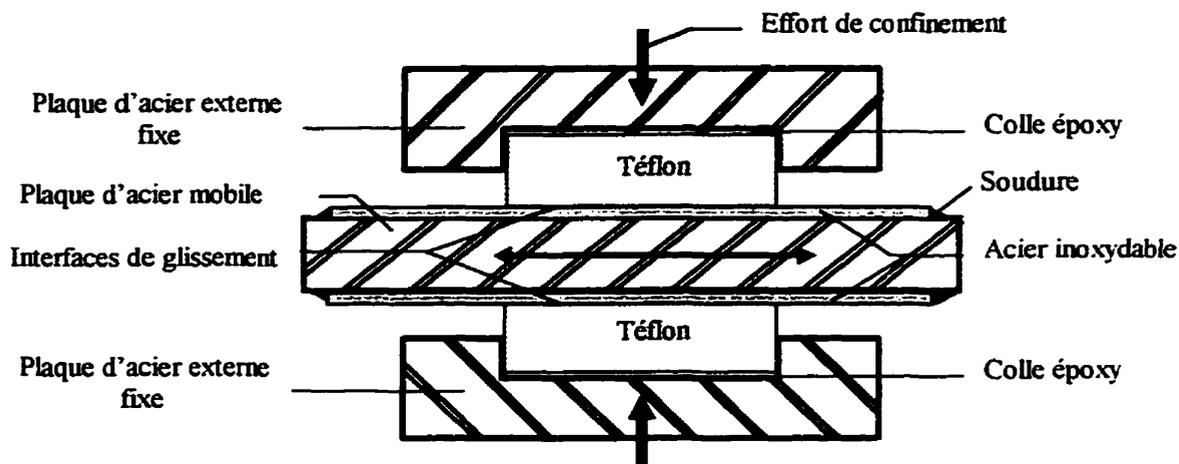
- l'acier inoxydable (type « grade bright annealed BA » ou « 2BA » et type « grade 8 miroir »); les caractéristiques sont fournies par la firme SAMMI ATLAS Inc., Aciers inoxydables Atlas (1995). La direction de polissage a été placée dans la direction du glissement des plaques.
- le téflon vierge, le téflon renforcé de 15% de fibres de verre en poids ou le téflon renforcé de 25% de fibres de carbone en poids. Les surfaces des plaques de téflon sont lisses.

En plus, on peut utiliser ou non une graisse à base de silicone à l'interface de glissement pour modifier les caractéristiques de glissement.

#### **7.3.2 Géométrie de l'interface de friction**

L'interface de friction est constituée d'un disque de Téflon de 128 mm de diamètre et de 5 mm d'épaisseur, d'une part, et d'une plaque d'acier inoxydable de 1,6 mm d'épaisseur soudée sur une plaque d'acier conventionnel de 10 mm d'épaisseur.

Pour le montage, on utilise deux interfaces de ce type l'une sur l'autre afin d'obtenir la mesure expérimentale des efforts par symétrie comme le montre la figure 7.2.



**Figure 7.2: Détail du montage de friction de l'interface acier inoxydable - téflon**

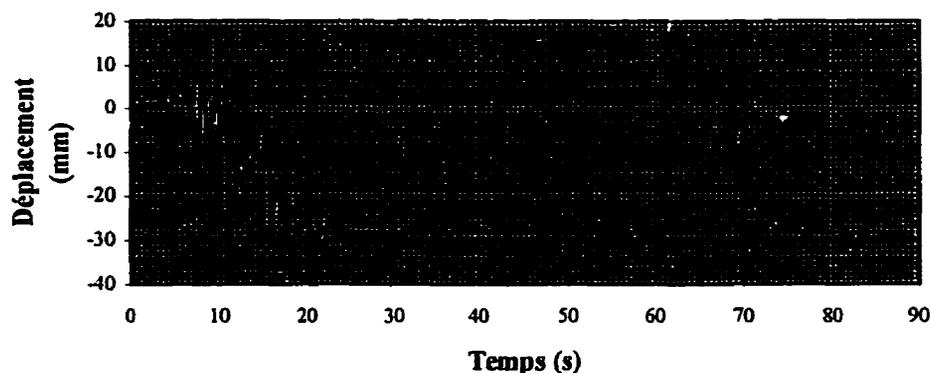
Deux plaques d'acier inoxydable sont soudées de chaque côté d'une plaque d'acier mobile. La plaque ainsi constituée est prise en sandwich entre deux plaques de téflon. Les plaques de téflon sont collées avec de la colle époxy dans des évidements réalisés dans deux autres plaques d'acier externes enserrant ce montage. Une pression est exercée sur les deux plaques externes pour simuler la charge de confinement des appuis à friction. Les sollicitations transversales sont exercées par translation en déplaçant la plaque d'acier centrale.

### 7.3.3 Types de sollicitations

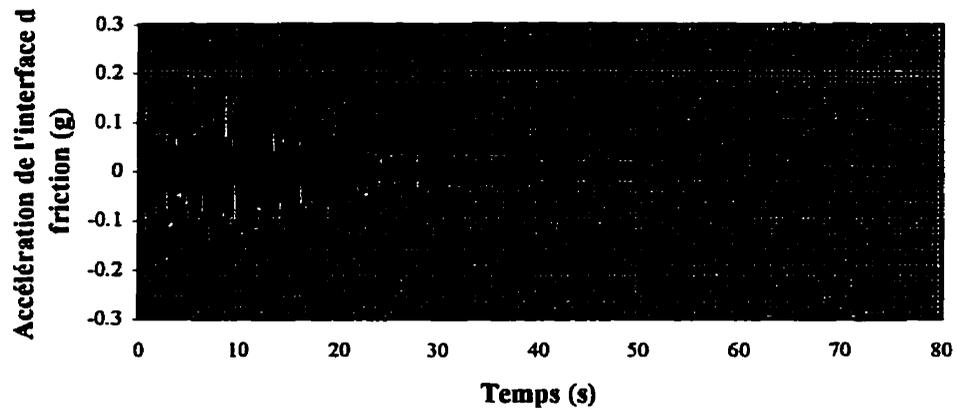
Les sollicitations sont appliquées par déplacement contrôlé grâce à l'utilisation du système de contrôle du simulateur sismique de l'École Polytechnique de Montréal (Filiatrault et al., 1996). Deux types d'excitations sont appliqués :

- des déplacements de type sinusoïdal et triangulaire : un essai de 130 secondes à une fréquence de 1 minute par cycle pour une amplitude de  $\pm 10$  mm; des essais de 10 secondes à 0,2-1-2-5 Hz pour des amplitudes de  $\pm 10$  mm; un essai de 130 secondes à une fréquence de 1 minute par cycle de  $\pm 70$  mm et finalement des essais de 10 secondes à 0,2 - 1 et 2Hz pour des amplitudes de  $\pm 70$  mm;

- un déplacement sismique lié au séisme de Puget Sound de 1949. Le séisme est calibré à 21%g pour la zone de Vancouver, Colombie Britannique. Le déplacement est simulé à partir d'une analyse théorique pour une interface au coefficient de friction variant de 4% à 7% selon la loi de Mokha, un adoucissement de 20 s/m et un déplacement élastique limite de 0,25 mm; on peut se reporter au chapitre IV sur la modélisation du comportement plastique de la friction pour avoir la signification de ces paramètres. La courbe du glissement théorique entre les deux composantes de l'interface qui est utilisée pour les essais est tracée sur la figure 7.3. La figure 7.4 présente l'accélération différentielle théorique à l'interface de friction associée à ce signal de déplacement.

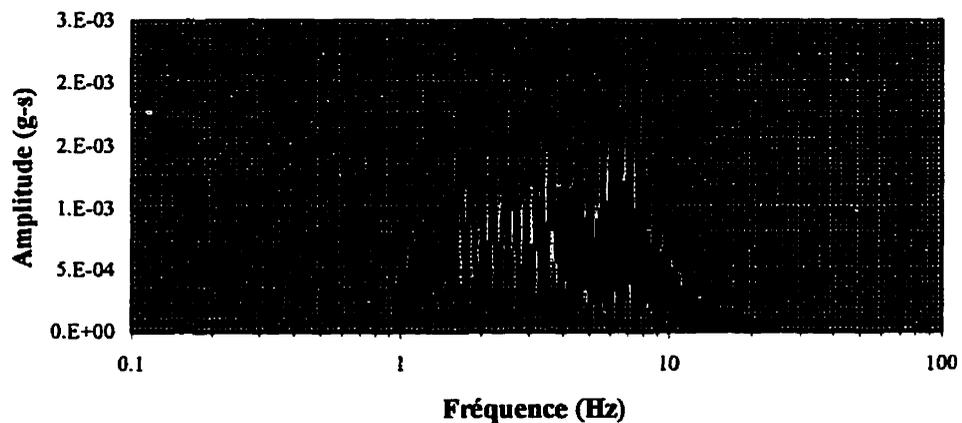


**Figure 7.3: Historique de déplacement d'une interface de friction soumis au séisme de Puget Sound en 1949**



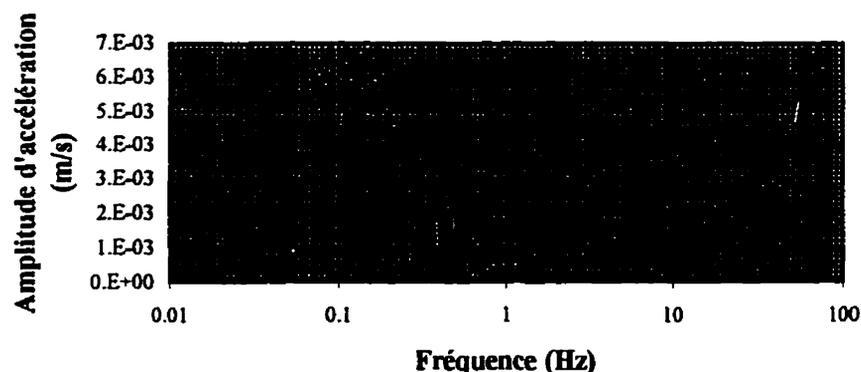
**Figure 7.4: Historique d'accélération d'une interface de friction soumise au séisme de Puget Sound en 1949**

Sur la figure 7.5, on montre le spectre d'amplitude de Fourier du signal d'accélération différentielle présenté à la figure 7.4. On constate que le contenu fréquentiel de ce signal est situé entre 1 et 10 Hz, ce qui dans cet exemple tend à confirmer notre hypothèse d'un comportement à haute fréquence de l'interface de friction.



**Figure 7.5: Spectre d'amplitude de Fourier d'une interface de friction soumise au séisme de Puget Sound en 1949**

Il est également intéressant d'observer le comportement de l'interface de friction pour des séismes sur sols mous. On rappelle l'exemple de Mexico de 1985 présenté au chapitre V où la fréquence fondamentale se situe à 0,5Hz. Si on trace le spectre d'amplitude du signal d'accélération de l'interface de friction, on constate que le spectre du signal coïncide assez bien avec celui du séisme avec également une fréquence fondamentale de 0,5Hz comme l'illustre la figure 7.6.



**Figure 7.6: Spectre d'amplitude de Fourier d'une interface de friction soumis au séisme de Mexico en 1985**

Il semble donc qu'il y ait une corrélation assez importante entre le contenu fréquentiel du signal de sollicitation sismique et la réponse dynamique du glissement de l'appui. Pour une région comme celle de Montréal où le contenu fréquentiel du signal sismique est élevé, il semble donc a priori justifié de faire une étude du comportement en friction pour des fréquences de 1 à 10 Hz, domaine de fréquences encore inexploré.

- Finalement, un essai de référence a été réalisé au tout début des essais et après chaque série d'essais à une pression donnée. Cet essai de référence est réalisé à basse fréquence (0,02 Hz) pour une amplitude de déplacement de 70 mm sous une pression de 15 MPa. Cet essai permet d'observer la dégradation éventuelle du comportement de l'interface de friction au cours des essais.

#### **7.3.4 Conditions d'utilisation**

La température ambiante était de 20-25°C. Après chaque essai, on attend le refroidissement de l'interface avec un écart maximum de 8°C avec la température ambiante.

Les pressions de confinement sont de 5, 15, 30 et 45 MPa. Ces pressions appartiennent au domaine habituel d'utilisation des appareils d'appuis de type Pot Bearing. Les pressions peuvent cependant atteindre 70 MPa. On peut noter néanmoins que pour le téflon vierge, les normes américaines comme l'AASHTO (1991) ne permettent pas l'utilisation d'une pression supérieure à 30 MPa.

Les essais commencent à partir d'une position statique sans chargement transversal initial.

### 7.3.5 Description du montage et de l'instrumentation

L'expérimentation a eu lieu au Laboratoire de structures de l'École Polytechnique de Montréal. Le schéma du montage est présenté à la figure 7.7. Les photos du montage sont présentées en annexe 6.

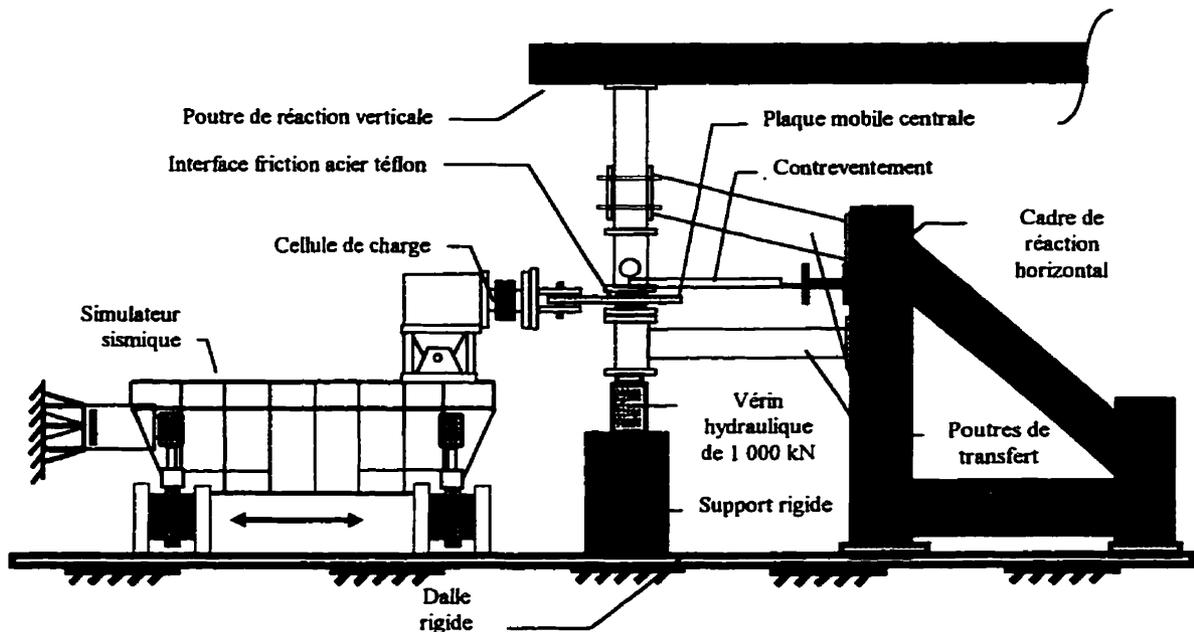


Figure 7.7: Schéma du montage expérimental

La charge verticale correspondant à la charge de confinement appliquée à l'interface de friction est exercée par un vérin hydraulique de 1 000 kN. Le déplacement en translation de la plaque d'acier de l'interface de friction est permis grâce aux mouvements du simulateur sismique. Un contreventement horizontal est inséré à l'extrémité de la section tubulaire placée en série avec l'interface de friction ; il permet d'éliminer les déplacements horizontaux dus aux déformations horizontales du tube et aux différents jeux inhérents des assemblages boulonnés sous l'action des déplacements de la plaque d'acier de l'interface de friction. L'extrémité du contreventement a été réduite à proximité du cadre de réaction horizontale pour éliminer les efforts de flexion repris dans cette membrure. Une cellule de charge permet de mesurer les efforts de friction horizontaux. Un

pressiomètre mesure la pression dans le vérin. Un déformètre mesure les déformations axiales verticales dans le tube. Deux capteurs de déplacement (LVDT) mesurent le déplacement respectif des deux plaques de téflon par rapport à la poutre de réaction horizontale considérée fixe. Leurs déplacements sont inférieurs à 1mm. Un potentiomètre mesure les déplacements de la plaque d'acier, ces déplacements sont de  $\pm 10$  à  $\pm 70$ mm. Le système d'acquisition de la table vibrante mesure les déplacements, les accélérations et évalue l'effort tranchant uniquement pour vérification. Une table traçante dessine la courbe d'hystérésis charge (cellule de charge) - déplacement (potentiomètre) en temps réel pour vérifier le bon fonctionnement de l'essai et l'acquisition des données. Enfin, deux thermocouples ont été installés sur les bords de la plaque d'acier inoxydable pour mesurer l'augmentation de température pendant les essais.

Si des essais doivent être faits ultérieurement avec le même montage, il faudrait apporter les modifications suivantes: la mesure des accélérations sur la plaque d'acier avec un accéléromètre pour des fins d'analyses, la mesure de l'effort axial en continu par une jauge de déformation ou un LVDT, et éventuellement la mesure des déformations horizontales pour corroborer les mesures de la cellule de charge.

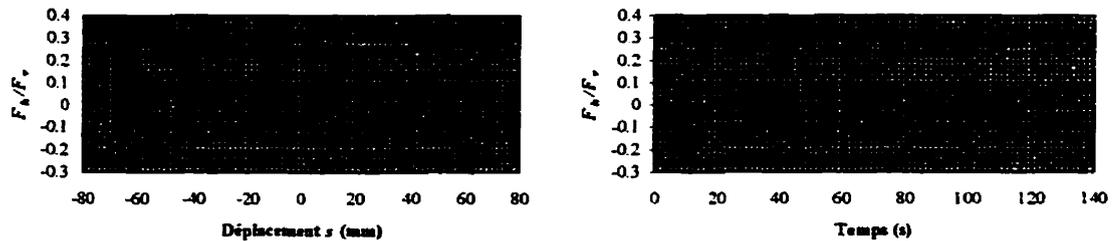
## **7.4 Résultats expérimentaux**

### **7.4.1 Résultats généraux**

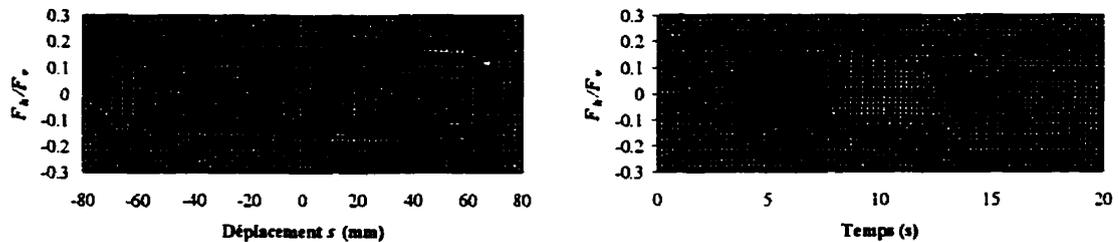
À notre connaissance, ces essais sont les premiers à être effectués à des fréquences supérieures à 1Hz. Les vitesses maximales atteintes pendant les essais ont été de 0,82 m/s. Les accélérations maximales ont été de  $6 \text{ m/s}^2$ , soit environ 60%g.

Les courbes hystérétiques typiquement observées sont de type plastique : elles ont une allure rectangulaire avec un pic initial lors de la mise en glissement du système de friction. On observe alors, selon la fréquence des cycles, une diminution progressive du coefficient de friction qui finit par se stabiliser pour une valeur finale du coefficient de friction

dynamique comme l'illustre la figure 7.8. Nous détaillerons au paragraphe 7.4.2 ce comportement.



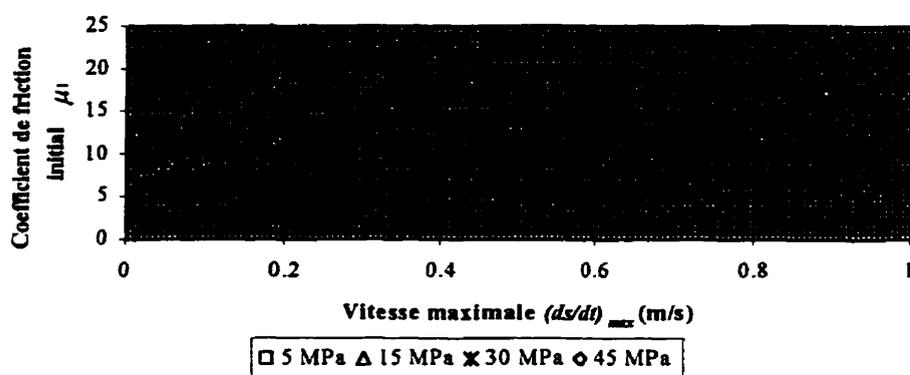
(a) - Essai d'un cycle par minute (0,0167 Hz)



(b) - Essai à 2 Hz

**Figure 7.8: Essais de déplacement imposé de  $\pm 70$  mm sur une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de 25% de fibres de carbone sous une pression de confinement de 5 MPa**

Le coefficient de friction obtenu au premier pic de force du premier cycle de chargement est appelé coefficient de friction initial, il correspond au passage d'une position statique vers une situation dynamique de l'interface. Selon l'amplitude de déplacement et la fréquence de chargement dynamique, les coefficients de friction changent, ils dépendent non seulement de la vitesse maximale, mais aussi de l'accélération maximale spécifique à chaque essai, ce qui n'avait jamais été constaté à basse fréquence. La courbe des coefficients de friction initiaux,  $\mu_i$ , est tracée pour chaque spécimen testé en fonction de la vitesse maximale  $(ds/dt)_{max}$  atteinte au cours des essais. La figure 7.9 présente l'une de ces courbes obtenue avec l'interface acier inoxydable miroir - téflon vierge .



**Figure 7.9: Variation du coefficient de friction initial  $\mu_i$  en fonction de la vitesse maximale de glissement  $(ds/dt)_{max}$  pour l'interface acier inoxydable - téflon vierge**

Comme présenté et défini au chapitre 4, le coefficient de friction dynamique  $\mu_{dyn}$  s'écrit selon la loi de Mokha :

$$\mu_{dyn} = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) e^{-\alpha |ds/dt|} \quad [7.1]$$

En appliquant cette relation au coefficient de friction mesuré au premier pic, on écrit la relation 7.1 sous la forme de coefficient de friction initial:

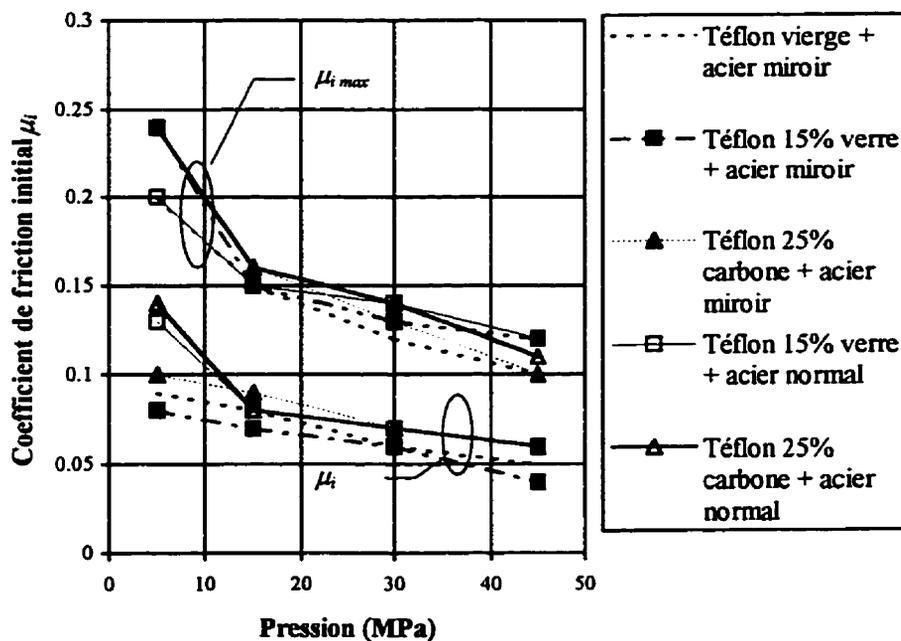
$$\mu_i = \mu_{i,max} - (\mu_{i,max} - \mu_{i,min}) e^{-\alpha_i |ds/dt|} \quad [7.2]$$

Les valeurs expérimentales pour chaque interface testée ont été interpolées pour vérifier cette relation et les valeurs d'interpolation pour chaque pression sont présentés au tableau 7.1. La constante empirique  $\alpha_i$  prend des unités de temps par longueur. Les données expérimentales ont permis de lui fixer une valeur constante de 10s/m. La figure 7.9 illustre les courbes d'interpolation pour l'interface acier inoxydable et téflon vierge.

**Tableau 7.1: Coefficients de friction initiaux maximum et minimum des différentes interfaces acier inoxydable - téflon sans graisse**

Type d'interface	Pression (MPa)							
	5		15		30		45	
	$\mu_{i \max}$	$\mu_{i \min}$						
Téflon vierge + acier miroir	0,20	0,09	0,15	0,08	0,12	0,06	0,10	0,05
Téflon 15% verre + acier miroir	0,24	0,08	0,15	0,07	0,13	0,06	0,12	0,04
Téflon 25% carbone + acier miroir	0,24	0,10	0,16	0,09	0,13	0,07	0,10	0,06
Téflon 15% verre + acier normal	0,20	0,13	0,15	0,08	0,14	0,07	0,12	0,06
Téflon 25% carbone + acier normal	0,24	0,14	0,16	0,08	0,14	0,07	0,11	0,06

Ces résultats sont illustrés par la figure 7.10.



**Figure 7.10: Variation des coefficients de friction initiaux  $\mu_i$  avec la pression**

Les résultats du tableau 7.1 nous montrent que le type d'acier influence évidemment les coefficients de friction. Les coefficients de friction obtenus entre l'acier miroir et l'acier normal sont sensiblement les mêmes, on observe en général une augmentation de 0,01 ou 0,02 du coefficient de friction statique en passant de l'acier miroir à l'acier normal. La pression a, par contre, une influence majeure sur le coefficient de friction. À basse pression, le coefficient varie entre 20 et 24%, tandis qu'à haute pression, il chute entre 10 et 12%. La pression joue donc un rôle majeur. On constate que le téflon vierge présente le plus faible coefficient de friction, suivi du téflon renforcé de fibre de verre et finalement du téflon renforcé de fibres de carbone. Le téflon vierge associé avec l'acier inoxydable présente le coefficient de friction le plus faible.

On en déduit les fonctions d'interpolation suivantes des coefficients de friction en fonction de la pression  $P_c$  pour des valeurs comprises entre 5 et 50 MPa:

$$\mu_{i\max} = m_{i1} + (m_{i2} - m_{i1}) e^{-\alpha P_c} \quad [7.3]$$

$$\mu_{i\min} = m_{i3} + (m_{i4} - m_{i3}) e^{-\alpha P_c} \quad [7.4]$$

Les valeurs des coefficients d'interpolations  $m_{i1}$  à  $m_{i4}$  sont données au tableau 7.2. La constante empirique  $\alpha$ , prend une valeur constante de  $0,05\text{MPa}^{-1}$ .

**Tableau 7.2: Coefficients de régression  
pour l'interpolation des coefficients de friction initiaux en fonction de la pression**

Type d'interface	$m_{i1}$	$m_{i2}$	$m_{i3}$	$m_{i4}$
Téflon vierge + acier miroir	0,09	0,23	0,05	0,10
Téflon 15% verre + acier miroir	0,09	0,27	0,05	0,09
Téflon 25% carbone + acier miroir	0,08	0,28	0,06	0,12
Téflon 15% verre + acier normal	0,11	0,22	0,04	0,14
Téflon 25% carbone + acier normal	0,09	0,27	0,04	0,16

Lorsque l'on utilise de la graisse de silicone, le coefficient de friction statique disparaît et seule persiste le coefficient de friction dynamique car il n'y a plus de pic de force initial.

Le tableau 7.3 donne les valeurs des coefficients de friction maximum atteints lors des essais avec de la graisse à base de silicone.

**Tableau 7.3: Coefficients de friction initiaux maximum des différentes interfaces acier inoxydable - téflon avec graisse de silicone**

Type d'interface	Pression (MPa)		
	5	15	45
Téflon vierge + acier miroir	-	0,01- 0,02	0,005- 0,007
Téflon 15% verre + acier miroir	0,02	0,01-0,015	0,006- 0,008
Téflon 25% carbone + acier miroir	-	0,013-0,022	0,07-0,14

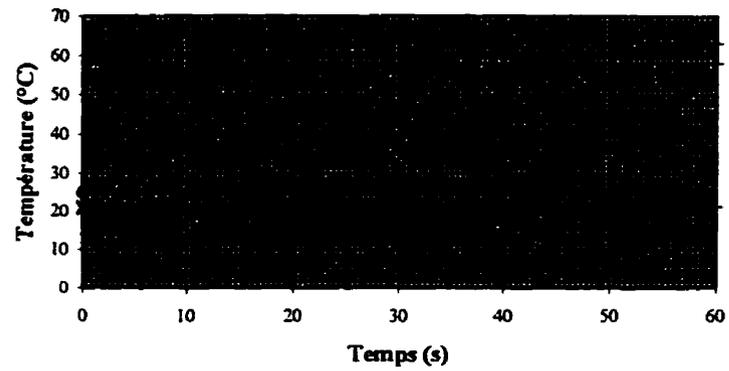
Établir une loi de comportement pour l'interface graissée est inutile, le comportement en friction est très stable et pratiquement sans effet visqueux. La vitesse de glissement n'influence presque plus le comportement et l'on n'observe plus de pic au début du glissement. La loi de comportement élastoplastique établie par Constantinou et al. (1990) avec un coefficient de friction constant est ici amplement suffisante.

Les observations générales des résultats expérimentaux obtenus sont conformes à ce que l'on retrouve dans les ouvrages scientifiques se rapportant à ce sujet:

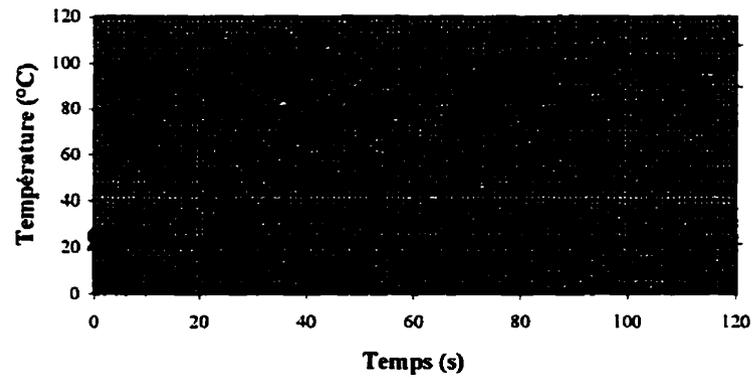
- Le coefficient de friction diminue lorsque la pression augmente.
- Le téflon renforcé de fibres de carbone présente le coefficient de friction le plus élevé, mais c'est également le téflon le plus rigide et celui présentant la meilleure durabilité.
- Le téflon vierge et le téflon renforcé à 15 % fibres de verre ont des coefficients de friction plus faibles. Si le téflon renforcé de fibres de verre entraîne généralement un

coefficient de friction plus élevé que le téflon vierge, les téflons renforcés de fibres de verre ont néanmoins un comportement de friction plus difficile à interpréter étant donné leur nature composite, les valeurs de friction pouvant changer pour des pressions différentes et selon la teneur en fibres de verre.

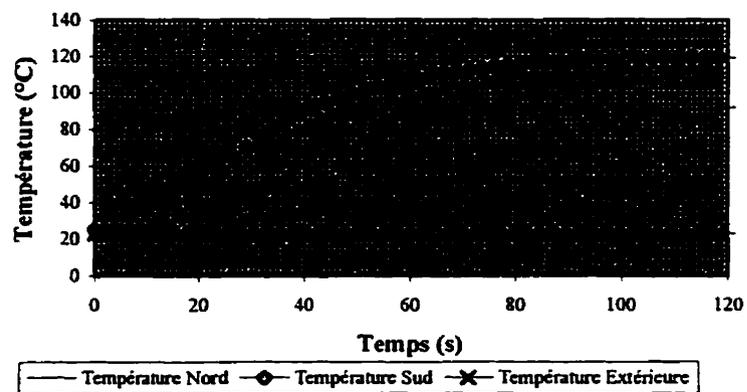
- À cause de leur composition, et donc de leur rigidité relative, les téflons atteignent des températures de friction élevées pour les essais à la plus haute pression (45 MPa), pour les grands déplacements (70mm), à haute fréquence (2Hz). Ainsi le téflon renforcé à 25% de fibres de carbone s'est échauffé jusqu'à 130°C. Le téflon renforcé de fibres de verre à 15% a atteint une température de 110°C avec une légère altération du téflon. Finalement le téflon vierge s'est échauffé jusqu'à 70°C, mais il a subi d'importantes déformations. Pour les déplacements de 10mm, l'élévation de température n'a pas dépassé 30°C. Sur les courbes de la figure 7.11, on peut voir l'élévation de température pour les essais à 2Hz et  $\pm 70$ mm pour les trois types de téflon glissant sur de l'acier inoxydable miroir. Cet essai est celui où l'on a observé les augmentations de température les plus importantes. On peut noter que la durée propre de l'essai est de 10 secondes, alors que l'échauffement de la plaque dure 60 secondes environ.



(a) Téflon vierge



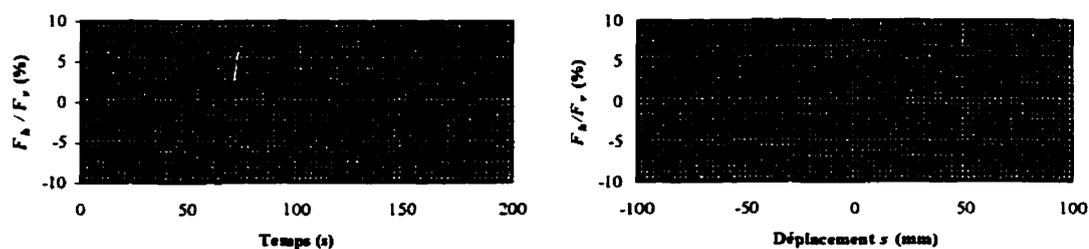
(b) Téflon renforcé de 15% de fibres de verre



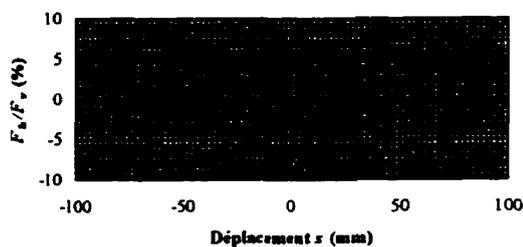
(c) Téflon renforcé de 25% de fibres de carbone

**Figure 7.11: Évolution de la température pour les essais à 2Hz,  $\pm 70$ mm et 45 MPa pour les interfaces acier inoxydable miroir - téflon**

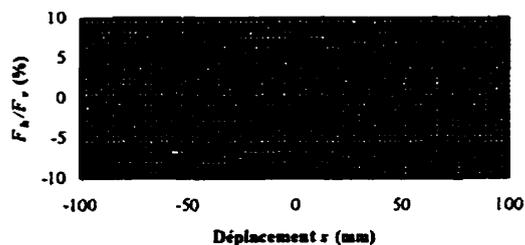
- La stabilité du comportement des téflons est excellente comme on peut le voir sur les courbes successives a, b, c et d de la figure 7.12. Le comportement du téflon après la dizaine d'essais effectuée aux différentes pressions a été observé. On a choisi une sollicitation à raison d'un cycle par minute sous une pression de 15MPa. La courbe d'hystérésis reste globalement la même, le coefficient de friction varie très peu, on observe seulement un écrêtage partiel des pics pour les déplacements maximaux. Le pic de force initial subit également une légère diminution. Le téflon renforcé de 15% de fibres de verre a une meilleure durabilité que le téflon vierge car il est moins susceptible de se déformer à haute température sous l'effet des efforts de friction combinés à la chaleur dégagée par friction.



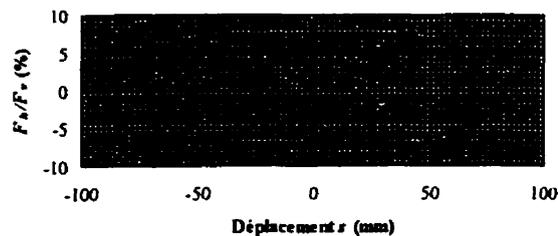
(a) Essai MSN1 (Coefficient de friction maximal : 7,39%)



(b) Essai MSN2 (7,64%)



(c) Essai MSN3 (7,45%)



(d) Essai MSN4 (7,60%)

**Figure 7.12: Stabilité du comportement hystérétique de l'interface acier inoxydable miroir - téflon vierge (1 cycle/minute,  $\pm 70$ mm, 15MPa)**

#### 7.4.2 Nouveaux résultats sur le coefficient de friction statique

L'expérimentation a mis en évidence un phénomène déjà pressenti auparavant avec le phénomène de « slip-stick », phénomène de collement et décollement de l'interface de friction pour les sollicitations à plus hautes fréquences, celui du lien entre le coefficient de friction dynamique et le coefficient de friction statique :

- À basses fréquences pour un essai cyclique partant de la position statique à la situation dynamique de mouvement, on observe un seuil de force qu'il faut franchir pour mettre en mouvement une interface non huilée. Ce seuil détermine habituellement le coefficient de friction statique. Ce seuil franchi, les deux surfaces se mettent à glisser pour une force constante moins élevée, cette valeur détermine le coefficient de friction dynamique.
- À hautes fréquences, on observe le même phénomène sauf que contrairement aux essais à basses fréquences, le coefficient de friction dynamique est affecté par le coefficient de friction statique. L'interface se met à glisser lorsque l'on atteint le seuil du coefficient statique, puis on observe une décroissance en fonction du temps du coefficient de friction vers un coefficient de friction dynamique permanent constant. À basses fréquences, ce phénomène n'était perceptible que sur le premier cycle car la durée du cycle était trop longue pour influencer les cycles subséquents. À hautes fréquences, la durée des cycles est très courte, l'atténuation du coefficient de friction statique affecte les cycles dynamiques suivants pendant les 2 à 5 secondes consécutives à la mise en mouvement.

Ces observations sont représentées sur les figures 7.13, 7.14 et 7.15 avec trois essais représentatifs pour du Téflon vierge et acier miroir sans graisse. Les essais sont effectués à une pression de 30 MPa et pour des déplacements de  $\pm 70$ mm. Seule la fréquence

change et elle prend les valeurs de 0,2Hz, 1Hz et 2Hz. Si on observe l'allure particulière des courbes du coefficient de friction en fonction de la vitesse de glissement, on constate qu'à hautes fréquences, l'allure de cette courbe ne correspond plus à la simple fonction *signe* ou même à une fonction hyperbolique tangente telles que présentées au chapitre IV, mais la courbe décrit maintenant une hystérésis. On peut remarquer également que l'accélération augmente avec la fréquence et influe directement sur le comportement de cette courbe. Contrairement aux recherches établies par les autres chercheurs avec des essais à 1Hz ou moins (Constantinou et al., 1987, 1990; Mokha et al., 1990), les essais à hautes fréquences, c'est-à-dire supérieur à 1Hz, montrent une dépendance directe avec les accélérations. Ces observations sont aussi valables pour les essais avec les déplacements de  $\pm 10\text{mm}$  comme le montre la figure 7.16. Le domaine d'étude des essais expérimentaux des autres chercheurs était situé à des fréquences inférieures ou égales à 1Hz.

Toutes ces constatations phénoménologiques conduisent à une remise en cause systématique des modèles théoriques existants. Une comparaison approfondie des résultats expérimentaux et des modèles existants doit être réalisée afin d'interpréter les phénomènes physiques. On pourra ainsi reproduire au mieux le comportement réel de friction pour une utilisation plus générale de l'appui, c'est-à-dire son utilisation parasismique. Cette démarche est exposée au chapitre VIII.

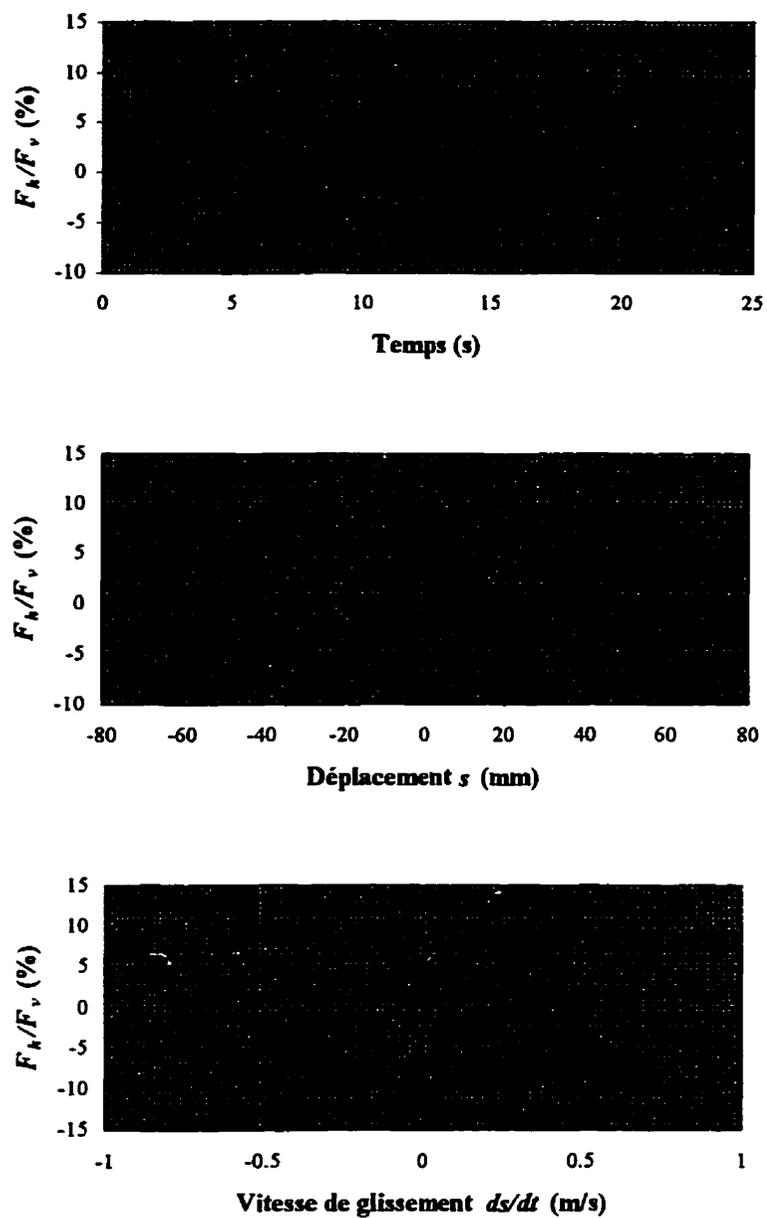


Figure 7.13: Coefficient de friction  $F_N/F_v$ , pour l'essai à  $\pm 70\text{mm}$ ,  $0,2\text{Hz}$  et  $30\text{MPa}$

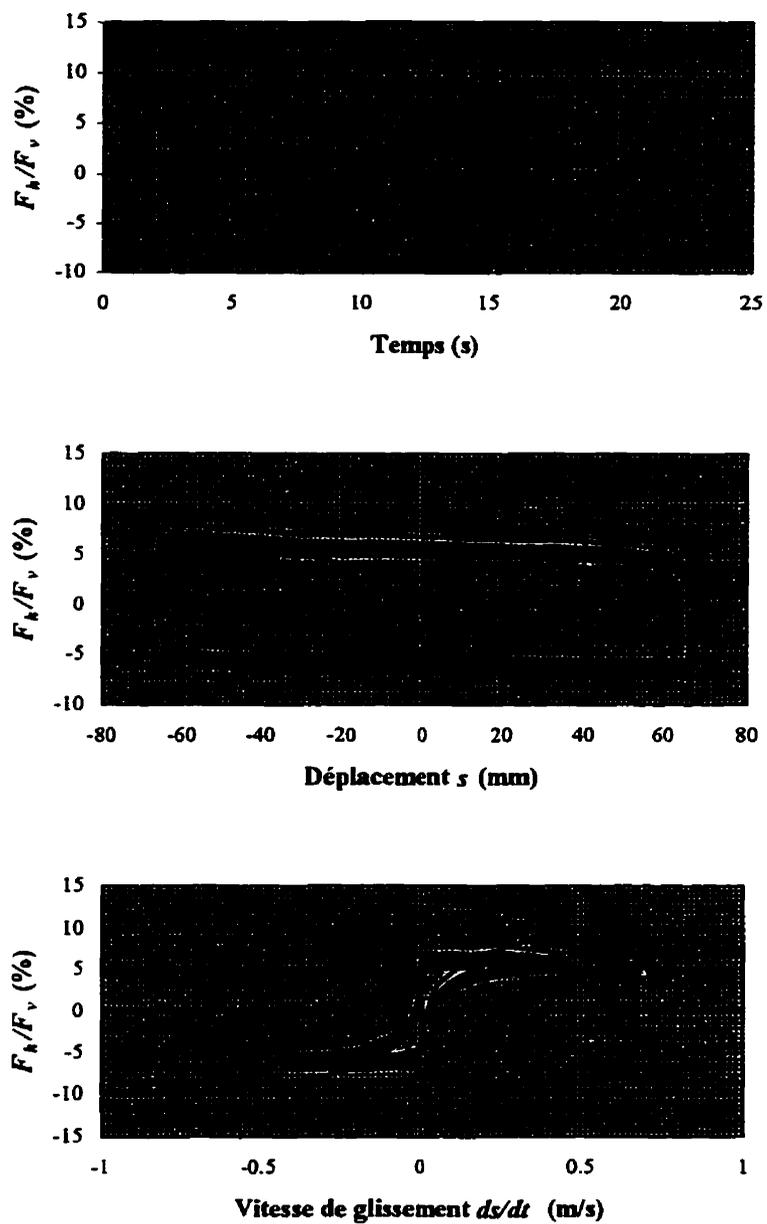


Figure 7.14: Coefficient de friction  $F_h/F_v$ , pour l'essai à  $\pm 70\text{mm}$ , 1Hz et 30MPa

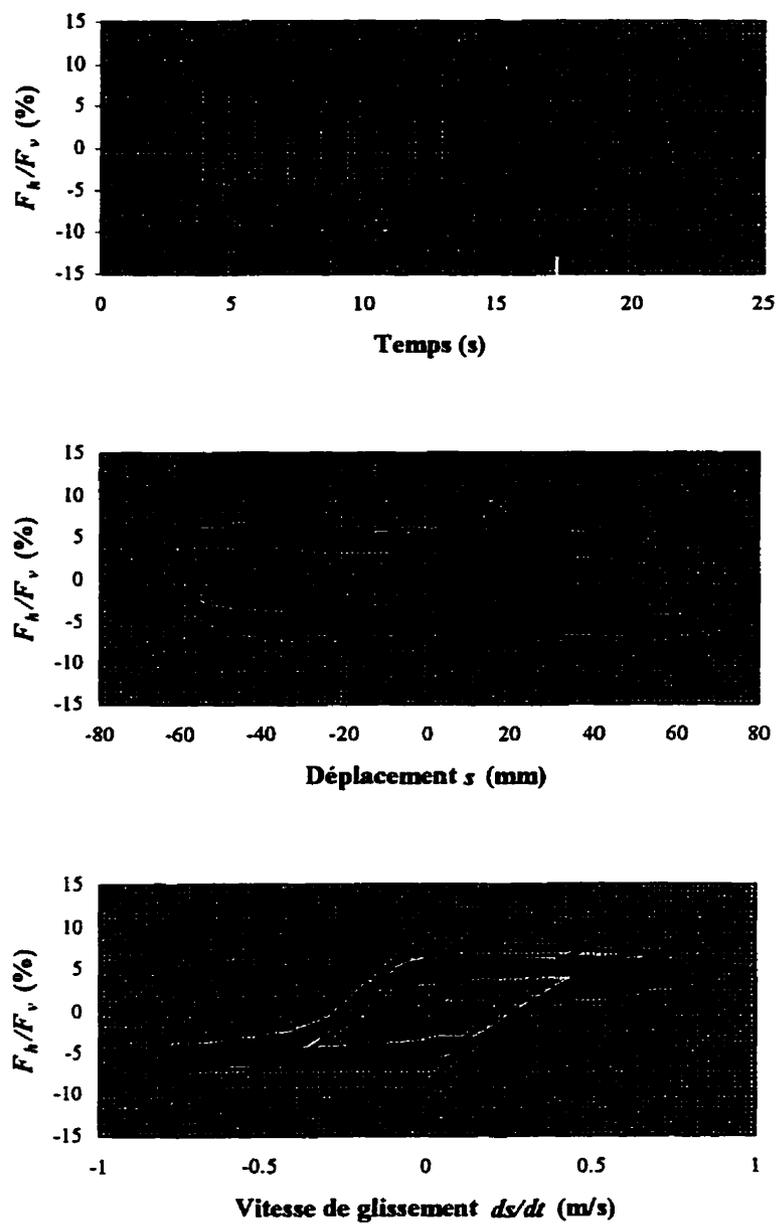


Figure 7.15: Coefficient de friction  $F_h/F_v$  pour l'essai à  $\pm 70$ mm, 2Hz et 30MPa

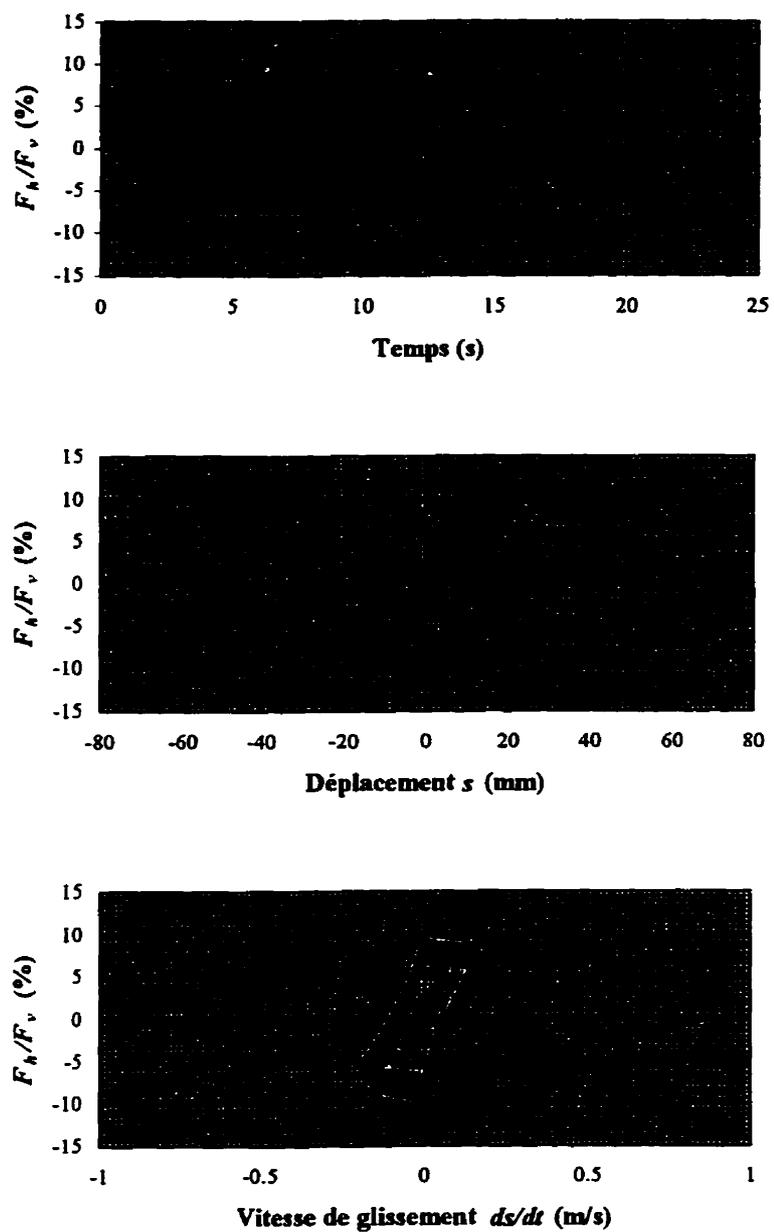


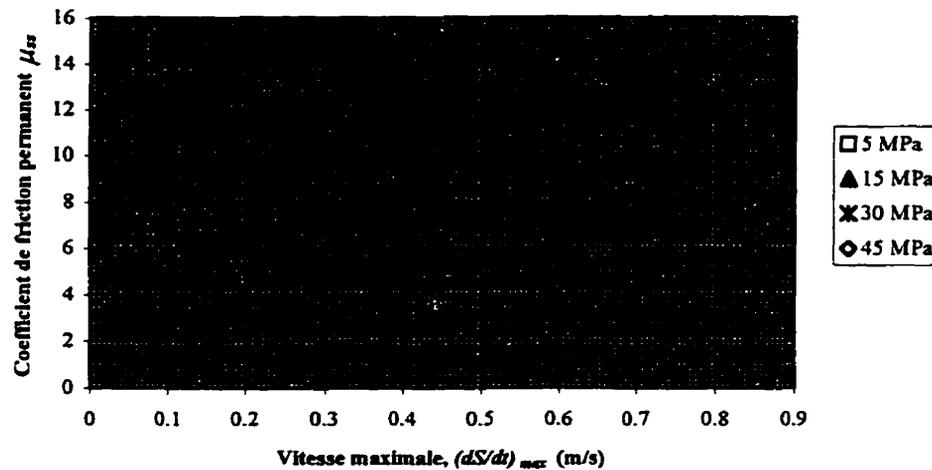
Figure 7.16: Coefficient de friction  $F_h/F_v$  pour l'essai à  $\pm 10$ mm, 5Hz et 30MPa

## CHAPITRE VIII

### MODIFICATION DU MODÈLE DE COMPORTEMENT PLASTIQUE EN FRICTION

#### 8.1 Correction du modèle viscoplastique

On a montré expérimentalement au chapitre VII que le coefficient de friction avait un comportement visqueux, c'est-à-dire qui variait avec la vitesse de glissement. En fonction de la fréquence, le coefficient de friction dynamique change. Ainsi lorsque Constantinou et Adnace (1987) définissent le coefficient de friction dynamique, ils utilisent la valeur du coefficient de friction correspondant au pic de vitesse au cours du deuxième cycle de glissement. Dans leur cas, ce choix est acceptable, car la fréquence de sollicitation est inférieure à 1 Hz, et par conséquent, le coefficient de friction a déjà presque atteint sa valeur de coefficient de friction permanent, c'est-à-dire la valeur du coefficient de friction lorsqu'il est stabilisé en régime forcé. Cette méthode n'est plus valide si l'on effectue des essais à des fréquences supérieures à 1 Hz, car le coefficient de friction prend une valeur intermédiaire entre le coefficient de friction statique initial et le coefficient de friction dynamique obtenu en régime permanent. En s'appuyant sur cette observation expérimentale, on a décidé d'étudier l'allure de la courbe du coefficient de friction permanent en fonction de la vitesse de glissement maximale à l'instar de la démarche proposée par Mokha et al.(1990). La figure 8.1 présente cette relation pour l'interface acier inoxydable miroir et téflon vierge. On constate sur ce graphique que le comportement du coefficient de friction permanent ne suit plus une loi exponentielle. Il augmente jusqu'à une vitesse maximale entre 0,1 et 0,2 m/s, puis diminue pour des vitesses de glissement supérieures à 0,2 m/s. Ce comportement a été observé pour chacune des interfaces de friction testées.



**Figure 8.1: Évolution du coefficient de friction permanent en fonction de la vitesse de glissement maximale**

Pour conserver le concept de la loi de Mokha (Constantinou et al., 1990), on choisit d'établir la relation entre le coefficient de friction permanent et la vitesse maximale de glissement pour les vitesses inférieures à la vitesse critique  $\dot{S}_{crit}$  de 0,2 m/s, c'est-à-dire pour la partie croissante des courbes expérimentales :

$$\mu_{ss} = \mu_{ss \max} - (\mu_{ss \max} - \mu_{ss \min}) e^{-\alpha_{ss} |\dot{S}_{\max}|} \quad \dot{S}_{\max} < \dot{S}_{crit} \quad [8.1]$$

Les coefficients de friction permanents maximum et minimum  $\mu_{ss \max}$  et  $\mu_{ss \min}$  sont obtenus par régression pour une interface donnée et une pression fixée. La constante empirique  $\alpha_{ss}$  est exprimée en unité de temps par longueur. Les données expérimentales ont permis d'évaluer sa valeur à 20s/m. Le tableau 8.1 présente les valeurs de régression pour les interfaces d'acier inoxydable miroir et les trois types de téflons considérés (vierge, renforcé de fibres de verre ou de carbone) sans graisse.

**Tableau 8.1: Coefficients de friction permanents maximum et minimum des différentes interfaces acier inoxydable miroir - téflon sans graisse**

Type d'interface	Pression (MPa)							
	5		15		30		45	
	$\mu_{ss\ max}$	$\mu_{ss\ min}$						
Téflon vierge	0,14	0,10	0,11	0,07	0,08	0,05	0,06	0,05
Téflon 15% verre	0,14	0,10	0,11	0,08	0,11	0,07	0,09	0,06
Téflon 25% carbone	0,17	0,11	0,12	0,09	0,10	0,08	0,09	0,07

On en déduit les fonctions d'interpolation suivantes des coefficients de friction permanents maximum et minimum en fonction de la pression de confinement de l'appui,  $P_c$ , pour des valeurs comprises entre 5 et 50 MPa :

$$\mu_{ss\ max} = m_{ss1} + (m_{ss2} - m_{ss1}) e^{-a_{ss} P_c} \quad [8.3]$$

$$\mu_{ss\ min} = m_{ss3} + (m_{ss4} - m_{ss3}) e^{-a_{ss} P_c} \quad [8.4]$$

Les valeurs des coefficients d'interpolation  $m_{ss}$  sont données au tableau 8.2. La constante empirique  $a_{ss}$  prend une valeur constante de  $0,05 \text{MPa}^{-1}$ .

**Tableau 8.2: Coefficients de régression pour l'interpolation des coefficients de friction permanents maximum et minimum en fonction de la pression**

Type d'interface	$m_{ss1}$	$m_{ss2}$	$m_{ss3}$	$m_{ss4}$
Téflon vierge	0,05	0,15	0,04	0,12
Téflon 15% verre	0,09	0,15	0,08	0,10
Téflon 25% carbone	0,07	0,20	0,07	0,12

Le coefficient de friction permanent s'écrit donc sous la forme générale suivante :

$$\mu_{ss} = \left[ m_{ss1} + (m_{ss2} - m_{ss1}) e^{-a_{ss} P_c} \right] \left[ 1 + \left( \frac{m_{ss3} + (m_{ss4} - m_{ss3}) e^{-a_{ss} P_c}}{m_{ss1} + (m_{ss2} - m_{ss1}) e^{-a_{ss} P_c}} - 1 \right) e^{-a_{ss} |\dot{s}_{max}|} \right] \quad [8.5]$$

Chang et al.(1990) ont proposé l'équation suivante pour modéliser la variation de la force de friction dynamique,  $F_f$  avec la pression de confinement,  $P_c$  :

$$F_f = \left[ \frac{P_c A_c}{\lambda_1 + \lambda_2 P_c} \right] \left[ 1 + \lambda_3 \ln(1 + \lambda_4 |\dot{S}|) \right] \quad [8.6]$$

où  $A_c$  est l'aire de contact de la surface de glissement. Les constantes de régression pour le téflon vierge ont été spécifiées par Chang et al. (1990) :  $\lambda_1=27,0$  ;  $\lambda_2=2,82\text{MPa}^{-1}$  ;  $\lambda_3=1,55$  ;  $\lambda_4=28\text{s/m}$ .

De l'équation [8.6], on peut en déduire une expression d'un coefficient de friction dynamique en fonction de la vitesse de glissement maximale :

$$\mu_{dyn} = \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2 P_c} \left[ 1 + \lambda_3 \ln(1 + \lambda_4 |\dot{S}_{max}|) \right] \quad [8.7]$$

On constate ainsi que l'équation [8.7] est similaire à l'équation [8.5]. Selon cette décomposition, le premier facteur varie avec la pression. Le coefficient de friction varie entre un coefficient de friction maximal lorsque la pression tend vers zéro et un coefficient de friction nul dans l'équation [8.7] ou un coefficient de friction minimal dans l'équation [8.5]. Le second facteur est une fonction qui varie avec la vitesse de glissement. Le choix d'une loi exponentielle ou logarithmique est purement arbitraire. Par contre le terme  $\lambda_3$  de l'équation [8.7] est constant alors qu'il dépend de la pression de confinement  $P_c$  dans l'équation [8.5] proposée. L'équation [8.5] a été adoptée car elle fournit la meilleure corrélation avec les données expérimentales obtenues dans cette étude.

On rappelle l'expression du calcul de la force de glissement adoptée par Constantinou et al.(1990) tel que présenté au chapitre IV:

$$\frac{F_h}{F_v} = -\mu_{dyn} Z \quad [8.8]$$

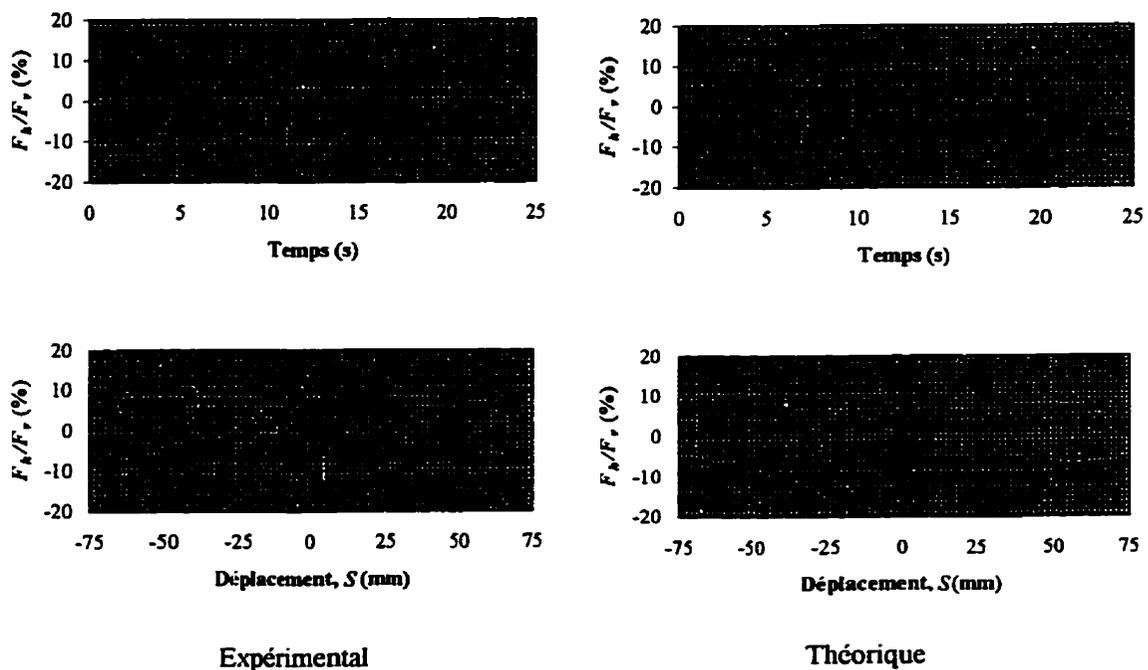
avec

$$\frac{dZ}{dt} Y_e = \frac{dS}{dt} \left[ AA - |Z|^n \beta - |Z|^m \gamma \text{signe} \left( \frac{dS}{dt} Z \right) \right] \quad [8.9]$$

et

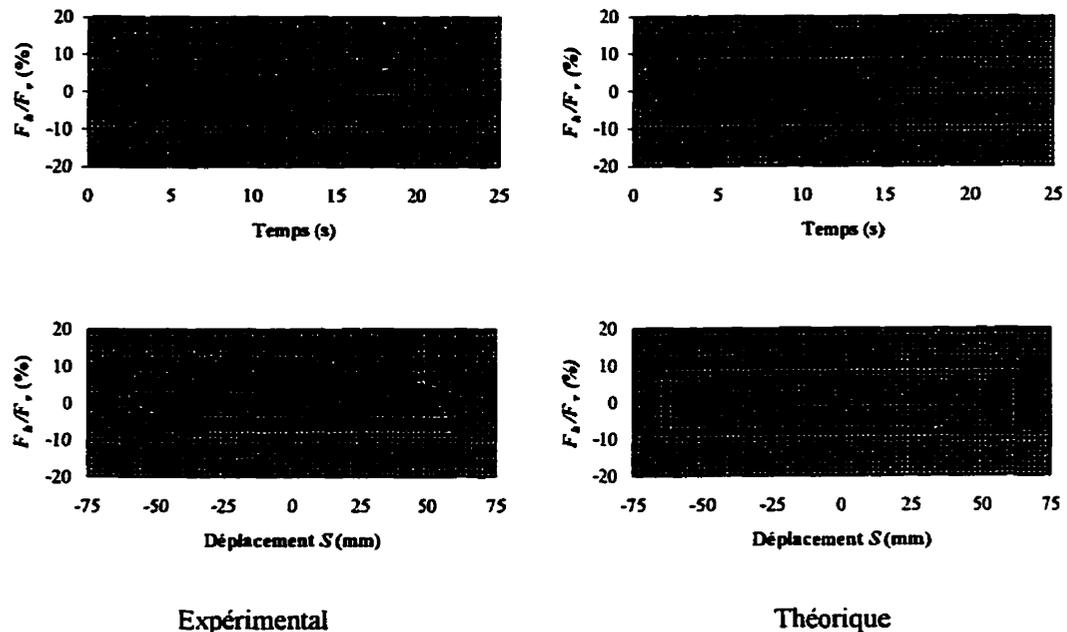
$$\mu_{dyn} = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) e^{-\alpha \left| \frac{dS}{dt} \right|} \quad [8.10]$$

Ce système de 3 équations permet de complètement définir le comportement dynamique en friction. La figure 8.2 compare les résultats expérimentaux avec les prédictions théoriques obtenues grâce à ce modèle pour le téflon vierge sous une pression de 30MPa et pour une fréquence d'excitation de 0,2Hz. Le coefficient de friction dynamique est celui obtenu en remplaçant l'équation [8.10] par l'équation [8.5] et les valeurs du tableau 8.2. Ces courbes nous montrent que les résultats obtenus sont satisfaisants pour les basses fréquences.



**Figure 8.2: Comparaison des courbes expérimentales et théoriques pour du téflon vierge à 0,2Hz et une pression de confinement de 30MPa**

À la figure 8.3, on trace les mêmes courbes pour les essais à 2Hz pour la même interface acier inoxydable miroir – téflon sous une pression de 30MPa. On constate que la loi adoptée ne permet pas de modéliser le comportement visqueux de l'interface convenablement puisqu'avec le modèle théorique, on n'a aucune dégradation du coefficient de friction. Au mieux, on pourrait introduire un pic de friction statique au premier cycle comme le fait Mokha et al. (1990).



**Figure 8.3: Comparaison des courbes expérimentales et théoriques pour du téflon vierge à 2Hz et une pression de confinement de 30MPa**

### 8.1.1 Facteur d'impulsion

Suite au constat précédent sur l'insuffisance du modèle à reproduire l'allure du comportement à haute fréquence, on propose ici une modification du modèle viscoplastique de friction déjà énoncé en introduisant un facteur d'impulsion statique,  $I_f$ , afin de représenter le coefficient de friction initial ainsi que sa dégradation vers le coefficient de friction dynamique obtenus après plusieurs cycles.

L'équation [8.11] exprime la nouvelle loi proposée :

$$\frac{F_h}{F_v} = -\mu_s I_f Z \quad [8.11]$$

Le facteur d'impulsion est initialement égal à la valeur unité en position statique jusqu'à ce que l'interface soit sur le point de glisser. Afin de déterminer le moment où le glissement débute, on a trouvé une série de conditions décrivant la mise en glissement à un instant  $t_{is}$  donné :

$$\begin{aligned} \dot{S} \ddot{S} &\geq 0 \\ \dot{S} \dddot{S} &\geq 0 \\ 0 < |\dot{S}| < 0,2 \text{ m/s} \\ Z(t_u - \Delta t) &< 0,99 \end{aligned} \quad [8.12]$$

où  $S$  est le déplacement différentiel à l'interface de friction (soit le glissement) ;  $\dot{S}$  est la vitesse de glissement ;  $\ddot{S}$  est l'accélération à l'interface de friction ;  $\dddot{S}$  est le taux de variation de l'accélération à l'interface de friction ; et  $\Delta t$  est le pas de temps précédent. Lorsque le premier glissement apparaît, le meilleur indicateur de phase est la dérivée troisième du glissement  $\dddot{S}$ . En effet, à cet instant, la vitesse  $\dot{S}$  est très faible, mais non nulle, l'accélération  $\ddot{S}$  commence à augmenter et le taux d'accélération  $\dddot{S}$  atteint lui un pic au même instant que la force de friction à l'interface.

