

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université des frères Mentouri, Constantine 1
Faculté des Sciences de la Technologie
Département de Génie Civil



Thèse
Présentée pour l'Obtention du Diplôme de Doctorat
LMD

Option : Structure

Par
Gherbi Aboubaker

Thème
Pré dimensionnement des Systèmes Dissipatifs et Analyse de leur
Influence sur la Performance des Structures

Directeur de thèse :
Dr. Belgasmia Mourad

Membres du Jury de Soutenance :

Président :	Pr Beroual Ahmed	Professeur (U. Constantine 1)
Rapporteur :	Dr Belgasmia Mourad	Maitre de Conférences A (U. Sétif 1)
Examineurs :	Pr Kebiche Khelifa	Professeur (U. Sétif 1)
	Dr Mezhoud Sami	Maitre de Conférences A (U. Constantine 1)
	Dr Mokrani Larbi	Maitre de Conférences A (U. Sétif 1)
	Dr Belebchouche Cherif	Maitre de Conférences A (U. Constantine 1)

Date : le 03 Juin 2021

REMERCIEMENT

Que messieurs le professeur Mourad Belgasmia & le professeur Vincent Denoël trouvent ici l'expression de toute ma gratitude pour leurs aides inestimables, leur compréhension et leurs encouragements.

Je leurs suis très reconnaissant pour l'orientation et le savoir si important que j'ai trouvés en leur noble personne.

Je tiens aussi à présenter mes remerciements les plus ardents à messieurs les membres de jury d'avoir accordé à mon travail une importance très encourageante.

Résumé

Quand une structure subit une excitation dynamique, une quantité de l'énergie est diffusée dans la structure. Cette dernière a une capacité inhérente d'amortir et de dissiper cette énergie en la transformant en une énergie potentielle et cinétique. Cet amortissement inhérent consiste en une combinaison de résistance, déformabilité et flexibilité ce qui permet d'anéantir l'énergie de l'excitation. L'avancement technologique au cours de ces dernières décennies a révolutionné à la fois les matériaux et équipement de construction, ainsi que les méthodes de calcul. Ce qui a permis d'introduire de nouveaux dispositifs dans les structures afin d'améliorer leur capacité à dissiper l'énergie.

Deux approches différentes sont disponibles pour évaluer la réponse sous l'effet d'une excitation dynamique, méthode déterministe ou non-déterministe. Ces deux méthodes peuvent être exécutées dans un domaine temporel ou fréquentiel, on constate rapidement que la méthode non-déterministe est beaucoup plus simple dans le domaine fréquentiel en adoptant l'analyse spectrale. Afin d'illustrer la méthode probabiliste, on a opté pour une excitation du vent qui est un processus aléatoire stationnaire.

Les amortisseurs à fluide visqueux FVD sont de plus en plus utilisés dans les structures de génie civil, d'où la nécessité de trouver un moyen simple pour leur pré-dimensionnement. Le comportement non-linéaire de ces dispositifs est enquêté en détail.

Dans le but d'utiliser l'analyse spectrale pour obtenir la réponse structurelle d'une façon rapide, la non-linéarité du FVD doit être contournée afin de continuer à utiliser la méthode spectrale vu ses avantages. La solution réside donc dans la technique de linéarisation stochastique. Consistant à remplacer l'équation du mouvement par une autre équivalente, en minimisant une certaine erreur.

Une présentation de type de système de dissipation utilisé dans les structures de génie civil est effectuée, en se concentrant sur l'amortisseur à fluide visqueux FVD qui fait l'objet principal de ce travail. Le processus de dimensionnement de cet appareil peut être résumé dans le choix des valeurs adaptées pour les paramètres d'amortissement et leurs emplacements dans la structure. Ce processus est vu comme une tâche chronophage et il est plus compliqué dans le cas non-linéaire, vu que sa nécessité des analyses non-linéaire. Parmi les méthodes existantes, plusieurs suppositions sont proposées afin de simplifier la tâche, mais peuvent éventuellement conduire à des résultats inexacts. Une méthode simplifiée pour le dimensionnement des amortisseurs à fluide visqueux en se basant sur une analyse modale et une approche de consommation d'énergie est proposée.