A l'instant  $t=t_{is}$ , le facteur d'impulsion prend la valeur initiale en glissement,  $I_{if}$ , définie par l'équation suivante :

$$I_f(t=t_u) = I_{if} = 1 + \frac{P_c}{P_0 \ddot{S}_0} \left( \ddot{S} \right)^{\left( \frac{P_1}{P_c} + 0,35 \right)} \quad [8.13]$$

où  $P_c$  est la pression de confinement en MPa,  $P_0 \ddot{S}_0 = 500 \text{ MPa m/s}^3$ ,  $P_1 = 1,7 \text{ MPa}$  et  $\ddot{S}$  est exprimée en  $\text{m/s}^3$ .

La valeur du facteur d'impulsion  $I_f$  dépend du taux d'accélération  $\ddot{S}$  lors de la mise en glissement. À basses fréquences,  $\ddot{S}$  est faible et le facteur  $I_f$  est proche de la valeur unité. À hautes fréquences,  $\ddot{S}$  est plus grand, ce qui entraîne une augmentation de la valeur de  $I_f$ . De plus, lorsque la pression augmente, le facteur d'impulsion initial,  $I_{if}$ , augmente également.

Lorsque le glissement initial a lieu ( $t > t_{is}$ ), le facteur d'impulsion décroît de la valeur du facteur d'impulsion initiale,  $I_{if}$ , à la valeur unité selon une variation exponentielle dans le temps avec un fonction  $f$  variant également de façon exponentielle avec le temps. Les deux équations suivantes décrivent le comportement incrémental de ce facteur ; elles traduisent ainsi les résultats observés expérimentalement :

$$I_f(t > t_{is}) = \frac{I_f(t - \Delta t) + f(t)\Delta t}{1 + f(t)\Delta t} \quad [8.14]$$

$$f(t > t_{is}) = \frac{f(t - \Delta t) + f_p q_0 \Delta t}{1 + q_0 \Delta t} \quad [8.15]$$

$$f(t = t_{is}) = 5s^{-1} ; f_p = 0,5s^{-1} ; q_0 = 5s^{-1}$$

La fonction  $f$  varie de la valeur initiale constante  $f(t=t_{is})$  à la valeur finale  $f_p$ . Ceci traduit une pente forte de la décroissance exponentielle du facteur d'impulsion,  $I_f$ , puis rapidement le facteur d'impulsion  $I_f$  décroît, mais avec une pente moins rapide dans le temps.

Cette formulation suppose donc que le facteur d'impulsion  $I_f$  est indépendant de l'historique de déplacement de l'interface de friction. Seule la valeur initiale  $I_{if}$  modifie la forme de l'historique du facteur d'impulsion  $I_f$ .

Il faut maintenant préciser une condition d'arrêt pour le passage du glissement au non glissement. En fait le facteur d'impulsion est réinitialisé à la valeur unité dès que l'accélération de glissement est nulle pendant 0,03 seconde continue et à condition que

le paramètre hystérétique  $Z$  ait une valeur absolue inférieure à 0,99 à l'instant  $t$  considéré. À ce moment là, une nouvelle mise en glissement peut arriver et on reprend la démarche décrite précédemment. Cependant, le facteur d'impulsion ne peut être réactivé uniquement que lorsque celui-ci est égal à la valeur unité et non pas pendant la phase de décroissance du facteur d'impulsion.

Le facteur d'impulsion présenté dans cette section peut être généralisé pour des appuis de dimensions différentes et devraient donner une idée appréciable du comportement potentiel de l'interface de friction. Peut-être des modifications peuvent être apportées par un meilleur calage des paramètres, mais le modèle précédent devraient en principe simuler en partie le comportement réel de l'interface désirée.

### 8.1.2 Facteur de réduction

La modélisation précédente permet de modéliser la transition dans le temps du coefficient de friction statique au coefficient de friction dynamique de friction. La diminution du coefficient de friction permanent pour les vitesses supérieures 0,2 m/s n'a pas encore été considérée. Pour tenir compte de ce phénomène, on introduit un nouveau facteur, le facteur de réduction  $R_f$  pour formuler un nouveau coefficient de friction dynamique  $\mu_{ms}$  :

$$\mu_{ms} = \mu_{ss} R_f \quad [8.16]$$

$$R_f = R_0 + (1 - R_0) \left( 1 - \tanh \left[ \left( \gamma_0 \ddot{S}_0 \right)^3 \right] \right) \quad [8.17]$$

où  $\ddot{S}_0$  est une variable correspondant à la moyenne des pics d'accélération de glissement de l'interface de tous les cycles ayant eu lieu au cours de la dernière seconde avant l'instant  $t$  considéré,  $R_0$  est une constante évaluée à 0,65,  $\gamma_0 = 0,15 \text{ s}^2/\text{m}$  et  $\tanh$  est la fonction tangente hyperbolique.

Le coefficient  $R_f$  constitue un facteur de réduction pour le coefficient de friction permanent et devient effectif que pour les excitations à hautes fréquences. En effet, à

basses fréquences, l'accélération moyenne  $\ddot{S}_0$  est faible et le facteur  $R_f$  est alors égal à la valeur unité. À hautes fréquences, l'accélération moyenne  $\ddot{S}_0$  augmente considérablement et le facteur  $R_f$  est alors égal au coefficient  $R_0$ .

Cette approche est beaucoup moins efficace que celle du facteur d'impulsion  $I_f$ . Les valeurs d'accélération maximales sont des valeurs assez instables car elles varient beaucoup, et elles conduisent à une assez grande variation du paramètre  $\ddot{S}_0$ . Néanmoins cette approche permet tout de même de dégager une tendance observée expérimentalement : celle de l'influence des hautes fréquences et donc des accélérations élevées sur le coefficient de friction permanent. Cette approche pourra peut-être être améliorée ou formulée autrement dans l'avenir.

Finalement, on peut exprimer le modèle complet de friction par la formulation suivante :

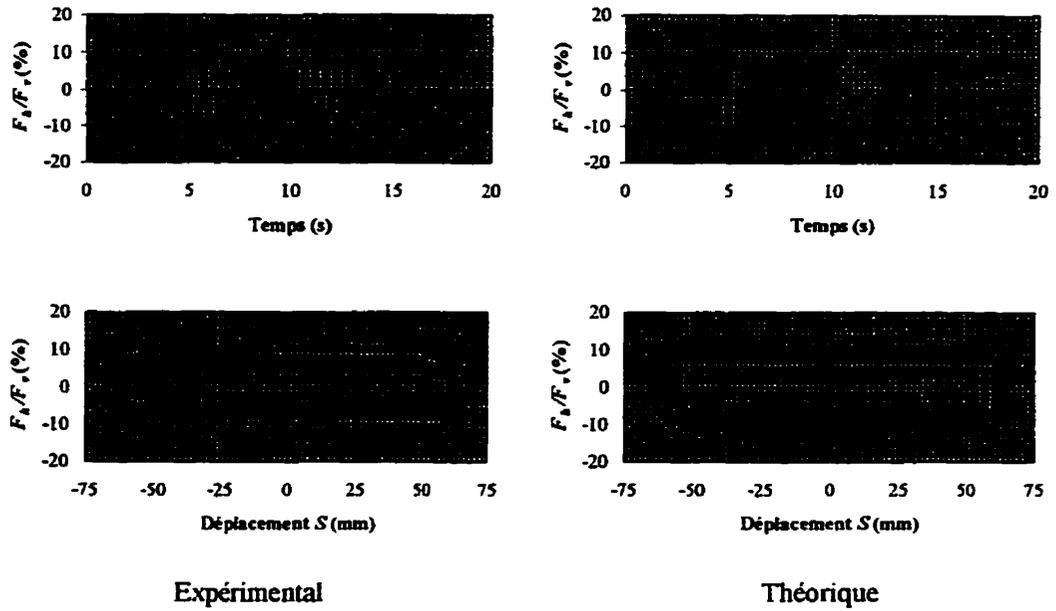
$$\frac{F_h}{F_v} = -\mu_{ss} I_f R_f Z \quad [8.18]$$

$$\frac{dZ}{dt} Y_c = \frac{dS}{dt} \left[ AA - |Z|^n \beta - |Z|^{n_2} \gamma \text{signe} \left( \frac{dS}{dt} Z \right) \right] \quad [8.19]$$

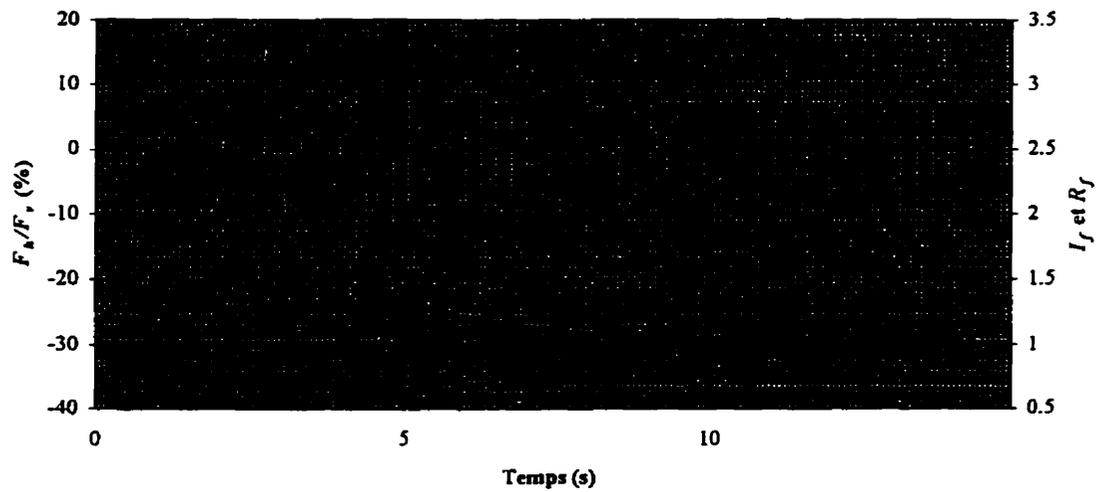
$$\mu_{ss} = \left[ m_{ss1} + (m_{ss2} - m_{ss1}) e^{-a_{ss} P_c} \right] \left[ 1 + \left( \frac{m_{ss3} + (m_{ss4} - m_{ss3}) e^{-a_{ss} P_c}}{m_{ss1} + (m_{ss2} - m_{ss1}) e^{-a_{ss} P_c}} - 1 \right) e^{-a_{ss} |\dot{S}_{max}|} \right] \quad [8.20]$$

La figure 8.4 illustre l'application du facteur d'impulsion et du facteur de réduction pour l'essai sur l'interface d'acier inoxydable miroir et de téflon vierge sous une pression de confinement de 30MPa et une fréquence d'excitation de 2 Hz. On peut noter une bonne concordance des résultats expérimentaux et théoriques.

La figure 8.5 présente l'allure des historiques de la force de friction divisée par la force de confinement,  $F_h/F_v$ , du facteur d'impulsion  $I_f$  et de réduction  $R_f$  pour le même essai.



**Figure 8.4: Comparaison des courbes expérimentales et théoriques modifiées pour une interface acier miroir - téflon vierge à 2Hz et une pression de confinement de 30MPa**



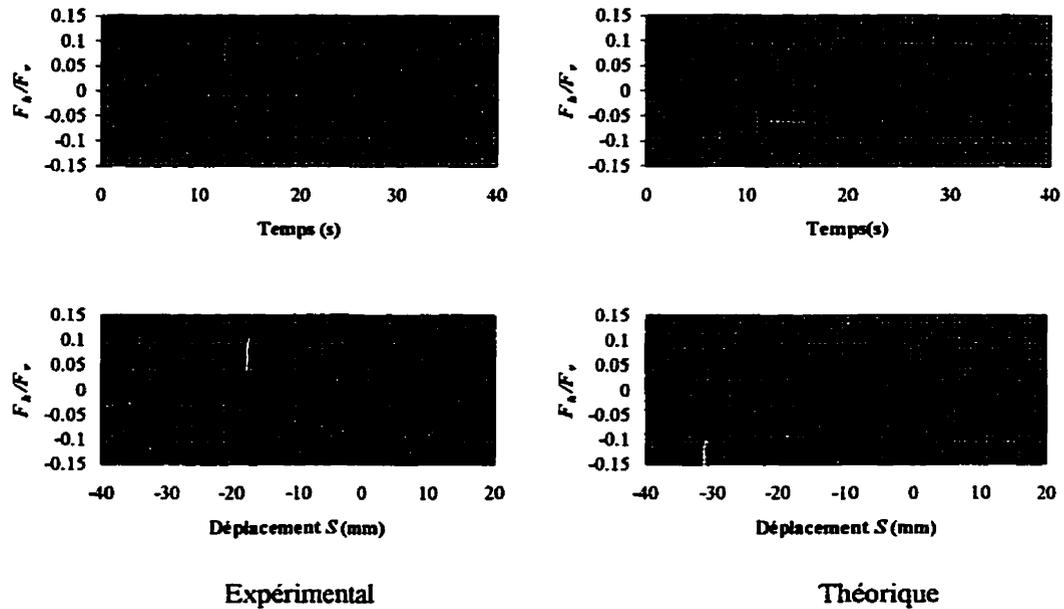
**Figure 8.5: Historiques théoriques du coefficient de friction  $F_A/F_N$ , des facteurs  $I_f$  et  $R_f$  pour une interface acier miroir et téflon vierge à 2Hz et une pression de 30MPa**

On constate sur la figure 8.5 que le facteur d'impulsion atteint la valeur de 1,95 et le facteur de réduction atteint la valeur de 0,65. Il faut environ 15 cycles pour atteindre le régime permanent.

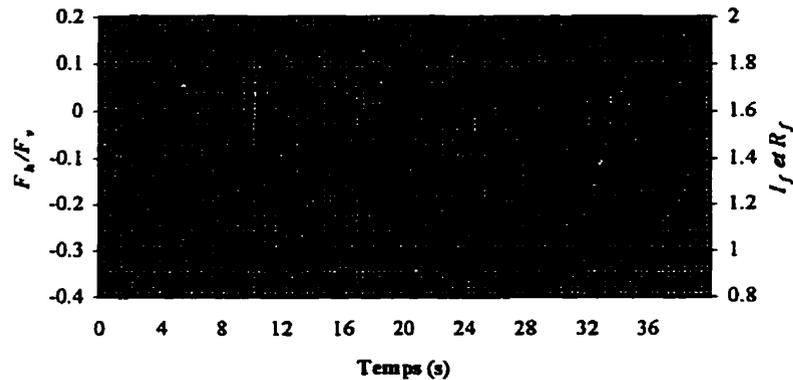
## 8.2 Comportement cyclique et sismique

Les résultats expérimentaux considérés à la section précédente ont été obtenus des essais cycliques sinusoïdaux. Ces résultats sont peu représentatifs d'un comportement aléatoire en glissement de l'interface acier inoxydable - téflon. Au cours d'un séisme, l'interface oscille continuellement entre une position statique et une position dynamique. Le phénomène d'impulsion dynamique peut intervenir plusieurs fois lors du glissement de l'interface de friction. Les équations [8.12] à [8.18] sont donc appliquées à nouveau pour évaluer les efforts sismiques pour le déplacement sismique imposé, tel que décrit au paragraphe 7.3.3. La figure 8.6 présente une comparaison des réponses expérimentales et théoriques de l'interface de friction acier inoxydable miroir et téflon renforcé de 15% de fibres de verre pour une pression de confinement de 30 MPa. Les résultats expérimentaux sont similaires aux résultats obtenus avec la nouvelle formulation théorique. La figure 8.7 représente les historiques du coefficient de friction,  $F_H/F_v$ , du facteur d'impulsion  $I_f$  et du facteur de réduction  $R_f$  pour une sollicitation sismique. Quatre impulsions sont initiées au cours de l'excitation sismique à l'interface de glissement selon le nouveau modèle. L'amplitude des facteurs d'impulsion varie entre 1,08 et 1,22. De plus, les facteurs d'impulsion ainsi activés sont en phase avec les pics de réponse les plus élevés. Ces valeurs non négligeables permettent d'évaluer les valeurs maximales de friction atteintes au cours de la sollicitation avec plus de précision. Généralement, les forces de friction prédites par le modèle sont égales ou supérieures à celles obtenues expérimentalement. Les efforts sont donc surévalués tandis que les déplacements maximaux sont plutôt sous évalués. Les résultats n'en demeurent pas moins acceptables. D'autres parts, le facteur de réduction,  $R_f$ , reste constant avec une valeur unitaire pendant tout l'historique. Ceci tend à montrer que durant un séisme,

l'interface de friction n'atteint pas le régime permanent et demeure dans un domaine d'accélération modéré.



**Figure 8.6: Comparaison des courbes expérimentales et théoriques pour le séisme de Puget Sound (1949) et une interface acier miroir - téflon renforcé de fibres de verre (30MPa)**



**Figure 8.7: Historiques théoriques du coefficient de friction  $F_h/F_v$ , du facteur d'impulsion  $I_f$  et du facteur de réduction  $R_f$  pour une interface acier miroir - téflon renforcé de fibres de verre sous une pression de confinement de 30MPa**

### 8.3 Conclusions

Les résultats expérimentaux et théoriques précédents permettent de présenter les conclusions générales suivantes :

- Pour des sollicitations au contenu fréquentiel supérieur à 1 Hz, le phénomène de friction peut être décrit comme le passage d'un coefficient de friction statique initial élevé vers un coefficient de friction dynamique plus faible en régime forcé. C'est pourquoi on introduit la notion de coefficient de friction statique et de coefficient de friction dynamique permanent.
- Le coefficient de friction statique augmente avec la vitesse et varie entre un coefficient de friction minimal à faible vitesse vers un coefficient de friction maximal à haute vitesse. Le coefficient de friction permanent augmente de la même façon avec la vitesse, sauf qu'au-delà d'une certaine vitesse critique, le coefficient de friction diminue vers un coefficient de friction qui peut être plus faible que le coefficient de friction permanent minimal obtenu à faible vitesse.
- Les coefficients de friction statique et dynamique permanent diminuent lorsque la pression augmente.
- Pour tenir compte du caractère transitoire du comportement en friction entre la valeur statique initiale et la valeur dynamique du régime permanent, une modification a été apportée à un modèle de friction existant. Selon cette formulation, la force de friction est exprimée comme le produit de la force de confinement par un coefficient de friction permanent. Cette valeur est amplifiée ponctuellement par un facteur d'impulsion pour tenir compte du coefficient de friction statique. Elle peut être également réduite par un facteur de réduction pour les essais à plus hautes accélérations. Les essais expérimentaux cycliques et sismiques sont relativement bien décrits par ce modèle.

- Toutes ces modifications ont été prises en compte dans la mise à jour du logiciel ZKPP. La nouvelle version est appelée ZKB, *Z* pour le paramètre hystérétique, *K* pour le ressort et *B* pour les ponts (bridge en anglais). Un manuel d'utilisation du logiciel ZKB est présenté en annexe 4.

## **CHAPITRE IX**

### **PROGRAMME EXPÉRIMENTAL**

#### **SUR LA COMPOSANTE RESSORT ET SUR LE PROTOTYPE COMPLET**

Ce chapitre a pour but de présenter l'étude expérimentale effectuée sur les ressorts cylindriques et sur un prototype complet de l'appareil d'appui sismique proposé. Dans une première partie, les étapes de dimensionnement et les spécifications du prototype, c'est-à-dire les deux composantes friction et ressorts sont décrites. Dans une deuxième partie, les exigences des normes et des conseils techniques parasismiques décrivent le type d'essais et les procédures à suivre pour ces essais. Dans une troisième partie, les essais en laboratoire, les résultats expérimentaux, et finalement une évaluation du comportement mécanique de l'appui sont présentés.

### **9.1 Conception générale**

La conception de l'appui telle qu'elle doit être lors du dimensionnement est présentée dans cette partie. Elle est suivie de la description du prototype testé expérimentalement et des composantes supplémentaires qui nécessitent d'être testés. La démarche de conception est directement appliquée à celle du prototype.

#### **9.1.1 Etapes de dimensionnement**

Les étapes de dimensionnement sont les suivantes :

##### ***Étape1 : Définition du pont.***

La géométrie, le nombre de travées, le type de structure (béton armé, précontraint, mixte, etc), les dimensions, les caractéristiques mécaniques doivent être connues.

***Étape 2 : Choix préliminaire des emplacements des appuis sismiques et non sismiques.***

En général, les appuis non sismiques sont situés d'un côté de la travée pour permettre les déformations thermiques ou celles qui sont dues au trafic ; les appuis parasismiques sont placés à l'autre extrémité de la travée, tous les appuis ou seulement une partie peuvent être sismiques si des contraintes de glissement transversal au tablier sont imposées. Moins il y aura d'appuis parasismiques, plus les contraintes mécaniques exercées sur ceux-ci seront grandes et donc plus leur coût sera élevé à l'unité. Il appartiendra par la suite à l'ingénieur de faire le meilleur compromis entre le nombre d'appuis et les performances exigées sur les appuis.

***Étape 3 : Modélisation linéaire en deux ou trois dimensions du pont.***

Pour simplifier, les appuis sismiques sont supposés fixes et les appuis glissants parfaitement coulissants. La période longitudinale du pont, le poids sur chaque appui, et le rapport de la masse des demi-piles sur la masse d'inertie du tablier sont déterminés. Les piles concernées sont situées aux extrémités où les appuis sismiques reposent. La fraction d'amortissement critique de la pile doit être choisie en fonction du type de pile.

***Étape 4 : Modélisation simplifiée avec le logiciel ZKB.***

Le choix du prototype impose les caractéristiques mécaniques suivantes, soit une composante linéaire élastique sans masse de période 2 secondes d'une part et d'autre part, un appui à friction à la pression de 30MPa avec du téflon renforcé de fibres de verre à 15 % ou de fibres de carbone à 25%. Comme la charge sur l'appui a été déterminée à l'étape précédente et que la pression est fixée, les dimensions de l'appui peuvent être calculées. Les caractéristiques du pont déterminées à l'étape 3 sont assignées en tenant compte de la proportion de la masse d'inertie sur la masse verticale exercée sur l'appui sismique.

L'approche initiale avec le logiciel ZKB permet d'anticiper le comportement des appuis sismiques sur un pont. Pour un pont à géométrie simple, c'est-à-dire avec par exemple des travées doublement symétriques et indépendantes, le logiciel ZKB doit fournir des résultats appropriés. Il faut tenir compte du nombre d'appuis que l'on désire introduire. Ainsi à une extrémité de la travée où se situent les appareils d'appuis sismiques, certains appuis peuvent être des appuis glissants à cause des problèmes de dilatation transversale au tablier. Par exemple, si un nombre  $N_s$  d'appuis sur un nombre d'appuis total  $N_t$  à l'extrémité de la travée sont des appuis sismiques, alors il faudra multiplier la masse du tablier par un facteur de masse  $N_t / N_s$ . On définit ainsi le rapport  $\alpha_{FR}$  de la masse verticale appliquée sur un appui sismique sur la masse d'inertie horizontale. On peut noter que ce facteur est toujours inférieur ou égal à 1 ; dans ce cas, le déplacement de calcul prendra sa valeur la plus faible car cela revient à dire que tous les appuis sont parasismiques.

#### ***Étape 5 : Analyse avec le logiciel ZKB***

L'analyse du logiciel ZKB pour un site donné et pour un ensemble de séismes prédéfinis est réalisée par l'option 2 du logiciel ZKB ; si des conditions de sols mous existent, des accélérogrammes du site doivent être utilisés de préférence ; l'analyse indique alors le niveau d'effort atteint pour l'ensemble de ces séismes conformément aux spécifications imposées sur les appuis ; l'analyse fournit surtout le déplacement de calcul correspondant au déplacement maximal atteint pour toutes ces analyses.

Pour une structure plus complexe, une modélisation complète du pont en trois dimensions permet de tenir compte des caractéristiques mécaniques liées à la géométrie. Par exemple, un pont en biais illustre parfaitement cette nécessité.

### ***Étape 6 : Vérification de l'isolation et du déplacement de calcul***

Le déplacement de calcul indique si le dimensionnement est adéquat : il faut d'abord vérifier que l'isolation est bien effective et que l'on limite bien les accélérations au niveau du tablier. Puis si le déplacement est trop grand, il faut augmenter le seuil de friction en changeant le type de téflon ou le nombre d'appuis. On peut également diminuer la période d'isolation du ressort à 1,5 seconde ou bien on peut diminuer la pression et spécifier des caractéristiques de friction spécifiques représentatives de ces pressions, ce qui revient à augmenter le seuil de friction.

### ***Étape 7 : Dimensionnement géométrique des ressorts.***

Lorsque le déplacement de calcul est raisonnable (de 30mm à 160mm selon la structure étudiée), on peut faire le dimensionnement préliminaire des ressorts avec un tableur, ce qui permet de déterminer les dimensions réelles du ressort d'après les caractéristiques mécaniques ; le constructeur fournit ensuite des valeurs adaptées en fonction de vos spécifications ;

### ***Étape 8 : Dimensionnement géométrique de l'appui.***

Toutes les caractéristiques géométriques sont définies à ce stade : la dimension de l'appui de friction, le déplacement de calcul et les dimensions du ressort, ce qui permet d'établir toutes les dimensions de l'appui dans son intégralité.

## **9.1.2 Description des ressorts et du prototype testés**

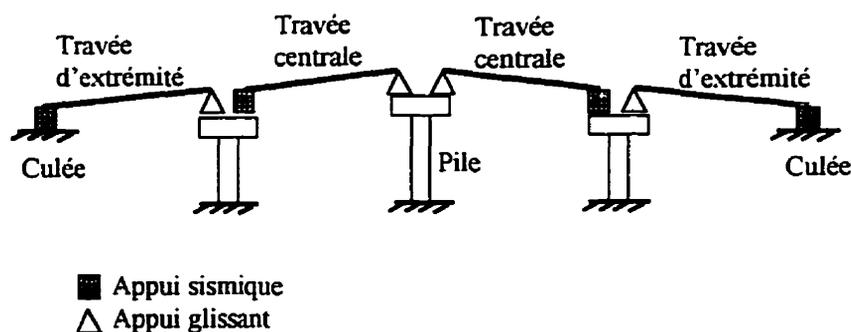
Les appareils d'appuis classiques ont des capacités portantes variant entre 400kN pour les ponts à petites portées jusqu'à 20 000 kN pour les ouvrages les plus imposants à très grandes portées (>200m). L'objectif industriel de cette recherche se limite à des appuis de faibles ou moyennes capacités : en l'occurrence, les appuis de 1000 kN, 2000 kN et 3000kN représentent les éléments de la gamme les plus représentatifs des appuis

commercialisés. Étant donné le caractère expérimental et explorateur de ce projet, étant donné les limites de capacité des infrastructures du laboratoire de structures au moment de la réalisation de ce projet, il a été décidé de réaliser un appui sismique d'une capacité portante de 400 kN et d'explorer en même temps la faisabilité d'un appui de 1 000 kN ou 2 000 kN.

**Étape 1 :** Cette étape a été présentée au chapitre 6 en décrivant l'exemple du pont de St-Hilaire sur Rouville.

**Étape 2 :** À cette étape, on décide des emplacements des isolateurs sismiques tels que présentés à la figure 9.1.

- Pour les 2 travées d'extrémités, des isolateurs sont placés sur les culées alors que des appuis glissants, soient des appuis à friction graissés, sont utilisés sur les piliers d'extrémités.
- Pour les 2 travées centrales, des isolateurs sont placés au niveau des piliers d'extrémités alors que des appuis glissants sont utilisés sur le pilier central.



**Figure 9.1: Schéma structural pour le positionnement des appuis**

Ce choix est arbitraire et pourrait être différent. En particulier, des appuis sismiques pourraient être alternés avec des appuis glissants pour des raisons de contraintes thermiques par exemple.

*Étape 3 :* La modélisation linéaire du pont est présentée au chapitre 6. La période longitudinale du pont est de 0,11s, le poids sur chaque appui est fixé à 750 kN (DL+Ds) comme l'impose le CHBDC 97 (voire paragraphe 6.3), le rapport de la masse des demi-piles sur la masse d'inertie du tablier est de 24,5% ; la fraction d'amortissement visqueux critique de la pile est de 2%. Pour les appuis situés à la culée, il suffit de considérer les piles infiniment rigides avec le logiciel ZKB, il n'y a alors pas de caractéristiques mécaniques à ajouter.

*Étape 4 :* On choisit le type de téflon : on choisit le téflon vierge a priori pour avoir un coefficient de friction réduit, mais on utilisera les autres interfaces renforcées de fibres de verre ou de carbone, en cas de non-satisfaction de cette interface, ce qui sera le cas comme on le verra avec les résultats des essais expérimentaux. Le rapport  $\alpha_{FR}$  de la masse verticale appliquée sur un appui sismique sur la masse d'inertie horizontale est pris égal à 1 étant donné la répartition des appuis. Par conséquent la charge d'inertie de l'appui est identique à sa capacité portante.

La capacité du prototype à tester expérimentalement est fixée à 400 kN. Une conception pour un appui de 1 000 kN est envisagée pour vérifier la faisabilité industrielle de l'appui pour cette charge, mais il n'y a pas de prototype réalisé spécifiquement pour cette charge dans le cadre de cette thèse. Par contre, la conception de cet appui est pris en compte dans les dimensions globales du prototype de 400 kN : le prototype tiend compte des dimensions nécessaires à la fabrication d'un appui de capacité de 1 000 kN afin qu'une modification ultérieure de l'appui soit possible. En l'occurrence, les dimensions globales du pot, dans lequel sont insérés le piston et le téflon, tiennent compte des dimensions des ressorts pour les deux capacités d'appuis. La plaque d'assise où repose la plaque d'acier inoxydable de l'interface de friction est dotée de deux emplacements permettant l'introduction de ressorts spécifiques aux deux capacités de charges d'appuis. En effet, les dimensions des ressorts dépendent de la capacité portante de l'appui et du

déplacement de calcul. Ceci conduit donc à un prototype de 400 kN avec une géométrie identique à celle d'un appui de 1 000 kN.

La pression est fixée à 30MPa, soit une valeur acceptable pour tous les types de téflons et pour laquelle les coefficients de friction sont relativement faibles.

L'appui de 400kN, avec un rapport de masse  $\alpha_{FR}$  de 1, est donc constitué d'une interface de friction avec une aire de contact de  $(400 \text{ kN} / 1) / (30 \cdot 10^{-3} \text{ kN/mm}^2) = 13\,330 \text{ mm}^2$ , ce qui correspond à un disque de téflon de 130 mm de diamètre. Pour l'appui de 1 000 kN, le disque aura un diamètre de 206mm toujours pour une pression de 30MPa.

Le détail du dimensionnement propre du pot est réalisé par Z-Tech R&D.

*Étape 5* : Cette étape consiste à réaliser une analyse dynamique avec le logiciel ZKB ou un logiciel d'analyse de structure comme le logiciel ANSR présenté au chapitre XI. Le dimensionnement est réalisé pour un site donné, par exemple Vancouver, où une liste de séismes a déjà été spécifiée au chapitre 5.

Ainsi pour la région de Vancouver et pour les caractéristiques de la pile définie à l'étape 3, on fait l'hypothèse d'un ressort linéaire élastique de période d'isolation de 2 secondes et on utilise une interface de friction avec un « téflon dit fixe » représentative des essais de friction pure. Le téflon est vierge sous une pression de 30 MPa. On obtient alors un déplacement de calcul de 23 mm maximum. Par contre, si l'on utilise les deux séismes de sols mous de Mexico et de Roumanie définis au chapitre V, on trouve un déplacement de calcul maximum de 144 mm. Néanmoins, cette dernière valeur n'est pas forcément représentative du comportement réel pour les sites concernés. Pour notre prototype, nous choisirons donc une valeur supérieure au déplacement de calcul obtenu pour les séismes du site, mais moins grande que celle spécifiée par les analyses sur sols mous : le

déplacement de calcul est fixé à 80 mm. De manière générale, si l'utilisateur obtient un déplacement de calcul à partir de séismes sur sols mous, la plus grande valeur de déplacement obtenue des analyses devrait être utilisée comme déplacement de calcul. De plus, pour un dimensionnement ultérieur, on verra à la fin du chapitre que l'hypothèse du téflon fixe doit être remplacée par une nouvelle formulation appelée « appui à pot » plus représentative du comportement de friction observé.

*Étape 6* : L'étape 6 permet la modification des données si cela est nécessaire en changeant de téflon ou en modifiant la pression. Le coefficient de friction augmentant avec la pression, cette dernière permet d'augmenter ou réduire le déplacement de calcul dans des proportions raisonnables pour isoler efficacement le pont, mais avec un déplacement maximum limité. Cette valeur limite est difficile à quantifier, mais on peut dire qu'elle augmente avec la portée du pont ou avec la masse d'inertie à supporter par l'appui. Seules des analyses dynamiques non linéaires du pont pourront permettre de dire si la conception est efficace en vérifiant le déplacement de la travée et en vérifiant la limitation des efforts exercés dans les piles ou les culées. Ce type d'étude est présenté partiellement à la fin du chapitre XI. Évidemment il n'est pas usuel dans les bureaux d'études de faire des analyses dynamiques non linéaires, mais les logiciels d'analyses des structures offrent maintenant aux industriels des facilités toujours plus grandes pour permettre ce type d'analyse. Cela n'empêche que ce type d'analyse exige un niveau de compétence élevé pour être appliquée. On peut tout de même noter qu'une modélisation linéaire élastique est parfois envisagée en assignant à l'isolateur une rigidité correspondant à la rigidité effective de l'appui à son déplacement de calcul et un amortissement visqueux équivalent représentatif de la dissipation de l'appui étudié. Cette approche permet essentiellement de traduire l'aspect flexible de l'appui, mais ne représente pas forcément le comportement réel de l'appui à cause en outre des problèmes de résonance.

**Étape 7 :** Cette étape permet de déterminer les caractéristiques géométriques du ressort à partir des caractéristiques mécaniques définies précédemment.

À ce stade de l'étude, le type de ressort n'avait pas encore été choisi avec certitude. C'est pourquoi nous vous présentons les conceptions types proposés pour les trois types de ressorts : les ressorts cylindriques, les ressorts hélicoïdaux et les rondelles Belleville.

Nous rappelons ici quelques éléments majeurs dans la conception des ressorts déjà présentés au chapitre 6 : le déplacement de calcul,  $D$ , déterminé à l'étape 5 et 6 représente seulement la moitié de la déflexion que doit subir le ressort. Le ressort se déforme de deux fois le déplacement de calcul,  $D$ , car il est comprimé d'une fois le déplacement de calcul lorsqu'il est installé dans le prototype. De plus un ressort est situé de chaque côté de l'appui, avec des caractéristiques mécaniques identiques. Il y a donc forcément un nombre pair de ressorts par appui.

En annexe 5, on présente les fichiers lotus correspondants aux dimensionnements proposés pour un appui de 400 kN et 1 000 kN avec un déplacement de calcul de 80mm. Les résultats obtenus pour ces dimensionnements sont présentés aux tableaux 9.1 et 9.2 pour le ressort conique droit, le ressort cylindrique à section circulaire et les ressorts composés de rondelles Belleville montées en série, c'est-à-dire superposé avec inversion. La contrainte limite de calcul pour un service moyen est fixé à 720 MPa pour du chrome vanadium. Pour les rondelles Belleville, la contrainte limite est de 1 500 MPa pour de l'acier inoxydable 17-7PH.

**Tableau 9.1: Dimensions des ressorts coniques, cylindriques et avec des rondelles  
Belleville, pour un appui de capacité portante de 400 kN**

Type de ressort	Charge $P_c$ par ressort	Diamètre externe maximum	Diamètre interne minimum	Longueur libre	Taille des spires		Nombre de spires actives	Nombre d'éléments par appui
					$a$ ou $h$	$b$ ou $t$		
	N	mm	mm	mm	mm	mm		
Conique droit	8 050	220	30	657	229	6,35	8,8	2x2
Cylindrique	8 050	146	-	396	22,1		10	2x2
À rondelles Belleville	16 100	130	65	-	3,81	6,35	-	2x45

**Tableau 9.2: Dimensions des ressorts coniques, cylindriques et avec des rondelles  
Belleville, pour un appui de capacité portante de 1 000 kN**

Type de ressort	Charge $P_c$ par ressort	Diamètre externe maximum	Diamètre interne minimum	Longueur libre	Taille des spires		Nombre de spires actives	Nombre d'éléments par appui
					$a$ ou $h$	$b$ ou $t$		
	N	mm	mm	mm	mm	mm		
Conique droit	20 120	250	140	591	330	8,9	4,2	2x2
Cylindrique	20 120	166	-	546	32		12	2x2
À rondelles Belleville	40 240	130	65	-	5,3	6,35	-	2x33

En réponse à ces propositions, le constructeur, Ressorts Liberté de Montmagny, Québec, nous propose le dimensionnement suivant pour les ressorts cylindriques à section circulaire tel que présenté au tableau 9.3 pour les deux prototypes d'une capacité portante de 400 kN et 1 000 kN. La charge correspondant au déplacement de calcul,  $D$ , est notée  $P_c$ . Le ressort se déforme d'un déplacement  $2D$  et comme il se comporte linéairement, il peut supporter une charge de  $2P_c$ .

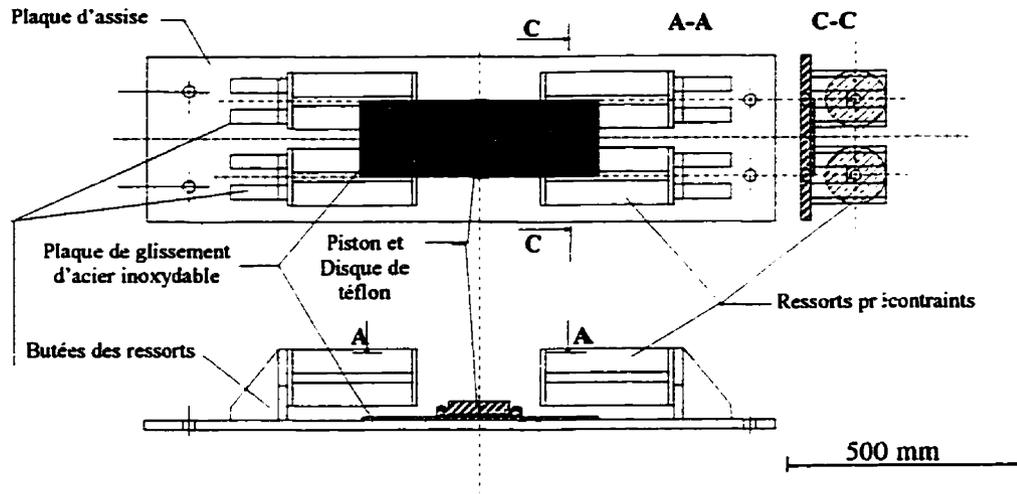
**Tableau 9.3: Dimensions des ressorts cylindriques  
proposées par la compagnie de ressort**

Capacité portante du prototype	Charge $P_c$ par ressort	Diamètre externe maximum	Longueur libre	Taille des spires ( $a$ )	Nombre de spires actives	Nombre d'éléments par appui
kN	N	mm	mm	mm		
400	8 050	175	365	22,23	6,74	2x2
1 000	20 120	200	500	31,75	8,41	2x2

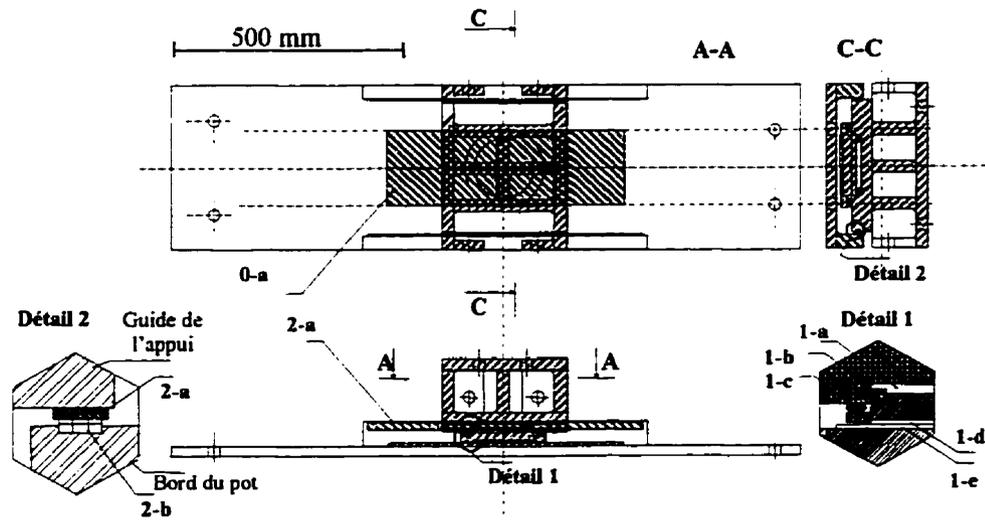
Les autres types de ressorts ont également été évalués par plusieurs entreprises de ressorts, mais le prix de ces ressorts restent bien supérieur à celui du ressort cylindrique. C'est pourquoi seul ce type de ressort a été retenu dans le programme expérimental. Ainsi, quatre ressorts cylindriques à section circulaire ont été fabriqués par prototype d'appui parasismique ayant chacun une capacité portante de 400 kN. Indépendamment des prototypes, des ressorts associés à des isolateurs de capacité portante de 400 kN et 1000 kN ont également été construits pour être testés statiquement.

**Étape 8 :** C'est l'étape finale de conception de l'appui. On connaît le déplacement de calcul de l'appui, les dimensions du téflon, donc du « pot », les dimensions des ressorts, il ne reste plus qu'à optimiser les dimensions générales de l'appui pour implanter les deux composantes de l'appui. Les parties structurales de l'appui sont fabriquées en acier soudable 300W. Les différentes composantes de l'appui sont présentées aux figures 9.2 et 9.3. Le prototype est composé de :

- une plaque d'assise sur laquelle est soudée la plaque d'acier de glissement,
- quatre butées pour les ressorts placées sur la plaque d'assise de part et d'autre la plaque de glissement,
- un pot mobile dans lequel est inséré le piston et sur lequel repose le disque de téflon,
- quatre ressorts précontraints au déplacement de calcul entre les butées et le pot,
- deux guides latéraux pour assurer le déplacement longitudinal de l'appui et empêcher les déplacements transversaux.



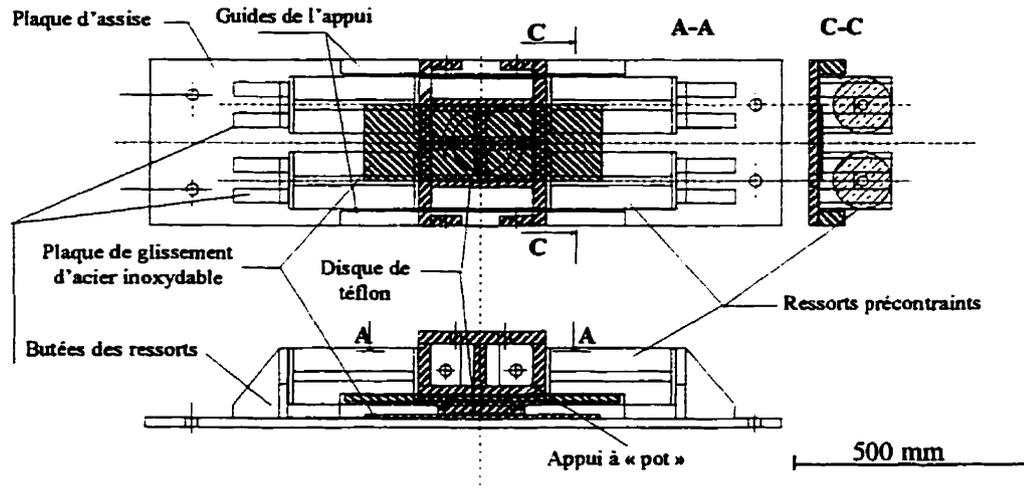
(a) Désignation des composantes principales de l'isolateur



(b) Détails de conception

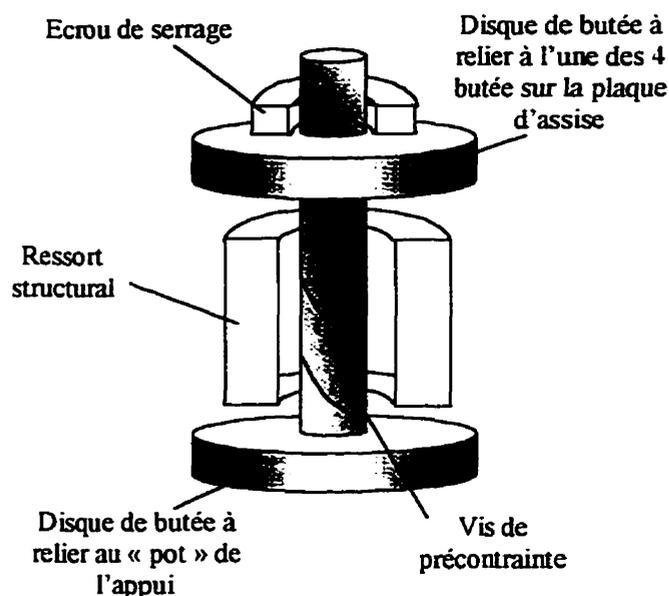
- Légende :
- 0-a : Plaque d'acier inoxydable miroir de glissement
  - 1-a : Disque en élastomère Duro 50±5 (HEVEA) de 16 mm d'épaisseur
  - 1-b : Anneau de laiton
  - 1-c : Anneau de caoutchouc naturel
  - 1-d : Disque de téflon de glissement structural
  - 1-e : Plaque d'acier inoxydable miroir de glissement
  - 2-a : Plaque d'acier inoxydable de type 304 sur les guides de l'appui
  - 2-b : Bande de téflon pour le guidage du « pot »

Figure 9.2: Composantes mécaniques de l'isolateur, ressorts et interface de friction



**Figure 9.3: Schéma du prototype d'isolateur sismique**

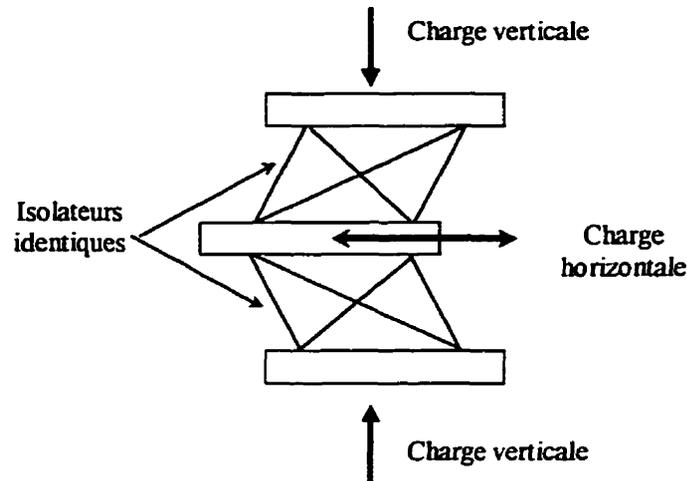
On notera que les ressorts ont été mis en place déjà comprimés. En effet, chaque extrémité du ressort est montée sur deux disques en butée comme le montre la figure 9.4. Ces 2 disques ont été évidés pour permettre l'introduction d'une vis de la longueur du ressort. Il suffit de placer le ressort non comprimé entre ces deux butées. Une des butées est pourvue d'un pas de vis où viens s'ancrer la vis de serrage du ressort. Le ressort est enfilé autour de la vis de serrage. La seconde butée est alors montée à l'autre extrémité du ressort. Cette butée est pourvue d'un trou sans pas de vis légèrement plus grand que le diamètre de la vis centrale. On applique la précontrainte grâce à un écrou de serrage. On sert le ressort de manière à le comprimer d'une fois le déplacement de calcul. On agit de la même façon pour les quatre ressorts. Puis on place les quatre montages, constitués des deux disques de butées, du ressort, de la vis et de l'écrou, sur le prototype entre le pot et les butées de la plaque d'assise. Des guides sont prévus pour faciliter la mise en place des disques sur le « pot » et sur les butées de la plaque d'assise. Les butées permettent l'accès aux écrous et à la vis de serrage. Les disques de butées sont alors soudés sur l'appui. Puis les écrous sont desserrés et finalement les vis de serrage sont retirées.



**Figure 9.4: Précontrainte d'un ressort structural du prototype**

Il faut également remarquer que l'appui a la possibilité de subir des rotations longitudinales, c'est-à-dire selon un axe de rotation transversal à la direction de glissement. L'appui n'a pas de système de retenue contre la rotation transversale. Dans un pont cela ne pose généralement pas de problèmes étant donné que plusieurs appuis sont placés côte à côte dans la direction transversale sur les têtes de piles ou les culées, aucune rotation transversale n'est possible. Par contre, pour le montage où un seul appui est testé à la fois, un point d'appui transversal est nécessaire pour empêcher les rotations transversales dues aux effets d'excentricités.

Comme pour les essais de friction, on doit tester deux prototypes montés l'un sur l'autre, mais inversés comme le suggèrent les spécifications du National Institute of Standards and Technology (Shenton, 1994) pour avoir des caractéristiques identiques dans les mesures expérimentales avec les moyens disponibles au laboratoire de structures. Le montage de principe est présenté à la figure 9.5.



**Figure 9.5: Schéma de principe des essais sur prototype d'isolateur**

En effet l'expérimentation d'un seul appareil d'appui n'est permise que si le laboratoire possède des vérins capables d'appliquer des efforts biaxiaux, c'est-à-dire avec la capacité requise pour les efforts verticaux, et permettant des déformations en cisaillement importantes de l'isolateur. Aucun système de glissement n'est toléré dans ce type d'étude expérimental, étant donné le niveau de charge élevé auquel sont soumis les appuis. Ces charges appliquées sur les appuis sont trop élevées et les efforts générés dans les interfaces de glissement ne sont plus négligeables, même si les surfaces de glissement sont graissées.

Enfin étant donné les résultats obtenus avec les essais de friction pure, on a décidé d'utiliser en premier du téflon vierge qui présente le coefficient de friction le plus faible pour assurer une force de recentrage suffisante et en même temps suffisamment élevé pour avoir une dissipation d'énergie appropriée. L'acier de glissement est de l'acier inoxydable de type miroir. Comme on le découvrira au cours des essais, on a été amené à tester également le téflon renforcé de fibres de verre et de fibres de carbone suite à la défaillance de ce type de téflon.

## **9.2 Revue des exigences de différents codes et organismes parasismiques concernant les études expérimentales pour l'évaluation des isolateurs à la base**

Ce paragraphe présente différentes approches pour tester des systèmes d'isolation à la base en ne considérant que des critères de dissipation d'énergie et d'efficacité parasismique.

### **9.2.1 Exigences du code canadien CHBDC 1997 pour les systèmes d'isolation à la base**

Les essais doivent satisfaire les critères de la nouvelle norme canadienne des ponts (CHBDC, 1997) et en particulier les articles de la section 4.10 sur l'isolation sismique à la base. Cette norme est essentiellement fondée sur les recommandations de la norme américaine des ponts (AASHTO, 1991).

#### **9.2.1.1 Analyses dynamiques non linéaires**

Selon l'article 4.10.1, des systèmes d'isolation sismiques sans capacité de recentrage ne doivent pas être utilisés. Ce n'est évidemment pas le cas du prototype.

Le prototype ayant des caractéristiques mécaniques non linéaires propres, une analyse dynamique incrémentale dans le temps est nécessaire comme le spécifie la norme à l'article 4.10.6.3. Pour ces analyses dynamiques, la norme exige d'utiliser simultanément deux composantes horizontales d'accélérogrammes à la base. Ces deux composantes issues d'événements différents et doivent être modifiées pour être compatible avec le spectre de réponse approprié selon des méthodes spécifiées dans l'article 4.10.6.3. Au moins 3 couples d'accélérogrammes compatibles doivent être utilisés et appliqués simultanément sur le modèle. L'enveloppe des résultats devra alors être utilisée pour le

calcul. Notons que le prototype a été testé avec une seule composante horizontale dans la direction longitudinale puisque les analyses préliminaires étaient unidirectionnelles. L'article 4.4.9.2 exige en outre que lors de l'utilisation d'accélérogrammes spécifiques, l'effet des accélérations verticales soit pris en compte soit en appliquant un facteur sur les charges mortes tels qu'indiqués au tableau 3.5.1(b) du code, soit en utilisant un accélérogramme vertical issu du site, s'il est disponible.

### **9.2.1.2 Déplacement de calcul**

Selon l'article 4.10.7, le déplacement de calcul,  $D$ , est le déplacement maximal déterminé dans la direction concernée selon les résultats des analyses. Pour les routes de premières importances ou pour les voies d'accès de secours, ce déplacement sera 1,25 fois le déplacement calculé précédemment. Le déplacement de calcul total,  $D_t$ , normalement calculé pour un appui élastomérique devrait être le déplacement maximum qui résulte de la combinaison des charges standards en respectant l'article 4.4.9. En outre, il faut calculer les déformations résultant de la combinaison des charges de vents, de trafic, des forces de freinages et des forces centrifuges telles que définies dans le tableau 3.5.1(a) de la norme.

### **9.2.1.3 Forces latérales non sismiques**

Selon l'article 4.10.10.1, un isolateur sismique doit pouvoir résister à toutes les combinaisons de charges latérales non sismiques comme les charges de vents sur le pont et le trafic, les forces de freinages et les forces centrifuges tels que définies dans le tableau 3.5.1(a). Un système de retenu élastique sacrificiel ou non devra être prévu pour limiter les déplacements latéraux de l'isolateur sous l'action des forces non sismiques. Ce critère est vérifié pour un système à friction dès que le coefficient de friction statique moyen,  $\mu_{ms}$ , est suffisamment élevé pour retenir l'appui. En d'autres termes, la force de résistance au glissement correspondant au coefficient de friction,  $\mu_{ms}$ , multipliée par la force de

confinement sur l'appui doit être supérieure à la force due aux charges non sismiques, sinon un système de retenu est nécessaire.

#### **9.2.1.4 Force latérale de recentrage**

Selon l'article 4.10.10.2, la force de recentrage à 100% du déplacement de calcul doit être au moins égal à 2,5% de la charge de confinement sur l'appui et doit aussi être supérieure à la force de recentrage à 50% du déplacement de calcul  $D$ . Dans le cas du prototype proposé, les ressorts ont été dimensionnés pour demeurer linéaires sur un déplacement sismique,  $D_s$ , de 80mm. Les ressorts peuvent en réalité se déformer jusqu'au déplacement effectif,  $D_e$ , de 100mm. Au-delà de  $D_s$ , les ressorts adoptent un comportement avec durcissement, puisque les spires du ressort deviennent solidaires pour former alors un bloc monolithique. La charge de confinement sur l'appui est de 400kN, donc la force de recentrage au déplacement de calcul,  $D$ , doit être de  $0,025 \times 400 = 10$  kN. Or la force à  $D_s$  exercée sur les ressorts est de 32kN et elle vaut 16kN à  $D_s/2$  puisque le comportement est linéaire. Si le déplacement de calcul,  $D$ , vaut  $D_s$ , le critère est alors bien respecté.

#### **9.2.1.5 Stabilité sous les charges verticales**

Selon l'article 4.10.10.3, l'isolateur sismique devra pouvoir supporter des charges verticales (charge morte plus charge vive) avec un facteur de sécurité d'au moins 3 dans sa configuration non déformée latéralement. L'appui doit également être stable sous la charge morte plus ou moins les charges verticales résultant des efforts sismiques pour une déformation de 1,5 fois le déplacement de calcul total,  $D_t$ , pour un système d'isolation avec force de recentrage latéral.

#### **9.2.1.6 Essais requis pour les systèmes d'isolation à la base**

Selon l'article 4.10.11.1, les caractéristiques de déformation et les valeurs d'amortissement pour le prototype doivent être basées sur les procédures suivantes.

- a. Les essais doivent être effectués sur deux spécimens grandeur nature et de dimensions similaires à celles utilisées dans le calcul. Les prototypes doivent inclure le système de retenue élastique si un tel système est prévu. Les prototypes testés ne doivent pas être utilisés pour la construction.
- b. Pour chaque essai, les courbes de force - déplacement doivent être enregistrées.
- c. Les essais suivants doivent être réalisés sous la charge verticale de calcul sur l'appui:
- (1) 20 cycles complets de chargement à une force latérale correspondant à la force non sismique maximum de calcul;
  - (2) 3 cycles complets de chargement pour le déplacement de calcul total,  $D_r$ , selon les fractions suivantes : 0,25-0,5-0,75-1,0-1,25;
  - (3) la plus grande des deux valeurs  $15 S_i/B$  ou 10 donne le nombre de cycles complets de chargement pour 100% du déplacement de calcul total,  $D_r$ , sous la charge morte verticale. Le facteur de sols  $S_i$  est défini au tableau 4.10.4.1 et le coefficient d'amortissement équivalent  $B$  est défini au tableau 4.10.6.1.1 de la norme reproduit au tableau 9.4.

**Tableau 9.4: Coefficient d'amortissement  $B$  (4.10.6.1.1)**

Amortissement visqueux équivalent (%)	$\leq 2$	5	10	20	30	40	50
$B$	0,8	1,0	1,2	1,5	1,7	1,9	2,0

- d. La capacité de charge verticale du système d'isolation doit être testée statiquement au déplacement défini à l'article 4.10.10.3, soit  $1,5 D_r$ . La charge verticale est la combinaison de 1,2 fois la charge morte plus la charge sismique verticale, soit la charge verticale maximale, ou 0,8 fois la charge morte moins la charge sismique verticale, soit la charge verticale minimale.
- e. Si un système de retenue sacrificiel doit être utilisé, alors la capacité ultime du système doit être vérifiée expérimentalement.

### **9.2.2 Spécifications du Highway Innovative Technology Evaluation Center (HITEC)**

Le groupement américain « Highway Innovative Technology Evaluation Center » (HITEC, 1996) travaille en collaboration avec la « Federal Highway Administration », l'American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO) et le Transportation Research Board (TRB). HITEC (1996) a défini une procédure d'essais pour les systèmes d'isolation à la base et les dissipateurs d'énergie sismique.

Le déplacement de calcul,  $D$ , est ici défini comme le déplacement maximum latéral des appuis sismiques sous les charges sismiques. La charge de compression de calcul,  $DCL$ , est la charge verticale maximale comprenant la combinaison de charge la plus défavorable (charge morte, charge vive, moment de renversement, etc).

Les essais doivent suivre la procédure suivante.

#### **Essai 1: Essai de référence**

Cet essai permet de vérifier expérimentalement la rigidité initiale et les caractéristiques de friction du système ainsi que le nombre de cycles de chargement nécessaire pour stabiliser la réponse. Ce nombre de cycles est noté  $NSD$ . Pour l'appareil d'appui, 10 cycles complets au déplacement de calcul,  $D$ , sont appliqués à une fréquence de 0,5 Hz, sous une charge de compression de calcul  $DCL$ . Cette charge verticale  $DCL$  est choisie comme étant la charge maximale incluant le poids propre, les charges vives, les effets de torsion, etc.

#### **Essai 2: Caractérisation de la courbe Force - Déplacement**

Les systèmes à symétrie circulaire doivent être testés dans une direction arbitraire et à  $90^\circ$  par rapport à cette direction. Pour un système doublement symétrique, il doit être testé dans les deux directions principales ainsi que selon la direction de la diagonale la plus

grande. Trois cycles complets au déplacement de calcul,  $D$ , sont appliqués à 0,5Hz. Trois essais sont effectués dans la direction principale à 0,4-0,7 et 1,0 fois la charge de compression de calcul,  $DCL$ . Les essais dans les autres directions, s'ils sont requis doivent être effectués sous la pleine charge de calcul  $DCL$ . Si le système est unidirectionnel, le système est testé dans une direction seulement.

**Essai 3: Caractérisation de l'influence du contenu en fréquence dans la direction principale**

Sous la charge de compression de calcul,  $DCL$ , 3 cycles complets pour 100% du déplacement de calcul,  $D$ , sont appliqués à 0,5Hz, 0,2Hz, 1Hz et pour 50% du déplacement de calcul,  $D$ , à 2Hz.

**Essai 4: Essai de durabilité suite à un certain nombre de cycles sismiques**

Vingt cycles complets à 100% du déplacement de calcul,  $D$ , sont appliqués à 0,5Hz et sous la charge verticale de calcul,  $DCL$ .

**Essai 5: Essai de rupture par instabilité**

Sous la charge de compression  $DCL$ , le système est chargé latéralement à 0,5Hz avec un déplacement croissant jusqu'à la rupture. Chaque cycle est augmenté de 10% par rapport au précédent donc du type  $(1,1)^n D$  pour le  $n^{ième}$  cycle. Si la rupture ne peut être observée à cause, par exemple, d'une limite en déplacement du système de mise en charge, on applique alors un chargement monotone lent sur le spécimen jusqu'à la rupture.

Trois autres essais sont également prévus pour tenir de la fatigue, du vieillissement, de la température. Ces essais ne sont pas présentés ici car ils ne rentrent pas dans le cadre de notre étude, mais ils devront être satisfaits le cas échéant.

### 9.2.3 Spécifications du National Institute of Standards and Technology (NIST)

Ces exigences sont spécifiées dans le Draft Guidelines for Pre-Qualification and Prototype Testing of Seismic Isolation Systems, NISTR 5359 (H.W.Shenton, 1994)

Le déplacement de calcul,  $D$ , est ici défini comme la capacité nominale en déplacement en incluant les effets de torsion. Il est en principe obtenu d'une analyse sismique.

Normalement 16 tests de préqualification doivent être réalisés selon deux catégories: la caractérisation préliminaire (Catégorie I), la capacité de réserve et ultime (Catégorie II). Les tests de qualification sont réalisés selon deux catégories: les chargements sismiques (Catégorie III) et les chargements non sismiques (Catégories IV). Les tests de la catégorie I doivent être réalisés dans l'ordre indiqué dans le tableau 9.5. Les tests de la catégorie II sont présentés dans le même tableau.

**Tableau 9.5: Essais de préqualification**

Catégorie	Test	Objectifs
I	1	Influence de la charge verticale
	2	Influence de la fréquence de chargement latéral
	3	Influence de l'historique de chargement cyclique
	4	Dégradation du comportement hystérétique
	5	Influence de la charge verticale
	6	Influence de la direction de chargement
	7	Influence de la rotation
	8	Influence des chargements simultanés dans 2 directions
	9	Influence de la température
	10	Influence du fluage
	11	Influence de l'âge
II	1	Compression ultime sans charge latérale
	2	Stabilité de la compression en position déformée latéralement
	3	Traction ultime sans charge latérale
	4	Stabilité en traction en position déformée latéralement
	5	Capacité en déplacement et charge latérale sous la charge verticale de calcul

Comme dans les autres spécifications, il est bien précisé que les essais doivent être réalisés grandeur nature et que si des prototypes d'échelle réduite sont employés, ils ne pourront être inférieurs à l'échelle  $\frac{1}{4}$ . La fréquence d'isolation,  $f_i$ , doit être obtenue à partir de la rigidité horizontale effective moyenne de l'isolateur,  $K_h$ , au déplacement de calcul,  $D$ , et de la charge de calcul verticale,  $P_d$ , soit la force nominale en compression pour les charges mortes et vives combinées.

### **Essai I.1: Influence de la charge verticale**

Cet essai permet d'anticiper le comportement général de l'appui. Normalement on doit utiliser 2 spécimens A et B.

- (a) Le spécimen A seul doit subir 5 cycles complets au déplacement de calcul,  $D$ , sous la charge de compression,  $P_d$ .
- (b) Les spécimens A et B doivent subir 3 cycles complets pour des déplacements de 0,25-0,50-0,75 et 1,00  $D$  sous la charge de compression,  $P_d$ , et à une fréquence d'au moins 0,004Hz.

### **Essai I.2: Influence de la fréquence de chargement latéral**

Le but de cet essai est de déterminer des fréquences de coupure minimale,  $f_l$ , et maximale,  $f_u$ , caractéristiques du prototype. Les tests sont menés sous la charge de calcul,  $P_d$ . On applique:

- (a) - 3 cycles à  $D$  et à la fréquence d'isolation,  $f_i$  (en général 0,5Hz).
- (b) - 3 cycles à  $D$  et à une fréquence  $f_l$ , inférieure à la fréquence  $f_i$ , mais supérieure à 0,004Hz pour laquelle le comportement est susceptible de changer selon des critères de rigidité ou d'énergie dissipée (H.W.Shenton, 1994).
- 3 cycles à  $D$  et à une fréquence  $f_i/2$ .

(c) -3 cycles à  $D$  et à une fréquence  $f_u$  supérieure à la fréquence  $f_i$ , mais inférieure à  $2 f_i$  pour laquelle le comportement est susceptible de changer selon des critères de rigidité ou d'énergie dissipée (H.W.Shenton, 1994).

- 3 cycles à  $D$  et à une fréquence  $3f_i/2$ .

### **Essai I.3: Influence de l'historique de chargement cyclique**

Les essais sont menés sous la charge de calcul,  $P_d$ , à une fréquence supérieure à la fréquence de coupure,  $f_l$ , et à 0,004Hz. On applique successivement :

(a) 3 cycles complets à un déplacement de 0,25-0,50-0,75 et 1,00  $D$ .

(b) 3 cycles complets à un déplacement de 1,00-0,75-0,50 et 0,25  $D$ .

### **Essai I.4: Dégradation du comportement hystérétique**

On applique 50 cycles complets à  $D$  sous la charge de calcul,  $P_d$ , et à une fréquence supérieure à la fréquence de coupure,  $f_l$ , et à 0,004Hz.

### **Essai I.5: Influence de la charge verticale**

On applique 3 cycles complets à  $D$  sous la charge de calcul,  $P_d$ , mais aussi sous  $P_l$  et  $P_u$  qui sont respectivement les charges minimale et maximale tenant compte des effets sismiques. Ces essais sont effectués à une fréquence supérieure à la fréquence de coupure,  $f_l$ , et à 0,004Hz.

### **Essai I.6: Influence de la direction de chargement**

L'appui est unidirectionnel, cette section ne s'applique pas.

**Essai I.7: Influence de la rotation**

- (a) Les plans de l'appui étant parallèles entre eux, on effectue 3 cycles complets à  $D$  sous la charge de calcul,  $P_d$ , et à une fréquence supérieure à la fréquence de coupure,  $f_l$ , et à 0,004Hz.
- (b) Les plans de l'appui formant un angle  $\theta$  entre eux, on effectue 3 cycles complets à  $D$  sous la charge de calcul  $P_d$  et à une fréquence supérieure à la fréquence de coupure,  $f_l$ , et à 0,004Hz.

**Essai I.8: Influence des chargements simultanés dans 2 directions**

L'appui est unidirectionnel, cette section ne s'applique pas.

**Essai I.9: Influence de la température****Essai I.10: Influence du fluage****Essai I.11: Influence de l'âge**

Ces trois essais ne font pas partie de l'étude expérimentale actuelle. Néanmoins ces essais devront être réalisés par la suite si les résultats obtenus avec les autres essais sont satisfaisants.

**Essai II.1: Compression ultime sous une charge latérale nulle**

On applique une charge verticale en compression jusqu'à la rupture de l'appui. Le taux de chargement est constant. Deux options sont possibles : le spécimen peut être libre de se déformer latéralement ou non.

**Essai II.2: Compression sous une charge latérale**

On applique une charge de compression verticale de  $1,1 \alpha_c P_d$  ( $1,1 < \alpha_c < 3$ ) sur le spécimen en maintenant un déplacement latéral statique,  $D$ . Le taux de chargement est constant.

### **Essai II.3: Traction ultime sous une charge latérale nulle**

On applique une charge verticale en traction jusqu'à la rupture de l'appui. Le taux de chargement est constant. Deux options sont possibles : le spécimen peut être libre de se déformer latéralement ou non.

### **Essai II.4: Stabilité en traction en position déformée latéralement**

Cette section a sans doute été adoptée pour les appareils d'appuis élastomérique, car un appui à friction n'a pas de résistance en traction par nature. Cette section ne peut être appliquée.

### **Essai II.5: Capacité en déplacement et charge latérale sous la charge verticale de calcul**

Il s'agit d'un essai à la rupture, il n'est pas réalisé car il n'entre pas dans le cadre d'étude de cette thèse. Il sera néanmoins indispensable de le faire pour obtenir une validation complète du prototype le cas échéant.

Les essais des catégories III et IV sont présentés au tableau 9.6 :

**Tableau 9.6: Essais sur prototype**

Catégorie	Test	Objectifs
III	1	Rigidité effective et dissipation d'énergie
	2	Dégradation cyclique
	3	Stabilité au déplacement latéral maximal
IV	1	Charge de vent
	2	Déplacement thermique
	3	Stabilité vis à vis des cycles thermiques
	4	Force centrifuge et force de freinage

### **Essai III.1: Rigidité effective et dissipation d'énergie**

(a) On applique 3 cycles complets aux déplacements 0,25-0,50-0,75 et 1,00  $D$ , sous la charge verticale de calcul,  $P_d$ , à la température de calcul,  $T_d$ . La fréquence des essais doit

être supérieure à 0,004Hz et à la fréquence de coupure minimale,  $f_l$ . Pour les systèmes dépendant de la fréquence, les tests doivent être conduits à la fréquence d'isolation,  $f_i$ .

(b) Pour les systèmes dépendant de la charge verticale, on applique 3 cycles complets à  $D$  avec des charges limites verticales,  $P_l$  et  $P_u$ , inférieures et supérieures.

(c) Pour les systèmes dépendant de la fréquence de chargement latérale, on applique 3 cycles à  $D$  et sous une charge verticale  $P_d$  à une fréquence de  $f_i/2$  et  $3/2 f_i$ .

### **Essai III.2: Dégradation cyclique**

Le plus grand des 2 nombres,  $N_d$  et 10, détermine le nombre de cycles à un déplacement de  $D$ , sous une charge verticale de  $P_d$  et à une fréquence de chargement supérieure à  $f_l$  et à 0,004 Hz. Le nombre  $N_d$  est choisi de telle sorte que le régime permanent soit atteint. Cette valeur peut être déterminée par des essais préliminaires identiques.

### **Essai III.3: Stabilité au déplacement latéral maximal**

(a) Les spécimens doivent être testés sous les deux charges verticales minimale et maximale,  $P_l$  et  $P_u$ , en maintenant un déplacement latéral maximum,  $D_{tm}$ , constant. Le temps de chargement doit être inférieur à 2 minutes.

(b) Les spécimens doivent être testés sous les deux charges verticales minimale et maximale,  $P_l$  et  $P_u$ . On applique 1 cycle complet au déplacement latéral maximum,  $D_{tm}$ , à une fréquence de chargement supérieure à  $f_l$  et à 0,004 Hz.

**Essais de la catégorie IV:** Ces essais ont été développés essentiellement dans l'optique des appuis élastomériques et ne peuvent être appliqués pour le prototype proposé.

Un autre guide issu du même institut (NIST) a été présenté pour définir des essais spécifiques pour les appuis à friction qui ont un comportement mécanique propre. Ce guide est intitulé le « Draft Guidelines for Quality Control Testing of Sliding Seismic

Isolation Systems », NISTR 5371 (H.W.Shenton, 1994). Ce guide spécifie un essai supplémentaire:

### **Essai V: Compression soutenue**

Cet essai est destiné aux prototypes qui sont susceptibles de subir les effets du fluage. L'essai consiste à appliquer une charge statique verticale continue pendant 12 heures sans interruption. La charge statique doit être 1,5 fois la charge de calcul,  $P_d$ , du prototype. La charge verticale doit être appliquée en moins de 10 minutes. Le spécimen doit être au moins inspecté pendant les 30 premières minutes de l'essai et pendant les 30 dernières minutes.

## **9.3 Protocole expérimental**

### **9.3.1 Choix des essais pour le prototype**

Étant donné l'application de l'appareil d'appui proposé pour le Canada, il faut satisfaire toutes les exigences de la norme canadienne (CHBDC, 1997). Mais celle-ci ne spécifie pas quelques paramètres fondamentaux comme, par exemple, le contenu fréquentiel des essais. Nous proposons de faire des essais plus complets ou plus sévères tout en respectant les critères de la norme canadienne.

Le prototype étudié consiste en un appareil d'appui dimensionné pour une charge verticale de 400 kN et pour un déplacement horizontal de  $\pm 80$  mm. Les caractéristiques de cet appui ont été choisies pour être similaires aux conditions réelles de service de l'appareil d'appui. Le plus souvent, la charge verticale sera de 1 000 ou 2 000 kN, mais elle peut atteindre jusqu'à 10 000 kN. Quant au déplacement, il peut atteindre jusqu'à  $\pm 200$  mm. Néanmoins, étant donné les incertitudes sur l'efficacité du comportement de

l'appui et les limites des systèmes de mise en charge du laboratoire de structures, ces caractéristiques semblent représenter un bon compromis.

Les essais décrits ci-dessous ont été réalisés sous la charge verticale de calcul,  $P_d$ , de 400 kN et un déplacement de calcul,  $D$ , de 80 mm sauf indication contraire.

- **Essais P1-INI:** On applique 3 cycles préliminaires par incrément de déplacement de 0,1-0,25-0,50-0,75 et 1,0D pour évaluer le comportement général à 0,02Hz pendant 3x50secondes suivis de 50 secondes de repos. (5 essais de 200 secondes). L'incrément de prise de données était de 0,01seconde. Ces essais sont notés P1-INI1, P1-INI2, P1-INI3, P1-INI4 et P1-INI5.

Pour chaque essai, on évalue le coefficient de friction dynamique,  $M_d$ , la rigidité des ressorts,  $K_g$ , la rigidité effective de l'appui,  $K_{ef}$ , pour le déplacement de calcul  $D$  et la fraction d'amortissement visqueux équivalent,  $\beta_e$ . On détermine la fréquence d'isolation,  $f_i$ , d'après la valeur de  $K_{ef}$ . La fréquence d'isolation devrait se situer autour de 0,7Hz, soit 1,40 seconde.

En effet, la force à un déplacement,  $D$ , de l'appui est donnée par :

$$F_{st} = M_d P_d + K_g D \quad [9.1]$$

On fait l'hypothèse d'un coefficient de friction moyen  $M_d$  de 0,08. La rigidité des ressorts  $K_g$  est déterminée d'après la formule 6.18 pour un appui de capacité portante de 400kN et pour une période de 2 secondes :

$$K_g = (400)(2\pi)^2 / (2)^2 / (9,81) \cong 400 \text{ kN}$$

$$F_{st} = (0,08) (400\text{kN}) + (400 \text{ kN/m}) (0,080 \text{ m}) = 32 + 32 = 64 \text{ kN}$$

Donc la rigidité effective de l'appui est :

$$K_{ef} = F_{st} / D \quad [9.2]$$

$$K_{ef} = 64\text{kN} / 0,08\text{m} = 800 \text{ kN/m}$$

Donc la fréquence d'isolation est :

$$f_i^2 = (\omega / 2\pi)^2 = K_e / (W) / (2\pi)^2 \quad [9.3]$$

$$f_i^2 = (800 \text{ kN/m}) (9,81 \text{ m/s}^2) / (400 \text{ kN}) / (2\pi)^2$$

$$f_i = 0,70 \text{ Hz}$$

- **Essai P2-STA (CHBDC 97):** On applique 20 cycles complets de chargement à une force latérale,  $F_l$ , correspondant à la force non sismique maximum de calcul.

Cet essai est surtout applicable pour les appuis élastomériques qui se déforment sous les faibles charges. Pour un appui à friction, si le spécimen glisse pour la charge statique appliquée,  $F_l$ , il faut augmenter le coefficient de friction statique,  $M_s$ , en changeant le type de téflon pour satisfaire l'équation :

$$F_l < (F_s = M_s P_d) \quad [9.4]$$

ou bien il faut prévoir un système de retenue sacrificiel qui rompt pour la charge sismique.

Si on suppose tout de même un déplacement de l'appui pour ces charges, on prendra  $0,25D$  comme hypothèse correspondant à une force statique de  $F_l$ .

Ainsi la force à un déplacement de  $0,25D$  de l'appui est évaluée approximativement par :

$$F_l = M_d P_d + K_g 0,25D \quad [9.5]$$

$$F_l = (0,08) (400 \text{ kN}) + (400 \text{ kN/m}) (0,25) (0,080 \text{ m}) = 32 + 8 = 40 \text{ kN}$$

L'essai consiste alors à appliquer 20 cycles de déplacement à  $0,25D$ . La fréquence des cycles de déplacement sera de 0,05 Hz. Cet essai dénoté P2-STA1 dure donc 430 secondes avec les délais. Un incrément de prise de données de 0,05 seconde est utilisé.

- **Essais P3-DYN (CHBDC 97):** On applique 3 cycles complets de chargement pour le déplacement de calcul total,  $D_t$ , selon les fractions suivantes: 0,25-0,50-0,75-1,00 et 1,25.

Ces 5 essais dénotés P3-DYN1, P3-DYN2, P3-DYN3, P3-DYN4 et P3-DYN5, sont effectués à la fréquence d'isolation,  $f_i$ , pendant 10 secondes. Un incrément de prise de données de 0,0025 seconde est utilisé.

On ajoute un essai (P3-DYN6) de 3 cycles au déplacement maximum si celui-ci n'est pas atteint lors de l'essai précédent.

- **Essais P4-FRQ (NIST 94):** Ces essais sont menés sous la charge de calcul  $P_d$ . On applique:

(a) P4-FRQ1: 3 cycles à  $D$  et à une fréquence de 0,02 Hz. La durée de l'essai est de 200 secondes avec des prises de données à chaque 0,02 seconde.

(b) P4-FRQ2: 3 cycles à  $D$  et à une fréquence de 0,1 Hz. La durée de l'essai est de 40 secondes avec des prises de données à chaque 0,005 seconde.

(c) P4-FRQ3: 3 cycles à  $D$  et à une fréquence  $f_l = 0,2$  Hz. La durée de l'essai est de 20 secondes avec des prises de données à chaque 0,0025 seconde.

(d) P4-FRQ4: 3 cycles à  $D$  et à une fréquence  $f_l/2 = 0,35$  Hz. La durée de l'essai est de 20 secondes avec des prises de données à chaque 0,0025 seconde.

Pour tous les essais suivants, la durée de l'enregistrement est de 10 secondes avec des prises de données à chaque 0,0025 seconde. On applique :

(e) P4-FRQ5: 3 cycles à  $D$  et à une fréquence  $f_l = 0,7$  Hz.

(f) P4-FRQ6: 3 cycles à  $D$  et à une fréquence  $3f_l/2 = 1$  Hz.

(g) P4-FRQ7: 3 cycles à  $D$  et à une fréquence  $f_u = 2$  Hz.

(h) P4-FRQ8: 3 cycles à 20mm et à une fréquence de 5Hz.

- **Essai P5-SOL (CHBDC 97):** La plus grande des deux valeurs de  $(15 Si/B)$  ou de 10 donne le nombre de cycles complets de chargement pour 100% du déplacement de calcul total,  $D_i$ , sous la charge morte verticale. Pour des conditions de site défavorables, c'est-à-dire sur sols mous,  $Si$  sera égal à 2,7 pour un sol de type 4 tel que défini au tableau 4.10.4.1 de la norme canadienne des ponts (CHBDC, 1997). Le coefficient d'amortissement équivalent vaut au moins 5% étant donné le caractère plastique du comportement. Le coefficient  $B$  sera pris égal à 1,0 tel que défini au tableau 4.10.6.1.1 du code, ce qui est très sévère. Finalement, on doit réaliser  $(15)(2,7) / (1) = 40,5$  cycles. On notera cependant que pour un amortissement de 30%, on doit appliquer  $(15) (2,7) / (1,7) = 24$  cycles seulement.

Cet essai dénoté P5-SOL1 est effectué à la fréquence  $f_i$  pendant 60 secondes. Un incrément de prise de données de 0,01 seconde est utilisé.

- **Essais P6-STB (CHBDC 97):** La capacité de charge verticale du système d'isolation doit être vérifiée statiquement au déplacement de calcul,  $D$ . La charge verticale est  $(1,2)(400\text{kN})+(15\%)(400\text{kN})=480+60=540$  kN, pour la charge verticale maximale, ou  $(0,8)(400\text{kN})-(15\%)(400\text{kN})=320-60=260$  kN, pour la charge verticale minimale.

Ces deux essais, dénotés P6-STB1 et P6-STB2, ont pour but de vérifier la stabilité du système.

- **Essais P7-SIS :** La capacité de charge verticale du système d'isolation doit être vérifiée sous la charge verticale de calcul de 400kN. L'essai consiste à appliquer un déplacement lié à l'accélérogramme enregistré à Olympia, Washington lors du séisme de Puget Sound en 1949. Cet historique de déplacement a été obtenu à partir d'une

analyse dynamique sur un pont typique avec des coefficients de friction minimum et maximum de 0,04 et 0,07, un facteur d'adoucissement de 20s/m, un déplacement plastique de 0,2mm et avec une période d'isolation de 2 secondes pour un ressort linéaire élastique. Étant donné que le déplacement maximal obtenu pour cette analyse est de 25mm environ, trois amplifications différentes (100%, 200% et 300%) du déplacement sont appliquées à l'appui.

Ces 3 essais, dénotés P7-SIS1, P7-SIS2 et P7-SIS3, sont d'une durée de 30 secondes chacun avec un enregistrement des données à chaque 0,0025 seconde .

- **Essai P8-STB (NIST 94):** Cet essai consiste à appliquer une charge statique verticale continue pendant 16 heures sans interruption. La charge statique doit être  $1,4 \times 400 \text{kN} = 560 \text{kN}$ . Cette valeur est inférieure à la valeur spécifiée précédemment ( $1,5 \times 400 = 600 \text{kN}$ ) à cause des limitations de charges du montage. Cependant, la durée de l'essai est allongée de 12 à 16 heures en compensation. La charge verticale doit être appliquée en moins de 10 minutes. Il n'y a pas de charge latérale pour cet essai. Par contre on déplace initialement l'appui du déplacement de calcul  $D$ , puis on relâche l'appui qui reste dans sa position de déformation résiduelle naturelle sous cette charge. Le spécimen doit être au moins inspecté pendant les 30 premières minutes et les 30 dernières minutes de l'essai.

Cet essai dénoté, P8-STB1, comporte un enregistrement des données toutes les minutes pendant la première demi-heure, puis toutes les demi-heures par la suite.

### 9.3.2 Choix des essais pour la composante ressort

Les essais suivants sont réalisés pour étudier le comportement des ressorts seuls. Aucune charge verticale ne sera appliquée lors de ces essais. En réalité, une charge minime sera

appliquée pour maintenir l'appui en place et de la graisse de silicone sera utilisée afin de minimiser les efforts de friction. En effet lors des essais de friction avec graisse de silicone, on a pu constater que ces efforts peuvent être négligés si la pression est inférieure à 5MPa et si la force verticale est inférieure à 25 kN sur l'appui, les forces de friction sont alors inférieures à 0,5 kN.

● **Essais R1-SPF:** Influence de la fréquence au déplacement de calcul,  $D$

On effectue les essais suivants au placement de calcul,  $D$  :

- (a) R1-SPF1: 3 cycles à une fréquence de 0,02 Hz. La durée de l'essai est de 200 secondes avec des prises de données à chaque 0,02 seconde.
- (b) R1-SPF2: 3 cycles à une fréquence de 0,1 Hz. La durée de l'essai est de 40 secondes avec des prises de données à chaque 0,005 seconde.
- (c) R1-SPF3: 3 cycles à une fréquence de 0,2 Hz. La durée de l'essai est de 20 secondes avec des prises de données à chaque 0,0025 seconde.
- (d) R1-SPF4: 3 cycles à une fréquence  $f_i/2 = 0,35$  Hz. La durée de l'essai est de 20 secondes avec des prises de données à chaque 0,0025 secondes.

Pour tous les essais suivants, la durée de l'essai est de 10 secondes avec 20 secondes d'enregistrement et des prises de données à chaque 0,0025 seconde.

- (e) R1-SPF5: 3 cycles à une fréquence  $f_i = 0,7$  Hz.
- (f) R1-SPF6: 3 cycles à une fréquence  $3f_i/2 = 1$  Hz.
- (g) R1-SPF7: 3 cycles à une fréquence  $f_u = 2$  Hz.

● **Essais R2-SPD:** Influence de l'amplitude du déplacement à la fréquence d'isolation  $f_i$ .

- (a) R2-SPD1: 5 cycles à 0,25  $D$ .
- (b) R2-SPD2: 5 cycles à 0,50  $D$ .
- (c) R2-SPD3: 5 cycles à 0,75  $D$ .

(d) R2-SPD4: 5 cycles à 1,00  $D$ .

(e) R2-SPD5: 5 cycles à 1,25  $D$ .

L'enregistrement des données se fait à chaque 0,0025 seconde pendant 20 secondes.

#### 9.4 Montage expérimental

Étant donné les limitations du simulateur sismique de l'École Polytechnique de Montréal et comme des charges élevées devaient être imposées sur les prototypes pour les essais dynamiques, le montage était constitué de 2 appuis sismiques renversé l'un sur l'autre comme le montre la figure 9.6. Cette procédure d'essais sur 2 prototypes satisfait la norme NISTIR 5359 (1994). La partie centrale située entre les deux appuis constitue la partie mobile. Son déplacement est contrôlé par le simulateur sismique. Les deux autres extrémités des appuis sont ancrées statiquement. Les photos du montage sont présentées en annexe 7.

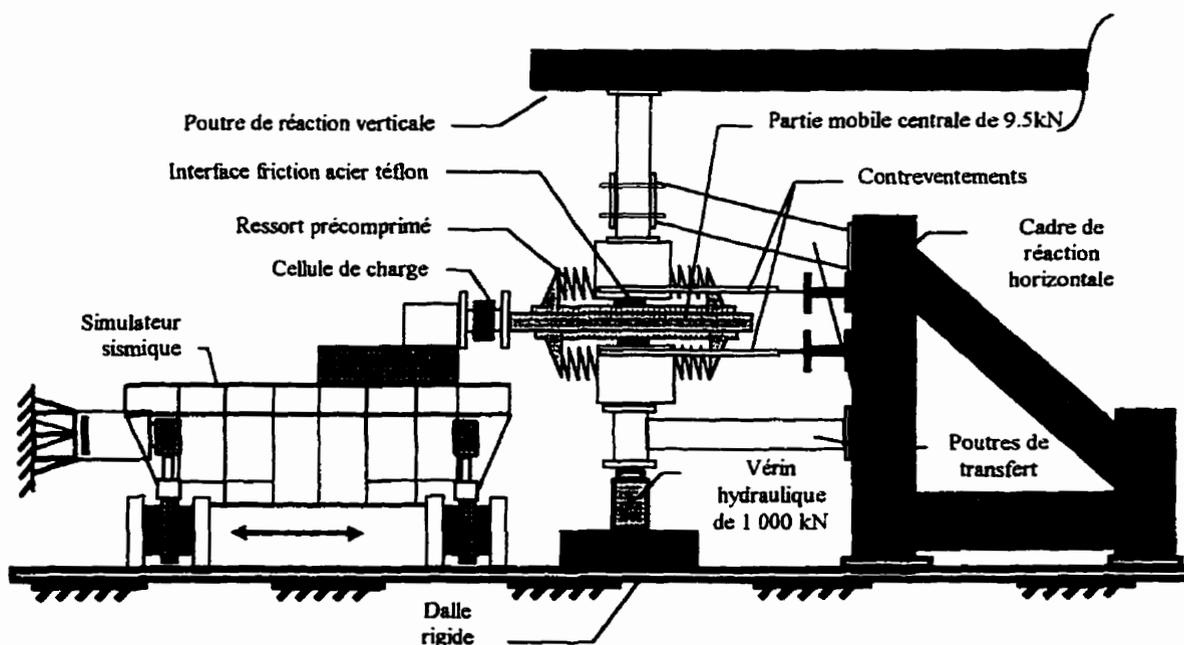


Figure 9.6: Montage expérimental des deux prototypes d'isolation à la base

Le montage comprend un vérin hydraulique de 1 000 kN afin d'appliquer la charge verticale sur les 2 appuis sismiques. Le vérin s'appuie sur la dalle rigide du sol. La charge verticale transite par l'extrémité de la poutre de transfert horizontale, passe par les deux appuis et la plaque centrale puis rejoint la colonne verticale et finalement la poutre de réaction verticale du cadre du laboratoire. Étant donné la présence de la poutre inférieure de transfert horizontale, lorsque l'on charge le montage avec le vérin, une partie de la charge appliquée se perd en partie par flexion de la poutre de réaction horizontale. Il faut compenser la charge verticale due au poids de la partie centrale mobile et qui se reporte sur l'appui inférieur. Des déformètres ont été placés au niveau de la plaque mobile centrale afin de calibrer la charge dans le vérin. En desserrant les boulons de la poutre de transfert, étant donné que le poids de la partie centrale était de 9,5 kN, la charge dans le vérin a été calibrée de telle sorte que la charge de 405kN soit appliquée à l'interface de friction du haut et 395kN à celle du bas, soit une charge de 423 kN dans le vérin due au poids de la partie centrale plus celui de l'appui du bas et enfin de la poutre de transfert horizontale. Les déformations dans les déformètres ont alors été notées. Le système a été reboulonné et le vérin a été actionné jusqu'à obtention des mêmes déformations dans les déformètres de la partie centrale que celles mesurées sans boulonnage. On a alors obtenu une charge dans le vérin de 430kN. La différence de charge par rapport au système non boulonné est due à la partie reprise en flexion dans la poutre de réaction horizontale.

Deux cornières métalliques ont été ajoutées sur chaque appui afin d'empêcher les rotations éventuelles des appuis du haut et du bas par rapport à leurs assises respectives. Les extrémités des cornières ont été évidées de telle sorte qu'elles ne puissent reprendre que des efforts axiaux et que les moments de flexion éventuels repris soient négligeables.

Les appareils de mesure utilisés lors des essais comprennent :

- une cellule de charge qui mesure les forces transmises entre le simulateur sismique et la partie mobile centrale située entre les deux appuis sismiques;

- un accéléromètre sur la partie mobile centrale située entre les deux appuis, cet accéléromètre rend compte des accélérations appliquées et va permettre de tenir compte des effets d'inertie de la plaque centrale mobile qui ne sont pas négligeables, comme on le verra dans l'analyse des résultats expérimentaux;
- deux cordes de mesure de déplacement, une par appui, situées au niveau de l'interface de glissement entre chaque appui et la partie mobile centrale. La moyenne des deux cordes permet de calculer le déplacement moyen relatif entre les appuis et la partie mobile de glissement;
- deux cordes mesurant les déformations verticales entre les appuis supérieur et inférieur afin de vérifier la stabilité de la charge verticale pendant les essais;
- la mesure de la charge verticale dans le vérin;
- deux thermocouples situés sur les plaques d'acier inoxydable à proximité des interfaces de glissement. En fait, ce choix n'a pas été judicieux car la plaque d'acier centrale est tellement grande que l'énergie récupérée au niveau du thermocouple est très affaiblie comparativement à l'énergie thermique qui a dû être dissipée. Il aurait fallu placer les thermocouples directement sous les plaques de téflon en perçant le piston où reposait la plaque de téflon pour passer le fil du thermocouple sans risquer de sectionner le fil et sans altérer le comportement. Les résultats obtenus ainsi n'ont aucun intérêt comparés aux résultats que l'on avait obtenu lors des essais de friction.

## **9.5 Résultats expérimentaux sur la composante ressort**

### **9.5.1 Essais de compression statique**

Les photos des essais de compressions statiques sont présentés en annexe 7.

Les premiers essais ont été réalisés sur un prototype dimensionné pour un déplacement de calcul,  $D$ , de 80mm et une charge de calcul verticale d'appui de  $W=400\text{kN}$ . La période

théorique d'isolation des ressorts est de  $T_e = 2$  secondes, ce qui correspond à une rigidité des ressorts :

$$K_g = (2 \pi / T_e)^2 (W/g) \quad [9.6]$$

$$K_g = \pi^2 400 / 9,81 = 402 \text{ kN/m.}$$

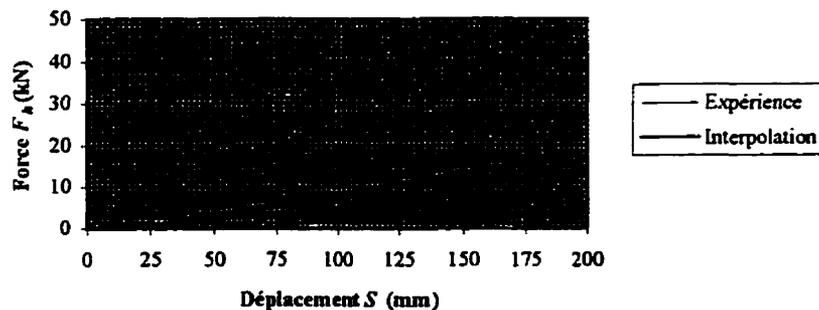
Étant donné que 4 ressorts en parallèle sont installés par appui, on avait donc une rigidité de 100,6 kN/m par ressort.

Pour une rigidité 100,6 kN/m, l'entreprise Ressorts Liberté de Montmagny, Québec, nous procurait des ressorts ayant les caractéristiques présentées au tableau 9.7 :

**Tableau 9.7: Spécifications des ressorts pour un prototype de 400 kN**

Caractéristiques mécaniques	À vide	Déflexion 80 mm	Déflexion 160 mm	Longueur solide
Charge (kN)	0	8,05	16,10	17,16
Longueur (mm)	365	285	205	194
Déflexion (mm)	0	80	160	171
% de la déflexion maximale solide	0	46,8	93,8	100

Des essais de compressions statiques sur les ressorts décrits précédemment ont été effectués pour vérifier les caractéristiques mécaniques. Une courbe force - déplacement typique obtenue est présentée à la figure 9.7.



**Figure 9.7: Essai statique d'un ressort à 400 kN et régressions linéaires**

$$\text{Interpolation : } F_h = 101,8 \text{ kN/m } (S - S_0)$$

Le comportement est linéaire et élastique jusqu'à la compression complète. Au-delà de cette limite, le ressort se comporte comme un bloc rigide et transmet intégralement l'effort de compression. La charge minimale mesurée au déplacement solide était de 17kN et la déflexion mesurée de 167 ou 169mm que le ressort soit galvanisé ou non. La rigidité mesurée est donc de 101,8 à 100,6 kN/m. Les résultats sont donc excellents.

De même, le ressort nécessaire pour un appui de 1 000 kN donne une rigidité théorique de 251,5kN/m.

Pour une rigidité 251,5kN/m, la firme Ressorts Liberté de Montmagny, Québec, nous présente les spécifications données au tableau 9.8 :

**Tableau 9.8: Spécifications des ressorts pour un prototype de 1 000 kN**

Caractéristiques mécaniques	À vide	Déflexion 80mm	Déflexion 160mm	Longueur solide
Charge (kN)	0	20,12	40,24	42,65
Longueur (mm)	500	420	340	330
Déflexion (mm)	0	80	160	170
% de la déflexion maximale solide	0	47,2	94,3	100

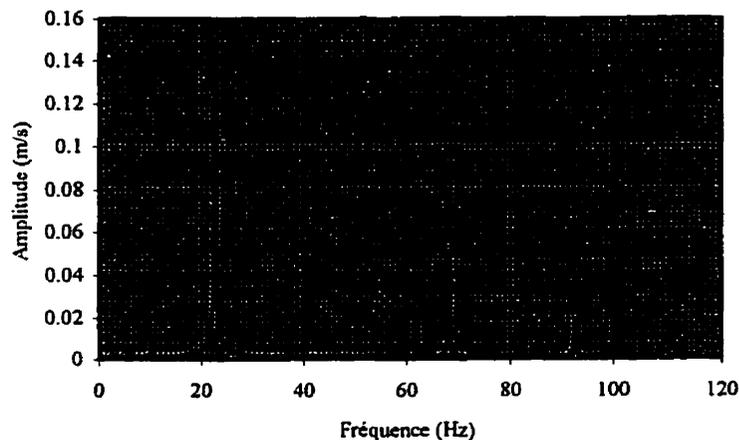
On trouve le même comportement linéaire et élastique jusqu'à la compression complète. La charge minimale au déplacement solide était de 41 kN à 45 kN et la déflexion de 171mm à 178mm que le ressort soit galvanisé ou non. La rigidité mesurée est donc de 236 à 257kN/m. On constate ici que l'on est globalement dans les limites de 6% des exigences demandées, ce qui est raisonnable.

### 9.5.2 Essais en vibrations libres

Ces essais ont pour but de déterminer la fréquence naturelle de vibration des ressorts et l'amortissement visqueux éventuel des ressorts. Ces essais consistent à comprimer

manuellement les ressorts, à les relâcher subitement et à mesurer l'atténuation des vibrations du ressort grâce à un accéléromètre. Les accélérations enregistrées sont traitées par transformées de Fourier.

Les ressorts du prototype de 400 kN donnent alors la fréquence fondamentale de 22,7Hz, 22,8Hz, 23,0Hz et 23,0Hz pour 4 enregistrements différents, soit une fréquence moyenne de 22,9Hz. On notera que la fréquence du deuxième mode est de 68Hz. La figure 9.8 illustre un spectre d'amplitude de Fourier représentatif d'un essai en vibrations libres. On peut remarquer une fréquence parasite de 10,5Hz : en effet, le ressort n'est pas parfaitement droit et l'accéléromètre situé sur une extrémité du ressort n'est pas non plus parfaitement normal à la section du ressort. Une faible composante flexionnelle s'est donc ajoutée à l'enregistrement des accélérations longitudinales du ressort. Or la flexibilité transversale est sans doute plus grande que la flexibilité axiale, ce qui explique que la fréquence parasite soit plus faible que la fréquence fondamentale du ressort.



**Figure 9.8: Spectre d'amplitude de Fourier du signal d'accélération en vibrations libres pour le ressort du prototype de 400kN**

La fraction d'amortissement critique,  $\xi$ , est calculée d'abord par la méthode du décrétement logarithmique (Clough et Penzien, 1993) et s'obtient selon la formule :

$$\xi = \ln (d_{ni}/d_{ni+nj}) \omega_D / \omega / (2\pi nj) \cong \ln (d_{ni}/d_{ni+nj}) / (2\pi nj) \quad [9.7]$$

où  $d_{ni}$  et  $d_{ni+nj}$  sont les amplitudes maximales aux cycles  $ni$  et  $ni+nj$  respectivement.

Cette méthode donne une fraction d'amortissement,  $\xi$ , variant entre 0,3 % et 0,5 %.

La méthode de la largeur de bande donne le coefficient d'amortissement visqueux selon la formule :

$$\xi = (f_{c2} - f_{c1}) / (f_{c2} + f_{c1}) \quad [9.8]$$

où  $f_{c1}$  et  $f_{c2}$  sont les fréquences de part et d'autre de la fréquence fondamentale  $f_0$  du spectre; elles sont obtenues pour les amplitudes correspondantes à l'amplitude maximale à la fréquence  $f_0$  divisée par la racine de 2 (Clough et Penzien, 1993).

Cette méthode donne un amortissement moyen de 0,5 à 1,0%

Pour les ressorts du prototype de 1 000 kN, la fréquence fondamentale est de 21,5, 21,5 et 21,7 Hz pour 3 essais distincts, soit une valeur moyenne de 21,6 Hz. La fraction d'amortissement critique varie de 0,3 à 1,0 %.

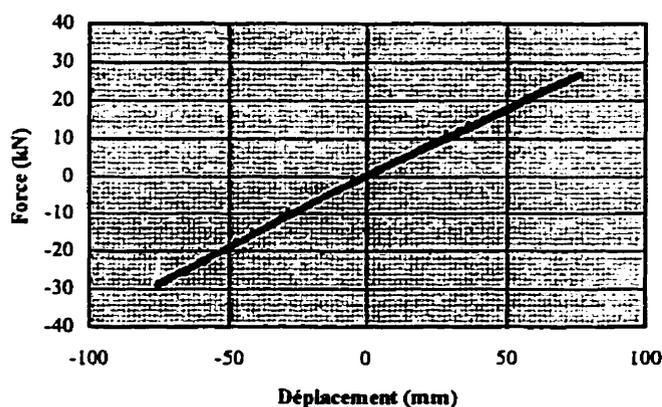
### 9.5.3 Essais en vibrations forcées

Des essais dynamiques ont été réalisés sur les huit ressorts incorporés dans le prototype complet de l'appui sismique d'une capacité portante de 400 kN.

Pour éliminer les efforts associés aux phénomènes de friction, l'interface acier - téflon a été huilée avec de la graisse de silicone et une charge verticale inférieure à 20 kN est appliquée. Une charge minimale verticale de 5kN était requise pour stabiliser le montage des appuis. On a vu avec les essais de friction que la force ainsi induite devrait être de l'ordre de 0,8 kN au maximum.

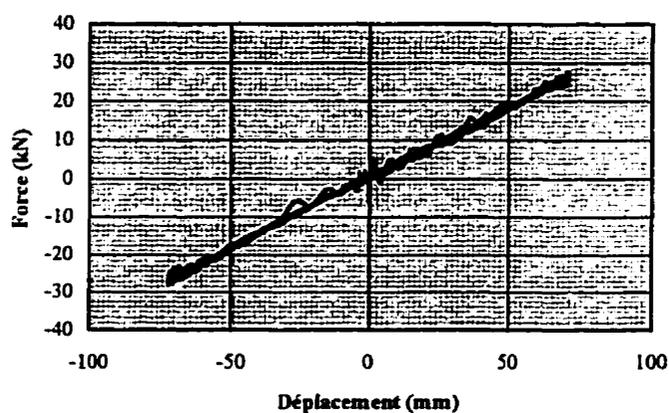
Les ressorts sont simplement appuyés en leurs extrémités, mais guidés par des embouts cylindriques qui viennent s'enfiler dans les ressorts afin d'éviter tout risque d'instabilité latérale. Les ressorts sont comprimés de 80 mm par rapport à leur position initiale.

Le comportement typique observé est principalement linéaire élastique comme le montre la figure 9.9.



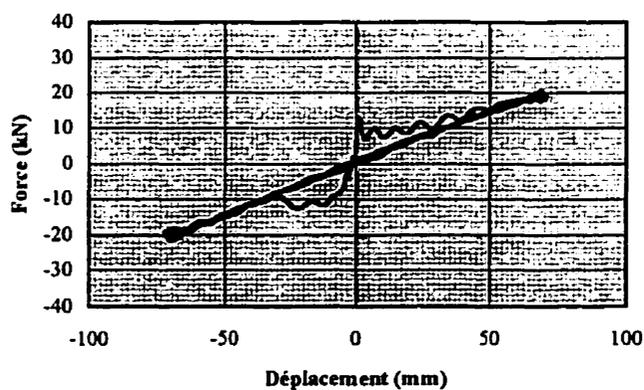
**Figure 9.9: Courbe d'hystérésis des 4 ressorts du prototype de 400kN à 0,02Hz**

Si l'on sollicite les ressorts à plus hautes fréquences, on constate le même comportement sauf que les modes propres de déformations du ressort commencent à être excités. On observe en outre la propagation d'une onde longitudinale amortie à chaque inversion de mouvement comme le montre la figure 9.10 pour une excitation à 2Hz. On constate que les oscillations débutent exactement avec les pics d'accélération lorsque celles-ci sont élevées. On peut assimiler ce comportement à un phénomène d'impact sur les ressorts, même si aucun jeu n'existe aux extrémités des ressorts.



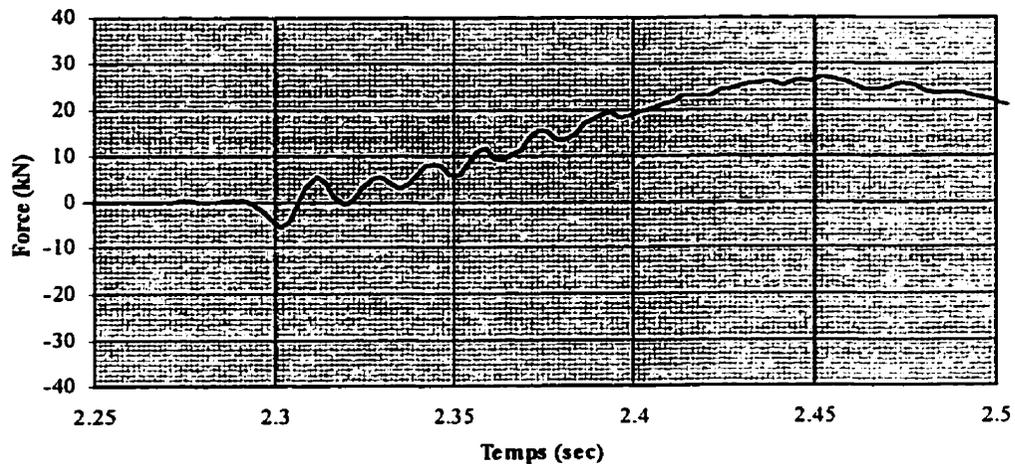
**Figure 9.10: Courbe d'hystérésis des 4 ressorts du prototype de 400kN à 2Hz**

On notera que ces courbes ont été obtenues à partir des efforts mesurés dans la cellule de charge diminués de la force d'inertie due à la plaque centrale de 9,5kN dont les accélérations ont pu atteindre 2 à 3g au cours des essais les plus rapides. Cette correction est importante comme en témoigne, par exemple, la courbe d'hystérésis de la figure 9.11 qui n'inclue pas cette correction d'inertie.



**Figure 9.11: Courbe d'hystérésis des 4 ressorts du prototype de 400kN à 2Hz  
sans correction d'inertie**

On notera que la fréquence de vibration obtenue à partir de la force enregistrée pour l'essai à 2Hz est de l'ordre de 60Hz comme le montre le détail de l'historique de la force du ressort à la figure 9.12. En effet, on peut voir sur cette figure que les trois premiers cycles de vibrations amortis durent 0,05 seconde approximativement, ce qui correspond à une fréquence de 60Hz. Cette fréquence est plus élevée que celle trouvée pour les oscillations libres pour une raison encore indéterminée.



**Figure 9.12: Détail de l'historique de la force des 4 ressorts du prototype de 400kN à 2Hz**

On présente au tableau 9.9 l'évolution de la rigidité d'un ressort en fonction de la fréquence pour un déplacement maximal de 80mm. Ces résultats sont obtenus à partir des mesures obtenues sur les 8 ressorts combinés des deux prototypes. Le tableau 9.10 présente l'influence du déplacement sur la rigidité pour une fréquence d'excitation de 0,7Hz.

**Tableau 9.9: Évolution de la rigidité d'un ressort en fonction de la fréquence pour un déplacement de 80mm**

Fréquence d'excitation (Hz)	0,02	0,1	0,2	0,35	0,7	1,0	2,0
Rigidité (kN/m)	92,75	93,5	93,25	93,75	93,75	93,75	95,75

**Tableau 9.10: Évolution de la rigidité d'un ressort  
en fonction du déplacement pour une fréquence de 0,7Hz**

Déplacement (mm)	40	60	80	100
Rigidité (kN/m)	91,75	93	93,75	102,5

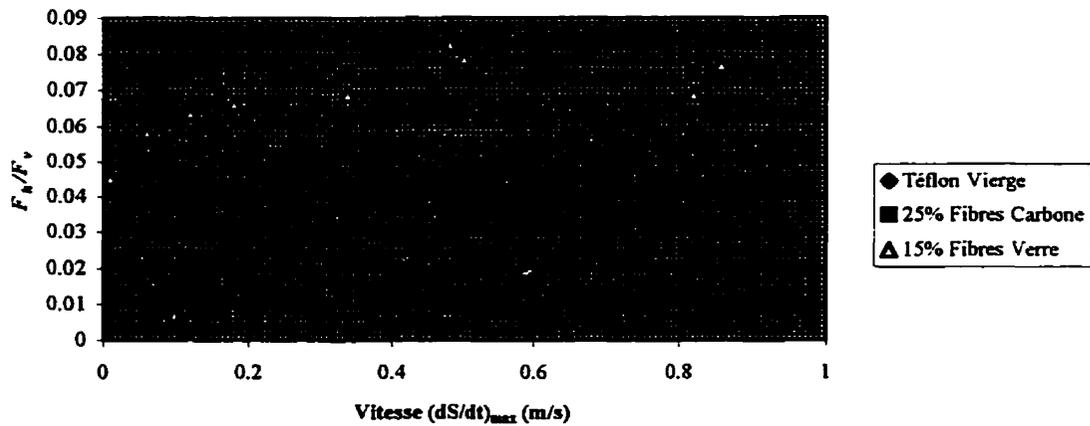
On constate que la rigidité du groupe de ressorts augmente aussi bien avec le déplacement qu'avec la fréquence, ce qui est normal étant donné la mécanique de compression du ressort. L'écart de rigidité reste inférieur à 12 % pour les valeurs extrêmes, mais inférieure à 3% de la rigidité de calcul, ce qui est tout à fait acceptable.

## **9.6 Résultats expérimentaux sur le prototype complet**

Ce paragraphe présente les résultats généraux sur le prototype de capacité portante de 400kN pour les différentes interfaces de friction constituées d'une part d'acier inoxydable miroir et d'autre part de téflon vierge, de téflon renforcé de fibres de verre ou de fibres de carbone.

### **9.6.1 Résultats généraux**

Les coefficients de friction dynamiques permanents pour les téflons vierge, renforcé de fibres de verre à 15% ou de fibres de carbone à 25% sont présentés à la figure 9.13.



**Figure 9.13: Coefficient de friction permanent  $F_h/F_v$ , pour les téflons en fonction de la vitesse de glissement maximale pour une force verticale  $F_v$  de 400kN**

Les interpolations sur les coefficients de friction conduisent aux formulations suivantes du coefficient de friction  $\mu$  avec la vitesse de glissement  $\dot{S}$  pour une pression de 30MPa:

Téflon vierge :

$$\mu = 0,0589 + (0,0286 - 0,0589) e^{-10 |\dot{S}|} \quad [9.24]$$

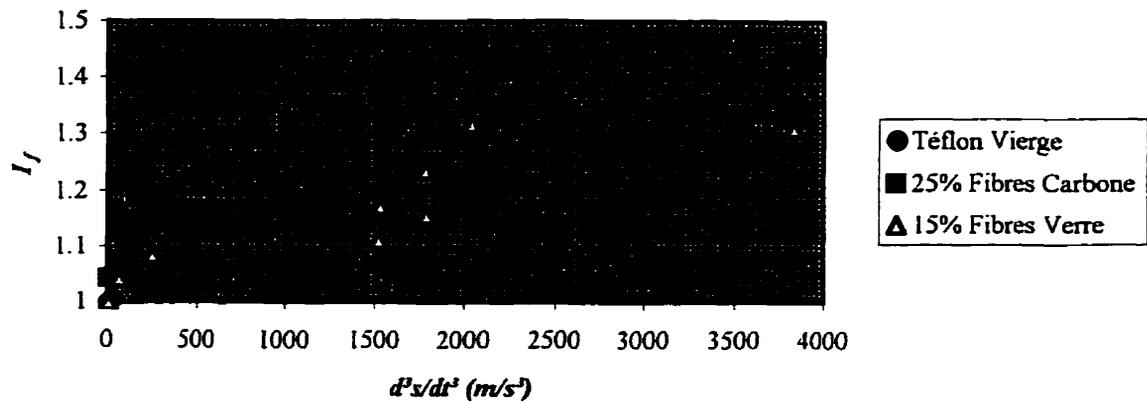
Téflon renforcé à 15% de fibres de verre :

$$\mu = 0,0700 + (0,0420 - 0,0700) e^{-10 |\dot{S}|} \quad [9.25]$$

Téflon renforcé à 25% de fibres de carbone :

$$\mu = 0,0759 + (0,0657 - 0,0759) e^{-10 |\dot{S}|} \quad [9.26]$$

Le facteur d'impulsion dynamique permet d'obtenir les valeurs du coefficient de friction statique. On rappelle que ce coefficient est obtenu par le rapport du coefficient de friction au premier pic et celui obtenu au dernier cycle lorsque l'appui passe par sa position centrée ( $S = 0$ ). Ces valeurs sont présentées à la figure 9.14 :

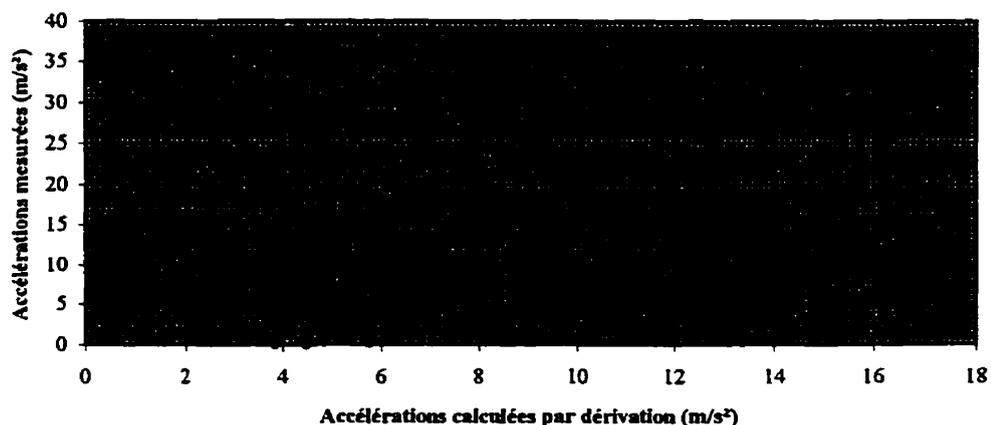


**Figure 9.14: Facteur d'impulsion dynamique  $I_f$   
en fonction du taux d'accélération au premier pic,  $d^3s/dt^3$**

Une interpolation basée sur le téflon renforcé de fibres de carbone et sur le téflon renforcé de fibres de verre donnent la formulation suivante du facteur d'impulsion dynamique  $I_f$ . On rappelle que la pression est fixe et vaut 30MPa.

$$I_f = 1 + 0,046 (d^3s/dt^3)^{0,278} \quad [9.27]$$

L'évaluation du taux de variation de l'accélération est basée sur la dérivation du déplacement. Or il est bien connu que l'évaluation des accélérations est toujours faussée comparée aux accélérations qui sont effectivement mesurées. Pour montrer cette différence, on a représenté sur le graphique de la figure 9.15 le comportement relatif des accélérations calculées en fonction des accélérations réellement mesurées.

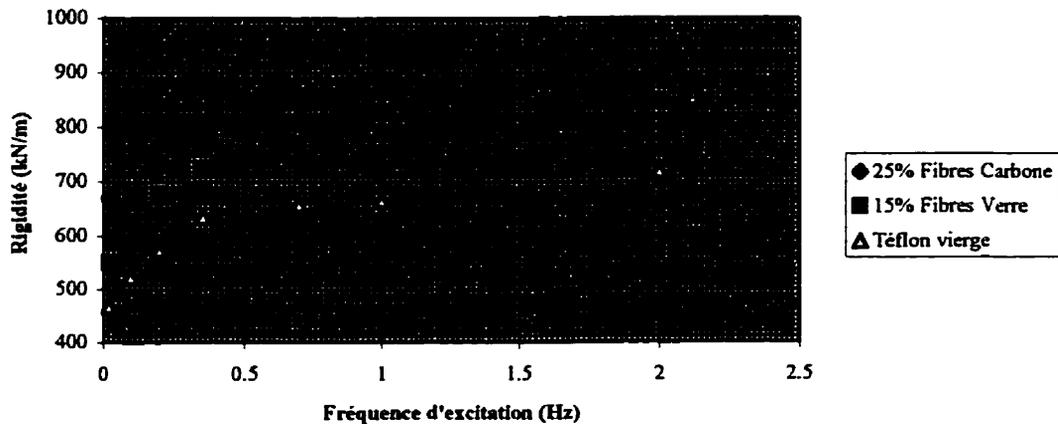


**Figure 9.15: Comparaison de l'accélération mesurée et de l'accélération calculée**

Il est a priori difficile de faire intervenir le pas de temps de calcul dans l'évaluation de l'accélération d'une manière différente des formulations classiques de différences finies, de dérivation de Taylor Lagrange ou autres méthodes classiques. Habituellement, on utilise les accélérations mesurées pour établir la vitesse et le déplacement. Des méthodes existent pour retrouver les déplacements mesurés avec ceux calculés. Ces calculs sont longs et fastidieux. Le choix le plus simple a été de mesurer à la fois les déplacements et les accélérations et d'utiliser ces données pour établir les résultats expérimentaux. Par contre pour l'établissement des lois de comportement, il est préférable de se baser sur les accélérations calculées. Pour la méthode de Newmark Béta, par exemple, on calcule le déplacement et l'on en déduit l'accélération associée. La rhéologie ainsi formulée traduit le comportement réel de façon assez précise en terme de force et de déplacement, mais pas forcément en termes d'accélérations. Or le but de l'analyse étant effectivement le calcul des efforts et des déplacements, ces résultats sont amplement suffisants.

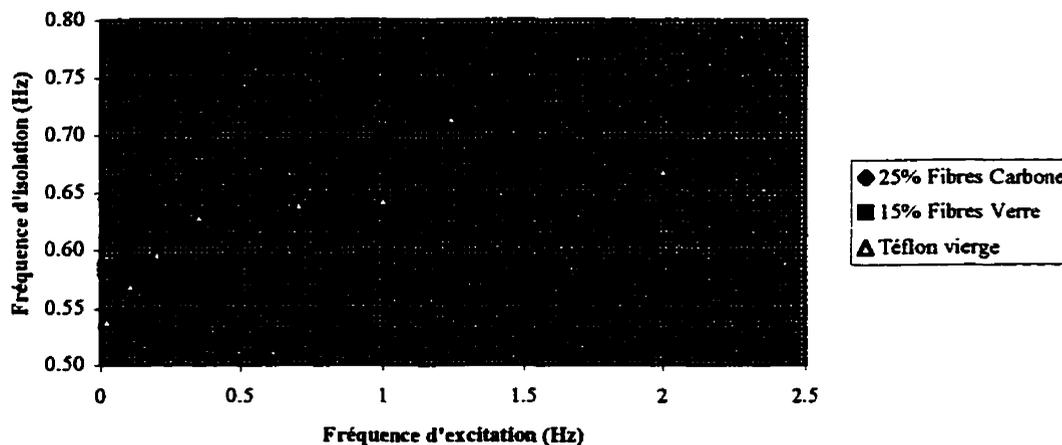
On présente à la figure 9.16 la rigidité élastique équivalente du prototype en fonction de la fréquence d'excitation pour un déplacement maximum de 80mm. La rigidité équivalente est obtenue en faisant le rapport à chaque cycle du déplacement maximum

avec la force maximale la plus élevée. En général, la force maximale n'est pas forcément obtenue pour le déplacement maximal. On constate que la rigidité effective de l'appui augmente avec la fréquence et avec le renforcement du téflon, ce qui normal. En effet, le coefficient de friction augmente avec la vitesse et avec le renforcement du téflon en général. La force obtenue pour un même déplacement est donc plus élevée lorsque la fréquence est plus grande ou quand on renforce le téflon, par conséquent la rigidité effective augmente. On peut considérer que la rigidité est constante au-delà de 0,5Hz.



**Figure 9.16: Rigidité équivalente élastique du prototype en fonction de la fréquence d'excitation**

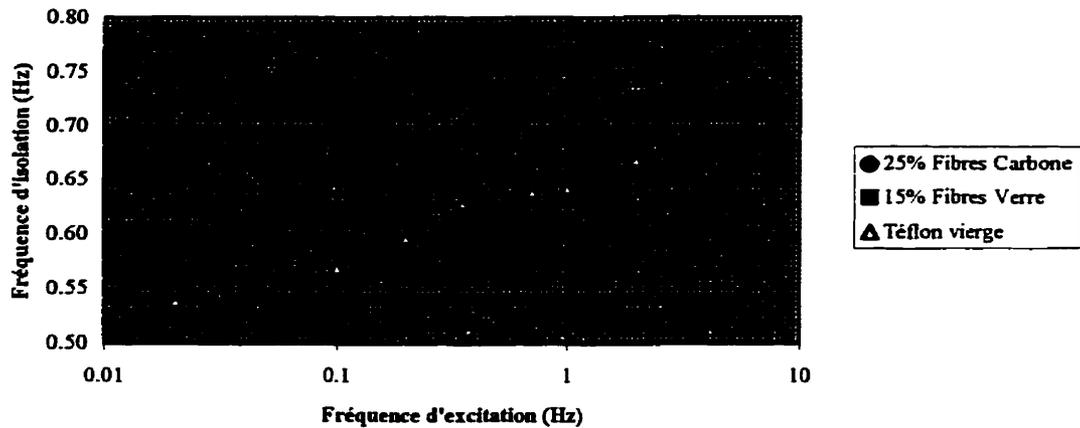
On présente à la figure 9.17 la fréquence d'isolation élastique équivalente du prototype en fonction de la fréquence d'excitation. On constate comme précédemment que la fréquence d'isolation la plus haute est obtenue pour les plus hautes fréquences d'excitations. Au-delà de 0,5Hz, la fréquence d'isolation est constante. Le prototype avec téflon vierge présente une fréquence d'isolation variant de 0,53 à 0,66Hz. Le prototype avec téflon renforcé de fibres de verre a une fréquence qui varie de 0,58 à 0,73Hz. Finalement le prototype avec téflon renforcé de carbone a une fréquence d'isolation qui varie de 0,64 à 0,74Hz.



**Figure 9.17: Fréquence élastique équivalente d'isolation du prototype en fonction de la fréquence d'excitation**

Or on avait subodoré une fréquence d'isolation de 0,7Hz (soit une période de 1,40s), ce qui se trouve ainsi tout à fait justifié. On rappelle que l'on avait choisit pour les ressorts une période caractéristique d'isolation de 2 secondes qui s'en trouve par-là même confortée.

On a tracé à la figure 9.18 la fréquence élastique équivalente d'isolation des prototypes en fonction de la fréquence d'excitation selon une échelle logarithmique. Et on constate alors qu'il existe une relation linéaire entre la période d'isolation des prototypes et le logarithme décimal de la fréquence d'isolation.



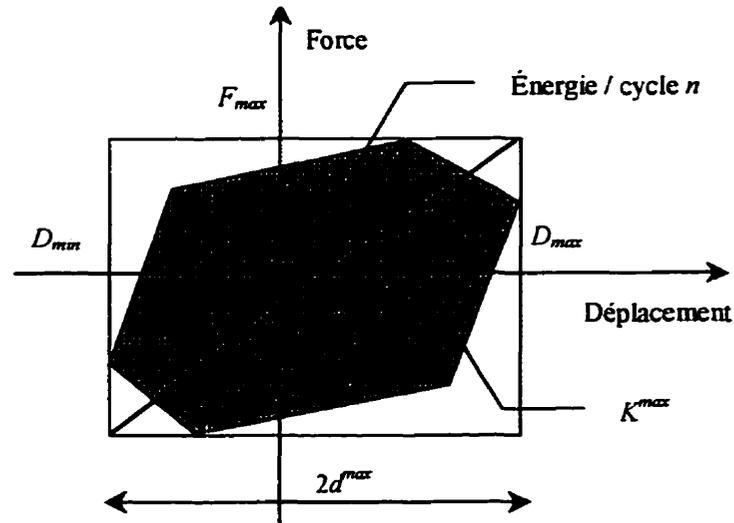
**Figure 9.18: Fréquence élastique équivalente d'isolation du prototype en fonction du logarithme de la fréquence d'excitation**

En ce qui concerne la dissipation d'énergie, la fraction d'amortissement visqueux équivalent,  $\beta_e$ , est normalement calculée selon la formule :

$$\beta_e = \frac{\sum_n \text{Energie / cycle}_n}{2\pi \sum_n K_n^{\max} (d_n^{\max})^2} \quad [9.28]$$

Où  $K_n^{\max}$  est la rigidité maximale obtenue pour le cycle  $n$  et pour les deux couples de force et de déplacement maximaux et minimaux respectifs. On notera que la force maximale et le déplacement maximal n'arrivent pas forcément simultanément. La demi-amplitude  $d_n^{\max}$  est obtenue entre le déplacement maximal et le déplacement minimal pour le cycle  $n$ .

Cette formule simple permet de quantifier la quantité d'énergie dissipée par un système visqueux équivalent. Elle est illustrée par la figure 9.19.



**Figure 9.19: Définition des paramètres de la fraction d'amortissement expérimentale pour le  $n^{\text{ième}}$  cycle**

On notera que pour un cycle d'hystérésis rectangulaire parfait avec un déplacement maximal  $d^{\max}$ , et une rigidité maximale  $K^{\max}$ , l'énergie dissipée pour un cycle est de  $4K^{\max}(d^{\max})^2$  donc la fraction d'amortissement visqueux équivalent sera  $\beta_e = 2/\pi = 63,6\%$  selon la formule 9.28. Il est donc impossible de dépasser physiquement cette valeur de 64% puisque l'énergie dissipée par tout système sera toujours inférieure à  $4K^{\max}(d^{\max})^2$ .

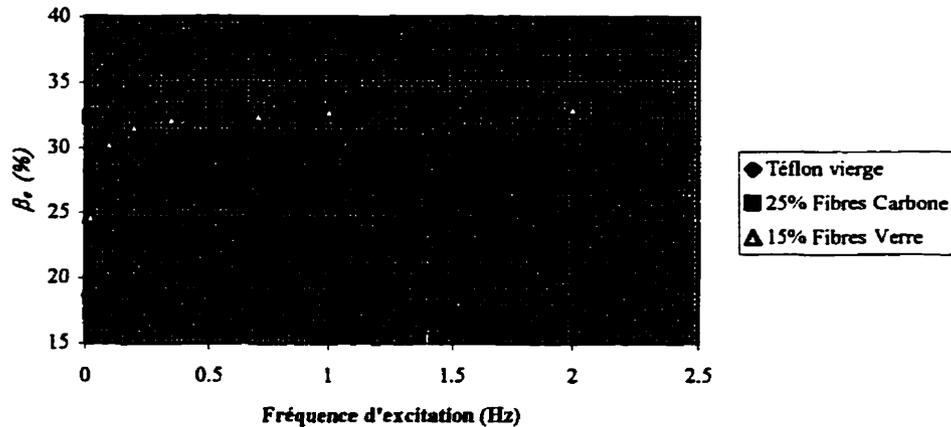
Pour simplifier la procédure de calcul, la formule suivante a été utilisée :

$$\beta_e = \frac{\sum_{n=1}^n \text{Energie / cycle}_n}{2\pi n_c K^{\max} (d^{\max})^2} \quad [9.29]$$

où  $K^{\max}$  est la rigidité maximale atteinte pour tous les cycles,  $d^{\max}$  est le déplacement maximal de l'isolateur pour tous les cycles et  $n_c$  est le nombre de cycles effectués.

Ce calcul sous-estime légèrement la dissipation réelle d'énergie, ce qui est sécuritaire.

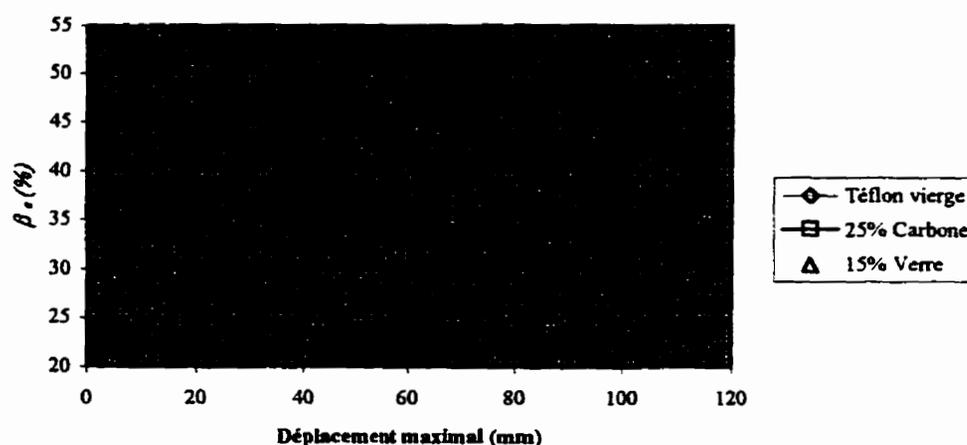
La figure 9.20 présente l'influence de la fréquence d'excitation sur la fraction d'amortissement visqueux équivalent.



**Figure 9.20: Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e$  du prototype en fonction de la fréquence d'excitation**

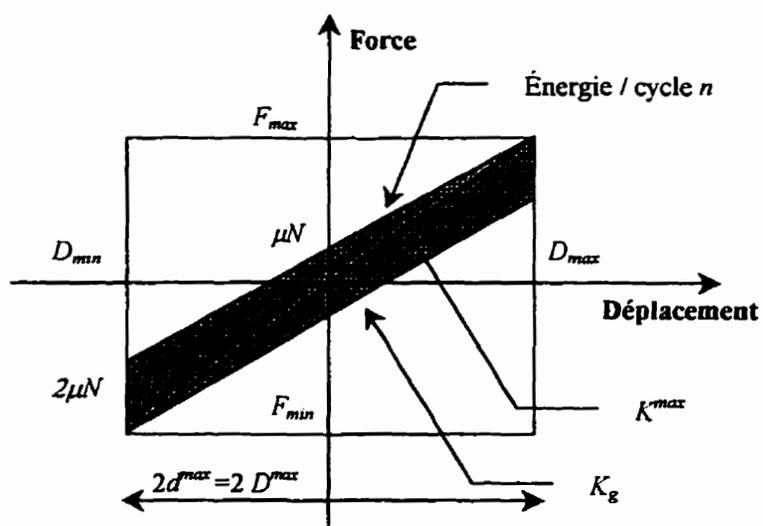
On constate que l'amortissement est inférieur à 30% si la sollicitation est soumise à des sollicitations à basse fréquence pour le téflon vierge et le téflon renforcé de fibres de verre. Par contre au-delà de 0,25Hz, le coefficient d'amortissement est supérieur à 30 % et reste constant. Le comportement de l'isolateur est donc très stable.

Si on étudie le comportement de l'isolateur en fonction de l'amplitude du déplacement maximal tel qu'illustré à la figure 9.21, on constate évidemment que la capacité à dissiper de l'énergie est beaucoup plus grande pour des petits déplacements. Comme on le reverra plus loin, ceci est simplement dû au fait que le comportement de l'appui pour des petits déplacements s'apparente à un comportement plastique pur, alors que pour des grands déplacements, on a un plateau plastique avec un écrouissage constant.



**Figure 9.21: Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e$  du prototype en fonction du déplacement maximal pour la fréquence d'excitation de 0,7Hz**

Pour justifier simplement la décroissance de la fraction d'amortissement visqueux avec l'amplitude du déplacement, on peut représenter simplement le comportement de l'appui comme un système non visqueux mettant en parallèle une composante élastique et une composante plastique pure comme le montre la figure 9.22.



**Figure 9.22: Comportement simplifiée de l'appui proposé**

La figure 9.22 présente le comportement de l'appui sous une sollicitation cyclique sinusoïdale avec un déplacement  $D^{\max}$ . L'hystérésis décrite est alors un parallélogramme de hauteur  $2\mu F_v$  et de pente  $K_g$ . On exprime alors la rigidité équivalente  $K_{ef}$  de l'appui et la fraction d'amortissement visqueux  $\beta_e$  par les 2 relations suivantes :

$$K_{ef} = \frac{K_g D^{\max} + \mu F_v}{D^{\max}} \quad [9.30]$$

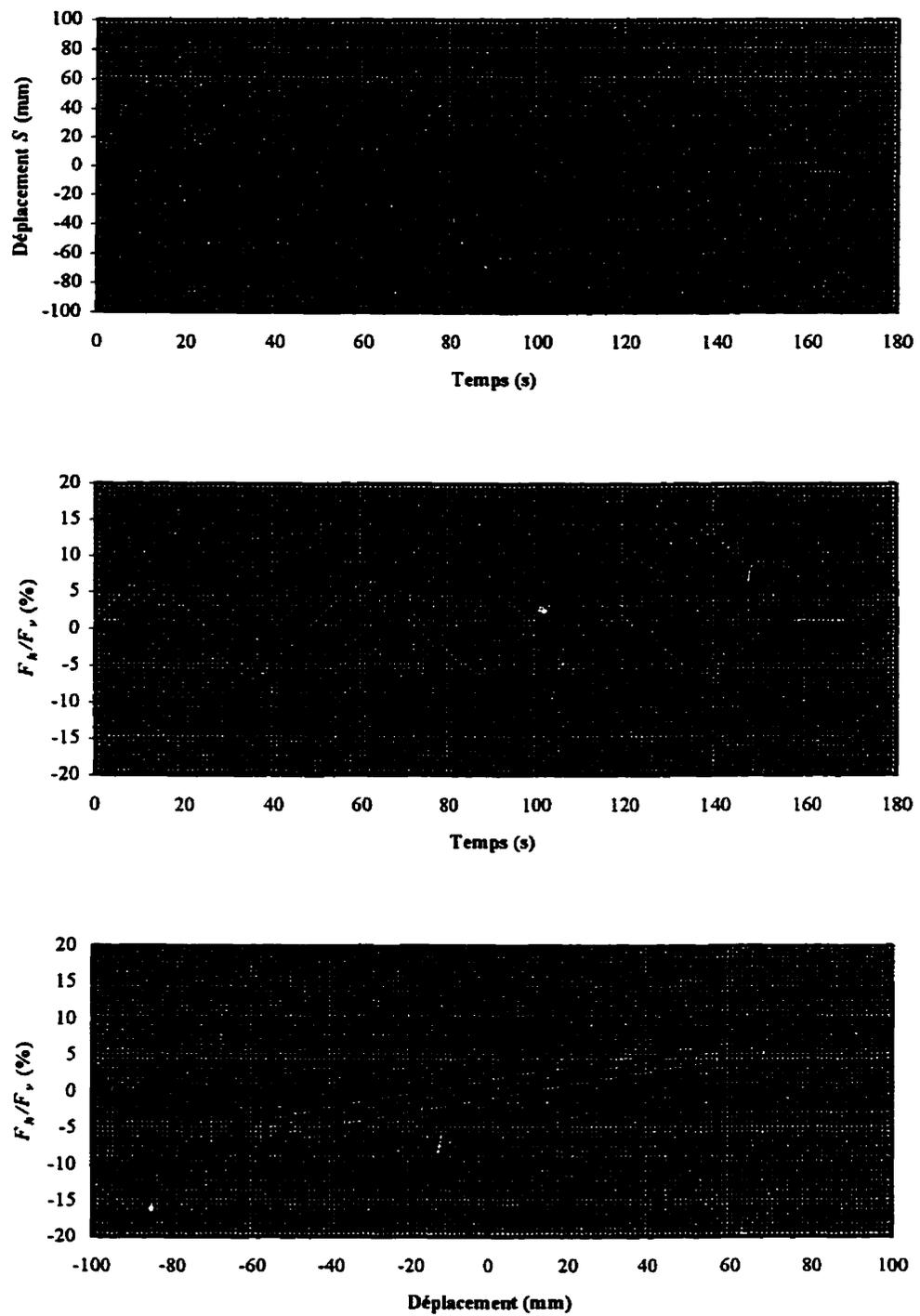
$$\beta_e = \frac{E_d}{2\pi (D^{\max})^2 K_{ef}} = \frac{4\mu F_v D^{\max}}{2\pi (D^{\max})^2 K_{ef}} = \frac{2\mu F_v}{\pi (K_g D^{\max} + \mu F_v)} \quad [9.31]$$

On vérifie bien par cette dernière équation que si le déplacement  $D^{\max}$  augmente alors la fraction d'amortissement diminue avec une allure hyperbolique comme en témoigne la figure 9.21.

### 9.6.2 Résultats obtenus des essais du protocole expérimental

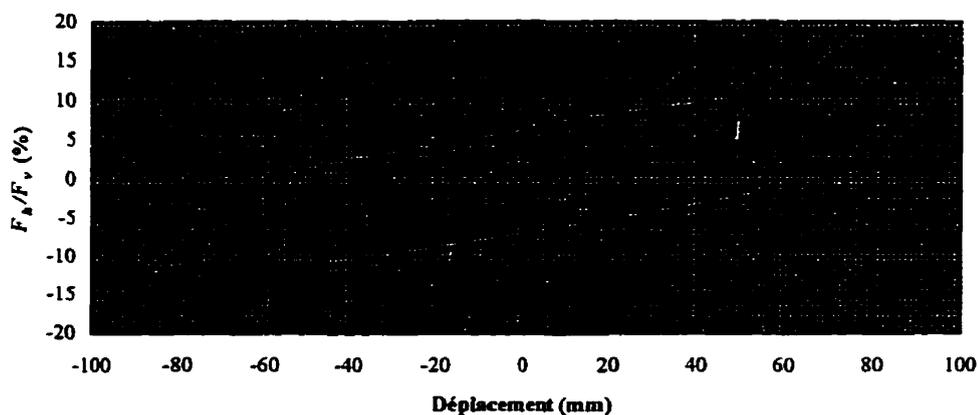
Pour chacun des essais retenus dans le protocole expérimental, on présente ci-dessous les résultats observés.

- **Essais P1-INI:** Ces essais de 3 cycles à 0,02Hz ont été réalisés pour vérifier le comportement général des prototypes équipés des deux types de téflon présentant les propriétés les plus extrêmes, soit le téflon vierge et le téflon renforcé de 25% de fibres de carbone. Les 2 interfaces illustrent les comportements limites des coefficients de friction le plus faible et le plus élevé. Pour le téflon renforcé de fibres de verre, on s'est contenté des essais P4-FRQ à 0,02Hz au déplacement de calcul,  $D$ , de 80 mm décrits plus loin. Le comportement des prototypes est apparu stable dans tous les cas. Le comportement expérimental du prototype avec téflon vierge pour un déplacement cyclique de 60 mm est présenté à la figure 9.23 et en comparaison la courbe d'hystérésis obtenue pour le prototype avec le téflon renforcé de 25% de fibres de carbone est présenté à la figure 9.24.