L'analyse stochastique d'un système à un degré de liberté et d'une structure à plusieurs degrés de liberté est développée. L'application de la technique de linéarisation stochastique est illustrée, où la difficulté réside dans l'obtention d'une formulation adéquate pour l'évaluation de la matrice d'amortissement équivalente. Les résultats obtenus prouvent la précision de la méthode proposée, et qui ne demande pas un grand effort de calcul, ce qui permet à l'ingénieur concepteur de réaliser plusieurs analyses en un temps court tout en gardant l'aspect stochastique de l'excitation.

Mot clés : Analyse Stochastique, Amortisseur Fluide Visqueux non-linéaire, Vent, Linéarisation stochastique.

Abstract

When a structure is subjected to a dynamic excitation, a quantity of energy is diffused into the structure. This latter absorbs and dissipates this energy by transforming it to kinetic and potential energy; this inherent damping which consists in a combination of strength, deformability, and flexibility allows the input energy to be extinguished. The technological evolution in the last decades allowed the use of innovative systems that improve the structural capacity to dissipate the energy.

Two distinctive approaches are available to evaluate the response under dynamic excitations, deterministic and non-deterministic. These two methods can be adopted in a time or a frequency domain, it is quickly seen that a probabilistic method is much simpler to execute in the frequency domain using Spectral Analysis.

Additional energy dissipation devices may achieve a better structural behavior and improvement. To consider all parameters involved in terms of their statistical properties, the Stochastic Analysis had to be developed. As more information is regarded, loading and the response are characterized in probabilistic terms. Therefore, it will be concentrated on the prediction response of a deterministic linear system subjected to stochastic excitation, i.e., wind load.

Fluid viscous dampers are widely used in civil structures. So much effort was done in order to make the concept of additional damping as a workable technology.

The nonlinear behavior of these devices however, makes it more complicated to estimate the response using spectral analysis, and to predict the damping properties of the additional devices. The stochastic Linearization technique is used to overcome this nonlinear problem and facilitate the calculation of the covariance matrices, and extends the applicability of the spectral analysis.

The design process of this type of devices can be restricted into the selection of appropriate parameters values (damping coefficient, damping exponent) and their location along the structure. This process is a time-consuming task (numerically expensive), and it is more complicated for a nonlinear case, as it requires nonlinear time history analysis. Within the available design methods, many speculative assumptions are made in order to simplify the task, which may lead to inaccurate results. In the spirit of simplifying the process, this work proposes a procedure based on the concept of a target damping ratio and the equivalent energy-consumption approach, to determine an approximate nonlinear damping coefficient for the FV dampers.

This work also describes the stochastic response of deterministic structures equipped by nonlinear FVD under random excitation i.e. Wind. Stochastic analysis of a single degree of

freedom system and a multiple degree of freedom system is developed. The application of the stochastic linearization technique is realized, where the difficulty resides in defining a formulation to evaluate the equivalent damping matrix. Results prove the accuracy of the proposed method, which does not require an important computational time, allowing the designer to do multiple analyses in a small period, respecting the randomness aspect of the excitation

Keywords: Stochastic Analysis, Non-linear Fluid Viscous Damper, Wind, Stochastic Linearization.

ملخص

عندما تتعرض المنشآت إلى قوة ديناميكية، كمية من الطاقة الناتجة عن هذه القوة تتوزع في هيكل البناية. هذه الأخيرة لديها قدرة متأصلة على تبديد هذه الطاقة بتحويلها إلى طاقة كامنة وحركية. قدرة التبديد هذه تأتي بفضل مزيج من: القدرة، التشوه والمرونة، مما يسمح بامتصاص طاقة القوة الخارجية. التقدم التكنولوجي في هذه العشرية الأخيرة سمح بتطوير المواد والأدوات المستعملة في البناء، وكذا طرق الحساب. مما سمح في تقديم تجهيزات جديدة لمساعدة المنشآت على تطوير قدرتها في تبديد الطاقة.

هناك نهجان مختلفان لتقييم استجابة المنشآت تحت أي تأثير ديناميكي، إما بطريقة قطعية أو غير قطعية. بالإمكان استعمال هاتين الطريقتين إما في مجال الترددات أو مجال الوقت، وسريعا ما نلاحظ أن اعتماد الطريقة الاحتمالية في مجال الترددات أسهل بكثير حيث يتم استعمال التحليل الطيفي.

استعمال طريقة الحساب الاحتمالية تعود إلى الطبيعة العشوائية للرياح. يعرف تصميم المنشآت المدنية باستعمال الخوامد اللزجة تزايدا ملحوظا في المنشآت ذات الطابع المدني، ومنه وجب إيجاد طرق سهلة لتصميمها. حيث وجب علينا التطرق للسلوك غير الخطي لهذا النوع من الأنظمة. في هذا العمل، نهدف إلى استعمال طريقة التحليل الطيفي لإيجاد استجابة المنشأة بطريقة سريعة، وجب تجاوز السلوك غير الخطي لهذه الخوامد للتمكن من مواصلة استعمال التحليل الطيفي نظرا لفوائده. الحل يكمن في تقنية الخطية العشوائية، التي تتمثل في استبدال معادلة الحركة اللاخطية بأخرى تعادلها، وذلك بتقليص الخطأ بين المعادلتين.

في هذا العمل، يتم تقديم أنواع عديدة من الخوامد المستعملة في المنشآت المدنية، حيث يتم التركيز على الخوامد اللزجة التي تمثل الهدف الرئيسي لهذا العمل. يمكن تلخيص عملية التصميم لهذه الأنظمة في اختيار قيمة إعدادات التخمين وتحديد موقعها في البناية. تعتبر هذه العملية مستهلكة للوقت، وبإمكانها أن تتعدد أكثر إذا كانت لا خطية. من بين طرق الحساب الموجودة، تم اقتراح عدة تخمينات من أجل تسهيل المهمة، ولكن يمكن لهذه التخمينات أن تؤدي في النهاية إلى نتائج غير دقيقة. تم تقديم طريقة مبسطة لتصميم هذه الخوامد، بحيث تعتمد على التحليل الشكلي ومنهجية لاستهلاك الطاقة. بعدها، نوضح من خلال هذا العمل الاستجابة العشوائية لمنشأة ذات خصائص قطعية مجهزة بمُخَمِّدات ذات سوائل لزجة تحت تأثير قوة عشوائية ألا وهي قوة الرياح.

في الأخير تم شرح التحليل العشوائي لهيكل بسيط ذو درجة واحدة من الحرية ومنشأة ذات عدة درجات من الحرية. حيث تم استعمال تقنية الخطية العشوائية، وجدنا أن الصعوبة تكمن في إيجاد مصفوفة التبديد المعادلة. النتائج المتحصل عليها تثبت دقة الطريقة المقترحة، التي لا تستلزم جهدا كبيرا في الحساب، مما يتيح للمهندس أن يقوم بعدة تحليلات في وقت قصير مع الحفاظ على الخصائص العشوائية لقوة الرياح.

الكلمات المفتاحية: التحليل العشوائي، مخمد لزج لا خطي، رياح، الخطية العشوائية

Table Des Matières

Résumé	i
Abstract	iii
ملخص	v
Table Des Matières	vi
Liste des Notations	vii
Liste des Tableau.....	x
Liste des Figures.....	xi
INTRODUCTION GENERALE.....	1

Chapitre I

Notions de base sur l'Analyse des Structures

1.1. Introduction	5
1.2. Equation du mouvement pour une structure n -DDL	6
1.3. Modes et Valeurs Propres	7
1.4. Vent et Densité Spectral de Puissance DSP.....	10
1.5. Vitesse du vent fluctuante.....	13
1.6. Relation entre domaine temporel et fréquentiel.....	15
1.7. Analyse déterministe dans le domaine temporel.....	18
1.8. Analyse déterministe dans le domaine fréquentiel.....	20
1.9. Analyse stochastique	22
1.10. Conclusion.....	27

Chapitre II

Système de Dissipation d'Energie

2.1. Introduction	28
2.2. Systèmes de Dissipations Passives.....	29
2.3. Amortisseur à Fluide Visqueux.....	31
2.4. Comportement des Amortisseurs à Fluide Visqueux.....	33

2.5. Processus de Dimensionnement des FVD.....	37
2.6. Conclusion.....	39

Chapitre III

Méthode simplifiée pour le pré-dimensionnement des FVD non-linéaire

3.1. Introduction.....	41
3.2. Méthodologie de dimensionnement.....	42
3.3. Illustration de la méthode.....	46
3.4. Conclusion.....	53

Chapitre IV

Analyse Stochastique D'un Système à 1-DDL

Contrôlé par un FVD Non-Linéaire

4.1. Introduction.....	55
4.2. Analyse Spectrale.....	58
4.3. Simulations Monte Carlo.....	63
4.3.1. Génération d'échantillon de vent.....	63
4.4. La résolution dans le domaine temporel	66
4.5. Amortisseur à Fluide Visqueux Non-linéaire.....	70
4.6. Conclusion.....	75