**Figure 9.23: Résultats expérimentaux à 0,02Hz pour un prototype de 400 kN**

avec une interface acier inoxydable miroir et téflon vierge  
(Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e = 13,7\%$ )

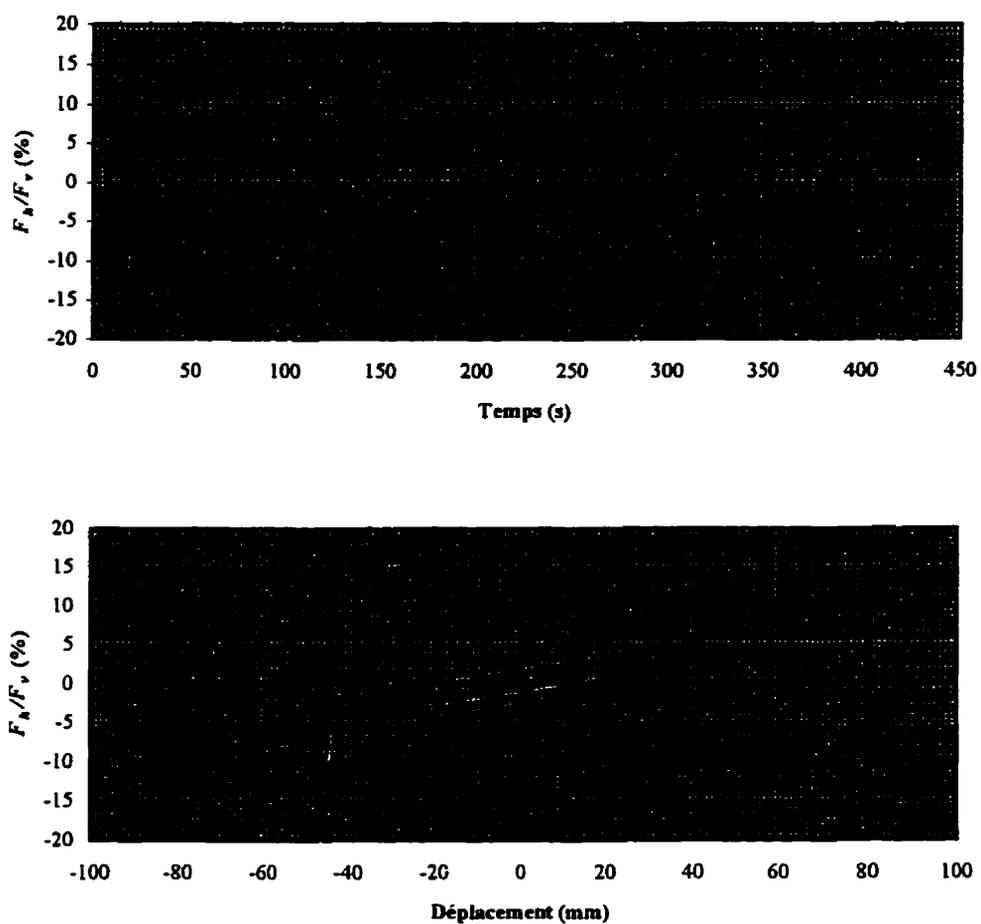


**Figure 9.24: Hystérésis expérimentale à 0,02Hz pour un prototype de 400 kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de carbone (Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e = 37,9\%$ )**

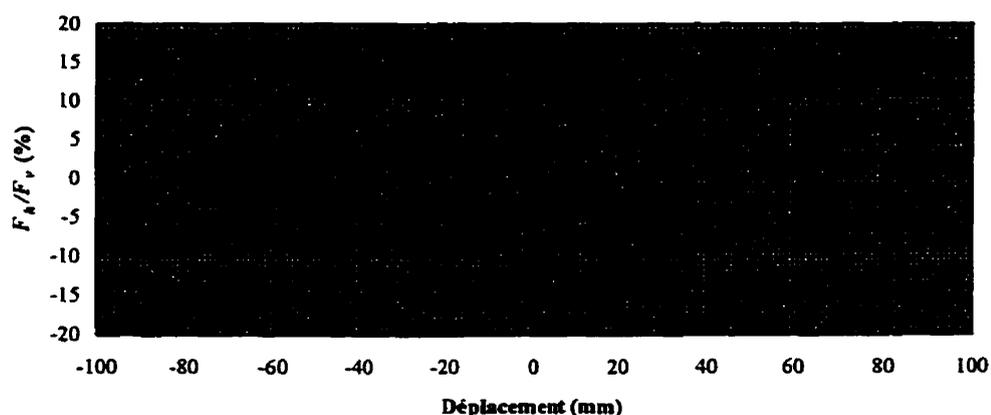
On constate naturellement que l'énergie dissipée avec le prototype doté de téflon renforcé est supérieure à celle obtenue avec le prototype doté de téflon vierge, puisque le téflon renforcé a un coefficient de friction plus élevé que le téflon vierge.

- **Essais P2-STA (CHBDC 97):** Ces essais de 20 cycles complets de chargement à 0,05Hz ont été réalisés pour un déplacement de  $0,25D$  (20 mm) correspondant à la force non sismique maximum de calcul. Comme précédemment, seuls le téflon vierge et le téflon renforcé de fibres de carbone ont subi ce chargement et se sont comportés de façon stable. L'amortissement visqueux équivalent était alors de 52,7% pour le téflon de carbone et de 30,5% pour le téflon vierge. Comme il a été décrit précédemment, ce phénomène s'explique par le comportement apparent des deux spécimens pour une même amplitude de déplacement : le téflon vierge, dont le seuil de friction est plus faible, a déjà un comportement d'écrouissage, tandis que le téflon renforcé de carbone est encore simplement plastique. Le comportement expérimental du prototype avec téflon vierge pour un déplacement cyclique de 20 mm est présenté à

la figure 9.25 et en comparaison la courbe d'hystérésis obtenue pour le prototype avec le téflon renforcé de 25% de fibres de carbone est présenté à la figure 9.26.



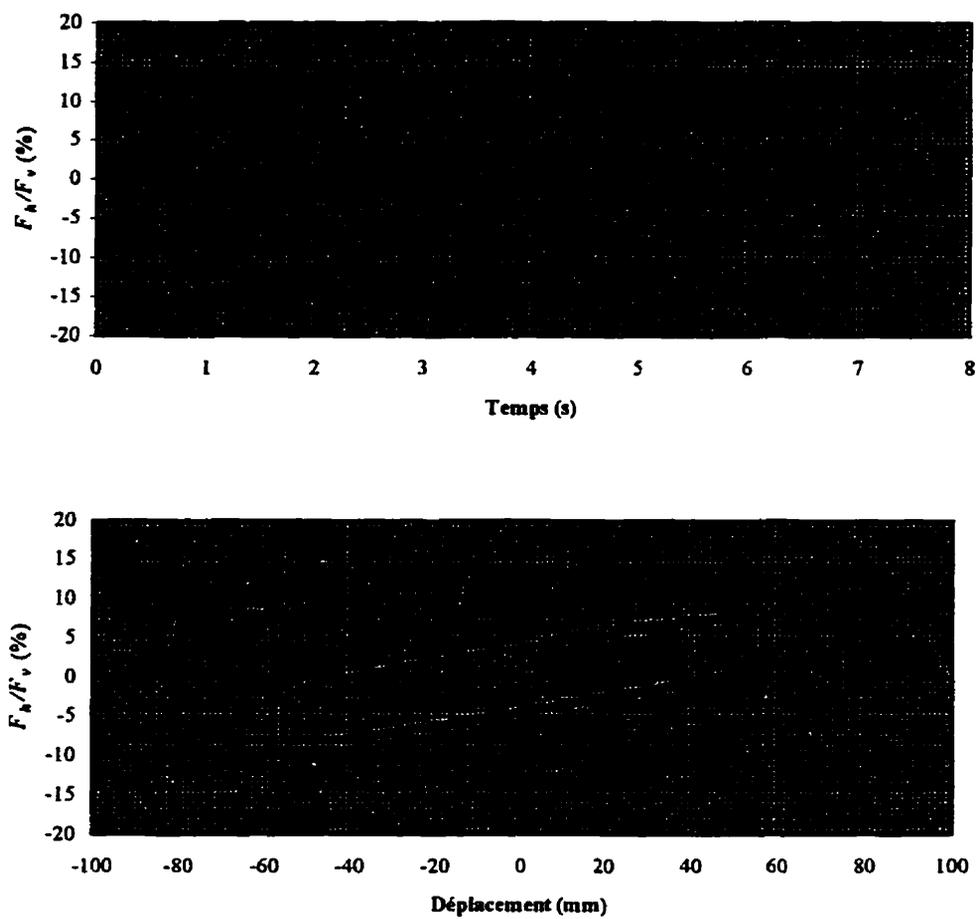
**Figure 9.25: Comportements expérimentaux à 0,05Hz pour un prototype de 400 kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon vierge (Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e = 30,5\%$ )**



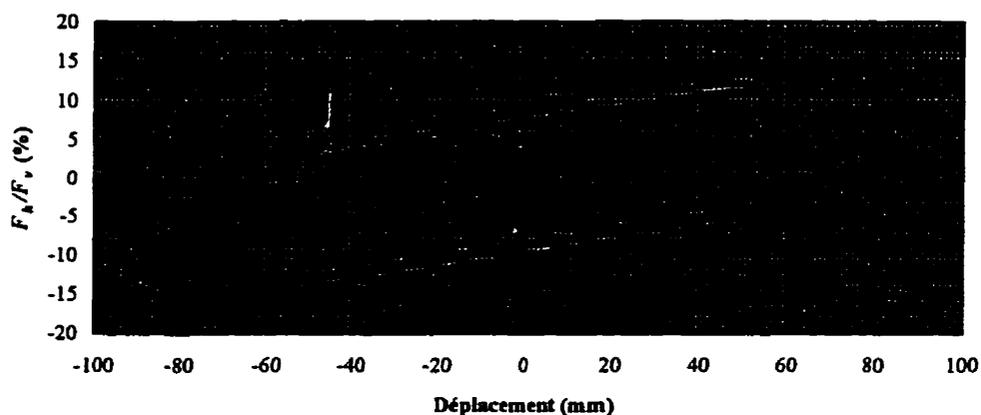
**Figure 9.26: Hystérésis expérimentale à 0,05Hz pour un prototype de 400 kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de carbone (Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e = 52,7\%$ )**

Comme pour la première série d'essai, on constate que l'énergie dissipée avec le prototype doté de téflon renforcé est supérieure à celle obtenue avec le prototype doté de téflon vierge.

- **Essais P3-DYN (CHBDC 97):** Ces essais de 3 cycles complets de chargement à 0,7Hz ont été réalisés pour le déplacement de calcul de 80mm selon les fractions suivantes : 0,25 - 0,50 - 0,75 - 1,00 et 1,25. Ces essais ont fait apparaître des caractéristiques importantes de l'isolateur. D'abord, le comportement adéquat du système à la fréquence de résonance de l'appui, fréquence qui se révèle bien correspondre à la fréquence envisagée. Ensuite, la capacité à dissiper de l'énergie grâce à un amortissement visqueux équivalent de 30% ou plus quel que soit le téflon utilisé à cette fréquence. Le comportement expérimental du prototype avec téflon vierge pour un déplacement cyclique de 60 mm est présenté à la figure 9.27 et en comparaison la courbe d'hystérésis obtenue pour le prototype avec le téflon renforcé de 25% de fibres de carbone est présenté à la figure 9.28.



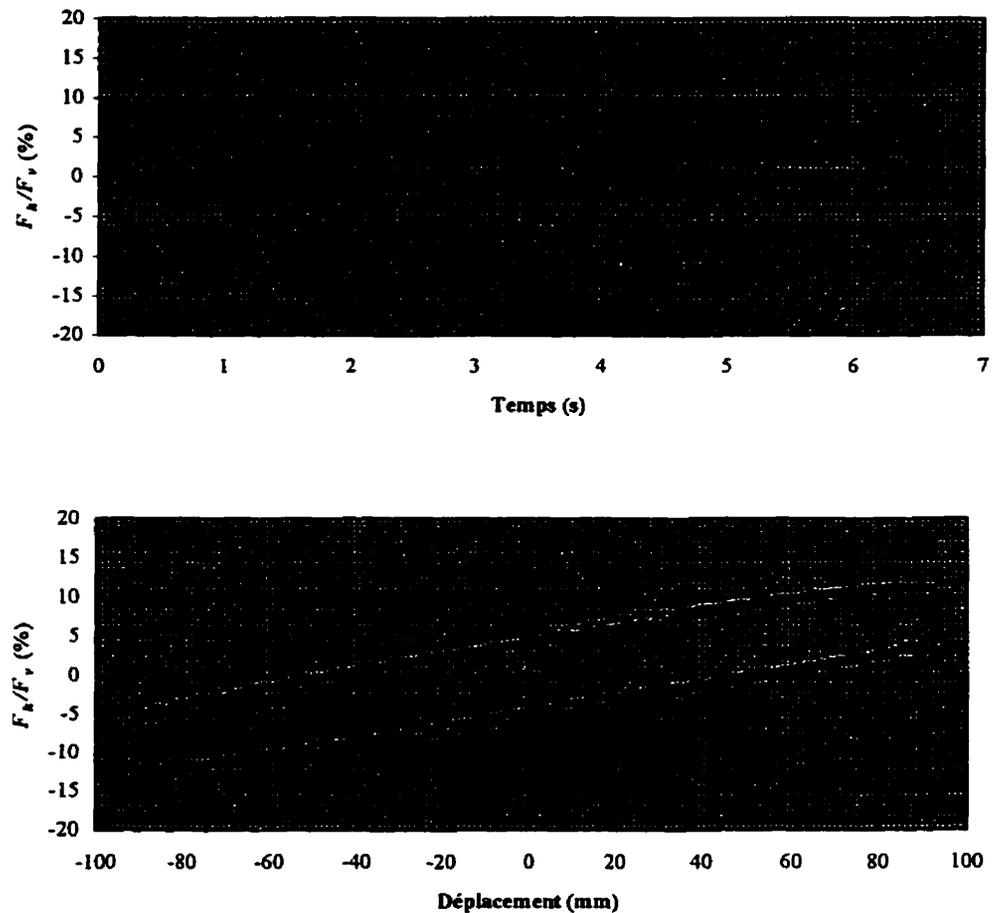
**Figure 9.27: Comportements expérimentaux à 0,7Hz pour un prototype de 400 kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon vierge (Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e = 30,1\%$ )**



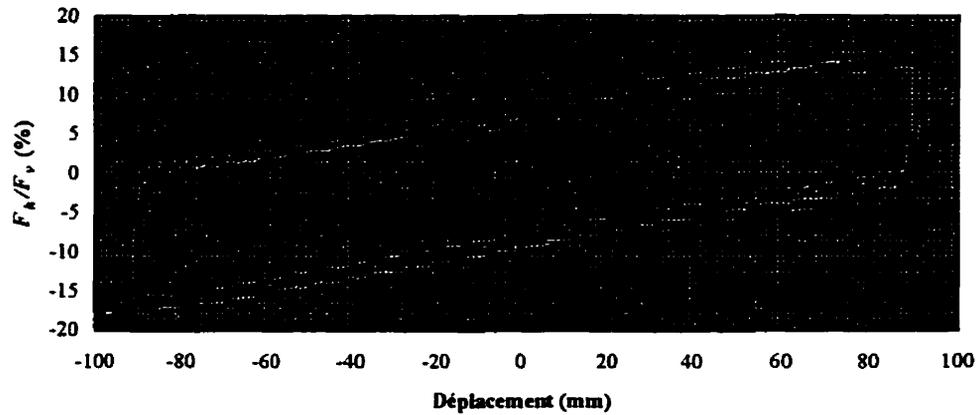
**Figure 9.28: Hystérésis expérimentale à 0,7Hz pour un prototype de 400 kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de carbone**  
(Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e = 39,0\%$ )

Une caractéristique majeure est mis en évidence ici : lorsque l'on atteint  $1,25D$  (100mm), on dépasse le domaine d'application sismique des ressorts. Le phénomène observé a été le suivant : initialement, les ressorts sont comprimés de 80mm de part et d'autre de l'appui. Ceux-ci ont en outre la capacité de se comprimer sur environ 170 mm. Le déplacement extrême de l'appui entraîne, d'une part, la compression totale des ressorts d'un côté de l'appui et, d'autre part, le décollement simultané des ressorts de l'autre côté de l'appui. Evidemment, les guides d'appuis des ressorts ont été calculés avec des longueurs telles que les ressorts n'aient aucune possibilité de sortie. Ce comportement a donc été parfaitement adéquat et n'a entraîné aucune détérioration du comportement des ressorts. Un phénomène inattendu a néanmoins été causé par les modes de résonance des ressorts à la fréquence d'isolation de l'appui, soit 0,7Hz. Des ondes de compression longitudinale dans les ressorts sont venues s'ajouter aux déformations globales de l'appui. Mais une fois les mouvements de l'appui redevenus plus lents, le phénomène de vibrations des ressorts disparaît et n'affecte plus le comportement général. De plus, même lorsqu'il intervient, ce phénomène reste mineur en comparaison du comportement global et n'affecte ni la stabilité de l'appui, ni sa dissipation d'énergie. Le comportement

expérimental du prototype avec téflon vierge pour un déplacement cyclique de 100 mm est présenté à la figure 9.29 et en comparaison la courbe d'hystérésis obtenue pour le prototype avec le téflon renforcé de 25% de fibres de carbone est présenté à la figure 9.30.



**Figure 9.29: Comportements expérimentaux à 0,7Hz pour un prototype de 400 kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon vierge (Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e = 30,1\%$ )**

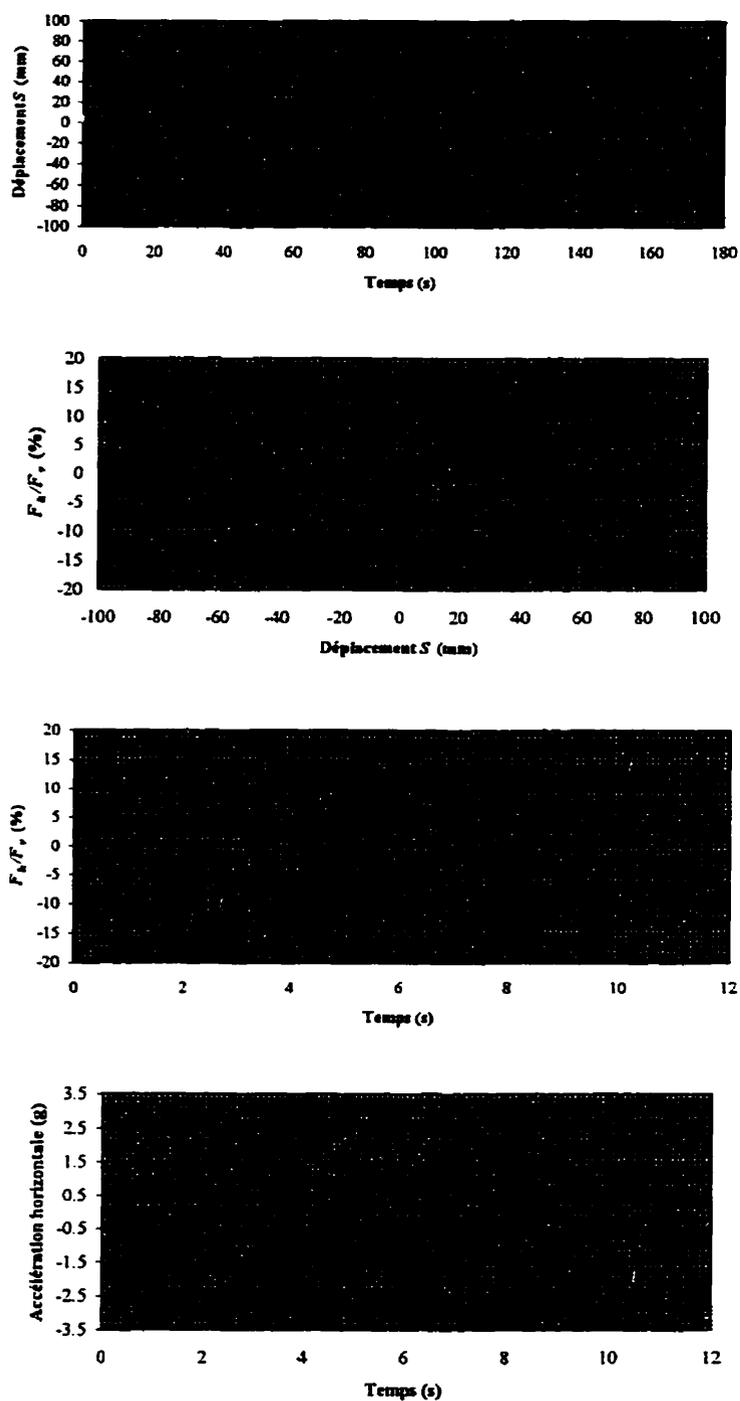


**Figure 9.30: Hystérésis expérimentale à 0,7Hz pour un prototype de 400 kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de carbone (Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e = 39,0\%$ )**

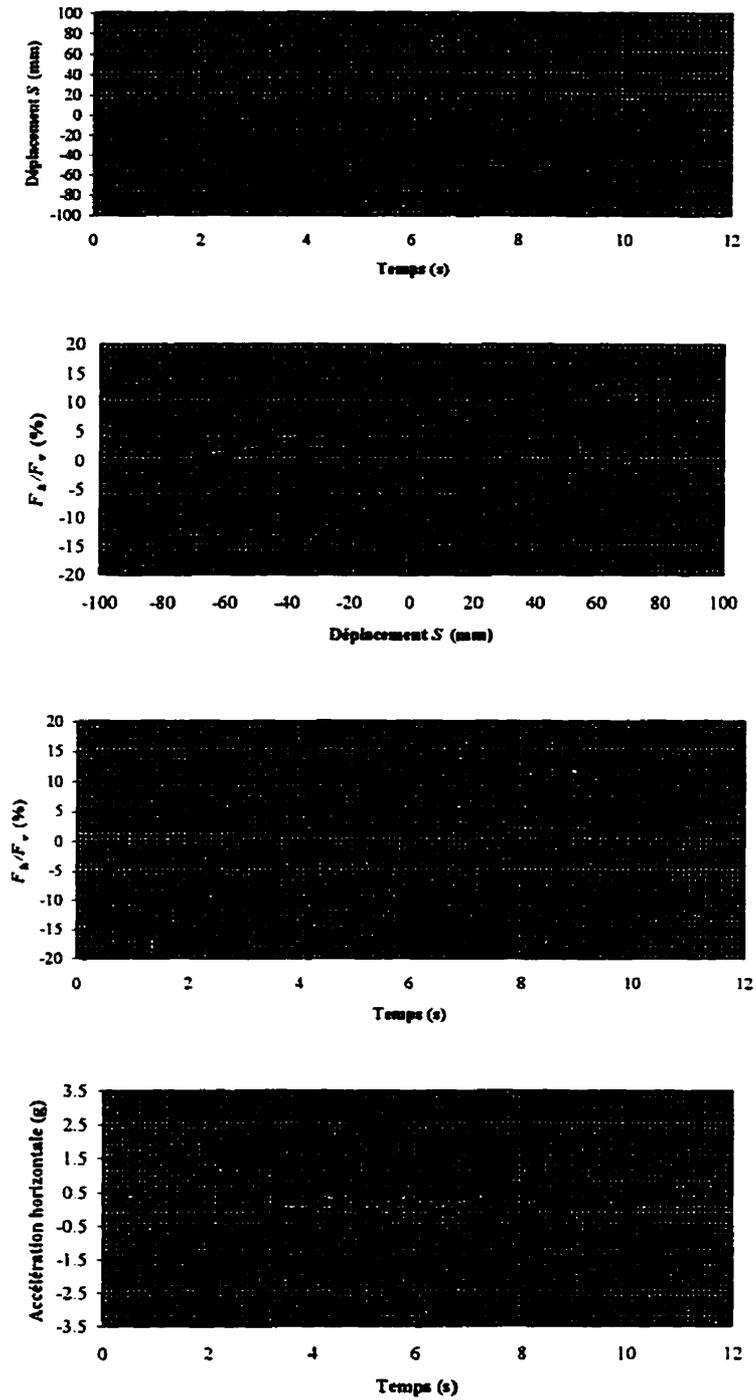
On peut remarquer que l'amplitude du déplacement mesuré expérimentalement est plutôt de l'ordre de 90 mm du fait que l'on a toujours des pertes entre le déplacement imposé au système de vérin et le déplacement effectivement obtenu dans la réalité lorsque les charges deviennent élevées. Néanmoins, les 2 figures précédentes montrent bien l'oscillation des ressorts dans les prototypes alors que l'on dépasse le déplacement de calcul de 80 mm et pour la fréquence d'isolation de 0,7Hz.

- **Essais P4-FRQ (NIST 94):** Ces essais de 3 cycles complets au déplacement de calcul de 80mm ont été menés à des fréquences variant de 0,02Hz à 5Hz sous la charge de calcul de 400 kN. Ces essais ont montré clairement le comportement général des appuis, c'est-à-dire l'influence des différents téflons utilisés et celle de la fréquence d'excitation sur la capacité de dissipation d'énergie. Tous les types de téflons ont montré un comportement adéquat. Les sollicitations à hautes fréquences induisent les accélérations les plus élevées, pouvant atteindre 3,5g selon les mesures expérimentales, mais généralement jusqu'à 2g. Ces sollicitations font apparaître de façon très claire la dynamique propre des ressorts dans le comportement de l'appareil

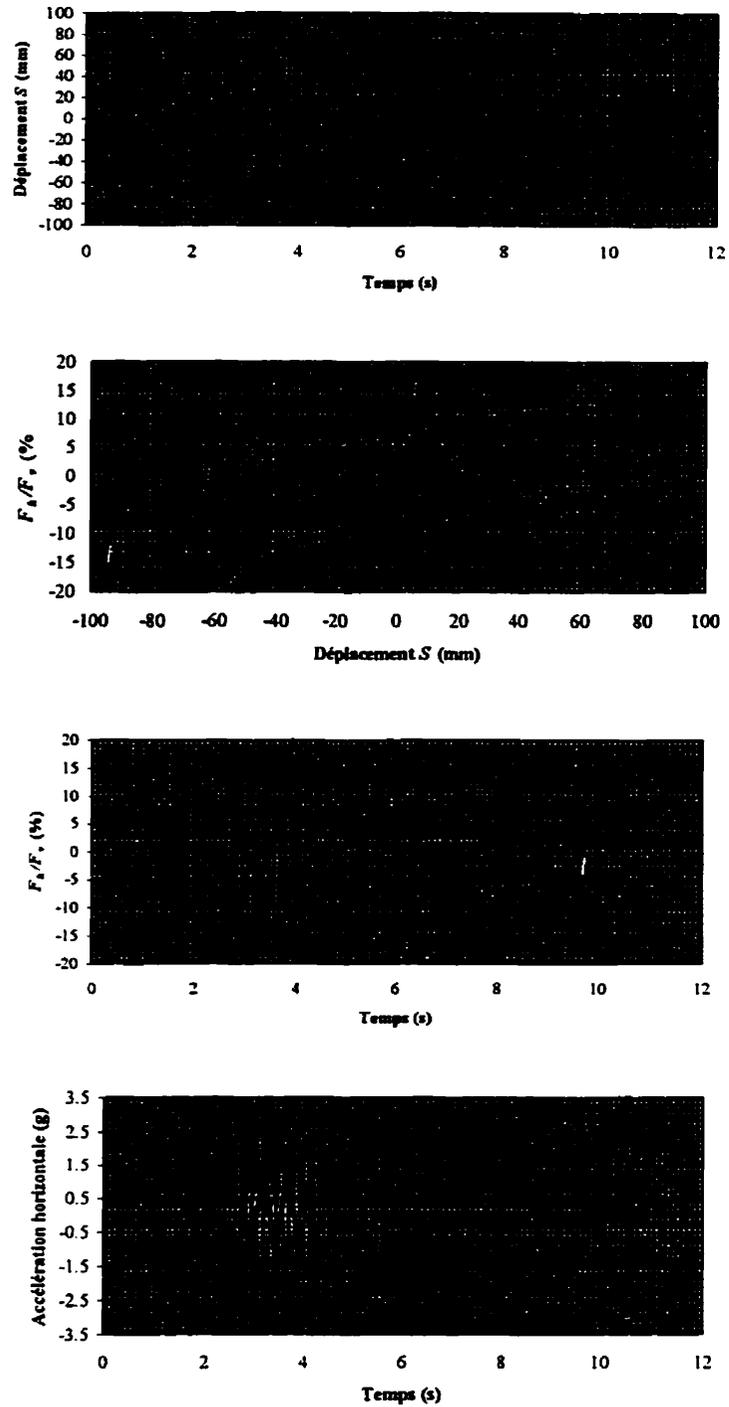
d'appui. Comme dans les essais précédents, les ressorts reprennent leur comportement normal après les essais et ne subissent apparemment aucun dommage. Tous les spécimens ont donc passé avec succès ces essais dynamiques. Quelques figures illustrent le comportement de l'appui doté de téflon renforcé de fibres de verre, pour diverses fréquences et pour le déplacement de calcul de 80 mm. La figure 9.31 présente le comportement à 0,02Hz. La figure 9.32 présente le comportement à 0,7Hz. La figure 9.33 présente le comportement à 2Hz. Avec ces trois figures, on voit l'évolution du comportement de l'isolateur avec la fréquence d'excitation. D'une part, lorsque la fréquence augmente, l'énergie dissipée augmente car le coefficient de friction augmente. Au delà de 0,7Hz, l'énergie dissipée par l'appui n'augmente plus beaucoup. D'autre part, lorsque la fréquence augmente, les accélérations différentielles au niveau de l'interface de glissement augmentent et simultanément les oscillations des ressorts apparaissent et augmentent également. La corrélation entre le niveau d'accélération et l'oscillation dans les ressorts semble assez importante.



**Figure 9.31: Résultats expérimentaux à 0,02Hz pour un prototype de 400kN  
avec une interface acier miroir et téflon renforcé de fibres de verre  
(Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e \approx 24,7\%$ )**



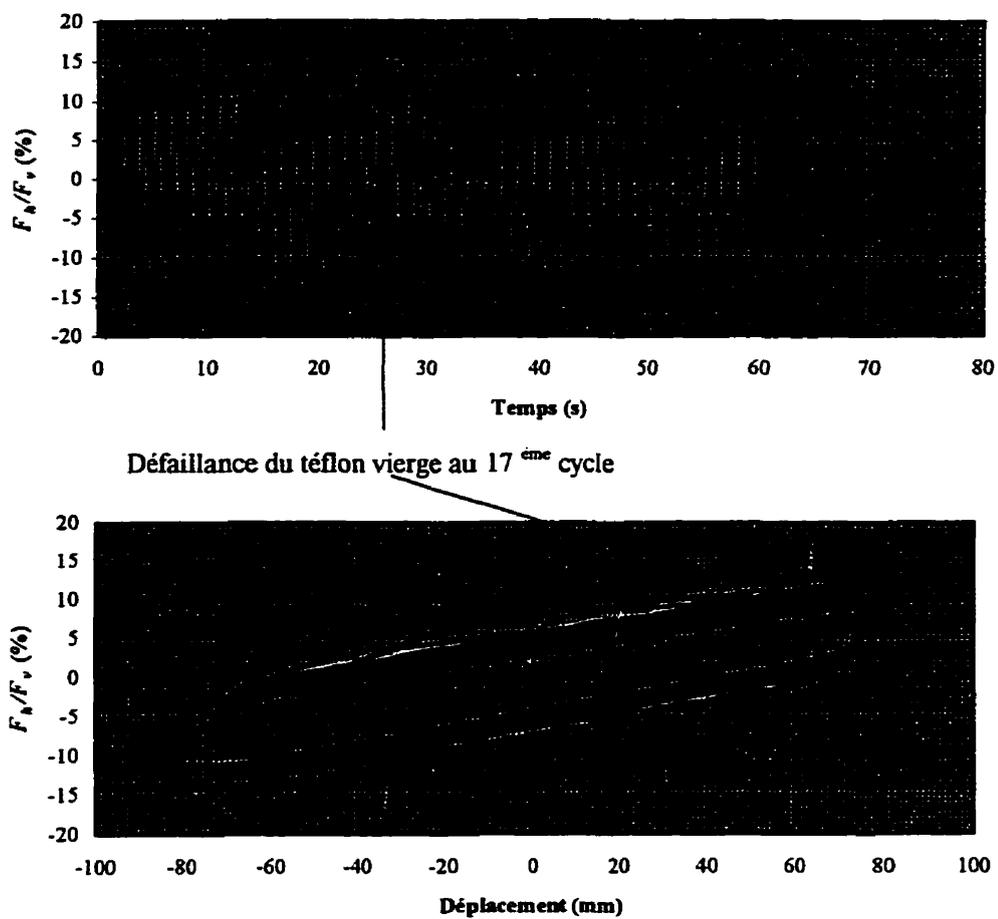
**Figure 9.32: Résultats expérimentaux à 0,7Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier miroir et téflon renforcé de fibres de verre (Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e = 32,5\%$ )**



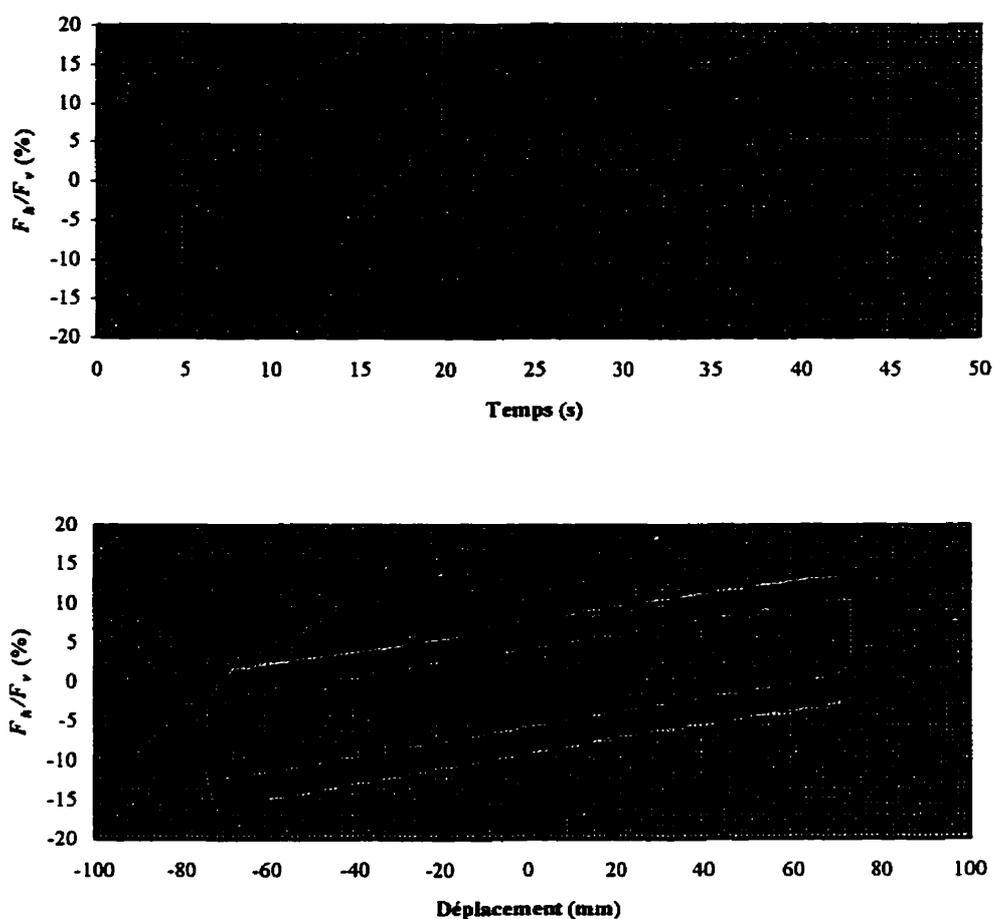
**Figure 9.33: Résultats expérimentaux à 2Hz pour un prototype de 400kN avec une interface acier miroir et téflon renforcé de fibres de verre (Fraction d'amortissement visqueux équivalent  $\beta_e = 33,1\%$ )**

- **Essais P5-SOL (CHBDC 97):** Ces essais sont sans aucun doute les plus sévères car ils imposent à l'appui un très grand nombre de cycles à la fréquence d'isolation. Ces essais sont associés à des conditions de sols mous où les appuis pourraient être soumis à des effets prolongés des excitations sismiques. En fonction du coefficient d'amortissement équivalent de 5% ou de 30%, on doit réaliser 40 cycles ou 24 cycles seulement (Section 9.2.1).

Ces essais ont été particulièrement critiques, car l'énergie sismique est dissipée par friction et donc par dissipation d'énergie calorifique. Étant donné le caractère de friction plus faible du téflon vierge, il a été décidé de réaliser 40 cycles de déformations. Or si le téflon possède une bonne résistance calorifique, il finit par devenir malléable à partir de 200°C. C'est exactement ce qui s'est passé avec le téflon vierge, qui a été littéralement laminé comme de la "pâte sous un rouleau à pâtisserie". Il a été réduit en morceaux sous la pression des rebords du piston d'acier. Le piston est alors venu s'appuyer sur la plaque d'acier de glissement et a endommagé celle-ci partiellement. D'après l'augmentation brutale de la force au dix-septième cycle, on peut affirmer avec certitude que la rupture est intervenue à ce moment précis comme le montre la figure 9.34. Donc même si l'on avait décidé de ne réaliser que 24 cycles, le résultat aurait été identique. Le téflon vierge n'est donc pas conforme aux exigences de la norme canadienne des ponts (CHBDC, 1997) et ne devrait pas être utilisé pour ce type d'application. Les mêmes essais ont été entrepris avec les téflons renforcés de fibres de verre et de carbone, mais pour mieux tenir compte des performances dissipatrices de ces téflons, on a limité ces essais à 24 cycles. La figure 9.35 illustre l'exemple du prototype doté de téflon renforcé de fibres de verre. Même s'ils s'échauffent plus, les téflons renforcés de fibres de verre ou de carbone sont par contre beaucoup moins malléables étant donné leur renforcement interne. Ces téflons ont donc bien supporté cette série d'essais et peuvent donc être utilisés pour les appuis sismiques.



**Figure 9.34: Résultats expérimentaux pour 40 cycles à 0,7Hz du prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon vierge**



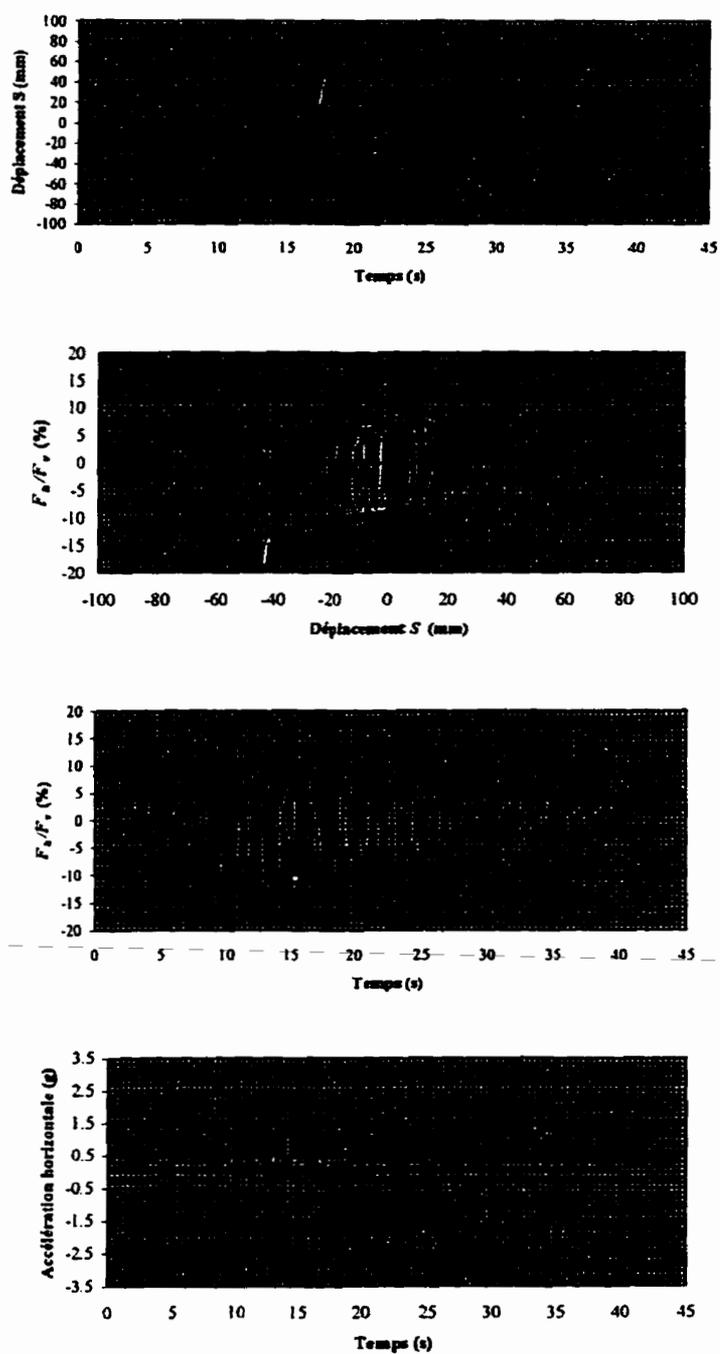
**Figure 9.35: Résultats expérimentaux pour 24cycles à 0,7Hz du prototype de 400kN avec une interface acier inoxydable miroir et téflon renforcé de fibres de verre**

Le tableau 9.11 présente les valeurs de rigidités et de fractions d'amortissement visqueux équivalents pour les trois types de téflons.

**Tableau 9.11: Rigidités et fractions d'amortissement visqueux équivalents du prototype pour les essais P5-SOL**

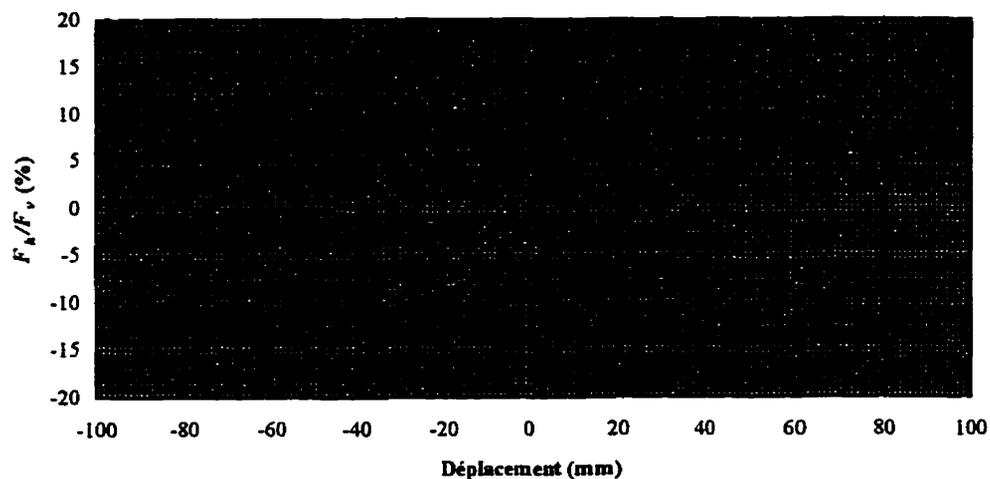
Type de téflon	Vierge	15% fibres verre	25% fibres carbone
Rigidité $K_{ef}$ (kN/m)	637	794	833
Fraction d'amortissement visqueux équivalent $\beta_e$ (%)	22,7	26,3	26,6

- **Essais P6-STB (CHBDC 97)** : La capacité de charge verticale du système d'isolation doit être vérifiée statiquement au déplacement de calcul,  $D$ , de 80mm. Ces essais ont été réalisés sur le prototype avec un téflon renforcé de fibres de carbone et donnent respectivement un coefficient de friction de 10% et de 16% pour la charge, maximale de 540kN et minimale de 260kN. L'appui a subi ses charges sans aucun problème et c'est pourquoi aucun autre essai de ce type n'a été réalisé.
- **Essais P7-SIS** : L'essai consiste à appliquer un déplacement lié à l'accélérogramme de Puget Sound obtenu à partir d'une analyse dynamique. Ces essais ont pour but de montrer le comportement probable de l'appui pendant un séisme et permettront de vérifier la modélisation numérique des prototypes. Les spécimens avec du téflon renforcé de fibres de verre et de fibres de carbone ont été testés avec succès comme le montre la figure 9.36. On reconnaît sur la courbe d'hystérésis l'allure élastoplastique du comportement de l'appui déjà présenté dans les essais cycliques. Le comportement global de l'appui est stable et ne présente aucun signe de déficience.



**Figure 9.36: Résultats expérimentaux sous une excitation sismique liée au séisme de Puget Sound, 1949, pour un prototype de 400kN avec une interface acier miroir et téflon renforcé de fibres de verre**

- **Essais P8-STB (NIST 94):** Cet essai consiste à appliquer une charge statique verticale continue pendant 16 heures sans interruption. La charge statique doit être de 560kN. Cet essai était important dans le sens qu'il fallait vérifier s'il n'y avait pas de déficience générale de l'appui au cas où l'appui subirait une déformation permanente sous une charge verticale. Cet essai a été réalisé sur le prototype avec téflon renforcé de fibres de verre. Celui-ci n'a montré aucun signe de défaillance même après 16 heures d'essais et est demeuré totalement stable.
- **Essais de relâchement REL:** Pour terminer l'étude expérimentale, un dernier essai a été réalisé. Il consiste à tirer l'appui à son déplacement de calcul, soit 80mm, sous la charge verticale de calcul de 400kN et de le relâcher pour mesurer le déplacement résiduel. Cet essai a été réalisé avec le téflon renforcé de fibres de verre et le déplacement résiduel observé fut alors de 40mm. Ce résultat était prévisible puisque les essais en vibrations forcés à 0,02Hz au déplacement de calcul de 80mm (essai L4FRQ1) ont donné la même valeur de déplacement résiduel à la fin du cycle. L'essai de relâchement est illustré par la courbe d'hystérésis de la figure 9.37.



**Figure 9.37: Coefficient de friction,  $F_h/F_v$ , en fonction du déplacement pour un essai de relâchement sur prototype avec téflon renforcé de fibres de verre à 400 kN**

### 9.6.3 Discussion

La première constatation majeure de ces essais est que les coefficients de friction mesurés des essais sur le prototype complet ne représentaient plus qu'environ 65% des coefficients de friction mesurés lors des essais de friction pure. Le facteur majeur qui peut influencer cette réduction apparente est la charge normale qui, si elle n'est pas adéquatement appliquée sur la surface, peut entraîner une différence importante sur l'évaluation du coefficient de friction. Or, comme il a été précisé dans la description de l'instrumentation du montage, un soin tout particulier a été apporté pour vérifier la charge normale par calibration du vérin avec les 2 déformètres situés sur l'appui central. La charge verticale ne peut être mise en cause pour la diminution du coefficient de friction. Un autre facteur qui peut influencer le coefficient de friction est l'état de la surface de glissement. D'une part, la surface de glissement de l'acier inoxydable était de meilleure qualité que celle fournie lors des essais de friction, et d'autre part, les essais ont débuté avec l'utilisation de graisse de silicone pour tester les ressorts, puis la graisse a été retirée et les surfaces ont été nettoyées avec de l'acétone. Des essais préliminaires ont d'abord été effectués pour éliminer le surplus de graisse restant malgré le nettoyage des surfaces jusqu'à obtention de valeurs stables du coefficient de friction. En fait, il a été constaté lors de ces essais comme lors des essais de friction purs que l'état de la surface non graissée a une influence modérée. En effet, le coefficient de friction peut varier, mais dans une proportion moindre de l'ordre de 20%, c'est-à-dire avec un ratio de friction de 0,02. Ce phénomène ne peut donc suffire à expliquer ces variations. Un autre facteur vient corroborer ce point : lors de l'essai P5-SOL, le téflon vierge n'a pu résister au nombre élevé de cycles à la fréquence d'isolation et le piston d'acier est venu s'appuyer sur la surface d'acier et a endommagé partiellement celle-ci. Or, des essais subséquents sur la même surface n'ont révélé qu'une augmentation légère du coefficient de friction de l'ordre de 0,01-0,02, ce qui prouve bien que ce facteur a une influence modérée. En fait, l'explication de la diminution du coefficient de friction viendrait de la différence physique

qui existe entre les deux montages réalisés au laboratoire : les essais de friction pure ont été réalisés sur une plaque d'acier prise en sandwich entre 2 plaques de téflon, elles-mêmes encastrées dans des plaques d'acier. Le tout forme alors un assemblage extrêmement rigide contre tout mouvement latéral. Si on compare les essais de friction pure avec les essais sur les prototypes complets, il y a une différence majeure : dans les prototypes complets, le téflon n'est pas exactement fixe par rapport au « pot », mais il est fixé sur un piston qui coulisse dans le « pot » et dans lequel est inséré un élastomère confiné sous la pression du piston. Ce système permet au piston de reprendre une certaine rotation (soit la valeur la plus grande entre 0,02 radian et la rotation de calcul). Par ailleurs, lors des essais de friction pure, des essais ont été réalisés sur de l'uréthane avec un facteur de forme différent de ceux du téflon, le ratio hauteur du spécimen d'uréthane sur la surface de glissement étant 10 fois plus grand que celui du téflon. Or, dans ces circonstances, même si le matériau est différent, la présence d'une couche flexible d'élastomère au-dessus de la surface de friction a une influence majeure sur le coefficient de friction qui s'en est trouvé réduit de plus de 50%. En outre, le piston possède un léger jeu de 1mm maximum qui lui permet de coulisser dans le pot de l'appui, ce qui lui confère une flexibilité additionnelle en déplacement horizontal. En revanche, dans le cas du prototype, l'élastomère est confiné par le piston dans le pot contrairement aux essais de friction pure où l'uréthane n'étaient pas confiné. Un autre facteur peut également expliquer les différences observées : dans le cas de la friction pure, les disques de téflon avaient une position fixe et relativement rigide comparée aux plaques de l'appui à pot. On a constaté pour certains tests en friction pur un décalage des efforts en compression. Il pourrait résulter du manque de parallélisme entre les deux plaques de téflon et la plaque d'acier inoxydable. Pour les essais avec l'appui à pot, la présence d'un élastomère vient modifier la répartition des contraintes, puisque l'élastomère permet de reprendre les défauts de parallélisme des plaques de glissement l'appui. La répartition uniforme ou non uniforme de la pression sur les plaques de téflon pourrait bien être une cause des différences obtenues. Des essais subséquents seraient nécessaires pour confirmer ou non

ces affirmations. Une dernière hypothèse peut être formulée sur ces résultats : il s'agit de l'influence des effets d'excentricités et des effets P-delta combinés. On sait que pour une colonne de hauteur  $H$  latéralement supportée par un ressort de rigidité  $K$  et supportant une charge  $W$ , la rigidité latérale affectant la colonne sous les effets P-delta est une rigidité réduite  $K^*$  :

$$K^* = K[1 - W/KH] \quad [9.32]$$

Ce phénomène affecte d'habitude les appuis élastomériques et non pas les appuis à friction. Néanmoins cette possibilité nécessiterait une étude plus approfondie étant donné que les charges de gravité sont très grandes et qu'elles peuvent peut être influencer les résultats obtenus à cause du jeu existant dans l'appui au niveau du piston.

D'un point de vue général, la diminution du coefficient de friction dans les proportions citées reste bénéfique et est contrecarrée par l'utilisation de téflon renforcé de fibres de verre ou de carbone. La dissipation d'énergie reste suffisante et l'amplitude des déplacements résiduels reste acceptable.

On peut noter que les résultats obtenus sont susceptibles de changer sensiblement lors de la construction d'appareils d'appui de capacité supérieure par exemple du fait que l'on augmente le diamètre des disques de téflons à l'interface de friction. Néanmoins ces variations seront généralement mineures comparés à un paramètre comme la pression. L'effet d'échelle a donc une influence modérée sur le comportement d'appuis plus importants. Seuls les phénomènes d'excentricité éventuelle sont accrus, ils doivent donc être analysés avec plus de précautions.

Le prototype a des caractéristiques mécaniques satisfaisant parfaitement les exigences d'un bon isolateur sismique à condition que le téflon soit renforcé. Bien sûr, il possède ses particularités mécaniques propres comme les effets d'impulsion dynamique dus au

phénomène de friction ou bien la dynamique des ressorts, mais ces caractéristiques ne sont nuisibles en rien au bon comportement de l'appui. L'appui a en outre l'avantage d'avoir un contrôle assez précis de ses caractéristiques, cela constitue un des atouts majeurs de cet appui.

## CHAPITRE X

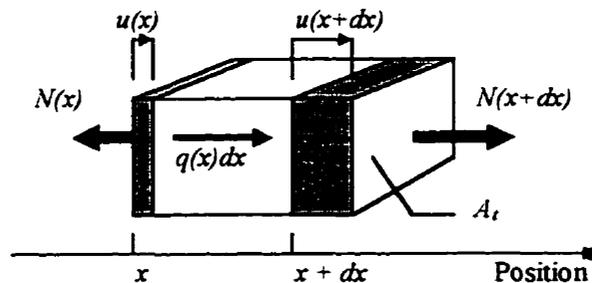
### MODÉLISATION THÉORIQUE DU COMPORTEMENT DES RESSORTS

Ce chapitre a pour but d'analyser plus en détail le comportement spécifique des ressorts dans l'appareil d'appui et de voir, théoriquement et numériquement, dans quelles mesures on peut rendre compte du phénomène oscillatoire observé dans le prototype testé.

#### 10.1 Modélisation théorique des ressorts

##### 10.1.1 Modes propres

On peut calculer de façon théorique la fréquence naturelle d'un ressort en faisant l'analogie entre le ressort et une barre de rigidité égale et de même poids qui se déforme axialement. On connaît le comportement d'une barre se déformant axialement en étudiant l'équilibre d'une section élémentaire de la barre soumis à des déformations axiales (Clough et Penzien, 1993) comme le montre la figure 10.1.



**Figure 10.1: Équilibre d'une section de barre soumis à des déformations axiales**

Soit  $E$  le module élastique de la section,  $A_t$  l'aire de la section,  $m$  la masse de la barre,  $\underline{m}$  la masse par unité de longueur de la barre et  $L$  la longueur de la barre. La barre étant uniforme homogène, on a :

$$m = \underline{m} L \quad [10.1]$$

Soit  $x$  la position d'un élément sur la barre,  $dx$  un élément de longueur de barre,  $t$  le temps,  $dt$  un incrément de temps,  $u(x,t)$  le déplacement axiale de la barre en  $x$  à l'instant  $t$ ,  $q(x,t)$  une force, répartie ou non, appliquée sur l'élément de barre  $dx$  en  $x$  à  $t$ ,  $N(x)$  la force axiale exercée à la section  $x$  et enfin  $c(x)$  le coefficient d'amortissement visqueux équivalent par unité de longueur de la barre.

L'équilibre des forces dynamiques sur l'élément de barre s'écrit :

$$N(x+dx) - N(x) - c(x) dx \frac{du}{dt} + q(x,t) dx = \underline{m} dx \frac{d^2u}{dt^2} \quad [10.2]$$

Le comportement linéaire élastique d'une barre uniforme homogène s'écrit :

$$N(x) = EA_t \frac{du}{dx} \quad [10.3]$$

En remplaçant [10.3] dans [10.2] et en simplifiant, on aboutit à l'équation différentielle de propagation d'onde amortie :

$$\underline{m} \frac{d^2u}{dt^2} + c(x) \frac{du}{dt} - EA_t \frac{d^2u}{dx^2} = q(x,t) \quad [10.4]$$

Par la méthode de séparation des variables, la solution de cette équation s'écrit sous la forme :

$$u(x,t) = \sum_n \Phi_n(x) Y_n(t) \quad [10.5]$$

où  $\Phi_n$  et  $Y_n$  sont des fonctions ne dépendant que des variables  $x$  et  $t$  respectivement.

L'équation homogène non amortie associée s'écrit :

$$\underline{m} \frac{d^2u}{dt^2} - EA_t \frac{d^2u}{dx^2} = 0 \quad [10.6]$$

Sa résolution conduit aux 2 équations :

$$\forall n \in \mathcal{N}, \frac{\Phi_n''}{\Phi_n} = \frac{\underline{m}}{EA_t} \frac{Y_n''}{Y_n} = -c_n^2 \quad [10.7]$$

On rappelle que «  $\forall n \in \mathcal{N}$  » signifie « quel que soit l'entier naturel  $n$  »,  $\mathcal{N}$  étant l'ensemble des entiers naturels ( $n = 1, 2, 3, \text{etc.}$ ).

Le ressort du prototype est soumis à des efforts de compression à ces deux extrémités, et on peut considérer que l'une des extrémités du ressort est fixe, celle qui est située du côté du « pot » de l'appui, tandis que l'autre extrémité est mobile. Il faut tout de même spécifier qu'en réalité, le ressort n'est pas encasté, mais simplement appuyé sur ces extrémités. Comme les ressorts sont précomprimés, ils sont toujours en contact avec les appuis des ressorts dans leur domaine d'utilisation normale, c'est-à-dire pour les déplacements inférieurs à la longueur de calcul,  $D$ .

Si on se place dans le cas d'une barre encastée d'un côté et libre de l'autre côté, on aboutit aux solutions suivantes, c'est-à-dire les modes propres du ressort, pour tout entier  $n$  :

$$\Phi_n(x) = \sin\left[\frac{\pi}{2}(2n-1)\frac{x}{L}\right] \quad [10.8]$$

$$Y_n(t) = \bar{Y}_n \sin(\omega_n t + \bar{\beta}_n) \quad [10.9]$$

avec les pulsations :

$$\omega_n = \frac{\pi}{2}(2n-1)\sqrt{\frac{EA_t}{mL^2}} \quad [10.10]$$

où  $\bar{Y}_n$  est l'amplitude des déformations du mode  $n$  et  $\bar{\beta}_n$  est l'angle de phase dans le temps du mode  $n$ .

La solution non amortie du problème s'écrit de manière générale :

$$u(x, t) = \sum_n \bar{Y}_n \sin\left[\frac{\pi}{2}(2n-1)\frac{x}{L}\right] \sin(\omega_n t + \bar{\beta}_n) \quad [10.11]$$

La déformation totale du ressort est obtenue par le déplacement à l'extrémité ( $x=L$ ), soit :

$$u(L, t) = \sum_n (-1)^{n+1} \bar{Y}_n \sin(\omega_n t + \bar{\beta}_n) \quad [10.12]$$

### 10.1.2 Réponse en régime forcé

Pour obtenir le comportement théorique du ressort en régime forcé, on suit la procédure suivante :

Les relations d'orthogonalité des modes propres s'écrivent (Clough et Penzien, 1993) :

$$\forall i, j \in \mathbf{N}, \int_0^L \underline{m} \Phi_i \Phi_j dx = \begin{cases} 0 & \text{si } i \neq j \\ M_n & \text{si } i = j = n \end{cases} \quad [10.13]$$

et en particulier, pour un ressort, on a :

$$\forall n \in \mathbf{N}, M_n = \underline{m} L / 2 \quad [10.14]$$

En substituant l'expression générale [10.5], solution de l'équation de propagation dans l'équation de propagation [10.4], en multipliant cette équation par la composante modale  $\Phi_n(t)$  dans les deux membres et en intégrant selon le déplacement  $x$  entre 0 et  $L$ , et en tenant compte des relations d'orthogonalité [10.13], on aboutit à l'équation suivante :

$$\forall n \in \mathbf{N}, \ddot{Y}_n M_n + \sum_i \dot{Y}_i \int_0^L c(x) \Phi_i \Phi_n dx - \sum_i Y_i \int_0^L EA_i \Phi_i'' \Phi_n dx = \int_0^L q(x, t) \Phi_n dx \quad [10.15]$$

Or les modes propres vérifient l'équation homogène non amortie [10.6]. En substituant la solution  $u_i = \Phi_i(x) \sin(\omega_i t + \beta_i)$  du mode  $i$  dans l'équation [10.4], on obtient alors :

$$\forall i \in \mathbf{N}, \underline{m} \Phi_i \omega_i^2 = -EA_i \frac{d^2 \Phi_i}{dx^2} \quad [10.16]$$

donc l'équation [10.15] devient :

$$\forall n \in \mathbf{N}, \ddot{Y}_n M_n + \sum_i \dot{Y}_i \int_0^L c(x) \Phi_i \Phi_n dx + Y_n \omega_n^2 M_n = \int_0^L q(x, t) \Phi_n dx \quad [10.17]$$

En faisant en outre l'hypothèse de l'amortissement de Rayleigh, on pose :

$$c(x) = a_0 \underline{m} + a_1 EA_i \quad [10.18]$$

$$\forall n \in \mathbf{N}, \xi_n = \frac{c_n}{2M_n \omega_n} = \frac{a_0}{2\omega_n} + \frac{a_1 \omega_n}{2} \quad [10.19]$$

On remarque alors que :

$$\forall i, j \in \mathcal{N}, \int_0^L c(x) \Phi_i \Phi_j dx = 0 \quad \text{si } i \neq j \quad [10.20]$$

L'équation [10.17] devient finalement :

$$\forall n \in \mathcal{N}, \ddot{Y}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{Y}_n + \omega_n^2 Y_n = \frac{1}{M_n} \int_0^L q(x, t) \Phi_n dx \quad [10.21]$$

On pose :

$$\forall n \in \mathcal{N}, R_n(t) = \int_0^L q(x, t) \Phi_n dx \quad [10.22]$$

$$\forall n \in \mathcal{N}, \omega_{Dn} = \omega_n \sqrt{1 - \xi_n^2} \quad [10.23]$$

Dans le cas général, il faut résoudre l'équation de Duhamel :

$$\forall n \in \mathcal{N}, \tilde{Y}_n(t) = \frac{1}{M_n \omega_{Dn}} \int_0^t R_n(\tau) \exp[-\xi_n \omega_n (t - \tau)] \sin[\omega_{Dn} (t - \tau)] d\tau \quad [10.24]$$

La solution de l'équation [10.21] se décompose en fait en deux termes correspondant au régime transitoire et au régime permanent respectivement :

$$\forall n \in \mathcal{N}, Y_n(t) = Y_n(t)_{\text{homogène}} + Y_n(t)_{\text{particulière}} \quad [10.25]$$

et

$$\forall n \in \mathcal{N}, Y_n(t)_{\text{homogène}} = e^{(-\xi_n \omega_n t)} [A_n \sin(\omega_{Dn} t) + B_n \cos(\omega_{Dn} t)] \quad [10.26]$$

La solution générale de l'équation [10.21] s'écrit alors :

$$\forall n \in \mathcal{N}, Y_n(t) = e^{-\xi_n \omega_n t} \left[ Y_n(0) \cos(\omega_{Dn} t) + \frac{\dot{Y}_n(0) + Y_n(0) \xi_n \omega_n}{\omega_{Dn}} \sin(\omega_{Dn} t) \right] + \tilde{Y}_n(t) \quad [10.27]$$

où le déplacement initial  $Y_n(0)$  et par la vitesse initiale  $\dot{Y}_n(0)$  dans le mode  $n$  déterminent les conditions initiales.

Le déplacement désiré dans le ressort de rigidité  $K$  est noté  $\delta_0$ , la force nécessaire pour obtenir ce déplacement est  $K\delta_0$ . Pour une sollicitation sinusoïdale d'amplitude  $K\delta_0$  de pulsation  $\varpi$  d'une extrémité du ressort, on a :

$$q(x, t) = K\delta_0 \delta_{(x=L)} \sin(\varpi t) \quad [10.28]$$

où  $\delta_0$  est le déplacement que l'on désire imposé et  $\delta_{(x=L)}$  est une fonction dirac pour  $x=L$  :

$$\delta_{(x=L)}(x) = \begin{cases} 0 & \text{si } x \neq L \\ 1 & \text{si } x = L \end{cases} \quad [10.29]$$

et 
$$K = m \omega^2 \quad [10.30]$$

donc

$$\forall n \in \mathcal{N}, R_n(t) = (-1)^{n+1} \underline{m} L \delta_0 \omega^2 \sin(\varpi t) = R_n \sin(\varpi t) \quad [10.31]$$

La solution particulière de l'équation [10.21] s'écrit pour tout entier  $n$  :

$$Y_n(t)_{\text{particulière}} = G^{n_1} \sin(\varpi t) + G^{n_2} \cos(\varpi t) \quad [10.32]$$

$$G^{n_1} = \frac{R_n}{K_n} \frac{1 - \beta_n^2}{(1 - \beta_n^2)^2 + (2\xi_n \beta_n)^2} \quad [10.33]$$

$$G^{n_2} = \frac{R_n}{K_n} \frac{-2\xi_n \beta_n}{(1 - \beta_n^2)^2 + (2\xi_n \beta_n)^2} \quad [10.34]$$

$$\beta_n = \frac{\varpi}{\omega_n} \quad [10.35]$$

$$K_n = M_n \omega_n^2 \quad [10.36]$$

donc

$$G^{n_1} = \frac{8\delta_0}{\pi^2} \frac{(-1)^{n+1}}{(2n-1)^2} \frac{(1 - \beta_n^2)}{(1 - \beta_n^2)^2 + (2\xi_n \beta_n)^2} \quad [10.37]$$

$$G^{n_2} = \frac{8\delta_0}{\pi^2} \frac{(-1)^{n+1}}{(2n-1)^2} \frac{-2\xi_n \beta_n}{(1 - \beta_n^2)^2 + (2\xi_n \beta_n)^2} \quad [10.38]$$

La solution générale de l'équation [10.21] s'écrit alors :

$\forall n \in \mathbf{N}$ ,

$$Y_n(t) = G^n_1 \sin(\varpi t) + G^n_2 \cos(\varpi t) + e^{(-\xi_n \varpi t)} [A_n \sin(\omega_{Dn} t) + B_n \cos(\omega_{Dn} t)] \quad [10.39]$$

Les conditions initiales, à l'instant  $t = 0$ , permettent de déterminer les valeurs des coefficients  $A_n$  et  $B_n$  pour tout entier  $n$  :

$$Y_n(t=0) = 0 \quad \text{et} \quad \frac{dY_n}{dt}(t=0) = 0 \quad [10.40]$$

donc

$$G^n_2 + B_n = 0 \quad \text{et} \quad G^n_1 \varpi - \xi_n \omega_n B_n + A_n \omega_{Dn} = 0 \quad [10.41]$$

Puis

$$Y_n(t) = G^n_1 \sin(\varpi t) + G^n_2 \cos(\varpi t) - e^{(-\xi_n \varpi t)} \left[ \frac{G^n_1 \beta_n + G^n_2 \xi_n}{\sqrt{1 - \xi_n^2}} \sin(\omega_{Dn} t) + G^n_2 \cos(\omega_{Dn} t) \right] \quad [10.42]$$

Finalement, la solution du problème s'écrit de manière générale :

$$u(x, t) = \sum_n \sin \left[ \frac{\pi}{2} (2n-1) \frac{x}{L} \right] Y_n(t) \quad [10.43]$$

La déformation totale du ressort est obtenue par le déplacement à l'extrémité ( $x = L$ ), soit :

$$u(L, t) = \sum_n (-1)^{n+1} Y_n(t) \quad [10.44]$$

## 10.2 Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux

On a vu que :

$$m = \underline{m} L \quad [10.1]$$

$$\forall n \in \mathbf{N}, \quad \omega_n = \frac{\pi}{2} (2n-1) \sqrt{\frac{EA_t}{mL^2}} \quad [10.10]$$

or la rigidité  $K$  d'une barre uniforme homogène s'écrit :

$$K = EA_r / L \quad [10.45]$$

et la pulsation  $\omega_n$  du mode propre  $n$  s'écrit en fonction de la période  $T_n$  ou de la fréquence  $F_n$  :

$$\forall n \in \mathbf{N}, \omega_n = 2\pi/T_n = 2\pi F_n \quad [10.46]$$

on en déduit la période propre  $T_n$  du mode  $n$  d'un ressort :

$$\forall n \in \mathbf{N}, T_n = \frac{4}{2n-1} \frac{1}{\omega} = \frac{1}{F_n} \quad [10.47]$$

Les résultats expérimentaux pour le ressort du prototype de 400kN sont :  $K = 100,6 \text{ kN/m}$ ,  $m = 11 \text{ kg} = 0,011 \text{ kN s}^2/\text{m}$  donc  $\omega = 95,6 \text{ rad/s}$  et les périodes et les fréquences théoriques pour les deux premiers modes du ressort sont :  $T_1 = 0,042 \text{ s}$  ou  $F_1 = 23,9 \text{ Hz}$ ,  $T_2 = 0,014 \text{ s}$  ou  $F_2 = 71,7 \text{ Hz}$ .

Les essais de vibrations libres donnent une fréquence propre pour les ressorts de 23Hz et 68Hz pour le deuxième mode. Le résultat théorique pour l'onde de compression dans une barre est de 24Hz pour la fréquence fondamentale et 72Hz pour le mode 2. Les essais de vibrations libres corroborent donc relativement bien les résultats théoriques précédents.

En notant que les sollicitations sismiques ne dépassent pas une fréquence  $f$  de 10Hz et que la période théorique du mode 2 du ressort étudié est de 0,014 seconde, on peut simplifier les expressions du résultat théorique de la réponse du ressort en régime forcé pour les modes supérieurs :

$$\left( \beta_n = \frac{\varpi}{\omega_n} = \underline{f} T_n \right) < [(10\text{Hz}) (0,014\text{s}) = 0,14] \quad [10.48]$$

$$(\beta_n)^2 < 0,02 \text{ et } (\beta_n)^3 < 0,003$$

En plus, la fraction d'amortissement critique est très faible, environ 1% d'après les résultats expérimentaux (voir section 9.5.2). Si on fait l'hypothèse d'un amortissement

de 1% pour les modes 1 et 2, les coefficients de Rayleigh de l'équation [10.19] deviennent :

$$a_0 = 2\omega_1\omega_2 \frac{\xi_1\omega_2 - \xi_2\omega_1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} = 8\pi^2(24)(71) \frac{0,01(71-24)2\pi}{4\pi^2(71^2 - 24^2)} = \frac{4\pi(24)(71)(0,01)}{71+24} = 2,254$$

$$a_1 = 2 \frac{\xi_1\omega_1 - \xi_2\omega_2}{\omega_1^2 - \omega_2^2} = 2 \frac{0,01(24-71)2\pi}{4\pi^2(24^2 - 71^2)} = \frac{0,01}{\pi(24+71)} = 3,35 \cdot 10^{-5}$$

Donc pour tout entier  $n$ , on a:

$$\xi_n = \frac{a_0}{2\omega_n} + \frac{a_1\omega_n}{2} \quad [10.19]$$

$$2\xi_n\beta_n \equiv \left( \frac{a_0}{\omega_n^2} + a_1 \right) \varpi \quad [10.49]$$

$$G^{n_1} = \frac{8\delta_0}{\pi^2} \frac{(-1)^{n+1}}{(2n-1)^2} \frac{(1-\beta_n^2)}{(1-\beta_n^2)^2 + (2\xi_n\beta_n)^2} \quad [10.35]$$

$$G^{n_2} = \frac{8\delta_0}{\pi^2} \frac{(-1)^{n+1}}{(2n-1)^2} \frac{-2\xi_n\beta_n}{(1-\beta_n^2)^2 + (2\xi_n\beta_n)^2} \quad [10.36]$$

On note que  $2\xi_n\beta_n$  est négligeable devant  $(1-\beta_n^2)$  donc on peut négliger le terme  $G^{n_2}$  devant  $G^{n_1}$  :

$$\forall n \in \mathbf{N}, \quad Y_n(t) = G^{n_1} \left[ \sin(\varpi t) - \beta_n e^{(-\xi_n \omega_n t)} \sin(\omega_{Dn} t) \right] \quad [10.50]$$

$$\forall n \in \mathbf{N}, \quad G^{n_1} \equiv (-1)^{n+1} \frac{8\delta_0}{\pi^2} \frac{1}{(2n-1)^2} \quad [10.51]$$

Finalement

$$u(L, t) = \frac{8\delta_0}{\pi^2} \sum_n \frac{1}{(2n-1)^2} \left[ \sin(\varpi t) - \beta_n e^{(-\xi_n \omega_n t)} \sin(\omega_{Dn} t) \right] \quad [10.52]$$

or on remarque que :

$$\frac{8}{\pi^2} \sum_{n>0} \frac{1}{(2n-1)^2} = 1 \quad [10.53]$$

donc

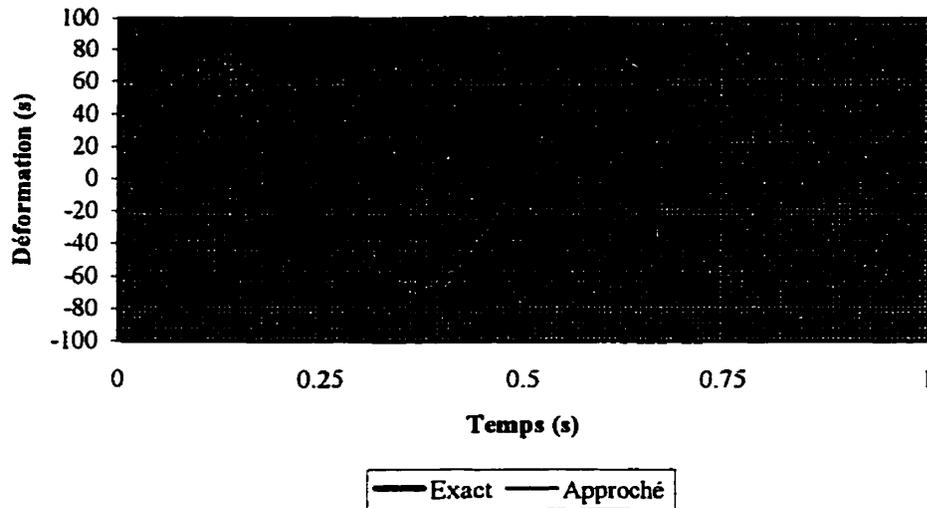
$$u(L, t) = \delta_0 \sin(\varpi t) - \frac{8\delta_0}{\pi^2} \sum_n \frac{\beta_n}{(2n-1)^2} e^{(-\xi_n \varpi t)} \sin(\omega_{Dn} t) \quad [10.54]$$

$$u(L, t) \cong \delta_0 \sin(\varpi t) - \frac{8}{\pi^2} \frac{\varpi}{\omega_1} \delta_0 e^{(-\xi_1 \varpi t)} \sin(\omega_1 t) \quad [10.55]$$

On vérifie que cette solution redonne bien la déformation sinusoïdale  $\delta_0 \sin(\varpi t)$  lorsque la pulsation  $\varpi$  tend vers 0 car dans ce cas,  $\beta_n$  tend vers 0.

Cette solution représente la déformation pour une sollicitation sinusoïdale uniforme et n'exprime hélas pas exactement l'effort dans le ressort pour une déformation sinusoïdale du ressort. On constate que la fréquence prépondérante des oscillations du ressort correspond à la fréquence fondamentale  $f_1$  déterminée précédemment. Avec les essais pour les 4 ressorts combinés des appareils d'appuis, la fréquence de vibration en régime forcé est de l'ordre de 60Hz alors que l'on devrait avoir une fréquence théorique de 24Hz.

La figure 10.2 présente un parallèle entre les déformations théoriques obtenues en régime forcé pour une sollicitation sinusoïdale  $\delta_0 \sin(2\pi f t)$  et les efforts expérimentaux obtenus pour une déformation sinusoïdale du ressort en régime forcé. Pour la déformation du ressort sous sollicitation sinusoïdale, la réponse exacte correspondant à l'équation 10.42 et la réponse approchée correspondant à l'équation 10.55 sont présentées sur cette figure. Les 2 résultats présentés sont très proches.

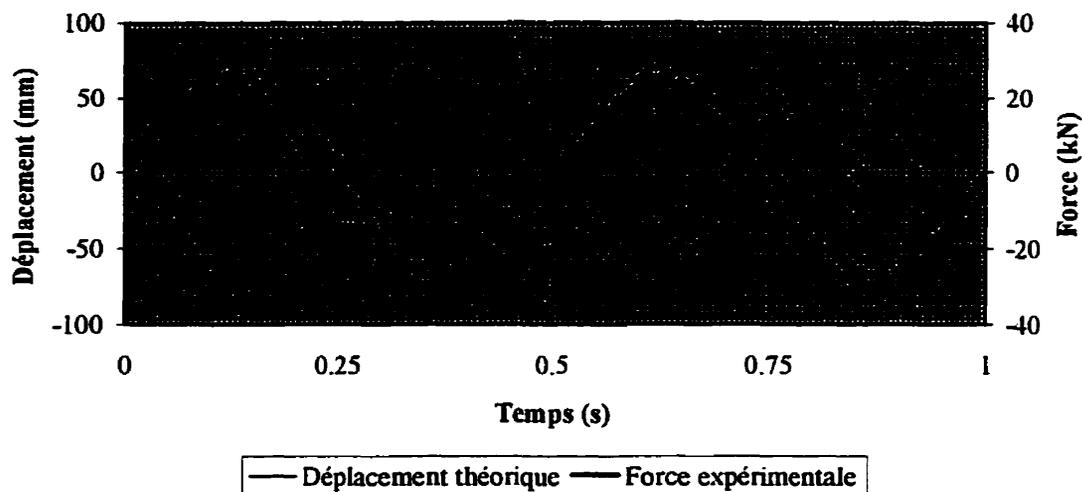


**Figure 10.2: Comparaison entre les déformations théoriques exacte et approchée des ressorts sous sollicitations sinusoïdales ( $\delta_0 = 71,6$  mm et  $f = 2$  Hz)**

L'effort normal dans le ressort est déterminé par la formule :

$$N(x = 0) = KL \frac{du}{dx}(x = 0) \quad [10.56]$$

La figure 10.3 présente les déformations théoriques dans le ressort sous sollicitation sinusoïdale uniforme d'une part et les efforts mesurés expérimentalement dans le ressort sous une déformation sinusoïdale uniforme. Le rapport entre l'amplitude maximale de l'échelle de déplacement, soit 100mm, et l'amplitude maximale de l'échelle des efforts, soit 40 kN, est de 400kN/m. Cette valeur correspond à la rigidité statique du ressort, ce qui revient à définir une force théorique des ressorts, obtenue en multipliant le déplacement par une rigidité constante, ou réciproquement à définir un déplacement expérimental des ressorts, obtenu en divisant la force expérimentale dans les ressorts par la rigidité constante du ressort. Cette comparaison est discutable, mais tout de même intéressante à observer. Les résultats sont relativement proches, mais on constate toujours une discordance entre les fréquences théoriques et expérimentales.



**Figure 10.3: Comparaison entre le déplacement théorique exact et la force expérimentale dans les ressorts du prototype**

Pour l'étude en régime forcé, les déformations sont très grandes par rapport à un essai de vibrations libres, il se peut que des phénomènes physiques ne soient pas pris en compte par le modèle. De plus, les ressorts sont simplement appuyés à leurs extrémités et précomprimés. Les conditions limites de l'appui définies théoriquement ne sont donc peut-être pas tout à fait adéquates. Par ailleurs, les résultats obtenus expérimentalement ne sont pas suffisamment précis : en effet, une correction a été apportée sur les résultats pour tenir compte des effets d'inertie pendant l'essai. On a soustrait à la force mesurée dans la cellule de charge la force d'inertie correspondant à la masse centrale mobile du montage multipliée par l'accélération pour obtenir la force réellement appliquée sur les appuis.

Si ce calcul améliore considérablement les résultats, les incertitudes sur chacune des valeurs utilisées deviennent non négligeables par rapport aux efforts oscillatoires de deuxième ordre que l'on veut mesurer dans les ressorts. En particulier, la précision sur les mesures d'accélération peut être un facteur majeur dans l'imprécision des résultats pour la plage de fréquence étudiée qui est relativement élevée (de 20 à 75 Hz). Ceci constitue une raison plausible pour expliquer les différences obtenues entre les résultats

expérimentaux et théoriques. Pour vérifier cette hypothèse, il faudrait tester dynamiquement un ressort seul afin de mesurer les efforts réels avec le minimum d'interférence. La démarche théorique n'est donc pas parfaite, mais permet d'approcher relativement bien la solution réelle.

### 10.3 Modélisation numérique du ressort

Pour obtenir la solution réelle à ce problème, une approche numérique est envisagée par une discrétisation du ressort dans le modèle de calcul : on remplace le ressort de rigidité  $K_g$  par deux ressorts de rigidité  $K_s=2K_g$  de part et d'autre d'une masse simulant la masse  $m_{sp}$  du ressort comme le montre la figure 10.3.

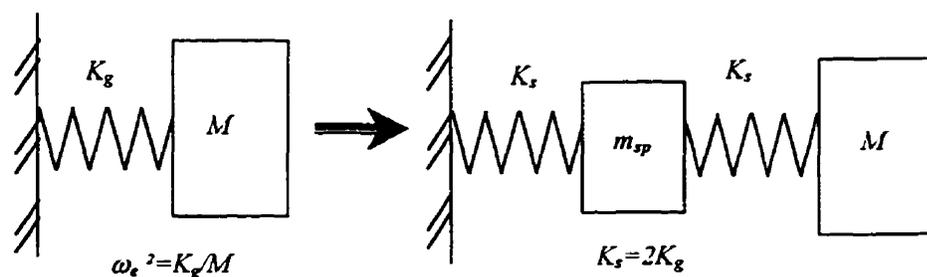


Figure 10.4: Discretisation dynamique du ressort

D'après le graphique précédent, si  $\omega_e$  est la pulsation du ressort par rapport à la masse isolée de masse  $M$  et  $\omega_s$  la pulsation propre du ressort de masse  $m_{sp}$ , on a :

$$\omega_e^2 = \frac{K_g}{M} \quad \text{et} \quad \omega_s^2 = \frac{K_g}{m_{sp}} \quad [10.57]$$

Comme la pulsation du système d'isolation et la pulsation des ressorts sont déterminées par leurs périodes respectivement imposée et mesurée :

$$\omega_e = \frac{2\pi}{T_e} \quad \text{et} \quad \omega_s = \frac{2\pi}{T_s} \quad [10.58]$$

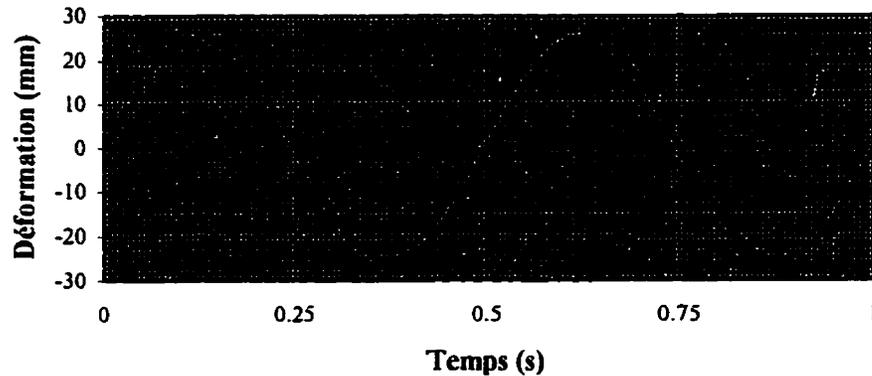
On pose :

$$\omega_{st}^2 = \frac{K_s}{M} \quad \text{et} \quad \omega_x^2 = \frac{K_s}{m_{sp}} \quad [10.59]$$

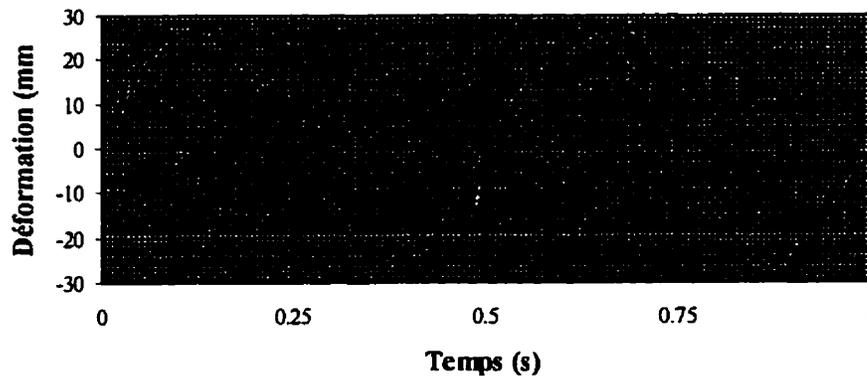
donc

$$\omega_{st} = 2\sqrt{2} \frac{\pi}{T_e} \quad \text{et} \quad \omega_x = 2\sqrt{2} \frac{\pi}{T_x} \quad [10.60]$$

La modélisation du ressort dans l'appui sismique est présentée en annexe 3. Une comparaison des efforts obtenus expérimentalement et numériquement est présentée à la figure 10.4. Une déformation sinusoïdale  $\delta_0 \sin(2\pi f t)$  est imposée avec  $\delta_0=71,6\text{mm}$  et la fréquence de sollicitation est  $f=2\text{Hz}$  comme celle obtenue expérimentalement.



(a) – Déformation numérique



(b) – Déformation expérimentale

**Figure 10.5: Efforts expérimentaux et numériques dans les ressorts sous un déplacement forcé  $\delta_0 \sin(2\pi f t)$**

On constate que la différence sur le contenu fréquentiel est nettement améliorée, cette modélisation est beaucoup plus adaptée et approche le comportement observé expérimentalement. L'amplitude des oscillations reste néanmoins limitée ; on constate en outre que des amplifications interviennent à chaque inversion de mouvement, un phénomène d'impact au niveau des ressorts pourrait être la cause de ce phénomène. La compréhension du phénomène physique mis en jeu et sa modélisation reste encore non explicitée. La modélisation numérique proposée est relativement bien adaptée à la situation observée.

La modélisation numérique des ressorts étant ainsi complétée, il faut souligner une nouvelle fois que si les phénomènes oscillatoires du ressort interviennent lors du fonctionnement de l'appui, ils interviennent de façon secondaire dans le comportement global de l'appui. Ce phénomène peut être activé ou non dans le logiciel ZKB selon le choix de l'utilisateur. La mise en équation de cette modélisation est présentée dans l'annexe 3.

## **CHAPITRE XI**

### **MODÉLISATION DE L'APPAREIL D'APPUI DANS UN LOGICIEL D'ANALYSE DYNAMIQUE NON LINÉAIRE TRIDIMENSIONNEL**

Ce chapitre traite de l'implantation du modèle de l'appui sismique proposé dans le logiciel d'analyse dynamique non linéaire, PC-ANSR (Maison, 1992), lui-même basé sur ANSR-I (Mondkar et Powel, 1975; Riahi et al., 1978) de l'Université de Californie à Berkeley. Si le logiciel ZKB permet d'obtenir rapidement un déplacement de calcul pour les structures simples, il reste insuffisant dans le cas de structures géométriques plus complexes. Dans ce cas, une analyse tridimensionnelle est alors nécessaire.

Le logiciel PC-ANSR permet de faire des analyses tridimensionnelles, statiques et dynamiques non linéaires. Six éléments structuraux sont inclus dans ce logiciel : un treillis tridimensionnel linéaire élastique, un treillis tridimensionnel élastoplastique, un élément de poutre linéaire élastique, un élément de poutre colonne élastoplastique, un élément de gap uniaxial et un contreventement non linéaire simulant le flambement.

Le logiciel PC-ANSR a subi quelques modifications pratiques pour implanter des éléments caractéristiques d'un appareil d'appui : un élément capable de supporter un effort axial et pouvant se déformer en cisaillement. Les 3 comportements, visqueux linéaire élastique, superélastique et de friction, sont les comportements typiques d'appuis implantés dans le logiciel. La nouvelle version, compilée sous Fortran Power Station, a été renommée ANSRT :

- Cinq éléments structuraux ont été implantés et sont décrits dans ce chapitre. Deux éléments de treillis ont été implantés pour tester les lois de comportement superélastique et de friction. Deux éléments d'appuis ont ensuite été créés : ils peuvent supporter une charge axiale avec un comportement linéaire élastique et se déforment en cisaillement avec un comportement superélastique ou de friction. Finalement un élément visqueux linéaire élastique, pouvant subir des efforts axiaux

ou en cisaillement dans les deux directions transversales, a été implanté pour représenter l'appui élastomérique ou bien les ressorts dans le cas de nos appuis à friction. L'implantation de ces éléments dans les fichiers d'entrée pour réaliser des analyses dynamiques non linéaires avec ANSRT est présentée à l'annexe 8.

- Les accélérogrammes sont maintenant spécifiés dans un fichier externe au fichier de données du fichier.
- Le temps de calcul pour l'analyse est affiché après chaque analyse.

Un petit préprocesseur « VERIF0.EXE » a en outre été créé, pour afficher à partir des données du fichier d'entrée la géométrie de la structure, c'est-à-dire la position des nœuds et des membrures de chaque type, dans les 3 plans principaux.

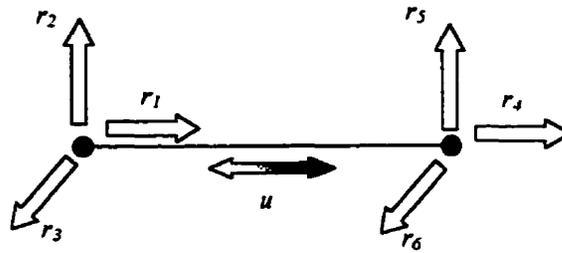
### 11.1 Élément de treillis superélastique ou élastoplastique

Le premier modèle implanté est un modèle simple : un élément de treillis en trois dimensions. L'élément peut-être orienté dans n'importe quel plan parallèle à un plan déterminé par les directions principales. Le comportement du treillis est adapté pour les déformations axiales du premier ordre. Par conséquent, si l'on bloque les déformations dans la direction axiale de l'élément, les déformations en cisaillement n'interviennent pas dans le calcul des déformations axiales et aucun effort ne sera repris par cette membrure. Le comportement axial est de type superélastique - élastoplastique tel que défini à la section 4.3.

#### 11.1.1 Déformations de l'élément

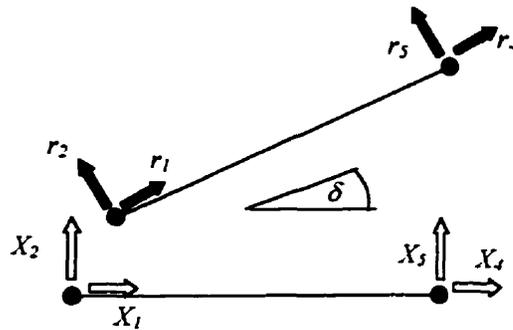
La seule déformation de l'élément est la déformation axiale,  $u$ . On exprime dans l'équation [11.1] le vecteur  $\{U\}$  des déformations axiales en fonction des degrés de liberté  $\{r_{local}\}$  en translation d'un élément de barre en 3 dimensions comme l'illustre la figure 11.1 :

$$\{U\} = [A_1] \{r_{local}\} \quad \Leftrightarrow \quad \{u\} = [1 \quad -1] \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_4 \end{Bmatrix} \quad [11.1]$$



**Figure 11.1: Degrés de liberté locaux**

La rotation  $\delta$  des axes locaux en fonction des axes globaux  $\{r_{global}\}$  est illustrée à la figure 11.2 :



**Figure 11.2: Rotation des axes locaux par rapport aux axes globaux**

Une rotation d'angle  $\delta$  dans un plan parallèle à un plan défini par 2 des 3 axes globaux ( $X$ ,  $Y$  ou  $Z$ ), en fonction des degrés de liberté globaux ( $X_k$ ,  $k = 1$  à  $6$ ), s'exprime sous la forme suivante :

$$\{r_{local}\} = [A_2] \{r_{global}\} \Leftrightarrow \begin{cases} r_1 \\ r_4 \end{cases} = \begin{bmatrix} \cos \delta & \sin \delta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \delta & \sin \delta & 0 \end{bmatrix} \begin{cases} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \\ X_6 \end{cases} \quad [11.2]$$

$$DX = X_1 - X_4 \quad DY = X_2 - X_5 \quad DZ = X_3 - X_6$$

$$XL = (DX^2 + DY^2 + DZ^2)^{1/2} \quad [11.3]$$

$$\cos \delta = DX / XL \quad \sin \delta = DY / XL$$

De façon plus générale, une rotation dans un plan quelconque parallèle à un plan défini par 2 des 3 directions globales ( $X$ ,  $Y$  ou  $Z$ ) s'exprime sous la forme suivante :

$$\{r_{local}\} = [A] \{r_{global}\} \Leftrightarrow \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} ST1 & ST2 & ST3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & ST1 & ST2 & ST3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \\ X_6 \end{Bmatrix} \quad [11.4]$$

La rotation est définie par les expressions suivantes :

$$DX = X_1 - X_4 \quad DY = X_2 - X_5 \quad DZ = X_3 - X_6$$

$$XL = (DX^2 + DY^2 + DZ^2)^{1/2} \quad [11.5]$$

$$ST1 = DX / XL \quad ST2 = DY / XL \quad ST3 = DZ / XL$$

Finalement, on obtient l'expression des degrés de liberté locaux en fonction des degrés de liberté globaux ( $X_k$ ,  $k = 1$  à 6) :

$$\{u\} = [A] \{r_{global}\} \Leftrightarrow \{u\} = \begin{bmatrix} ST1 & ST2 & ST3 & -ST1 & -ST2 & -ST3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \\ X_6 \end{Bmatrix} \quad [11.6]$$

La matrice de location  $LM$  caractérisant les degrés de liberté ( $X_k$ ,  $k = 1$  à 6) est présentée au tableau 11.1. Dans un espace à 3 dimensions, chaque nœud est muni de 3 degrés de liberté en translation ( $\Omega_j$ ,  $j = 1, 2, 3$ ) et de 3 degrés de liberté en rotation ( $\Omega_j$ ,  $j = 4, 5, 6$ ).

**Tableau 11.1 : Matrice de location ( $LM$ )**

$k$	Nœud	Degré de liberté $\Omega_j$
1	$I$	1
2	$I$	2
3	$I$	3
4	$J$	1
5	$J$	2
6	$J$	3

### 11.1.2 Rigidité axiale

Le comportement local s'exprime sous la forme suivante :

$$[K] \{U\} = \{R\} \quad [11.7]$$

La matrice  $[K]$  est une matrice 1x1 puisqu'il n'y a qu'un degré de liberté interne,  $u$ . La rigidité tangente  $K$  est celle de la loi superélastique - élastoplastique définie à la section 4.3. La composante  $\{R\}$  constitue l'effort axial.

### 11.1.3 Rigidité géométrique

L'équation précédente exprimée dans les axes globaux s'écrit :

$$[A]^t [K] [A] \{r_{global}\} = [A]^t \{R\} \quad [11.8]$$

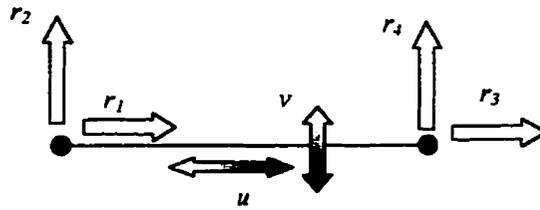
## 11.2 Élément de cisaillement superélastique ou élastoplastique

Le deuxième modèle implanté est un élément en 2 dimensions pouvant se déformer en cisaillement, à la manière d'un appareil d'appui, et possédant une rigidité axiale. L'élément est conçu pour s'intégrer dans une structure en trois dimensions. L'élément doit être parallèle à un plan déterminé par 2 des 3 axes principaux, mais l'élément n'est pas forcément parallèle aux axes principaux eux-mêmes, ce qui englobe un grand nombre de situations.

### 11.2.1 Déformations de l'élément

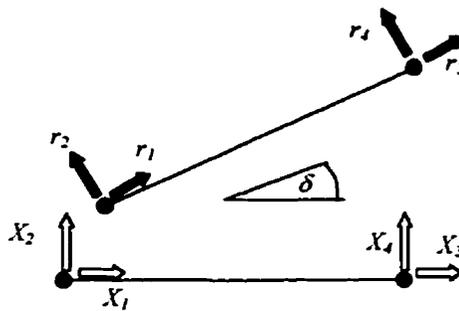
On exprime, dans l'équation [11.9], les déformations axiales en fonction des degrés de liberté correspondant à un élément de barre comme le montre la figure 11.3 :

$$\{U\} = [A_1] \{r_{local}\} \quad \Leftrightarrow \quad \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \\ r_4 \end{Bmatrix} \quad [11.9]$$



**Figure 11.3: Degrés de liberté locaux**

La rotation des axes locaux en fonction des axes globaux est illustrée à la figure 11.4 :



**Figure 11.4: Rotation des axes locaux par rapport aux axes globaux**

La rotation des axes s'exprime sous la forme suivante :

$$\{r_{local}\} = [A_2] \{r_{global}\} \Leftrightarrow \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \\ r_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta & \sin \delta & 0 & 0 \\ -\sin \delta & \cos \delta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos \delta & \sin \delta \\ 0 & 0 & -\sin \delta & \cos \delta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{Bmatrix} \quad [11.10]$$

$$DX = X_1 - X_3 \quad DY = X_2 - X_4$$

$$XL = (DX^2 + DY^2)^{1/2} \quad [11.11]$$

$$\cos \delta = DX / XL \quad \sin \delta = DY / XL$$

Finalement, on obtient l'expression des degrés de liberté locaux en fonction des degrés de liberté globaux :

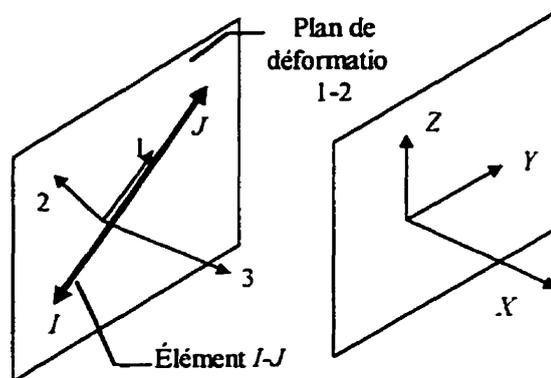
$$\{U\} = [A] \{r_{global}\} \Leftrightarrow \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta & \sin \delta & -\cos \delta & -\sin \delta \\ \sin \delta & -\cos \delta & \sin \delta & -\cos \delta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{Bmatrix} \quad [11.12]$$

### 11.2.2 Orientation de l'élément dans l'espace à 3 dimensions

L'élément est défini dans un espace à deux dimensions, il faut maintenant l'intégrer dans un espace à trois dimensions. L'orientation du plan de déformation est précisée par un paramètre supplémentaire, noté  $KXYZ$ , indiquant l'orientation du plan de déformation par rapport aux plans définis par les axes principaux.

Le code d'orientation de l'élément ( $KXYZ$ ) est défini pour l'élément  $I-J$  par la procédure suivante comme le montre la figure 11.5 :

- $KXYZ$  vaut 1 si le plan 1-2, défini par la direction des nœuds  $I$  et  $J$  (axe 1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe  $X$  ;
- $KXYZ$  vaut 2 si le plan 1-2, défini par la direction des nœuds  $I$  et  $J$  (axe 1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe  $Y$  ;
- $KXYZ$  vaut 3 si le plan 1-2, défini par la direction des nœuds  $I$  et  $J$  (axe 1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe  $Z$  .



**Figure 11.5: Illustration du code d'orientation**  
(ici,  $KXYZ=1$ , le plan 1-2 est normal à l'axe  $X$ )

Cette donnée étant fournie, la matrice de location  $LM$  caractérisant les degrés de liberté ( $X_k$   $k = 1$  à 6) en fonction des degrés de libertés globaux ( $\Omega_j$ ) est présentée au tableau 11.2. Le numéro  $LM(k)$  permet ainsi de définir le degré de liberté  $X_k$  en fonction du code  $KXYZ$  spécifié par l'utilisateur. Par exemple, dans le cas de la figure 11.5, le code  $KXYZ$  spécifiant la valeur « 1 » indique l'orientation de la membrure  $IJ$  et donc les degrés de

libertés globaux sont  $(X_1, X_2, X_3, X_4) = (\Omega_{2I}, \Omega_{3I}, \Omega_{2J}, \Omega_{3J}) = (\Omega_{YI}, \Omega_{ZI}, \Omega_{YJ}, \Omega_{ZJ})$ , soient les degrés de liberté  $\Omega_2$  et  $\Omega_3$ , ou  $\Omega_Y$  et  $\Omega_Z$ , des nœuds  $I$  et  $J$  dans l'ordre spécifié.

**Tableau 11.2 : Matrice de Location (LM)**

<i>LM</i>	<i>KXYZ</i> = 1		<i>KXYZ</i> = 2		<i>KXYZ</i> = 3	
	Nœud	Degré de liberté $\Omega_j$	Nœud	Degré de liberté $\Omega_j$	Nœud	Degré de liberté $\Omega_j$
<i>k</i>						
1	<i>I</i>	2	<i>I</i>	1	<i>I</i>	1
2	<i>I</i>	3	<i>I</i>	3	<i>I</i>	2
3	<i>J</i>	2	<i>J</i>	1	<i>J</i>	1
4	<i>J</i>	3	<i>J</i>	3	<i>J</i>	2

### 11.2.3 Rigidité axiale et rigidité en cisaillement

Deux comportements différents régissent cet élément : un comportement linéaire élastique pour la déformation axiale et un comportement plastique - superélastique pour les déformations en cisaillement. Le comportement local s'exprime sous la forme suivante :

$$[K] \{U\} = \{R\} \Leftrightarrow \begin{bmatrix} K'_u & 0 \\ 0 & K'_v \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_u \\ R_v \end{Bmatrix} \quad [11.13]$$

La matrice  $[K]$  est une matrice 2x2 puisqu'il n'y a que deux degrés de liberté interne,  $u$  et  $v$ . La rigidité axiale  $K'_u$  est constante et la rigidité tangente  $K'_v$  est obtenue de la loi superélastique - élastoplastique définie à la section 4.3. Les efforts axiaux et les efforts de cisaillement sont définis respectivement par  $R_u$  et  $R_v$ .

### 11.2.4 Rigidité géométrique

L'équation précédente exprimée dans les axes globaux en 2 dimensions s'écrit :

$$[A]^t [K] [A] \{r_{global}\} = [A]^t \{R\} \quad [11.14]$$

### 11.3 Élément de treillis en friction

Le troisième modèle implanté est un élément de treillis en trois dimensions. L'élément est orienté dans n'importe quelle direction. Le comportement du treillis est adapté pour les déformations axiales du premier ordre. Le comportement axial est de type élastoplastique avec adoucissement. Les caractéristiques de l'élément sont les mêmes que celles décrites dans la section 11.1 sauf que la loi de comportement est déterminée par la loi élastoplastique de la section 4.2.1.2.

De plus, il n'a pas été possible de dériver complètement le terme de rigidité car la relation force - déplacement passe par une pente de valeur infinie lors du retour de glissement. Cette situation due à l'adoucissement lié au coefficient de friction n'est donc pas calculé dans le logiciel. On rappelle les équations définissant les efforts de friction définis au chapitre IV :

$$F_h = -\mu_{ss} Z F_v \quad [11.15]$$

$$\frac{dZ}{dt} Y_* = \frac{dS}{dt} \left\{ 1 - Z^2 \left[ \beta + (1 - \beta) \text{signe} \left( \frac{dS}{dt} Z \right) \right] \right\} \quad [11.16]$$

et

$$\mu_{dyn} = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) e^{\left( -\alpha \left| \frac{dS}{dt} \right| \right)} \quad [11.17]$$

Donc, la rigidité associée au comportement en friction s'écrit :

$$\frac{dF_h}{dS} = -\frac{d\mu_{ss}}{dS} Z F_v - \mu_{ss} \frac{dZ}{dS} F_v \quad [11.18]$$

$$\frac{dZ}{dS} = \frac{1}{Y_*} \left\{ 1 - Z^2 \left[ \beta + (1 - \beta) \text{signe} \left( \frac{dS}{dt} Z \right) \right] \right\} \quad [11.19]$$

et

$$\frac{d\mu_{dyn}}{dS} = \alpha (\mu_{max} - \mu_{min}) e^{\left( -\alpha \left| \frac{dS}{dt} \right| \right)} \frac{d^2 S}{dt^2} \frac{dt}{dS} \quad [11.20]$$

Le terme associé à la dérivée du coefficient de friction tend vers l'infini lorsque l'accélération est non nulle et lorsque la vitesse est nulle, ce qui correspond à l'inversion du sens de glissement. Ce terme a donc été omis et le comportement numérique obtenu est un comportement sans adoucissement au retour du glissement.

#### 11.4 Élément de friction en cisaillement

Le quatrième modèle implanté est un élément en 2 dimensions pouvant se déformer en cisaillement à la manière d'un appareil d'appui et possédant une rigidité axiale. L'élément est conçu pour s'intégrer dans une structure en trois dimensions. L'élément doit être parallèle à un plan déterminé par 2 des 3 axes principaux, mais l'élément n'est pas forcément parallèle aux axes principaux eux-mêmes.

##### 11.4.1 Caractéristiques spécifiques

Les caractéristiques de l'élément sont les mêmes que celles décrites dans la section 11.2. Par contre, la loi de comportement est déterminée par la loi élastoplastique de friction de la section 8.2. Comme dans l'élément précédent, la rigidité a été évaluée sans tenir compte de la variation du coefficient de friction dynamique. Si l'on omet, d'une part, la variation du facteur de réduction,  $R_f$ , étant donné sa non - applicabilité dans le domaine sismique et des incertitudes de son évaluation et si l'on admet, d'autre part, que le facteur d'impulsion,  $I_f$ , est indépendant du déplacement, la rigidité associée au comportement de friction s'écrit :

$$\frac{dF_h}{dS} = -\mu_{ss} I_f \frac{dZ}{dS} F_v \quad [11.21]$$

$$\frac{dZ}{dS} = \frac{1}{Y_e} \left\{ 1 - Z^2 \left[ \beta + (1 - \beta) \text{signe} \left( \frac{dS}{dt} Z \right) \right] \right\} \quad [11.22]$$

Le terme correspondant à la variation du coefficient de friction a donc été omis et le comportement numérique obtenu est un comportement sans adoucissement au retour du glissement.

### 11.4.2 Liens rigides

Pour des raisons de modélisation des appuis, il a en outre été nécessaire d'ajouter des extrémités rigides à l'élément afin de faciliter l'incorporation de la membrure dans un modèle global. La figure 11.6 illustre la modélisation des liens rigides dans la membrure.

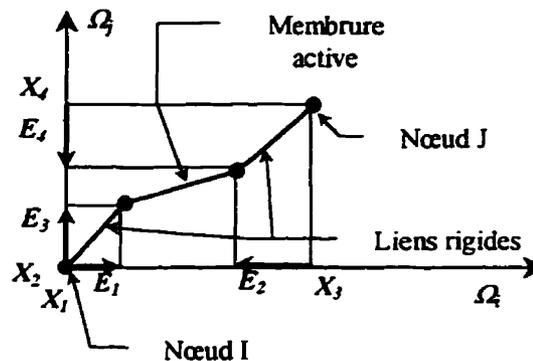


Figure 11.6: Liens rigides dans la membrure IJ

Les liens rigides ( $E_m, m = 1 \text{ à } 4$ ) sont définis en partant des nœuds  $I$  et  $J$  en direction des extrémités de la membrure active et sont exprimés dans les axes globaux. Les longueurs ( $E_1$  et  $E_3$ ) des liens rigides de la figure 11.6 ont des valeurs positives tandis que les longueurs ( $E_2$  et  $E_4$ ) ont des valeurs négatives. Les longueurs effectives de la membrure et la rotation  $\delta$  de la membrure s'écrivent d'une manière générale :

$$\begin{aligned}
 DX &= X_1 - X_3 - E_1 + E_2 & DY &= X_2 - X_4 - E_3 + E_4 \\
 XL &= (DX^2 + DY^2)^{1/2} & & [11.23] \\
 \cos \delta &= DX / XL & \sin \delta &= DY / XL
 \end{aligned}$$

### 11.5 Élément de ressort élastique

Finalement, un ressort de translation linéaire élastique a été introduit dans le logiciel PC-ANSR pour modéliser simplement des appuis élastomériques ou bien les ressorts du prototype proposé. La rigidité du ressort peut être différente selon la direction, c'est-à-dire une rigidité longitudinale à la membrure et deux rigidités transversales.

### 11.5.1 Déformations de l'élément

Les déformations de l'élément sont la déformation axiale,  $u$ , les déformations en cisaillement,  $v_1$  et  $v_2$ . On exprime ces déformations en fonction des degrés de liberté en translation d'un élément de barre en 3 dimensions telles que définies à la figure 11.7 :

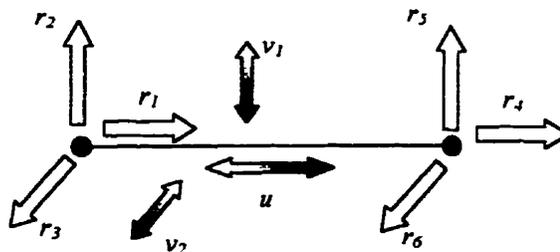


Figure 11.7: Degrés de liberté locaux

Cette relation entre les degrés de liberté s'écrit :

$$\{U\} = [A_1] \{r_{local}\} \Leftrightarrow \begin{cases} v_1 \\ v_2 \\ u \end{cases} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{cases} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \\ r_4 \\ r_5 \\ r_6 \end{cases} \quad [11.24]$$

La rotation  $\delta$  des axes locaux dans le plan des coordonnées ( $X_k$ ,  $k = 1, 2, 3, 4$ ) est illustrée à la figure 11.8 :

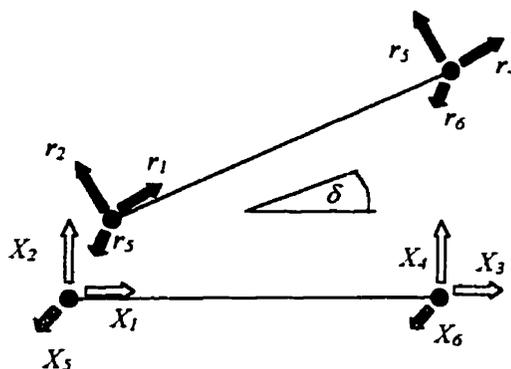


Figure 11.8: Rotation des axes locaux par rapport aux axes globaux

La rotation des axes s'exprime sous la forme suivante :

$$\{r_{local}\} = [A_2] \{r_{global}\} \Leftrightarrow \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \\ r_4 \\ r_5 \\ r_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta & \sin \delta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin \delta & \cos \delta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos \delta & \sin \delta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\sin \delta & \cos \delta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \\ X_6 \end{Bmatrix} \quad [11.25]$$

Finalement, on obtient l'expression des degrés de liberté locaux en fonction des degrés de liberté globaux :

$$\{U\} = [A] \{r_{global}\} \Leftrightarrow \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta & \sin \delta & -\cos \delta & -\sin \delta & 0 & 0 \\ -\sin \delta & \cos \delta & \sin \delta & -\cos \delta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \\ X_6 \end{Bmatrix} \quad [11.26]$$

### 11.5.2 Rigidités linéaires élastiques

Les rigidités constantes  $K_{ru}$ ,  $K_{v1}$  et  $K_{v2}$  expriment les comportements linéaires élastiques axial et transversaux respectivement :

$$[K] \{U\} = \{R\} \Leftrightarrow \begin{bmatrix} K_{v1} & 0 & 0 \\ 0 & K_{v2} & 0 \\ 0 & 0 & K_{ru} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_{v1} \\ R_{v2} \\ R_{ru} \end{Bmatrix} \quad [11.27]$$

La matrice  $[K]$  est une matrice 3x3 puisqu'il y a trois degrés de liberté interne,  $v_1$ ,  $v_2$  et  $u$ .

### 11.5.3 Rigidité géométrique

L'équation précédente exprimée dans les axes globaux s'écrit :

$$[A]^t [K] [A] \{r_{global}\} = [A]^t \{R\} \quad [11.28]$$

### 11.5.4 Orientation de l'élément dans l'espace à 3 dimensions

L'élément est implanté dans un espace à deux dimensions, il faut maintenant l'orienter dans un espace à trois dimensions. L'orientation du plan de déformation est précisée par un paramètre supplémentaire, noté  $KXYZ$ , indiquant l'orientation du plan de déformation par rapport aux plans définis par les axes principaux. Le code d'orientation de l'élément ( $KXYZ$ ) est déjà définie à la section 11.2.4 pour la membrure  $IJ$  par la procédure.

La matrice de location  $LM$  caractérisant les degrés de liberté ( $X_k$ ,  $k = 1$  à 6) en fonction des degrés de libertés globaux ( $\Omega_j$ ) est présentée au tableau 11.3. Le numéro  $LM(K)$  permet ainsi de définir le degré de liberté  $X_k$  en fonction du code  $KXYZ$  spécifié par l'utilisateur. Par exemple, dans le cas de la figure 11.5, le code  $KXYZ$  spécifiant la valeur « 1 » indique l'orientation de la membrure  $IJ$  et donc les degrés de libertés globaux sont  $(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6) = (\Omega_{2I}, \Omega_{3I}, \Omega_{2J}, \Omega_{3J}, \Omega_{1I}, \Omega_{1J}) = (\Omega_{YI}, \Omega_{ZI}, \Omega_{YJ}, \Omega_{ZJ}, \Omega_{XI}, \Omega_{XJ})$ , soient les degrés de liberté  $\Omega_1$ ,  $\Omega_2$  et  $\Omega_3$ , ou  $\Omega_X$ ,  $\Omega_Y$  et  $\Omega_Z$ , des nœuds  $I$  et  $J$  dans l'ordre spécifié.

Tableau 11.3: Matrice de Location ( $LM$ )

$LM$	$KXYZ = 1$		$KXYZ = 2$		$KXYZ = 3$	
	Nœud	Degré de liberté $\Omega_j$	Nœud	Degré de liberté $\Omega_j$	Nœud	Degré de liberté $\Omega_j$
$K$						
1	$I$	2	$I$	1	$I$	1
2	$I$	3	$I$	3	$I$	2
3	$J$	2	$J$	1	$J$	1
4	$J$	3	$J$	3	$J$	2
5	$I$	1	$I$	2	$I$	3
6	$J$	1	$J$	2	$J$	3

## 11.6 Application à l'analyse du pont de dimensionnement

De nombreuses vérifications ont été réalisées sur les éléments structuraux implantés dans le logiciel ANSRT, mais ces éléments doivent faire l'objet de vérifications systématiques lors de leur utilisation pour ne pas entraîner d'erreurs possibles. L'outil créé nous a conduit à tester ses performances sur l'exemple du pont de calcul déjà présenté à la section 6.1.

### 11.6.1 Modélisation du pont

Le modèle est similaire à celui présenté pour l'analyse linéaire avec le logiciel SAP90. Pour des raisons de symétrie et pour diminuer le temps de calcul, la moitié du pont a été modélisée pour le logiciel ANSRT, soit deux travées du pont. Dans le cas présent, les travées sont indépendantes, les appareils d'appuis parasismiques sont par conséquent placés à la culée pour la travée 1 et sur les piliers d'extrémités pour la travée 2 comme le montre la figure 11.9.

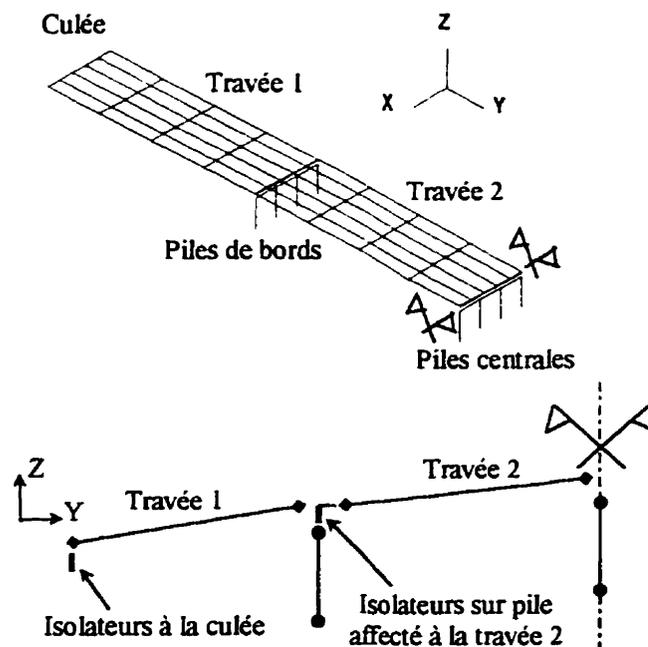


Figure 11.9: Demi - pont de St-Hilaire sur Rouville modélisé sur le logiciel ANSRT

Dans le cas présent, une analyse en deux dimensions aurait été amplement suffisante, la modélisation tridimensionnelle est présentée uniquement à titre d'illustration.

Un appui est placé sous chaque poutre principale, il y a donc 6 isolateurs d'un côté de la travée alors que 6 appuis coulissants modélisent des appuis à friction graissés situés à l'autre extrémité de la travée. Ce choix est arbitraire et pourrait être différent. On peut noter que l'appui de culée a été modélisé au droit de l'extrémité du bord de la travée 1. Pour la travée 2, l'extrémité de la travée n'est pas située au droit des colonnes modélisant les piles. Une excentricité a donc été introduite dans l'isolateur pour obtenir un appui vertical situé dans l'axe vertical de la pile.

Le modèle est composé de 129 nœuds et il y a 201 degrés de liberté. Les degrés de liberté longitudinaux et verticaux des tabliers sont libres. Les degrés de liberté transversaux sont bloqués.

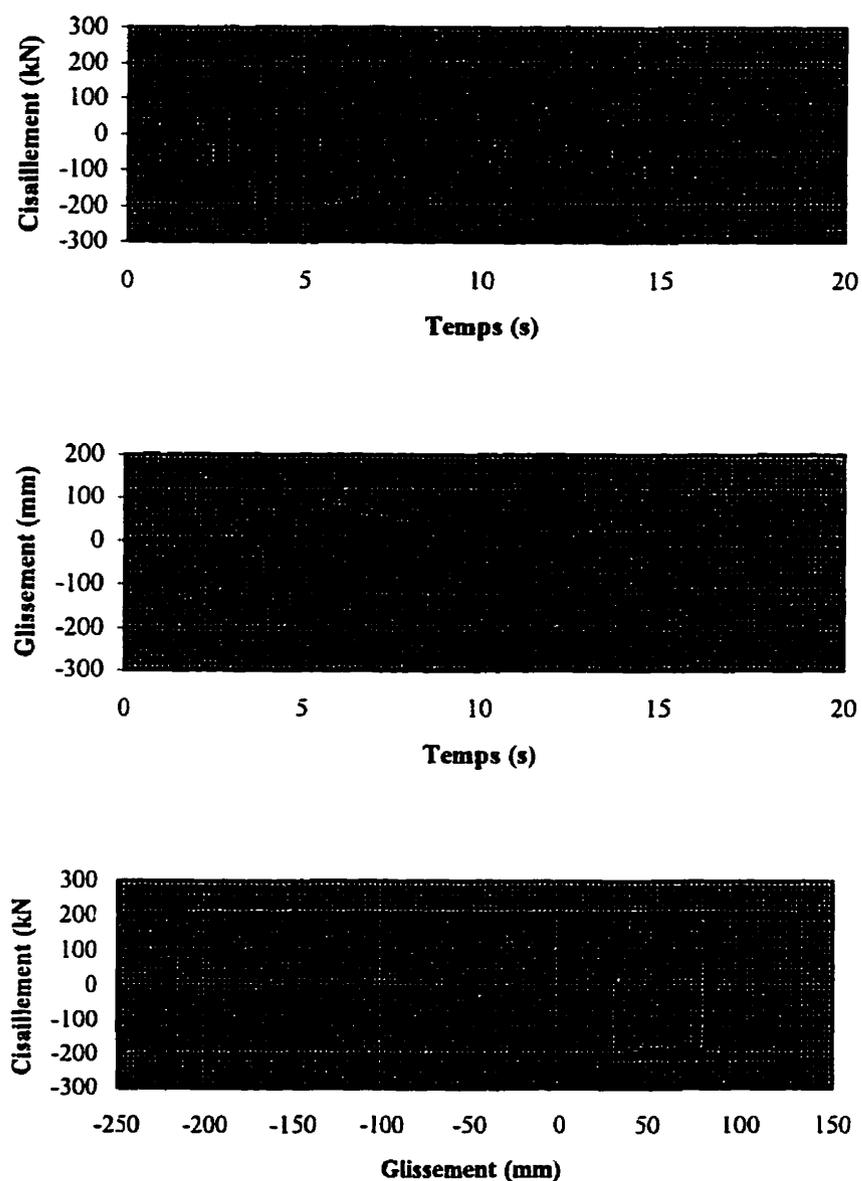
### **11.6.2 Analyses non linéaires locales**

La première étape consiste à réaliser une analyse statique pour évaluer la charge verticale appliquée sur chaque appui. L'utilisateur peut soit bloquer les nœuds correspondant aux isolateurs, soit créer des conditions de déplacement identiques. Dans notre exemple, les isolateurs situés à la culée sont bloqués dans les directions horizontales, transversale et longitudinale, mais ils peuvent se déformer verticalement pour reprendre le poids du tablier. Les isolateurs situés sur les piles sont contraints à avoir les mêmes déplacements horizontaux, transversaux et longitudinaux, que les têtes de piles où ils sont rattachés. Les appuis glissants sont supposés parfaitement coulissants et donc, on impose l'identité des déplacements verticaux entre les points reliant la pile et le tablier pour ces appuis afin de reprendre le poids du tablier. Cette analyse dure environ une seconde.

Cette évaluation étant faite, les charges trouvées sont affectées à chaque élément d'appui sismique introduit dans le modèle. Une analyse non linéaire du modèle peut alors être réalisée. Chaque appui est constitué d'un élément de friction avec une interface d'acier inoxydable et de téflon renforcé de fibres de verre, de type numéroté 10 dans le logiciel ANSRT, et d'un ressort linéaire de type 11, de rigidité moyenne de 2kN/mm, pour des appuis conçu à 2 000 kN. Les deux éléments sont affectés aux mêmes nœuds et doivent tenir compte des excentricités si les nœuds utilisés ne sont pas alignés verticalement, par exemple. L'utilisateur a la possibilité de tenir compte de l'effet de la charge verticale sur le comportement de friction, s'il le désire. Les analyses varient entre 45 minutes et 2 heures sur un Pentium 200.

Les résultats des analyses permettent de montrer quelques résultats représentatifs du comportement du tablier pour une sollicitation longitudinale associée au séisme de Roumanie de 1977, déjà présenté au tableau 5.4.

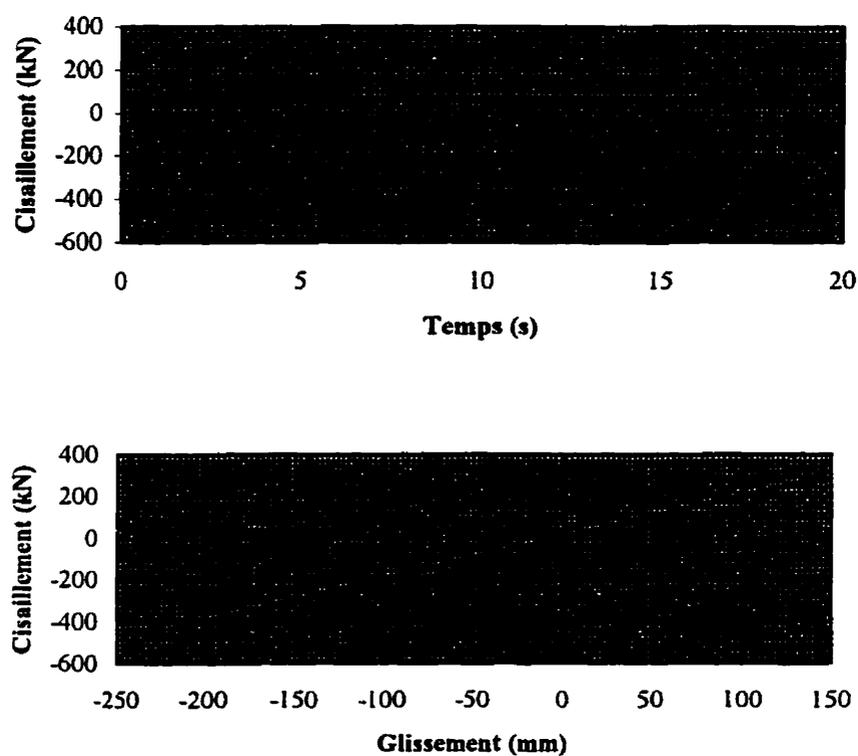
Sur les trois graphiques de la figure 11.10, on présente le comportement d'un appui situé à la culée près de la travée 1, soient l'historique du glissement, l'historique du cisaillement et la courbe d'hystérésis associée. Étant donné la symétrie du pont et de la sollicitation, on retrouve le même comportement pour chacun des appuis situé à la culée. On rappelle que cet élément traduit le comportement de friction seul et ne fait pas apparaître les efforts dans le ressort. On constate que le cisaillement est bien nivelé par le coefficient de friction et que le déplacement résiduel est bien réduit. Évidemment, il s'agit d'une analyse spécifique avec des hypothèses de modélisation précises et d'autres analyses peuvent être réalisées.



**Figure 11.10: Historiques de cisaillement et de glissement, et courbe d'hystérésis associée, de la composante de friction d'un isolateur situé à la culée**

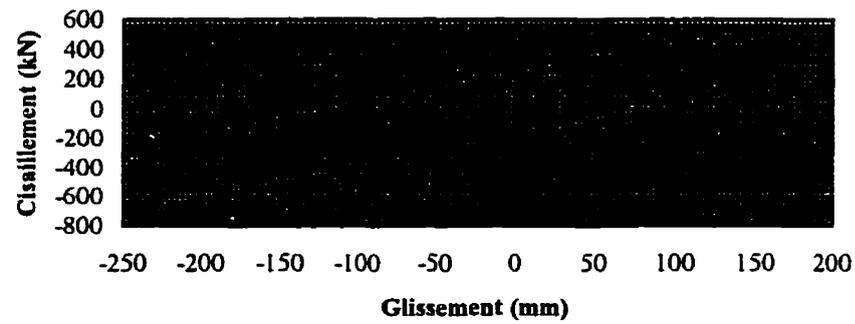
À la figure 11.11, on présente l'historique de cisaillement et la courbe d'hystérésis de la composante ressort de l'isolateur situé à la culée. Évidemment, le comportement est

linéaire élastique, et donc l'allure de la courbe de cisaillement est similaire à la courbe de glissement présentée à la figure 11.10.



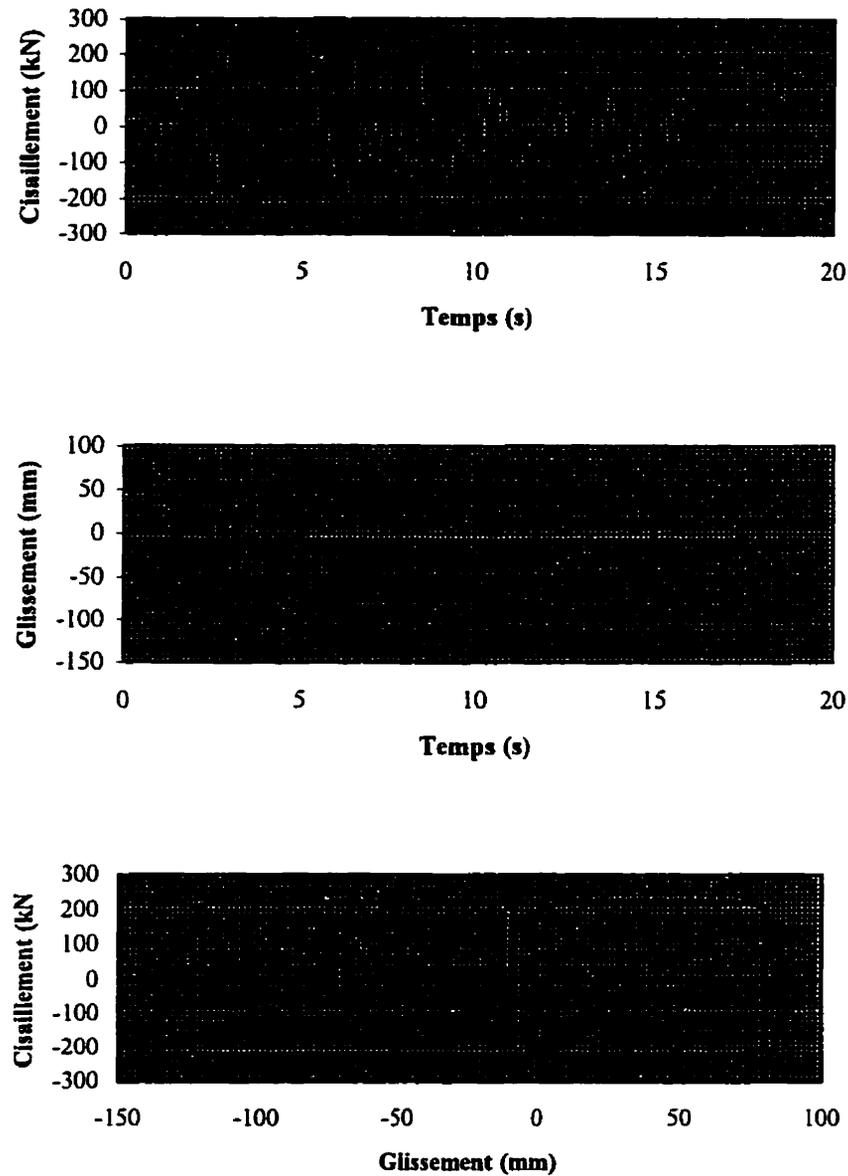
**Figure 11.11: Historiques de cisaillement et courbe d'hystérésis associée de la composante ressort d'un isolateur situé à la culée**

La figure 11.12 présente la courbe d'hystérésis représentative du comportement global de l'appui sismique.



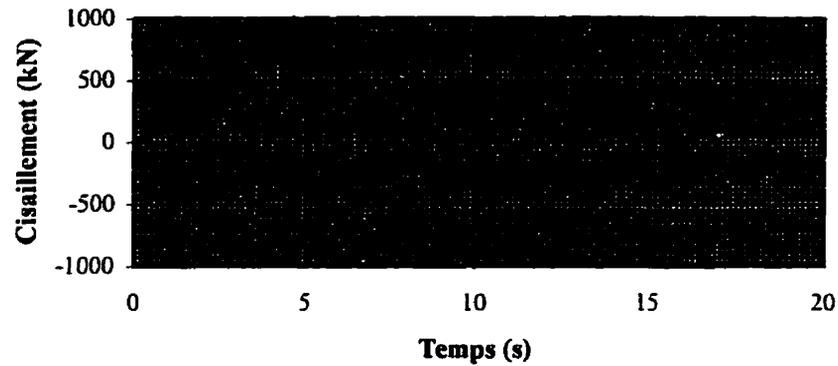
**Figure 11.12: Hystérésis de l'isolateur complet situé à la culée**

À la figure 11.13, on présente également les historiques de cisaillement et de glissement ainsi que l'hystérésis associé pour un isolateur situé en tête des piles de la travée 2. On notera que le comportement de la composante ressort de cet isolateur est également comparable au comportement observé pour l'isolateur de culée.

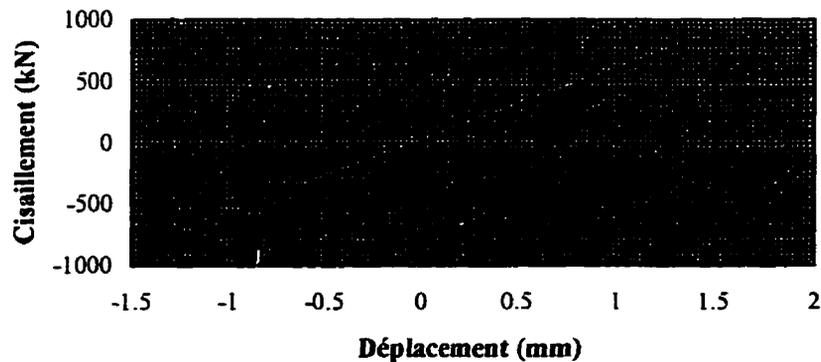


**Figure 11.13: Historiques de cisaillement et de glissement, et courbe d'hystérésis associée, de la composante de friction d'un isolateur situé en tête de pile**

À la figure 11.13, on présente l'historique de cisaillement longitudinale d'une pile d'extrémité située entre la travée 1 et 2 du pont et en bord de chaussée. À la figure 11.14, on vérifie que le comportement est linéaire élastique.



**Figure 11.14: Historique de cisaillement longitudinal d'une pile d'extrémité**



**Figure 11.15: Courbe d'hystérésis correspondant au comportement longitudinal d'une pile d'extrémité**

La pile supporte une charge statique de 3 020 kN. Le cisaillement maximum atteint est de 840kN, soit 28% du poids du pont. On obtient en fait la combinaison des cisaillements des appuis sismiques. Dans chaque appui, on constate en effet que environ 200kN sont repris par la composante friction et 290 kN par la composante ressort. De plus on a 6 appuis pour 4 piles, on a donc  $(200+290) (6) / (4) = 735$  kN repris par chaque pile approximativement. Ce calcul donne un résultat légèrement différent à cause de la géométrie du pont : les piles et les appuis ne sont pas espacés de la même manière et le pont est en pente. Mais globalement, les résultats sont satisfaisants.

## CHAPITRE XII

### CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

#### 12.1 Résumé

Cette thèse présente l'élaboration, la conception et l'expérimentation d'un appareil d'appui parasismique fonctionnant sur le principe de l'isolation à la base. Pour y parvenir, on a examiné le principe d'isolation à la base, on a réalisé une recherche bibliographique sur des appuis parasismiques existants, on a établi un bilan des comportements typiques utilisés en isolation à la base tel que présenté aux chapitres 1, 2 et 3. À partir de là, on a pu réaliser au chapitre 4 une modélisation simplifiée des appareils d'appuis parasismiques, que l'on a amélioré au fur et à mesure en implantant des lois de comportement des systèmes d'isolation plus sophistiqués. Cette modélisation a été retranscrite en termes de logiciel de calcul numérique afin de permettre une estimation chiffrée des comportements potentiels des appuis tel que décrit au chapitre 5. À partir des contraintes techniques et financières de réalisations des différentes composantes de l'appui et à partir des résultats numériques obtenus des analyses dynamiques non linéaires, on a pu établir au chapitre 5 les caractéristiques physiques et mécaniques générales d'un appui parasismique original : un appareil d'appui à friction permet de dissiper l'énergie sismique, et en parallèle, un système de ressorts précontraints assure un certain recentrage de l'appui et une limitation des déformations de l'appui. L'élaboration d'un prototype a alors été envisagée dans le but de vérifier les hypothèses de calcul théorique. Au chapitre 6, une évaluation préliminaire d'appuis sismique pour un pont type est présentée et la conception de 3 types de ressort est exposée : les ressorts coniques, les ressorts cylindriques et les rondelles Belleville. Au chapitre 7, une étude expérimentale est menée sur la composante à friction de l'appui. En particulier, des essais à hautes fréquences ont été menés car d'une part, il y avait un manque de données bibliographiques sur ce sujet, et d'autre part, en ayant constaté que

la réponse théorique du phénomène de friction présentait un contenu fréquentiel élevé dans le cas de sollicitations sismiques à hautes fréquences. Cette hypothèse théorique étant confirmée expérimentalement, une modélisation appropriée des phénomènes observés est alors exposée au chapitre 8. Au chapitre 9, on décrit finalement les étapes de dimensionnement que doit suivre le concepteur. Cette démarche est illustrée avec la conception finale d'un prototype complet d'appareil d'appui. Les exigences concernant l'expérimentation des prototypes selon des organismes parasismiques ou des normes en vigueur sont décrites. Un protocole expérimental est établi dans les limites du cadre de cette thèse. La procédure expérimentale est décrite ainsi que les résultats expérimentaux menés sur le prototype comme sur les ressorts seuls. Une étude préliminaire théorique du comportement des ressorts soumis à des sollicitations à haute fréquence est proposée au chapitre 10 et est complétée d'un modèle numérique qui consiste simplement à prendre en compte la masse du ressort dans le modèle général présenté au chapitre 4. Finalement les diverses composantes parasismiques susceptibles de se retrouver dans un appui parasismique sont implantées dans un logiciel d'analyses dynamiques non linéaires des structures tridimensionnelles afin de pouvoir réaliser une modélisation plus appropriée des structures complexes telles que présentées au chapitre 11.

## 12.2 Conclusions

L'objectif principal de cette thèse était la conception, l'élaboration et l'évaluation d'un appareil d'appui parasismique. Cet objectif a été atteint dans une large mesure puisqu'un isolateur à la base unidirectionnel a été conçu, construit et testé. Il s'agit d'un appui constitué de composantes mécaniques montées en parallèle : d'une part un appui à friction, dit « à pot », consistant en une interface non graissée formée d'une plaque de téflon renforcée de fibres de verre ou de carbone, glissant sur une plaque d'acier inoxydable miroir, et d'autre part, un système original de ressorts précontraints placés de part et d'autre de l'appui. La composante de friction permet d'une part d'assurer la capacité portante du pont et d'autre part de dissiper l'énergie sismique. Le système de

ressorts permet d'assurer le recentrage du système en cas de sollicitations sismiques et limite les trop grands déplacements. À partir de l'étude des techniques parasismiques, de concepts théoriques d'isolation par la base et de modèles physiques numériques, on a élaboré un appui parasismique que l'on espérait conforme aux attentes théoriques. Pour vérifier nos hypothèses de calcul, chacune des composantes constituant l'appui a fait l'objet d'une étude expérimentale à l'échelle réelle, dans les limites offertes par les capacités du laboratoire de structure. Un prototype d'une capacité portante de 400 kN a été réalisé et testé pour vérifier la bonne performance en fonction des normes en vigueur actuellement. Les résultats des essais ont été fort concluants puisqu'ils ont montré sa capacité à supporter les charges verticales spécifiées d'une part, et d'autre part, le bon comportement parasismique de l'appui, grâce à sa dissipation d'énergie élastoplastique visqueuse et un certain recentrage de l'appui après sollicitations sismique. On notera que le téflon vierge a été testé sur le prototype et exclu à cause de sa défaillance lors des essais, et seuls les téflons renforcés doivent être employés dans les appuis futurs.