Chapitre V

Analyse Stochastique D'un Système à M-DDL

Contrôlé par des FVD Non-Linéaire

5.1. Introduction.....	76
5.2. Construction de la matrice des DSP de force.....	77
5.3. Approximation de la matrice de covariance modale.....	81
5.4. Amortisseurs à fluide visqueux non-linéaires.....	84
5.4.1. Technique de linéarisation stochastique.....	86
5.5. Illustration.....	91
5.6. Conclusion.....	97
Conclusion Générale.....	98
Références Bibliographiques.....	102

Liste des Notations

M, C et K : Matrice de masse, amortissement et raideur.....	(1.2)
$p(t)$: Excitation dynamique.....	(1.2)
$U(z)$: Vitesse moyenne de vent dans la hauteur z	(1.11)
$S(f)$: Densité Spectrale de puissance de vent.....	(1.12)
$X(f)$: Transformée de Fourier des réponses nodales.....	(1.15)
$P(f)$ Transformée de Fourier des forces nodales.....	(1.16)
$\ddot{q}_n, \dot{q}_n, q_n$: Amplitudes modales et ces dérivées.	(1.21)
ξ_n : Taux d'amortissement modal.	(1.22)
h_n^* : Fonction de réponse impulsionnelle modale.	(1.25)
$H_n^*(f)$: La fonction de transfert modale.....	(1.28)
$\mu(t)$: La moyenne d'un processus aléatoire.....	(1.35)
R_x La covariance du processus aléatoire.	(1.35)
$E[.]$: La moyenne mathématique.	(1.35)
m_i : Moment spectraux.	(1.43)
F_D : Force du FVD.	(2.1)
ζ_c : Taux d'amortissement cible.	(3.9)
$\Delta\phi_{s,j}^2$: Le déplacement longitudinal relatif entre les deux bouts du FVD.	(3.10)
W_d : L'énergie dissipée dans un seul cycle.	(3.12)
$C_{D,NL}$: viscosité du FVD non-linéaire.	(3.13)
β, γ : Paramètre de Newmark.	(4.16)
$\zeta^{(e)}$: Taux d'amortissement équivalent.	(4.21)

$\sigma_{\dot{x}}^2$: La variance du processus.	(4.26)
$S_{fii}(\omega)$: Éléments diagonaux de la matrice DSP.	(5.1)
$S_{fij}(\omega)$: DSP croisées.	(5.2)
C_e : Matrice d'amortissement équivalent.	(5.14)
\mathcal{C} : Opérateur de non-linéarité d'amortissement.	(5.20)
$\dot{x}_{rel,id}$: vitesse relative entre les deux bouts du FVD.	(5.21)
$R(u)$: Résidu de Newton-Raphson.	(5.28)
$T(u)$: La matrice Jacobienne.	(5.27)

Liste des Tableaux

Tableau 1.1. L'influence de la rugosité du terrain sur les paramètres relié au vent.....	12
Tableau 1.2. Formules pour le calcul des DSP..	26
Tableau 3.1. Caractéristiques structurelles.	47
Tableau 5.1. Comparaison de la covariance entre différentes méthodes.	82
Tableau 5.2 caractéristiques structurales.	89
Tableau 5.3. Les propriétés modales de la structure.....	90

Liste des Figures

Figure 1.1. Loi de puissance de vent.	13
Figure.1.2. DSP de Davenport.	15
Figure 1.3. Relation entre domaine temporel et fréquentiel.	18
Figure 2.1. Schéma d'un FVD.	32
Figure 2.2. Quelques configurations des FVD : a- en diagonale, b- en chevron, c- ciseau, d- à cheville.....	33
Figure 2.3. La relation force-vitesse du FVD.	35
Figure 2.4. a) FVD linéaire, b) FVD non-linéaire.	36
Figure 3.1. Vue en plan de la structure étudiée.	46
Figure 3.2. Déplacement inter-étage de la structure.	48
Figure 3.3. Configuration des FVD.	49
Figure 3.4. Comparaison du déplacement inter-étage pour différents α	51
Figure 4.1 Processus d'entrée et de sortie d'un système 1 DDL	55
Figure.4.2. Densité spectrale de puissance de Davenport.....	59
Figure.4.3. fonction de Réponse fréquentielle.....	60
Figure 4.4. Décomposition de la réponse en deux contributions.....	61
Figure 4.5. Exemple d'un échantillon généré.	64
Figure 4.6. Présentation fréquentiel d'échantillon généré et la DSP.	65
Figure 4.7. Représentation fréquentiel de la réponse obtenue par les deux méthodes... ..	68
Figure 4.8. La réponse obtenue par SLT et la solution exacte.....	71
Figure 4.9. Effet de la non-linéarité du FVD sur la réponse de système.	72
Figure 4.10. Variation de ξ^e pour différents α	72