Cette étude a permis par la même occasion de développer quelques outils de calcul pour déterminer le déplacement de calcul qui est un élément majeur de la conception. La conception de ressorts, de type conique, cylindrique ou formés de rondelles Belleville, a été développée pour notre application sismique à partir de méthodes de calcul proposées par d'autres chercheurs. L'implantation d'éléments structuraux dans un logiciel d'analyse dynamique non linéaire des structures a également été proposée pour des recherches ou des applications futures possibles.

Un modèle théorique de comportement superélastique non visqueux a été développé. Il a la caractéristique de décrire une hystérésis pour un cycle de déformation, quelle que soit la vitesse de déformation.

Des essais de friction à haute fréquence d'une interface d'acier inoxydable miroir et de téflon, renforcé de fibres de verre ou de carbone, ou seulement non renforcé, ont montré

l'influence majeure du coefficient de friction statique sur le coefficient de friction dynamique. Un modèle numérique de ce comportement a été proposé en se basant sur les résultats expérimentaux.

Le comportement complet de l'appareil d'appui proposé a été établi numériquement. Les essais ont également mis en évidence un comportement vibratoire secondaire du système de ressort en cas de hautes fréquences d'excitations. Ce phénomène n'a cependant que peu de répercussions sur les performances parasismiques de l'isolateur. Ce comportement a été interprété et modélisé théoriquement et numériquement.

### **12.3 Recommandations**

Si les isolateurs à la base représentent une technologie récente, ils ont tout de même connu un développement majeur au cours des 20 dernières années. Il existe actuellement de très bons systèmes permettant d'obtenir de bonnes performances parasismiques. L'appareil d'appui proposé offre également de bons résultats. Cependant son encombrement reste tout de même supérieur à celui d'un appui de type « pendule à friction », ce qui constitue un inconvénient.

Des différences ont été observées entre les coefficients de friction de l'interface de téflon sur de l'acier inoxydable, obtenus des essais de frictions purs et des essais sur prototype. Il serait utile de faire des essais cycliques de 3 cycles au déplacement de calcul avec des pressions de 5, 15, 30 et 45 MPa à des fréquences différentes : 0,02Hz, 0,1Hz, 0,2Hz, 0,35Hz, 0,7Hz ou soit la fréquence caractéristique moyenne de l'appui, 1Hz et 2Hz. Ces valeurs devraient suffire pour déterminer la courbe du coefficient de friction en fonction de la pression et de la vitesse de glissement pour le prototype. On rappelle que la baisse de pression entraîne l'augmentation du coefficient de friction. Ceci pourrait permettre l'élargissement du domaine d'utilisation de l'appui pour des pressions différentes avec une plus grande certitude sur les résultats numériques.

L'appareil d'appui proposé a satisfait les essais auxquels il a été soumis conformément à la norme canadienne des ponts. Il doit encore subir des essais complémentaires comme les essais de rupture en traction et en compression, et des essais de durabilité pour vérifier l'influence du vieillissement, de la fatigue, de la température, etc. Ces essais devraient en principe ne pas influencer notablement les caractéristiques mécaniques de l'appui. En effet l'appui proposé est constitué d'éléments structuraux déjà employés par l'industrie, ces éléments ont donc déjà été testés et approuvés.

L'appui proposé est unidirectionnel, mais il a tout de même été imaginé dans la perspective d'un développement bidirectionnel. L'appui central, constitué du « pot », a été élaboré avec une double symétrie, il permet ainsi l'aménagement de ressorts transversaux. L'encombrement transversal sera plus important. Mais l'avantage de l'utilisation des ressorts dans l'isolateur est qu'ils vont permettre d'ajuster les rigidités de la composante ressort dans les directions transversales et d'avoir un comportement spécifique selon la direction longitudinale ou transversale. Il reste tout de même le problème de l'instabilité des ressorts. Les ressorts ne peuvent être soumis directement à des efforts transversaux afin d'éviter tout phénomène de flambement. Il est à noter que les ressorts coniques ont été pris en compte pour leur aptitude à supporter les charges latérales, mais une étude nouvelle serait nécessaire pour analyser cette solution.

## RÉFÉRENCES

AASHTO, (1991 Juin). American Association of State Highway and Transportation Officials, Guide Specifications for Seismic Isolation Design, 444 North Capitol Street, N.W. Suite 225, Washington, D.C. 2001.

AASHTO, (1993). Standard Specifications for Highway Bridges - 15<sup>th</sup> edition 92 - Recommended by the Interim Specifications - Bridges -1993.

ACIERS INOXYDABLES ATLAS, SAMMI ATLAS INC. (1995). Information technique, Acier inoxydable fini BA et miroir, Canada.

ADAMS, J. and BASHAM, P. (1989). The seismicity and seismotectonics of Canada East of the Cordillera, Geoscience Canada, 6(1), 3-16.

AIKEN, I.D., NIMS, D.K., WHITTAKER, A.S. et KELLY, J.M. (1993). Testing of passive energy dissipation systems, Earthquake Spectra, Vol. 9, No.3, 335.

AIPCR, (1995). L'adaptation anti-sismique du Marquam Bridge, 20° Congrès mondial de la route, Études, recherches et applications innovatives dans le secteur routier italien de 1992 à 1995, Edition Promoedi SRL (Roma), Montréal, 6/22-6/28.

ASSOCIATED SPRING, Barnes Group Inc (1984). Solving Spring Design Problems with Belleville Disc Springs, Form No.500, 5M CH 9/84 AS-3840-5, Headquarters Bristol, Conn. 06010, USA.

BECHTOLD, J. (1907). Earthquake-proof buildings, U.S. Patents No. 845,046.

BELLAVISTA, P. (1992 Juil.). Appui Isolateur Para Sismique (AIPS). Earthquake Resistant Insulator for Buildings, US Patent N° 5 131 195.

BERRY, W.R. (1961). Spring Design, a practical treatment, Emmott & Company limited, London and Manchester

BONC, R. (1971). Modèle mathématique d'hystérésis, Acustica, 24(1), 16-25.

BONC, R. (1967). Forced Vibration of Mechanical System with Hysteresis, Proceedings of 4<sup>th</sup> Conference on Nonlinear Oscillation, Prague, Czechoslovakia.

BONDONET, G. et FILIATRAULT, A. (1993 août). Analyse sismique bidimensionnelle et tridimensionnelle du pont haubané de Jonquière au Québec, Rapport de D.E.A., E.N.T.P.E, France.

BUCKLE I.G. and MAYES R.L. (1990). Seismic Isolation: History, Application, and Performance - A World View. Earthquake Spectra, 6(2), 161-201.

CALATARIENTS, J.A. (1909). Improvements in and connected with building and other works and appurtenances to resist the action of earthquakes and the like, Paper 325371, Engineering Library, Stanford University, Stanford, CA.

CARLSON, H. (1978). Spring Designer's Handbook, Marcel Dekker, Inc., New York and Basel, Mechanical Engineering.

CASPE, M.S. (1970). Earthquake Isolation of Multistory Concrete Structures, Journal of American Concrete Institute, 11, 923-933.

CHANG, K.C., HWANG, J.S. et LEE, G.C. (1990). Analytical model for sliding behavior of teflon - stainless steel interfaces, ASCE Journal of Engineering Mechanics, 116(12), 2749-2763.

CHBDC, (1997). Code Seismic Design, Canadian Highway Bridges Design Code, Section4 - Draft 7, Canada.

CLARK, P. et KELLY, J. (1990 July), Experimental testing of resilient-friction base isolation system, Report UCB/EERC-90/10, College of Engineering, University of California, Berkeley, California.

CLOUGH, R.W. et PENZIEN, J. (1993). Dynamics of structures, Second edition. McGraw Hill, New York.

CNBC, (1990). Code National du Bâtiment du Canada, Supplémentaire J.

CONSTANTINOU, M.C., TSOPELAS, P., KIM, Y.S. et OKAMOKO, S. (1993). NCER-TASEI Corporation research program on sliding seismic isolation systems for bridges: Experimental and analytical study of a friction pendulum system (FPS), Report NCEER-93-0020, National Center for Earthquake Engineering Research, University of New York, Buffalo, NY.

CONSTANTINOU, M.C., KARTOUM, A., REINHORN, A.M. et BRADFORD, P. (1991). Experimental and theoretical study of sliding isolation system for bridges, Report NCEER-91-0027, National Center for Earthquake Engineering Research, State University of New York, Buffalo, NY.

CONSTANTINOU, M.C., MOKHA, A. et REINHORN, A. (1990 Feb.). Teflon bearings in base isolation II: Modeling, Journal of Structural Engineering, 116, 2, 455-474.

CONSTANTINOU, M.C. et ADNANCE, M.A. (1987). Dynamics of soil-based-isolated structure systems: Evaluation of two models for yielding systems, Report to the National Science Foundation, Dept of Civil Engineering, Drexel University, Philadelphia, Pa.

COUSINS W.J. et PORRITT T.E. (1993 Sept.). Improvements to Lead-Extrusion Damper Technology, Bulletin of the New Zealand National Society for Earthquake Engineering, 26(3), 342-348.

D'ARONCO, D. (1993 Sept.). Évaluation du cisaillement sismique des murs ductiles en béton armé au Canada, Maîtrise en ingénierie, École Polytechnique de Montréal, Canada.

DEMONTALK, R.W. (1932). Shock absorbing or minimizing means for buildings, US Patent No.1 847 820.

FAN, F.G., AHMADI, G. et TADJBAKHSH, I.G. (1988 May). Base isolation of a multi - story building under harmonic ground motion, a comparison of performances of

various systems, Report NCEER-88-0010, National Center for Earthquake Engineering Research, University of New York, Buffalo, NY.

FILIATRAULT, A., TREMBLAY, R., THOEN, B.K. et ROOD, J. (1996). A second generation earthquake simulation system in Canada: description and performance evaluation, Proceedings of the Eleventh World Conference on Earthquake Engineering, Acapulco, Mexico, Elsevier Inc., NY.

FILIATRAULT, A. (1995). Éléments de génie sismique, École Polytechnique de Montréal.

FUNAKUBO, H. (1984). Shape memory alloys, Gordon and Breach Science Publishers, Vol.1, ISSN 089-860X, ISBN 2-88124-136-0.

FYFE, E.R., SLATER, W.M. et WATSON, R. (1982). Aseismic Bearing for Bridge Structures, Canadian Patent, N°1 178 303- Application N°390 346- filed 811118.

GRAESSER, E.J. et COZZARELLI, F.A. (1991 Nov.). Shape-memory alloys as new materials for aseismic isolation, Journal of Engineering Mechanics, ASCE, NY, 117, 11, 2590-2608.

GRAESSER, E.J., COZZARELLI, F.A. (1991 April). A multidimensional hysteretic model for plastically deforming metals in energy absorbing devices, Report NCEER-91-0006, National Center for Earthquake Engineering Research, University of New York, Buffalo, NY.

GREEN, N.B. (1935). Flexible First Story Construction for Earthquake Resistance, ASCE Trans., 100 (1906), 644-674.

GUERAUD, R., NOËL-LEROUX, J.P., LIVOLANT, M. et MICHPOULOS, A.P. (1985). Seismic Isolation using Sliding Elastomer Bearings Pads, Nuclear Engineering and Design, 84, 363-377.

HITEC, (1996 Mars). Guidelines for the Testing of Seismic Isolation and Energy Dissipating Devices, CERF Report 96-02, Civil Engineering Research Foundation, USA.

HUFFMAN, G. (1980). Spring-Damper Systems for the support of structures to prevent earthquake damage, Proceedings 7<sup>th</sup> World Conference on Earthquake Engineering, Istanbul, Turkey, 8, 167-168.

INAUDI, J.A., NIMS, D.K. et KELLY, J.M.(1993). On the analysis of structures with energy dissipation restraints, Report UCB/EERC-93/13, College of Engineering, University of California, Berkeley, California.

JACOBSEN, L.S. (1938). Effects of a flexible Story in a Building Located on Vibrating Ground, S.Timoshenko 60<sup>th</sup> Anniversary Volume, Macmillan Co., New York, 93-103.

KAKIZAWA, T. et OHNO, S. (1996). Utilization of Shape Memory Alloy as a sensing Material for Smart Structures, Advanced Composite Materials in Bridges and Structures, M.M.El-Badry, Editor, Canadian Society for Civil Engineering, Montréal, Qc, 67-74.

KAR, R. et RAINER, J.H. (1995). Friction-Based Seismic Damper for Circuit Breaker, US journal "Transmission & Distribution".

KATO, H., DUTKIEWICZ, et MIURA, S. (1994 April). Superelasticity and shape memory effect in Cu-23at%Al-7at%Mn alloy single crystals, Acta Metallurgica et Materiala, v 42 n 4, 1359-1365, ISSN 0956-7151.

KELLY, J.M. (1993). Earthquake Resistant Design with Rubber, Springer-Verlag, GB.

KELLY, J.M. et QUIROZ, E. (1992 Aug.). Mechanical characteristics of neoprene isolation bearings, Report UCB/EERC-92/11, Earthquake Engineering Research Center, University of California, Berkeley, CA.

KELLY, J.M. (1991 Mars). A long period isolation system using low modulus high-damping isolators for nuclear facilities of soft-soil sites, Report UCB/EERC 91/03, Earthquake Engineering Research Center, University of California, Berkeley, CA.

KELLY, J.M. (1986). Seismic Base Isolation: Review and bibliography, Soil Dynamic and Earthquake Engineering, 5, 202-216.

KELLY, J.M. (1982 May). Aseismic Base Isolation, The shock and vibration digest, Vol.14, No.5, Naval Research Laboratory, Washington D.C.

KOELLER, R.C. (1984 June). Applications of fractional calculus to the theory of viscoelasticity, Journal of Applied Mechanics, 51, 299-307.

LAMONTAGNE, M. (1987). Seismic activity and structural features in the Charlevoix Region of Quebec, Canadian Journal of Earth Science, 24(11), 2118-2129.

LAMONTAGNE, M. (1987). Seismic activity and structural features in the Charlevoix Region of Quebec, Canadian Journal of Earth Science, 24(3), 338-365.

LÉGER, P. et PAULTRE, P. (1990 Sept.). Computer Assisted Learning of Structural Analysis, CAL90, Guide d'utilisation, Dépt de Génie Civil, École Polytechnique de Montréal, Montréal, Qc.

MAISON, B.F. (1992). PC-ANSR, A Computer Program for Nonlinear Structural Analysis, National Information Service for Earthquake Engineering - NISEE / Computer Applications, University of California, Berkeley.

MAKRIS, N. et CONSTANTINOU, M.C. (1990 Déc.). Viscous dampers: Testing, modeling and application in vibration and seismic isolation, Report NCEER-90-0028, National Center for Earthquake Engineering Research, University of New York, Buffalo, NY.

MARTEL, R.R., (1929). The effects of Earthquake on Buildings with a flexible Story, Bulletin of Seismology Society of America, 19(3), 167-178.

MINISTÈRE DES TRANSPORTS DU QUÉBEC, (1994). Communication privée.

MITCHELL, D., TINAWI, R. et LAW, T. (1990). Damage caused by November 25, 1988 Saguenay earthquake, Canadian Journal of Civil Engineering, 17(3), 338-365.

MITSUSHITA, K. et IZUMI, M. (1969). Studies on mechanisms to decrease earthquake effect to buildings, Proceedings 4<sup>th</sup> World Conference on Earthquake Engineering, Santiago de Chile, 1, paper B3, 117-129.

MOKHA, A., CONSTANTINOU, M.C. et REINHORN, A. (1990 Feb.). Teflon bearings in base isolation I: Testing, Journal of structural engineering, 116, 2, 438-454.

MOKHA, A., CONSTANTINOU, M.C. et REINHORN, A. (1988). Teflon bearings in aseismic base isolation: Experimental studies and mathematical modeling, Report NCEER-88-0038, National Center for Earthquake Engineering Research, University of New York, Buffalo, NY.

MONDKAR, D.P. et POWELL, G.H. (1975 Dec). ANSR I: General Purpose Program for Analysis of Nonlinear Structural Response, Earthquake Engineering Research Center, Report No. UCB/EERC-75/37, College of Engineering, University of California, Berkeley, California.

MONDKAR, D.P. et POWELL, G.H. (1975 March). Static and Dynamic Analysis of Nonlinear Structural, Earthquake Engineering Research Center, Report No. UCB/EERC75/10, College of Engineering, University of California, Berkeley, California.

MOSTAGHEL, N. (1984). Resilient-Friction Base Isolator, Report No UTEC 84-097, The University of Utah, USA.

MOSTAGHEL, N. et DAVIS, T. (1997). Representations of Coulomb Friction for Dynamic Analysis, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 26, 541-548.

MUNROE, P.S. et WEICHERT, D. (1989). The Saguenay earthquake of November 25, 1988 - Processed strong motion records, Open file report, 1996, Geological Survey of Canada, Ottawa, Ontario.

NAGARAJAIAH, S., REINHORN, A., CLI, A.M. et CONSTANTINO, M.C. (1993). 3D-Basis-Tabs, computer program for non-linear dynamic analysis of 3 dimensional base isolated structures, Report NCEER-93-0011, National Center for Earthquake Engineering Research, University of New York, Buffalo, NY.

NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY (NIST), SHENTON, H.W.III (1994). Draft Guidelines for Quality Control Testing of Sliding Seismic Isolation Systems, NISTR 5371, Building and Fire Research Laboratory, Gaithersburg, Maryland 20899.

NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY (NIST), SHENTON, H.W.III (1994). Draft Guidelines for Pre-Qualification and Prototype

Testing of Seismic Isolation Systems, NISTR 5359, Building and Fire Research Laboratory, Gaithersburg, Maryland 20899.

NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY (NIST), SHENTON, H.W.III (1994). Draft Guidelines for Quality Control Testing of Elastomeric Seismic Isolation Systems, NISTR 5345, Building and Fire Research Laboratory, Gaithersburg, Maryland 20899.

NUTTLI, O.W. (1988). Similarities and differences between western and eastern United states earthquakes and their consequences for earthquake engineering, Earthquake Engineering and Soil Dynamics II - Recent Advances in Ground Motion Evaluation, ASCE Geotechnical Special Bulletin, 20, 25-51.

OZDEMIR, H. (1976). Nonlinear Transient Dynamic Analysis of Yielding Structures, Ph.D. Thesis, University of California, Berkeley.

PAPOULIA, K.D. et KELLY, J.M., (1990 Déc.). Material characterization of elastomers used in earthquake base isolation, Report UCB/EERC-90/18, Earthquake Engineering Research Center, University of California, Berkeley, CA.

PATOOR, E., BERVEILLER, M. (1990), Les alliages à mémoire de forme, Technologies de Pointes Hermès, ISBN 2-86601-236-4, ISSN 0993-4588.

PEKCAN, G., MANDER, J.B. et CHEN, S.S. (1995 May). The Seismic Response of a 1:3 Scale Model R.C. Structure with Elastomeric Spring Dampers, Earthquake Spectra, 11(2).

REYNAL, C. (1963). Les ressorts, Étude complète et méthode rapide de calcul, 6ème édition, Dunod, Paris.

RIAHI, A., ROW, D.G. et POWELL, G.H. (1978 Aug.). Three Dimensional Inelastic Frame Elements for the ANSR-1 Program, Earthquake Engineering Research Center, Report No. UCB/EERC-78/06, University of California, Berkeley, California.

ROBINSON, W.H. et TUCKER, A.G. (1977). A Lead Rubber Shear Damper, Bulletin of New Zealand National Society Earthquake Engineering, 10, 151-153.

ROBINSON, W.H. (1982). Lead-Rubber Hysteretic Bearings Suitable for Protecting Structures during Earthquakes, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 10, 593-604.

ROTH, A. et al. (1970). Erdebensicherung im Bauen: Das Schulhaus 'Heinrich Pestalozzi' in Skopje, Jugoslawien, Neue Zurcher Zeitung, Technibeilage.

SKINNER, R.I., ROBINSON, W.H. et McVERRY, G.H. (1993). An Introduction to Seismic Isolation, John Wiley & Sons.

SMCAT, (1989). An Earthquake Strong Motion Data Catalogue for Personal Computers, National Geophysical Data Center, Boulder, Colorado.

STIEMER, S.F. (1989). Innovative Earthquake Resistant Steel Design, Department of Civil Engineering, University of British Columbia, Vancouver, B.C. Canada.

SU, L., AHMADI, G. et TADJIBAKHSH, I.G. (1987 Aug.). A Comparative Study of Base Isolation Systems, Report No. MIE-150, Clarkson University.

TSAI, K-C., CHEN, H.-W., HONG, C.P. et SU, Y.F. (1993). Design of steel triangular plate energy absorbers for seismic-resistant construction, Earthquake spectra, Vol.9 No.3, 505.

TSOPELAS, P. et CONSTANTINOU, M.C., KIM, Y.S et OKAMOTO, S. (1996). Experimental Study of FPS System in Bridge Seismic Isolation, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 25, 65-78.

TSOPELAS, P. et CONSTANTINOU, M.C. (1994 June a). NCEER-Tasei Corporation research program on sliding seismic isolation systems for bridges: experimental and

analytical study of a system consisting of sliding bearings and fluid restoring force/damping devices, Report NCEER-94-0014, National Center for Earthquake Engineering Research, University of New York, Buffalo, NY.

TSOPELAS, P. et CONSTANTINOU, M.C. (1994 June b). NCEER-Taisei Corporation research program on sliding seismic isolation systems for bridges: experimental and analytical study of a system consisting of lubricated PTFE sliding bearings and mild steel dampers, Report NCEER-94-0014, National Center for Earthquake Engineering Research, University of New York, Buffalo, NY.

TSOPELAS, P., OKAMOTO, S., CONSTANTINOU, M.C., OZAKI, D. et FUJII, S. (1994 Feb.). NCEER-Taisei Corporation research program on sliding seismic isolation systems for bridges: Experimental and analytical study of systems consisting of sliding bearings, rubber restoring force device and fluid damper, Report NCEER-94-0002,(1), National Center for Earthquake Engineering Research, University of New York, Buffalo, NY.

YEGIAN, M.K. et LAHLAF, A.M. (1995). Géomembranes as base isolation, Geotechnical Fabrics Report, 17-21.

WAHL, A.M. (1944). Mechanical springs, 1ere edition, Penton publishing company, Cleveland, Ohio.

WAYMAN, C.M. (1985 Aug.). Martensitic transformations and mechanical behavior, Proceedings of 7th international conference on strength of metals and alloys, Pergamon Press, Vol.3, 1779-1805, ISBN 0-08-031640-9.

WEN, Y.-K. (1976 Apr.). Method for random vibration of hysteretic systems, Journal of the engineering mechanics division, 102, No EM2, 249-263.

WILSON, E.L. et HABIBULLAH, A. (1992). SAP90 - A Series of Computer Programs for Finite Element Analysis of Structures - Structural Analysis User's Manual, Computers and Structures, Inc., Berkeley, California.

WITTING, P.R. et COZZARELLI, F.A. (1992 May). Shape memory structural dampers: material properties, design and seismic testing, Rapport NCEER-92-0013, National Center for Earthquake Engineering Research, University of New York, Buffalo, NY.

WRIGHT, F.L. (1977). An autobiography: Frank Lloyd Wright, Horizon Press, New York.

ZAYAS, V.R., STANLEY, S.L. et MAHIN, J. (1990). A simple pendulum technique for achieving seismic isolation, Earthquake Spectra, Vol.6, No2, 317-333

Z-TECH, INC. (1994). Les appareils d'appuis et les joints d'expansions, Catalogue technique, St-Jérôme, Qc.

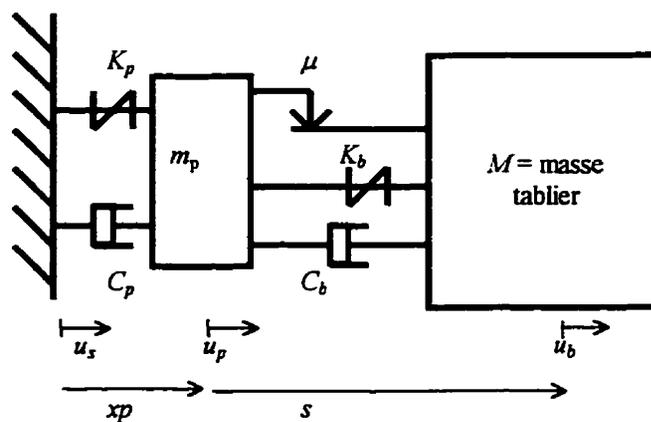
**ANNEXE 1**  
**MODÈLE D'ISOLATION À LA BASE « MUKCP »**

Cette annexe décrit l'algorithmique du modèle qui consiste en un isolateur de type patin coulomb, avec en parallèle un ressort et un amortisseur visqueux. Ce modèle tient compte de la flexibilité des piles.

**A1.1 Notations**

Accélération de la pesanteur	$g$
Masse du tablier	$M$
Masse de la pile	$m_p$
Ratio masse de la pile/masse du tablier	$\alpha_p = m_p/M$

Caractéristiques	Isolateur	Pile
Rigidité	$K_b$	$K_p$
Fraction d'amortissement visqueux critique	$\xi_b$	$\xi_p$
Pulsation	$\omega_b^2 = K_b/M$	$\omega_p^2 = K_p/m_p$
Coefficient d'amortissement visqueux	$C_b = 2 \xi_b \omega_b M$	$C_p = 2 \xi_p \omega_p m_p$
Coefficient de friction	$\mu$	-



**Figure A1.1 : Modélisation MUKCP de la pile et de l'appui**

**Description des paramètres de modélisation : (Figure A1.1)**

Déplacement absolu au sol :	$u_s$
Déplacement absolu au sommet de la pile :	$u_p$
Déplacement absolu du tablier :	$u_b$
Déplacement différentiel de l'isolateur :	$s = u_b - u_p$
Déplacement différentiel de la pile :	$x_p = u_p - u_s$

La vitesse associée à un déplacement est désignée par le préfixe «v» ( $vs = \frac{ds}{dt}$ ).

L'accélération associée à un déplacement est désignée par le préfixe «a» ( $as = \frac{d^2s}{dt^2}$ ).

**A1.2 Équations d'équilibre du système d'isolation**

**A1.2.1 Condition de glissement du patin**

L'équation d'équilibre du tablier :

$$M(\alpha x_g + \alpha x_p + as) + C_b vs + K_b s + \mu M g \text{signe}(vs) = 0$$

devient:

$$as + 2 \xi_b \omega_b vs + \omega_b^2 s + \mu g \text{signe}(vs) = -\alpha x_p - \alpha x_g \quad [A1.1]$$

L'équation d'équilibre de la pile :

$$m_p(\alpha x_g + \alpha x_p) + c_p vx_p + K_p x_p - C_b vs - K_b s - \mu M g \text{signe}(vs) = 0$$

devient:

$$\alpha_p(\alpha x_g + \alpha x_p) + 2 \xi_p \omega_p vx_p + \omega_p^2 x_p = 2 \xi_b \omega_b vs + \omega_b^2 s + \mu g \text{signe}(vs) \quad [A1.2]$$

En recombinaison des équations [A1.1] et [A1.2], on obtient :

$$as = -[(1 + \alpha_p)(\alpha x_g + \alpha x_p) + 2 \xi_p \omega_p vx_p + \omega_p^2 x_p] \quad [A1.3]$$

$$\alpha x_p = -[\alpha x_g + as + 2 \xi_b \omega_b vs + \omega_b^2 s + \mu g \text{signe}(vs)] \quad [A1.4]$$

### A1.2.2 Condition de non-glissement du patin

L'équation d'équilibre du tablier s'écrit :

$$s = cte \quad (vs=0 \text{ \& } as=0) \quad [A1.5]$$

L'équation d'équilibre de la pile :

$$(M + m_p) (\alpha xg + \alpha xp) + C_p vxp + K_p xp = 0$$

devient:

$$(1 + \alpha_p) (\alpha xg + \alpha xp) + 2 \xi_p \omega_p vxp + \omega_p^2 xp = 0 \quad [A1.6]$$

### A1.3 Équation incrémentale de Newmark - Béta

On indice les déplacements, vitesses et accélérations d'un «0» pour l'instant « $t_0=t$ » et d'un «1» pour l'instant « $t_1=t+dt$ ». On note « $h$ » le pas de temps « $dt$ ».

Les équations incrémentales du mouvement s'écrivent :

$$vu_1 = vu_0 + (1-\gamma) h au_0 + \gamma h au_1 \quad \text{car} \quad vu_1 = vu_0 + \int_{t_0}^{t_1} au(\tau) d\tau$$

$$u_1 = u_0 + h vu_0 + (0,5-\beta) h^2 au_0 + \beta h^2 au_1 \quad \text{car} \quad u_1 = u_0 + \int_{t_0}^{t_1} vu(\tau) d\tau$$

Paramétrage  $\beta$  et  $\gamma$  :

On note  $\beta = \beta_0$  et  $\gamma = \gamma_0$

$\beta = 1/4$  et  $\gamma = 1/2$  : hypothèse de l'accélération moyenne.

$\beta = 1/6$  et  $\gamma = 1/2$  : hypothèse de l'accélération linéaire.

On en déduit les accélérations  $au_1$  et les vitesses  $vu_1$  de l'instant  $t_1$  en fonction des déplacements,  $u_0$ , vitesses,  $vu_0$  et accélérations,  $au_0$  de l'instant  $t_0$  ainsi que du déplacement,  $u_1$ , de l'instant  $t_1$ .

$$au_1 = [u_1 - u_0 - h vu_0 + (\beta - 0,5) h^2 au_0] / \beta h^2$$

$$vu_1 = au_0 h (1 - \gamma/2\beta) + vu_0 (1 - \gamma/\beta) + \gamma/\beta h (u_1 - u_0)$$

Méthode alpha :

Cette méthode introduit un amortissement numérique ( $0 \leq \alpha \leq 1/3$ ) :

$$\beta = \beta_0 (1 + \alpha)^2 \text{ et } \gamma = \gamma_0 + \alpha$$

Dans notre application, l'amortissement numérique n'est pas nécessaire ( $\alpha = 0$ ).

**A1.4 Application au système d'isolation MUKCP**

En substituant ces expressions incrémentales dans les équations d'équilibre à l'instant  $t_1$ , on peut en déduire le déplacement  $u_1$  de l'instant  $t_1$  en fonction des déplacements  $u_0$ , vitesses  $vu_0$  et accélérations  $au_0$  de l'instant  $t_0$  et des accélérations au sol  $\alpha xg_0$  et  $\alpha xg_1$  des instants  $t_0$  et  $t_1$ .

**A1.4.1 Condition de glissement du patin**

Le système d'équations [A1.3] et [A1.4] décrivant le glissement de l'isolateur devient alors le système des deux équations incrémentales suivantes :

$$\begin{aligned} s_1 / (\beta/h^2 + 2 \xi_b \omega_b \gamma/\beta/h + \omega_b^2) + xp_1 / \beta/h^2 \\ = [xp_0 + h \cdot vxp_0 + (0,5 - \beta) h^2 \alpha xp_0] / \beta/h^2 + [s_0 + h vs_0 + (0,5 - \beta) h^2 as_0] / \beta/h^2 \\ - 2 \xi_b \omega_b [as_0 h (1 - 0,5 \gamma/\beta) + vs_0 (1 - \gamma/\beta) - \gamma/\beta/h s_0] - \mu g \text{ signe}(vs_1) - \alpha xg_1 \end{aligned} \quad [A1.7]$$

$$\begin{aligned} s_1 / \beta/h^2 + xp_1 ((1 + \alpha_p) / \beta/h^2 + 2 \xi_p \omega_p \gamma/\beta/h + \omega_p^2) \\ = [s_0 + h vs_0 + (0,5 - \beta) h^2 as_0] / \beta/h^2 + (1 + \alpha_p) [xp_0 + h vxp_0 + (0,5 - \beta) h^2 \alpha xp_0] / (\beta h^2) \\ - 2 \xi_p \omega_p [\alpha xp_0 h (1 - 0,5 \gamma/\beta) + vxp_0 (1 - \gamma/\beta) - \gamma/\beta/h \cdot xp_0] - (1 + \alpha_p) \alpha xg_1 \end{aligned} \quad [A1.8]$$

On pose :

$$f_0 = [xp_0 + h vxp_0 + (0,5 - \beta) h^2 \alpha xp_0] / \beta/h^2 + [s_0 + h vs_0 + (0,5 - \beta) h^2 as_0] / \beta/h^2$$

$$-2 \xi_b \omega_b [as_0 h (1-\gamma/2\beta) + vs_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/\beta h s_0]$$

$$g_0 = [s_0 + h vs_0 + (0,5-\beta) h^2 as_0]/\beta/h^2 + (1+\alpha_p) [xp_0 + h vxp_0 + (0,5-\beta) h^2 \alpha xp_0]/(\beta h^2) \\ -2 \xi_p \omega_p [\alpha xp_0 h (1-0,5\gamma/\beta) + vxp_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/\beta h xp_0]$$

$$a = 1/(\beta h^2) + 2 \xi_b \omega_b \gamma/\beta/h + \omega_b^2$$

$$b = (1+\alpha_p)/\beta/h^2 + 2 \xi_p \omega_p \gamma/\beta/h + \omega_p^2$$

Les équations [A1.7] et [A1.8] se réécrivent sous la forme :

$$s_1 a + xp_1/\beta/h^2 = f_0 - \mu g \text{ signe}(vs_1) - \alpha xg_1 \quad [A1.9]$$

$$s_1/(b\beta h^2) + xp_1 b = g_0 - (1+\alpha_p) \alpha xg_1 \quad [A1.10]$$

Le système d'équations ayant comme inconnues  $s_1$  et  $xp_1$  se résout en fonction de l'inconnue  $vs_1$ .

En effet, le déterminant  $\Delta$  du système d'équation [A1.9] et [A1.10] est toujours strictement positif :

$$\Delta = ab - 1/(\beta h^2)^2$$

$$\Delta = (2 \xi_b \omega_b \gamma/\beta/h + \omega_b^2) (2 \xi_p \omega_p \gamma/\beta/h + \omega_p^2) + (2 (\xi_p \omega_p + \xi_b \omega_b) \gamma/\beta/h + \omega_p^2 + \omega_b^2)/\beta/h^2 \\ + \alpha_p/\beta/h^2 (2 \xi_b \omega_b \gamma/\beta/h + \omega_b^2)$$

$$\Delta > 0$$

L'équation manquante est fournie par la seconde relation incrémentale de Newmark - Béta :

$$vs_1 = as_0 h (1-\gamma/2\beta) + vs_0 (1-\gamma/\beta) + \gamma/\beta h (s_1 - s_0) \quad [A1.11]$$

On en déduit :

$$s_1 = [g_0 - b \beta h^2 f_0 - \alpha x g_1 (1 + \alpha_p - b \beta h^2) + b \beta h^2 \mu g \text{signe}(v s_1)] / [1/(\beta h^2) - a b \beta h^2] \quad [\text{A1.12}]$$

$$x p_1 = \beta h^2 (-\alpha x g_1 - \mu g \text{signe}(v s_1) + f_0 - s_1 a) \quad [\text{A1.13}]$$

En pratique, on impose le signe de  $v s_1$  dans les équations [A1.12] et [A1.13] et on calcule a posteriori  $v s_1$  grâce à l'équation [A1.11]. On vérifie alors que le signe de  $v s_1$  est compatible avec le signe imposé initialement. Si ce n'est pas le cas, on recommence la résolution en imposant le signe contraire et on vérifie une nouvelle fois la compatibilité des calculs.

La majeure partie du temps, la résolution des calculs aboutit à une solution compatible. Cependant, il s'agit d'une étude incrémentale dans le temps qui dépend de la valeur du pas de temps  $dt$ .

Lorsque l'isolateur tend vers une position d'équilibre, c'est-à-dire vers le non-glissement,  $v s_1$  et  $a s_1$  tendent vers 0 et l'équation [A1.11] effectue une différence entre les deux valeurs de déplacement très proches  $s_1$  et  $s_0$ . Or, selon l'équation [A1.12],  $s_1$  varie autour d'une valeur moyenne constante proportionnelle à  $\pm \mu g$  et peut entraîner la divergence des équations. Mais comme on vient de l'indiquer précédemment, ce cas de figure correspond à un changement de comportement du patin de glissement au non glissement, on impose dans ce cas directement le non glissement.

Finalement, on peut déduire les autres composantes du mouvement à partir de ces résultats et des équations de Newmark - Béta :

$$\begin{aligned} a s_1 &= [s_1 - s_0 - h v s_0 + (\beta - 1/2) h^2 a s_0] / (\beta h^2) \\ v x p_1 &= \alpha x p_0 h (1 - 0,5 \gamma / \beta) + v x p_0 (1 - \gamma / \beta) + \gamma / \beta h \cdot (x p_1 - x p_0) \\ \alpha x p_1 &= (x p_1 - x p_0 - h v x p_0 + (\beta - 0,5) h^2 \alpha x p_0) / \beta h^2 \end{aligned}$$

#### A1.4.2 Condition de non-glissement du patin

Le système d'équations [A1.5] et [A1.6] décrivant le non-glissement de l'isolateur devient alors le système de deux équations incrémentales suivant :

$$s_I = s_0 \quad [A1.14]$$

$$vs_I = vs_0$$

$$as_I = as_0$$

$$xp_I = \left\{ \begin{aligned} &[-(1 + \alpha_p) \alpha x g_I + xp_0 [(1 + \alpha_p) / \beta / h^2 + 2 \xi_p \omega_p \gamma / \beta / h] + vxp_0 [(1 + \alpha_p) / \beta / h - 2 \xi_p \omega_p (1 - \gamma / \beta)] \\ &+ \alpha xp_0 [-(1 + \alpha_p) / \beta (-1/2 - 2 \xi_p \omega_p (1 - \gamma / \beta / 2))] \end{aligned} \right\} / [(1 + \alpha_p) / \beta / h^2 + 2 \xi_p \omega_p \gamma / \beta / h + \omega_p^2] \quad [A1.15]$$

Les équations de Newmark - Béta permettent de calculer les autres composantes du mouvement :

$$\begin{aligned} vxp_I &= \alpha xp_0 h (1 - 0,5 \gamma / \beta) + vxp_0 (1 - \gamma / \beta) + \gamma / \beta / h \cdot (xp_I - xp_0) \\ \alpha xp_I &= (xp_I - xp_0 - h vxp_0 + (\beta - 0,5) h^2 \alpha xp_0) / (\beta h^2) \end{aligned}$$

#### A1.4.3 Choix entre la position de glissement et celle de non-glissement

On note  $AX_0$  l'opposé de la force par unité de masse ou impulsion exercée sur l'isolateur à l'instant  $t_0$ , il s'agit d'une dimension homogène à une accélération :

a. Interprétation de  $-AX_0 = -\alpha x g_0 - \alpha xp_0 - 2 \xi_b \omega_b vs_0 - \omega_b^2 s_0$  :

$-\alpha x g_0$  est l'accélération au sol et représente la force sismique d'excitation ;

$-\alpha xp_0$  est l'accélération différentielle de la pile et représente la force de filtrage due à la pile: elle peut amplifier ou atténuer les mouvements du sol car son signe ne dépend pas uniquement de celui de l'accélération au sol ;

$-2 \xi_b \omega_b vs_0$  représente la force d'amortissement de l'isolateur ;

$-\omega_b^2 s_0$  représente la force de rappel de l'isolateur.

$AX_0$  représente donc l'effort sismique exercé sur le patin diminué des forces de rappel ou d'atténuation.

**b. Glissement ou non-glissement :**

Le phénomène de glissement est activé dans l'algorithme d'après les conditions d'équilibre de l'isolateur.

L'isolateur ne peut se déformer (c'est-à-dire glisser) tant que l'impulsion  $AX_0$  exercée sur l'isolateur ne dépasse pas la valeur seuil imposée par le coefficient de friction  $\mu$ .

Si  $F = M |AX_0| < \mu Mg$ , le patin de l'isolateur ne glisse pas.

La force sismique résultante horizontale,  $F$ , est appliquée sur le tablier du pont de masse  $M$  et de poids  $Mg$ .

Donc soit  $\varepsilon$  un infiniment petit (en pratique  $\varepsilon = 10^{-4}$ )

- si  $|AX_0| \geq \mu g$ , l'isolateur est soumis à une forte impulsion, si l'isolateur était fixe à l'instant  $t_0$ , le glissement est initialisé pour l'instant  $t_1$  et si l'isolateur glissait déjà à l'instant  $t_0$ , il continue de glisser à l'instant  $t_1$  ;
- si  $|AX_0| < \mu g$  et  $|v_{s0}| < \varepsilon$ , l'impulsion à laquelle est soumis l'isolateur est trop faible et sa vitesse de glissement est soit nulle (non-glissement à  $t_0$ ) et l'isolateur ne glisse toujours pas à l'instant  $t_1$ , soit devenue trop faible (glissement à  $t_0$ ) et s'arrête de glisser à l'instant  $t_1$  ;
- si  $|AX_0| < \mu g$  et  $|v_{s0}| > \varepsilon$ , l'isolateur glisse à l'instant  $t_0$  et le glissement se poursuit à l'instant  $t_1$  sous l'effet de la vitesse.

## A1.5 Bilan énergétique

### A1.5.1 Glissement de l'isolateur

L'énergie dissipée dans l'isolateur est associée à la force exercée sur l'isolateur :

$$as + 2 \xi_b \omega_b vs + \omega_b^2 s + \mu g \text{signe}(vs) = -\alpha xp - \alpha xg \quad [\text{A1.1}]$$

On multiplie l'équation [A1.1] par la vitesse relative différentielle «vs» et on intègre par rapport au temps entre les instants  $t_0$  et  $t_1$ .

$$\int_{t_0}^{t_1} as vs dt + \int_{t_0}^{t_1} 2 \xi_b \omega_b vs^2 dt + \int_{t_0}^{t_1} \omega_b^2 s vs dt + \int_{t_0}^{t_1} \mu g \text{sgn}(vs) vs dt = - \int_{t_0}^{t_1} \alpha xg vs dt - \int_{t_0}^{t_1} \alpha xp vs dt \quad [\text{A1.16}]$$

$$\int_{vs_0}^{vs_1} vs dvs + 2 \xi_b \omega_b \int_{s_0}^{s_1} vs ds + \omega_b^2 \int_{s_0}^{s_1} s ds + \mu g \int_{s_0}^{s_1} \text{sgn}(vs) ds = - \int_{s_0}^{s_1} \alpha xg ds - \int_{s_0}^{s_1} \alpha xp ds \quad [\text{A1.17}]$$

On en déduit le bilan énergétique suivant :

$$\Delta Ec + \Delta Ed + \Delta Ek + \Delta Efr = -\Delta Es - \Delta Ep$$

Où les énergies incrémentales dissipées dans l'isolateur sont :

Énergie cinétique

$$\Delta Ec = Ec_1 - Ec_0 = 1/2 [(vs_1)^2 - (vs_0)^2]$$

Énergie d'amortissement visqueux linéaire

$$\Delta Ed = Ed_1 - Ed_0 = \xi_b \omega_b [vs_1 + vs_0] [s_1 - s_0]$$

Énergie de déformation linéaire élastique

$$\Delta Ek = Ek_1 - Ek_0 = 1/2 \omega_b^2 [s_1^2 - s_0^2]$$

Énergie dissipatrice par friction

$$\Delta Efr = Efr_1 - Efr_0 = \mu g \text{signe}(s_1 - s_0) [s_1 - s_0]$$

Énergie sismique

$$\Delta Es = Es_1 - Es_0 = 1/2 [\alpha xg_1 + \alpha xg_0] [s_1 - s_0]$$

### Énergie de déformation élastique des piles

$$\Delta E_p = E_{p1} - E_{p0} = 1/2 [\alpha x_{p1} + \alpha x_{p0}] [s_1 - s_0]$$

On remarque que l'énergie de friction décrite est une expression approchée de la solution exacte car elle dépend normalement du signe de la vitesse entre les instants  $t_0$  et  $t_1$ . Or lorsque le glissement change de sens, le signe de la vitesse peut changer. Une bonne approximation de l'énergie dissipée par friction est de ne considérer que l'énergie dissipée sur le déplacement  $ds = s_1 - s_0$  (voir figure A1.2).

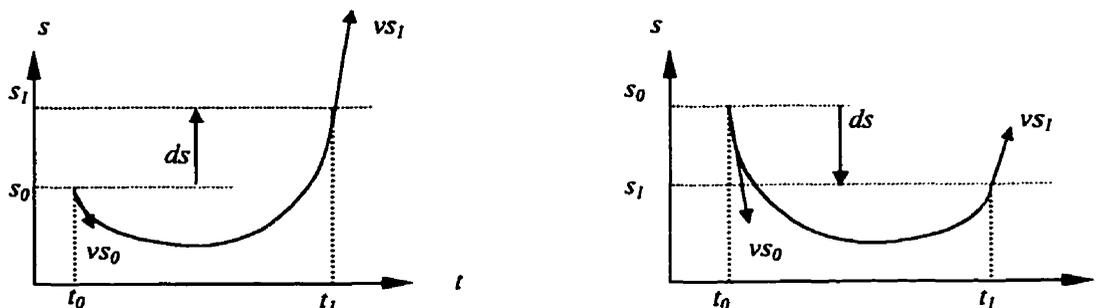


Figure A1.2 : Inversion du sens de glissement entre  $t_0$  et  $t_1$

#### A1.5.2 Non-glissement de l'isolateur

Si l'isolateur ne glisse pas, il n'y a donc aucune déformation ( $s$  est constant ;  $vs$  et  $as$  sont nuls).

L'énergie dissipée par l'isolateur est nulle.

$$\Delta E_c = E_{c1} - E_{c0} = 0$$

Énergie cinétique

$$\Delta E_d = E_{d1} - E_{d0} = 0$$

Énergie d'amortissement visqueux linéaire

$$\Delta E_k = E_{k1} - E_{k0} = 0$$

Énergie de déformation linéaire élastique

$$\Delta E_{fr} = E_{fr1} - E_{fr0} = 0$$

Énergie dissipatrice par friction

$$\Delta E_s = E_{s1} - E_{s0} = 0$$

Énergie sismique

$$\Delta E_p = E_{p1} - E_{p0} = 0$$

Énergie de déformation élastique des piles

### **A1.5.3 Passage de la phase de glissement à la phase de non-glissement**

Supposons qu'à l'instant  $t_0$ , l'isolateur soit en glissement et qu'à l'instant  $t_1$ , il ne glisse plus. On fait ici l'hypothèse que le non-glissement est quasi instantané après l'instant  $t_0$ , et donc l'énergie dissipée est nulle. Cette option est valable car l'énergie dissipée est très faible pour cette transition mécanique de comportement. On impose les mêmes équations qu'au paragraphe précédent.

### **A1.5.4 Passage de la phase de non-glissement à la phase de glissement**

Supposons qu'à l'instant  $t_0$ , l'isolateur ne glisse pas et qu'à l'instant  $t_1$ , il se mette à glisser. On fait ici l'hypothèse que le glissement est quasi instantané après l'instant  $t_0$ , et donc l'énergie dissipée est celle obtenue par les équations de glissement du paragraphe A2.5.1.

## **A1.6 Discussions**

La modélisation théorique de l'isolateur et son comportement ont été décrit dans cette annexe. Différents tests comparatifs avec la théorie et le logiciel CAL ainsi que l'étude énergétique, non présentés ici, ont été développés et ont donné des résultats suffisamment concluant pour permettre de valider les résultats du modèle.

## ANNEXE 2

### MODÈLE D'ISOLATION À LA BASE ZKB

Cette annexe décrit l'algorithmique du modèle d'isolation à la base ZKB comportant un isolateur de type superélastique en parallèle avec un ressort linéaire élastique, un amortisseur à dérivée fractionnelle en parallèle et un patin viscoplastique. Ce modèle tient compte de la flexibilité des piles comme le montre la figure A2.1.

#### A2.1 Notations

Accélération de la pesanteur	$g$
Masse du tablier	$M$
Masse de la pile	$m_p$
Ratio masse de la pile/masse du tablier	$\alpha_p = m_p / M$

Caractéristiques de la pile :

Rigidité	$K_p$
Fraction d'amortissement visqueux critique	$\xi_p$
Pulsation	$\omega_p^2 = K_p / M$
Coefficient d'amortissement visqueux	$C_p = 2 \xi_p \omega_p M$

Caractéristiques de la composante élastique de l'isolateur :

Rigidité	$K_u = K_r + K_d$
Ratio de répartition des rigidités	$\zeta = K_r / K_d$
Pulsation	$\omega_u^2 = K_u / M$
Paramètre d'amortissement fractionnel	$p$
Durée d'amortissement fractionnel	$\tau_r$
Coefficient d'amortissement fractionnel	$\eta_p = K_d \tau_r^p$

Paramètres de l'alliage à mémoire de forme (AMF) :

Rigidité élastique	$K_y$
Déplacement au point d'inflexion plastique	$Y$

Ratio de rigidités plastique/élastique	$\alpha$
Plateau plastique de chargement et de déchargement	$R_z$
Trois paramètres de forme	$n_1, n_2, n_4$
Durcissement à haute déformation	$U_b, n_3$

Paramètres de friction hystérétique :

Coefficients de friction dynamique, maximal et minimal	$\mu_z, \mu_{max}$ et $\mu_{min}$
Paramètre de forme de $\mu_z$ selon la vitesse de glissement	$\alpha$
Cinq paramètres de forme	$AA = \beta_0 + \gamma_0$
	$n_1, n_2$
Déplacement à la limite élastique	$Y_e$
Ratio de la masse verticale sur l'appui et de la masse d'inertie du tablier	$\alpha_{FR} = M_{vFR} / M$

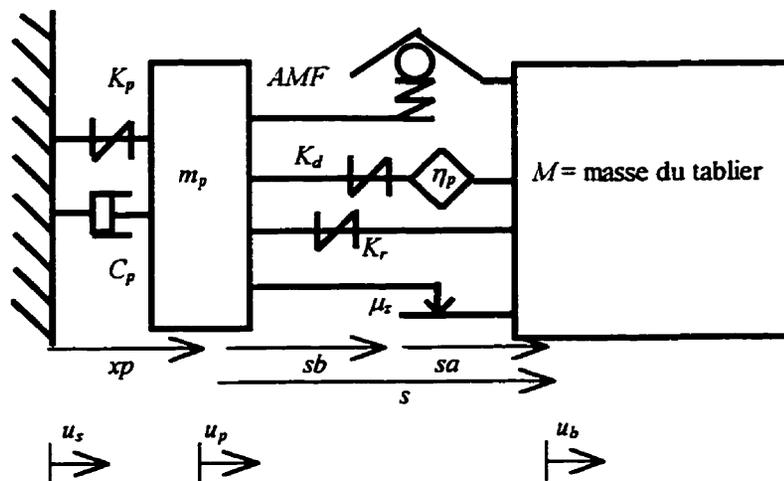


Figure A2.1 : Modélisation ZKB du tablier sur appui sismique et pile

**Description des paramètres de modélisation :(Figure A2.1)**

Paramètre de déformation hystérétique	$V$
Paramètre de déformation superélastique	$Z$
Paramètre de déformation d'écroutissage	$b$

Déplacement absolu au sol	$u_s$
Déplacement absolu au sommet de la pile	$u_p$
Déplacement absolu du tablier	$u_b$
Déplacement différentiel de l'isolateur	$s = u_b - u_p$
Déplacement différentiel de la pile	$x_p = u_p - u_s$

La vitesse associée à un déplacement est désignée par le préfixe «v» ( $v_s = \frac{ds}{dt}$ ).

L'accélération associée à un déplacement est désignée par le préfixe «a» ( $a_s = \frac{d^2s}{dt^2}$ ).

L'accélération au sol est notée :  $\alpha_x g$

## A2.2 Équations d'équilibre du système d'isolation

Il s'agit a priori de résoudre un système d'équations à deux degrés de liberté. Mais étant donné les comportements non linéaires mis en jeu, il faut définir d'une part les 2 équations d'équilibre du tablier et de la pile, plus les équations de comportement des 3 composantes de l'isolateur, on aboutit ainsi à 5 équations.

- L'équation d'équilibre du tablier :

$$M(\alpha_x g + \alpha_x p + a_s) + K_d s b + K_r s + F_{AMF} + \mu M_{vFR} g V = 0$$

devient:

$$a_s + (\omega_r^2 + \omega_d^2) s + F_{AMF}/M + \mu g V \alpha_{FR} = -\alpha_x p - \alpha_x g + \omega_d^2 s a \quad [A2.1]$$

- L'équation d'équilibre de la pile :

$$m_p(\alpha_x g + \alpha_x p) + c_p v_x p + K_p x_p - K_d s b - K_r s - F_{AMF} - \mu M_{vFR} g V = 0$$

devient:

$$\alpha_p(\alpha_x g + \alpha_x p) + 2 \xi_p \omega_p v_x p + \omega_p^2 x_p = \omega_d^2 (s - s a) + \omega_r^2 s + F_{AMF}/M + \mu g V \alpha_{FR} \quad [A2.2]$$

En combinant les équations [A2.1] et [A2.2], on obtient un système de 2 équations d'équilibre mécanique :

$$as = -(1 + \alpha_p) (\alpha xg + \alpha xp) + 2 \xi_p \omega_p vxp + \omega_p^2 xp \quad [A2.3]$$

$$\alpha xp = - [\alpha xg + as + (\omega_r^2 + \omega_d^2) s + F_{AMF}/M + \mu_z g V \alpha_{FR}] + \omega_d^2 sa \quad [A2.4]$$

Ce système est complété par les équations des composantes de l'isolateur.

- L'équation de comportement du patin de l'isolateur s'écrit :

$$Y_e vV + (\gamma_0 V^{n1} \text{sign}(V vs) + \beta_0 V^{n2} - AA) vs = 0 \quad [A2.5]$$

$$\mu_z(vs) = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) \exp(-\alpha / vs) \quad [A2.6]$$

- L'équation de comportement de la composante élastomérique de l'isolateur :

$$sa + sb = s \quad \text{et} \quad \eta_p D^p sa = K_d sb \quad (D^p f : \text{dérivée fractionnelle de } f)$$

devient:

$$sa + \tau_r^p D^p sa = s \quad [A2.7]$$

- L'équation de comportement de la composante superélastique de l'isolateur s'écrit :

$$Y vZ = vs \left\{ (1 - \chi) + \chi U_r \text{signeplus}(-s vs) \exp\left(-n_2 \left| \frac{s}{Y} - Z \right| \text{signeplus}\left(\left| \frac{s}{Y} \right| - |Z|\right)\right) \right\} \quad [A2.8]$$

$$\chi = \text{signe}(vs [Z - Z_y]) (Z - Z_y)^{n1} \quad [A2.9]$$

$$Z_y = U_r (2 - R) \text{signe}(s) \text{signeplus}\left(-s \frac{ds}{dt}\right) \quad \& \quad 0 < R < 1,5 \quad [A2.10]$$

$$Y vb = vs U_b \left( \frac{|s| - Y_p}{Y} \right)^{n3} \text{signeplus}(|s| - Y_p) \quad [A2.11]$$

$$\frac{F_{AMF}}{M} = \omega_y^2 \{Y(Z + b) + U_a s\} \frac{1}{1 + U_a} \quad [A2.12]$$

### A2.3 Calcul numérique de la dérivée fractionnelle d'ordre $p$ d'une fonction $f$

La définition de la dérivée fractionnelle d'ordre  $p$  d'une fonction  $f$  est donné par :

$$D^p f(t) = \frac{1}{\Gamma(1-p)} \frac{d}{dt} \int_0^t \frac{f(\tau)}{(t-\tau)^p} d\tau \quad \text{et} \quad 0 \leq p \leq 1 \quad [\text{A2.13}]$$

$$\Gamma(1-p) = \int_0^{\infty} x^{-p} e^{-x} dx \quad [\text{A2.14}]$$

On peut noter que :

$$D^0 f(t) = f(t) \quad \text{et} \quad D^1 f(t) = df(t) / dt \quad [\text{A2.15}]$$

D'après Makris et Constantinou (1990), l'algorithme G1 présenté par Oldham et Spanier (1974) permet de calculer de manière efficace la dérivée fractionnelle d'une fonction  $f$  à l'instant  $t$  à partir du calcul d'une série numérique de  $N$  termes.

Si  $f$  est une fonction connue du temps  $t$ , on peut écrire :

$$\text{pour } N \gg 1, \quad D^p f(t) \approx \frac{(t/N)^{-p}}{\Gamma(-p)} \sum_{j=0}^{N-1} \frac{\Gamma(j-p)}{\Gamma(j+1)} f(t - jt/N) \quad [\text{A2.16}]$$

Le calcul de cette série peut être évalué efficacement en utilisant la relation suivante :

$$\frac{\Gamma(j-p)}{\Gamma(j+1)} = \frac{j-p-1}{j} \frac{\Gamma(j-p-1)}{\Gamma(j)} \quad [\text{A2.17}]$$

L'erreur commise dépend de  $N$  :

$$\varepsilon = \left| \frac{D^p f(t)_{\text{algorithme G1}} - D^p f(t)_{\text{exact}}}{D^p f(t)_{\text{exact}}} \right| \approx \frac{p^2}{2N} \quad [\text{A2.18}]$$

L'équation [A2.17] se réécrit :

$$\forall j > 1, j \in \mathbb{N}, \quad \frac{\Gamma(j-p)}{\Gamma(j+1)} = \frac{\Gamma(1-p)}{\Gamma(2)} \prod_{k=0}^{j-2} \frac{j-1-k-p}{j-k} \quad [\text{A2.19}]$$

de plus, on sait que :

$$\Gamma(1)=\Gamma(2)=1 \text{ et } \Gamma(-p)=-\frac{\Gamma(1-p)}{p} \quad [\text{A2.20}]$$

L'équation [A2.16] se réécrit :

$$D^p f(t = N_t, dt) \approx dt^{-p} \left[ f(t) - p f(t-dt) - p \sum_{j=2}^{N_t-1} f(t-jdt) \prod_{k=0}^{j-2} \frac{j-1-k-p}{j-k} \right] \quad [\text{A2.21}]$$

On peut remarquer :

$$\forall j > 1, \Pi_j^p = \prod_{k=0}^{j-2} \frac{j-1-k-p}{j-k} \leq \frac{1}{j} \quad [\text{A2.22}]$$

L'équation [A2.21] se réécrit :

$\forall N_t > N > 1, N \in \mathbb{N}$ ,

$$D^p f(t) \approx dt^{-p} \left[ f(t) - p \left( f(t-dt) + \sum_{j=2}^{N-1} f(t-jdt) \Pi_j^p + \sum_{j=N}^{N_t-1} f(t-jdt) \Pi_j^p \right) \right] \quad [\text{A2.23}]$$

Si on choisit  $N$  suffisamment grand ( $N=50$ , par exemple), on néglige la contribution du second terme dans le calcul de la dérivée fractionnelle du fait que la fonction poids  $\Pi_j$  affecte la fonction  $f$  en  $1/j$ . Plus on s'éloigne dans le temps de l'instant  $t$  considéré, moins on tient compte de l'influence de l'historique de  $f$  sur le calcul de la dérivée fractionnelle. Ceci permet de faire un calcul approximativement correct et avec un temps de calcul numérique limité.

Finalement on a :

$\forall N_t > N > 1$ ,

$$D^p f(t = N_t, dt) \approx dt^{-p} \left[ f(t) - p \left( f(t-dt) + \sum_{j=2}^{N-1} f((N_t - j)dt) \prod_{k=0}^{j-2} \frac{j-1-k-p}{j-k} \right) \right] \quad [\text{A2.24}]$$

$$\forall N_i < N,$$

$$D^p f(t = N_i, dt) \approx dt^{-p} \left[ f(t) - p \left( f(t-dt) + \sum_{j=2}^{N_i-1} f((N_i - j)dt) \prod_{k=0}^{j-2} \frac{j-1-k-p}{j-k} \right) \right] \quad [\text{A2.25}]$$

#### A2.4 Application au système d'isolation ZKB

En substituant les équations incrémentales de Newmark Béta dans les équations d'équilibre à l'instant  $t_i$ , on peut en déduire le déplacement  $u_i$  de l'instant  $t_i$  en fonction du déplacement  $u_0$ , vitesse  $vu_0$  et accélération  $au_0$  de l'instant  $t_0$  et des accélérations au sol  $\alpha x_{g_0}$  et  $\alpha x_{g_i}$  des instants  $t_0$  et  $t_i$ .

Le système d'équations de l'isolateur devient alors le système suivant à 2 équations incrémentales à 2 inconnues  $s_i, xp_i$  :

$$\begin{aligned} s_i (1/(\beta h^2) + w_r^2 + \omega_d^2) + xp_i / (\beta h^2) \\ = -\mu_z(vs_i) g V_i \alpha_{FR} - \omega_s^2 \{Y(Z_i + b_i) + U_a s_i\} / (1 + U_a) + \omega_d^2 sa_i \\ + [xp_0 + h vxp_0 + (0,5-\beta) h^2 \alpha xp_0] / (\beta h^2) \\ + [s_0 + h vs_0 + (0,5-\beta) h^2 as_0] / (\beta h^2) - \alpha x_{g_i} \quad [\text{A2.26}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s_i / (\beta h^2) + xp_i [(1 + \alpha_p) / (\beta h^2) + 2 \xi_p \omega_p \gamma / (\beta h) + \omega_p^2] \\ = (1 + \alpha_p) / (\beta h^2) [xp_0 + h vxp_0 + (0,5-\beta) h^2 \alpha xp_0] \\ - 2 \xi_p \omega_p [\alpha xp_0 h (1 - \gamma / (2\beta)) + vxp_0 (1 - \gamma / \beta) - \gamma / (\beta h) xp_0] \\ + [s_0 + h vs_0 + (0,5-\beta) h^2 as_0] / (\beta h^2) - (1 + \alpha_p) \alpha x_{g_i} \quad [\text{A2.27}] \end{aligned}$$

Ce système d'équations est accompagné des équations de comportements des 3 composantes (ressort, plastique de friction et superélastique) aux inconnues  $V_i, Z_i, \mu_z(vs_i), b_i, vs_i, sa_i$  :

$$sa_i + \tau_r^p D^p sa_i = s_i \quad [\text{A2.28}]$$

D'après la formulation de la dérivée fractionnelle, on a:

$$D^p sa1 = h^{-p} \left[ sa1 - p \left( sa0 + \sum_{j=2}^N \left( \prod_{k=0}^{j-2} \frac{j-1-k-p}{j-k} \right) sa(N+1-j) \right) \right] \quad [A2.29]$$

$$V_1 = V_0 + \beta h/\gamma \quad [-vs_1/Y_e (\gamma_0 V_1^{n1} \text{sign}(V_1 vs_1) + \beta_0 V_1^{n2} - AA) - aV_0 h (1-\gamma/(2\beta)) - vV_0(1-\gamma/\beta)] \quad [A2.30]$$

$$\mu_z(vs_1) = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) \exp(-a |vs_1|) \quad [A2.31]$$

$$vs_1 = as_0 h (1-\gamma/2\beta) + vs_0 (1-\gamma/\beta) + \gamma/\beta/h (s_1 - s_0) \quad [A2.32]$$

$$Z_1 = Z_0 + \beta h/\gamma \quad [-vs_1/Y \Psi_1 - aZ_0 h (1-\gamma/(2\beta)) - vZ_0(1-\gamma/\beta)] \quad [A2.33]$$

$$\Psi_1 = (1 - \chi_1) + \chi_1 U_r \text{signeplus}(-s_1 vs_1) \exp \left( -n_2 \left| \frac{s_1}{Y} - Z_1 \right| \text{signeplus} \left( \left| \frac{s_1}{Y} \right| - |Z_1| \right) \right) \quad [A2.34]$$

$$\chi_1 = \text{signe}(vs_1 [Z_1 - Z_{y1}]) (Z_1 - Z_{y1})^{n1} \quad [A2.35]$$

$$Z_{y1} = U_r (2-R_z) \text{signe}(s_1) \text{signeplus}(-s_1 vs_1) \quad [A2.36]$$

$$b_1 = b_0 - \beta/\gamma h [ab_0 h(1-\gamma/(2\beta)) + vb_0(1-\gamma/\beta)] + \beta/\gamma h vs_1 u_b (|s_1/Y| - 1)^{n3} \text{signeplus}(|s_1/Y| - 1) \quad [A2.37]$$

On pose:

$$M_0 = 1 + \tau_r^p h^p$$

$$M_1 = -p \tau_r^p h^{-p} \sum_{j=2}^N \left( \prod_{k=0}^{j-2} \frac{j-1-k-p}{j-k} \right) sa(N+1-j)$$

$$csts = s_0 + h vs_0 + (0,5-\beta) h^2 as_0$$

$$cstsa = sa_0 + h vsa_0 + (0,5-\beta) h^2 asa_0$$

$$cstp = xp_0 + h vxp_0 + (0,5-\beta) h^2 \alpha xp_0$$

$$cstb = b_0 + h vb_0 + (0,5-\beta) h^2 ab_0$$

$$cstV = V_0 + h vV_0 + (0,5-\beta) h^2 aV_0$$

$$cstZ = Z_0 + h vZ_0 + (0,5-\beta) h^2 aZ_0$$

$$\begin{aligned}
cvs_s &= as_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vs_0 (1-\gamma/\beta)-\gamma/(\beta h) s_0 \\
cvs_{sa} &= asa_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vsa_0 (1-\gamma/\beta)-\gamma/(\beta h) sa_0 \\
cvs_p &= \alpha xp_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vxp_0 (1-\gamma/\beta)-\gamma/(\beta h) xp_0 \\
cvs_b &= ab_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vb_0 (1-\gamma/\beta)-\gamma/(\beta h) b_0 \\
cvs_V &= aV_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vV_0 (1-\gamma/\beta)-\gamma/(\beta h) V_0 \\
cvs_Z &= aZ_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vZ_0 (1-\gamma/\beta)-\gamma/(\beta h) Z_0 \\
cst_{01} &= (csts + cstp) /(\beta h^2)-\alpha g_1 \\
cst_{02} &= Z_0-\beta/\gamma h (aZ_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vZ_0 (1-\gamma/\beta)) \\
cst_{03} &= (csts + (1 + \alpha_p) cstp)/(\beta h^2)-2\xi_p \omega_p cvs_p-(1 + \alpha_p) \alpha g_1 \\
cst_{04} &= b_0-\beta/\gamma h (\alpha\beta_0 h (1-\gamma/(2\beta))+vb_0 (1-\gamma/\beta)) \\
cst_{05} &= V_0-\beta/\gamma h (aV_0 h (1-\gamma/(2\beta))+vV_0 (1-\gamma/\beta))
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
cst_1 &= 1/(\beta h^2)+\omega_r^2+\omega_d^2 \\
cst_2 &= (1 + \alpha_p)/(\beta h^2)+2 \xi_p \omega_p \gamma/(\beta h)+\omega_p^2
\end{aligned}$$

On en déduit le système de 8 équations à 8 inconnus suivant :

$$s_1 cst_1 + xp_1/(\beta h^2)+\omega_y^2 \{Y(Z_1+b_1)+U_a s_1\}/(1+U_a)+\mu_z g V_1 \alpha_{FR} -\omega_d^2 sa_1 = cst_{01} \quad [A2.38]$$

$$s_1/(\beta h^2) + xp_1 cst_2 = cst_{03} \quad [A2.39]$$

$$Z_1 = cst_{02}+\beta h/\gamma/Y vs_1 F_2(s_1, vs_1, Z_1) \quad [A2.40]$$

$$F_2(s_1, vs_1, Z_1) = (1 - \chi_1) + \chi_1 U_r \text{signeplus}(-s_1 vs_1) \exp\left(-n_2 \left| \frac{s_1}{Y} - Z_1 \right| \text{signeplus}\left(\left| \frac{s_1}{Y} \right| - |Z_1|\right)\right)$$

$$\chi_1 = \text{signe}(vs_1 [Z_1 - Z_{y1}]) (Z_1 - Z_{y1})^{n1}$$

$$Z_{y1} = U_r (2-R_2) \text{signe}(s_1) \text{signeplus}(-s_1 vs_1)$$

$$b_1 = cst_{04}+\beta h/\gamma/Y vs_1 F_1(s_1, vs_1, Z_1) \quad [A2.41]$$

$$\& \quad F_1(s_1, vs_1, Z_1) = u_b (|s_1/Y| - 1)^{n_3} \text{signeplus}(|s_1/Y| - 1)$$

$$V_1 = cst_{05} - \beta h / \gamma / Y_e vs_1 F_3(V_1, vs_1) \quad [A2.42]$$

$$\& \quad F_3(V_1, vs_1) = \gamma_0 V_1^{n_1} \text{signe}(V_1 vs_1) + \beta_0 V_1^{n_2} - AA$$

$$\mu_z(vs_1) = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) \exp(-\alpha |vs_1|) \quad [A2.43]$$

$$s_1 = sa_1 M_0 + M_1 \quad [A2.44]$$

$$vs_1 = s_1 \gamma / \beta / h + csvs \quad [A2.45]$$

Une procédure itérative est utilisée pour résoudre le système.

En pratique, on impose initialement  $s_1 = s_0$ ,  $Z_1 = Z_0$ ,  $V_1 = V_0$ ,  $b_1 = b_0$  et  $vs_1 = vs_0$

À partir des équations [A2.38], [A2.39] et [A2.44], on en déduit le calcul de  $sa_1$  :

$$sa_1 = \frac{M_1 \left[ \frac{1}{cst_2 (\beta h^2)^2} - cst_1 \right] - \omega_y^2 \frac{[Y(Z_1 + b_1) + U_a s_1]}{1 + U_a} - \mu_z(vs_1) g V_1 \alpha_{FR} - \frac{cst_{03}}{cst_2 \beta h^2} + cst_{01}}{M_0 \left[ cst_1 - \frac{1}{cst_2 (\beta h^2)^2} \right] - \omega_d^2} \quad [A2.46]$$

On en déduit les déplacements des deux degrés de libertés :

$$xp_1 = (cst_{03} - s_1 / (\beta h^2)) / cst_2 \quad [A2.47]$$

$$s_1 = sa_1 M_0 + M_1 \quad [A2.44]$$

puis les autres composantes :

$$vs_1 = s_1 \gamma / \beta / h + csvs \quad [A2.45]$$

$$Z_1 = cst_{02} + \beta h / \gamma / Y vs_1 F_2(s_1, vs_1, Z_1) \quad [A2.40]$$

$$F_2(s_1, vs_1, Z_1) = (1 - \chi_1) + \chi_1 U_r \text{signeplus}(-s_1 vs_1) \exp\left(-n_2 \left| \frac{s_1}{Y} - Z_1 \right| \text{signeplus}\left(\left| \frac{s_1}{Y} \right| - |Z_1|\right)\right)$$

$$\chi_1 = \text{signe}(vs_1 [Z_1 - Z_{y1}]) (Z_1 - Z_{y1})^{n_1}$$

$$Z_{y1} = U_r (2-R_2) \text{signe}(s_1) \text{signeplus}(-s_1 \text{ vs}_1)$$

$$b_1 = cst_{04} + \beta h/\gamma/Y \text{ vs}_1 u_b (|s_1/Y|-1)^{n3} \text{signeplus}(|s_1/Y|-1) \quad [\text{A2.41}]$$

$$V_1 = cst_{05} - \beta h/\gamma/Y_e \text{ vs}_1 (\gamma_0 V_1^{n1} \text{signe}(V_1 \text{ vs}_1) + \beta_0 V_1^{n2} - AA) \quad [\text{A2.42}]$$

$$\mu_z(\text{vs}_1) = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) \exp(-\alpha |vs_1|) \quad [\text{A2.43}]$$

On réitère le calcul de  $sa_1$  de l'équation [A2.47] jusqu'à convergence par tolérance sur les variables  $s_1, sa_1, Z_1, V_1, b_1, xp_1$ . La convergence théorique du calcul n'est pas justifiée. Finalement, on déduit les autres composantes du mouvement à partir des équations de Newmark - Béta:

$$as_1 = [s_1 - cst_s]/(\beta h^2) \quad [\text{A2.48}]$$

$$vsa_1 = csvsa + \gamma/(\beta h) sa_0 \quad asa_1 = (sa_1 - cstsa)/(\beta h^2)$$

$$vxp_1 = csvp + \gamma/(\beta h) xp_0 \quad axp_1 = (xp_1 - cstp)/(\beta h^2)$$

$$vb_1 = csvb + \gamma/(\beta h) b_0 \quad ab_1 = (b_1 - cstb)/(\beta h^2)$$

$$vZ_1 = csvZ + \gamma/(\beta h) Z_0 \quad axp_1 = (Z_1 - cstZ)/(\beta h^2)$$

$$vV_1 = csvV + \gamma/(\beta h) V_0 \quad aV_1 = (V_1 - cstV)/(\beta h^2)$$

## A2.5 Bilan énergétique

L'énergie dissipée dans l'isolateur est associée à la force exercée sur l'isolateur:

$$as + (\omega_r^2 + \omega_d^2) s + F_{AMF}/M + \mu g V \alpha_{FR} = -axp - axg + \omega_d^2 sa \quad [\text{A2.1}]$$

On multiplie l'équation [A2.1] par la vitesse relative différentielle «vs» et on intègre par rapport au temps entre les instants  $t_0$  et  $t_1$ .

$$\int_{t_0}^{t_1} as \text{ vs } dt + \int_{t_0}^{t_1} (\omega_r^2 + \omega_d^2) s \text{ vs } dt + \int_{t_0}^{t_1} \frac{F_{AMF}}{M} \text{ vs } dt + \int_{t_0}^{t_1} \mu g V \alpha_{FR} \text{ vs } dt =$$

$$- \int_{t_0}^{t_1} axg \text{ vs } dt - \int_{t_0}^{t_1} axp \text{ vs } dt + \int_{t_0}^{t_1} \omega_d^2 sa \text{ vs } dt \quad [\text{A2.49}]$$

On écrit finalement:

$$\int_{vs_0}^{vs_1} vs \, dvs + (\omega_r^2 + \omega_d^2) \int_{s_0}^{s_1} s \, ds + \int_{s_0}^{s_1} \frac{F_{AMF}}{M} \, ds + \int_{s_0}^{s_1} \mu g V \alpha_{FR} \, ds = - \int_{s_0}^{s_1} \alpha x g \, ds - \int_{s_0}^{s_1} \alpha x p \, ds + \omega_d^2 \int_{s_0}^{s_1} s a \, ds \quad [A2.50]$$

On en déduit le bilan énergétique suivant:

$$\Delta Ec + \Delta Ek + \Delta Esup + \Delta Efr = -\Delta Es - \Delta Ep + \Delta Ed \quad [A2.51]$$

Où les énergies incrémentales dissipées dans l'isolateur sont:

Énergie cinétique :

$$\Delta Ec = Ec_1 - Ec_0 = 1/2 [(vs_1)^2 - (vs_0)^2] \quad [A2.52]$$

Énergie de déformation linéaire élastique :

$$\Delta Ek = Ek_1 - Ek_0 = 1/2 (\omega_d^2 + \omega_r^2) [s_1^2 - s_0^2] \quad [A2.53]$$

Énergie dissipatrice par friction :

$$\Delta Efr = Efr_1 - Efr_0 = 1/2 g \alpha_{FR} [\mu(vs_0) Z_0 + \mu_2(vs_1) Z_1] [s_1 - s_0] \quad [A2.54]$$

Énergie dissipatrice superélastique :

$$\Delta Esup = Esp_1 - Esp_0 = 1/2 [\omega_y^2 \{Y(Z_1 + Z_2 + b_1 + b_2) + U_a (s_1 + s_0)\} / (1 + U_a)] [s_1 - s_0] \quad [A2.55]$$

Énergie sismique :

$$\Delta Es = Es_1 - Es_0 = 1/2 [\alpha x g_1 + \alpha x g_0] [s_1 - s_0] \quad [A2.56]$$

Énergie de déformation élastique des piles :

$$\Delta Ep = Ep_1 - Ep_0 = 1/2 [\alpha x p_1 + \alpha x p_0] [s_1 - s_0] \quad [A2.57]$$

Énergie d'amortissement à dérivée fractionnelle :

$$\Delta Ed = Ed_1 - Ed_0 = 1/2 \omega_d^2 [s a_1 + s a_0] [s_1 - s_0] \quad [A2.58]$$

## ANNEXE 3

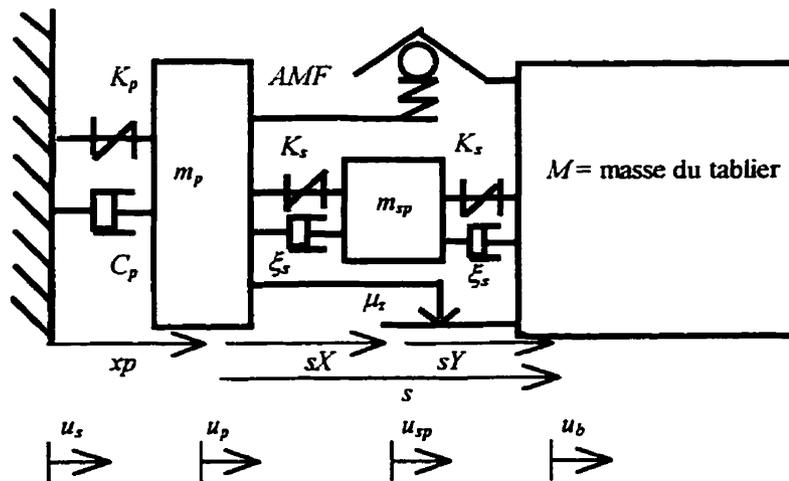
**MODÈLE D'ISOLATION À LA BASE ZKB MODIFIÉ POUR TENIR COMPTE  
DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE LA COMPOSANTE RESSORT**

Cette annexe décrit l'algorithmique du modèle d'isolation en se basant sur le modèle ZKB (voir annexe 2) et en tenant compte de la vibration axiale de la composante ressort sous des excitations dynamiques telle que décrite au chapitre X. La modification principale consiste à introduire une masse ponctuelle pour le ressort linéaire (voir figure A3.1).

**A3.1 Notations**

Accélération de la pesanteur	$g$
Masse du tablier	$M$
Masse de la pile	$m_p$
Ratio masse de la pile/masse du tablier	$\alpha_p = m_p / M$
Caractéristiques de la pile :	
Rigidité	$K_p$
Fraction d'amortissement visqueux critique	$\xi_p$
Pulsation	$\omega_p^2 = K_p / M$
Coefficient d'amortissement visqueux	$C_p = 2 \xi_p \omega_p M$
Caractéristiques de l'isolateur :	
Paramètres de la composante ressort avec masse :	
Masse du ressort	$m_{sp}$
Rigidité réelle du ressort	$K$
Rigidité du 1/2 ressort modélisé	$K_s = 2K$
Pulsation propre du ressort	$\omega_s^2 = K_s / m_{sp}$
Pulsation du ressort pour l'appui	$\omega_{se}^2 = K_s / M$
Fraction d'amortissement visqueux critique	$\xi_s$
Coefficient d'amortissement visqueux	$C_s = 2 \xi_s \omega_s m_{sp}$

Fraction d'amortissement visqueux critique	$\xi_{se}$
Coefficient d'amortissement visqueux	$C_{se} = 2 \xi_{se} \omega_{se} M$
<b>Paramètres de l'alliage à mémoire de forme (AMF) :</b>	
Rigidité élastique	$K_y$
Déplacement au point d'inflexion plastique	$Y$
Ratio de rigidités plastique/élastique	$\alpha$
Plateau plastique de chargement et de déchargement	$R_c$
3 paramètres de forme	$n_1, n_2, n_4$
Durcissement à haute déformation	$U_b, n_3$
<b>Paramètres de friction hystérétique :</b>	
Coefficients de friction dynamique, maximal et minimal	$\mu_z, \mu_{max}$ et $\mu_{min}$
Paramètre de forme de $\mu_z$ selon la vitesse de glissement	$a$
5 paramètres de forme	$AA = \beta_0 + \gamma_0$
	$n_1, n_2$
Déplacement à la limite élastique	$Y_e$
Ratio de la masse verticale sur l'appui et de la masse d'inertie du tablier	$\alpha_{FR} = M_{vFR} / M$



**Figure A3.1 : Modélisation ZKB modifié du tablier sur appui sismique et pile**  
 Il s'agit maintenant d'un système à trois degrés de libertés : la pile, le ressort et le tablier.

**Description des paramètres de modélisation : (Figure A3.1)**

Paramètre de déformation hystérétique	$V$
Paramètre de déformation superélastique	$Z$
Paramètre de déformation d'écrouissage	$b$
Déplacement absolu au sol	$u_s$
Déplacement absolu au sommet de la pile	$u_p$
Déplacement absolu du ressort	$u_{sp}$
Déplacement absolu du tablier	$u_b$
Déplacement différentiel de l'isolateur	$s = u_b - u_p$
Déplacement différentiel du ½ ressort	$sY = u_b - u_{sp}$
Déplacement différentiel du ½ ressort	$sX = u_{sp} - u_p$
Déplacement différentiel de la pile	$xp = u_p - u_g$

La vitesse associée à un déplacement est désignée par le préfixe «v» ( $v_s = \frac{ds}{dt}$ ).

L'accélération associée à un déplacement est désignée par le préfixe «a» ( $a_s = \frac{d^2s}{dt^2}$ ).

L'accélération au sol est notée :  $\alpha g$

**A3.2 Équations d'équilibre du système d'isolation**

Il s'agit a priori de résoudre un système d'équations à deux degrés de liberté. Mais étant donné les comportements non linéaires mis en jeu, il faut définir d'une part les 2 équations d'équilibre du tablier et de la pile, plus les équations de comportement des 3 composantes de l'isolateur, on aboutit ainsi à 5 équations.

- L'équation d'équilibre du tablier :

$$M(\alpha xg + \alpha xp + asX + asY) + K_s sY + C_s vsY + F_{AMF} + \mu M_{vFR} g V = 0$$

devient :

$$asX + asY + \alpha xp + \alpha xg + \omega_{se}^2 sY + 2 \xi_{se} \omega_{se} vsY + F_{AMF}/M + \mu g V \alpha_{FR} = 0 \quad [A3.1]$$

- L'équation d'équilibre du ressort :

$$m_{sp}(\alpha xg + \alpha xp + asX) + K_s sX + C_s vsX - K_s sY - C_s vsY = 0$$

devient:

$$asX + \alpha xp + \alpha xg + \omega_{se}^2 (sX - sY) + 2 \xi_{se} \omega_{se} (vsX - vsY) = 0 \quad [A3.2]$$

- L'équation d'équilibre de la pile s'écrit :

$$m_p(\alpha xg + \alpha xp) + c_p vxp + K_p xp - K_s sX - C_s vsX - F_{AMF} - \mu M_{vFR} g V = 0$$

devient :

$$\alpha_p(\alpha xg + \alpha xp) + 2 \xi_p \omega_p vxp + \omega_p^2 xp = \omega_s^2 sX + 2 \xi_{se} \omega_{se} vsX + F_{AMF}/M + \mu g V \alpha_{FR} \quad [A3.3]$$

En combinant les équations [A3.1] et [A3.3] et en reprenant les équations [A3.1] et [A3.2], on obtient un système [S] de 3 équations d'équilibre mécanique :

$$asX + asY + \alpha xp + \alpha xg + \omega_{se}^2 sY + 2 \xi_{se} \omega_{se} vsY + F_{AMF}/M + \mu g V \alpha_{FR} = 0 \quad [A3.1]$$

$$asX + \alpha xp + \alpha xg + \omega_{se}^2 (sX - sY) + 2 \xi_{se} \omega_{se} (vsX - vsY) = 0 \quad [A3.2]$$

$$asX + asY + (1 + \alpha_p)(\alpha xg + \alpha xp) + 2 \xi_p \omega_p vxp + \omega_p^2 xp + \omega_{se}^2 (sY - sX) + 2 \xi_{se} \omega_{se} (vsY - vsX) = 0 \quad [A3.4]$$

Le système [S] est complété par les équations des composantes de l'isolateur.

- L'équation de comportement du patin de l'isolateur s'écrit :

$$Y_e vV + (\gamma_0 V^{n_l} \text{sign}(V vs) + \beta_0 V^{n_2} - AA) vs = 0 \quad [A3.5]$$

$$\mu_z(vs) = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) \exp(-a |vs|) \quad [A3.6]$$

- L'équation de comportement de la composante superélastique de l'isolateur s'écrit :

$$Y vZ = vs \left\{ (1 - \chi) + \chi U_r \text{signeplus}(-s vs) \exp\left(-n_2 \left| \frac{s}{Y} - Z \right| \text{signeplus}\left(\left| \frac{s}{Y} \right| - |Z|\right)\right) \right\} \quad [\text{A3.7}]$$

$$\chi = \text{signe}(vs [Z - Z_y]) (Z - Z_y)^{n_1} \quad [\text{A3.8}]$$

$$Z_y = U_r (2 - R) \text{signe}(s) \text{signeplus}\left(-s \frac{ds}{dt}\right) \quad \& \quad 0 < R < 1,5 \quad [\text{A3.9}]$$

$$Yvb = vs U_b \left( \frac{|s| - Y_p}{Y} \right)^{n_3} \text{signeplus}(|s| - Y_p) \quad [\text{A3.10}]$$

$$\frac{F_{AMF}}{M} = \omega_y^2 \{Y(Z + b) + U_a s\} \frac{1}{1 + U_a} \quad [\text{A3.11}]$$

### A3.3 Application au système d'isolation ZKB

En substituant les équations incrémentales de Newmark Béta dans les équations d'équilibre à l'instant  $t_i$ , on peut en déduire le déplacement  $u_i$  de l'instant  $t_i$  en fonction du déplacement  $u_0$ , vitesse  $vu_0$  et accélération  $au_0$  de l'instant  $t_0$  et des accélérations au sol  $\alpha x_{g_0}$  et  $\alpha x_{g_i}$  des instants  $t_0$  et  $t_i$ . Le système d'équations [S] de l'isolateur devient alors le système suivant à 8 équations incrémentales et à 8 inconnues  $xp_i$ ,  $V_i$ ,  $Z_i$ ,  $\mu_z(vs_i)$ ,  $b_i$ ,  $vs_i$ ,  $sX_i$ ,  $sY_i$  :

$$\begin{aligned} sX_i [1/(\beta h^2) + \omega_s^2 + \gamma/(\beta h) 2\xi_s \omega_s] + xp_i/(\beta h^2) - sY_i [\omega_s^2 + \gamma/(\beta h) 2\xi_s \omega_s] = -\alpha x_{g_i} \\ + [sX_0 + h vsX_0 + (0,5-\beta) h^2 asX_0] /(\beta h^2) - 2\xi_s \omega_s [asX_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vsX_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) sX_0] \\ + [xp_0 + h vxp_0 + (0,5-\beta) h^2 \alpha xp_0] /(\beta h^2) + 2\xi_s \omega_s [asY_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vsY_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) sY_0] \end{aligned} \quad [\text{A3.12}]$$

$$\begin{aligned} sX_i /(\beta h^2) + xp_i/(\beta h^2) + sY_i [1/(\beta h^2) + \omega_s^2 + \gamma/(\beta h) 2\xi_s \omega_s] = \\ -\alpha x_{g_i} - \mu_z(vs_i) g V_i \alpha_{FR} - \omega_y^2 \{Y(Z_i + b_i) + U_a s_i\} / (1 + U_a) - \omega_d^2 s\alpha_i \\ + [(sX_0 + sY_0 + xp_0) + h(vsX_0 + vsY_0 + vxp_0) - (\beta - 0,5) h^2 (asX_0 + asY_0 + \alpha xp_0)] /(\beta h^2) \\ - 2\xi_{se} \omega_{se} [asY_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vsY_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) sY_0] \end{aligned} \quad [\text{A3.13}]$$

$$\begin{aligned}
& sX_I [1/(\beta h^2) - \omega_{se}^2 - \gamma/(\beta h) 2 \xi_{se} \omega_{se}] + xp_I [(1 + \alpha_p)/(\beta h^2) + \omega_p^2 + \gamma/(\beta h) 2 \xi_p \omega_p] \\
& + sY_I [1/(\beta h^2) + \omega_{se}^2 + \gamma/(\beta h) 2 \xi_{se} \omega_{se}] = -(1 + \alpha_p) \alpha c g_I \\
& + (1 + \alpha_p) [xp_0 + h vxp_0 + (0,5 - \beta) h^2 \alpha xp_0] / (\beta h^2) \\
& - 2 \xi_p \omega_p [\alpha xp_0 h (1 - \gamma/(2\beta)) + vxp_0 (1 - \gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) xp_0] \\
& + [(sX_0 + sY_0) + h(vsX_0 + vsY_0) - (\beta - 0,5) h^2 (\alpha sX_0 + \alpha sY_0)] / (\beta h^2) \\
& + 2 \xi_{se} \omega_{se} [(\alpha sX_0 - \alpha sY_0) h (1 - \gamma/(2\beta)) + (vsX_0 - vsY_0) (1 - \gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) (sY_0 - sX_0)]
\end{aligned} \tag{A3.14}$$

$$s_I = sX_I + sY_I \tag{A3.15}$$

$$vs_I = vsX_I + vsY_I \tag{A3.16}$$

$$V_I = V_0 + \beta h/\gamma [-vs_I/Y_e (\gamma_0 V_I^{n1} \text{sign}(V_I vs_I) + \beta_0 V_I^{n2} - AA) - \alpha V_0 h (1 - \gamma/(2\beta)) - vV_0 (1 - \gamma/\beta)] \tag{A3.17}$$

$$\mu_c(vs_I) = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) \exp(-a |vs_I|) \tag{A3.18}$$

$$Z_I = Z_0 + \beta h/\gamma [-vs_I/Y \Psi_I - \alpha Z_0 h (1 - \gamma/(2\beta)) - vZ_0 (1 - \gamma/\beta)] \tag{A3.19}$$

$$\Psi_I = (1 - \chi_1) + \chi_1 U_r \text{signeplus}(-s_I vs_I) \exp\left(-n_2 \left| \frac{s_I}{Y} - Z_I \right| \text{signeplus}\left(\left| \frac{s_I}{Y} \right| - |Z_I|\right)\right) \tag{A3.20}$$

$$\chi_1 = \text{signe}(vs_I [Z_I - Z_{y1}]) (Z_I - Z_{y1})^{n1} \tag{A3.21}$$

$$Z_{y1} = U_r (2 - R_2) \text{signe}(s_I) \text{signeplus}(-s_I vs_I) \tag{A3.22}$$

$$b_I = b_c - \beta/\gamma h [ab_0 h (1 - \gamma/(2\beta)) + vb_0 (1 - \gamma/\beta)] + \beta/\gamma h vs_I u_b (|s_I/Y| - 1)^{n3} \text{signeplus}(|s_I/Y| - 1) \tag{A3.23}$$

$$vsX_I = \alpha sX_0 h (1 - \gamma/2\beta) + vsX_0 (1 - \gamma/\beta) + \gamma/\beta/h (sX_I - sX_0) \tag{A3.24}$$

$$vsY_I = \alpha sY_0 h (1 - \gamma/2\beta) + vsY_0 (1 - \gamma/\beta) + \gamma/\beta/h (sY_I - sY_0) \tag{A3.25}$$

On pose:

$$cstsX = sX_0 + h vsX_0 + (0,5-\beta) h^2 asX_0$$

$$cstsY = sY_0 + h vsY_0 + (0,5-\beta) h^2 asY_0$$

$$cstp = xp_0 + h vxp_0 + (0,5-\beta) h^2 axp_0$$

$$cstb = b_0 + h vb_0 + (0,5-\beta) h^2 ab_0$$

$$cstV = V_0 + h vV_0 + (0,5-\beta) h^2 aV_0$$

$$cstZ = Z_0 + h vZ_0 + (0,5-\beta) h^2 aZ_0$$

$$csvsX = asX_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vsX_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) sX_0$$

$$csvsY = asY_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vsY_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) sY_0$$

$$csvp = axp_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vxp_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) xp_0$$

$$csvb = ab_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vb_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) b_0$$

$$csvV = aV_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vV_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) V_0$$

$$csvZ = aZ_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vZ_0 (1-\gamma/\beta) - \gamma/(\beta h) Z_0$$

$$cst_{02} = Z_0 - \beta/\gamma h (aZ_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vZ_0 (1-\gamma/\beta))$$

$$cst_{04} = b_0 - \beta/\gamma h (ab_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vb_0 (1-\gamma/\beta))$$

$$cst_{05} = V_0 - \beta/\gamma h (aV_0 h (1-\gamma/(2\beta)) + vV_0 (1-\gamma/\beta))$$

$$CKs = \omega_s^2 + \gamma/(\beta h) 2\xi_s \omega_s$$

$$CKe = \omega_{se}^2 + \gamma/(\beta h) 2\xi_{se} \omega_{se}$$

$$CKp = \omega_p^2 + \gamma/(\beta h) 2\xi_p \omega_p$$

$$F_1 = csts + cstp + 2\xi_s \omega_s (csvsY - csvsX) - \alpha x g_1$$

$$F_2 = cstsX + cstsY + cstp - 2\xi_{se} \omega_{se} csvsY - \alpha x g_1$$

$$F_3 = (1 + \alpha_p) cstp - 2\xi_p \omega_p csvp + cstsX + cstsY + 2\xi_{se} \omega_{se} (csvsX - csvsY) - (1 + \alpha_p) \alpha x g_1$$

On en déduit le système de 3 équations à 3 inconnus suivant :

$$sX_1 [1/(\beta h^2) + CKs_1] + xp_1 [1/(\beta h^2)] - sY_1 CKs = F_1 \quad [A3.26]$$

$$sX_1 [1/(\beta h^2)] + xp_1 [1/(\beta h^2)] + sY_1 [1/(\beta h^2) + CKe] = F_2 - \mu_z(vs_1)gV_1 \alpha_{FR} - \omega_y^2 \{Y(Z_1 + b_1) + U_{\alpha} s_1\} / (1 + U_{\alpha}) \quad [A3.27]$$

$$sX_1 [1/(\beta h^2) - CKe] + xp_1 [(1 + \alpha_p) / (\beta h^2) + CKp] + sY_1 [1/(\beta h^2) + CKe] = F_3 \quad [A3.28]$$

Ces 3 équations d'équilibre sont accompagnées des équations de comportement des composantes superélastique et plastique de friction de l'appui :

$$s_l = sX_l + sY_l \quad [A3.15]$$

$$vs_l = vsX_l + vsY_l \quad [A3.16]$$

$$Z_l = cst_{02} + \beta h / \gamma / Y vs_l F_2(s_l, vs_l, Z_l) \quad [A3.29]$$

$$F_2(s_l, vs_l, Z_l) = (1 - \chi_1) + \chi_1 U_r \text{signeplus}(-s_l vs_l) \exp\left(-n_2 \left| \frac{s_l}{Y} - Z_l \right| \text{signeplus}\left(\left| \frac{s_l}{Y} \right| - |Z_l|\right)\right)$$

$$\chi_1 = \text{signe}(vs_l [Z_l - Z_{yl}]) (Z_l - Z_{yl})^{n_1}$$

$$Z_{yl} = U_r (2 - R_z) \text{signe}(s_l) \text{signeplus}(-s_l vs_l)$$

$$b_l = cst_{04} + \beta h / \gamma / Y vs_l u_b (|s_l / Y| - 1)^{n_3} \text{signeplus}(|s_l / Y| - 1) \quad [A3.30]$$

$$V_l = cst_{05} - \beta h / \gamma / Y_e vs_l (\gamma_0 V_l^{n_1} \text{signe}(V_l vs_l) + \beta_0 V_l^{n_2} - AA) \quad [A3.31]$$

$$\mu_z(vs_l) = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) \exp(-a |vs_l|) \quad [A3.32]$$

Une procédure itérative est utilisée pour résoudre le système.

En pratique, on impose initialement  $sX_l = sX_0$ ,  $sY_l = sY_0$ ,  $Z_l = Z_0$ ,  $V_l = V_0$ ,  $b_l = b_0$

À partir des équations [A3.26], [A3.27] et [A3.28], on en déduit le calcul de  $sX_1$  :

$$sX_1 = \frac{F_1 - \frac{F_3 - F_2 + F_{AMF}/M + \mu_z g V_1 \alpha_{FR}}{CK_p + \frac{\alpha_p}{\beta h^2}} \frac{1}{\beta h^2} + \frac{F_2 - F_1 - F_{AMF}/M - \mu_z g V_1 \alpha_{FR}}{CK_s + CK_e + \frac{1}{\beta h^2}} CK_s}{\frac{1}{\beta h^2} + CK_s + \frac{CK_e}{\beta h^2 \left( CK_p + \frac{\alpha_p}{\beta h^2} \right)} - \frac{CK_s^2}{CK_s + CK_e + \frac{1}{\beta h^2}}} \quad [A3.33]$$

On en déduit les déplacements des deux degrés de libertés :

$$sY_1 = \frac{sX_1 CK_s + F_2 - F_1 - F_{AMF}/M - \mu_z g V}{CK_s + CK_e + \frac{1}{\beta h^2}} \quad [A3.34]$$

$$xp_1 = \frac{sX_1 CK_e + F_3 - F_2 + F_{AMF}/M + \mu_z g V}{CK_p + \frac{\alpha_p}{\beta h^2}} \quad [A3.35]$$

On en déduit les autres composantes :

$$s_l = sX_1 + sY_1 \quad [A3.36]$$

$$vsX_l = sX_1 \gamma/\beta/h + cs vsX \quad [A3.37]$$

$$vsY_l = sY_1 \gamma/\beta/h + cs vsY \quad [A3.38]$$

$$vs_l = vsX_l + vsY_l \quad [A3.39]$$

$$Z_l = cst_{02} + \beta h/\gamma/Y vs_l F_2(s_l, vs_l, Z_l) \quad [A3.40]$$

$$F_2(s_l, vs_l, Z_l) = (1 - \chi_1) + \chi_1 U_r \text{signeplus}(-s_l vs_l) \exp\left(-n_2 \left| \frac{s_l}{Y} - Z_l \right| \text{signeplus}\left(\left| \frac{s_l}{Y} \right| - |Z_l|\right)\right)$$

$$\chi_1 = \text{signe}(vs_l [Z_l - Z_{y1}]) (Z_l - Z_{y1})^{n1}$$

$$Z_{y1} = U_r (2-R_2) \text{signe}(s_l) \text{signeplus}(-s_l vs_l)$$

$$b_l = cst_{04} + \beta h/\gamma/Y vs_l u_b (|s_l/Y| - 1)^{n3} \text{signeplus}(|s_l/Y| - 1) \quad [A3.41]$$

$$V_l = cst_{05} - \beta h/\gamma/Y_e vs_l (\gamma_0 V_l^{n1} \text{signe}(V_l vs_l) + \beta_0 V_l^{n2} - AA) \quad [A3.42]$$

$$\mu_c(vs_i) = \mu_{max} - (\mu_{max} - \mu_{min}) \exp(-a / vs_i /) \quad [A3.43]$$

On réitère le calcul de  $sX_i$  de l'équation [A3.33] jusqu'à convergence par tolérance sur les variables  $sX_i$ ,  $sY_i$ ,  $Z_i$ ,  $V_i$ ,  $b_i$ ,  $xp_i$ . La convergence théorique du calcul n'est pas justifiée.

Finalement, on déduit les autres composantes du mouvement à partir des équations de Newmark - Béta :

$$\begin{aligned} asX_i &= (sX_i - cst_s X) / (\beta h^2) & [A3.44] \\ asY_i &= (sY_i - cst_s Y) / (\beta h^2) \\ vxp_i &= csvp + \gamma / (\beta h) xp_0 & \alpha xp_i &= (xp_i - cst_p) / (\beta h^2) \\ vb_i &= csvb + \gamma / (\beta h) b_0 & ab_i &= [b_i - cst_b] / (\beta h^2) \\ vZ_i &= csvZ + \gamma / (\beta h) Z_0 & \alpha Z_i &= (Z_i - cst_Z) / (\beta h^2) \\ vV_i &= csvV + \gamma / (\beta h) V_0 & aV_i &= (V_i - cst_V) / (\beta h^2) \end{aligned}$$

#### A3.4 Bilan énergétique

L'énergie dissipée dans l'isolateur est associée à la force exercée sur l'isolateur:

$$asX + asY + \alpha xp + \alpha xg + \omega_{se}^2 sY + 2 \xi_{se} \omega_{se} vsY + F_{AMF}/M + \mu g V \alpha_{FR} = 0 \quad [A3.1]$$

On multiplie l'équation [A3.1] par la vitesse relative différentielle «vs» et on intègre par rapport au temps entre les instants  $t_0$  et  $t_1$ .

$$\begin{aligned} \int_{t_0}^{t_1} (asX + asY) vs dt + \int_{t_0}^{t_1} \alpha xp vs dt + \int_{t_0}^{t_1} \alpha xg vs dt + \\ \int_{t_0}^{t_1} \omega_{se}^2 sY vs dt + \int_{t_0}^{t_1} 2 \xi_{se} \omega_{se} vsY vs dt + \int_{t_0}^{t_1} \frac{F_{AMF}}{M} vs dt + \int_{t_0}^{t_1} \mu g V \alpha_{FR} vs dt = 0 \end{aligned} \quad [A3.45]$$

En rappelant que :

$$sX + sY = s \quad [A3.46]$$

on écrit finalement:

$$\int_{vs_0}^{vs_1} vs \, dvs + \int_{s_0}^{s_1} \alpha xp \, ds + \int_{s_0}^{s_1} \alpha xg \, ds + \int_{s_0}^{s_1} \omega_{se}^2 sY \, ds + \int_{s_0}^{s_1} 2\xi_{se} \omega_{se} vsY \, ds + \int_{s_0}^{s_1} \frac{F_{AMF}}{M} ds + \int_{s_0}^{s_1} \mu gV \alpha_{FR} \, ds = 0 \quad [A3.47]$$

On en déduit le bilan énergétique suivant:

$$\Delta Ec + \Delta Ep + \Delta Es + \Delta Ek + \Delta Ed + \Delta Esup + \Delta Efr = 0 \quad [A3.48]$$

où les énergies incrémentales dissipées dans l'isolateur sont:

Énergie cinétique

$$\Delta Ec = Ec_1 - Ec_0 = 1/2 [(vs_1)^2 - (vs_0)^2] \quad [A3.49]$$

Énergie de déformation élastique des piles

$$\Delta Ep = Ep_1 - Ep_0 = 1/2 [\alpha xp_1 + \alpha xp_0] [s_1 - s_0] \quad [A3.50]$$

Énergie sismique

$$\Delta Es = Es_1 - Es_0 = 1/2 [\alpha xg_1 + \alpha xg_0] [s_1 - s_0] \quad [A3.51]$$

Énergie de déformation linéaire élastique

$$\Delta Ek = Ek_1 - Ek_0 = 1/2 \omega_{se}^2 [sY_1 + sY_0] [s_1 - s_0] \quad [A3.52]$$

Énergie d'amortissement linéaire visqueux

$$\Delta Ed = Ed_1 - Ed_0 = \xi_{se} \omega_{se} [vsY_1 + vsY_0] [s_1 - s_0] \quad [A3.53]$$

Énergie dissipatrice superélastique

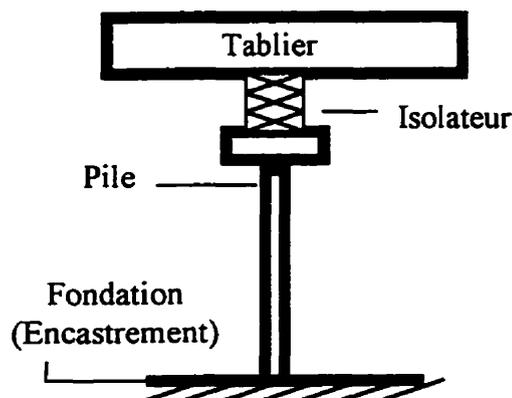
$$\Delta Esup = Esp_1 - Esp_0 = 1/2 [\omega_y^2 \{Y(Z_1 + Z_2 + b_1 + b_2) + U_a (s_1 + s_0)\} / (1 + U_\omega)] [s_1 - s_0] \quad [A3.54]$$

Énergie dissipatrice par friction

$$\Delta Efr = Efr_1 - Efr_0 = 1/2 g \alpha_{FR} [\mu_z(vs_0) Z_0 + \mu_z(vs_1) Z_1] [s_1 - s_0] \quad [A3.55]$$

**ANNEXE 4**  
**GUIDE D'UTILISATION DU LOGICIEL ZKB**  
**POUR L'ANALYSE DYNAMIQUE NON LINÉAIRE**  
**D'UN ISOLATEUR À FRICTION AVEC UN RESSORT PARALLÈLE**

Le logiciel ZKB est conçu pour calculer l'historique de déformation d'un appui d'isolation parasismique situé en tête de pile illustré par la figure A4.1. L'appui peut être composé de trois composantes mécaniques combinées en parallèle : un comportement viscoélastique simulant un élastomère, un comportement élastoplastique avec adoucissement simulant la friction et un comportement superélastique non visqueux (voir chapitres IV, V et VIII et annexes 2 et 3).



**Figure A4.1: Modélisation de l'isolateur à l'interface pile - tablier d'un pont**

Ce logiciel n'est pas garanti contre tout problème d'utilisation et ne peut en aucun cas engager la responsabilité de l'auteur. Des erreurs ont pu échapper aux diverses inspections réalisées et peuvent être signalées à l'auteur le cas échéant pour être corrigée.

#### **A4.1 Installation**

Créer un répertoire (C:\ZKB par exemple) et copier tous les fichiers dans ce répertoire.

En mode DOS, ajouter dans le fichier autoexec.bat le PATH C:\ZKB.

Avec Windows 95, créer un nouveau raccourci en sélectionnant le fichier ZKB.EXE dans le répertoire C:\ZKB. Cliquer sur l'icône avec le bouton droit de la souris et sélectionner « propriétés ». Cliquer sur le signet « Programme » indiquer le répertoire de travail identique C:\ZKB.

Le répertoire contient les fichiers nécessaires à la bonne exécution du programme :

- Le fichier exécutable « ZKB.EXE ».
- Les fichiers historiques des séismes de type « \*.Z ». Le fichier « ACC.Z » peut être modifié pour spécifier un séisme défini par l'utilisateur.
- Les fichiers textes « LISTSEIS.\* » donnant la liste des séismes pour Montréal (\*.MTL), Vancouver (\*.VAN), Prince Rupert (\*.PRP) et pour des sols mous (\*.SOL). Tous ces séismes se retrouvent regroupés dans le fichier « LISTSEIS.ALL ». Les séismes que vous désirez spécifier sont décrits dans le fichier (\*.DIV). Ces fichiers peuvent être édités et modifiés.
- Le fichier « EGAVGA.BGI » définit la configuration de l'écran pour Turbo Pascal.
- Les fichiers « \*.DAT » sont des fichiers textes de données pouvant être édités pour être modifiés par l'utilisateur pour l'option [3], ce sont des fichiers d'entrée (Input).
- Le fichier texte « LISTPARA.DAT » définit les valeurs de paramètres sauvegardées par l'utilisateur (Input). Ce fichier peut éventuellement être édité et modifié par l'utilisateur.
- Le fichier texte « DATA.DAT » définit une série de valeurs de paramètres pour faire des analyses multiples pour le calcul des maxima pour les accélérogrammes types (Option [2]). Ce fichier doit être édité si on veut faire des analyses multiples. Pour une analyse avec des valeurs fixes des paramètres, le logiciel permet d'utiliser les valeurs désirées directement sans utiliser ce fichier.
- Les autres fichiers textes « \*.TXT » sont des fichiers de sortie (Output) donnant les résultats des analyses.

Les fichiers \*.PAS sont les 10 fichiers sources de Turbo Pascal v.7 :

ZKB.PAS	Programme Principal
VARIABLE.PAS	Définitions des variables et paramètres
PARAM.PAS	Affectation des valeurs de paramètres
INITIAL.PAS	Initialisation des variables
ANALYSE.PAS	Boucle d'analyse
ZKPF.PAS	Contrôle en force
ZKPD.PAS	Contrôle en déplacement
NRJH.PAS	Calcul énergétique
OUTIL.PAS	Fonctions mathématiques
RESULT.PAS	Présentation des résultats à l'écran pour l'option [2]

#### A4.2 Exécution du programme ZKB

Les commandes réalisées par l'utilisateur sont présentées en italique.

Les messages marqués à l'écran sont présentés en caractères gras et en italique.

Les commentaires sont présentés en caractères normaux.

Le caractère « ↵ » signifie « retour chariot » ou « touche Entrée ».

Début du programme :

*ZKB.EXE* ↵

*Tapez le numéro du code correspondant à votre choix :*

*[1] Calcul d'historique de l'isolateur soumis à une sollicitation au sol*

*[2] Calcul des maximaux des accélérogrammes types*

*[3] Calcul pour un contrôle en déplacement*

*[Autre] Fin du programme*

L'option [1] calcule l'historique détaillé des déformations et des efforts dans un appui sismique de pont et dans la pile pour une sollicitation spécifique sinusoïdale, impulsive ou sismique.

L'option [2] calcule l'enveloppe des déplacements et des efforts dans un appui sismique et dans la pile pour un ensemble de séismes. Des analyses multiples avec des valeurs différentes des paramètres de l'appui ou de la pile sont offertes.

L'option [3] calcule l'historique détaillé des déformations et des efforts dans un appui sismique de pont et dans la pile pour une déformation sinusoïdale ou pour une déformation définie dans un fichier expérimental (Cette dernière option ne fonctionne que si vous possédez les fichiers expérimentaux adéquats qui ne sont pas fournis avec le logiciel).

*1,2,3 ↵* Activation du programme                      *Autre ↵* Fin du programme

#### **A4.2.1 Option 1**

Si l'option 1 est activée, le message suivant apparaît à l'écran :

***Pour utiliser les paramètres d'initialisation, tapez [1]***

***Ou les paramètres par défaut du fichier LISTPARA.DAT, tapez une autre touche***

Si vous tapez 1, des valeurs définies par défaut pour les paramètres sont utilisées. Sinon, le logiciel reprend les valeurs qui ont été sauvegardés lors d'une analyse précédente. Cette option permet de garder les valeurs de paramètres déjà définies par l'utilisateur.

*1 ↵ ou ↵*

***Les valeurs des paramètres de l'analyse sont les suivantes :***

***[A] Ressort***

***[B] Loi viscoplastique de Constantinou***

***[C] Loi plastique superélastique***

***[D] Pile de Pont***

***Si vous voulez modifier les paramètres, tapez la lettre [A,B,C,D] correspondant à la composante désirée,***

***Sinon tapez la touche [0] (zéro)***

***A,B,C,D ↵***

Pour modifier les caractéristiques de l'appui, il faut se rapporter au modèle numérique défini dans la thèse (voir chapitres IV, V et VIII et annexes 2 et 3). L'activation ou non des composantes est spécifiée : ainsi si les trois composantes de l'appui sont désactivées, l'appui est rigide et si la pile est désactivée, la pile est supposée très rigide.

***0 (zéro) ↵***

***Enregistrez les paramètres dans le fichier LISTPARA.DAT ?***

***Tapez O pour oui, sinon une autre touche***

***O ↵***

***Enregistrement des données***

***Autre ↵***

***Pas d'enregistrement***

***Facteur sur le nombre d'incrément par pas de temps : 1***

***Si vous voulez changer cette valeur, tapez [0] (zéro) sinon une autre touche.***

Cette option a été ajoutée au cas où il y aurait des problèmes de convergences numériques et permet de réduire le pas de temps. Elle n'a a priori pas besoin d'être modifiée et donc vous devez taper une touche autre que zéro.

*Autre ↵*

***Gardez les fichiers d'énergie [ O = oui / autre = non ]***

*O ↵* Enregistrement des résultats énergétiques      *Autre ↵* Pas d'enregistrement

***Indiquez s'il s'agit de :***

- ***une excitation harmonique***  $+P_0 \sin(2\pi t / T_s)$       (*tapez « H »*)

- ***un échelon d'accélération***  $+P_0$  de  $[0, dt/2]$

$-P_0$  de  $[dts/2, dt]$       (*tapez « C »*)

- ***un accélérogramme de séisme***      (*tapez « A »*)

- ***un accélérogramme d'un fichier à spécifier***      (*tapez « Z »*)

***Quelle est la lettre de votre choix ?***

*A, C, H, Z ↵*

Les options *H, C, A* sont des options où tout est prédéfini par le logiciel et ne nécessite aucune intervention sur des fichiers externes de l'utilisateur. Les spécifications sont demandées directement à l'écran.

L'option *Z* permet de spécifier un séisme défini par l'utilisateur. Cette option nécessite la préparation d'un fichier texte avec un format précis comme nous allons le spécifier plus loin.

***Déplacement initial***  $S_0 = 0 \text{ mm}$

***Changer la valeur de  $S_0$  [ O = oui / autre = non ]***

*O ↵* Modifications de  $S_0$       *Autre ↵* Pas de modifications de  $S_0$

Si l'option Z a été activée précédemment, l'écran affiche :

*Les données doivent commencer à la ligne 24 du fichier en format libre*

*À la ligne 23 du fichier, spécifier en format libre*

*1- Le pic d'accélération en g*

*2- Le facteur correcteur pour obtenir des accélérations en  $m/s^2$*

*3- Le pas de temps*

*4- Le nombre de points d'accélération*

*Entrez le nom du fichier du séisme avec extension (ACC.Z par exemple)*

*ACC.Z (ce fichier a été prédéfini pour faire un essai, il peut être édité et modifié) ou le nom du fichier que vous avez préalablement préparé ↵*

*Le programme calcule l'historique de déformation de l'isolateur*

*Nom de l'accélérogramme : ACC.Z*

*Pas de temps de l'accélérogramme : 0.0200 sec*

*Pic d'accélération : 21.0 %g*

*Durée de l'accélérogramme et délai : 94 sec*

*t = X sec soit X %*

*Déplacement instantané de l'isolateur : X cm pile xp1 -----: X cm*

*-----maximum----- : X cm*

*Cisaillement instantané du tablier : X %g sommet pile -----: X %g*

*----- maximal ----- : X %g ----- : X %g*

*Accélération instantané du sol : X %g nombre d'incrément-: X*

*----- maximal ----- : X %g maximum----- : X*

*Différence énergétique cumulée maximale : X  $m.(m/s^2)$*

*Erreur énergétique maximale : X %*

*Fichier de sortie : Hz.txt*

*Exécution terminée*

Le déplacement de l'isolateur correspond aux déformations de l'appui seul.

Le cisaillement du tablier est obtenu par unité de masse en %g. Pour obtenir une valeur en unités de force, il faut multiplier la valeur du cisaillement par le poids exercé sur l'appui. Ainsi pour un appui de  $W = M g = 2\,000$  kN avec un cisaillement de  $Cg = 0,1g$ , on obtient une force de cisaillement  $V = Cg M = C W = (0,1) (2\,000) = 200$  kN. On rappelle que le cisaillement du tablier par unité de masse correspond à l'accélération absolue du tablier, c'est-à-dire la somme de l'accélération du sol plus l'accélération différentielle de la pile et celle de l'appui.

Le cisaillement en tête de pile est obtenu en multipliant l'accélération absolue en tête de pile, c'est-à-dire l'accélération du sol plus l'accélération différentielle de la pile, par le ratio des masses des piles sur celle du tablier. Dans le fichier de sortie, on donne la force obtenue : la composante élastique (produit de la rigidité de la pile par le déplacement) et la composante visqueuse associée (Voir § fichiers de sortie).

Le nombre d'incrémentes par pas de temps est présenté car les analyses ne sont pas forcément avec un incrément des pas de temps constant. Une valeur instantanée et une valeur maximale sont présentées à l'écran.

La différence énergétique et l'erreur énergétique constituent des vérifications énergétiques des équations d'équilibre du système et permettent de vérifier qu'il y a bien conservation de l'énergie. En principe, l'erreur énergétique ne dépasse pas 1%. Dans le cas contraire, il faudrait examiner plus en détails les valeurs de paramètres utilisées.

Le fichier de sortie est inscrit en bas de l'écran et doit être édité avec un tableur Excel ou Lotus, il présente le détail des résultats.

### A4.2.2 Option 2

Si l'option 2 est activée, le message suivant apparaît à l'écran :

<i>Choisir un site</i>	<i>Montréal</i>	<i>[1]</i>
	<i>Vancouver</i>	<i>[2]</i>
	<i>Prince Rupert</i>	<i>[3]</i>
	<i>Sols mous</i>	<i>[4]</i>
	<i>Tous ces séismes</i>	<i>[5]</i>
	<i>Ou spécifier une autre liste</i>	<i>[0]</i>

*1, 2, 3, 4 et 5* ↪ Ces choix sont prédéfinis et permettent de faire l'analyse pour tous les séismes d'un site donné.

Si des modifications ultérieures étaient nécessaires, les fichiers indiquant les noms des fichiers des accélérogrammes et leurs caractéristiques sont les fichiers textes respectifs : LISTSEIS.MTL , LISTSEIS.VAN, LISTSEIS.PRP, LISTSEIS.SOL et LISTSEIS.ALL.

Le format de ces fichiers texte est le suivant :

- Le nombre de séismes standards est spécifié à la ligne 4.
- A partir de la ligne 7 et toutes les 2 lignes, les noms des fichiers des séismes sont ensuite spécifiés suivis de la valeur du pic d'accélération du séisme, du facteur de calibration pour avoir des unités en  $m/s^2$ , le pas de temps de l'accélérogramme spécifié et le nombre de points d'accélérations.
- Les fichiers des séismes doivent commencer à partir de la ligne 24 en format libre. Ces fichiers contiennent uniquement les accélérations dans l'unité que l'on veut du moment que le facteur de calibration mentionné précédemment soit ajusté.

ou

*0* ↪ Ce choix permet de spécifier une nouvelle liste :

***Le nom de la liste des séismes actuels est : LISTSEIS.DIV***

***Si vous voulez choisir un autre fichier, taper [0] (zéro)***

***Sinon tapez sur une touche quelconque***

Si vous spécifiez un nouveau fichier, il doit respecter le format décrit pour le fichier LISTSEIS.ALL et les fichiers des accélérogrammes doivent indiquer les accélérations en format libre à partir de la ligne 24.

***Analyses pour plusieurs valeurs de paramètres à partir d'un fichier, tapez [0] (zéro)***

***Analyses pour les paramètres prédéfinis, taper une autre touche***

0./ On fait ici appel à un fichier où une série de valeurs possibles de mêmes paramètres est spécifiée. Cette option est utile si l'on veut faire plusieurs analyses successives et pour tous les séismes spécifiés sans à avoir à entrer à chaque fois les nouvelles valeurs des paramètres.

ou

./ On utilise les valeurs qui sont offertes par défaut ou celles qui sont conservées dans le fichier LISTPARA.DAT ou enfin on peut spécifier de nouvelles valeurs. On ne fait ici qu'une seule analyse à la fois et pour tous les séismes spécifiés.

***Le nom de la liste des paramètres actuels est : DATA.DAT***

***Si vous voulez choisir un autre fichier, taper [0] (zéro)***

***Sinon tapez sur une touche quelconque***

Le fichier texte DATA.DAT a été conçu pour faire des analyses avec des valeurs de paramètres différentes. On peut créer d'autres fichiers qui doivent être similaires à ce fichier que l'on peut appeler par le logiciel ou modifier le fichier DATA.DAT en l'éditant.

Si on édite le fichier DATA.DAT, on aura les spécifications suivantes :

Le nombre d'analyse, c'est-à-dire le nombre de valeurs de paramètres différentes, est spécifié à la ligne 4. Par exemple on peut changer une période 3 fois et un seuil plastique 2 fois, on aura donc  $2 \times 3 = 6$  analyses à faire. A partir de la ligne 7 et toutes les deux lignes, on spécifie sur la première ligne le nom du fichier de sortie (8 caractères + extension en 3 caractères) et sur la deuxième ligne, on spécifie les valeurs des paramètres telles que spécifiées dans le fichier.

↙ Exécution du programme de calcul

*Le programme calcule l'historique de déformation de l'isolateur*

<i>Séisme N°</i>	:	<i>1 sur <math>X_r</math></i>	<i>Analyse n° 1 sur <math>X_a</math></i>
<i>Nom de l'accélérogramme</i>	:	<i>ACC.Z</i>	
<i>Pas de temps de l'accélérogramme</i>	:	<i>0.0200 sec</i>	
<i>Pic d'accélération</i>	:	<i>21.0 %g</i>	
<i>Durée de l'accélérogramme et délai</i>	:	<i>94 sec</i>	
<i>t = X sec</i>		<i>soit X %</i>	
		<i>Fichier de sortie</i>	<i>: File.txt</i>

*Exécution en cours*

On peut noter que  $X_r$  désigne le nombre de séisme par analyse et  $X_a$  le nombre d'analyse pour différentes valeurs de paramètres. Le temps écoulé est celui de l'historique de l'analyse d'un séisme pour une série donnée de valeurs de paramètres.

À la fin des analyses, un tableau récapitulatifs des résultats s'affiche pour les analyses simples avec les valeurs maximales et les valeurs moyennes.

**Résultats isolateur friction - ressort parallèle****Caractéristiques de l'appui**

$\alpha x_{gm}(\%g)$   $s_1(mm)$   $s_m(mm)$   $x_{p_m}(mm)$   $a_{ub_m}(\%g)$   $a_{up_m}(\%g)$   $rcm$   $ncv$

Valeurs moyennes-----

Valeurs maximales-----

Fichier de sortie : File.txt

└

Si le nombre de séismes étudiés est inférieur à 10, les résultats pour chaque séisme sont spécifiés à l'écran, sinon il faut se reporter au fichier de sortie.

**Résultats isolateur friction - ressort parallèle****Caractéristiques de l'appui**

Energie en  $(kg.m/s^2/kg).m$  ou  $m^2/s^2$

$E_{cm}$   $E_{dm}$   $E_{km}$   $E_{rm}$   $E_{frm}$   $E_{spm}$   $E_{sm}$   $E_{tm}$   $E_{rrm}$

Valeurs moyennes-----

Valeurs maximales-----

Fichier de sortie : File.txt

Exécution terminée

**A4.2.3 Option 3**

Si l'option 3 est activée, le message suivant apparaît à l'écran :

**Lecture des fichiers expérimentaux, tapez [0]**

**sinon tapez une autre touche**

**Attention sans fichiers expérimentaux, l'option 0 est invalide...**

L'option 0 n'est a priori pas disponible pour l'utilisateur, donc tapez une touche quelconque.

*Autre touche ↵*

L'écran d'identification des paramètres, puis un écran avec une sollicitation sinusoïdale en déplacement est proposé où l'utilisateur peut spécifier, l'amplitude, la fréquence et la durée. Le programme est exécuté par la suite. Le fichier de sortie est H3.TXT.

### A4.3 Fichiers de sortie

- **Option [1] : Calcul d'historique de l'isolateur soumis à une sollicitation au sol**

Les fichiers textes HH.TXT, HC.TXT et HA.TXT donnent les résultats suivants :

Le temps en seconde, la déformation de l'isolateur en mm, l'accélération de glissement de l'appui en g, l'accélération absolue du tablier en g (accélération du sol + accélération pile + accélération appui), la déformation  $x_p$  de la pile en mm, la force dans la pile ( $\omega_p^2 x_p + 2\xi_p \omega_p v_{x_p}$ ) en g, l'accélération du sol en g, et la différence énergétique par unité de masse en  $m^2/s^2$ .

Les fichiers énergétiques HNRJI.TXT et HNRJ.TXT donnent les résultats instantanés et cumulés des caractéristiques énergétiques suivantes :

le temps en seconde,  $E_{cp}$ , l'énergie cinétique totale de la pile et de l'appui,  $E_{dp}$ , l'énergie d'amortissement viscoélastique linéaire des piles,  $E_{kp}$ , l'énergie linéaire élastique des piles,  $E_{sp}$ , l'énergie sismique dissipée dans les piles et l'appui,  $E_{fr}$ , l'énergie de la composante plastique par friction de l'appui,  $E_r$ , l'énergie de la composante ressort de l'appui,  $E_{sup}$ , l'énergie de la composante superélastique de l'appui,  $E_{is}$ , l'énergie sismique dissipée dans les piles et,  $E_{rr1}$  et  $E_{rr2}$ , les différences énergétiques obtenues des deux équations d'équilibre du système mécanique :

$$E_{rr1} = E_{sp} + E_{cp} + E_{dp} + E_{kp} + E_{is}$$

$$E_{rr2} = E_{is} - (E_r + E_{fr} + E_{sup})$$

Toutes les énergies sont par unité de masse et sont exprimées en  $\text{m}^2 / \text{s}^2$ .

- **Option [2] : Calcul des maximaux des accélérogrammes types**

Le fichier H2.TXT rappelle d'abord les valeurs de paramètres employés :

- *Ftc* paramètre qui vaut 0 si la composante ressort est activée dans l'appui et 1 si elle ne l'est pas ;  $T_e$  est la période du ressort, *etha* ( $\eta$ ) est le ratio des rigidités  $K_r/K_d$ ,  $p$  est l'ordre de la dérivée, *taur* ( $\tau_r$ ) est le paramètre de dérivée fractionnelle, *ksic* ( $\xi_c$ ) est la fraction d'amortissement visqueux,  $T_x$  est la période propre du ressort, *ksix* ( $\xi_c$ ) est la fraction d'amortissement visqueux,  $T_{xx}$  est la période propre du ressort, *ksis* ( $\xi_s$ ) est la fraction d'amortissement visqueux ;
- *Ftv* paramètre qui vaut 0 si la composante plastique de friction est activée dans l'appui et 1 si elle ne l'est pas ; *teflon* spécifie le type de téflon : 0 pour le téflon renforcé de 15% fibres de verre, 1 pour le téflon vierge, 2 pour le téflon renforcé de 25% fibres de carbone ; *mu\_max* ( $\mu_{max}$ ) est le coefficient de friction maximal, *mu\_min* ( $\mu_{min}$ ) est le coefficient de friction minimal,  $a$  est le paramètre d'adoucissement,  $Y_e$  est le déplacement à la limite élastique, *pression* est la pression ; *imp* spécifie l'activation du facteur d'impulsion : 0 s'il est non activé et 1 s'il est activé ; *imprf* spécifie l'activation du facteur de réduction : 0 s'il est non activé et 1 s'il est activé ; *teflonf* paramètre du type d'analyse : 0 pour le prototype, 1 pour les téflons fixes, 2 pour les valeurs spécifiques. On notera que le facteur d'impulsion ne suit pas la même loi pour le prototype et le téflon fixe, cette dernière version est appliquée pour les valeurs spécifiques ;
- *Ftz* paramètre qui vaut 0 si la composante superélastique est activée dans l'appui et 1 si elle ne l'est pas ;  $F_{ySM}$  est la force limite élastique,  $T_{sp}$  est la période élastique,  $U_{ap}$  est le ratio de la pente plastique sur la pente élastique en chargement,  $U_{an}$  est le ratio de la pente plastique sur la pente élastique en déchargement,  $R_z$  est le ratio du retour plastique,  $U_b$  est le paramètre d'activation du durcissement,  $Y_p$  est le déplacement de durcissement;

- $Ftp$  paramètre qui vaut 0 si la pile est activée dans l'appui et 1 si elle ne l'est pas, dans ce cas la pile est rigide ;  $T_p$  est la période de la pile,  $ksip$  ( $\xi_p$ ) est la fraction d'amortissement visqueux,  $alphap$  ( $\alpha_p$ ) est le ratio des masses de la pile sur celle du tablier.

Remarque : toutes les valeurs sont spécifiées même si elles ne sont pas activées, l'utilisateur devra donc tenir compte uniquement des valeurs qui ont été activées.

Le fichier H2.TXT donne les résultats suivants pour chaque séisme :

$\alpha g_m$  l'accélération maximale en g,  $s_l$  le déplacement résiduel de l'appui,  $s_m$  le déplacement maximal de l'appui en mm,  $x_{pm}$  le déplacement maximal de la pile en mm,  $x_{psm}$  le déplacement maximal de la pile et de l'appui en mm,  $aub_m$  l'accélération maximale absolue du tablier en g,  $aup_m$  l'accélération maximale absolue de la pile en g,  $E_{cm}$  l'énergie cinétique maximale de la pile et de l'appui,  $E_{dm}$  l'énergie maximale d'amortissement viscoélastique linéaire des piles,  $E_{km}$  l'énergie maximale linéaire élastique des piles,  $E_r$  l'énergie de la composante ressort de l'appui,  $E_{frm}$  l'énergie de la composante plastique par friction de l'appui,  $E_{spm}$  l'énergie de la composante superélastique de l'appui,  $E_{sm}$  l'énergie sismique dissipée dans les piles,  $E_{tm}$  l'énergie sismique dissipée dans les piles et l'appui,  $E_{rrm}$  la différence énergétique obtenue de l'équation d'équilibre de l'appui,  $ncv$  le nombre de non - convergence locale, et  $R_{cm}$  l'erreur relative à l'énergie sismique fournie  $E_{sp}$ . Toutes les énergies sont exprimées en m . m/s<sup>2</sup>.

- **Option [3] : Calcul pour un contrôle en déplacement**

Le fichier H3.TXT donne les résultats suivants : le temps en seconde, la déformation de l'isolateur en mm (celle imposée par l'utilisateur), l'effort cumulé des trois composantes ressort, plastique de friction et superélastique en %g, c'est-à-dire en unité de force par unité de masse.

## ANNEXE 5

### FICHIERS LOTUS DE CALCUL DES RESSORTS

Les pages suivantes montrent les pages lotus 123v4.01 du calcul d'un ressort conique, d'un ressort cylindrique ou d'un ressort avec des rondelles Belleville pour un appui sismique. La signification des termes est explicitée dans la thèse au chapitre VI. Ce guide est basé sur des résultats obtenus de certains ouvrages sur ce sujet. Il peut donc donner des résultats différents des spécifications du constructeur par exemple parce que le matériau employé n'aura en pratique pas les mêmes valeurs de module élastique. Il constitue néanmoins un aperçu des dimensions nécessaires.

**Mode d'emploi :** L'utilisateur doit fournir les spécifications marquées dans les cases en caractères gras et rouge dans le tableur comme par exemple le nombre total de ressorts par appui sismique  $nb$  (c'est nécessairement un multiple de 2, puisqu'il y a un ressort de chaque côté de l'appui), le poids sur l'appui  $W$  (2 000 kN), le déplacement de l'appui depuis sa position centrale  $F$  (80mm), l'appui se déplace de  $\pm F$ , le facteur de sécurité est de 1, mais il peut être augmenté si nécessaire, la période des ressorts est de 2 secondes en principe pour un système comme le prototype proposé. Il doit ensuite spécifier des valeurs préliminaires de dimensionnement comme la valeur de résistance  $S$  du matériau employé et des dimensions préliminaires des ressorts selon le type de ressort, jusqu'à ce que les cases marquées « ! » deviennent toutes des cases marquées « OK ». Cela signifie alors un design acceptable. Des valeurs différentes peuvent fournir une conception adéquate. Donc il se peut qu'un dimensionnement optimal ne soit pas obtenu dès la première fois. L'utilisateur doit ainsi spécifier des valeurs qui l'arrange en fonction des contraintes extérieures, comme l'encombrement géométrique par exemple. Les résultats sont spécifiés généralement dans la colonne de droite et les entrées dans celle de gauche pour tous les ressorts.

**DESIGN RESSORT COMPRESSION Cône droit Inclinasion Constante**

Unités N mm

nb=nombre ensemble ressort	4	type acier	Chrome Vanadium
W=poids/appui en N	2 000 000		
Fnonl=déflexion analyse non linéa	40		
FS=Facteur sécurité	1.00		
T=periode ressorts	2.00		
R=rigidité	2012.15		
F=déflexion design	40.00	Sresist=résistance des service moyen	700 fig.78 à 109
Ptot=charge horizont	80 486	G=module cisaillement	77 200 fig 112

**CARACTÉRISTIQUE RESSORT**

P=charge horizont	20 122	?<	100 000	OK
OD max=diam. ext. max. ressort	250	?<	305	OK
OD min=diam. ext. min.ressort	140			
<b>SECTION</b>	<b>RECTANGLE</b>	<b>&amp;</b>	<b>CÔNE</b>	<b>DROIT</b>
	20 122			
f=flexibilité=nb/R	0.20%			
Pr réel=limite fet libre	40 243			
gamma=Pm/P1	1.5	?>	1	OK
Pm réel ultime	60 365			
Smfictive ultime	857			
Fm fictive ultime	120			
Fr réel	80			
D max=diam. moyen. max. ress	237			237
D min=diam. moyen. min.resso	127			127
psi=D min/D max	0.54			
a=coté fil ressort(pouce)	7 (1po)	2 < a < 10po?		OK
a=coté fil ressort(mm)	177.80			178
b=coté fil ressort (a>b)(pouce)	0.50 (1/4po)	1/4 < a < 1po?		OK
b=coté fil ressort (a>b)(mm)	12.70			13
K'.racine(nu²)	4.07	#	4.10	
nu=a/b	13.38		1 < nu < 60?	OK
K'	8.37E-02			
K	2.60E-02			
H	132			
r <sup>4</sup> /I <sub>o</sub> =f(a,b)	4 154 010			
L=longueur fil	1 940			
n_spire=nombre spires utiles	3.39	?>	2.00	OK 3.4 +2 spires
Jeu=Jeu moyen entre spires	4	?>	4	OK 4
E=espacement entre spires c/c	16.21	?>	16.70	OK
C=Dmin/b	10.00	?>	3.5	OK
Fm=flexion réelle ultime	107.43	?<	120.00	OK
Hauteur ressort libre	309			309
Hauteur ressort appui	269			
Inclinasion d'enroulement	15.95%			16.0%

**DESIGN RESSORT COMPRESSION****Rondelles Belleville**

Unités N mm

nb=nombre ensemble ressort	2	type acier	Stainless steel 17-7pH	
W=poids/appui en N	400 000	S=résistance		
F=déflexion analyse non linéaire	80	S=résistance desig	X	1500
Facteur sécurité	1.00	E/(1- $\mu^2$ )module		228 000
T=periode ressorts	2.00	$\mu$ =coeff.Poisson		0.34
R=rigidité	402.43			
F=déflexion design	80.00			
Ptot=charge horizontale totale	32 194			
nbp=nbre rondelles parall./ressort	1			
nbs=nbre rondelles serie/ressort	45			
nbt=nbs.nbp=nb rondelles/ressort	45			
nbr=nbt.nb=nbre rondelles	90			
deflexion ss P/rondelle	1.78			

**CARACTERISTIQUE RESSORT**

P=charge horizont	16 097	?< 100 000	OK
OD max=diam. ext. rondelle	130	?< 305	OK
ID min=diam. int. rondelle	65		
R=OD/ID	2	?> 1	OK

**Rondelle Belleville**

M=2.P=charge demandé	32109				
h/t	0.8	? $\leq$ 1	OK		
Facteur securité charge	1	? $\geq$ 1	OK		
Pf =charge flat position	32 194				
ht'	410.95			mm	po
t=épaisseur	4.76			6.4	0.250
Profondeur d'assiette	1.88			3.8	0.150
F*=flèche rondelle demandé sous	3.56	?< 3.81	OK		
P*o=charge effective pour F*	72 230	?> 32 194	OK		
Sc contrainte de compression	905	?< 1500	OK		
St1 contrainte de traction	466	?< 1500	OK		
St2 contrainte de traction	732	?< 1500	OK		
Hauteur ressort libre	457				
Deflexion ressort sous P	65	1.439	< changer pour annuler===>		-5
Hauteur comprimée	392				

**DESIGN RESSORT COMPRESSION CYLINDRE**

Unités N mm

nb=nombre ensemble ressort	4
W=poids/appui	400 000
F=déflexion analyse non linéair	80
Facteur sécurité	1.00
T=periode ressorts	2.00
R=rigidité	402.43
F=déflexion design	80.00
Ptot=charge horizont	32 194

type acier

Chrome Vanadium

Sresist=résistance des 

service moyen	720
---------------	-----

 fig.78 à 109  
 G=module cisaillement 

	77 200
--	--------

 fig 112

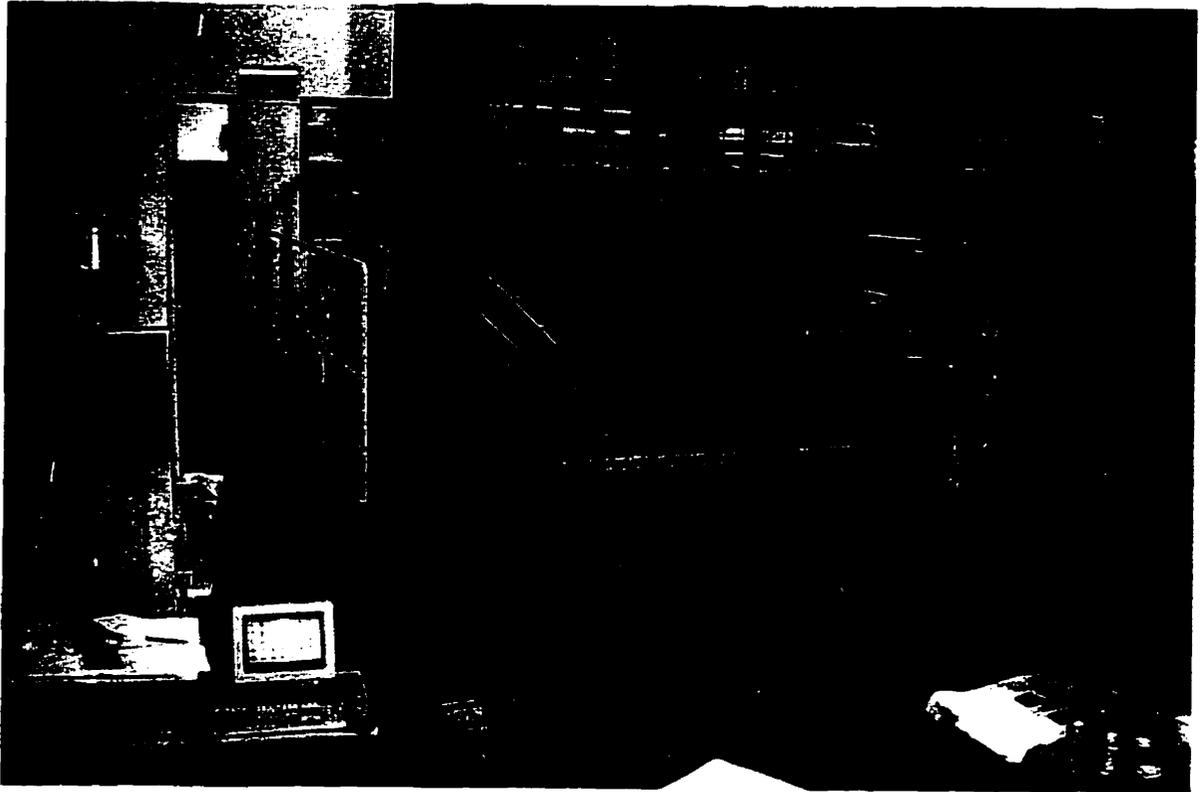
**CARACTÉRISTIQUE RESSORT**

P=charge horizont/ressort 8 049 ?< 100 000 OK

SECTION	CIRCULAIRE					
D=diam. moyen ressort	124.00	?<	305	OK	135	OD max
d=diamètre fil	20.66				21	0.83
Facteur de réduction	0.8					
N=nombre de spires	9.78				10	
S=Contrainte torsion	549	?<	720	OK		
SH=hauteur solide ressort	210					
F=déflexion sous 2.P après desi	163.54	?>	160.00	OK		
FL=longueur à vide	374				374	
CL=hauteur comprimée sous 2P	214	?>	210	OK		
SS=Contrainte solide=S.FL/F	561	?<	720	OK		
c=D/d	5.90	?>	4.00	OK		
kc= Correction	1.26					
St=Contrainte torsion corrigée	690	?<	720	OK		
SSt=Contrainte solide corrigée	705	?<	720	OK		
P=condition d'appui	1					
D/FL	3.02	?<	2.62	flambement?		
delta=flambement	0.43	?<	0.55	OK		

SECTION	CARRE					
D=diam. moyen ressort	140.00	?<	305	OK	151	OD max
d=diamètre fil	21.11				22	0.87
Facteur de réduction	0.8					
N=nombre de spires	11.71				12	
S=Contrainte torsion	509	?<	720	OK		
SH=hauteur solide ressort	264					
F=déflexion sous 2.P après desi	163.96	?>	160.00	OK		
FL=longueur à vide	428				428	
CL=hauteur comprimée sous 2P	268	?>	264	OK		
SS=Contrainte solide=S.FL/F	521	?<	720	OK		
c=D/d	6.36	?>	4.00	OK		
kc= Correction	1.24					
St=Contrainte torsion corrigée	629	?<	720	OK		
SSt=Contrainte solide corrigée	645	?<	756	OK		
P=condition d'appui	1					
FL/D	3.06	?<	2.84	flambement?		
delta=flambement	0.37	?<	1.00	OK		

**ANNEXE 6**  
**PHOTOGRAPHIES DU MONTAGE UTILISÉ**  
**POUR LES ESSAIS DE FRICTION**

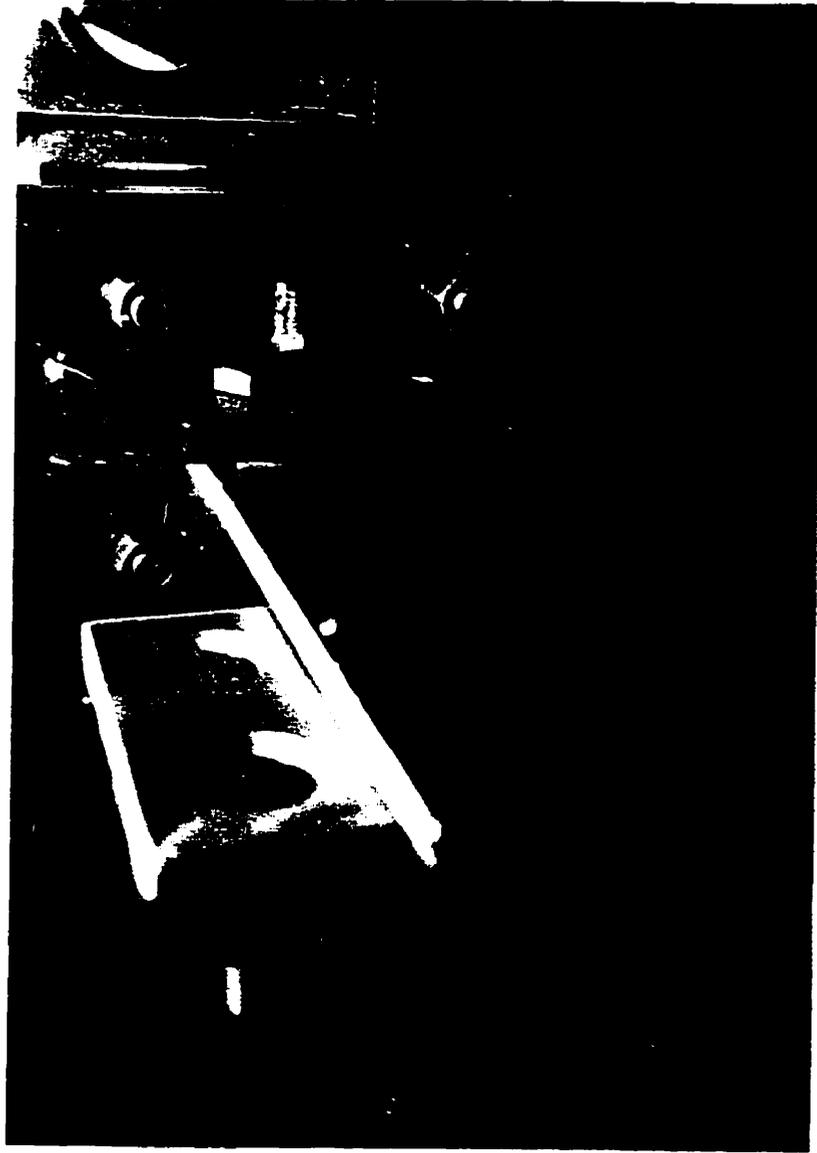


**Figure A6.1: Laboratoire de Structures, simulateur sismique et montage de friction**



**Figure A6.2: Montage de friction pure d'interfaces d'acier inoxydable et téflon**

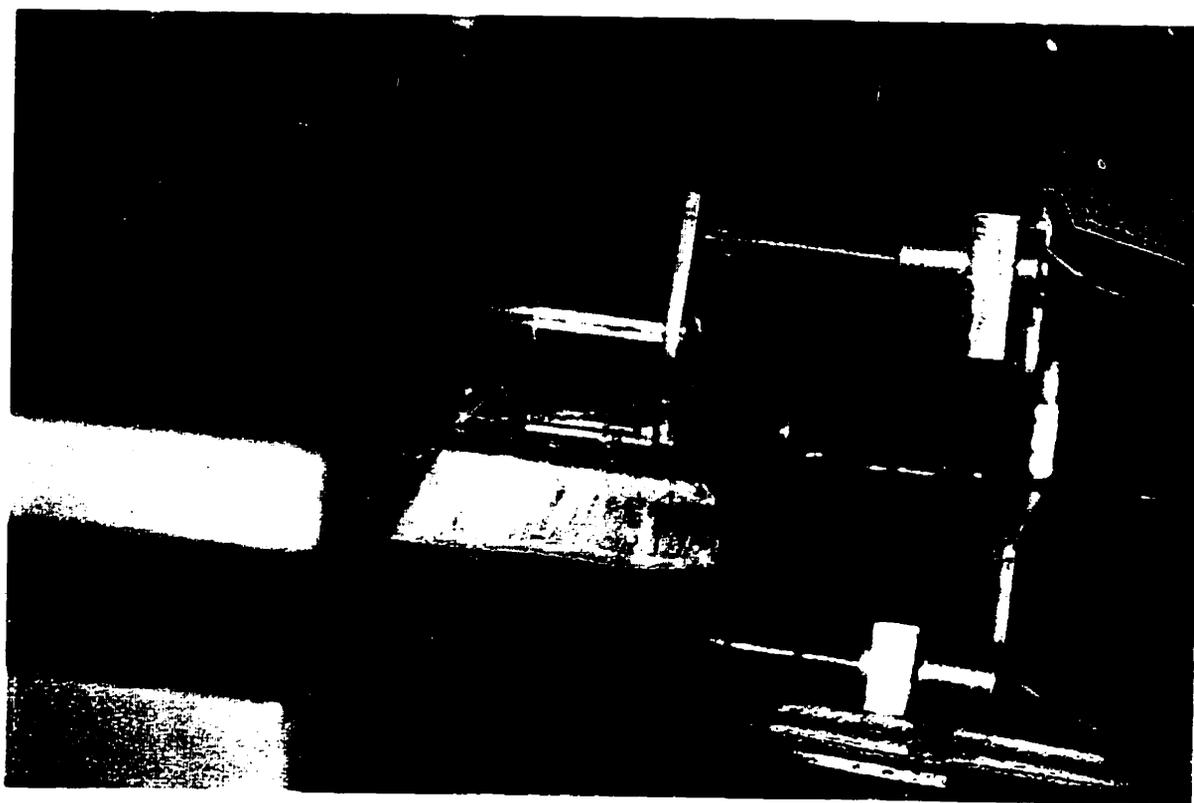
- Légende :
- En rouge, montage structural
  - En jaune, deux plaques d'acier servant de support aux disques de téflons en sandwich autour d'une plaque d'acier inoxydable
  - En bleu, membrure permettant de vérifier la charge de confinement de l'appui



**Figure A6.3: Plaque d'acier inoxydable miroir avant les essais**

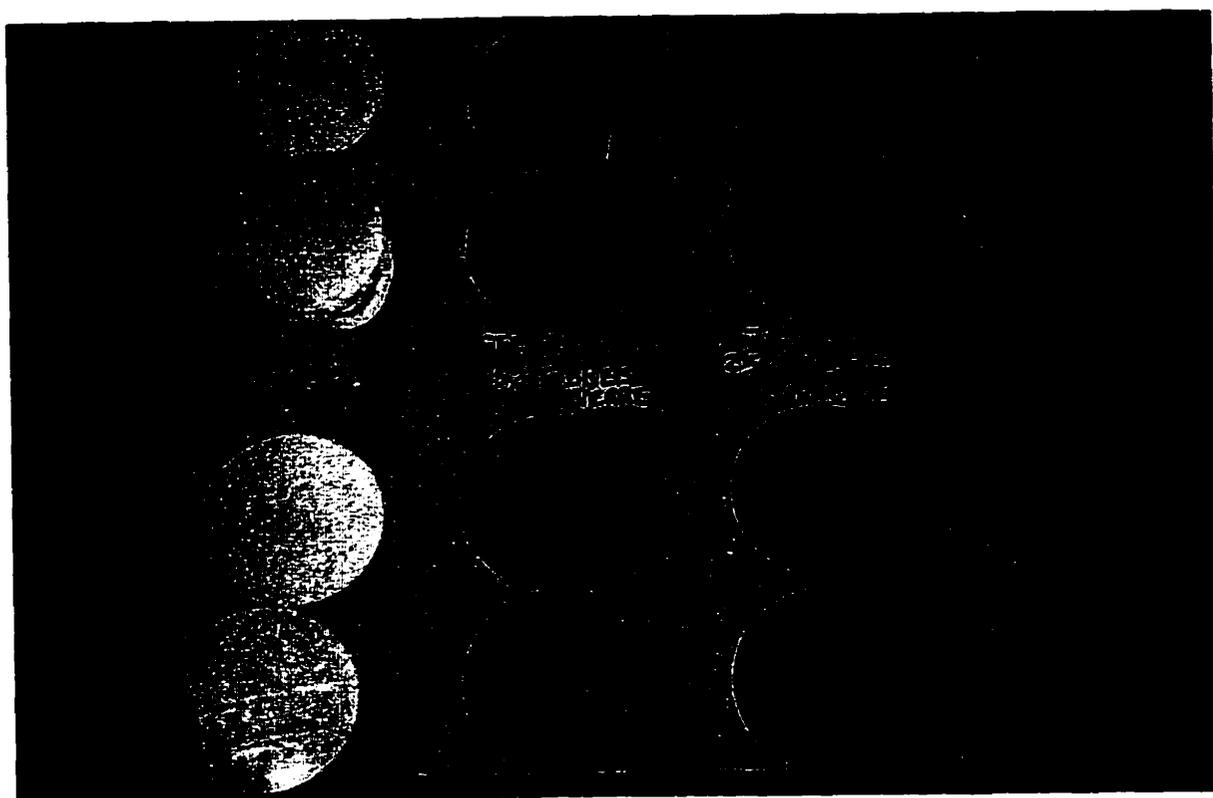


**Figure A6.4: Disque de téflon vierge avant essai**

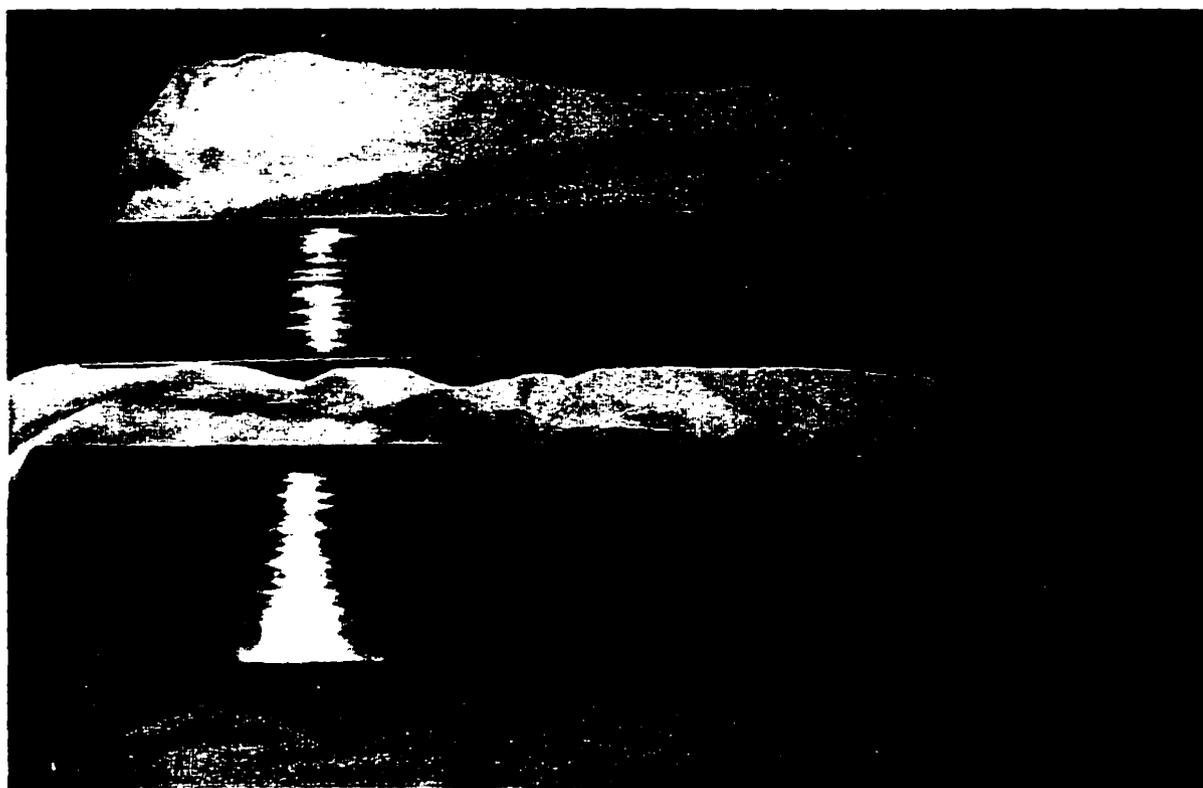


**Figure A6.5: Détails du montage pendant les essais**

La plaque d'acier inoxydable centrale glisse entre les deux plaques d'acier jaunes où reposent les disques de téflon. Des instruments mesurent les déplacements de la plaque centrale et des 2 plaques d'acier jaunes. On peut observer un dépôt de téflon blanc sur la plaque d'acier centrale.



**Figure A6.6: Comparaison des téflons après les essais**

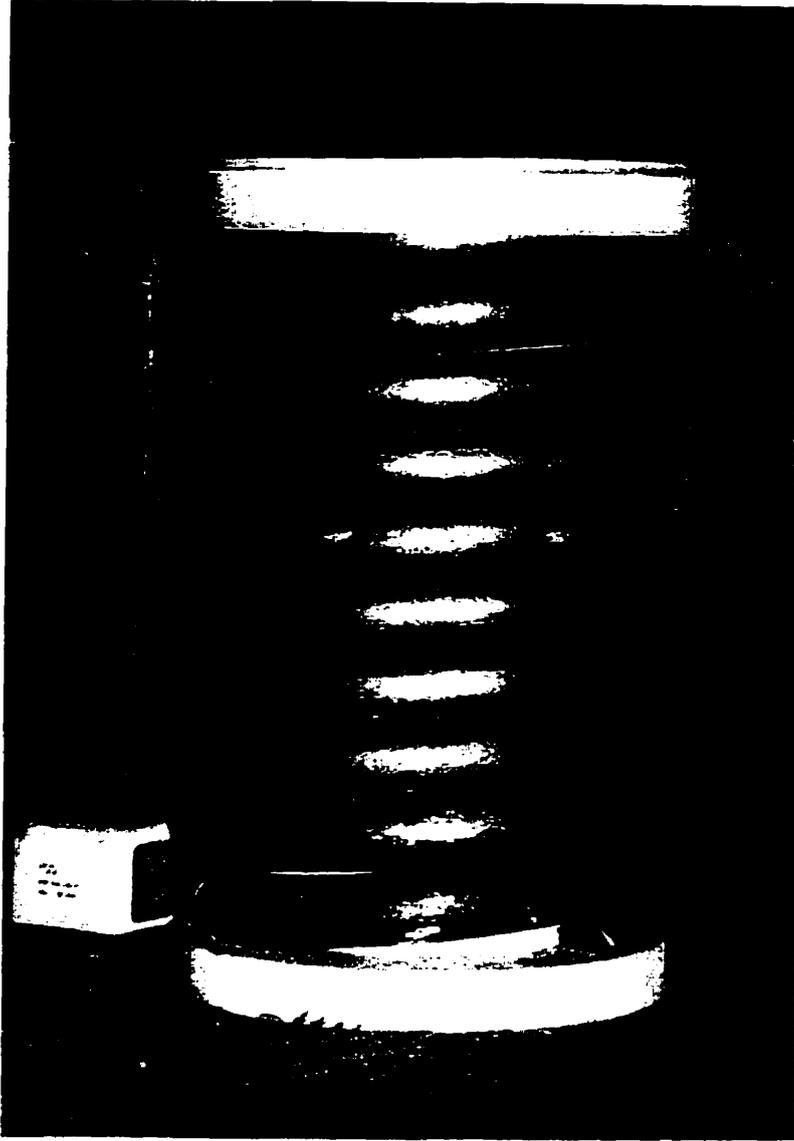


**Figure A6.7: Plaques d'acier inoxydable « bright annealed » et miroir après essais**

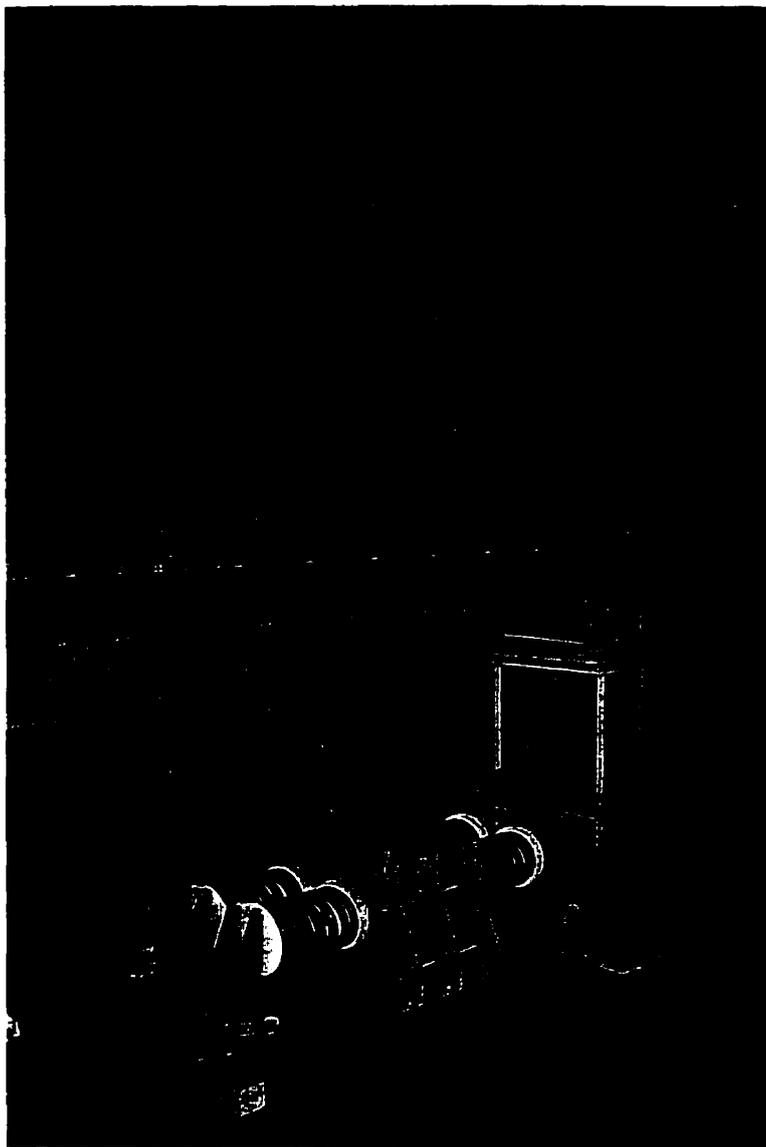
**ANNEXE 7**  
**PHOTOGRAPHIES DU MONTAGE UTILISÉ POUR LES ESSAIS**  
**SUR LES RESSORTS ET SUR LE PROTOTYPE COMPLET**



**Figure A7.1: Essais de compression statique des ressorts sous une presse AMSLER**

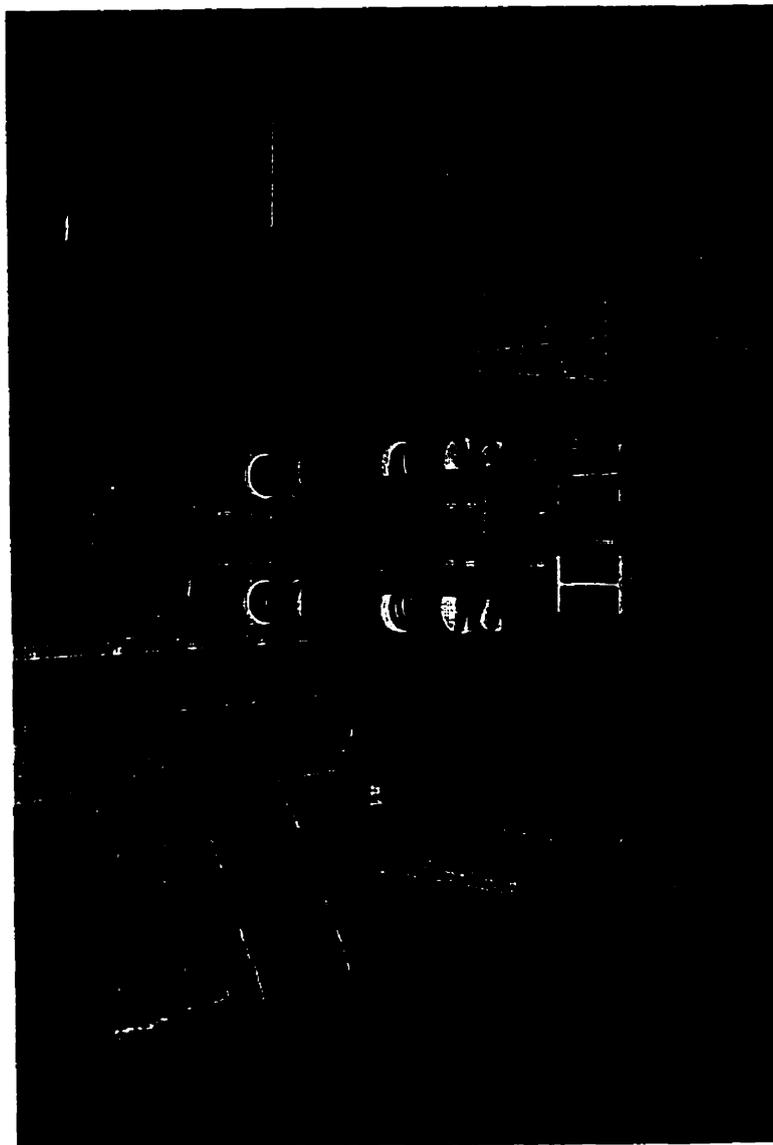


**Figure A7.2: Compression statique complète d'un ressort  
(Compression solide du ressort)**



**Figure A7.3: Prototype complet d'isolateur avant le montage expérimental**

- Légende :**
- En bleu foncé, la plaque d'assise supportant la plaque d'acier inoxydable de glissement
  - En bleu clair, le « pot » de l'appui dans lequel est inséré le piston muni du disque de téflon non visible sur cette photo
  - En noir, les 4 ressorts cylindriques de l'isolateur
  - En gris clair, la butées des ressorts
  - En blanc, les disques d'acier maintenant les ressorts en place
  - En jaune, des armatures provisoires pour maintenir l'isolateur en position avant mise en place sur site



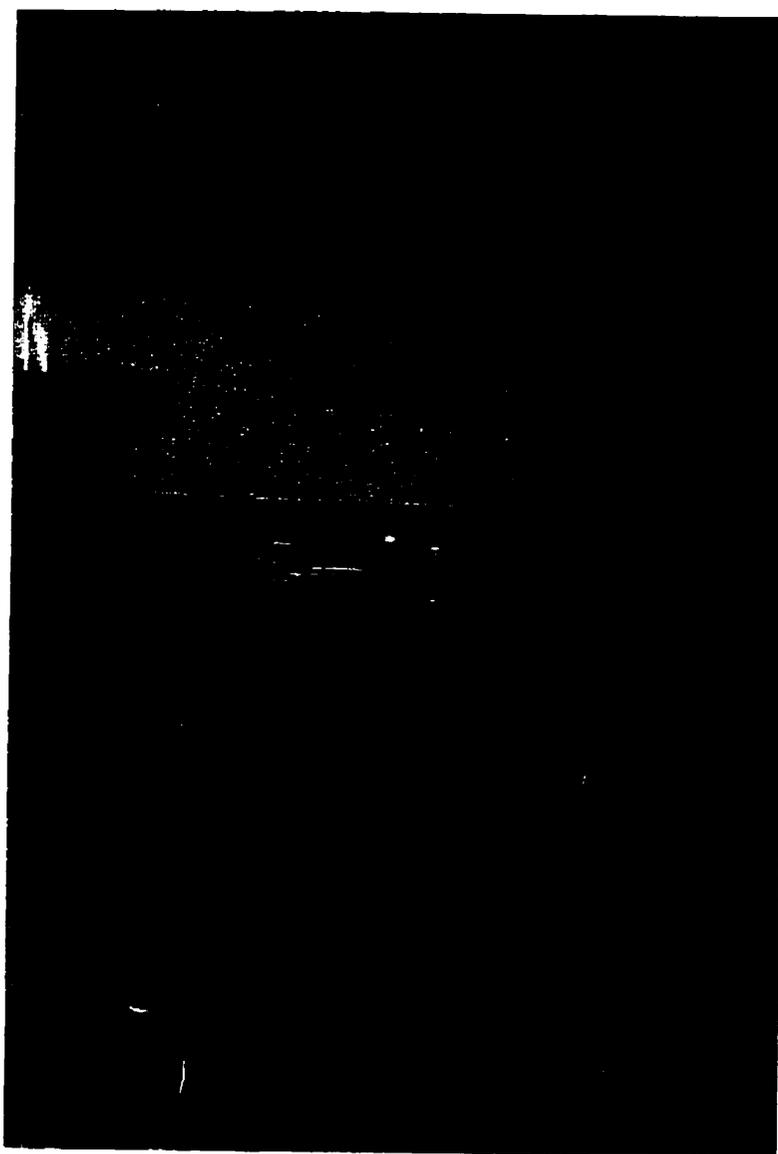
**Figure A7.4: Montage de deux prototypes d'isolateur pour les essais dynamiques**

- Légende :
- En rouge, le montage structural et les contreventements
  - En vert foncé, la double plaque d'assise centrale
  - En bleu clair, les « pots » des 2 appuis placés de part et d'autre de la double plaque d'assise
  - En noir, les ressorts cylindriques des 2 isolateurs
  - En gris clair, les butées des ressorts



**Figure A7.5: Détail du montage de deux prototypes**

Remarques : La cellule de charge est située à gauche en bleu foncé. Des potentiomètres à cordes mesurent les déplacements horizontaux entre les « pots » en bleu clair et les butées des ressorts en gris. Un accéléromètre est placé sur la plaque d'assise verte au milieu de la photo. Un appui simple, en rouge en arrière plan sur le simulateur sismique, empêche la rotation des prototypes dus aux effets d'excentricités.



**Figure A7.6: Détail de l'interface de friction dans un prototype d'isolateur**

Remarques : Le piston en acier coulisse dans le « pot » en bleu clair situé en haut de l'image. Le piston se reflète sur la plaque d'acier de glissement située plus bas. Entre le piston et son image, on peut deviner le disque de téflon blanc.

**ANNEXE 8**  
**DESCRIPTION DES ÉLÉMENTS D'APPUI SISMIQUE**  
**IMPLANTÉS DANS LE LOGICIEL ANSRT**

Cette annexe décrit le fichier de données pour chacun des six éléments implantés dans le logiciel ANSRT. Ce logiciel est une modification du logiciel PC-ANSR (Maison, 1992; Mondkar et Powell, 1975). Il y avait déjà 6 éléments présents dans PC-ANSR. Les nouveaux éléments sont numérotés 7, 8, 9, 10 et 11. Le reste du fichier reste conforme aux modalités du logiciel PC-ANSR.

**G7. ÉLÉMENT DE TREILLIS SUPERÉLASTIQUE OU ÉLASTOPLASTIQUE**

Cet élément est conçu pour reprendre les déformations axiales uniquement. Si l'on bloque les degrés de liberté axiaux et que l'on libère les degrés de liberté transversaux, aucun effort ne sera repris par cette membrure. Cet élément est tridimensionnel.

**G7 (a) INFORMATION DE CONTRÔLE (10I5,6F5.0) - une ligne.**

Colonnes

- 1-5:       Indicateur du type de l'élément. Taper 7 pour indiquer que le groupe est un élément de treillis superélastique - élastoplastique avec adoucissement, voir note plus loin.
- 6-10:     Nombre d'éléments dans ce groupe.
- 11-15:    Numéro d'élément du 1er élément dans ce groupe.
- 16-20:    Nombre de groupes de propriétés mécaniques. Vingt groupes de propriétés au plus peuvent être spécifiés.
- 21-50:    Blanc
- 51-55:    Facteur d'amortissement de rigidité initial  $\beta_0$ . Si blanc ou zéro, on suppose cette valeur égale à la valeur à la ligne C6.

56-60: Facteur d'amortissement de rigidité tangente instantané  $\beta_T$ . Si blanc ou zéro, on suppose cette valeur égale à la valeur à la ligne C6.

**G7(b) GROUPES DES PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES (I5,F5.0,6F10.0) - une ligne par groupe de propriétés.**

Colonnes

1-5: Numéro du groupe de propriétés mécaniques, en ordre numérique en commençant par 1.

6-10: Paramètre de comportement  $U_r$ , comme suit :

(a) Taper 1 si le comportement est superélastique.

(b) Taper 0 si le comportement est élastoplastique.

11-20: Force à la limite élastique  $F_y$ , en unité de force.

21-30: Rigidité élastique initiale  $K_y$ , en unité de force/longueur.

Remarque:  $F_y = K_y Y$  où  $Y$  est le déplacement plastique (voir la figure G7-b).

31-40: Paramètre superélastique  $R_z$  sans unité ( $0,1 < R_z < 1,9$ ) lié au ratio entre la force de glissement plastique en déchargement et la force du seuil plastique en chargement (voir la figure G7-b).

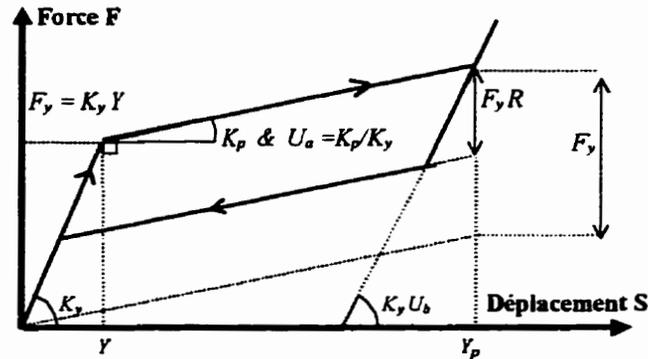
41-50: Ratio  $U_a$  de la rigidité plastique  $K_p$  sur la rigidité élastique  $K_y$ , en %.

51-60: Paramètre de durcissement  $U_b$  sans unité.

61-70: Déplacement  $Y_p$  indiquant le début de durcissement.

NB: Si  $U_r = U_b = 0$ , on génère une loi élastoplastique avec adoucissement et écrouissage de type Graesser.

Si  $U_r = U_b = U_a = 0$  alors on retrouve une loi élastoplastique avec adoucissement de type Constantinou - Mokha.



**Figure G7-b: Paramètres hystérétiques de la loi superélastique ou élastoplastique**

La loi précédente est définie par les équations suivantes :

$$Y \frac{dZ}{dt} = \frac{ds}{dt} \left\{ (1 - \chi) + \chi U_r \operatorname{signplus} \left( -s \frac{ds}{dt} \right) \exp \left( -n_2 \left| \frac{s}{Y} - Z \right| \operatorname{signplus} \left( \left| \frac{s}{Y} \right| - |Z| \right) \right) \right\} \quad [\text{G7.1}]$$

$$\chi = \operatorname{sign} \left( \frac{ds}{dt} [Z - Z_y] \right) (Z - Z_y)^n \quad [\text{G7.2}]$$

$$Y \frac{d\beta}{dt} = \frac{ds}{dt} U_b \left( \frac{|s| - Y_p}{Y} \right)^{n_3} \operatorname{signplus}(|s| - Y_p) \quad [\text{G7.3}]$$

$$Z_y = U_r (2 - R_z) \operatorname{sign}(s) \operatorname{signplus} \left( -s \frac{ds}{dt} \right) \quad \& \quad 0,1 < R_z < 1,9 \quad [\text{G7.4}]$$

$$F = K_y \{ Y (Z + \beta) + U_a s \} \frac{1}{1 + U_a} \quad [\text{G7.5}]$$

### **G7(c) DÉFINITION DES ÉLÉMENTS (515) - Une ligne par élément.**

Colonne

- 1-5: Numéro de l'élément, en ordre numérique en commençant par le premier élément dans le groupe, comme défini au paragraphe G7(a).
- 6-10: Numéro du nœud (*NODI*) de l'élément à l'extrémité *i*.
- 11-15: Numéro de nœud (*NODJ*) de l'élément à l'extrémité *j*.
- 16-20: Numéro du groupe de propriétés mécaniques (*ISTF*).
- 21-25: Code (*IPRT*) de sortie des résultats comme suit :

- (a) Taper 0 pour ne pas enregistrer l'historique des résultats.
- (b) Taper 1 pour enregistrer l'historique des résultats dans le fichier de sortie seul.
- (c) Taper -1 pour enregistrer l'historique des données dans le fichier de sortie et le fichier non formaté.

Note: L'historique de déformation de l'élément peut être sauvegardé pour des études ultérieures de «post - processing». La réponse est sauvée dans le fichier non formaté ELEMOUT.DAT. La séquence d'écriture dans le fichier est la suivante :

WRITE (10) *KPR*, *TIME*, *IMEM*, *NODI*, *NODJ*, *IFUT*, *PNEW*, *VNEW*, *CF*

où *KPR* = numéro du groupe d'élément, *TIME* = temps, *IMEM* = numéro de l'élément, *NODI* = numéro du nœud à l'extrémité *i*, *NODJ* = numéro du nœud à l'extrémité *j*, *IFUT* = code d'état, *PNEW* = effort axial, *VNEW* = déplacement axial, *CF* = rigidité instantanée.

## G8. ÉLÉMENT DE CISAILLEMENT SUPERÉLASTIQUE OU ÉLASTOPLASTIQUE

Cet élément est conçu pour la modélisation des appareils d'appuis. C'est un élément 2D, mais qui peut être utilisé dans une structure 3D. La direction de déformation en cisaillement et la direction axiale de l'élément engendrent un plan dont la normale doit être une des directions principales *X*, *Y* ou *Z*.

**G8 (a) INFORMATION DE CONTRÔLE (10I5,6F5.0) - une ligne.**

## Colonne

- 1-5: Indicateur du type de l'élément. Taper 8 pour indiquer que le groupe est un élément de cisaillement superélastique ou élastoplastique avec adoucissement.
- 6-10: Nombre d'éléments dans ce groupe.
- 11-15: Numéro d'élément du 1er élément dans ce groupe.
- 16-20: Nombre de groupes de propriétés mécaniques. Vingt groupes de propriétés au plus peuvent être spécifiés.
- 21-50: Blanc
- 51-55: Facteur d'amortissement de rigidité initial  $\beta_0$ . Si blanc ou zéro, on suppose cette valeur égale à la valeur à la ligne C6.
- 56-60: Facteur d'amortissement de rigidité tangente instantané  $\beta_T$ . Si blanc ou zéro, on suppose cette valeur égale à la valeur à la ligne C6.

**G8(b) GROUPES DES PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES (I5,F5.0,7F10.0) - une ligne par groupe de propriétés.**

## Colonne

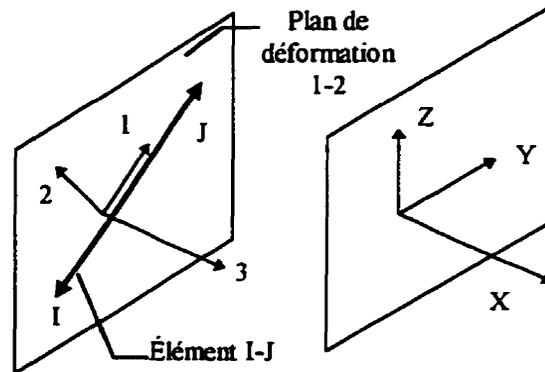
- 1-5: Numéro du groupe de propriétés mécaniques, en ordre numérique en commençant par 1.
- 6-10: Paramètre de comportement  $U_r$  comme suit:  
 (a) Taper 1 si le comportement est superélastique.  
 (b) Taper 0 si le comportement est élastoplastique.
- 11-20: Force à la limite élastique  $F_y$  en unité de force.
- 21-30: Rigidité élastique initiale  $K_y$  en unité de force/longueur.  
 Remarque:  $F_y = K_y Y$  où  $Y$  est le déplacement plastique (voir la figure G7-b).
- 31-40: Paramètre superélastique  $R_z$  sans unité ( $0,1 < R_z < 0,9$ ) lié au ratio entre la force de glissement plastique en déchargement et la force du seuil plastique en chargement (voir la figure G7-b).

- 41-50: Ratio  $U_a$  de la rigidité plastique  $K_p$  sur la rigidité élastique  $K_y$  en %.
- 51-60: Paramètre de durcissement  $U_b$  sans unité.
- 61-70: Facteur  $p_l$  sur le déplacement à la limite élastique sans unité.
- 71-80: Rigidité axiale  $K_x$  en unité de force/longueur.

**G8(c) DÉFINITION DES ÉLÉMENTS (6I5,F10.0) - une ligne par élément.**

Colonne

- 1-5: Numéro de l'élément, en ordre numérique en commençant par le premier élément dans le groupe comme définit au paragraphe G8(a)
- 6-10: Numéro du nœud (*NODI*) de l'élément à l'extrémité i.
- 11-15: Numéro de nœud (*NODJ*) de l'élément à l'extrémité j.
- 16-20: Numéro du groupe de propriétés mécaniques (*ISTF*).
- 21-25: Code (*IPRT*) de sortie de résultats comme suit:
- (a) Taper 0 pour ne pas enregistrer l'historique des résultats.
  - (b) Taper 1 pour enregistrer l'historique des résultats dans le fichier de sortie seul.
  - (c) Taper -1 pour enregistrer l'historique des données dans le fichier de sortie et le fichier non formaté.
- 26-30: Code d'orientation de l'élément (*KXYZ*), (voir la figure G8-c).
- (a) Taper 1 si le plan 1-2, définie par la direction des nœuds I et J (axe 1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe X.
  - (b) Taper 2 si le plan 1-2, définie par la direction des nœuds I et J (axe 1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe Y.
  - (c) Taper 3 si le plan 1-2, définie par la direction des nœuds I et J (axe 1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe Z.



**Figure G8-c: Illustration du code d'orientation**

(ici,  $KXYZ=1$ , le plan 1-2 est normal à l'axe  $X$ )

31-40: Force axiale ( $FV$ ) dans l'élément en unité de force; en général, c'est la force trouvée à partir d'une analyse statique.

Note: L'historique de déformation de l'élément peut être sauvegardé pour des études ultérieures de «post-processing». La réponse est sauvée dans le fichier non formaté ELEMOUT.DAT. La séquence d'écriture dans le fichier est la suivante :

```
WRITE (10) KPR, TIME, IMEM, NODI, NODJ, IFUT, PNEW, VNEW, CF,
UNEW
```

où  $KPR$  = numéro du groupe d'élément,  $TIME$  = temps,  $IMEM$  = numéro de l'élément,  $NODI$  = numéro du nœud à l'extrémité  $i$ ,  $NODJ$  = numéro du nœud à l'extrémité  $j$ ,  $IFUT$  = code d'état,  $PNEW$  = effort de cisaillement,  $VNEW$  = déplacement en cisaillement,  $CF$  = rigidité instantané,  $UNEW$  = déplacement axial

## **G9. ÉLÉMENT DE TREILLIS EN FRICTION**

Cet élément est conçu pour la reprendre les déformations axiales uniquement. Le comportement suit la loi élastoplastique de friction défini à la section 4.2.1.2 de la thèse. Cet élément est tridimensionnel.

Si l'on bloque les degrés de liberté axiaux et que l'on libère les degrés de liberté transversaux, aucun effort ne sera repris par cette membrure.

Les unités associés à cet élément sont imposées (voir le paragraphe G9.b) en m ou mm et kN ou N.

### **G9 (a) INFORMATION DE CONTRÔLE (10I5,6F5.0) - une ligne.**

Colonne

- 1-5: Indicateur du type de l'élément. Taper 9 pour indiquer que le groupe est un élément de treillis en friction.
- 6-10: Nombre d'éléments dans ce groupe.
- 11-15: Numéro d'élément du 1er élément dans ce groupe.
- 16-20: Nombre de groupes de propriétés mécaniques. Vingt groupes de propriétés au plus peuvent être spécifiées.
- 21-50: Blanc.
- 51-55: Facteur d'amortissement de rigidité initial  $\beta_0$ . Si blanc ou zéro, on suppose cette valeur égale à la valeur à la ligne C6.
- 56-60: Facteur d'amortissement de rigidité tangente instantané  $\beta_T$ . Si blanc ou zéro, on suppose cette valeur égale à la valeur à la ligne C6.

### **G9(b) UNITÉS (2I5) - une ligne.**

Colonnes

1-5: Unité de longueur (*IUNITL*) comme suit :

(a) Taper 1 pour utiliser les «mm».

(b) Taper 2 pour utiliser les «m».

6-10: Unité de force (*IUNITF*) comme suit :

(a) Taper 1 pour utiliser les «kN».

(b) Taper 2 pour utiliser les «N».

**G9(c) GROUPES DES PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES (I5,6F10.0) - une ligne par groupe de propriétés.**

**Colonne**

1-5: Numéro du groupe de propriétés mécaniques, en ordre numérique en commençant par 1.

6-15: Code pour spécifier le type d'interface (*INDIC*) comme suit:

(a) Taper 0 si vous voulez spécifier directement les valeurs de coefficients de friction.

(b) Taper 1 si vous voulez spécifier une interface de type acier - inoxydable miroir avec du téflon vierge.

(c) Taper 2 si vous voulez spécifier une interface de type acier - inoxydable miroir avec du téflon renforcé de verre à 15%.

(d) Taper 3 si vous voulez spécifier une interface de type acier - inoxydable miroir avec du téflon renforcé de carbone à 25%.

16-25: Pression axiale (*PRESSIO*) en MPa.

26-35: Déplacement à la limite élastique (*YT*) en unité *IUNITL*. Le logiciel prend en compte cette valeur si *INDIC* définit précédemment est égale à 0 et l'ignore si *INDIC* est égale à 1, 2 ou 3.

36-45: Coefficient de friction maximal (*ZMUMAX*) en unité %. Le logiciel prend en compte cette valeur si *INDIC* définit précédemment est égale à 0 et l'ignore si *INDIC* est égale à 1, 2 ou 3.

- 46-55: Coefficient de friction minimal (*ZMUMIN*) en unité %. Le logiciel prend en compte cette valeur si *INDIC* définit précédemment est égale à 0 et l'ignore si *INDIC* est égale à 1, 2 ou 3.
- 56-65: Paramètre de forme du comportement élastoplastique (*A*) en unité *IUNITL*. Le logiciel prend en compte cette valeur si *INDIC* définit précédemment est égale à 0 et l'ignore si *INDIC* est égale à 1, 2 ou 3.

**G9(d) DÉFINITION DES ÉLÉMENTS (5I5,F10.0) - Une ligne par élément.**

**Colonne**

- 1-5: Numéro de l'élément, en ordre numérique en commençant par le premier élément dans le groupe comme définit au paragraphe G9(a).
- 6-10: Numéro du nœud (*NODI*) de l'élément à l'extrémité *i*.
- 11-15: Numéro de nœud (*NODJ*) de l'élément à l'extrémité *j*.
- 16-20: Numéro du groupe de propriétés mécaniques (*ISTF*).
- 21-25: Code (*IPRT*) de sortie des résultats comme suit :
- (a) Taper 0 pour ne pas enregistrer l'historique des résultats
  - (b) Taper 1 pour enregistrer l'historique des résultats dans le fichier de sortie seul.
  - (c) Taper -1 pour enregistrer l'historique des résultats dans le fichier de sortie et le fichier non formaté.
- 26-35: Force axiale (*FV*) dans l'élément en unité *IUNITF*; en général cette force est obtenue à partir d'une analyse statique de la structure.

**Note:** L'historique de déformation de l'élément peut être sauvegardé pour des études ultérieures de «post-processing». La réponse est sauvée dans le fichier non formaté ELEMOUT.DAT. La séquence d'écriture dans le fichier est la suivante :

WRITE (10) *KPR*, *TIME*, *IMEM*, *NODI*, *NODJ*, *IFUT*, *PNEW*, *VNEW*, *CF*

où *KPR* = numéro du groupe d'élément, *TIME* = temps, *IMEM* = numéro de l'élément, *NODI* = numéro du nœud à l'extrémité *i*, *NODJ* = numéro du nœud à l'extrémité *j*, *IFUT* = code d'état, *PNEW* = effort axial, *VNEW* = déplacement axial, *CF* = rigidité instantané.

### **G10. ÉLÉMENT DE FRICTION EN CISAILLEMENT**

Cet élément est spécialement conçu pour la modélisation des appareils d'appuis à friction. Le facteur d'impulsion est inclus dans cet élément (voir sections 8.1.2 et 11.4.1). C'est un élément 2D, mais qui peut être utilisé dans une structure 3D. La direction de déformation en cisaillement et la direction axiale de l'élément engendrent un plan dont la normale doit être une des directions principales *X*, *Y* ou *Z*.

Les unités associées à cet élément sont imposées (voir le paragraphe G10.b) en m ou mm et kN ou N.

#### **G10 (a) INFORMATION DE CONTRÔLE (10I5,6F5.0) - une ligne.**

##### Colonnes

- 1-5:           Indicateur du type de l'élément. Taper 10 pour indiquer que le groupe est un élément de friction en cisaillement.
- 6-10:          Nombre d'éléments dans ce groupe.
- 11-15:        Numéro d'élément du 1er élément dans ce groupe.
- 16-20:        Nombre de groupes de propriétés mécaniques. Vingt groupes de propriétés au plus peuvent être spécifiées.
- 21-25:        Nombre de groupes de liens rigides.
- 26-50:        Blanc.

- 51-55: Facteur d'amortissement de rigidité initial  $\beta_0$ . Si blanc ou zéro, on suppose cette valeur égale à la valeur à la ligne C6.
- 56-60: Facteur d'amortissement de rigidité tangente instantané  $\beta_T$ . Si blanc ou zéro, on suppose cette valeur égale à la valeur à la ligne C6.

**G10(b) UNITÉS (2I5) - une ligne.**

**Colonnes**

- 1-5: Unité de longueur (*IUNITL*) comme suit:
- (a) Taper 1 pour utiliser les «mm»
  - (b) Taper 2 pour utiliser les «m»
- 6-10: Unité de force (*IUNITF*) comme suit:
- (a) Taper 1 pour utiliser les «kN»
  - (b) Taper 2 pour utiliser les «N»

**G10(c) GROUPES DES PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES (I5,8F10.0) - une ligne par groupe de propriétés.**

**Colonnes**

- 1-5: Numéro du groupe de propriétés mécaniques, en ordre numérique en commençant par 1.
- 6-15: Code pour spécifier le type d'interface (*INDIC*) comme suit:
- (a) Taper 0 si vous voulez spécifier directement les valeurs de coefficients de friction.
  - (b) Taper 1 si vous voulez spécifier une interface de type acier - inoxydable miroir avec du téflon vierge.
  - (c) Taper 2 si vous voulez spécifier une interface de type acier - inoxydable miroir avec du téflon renforcé de verre à 15%.
  - (d) Taper 3 si vous voulez spécifier une interface de type acier - inoxydable miroir avec du téflon renforcé de carbone à 25%.

- 16-25: Rigidité axiale (*RKX*) en unité: *IUNITF/ IUNITL*.
- 26-35: Déplacement à la limite élastique (*YT*) en unité *IUNITL*. Le logiciel ignore cette valeur si *INDIC* définit précédemment est égale à 0.
- 36-45: Coefficient de friction maximal (*ZMUMAX*) en %. Le logiciel ignore cette valeur si *INDIC* définit précédemment est égale à 0.
- 46-55: Coefficient de friction minimal (*ZMUMIN*) en unité %. Le logiciel ignore cette valeur si *INDIC* définit précédemment est égale à 0.
- 56-65: Paramètre de forme du comportement élastoplastique (*A*) en unité *IUNITL*. Le logiciel ignore cette valeur si *INDIC* définit précédemment est égale à 0.
- 66-75: Pression axiale (*PRESSIO*) en unité MPa.
- 76-85: Code de prise en compte de la variation de pression axiale. La pression intervient au niveau du coefficient de friction et de la force axiale si *INDIC*=0. La pression n'intervient qu'au niveau de la force si *INDIC* = 1, 2 ou 3.
- (a) Taper 1 pour la prendre en compte.
  - (b) Taper 0 pour supposer la pression constante à l'interface.

**G10(d) DÉFINITION DES LIENS RIGIDES (I5,4F10.0)** - une ligne par groupe de lien rigide; omettre cette section s'il n'y a pas de liens rigides.

Colonne

- 1-5: Numéro du groupe de lien rigide en ordre numérique en commençant par 1.
- 6-15: Excentricité au nœud I selon la direction principale suivante:
- X si le code *KXYZ* vaut 3 ou 2,
  - Y si le code *KXYZ* vaut 1.
- 16-25: Excentricité au nœud J selon la direction principale suivante:
- X si le code *KXYZ* vaut 3 ou 2,
  - Y si le code *KXYZ* vaut 1.
- 26-35: Excentricité au nœud I selon la direction principale suivante:
- Y si le code *KXYZ* vaut 3,

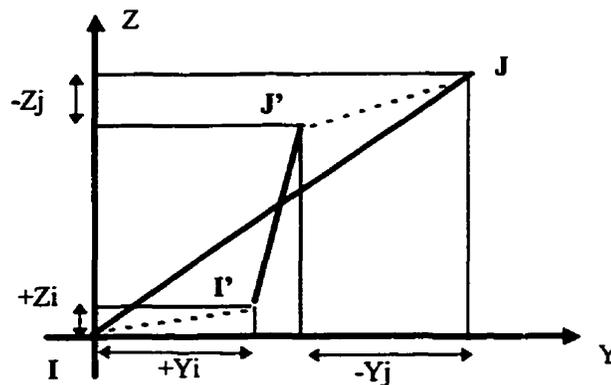
Z si le code  $KXYZ$  vaut 1 ou 2.

36-45: Excentricité au nœud J selon la direction principale suivante:

Y si le code  $KXYZ$  vaut 3,

Z si le code  $KXYZ$  vaut 1 ou 2.

NB: Les excentricités sont utiles pour définir des liaisons rigides entre des points structuraux non forcément alignés selon une direction verticale afin d'éviter l'introduction de points structuraux supplémentaires auxquels on ajoute des conditions de déplacements égaux (CONSTRAINTS). À la figure G10-d, on définit la liaison entre les nœuds I et J, mais l'appareil d'appui est modélisé par la liaison des nœuds I' et J'. Les déformations axiales sont selon I'J' et le cisaillement selon la normale à I'J' dans le plan de déformation défini par le code d'orientation  $KXYZ$ .



**Figure G10-d: Convention sur les excentricités**  
(Ici,  $KXYZ=1$ )

**G10(e) DÉFINITION DES ÉLÉMENTS (7I5,F10.0) - une ligne par élément.**

Colonne

1-5: Numéro de l'élément, en ordre numérique en commençant par le premier élément dans le groupe comme défini au paragraphe G10(a).

6-10: Numéro du nœud ( $NODI$ ) de l'élément à l'extrémité  $i$ .

- 11-15: Numéro de nœud (*NODJ*) de l'élément à l'extrémité *j*.
- 16-20: Numéro du groupe de propriétés mécaniques (*ISTF*).
- 21-25: Code (*IPRT*) de sortie des résultats comme suit :
- (a) Taper 0 pour ne pas enregistrer l'historique des données
  - (b) Taper 1 pour enregistrer l'historique des résultats dans le fichier de sortie seul.
  - (c) Taper -1 pour enregistrer l'historique des résultats dans le fichier de sortie et le fichier non formaté.
- 26-30: Code d'orientation de l'élément (*KXYZ*), (voir la figure G8-c).
- (a) Taper 1 si le plan 1-2, définie par la direction des nœuds I et J (axe 1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe *X*.
  - (b) Taper 2 si le plan 1-2, définie par la direction des nœuds I et J (axe 1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe *Y*.
  - (c) Taper 3 si le plan 1-2, définie par la direction des nœuds I et J (axe 1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe *Z*.
- 31-35: Numéro du groupe d'excentricité (*IECC*).
- 36-45: Force axiale (*FV*) dans l'élément en unité *IUNITF*, en général celle trouvée à partir d'une analyse statique.

Note: L'historique de déformation de l'élément peut être sauvegardé pour des études ultérieures de «post - processing». La réponse en est sauvée dans le fichier non formaté ELEMOUT.DAT. La séquence d'écriture dans le fichier est la suivante :

```
WRITE (10) KPR, TIME, IMEM, NODI, NODJ, IFUT, PNEW, VNEW, CF,
UNEW, ZMI
```

où  $KPR$  = numéro du groupe d'élément,  $TIME$  = temps,  $IMEM$  = numéro de l'élément,  $NODI$  = numéro du nœud à l'extrémité  $i$ ,  $NODJ$  = numéro du nœud à l'extrémité  $j$ ,  $IFUT$  = code d'état,  $PNEW$  = effort de cisaillement,  $VNEW$  = déplacement en cisaillement,  $CF$  = rigidité instantané,  $UNEW$  = déplacement axial,  $ZMI$  = facteur d'impulsion

## **G11. ÉLÉMENT DE RESSORT ÉLASTIQUE**

Cet élément est conçu pour reprendre les déformations axiales et en cisaillement dans les 2 directions. Cet élément est tridimensionnel.

### **G11 (a) INFORMATION DE CONTRÔLE (10I5,6F5.0) - une ligne.**

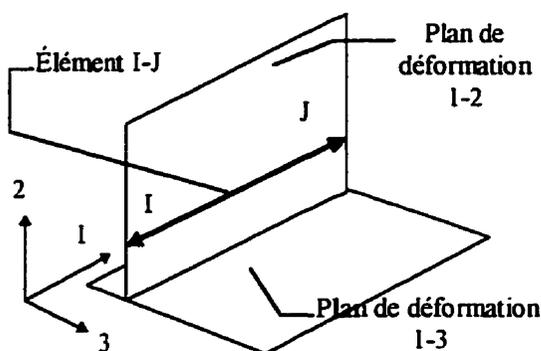
Colonne

- 1-5: Indicateur du type de l'élément. Taper 11 pour indiquer que le groupe est un élément de ressort élastique.
- 6-10: Nombre d'éléments dans ce groupe.
- 11-15: Numéro d'élément du 1er élément dans ce groupe.
- 16-20: Nombre de groupes de propriétés mécaniques. Vingt groupes de propriétés au plus peuvent être spécifiés.
- 21-50: Blanc.
- 51-55: Facteur d'amortissement de rigidité initial  $\beta_0$ . Si blanc ou zéro, on suppose cette valeur égale à la valeur à la ligne C6. *Il est important que l'amortissement de l'élément spécifié ici, ou par défaut à la ligne C6, soit non nul pour amortir les oscillations dynamiques.*
- 56-60: Facteur d'amortissement de rigidité tangente instantané  $\beta_T$ . Si blanc ou zéro, on suppose cette valeur égale à la valeur à la ligne C6. *Il est important que l'amortissement de l'élément spécifié ici, ou par défaut à la ligne C6, soit non nul pour amortir les oscillations dynamiques.*

**G11(b) GROUPES DES PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES (I5,3F10.0) - une ligne par groupe de propriétés**

**Colonne**

- 1-5: Numéro du groupe de propriétés mécaniques, en ordre numérique en commençant par 1.
- 6-15: Rigidité axiale ( $K1$ ) selon l'axe 1 local en unité de force/longueur.
- 16-25: Rigidité en cisaillement ( $K2$ ) selon l'axe 2 local en unité de force/longueur.
- 26-35: Rigidité en cisaillement ( $K3$ ) selon l'axe 3 local en unité de force/longueur.
- Note: On choisit la convention selon laquelle l'axe 3 est défini par le trièdre direct des axes 1, 2 et 3, (voir la figure G11-b).



**Figure G11-b: Représentation des axes locaux pour l'élément de ressort élastique**

**G11(c) DÉFINITION DES LIENS RIGIDES (I5,4F10.0) - une ligne par groupe de lien rigide; omettre cette section s'il n'y a pas de liens rigides.**

**Colonne**

- 1-5: Numéro du groupe de lien rigide en ordre numérique en commençant par 1.
- 6-15: Excentricité au nœud I selon la direction principale suivante:  
 X si le code KXYZ vaut 3 ou 2,  
 Y si le code KXYZ vaut 1.
- 16-25: Excentricité au nœud J selon la direction principale suivante:  
 X si le code KXYZ vaut 3 ou 2,

Y si le code KXYZ vaut 1.

26-35: Excentricité au nœud I selon la direction principale suivante:

Y si le code KXYZ vaut 3,

Z si le code KXYZ vaut 1 ou 2.

36-45: Excentricité au nœud J selon la direction principale suivante:

Y si le code KXYZ vaut 3,

Z si le code KXYZ vaut 1 ou 2.

#### **G11(d) DÉFINITION DES ÉLÉMENTS (SI5,F10.0) - une ligne par élément.**

##### Colonne

1-5: Numéro de l'élément, en ordre numérique en commençant par le premier élément dans le groupe comme définit au paragraphe G11(a)

6-10: Numéro du nœud (*NODI*) de l'élément à l'extrémité i.

11-15: Numéro de nœud (*NODJ*) de l'élément à l'extrémité j.

16-20: Numéro du groupe de propriétés mécaniques (*ISTF*).

21-25: Code (*IPRT*) de sortie des données comme suit :

(a) Taper 0 pour ne pas enregistrer l'historique des résultats.

(b) Taper 1 pour enregistrer l'historique des résultats dans le fichier de sortie seul.

(c) Taper -1 pour enregistrer l'historique des résultats dans le fichier de sortie et le fichier non formaté.

26-30: Code d'orientation de l'élément (*KXYZ*), (voir la figure G8-c).

(a) Taper 1 si le plan 1-2, définie par la direction des nœuds I et J (axe1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe X.

(b) Taper 2 si le plan 1-2, définie par la direction des nœuds I et J (axe1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe Y.

(c) Taper 3 si le plan 1-2, définie par la direction des nœuds I et J (axe1) et la direction de déformation en cisaillement (axe 2), est normal à l'axe Z.

31-35: Numéro du groupe d'excentricité (*IECC*).

Note: L'historique de déformation de l'élément peut être sauvegardé pour des études ultérieures de «post - processing». La réponse est sauvée dans le fichier non formaté *ELEMOUT.DAT*. La séquence d'écriture dans le fichier est la suivante .

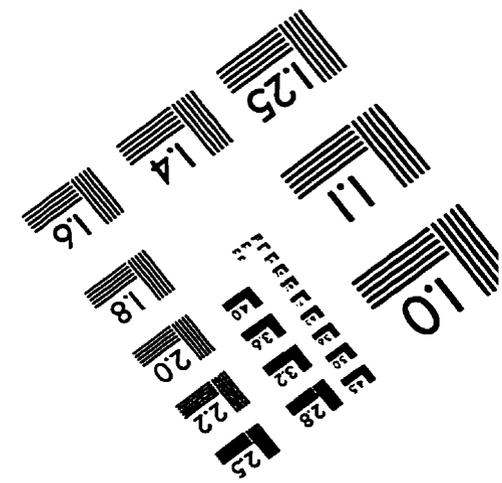
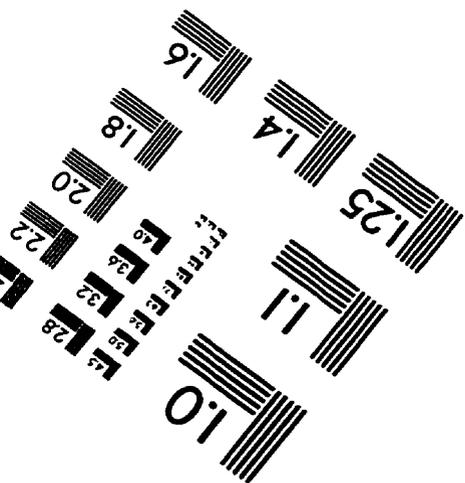
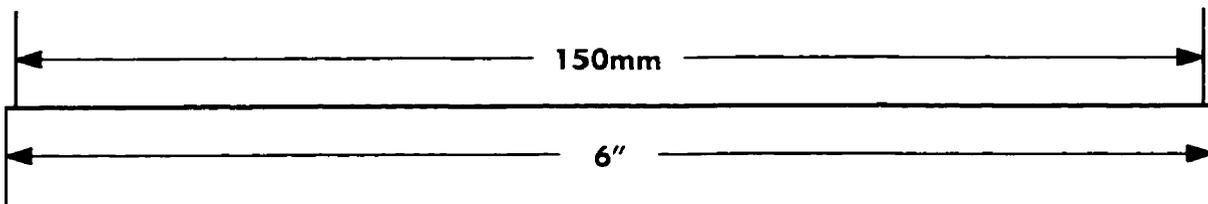
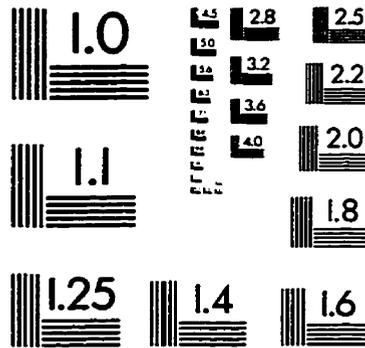
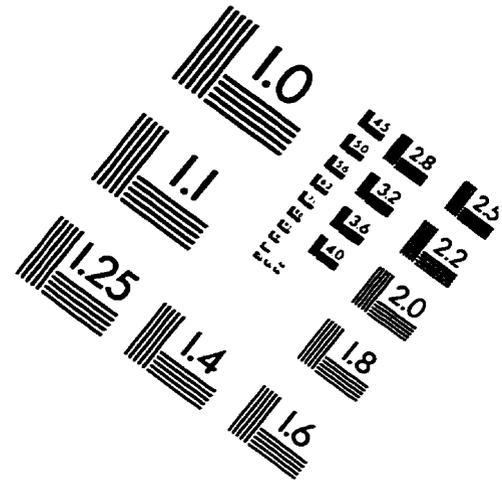
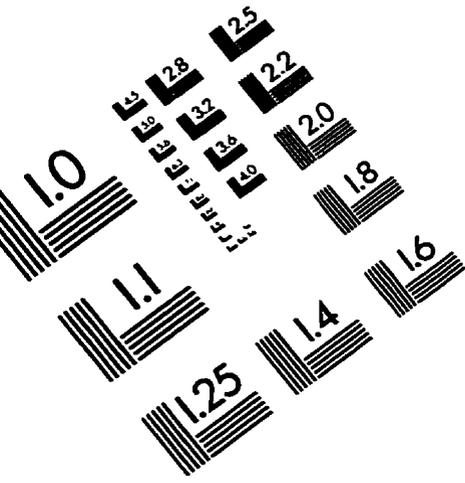
```
WRITE (10) KPR, TIME, IMEM, NODI, NODJ, P1NEW, V1NEW, P2NEW,  
V2NEW, P3NEW, V3NEW
```

où *KPR* = numéro du groupe d'élément, *TIME* = temps, *IMEM* = numéro de l'élément, *NODI* = numéro du nœud à l'extrémité *i*, *NODJ* = numéro du nœud à l'extrémité *j*, *P1NEW* = effort axial, *V1NEW* = déplacement axial, *P2NEW* = effort cisaillement axe 2, *V2NEW* = déplacement en cisaillement axe 2, *P3NEW* = effort en cisaillement axe 3, *V3NEW* = déplacement en cisaillement axe 3.

**Notes complémentaires :**

1. La commande correspondant à l'utilisation d'un accélérogramme a été modifiée en remplaçant les informations des commandes C3 (b, c et d) du guide d'utilisation de PC- ANSR par une seule ligne indiquant le nom du fichier des accélérogrammes (20 caractères sont acceptés : format A20). Un fichier formaté peut alors être créé. Ce fichier doit respecter les indications des commandes C3 (b, c et d). Ceci permet de modifier rapidement les séismes nécessaires aux analyses dynamiques sans modifier le fichier d'analyse si ce n'est le nom du fichier de séisme et éventuellement les commandes de la ligne C3a.
2. Les caractéristiques de torsion ont été dissociées des caractéristiques de flexion d'axe mineur pour l'élément de flexion 4. La commande G4(b) doit fournir aux emplacements 76-80 le facteur par lequel la rigidité de flexion d'axe majeur est multipliée pour obtenir la rigidité de flexion d'axe mineur. La commande G4(b) doit fournir aux emplacements 81-85 le facteur de torsion par lequel la rigidité de flexion d'axe majeur est multipliée pour obtenir la rigidité de torsion de l'élément.
3. Enfin le logiciel « VERIF0.EXE » demande à son exécution le nom du fichier d'entrée que l'utilisateur désire visionner. Il s'agit juste d'un outil pratique pour vérifier les données et qui affiche la position des nœuds et des membrures dans chacun des plans principaux XYZ.

# IMAGE EVALUATION TEST TARGET (QA-3)




**APPLIED IMAGE, Inc.**  
 1653 East Main Street  
 Rochester, NY 14609 USA  
 Phone: 716/482-0300  
 Fax: 716/288-5989

© 1993, Applied Image, Inc., All Rights Reserved