Figure 5.1. Conformité entre échantillon généré et DSP généralisé.	77
Figure 5.2. DSP des déplacements modaux	78
Figure 5.3. DSP des vitesses modales.....	79
Figure 5.4. Convention adopté pour évaluer C_e	86
Figure 5.5. Série temporelle compatible avec la DSP des forces nodales.	90
Figure 5.6. Séries temporelles générés pour chaque niveau.	91
Figure 5.7. Schéma de la structure étudiée.	91
Figure 5.8. Réponse obtenue par l'analyse spectrale (SLT)	92
Figure 5.9. Réponse obtenu par Newmark non-linéaire.	92
Figure 5.10. Taux d'amortissement modal ξ^e	93
Figure 5.11. La convergence pour $\alpha = 0.6$	94

Introduction Générale

Les évolutions technologiques atteintes pour les matériaux mis en œuvre et les méthodes de calcul développées permettent de réaliser de nouveaux exploits dans le domaine du génie civil. Ces évolutions ont permis, outre la recherche accrue d'esthétisme, la réalisation de structures de plus en plus résistantes aux excitations dynamiques.

Ces excitations dynamiques rencontrées dans le cadre des structures du génie civil peuvent être classées en quelques catégories, le cadre de ce travail prend en considération que les charges aléatoire de vent.

Les équations à résoudre lors d'une analyse de structure sont des équations différentielles de second ordre, quel que soit le type d'excitation. La méthode de résolution par contre, varie selon le type de chargement (déterministe, non-déterministe), la réponse est souvent procédée dans le domaine fréquentiel pour une excitation éolienne. Cependant, une étape est primordiale dans l'analyse dynamique des structures qui est l'analyse modale, par laquelle l'ingénieur doit passer, puisque elle permet de caractériser la structure dans une base plus réduite, ce qui simplifie le calcul entrepris soit dans le domaine fréquentiel ou temporel (Clough & Penzien 1993, Geradin, 1996).

En considérant l'aspect aléatoire du vent, l'approche temporelle, est inévitablement plus lourde à mettre en œuvre, mais elle est indispensable pour des raisons de validations. Elle consiste en un premier temps à générer des échantillons de série temporelle du vent, et ensuite, à partir de la réponse structurelle obtenue pour

chaque échantillon, on établit les quantités statistiques qui seraient fournies par une méthode stochastique dans le domaine fréquentiel.

Afin de juger les hypothèses formulées pour l'analyse de structure équipée d'amortisseurs non-linéaires, ce travail présente les deux approches : temporelle et fréquentielle. Une comparaison entre les résultats issus de l'approche fréquentielle et l'approche temporelle est réalisée, ce qui permet de valider les développements réalisés (Alkmim & al 2018, Giaccu & Caracoglia 2018, Chuang & Spence 2019).

L'introduction de systèmes dissipatifs dans les structures de génie civil connaît une augmentation captivante. Grace à leur efficacité d'améliorer la performance de ces structures (diminution de déplacements maximaux, et accélération d'étage...etc.) (Canstantinou & Symans 1993). Les amortisseurs à fluide visqueux sont des systèmes de dissipation d'énergie passifs, généralement constitué d'un piston avec des orifices en tête. L'énergie est dissipée dans l'amortisseur par le passage du fluide de part et d'autre de la tête du piston grâce aux orifices, lorsque ce dernier se déplace à travers le fluide. Ces amortisseurs sont capables de dissiper l'énergie dans une structure, et le faire revenir à sa position initiale après une excitation dynamique.

Etant donné que leur comportement est généralement non-linéaire, l'analyse structurelle doit être adaptée pour prendre en considération cette non-linéarité, et de continuer l'analyse stochastique dans le domaine fréquentiel. Une des techniques de résolution des problèmes non-linéaire est la Linéarisation Statistique, qui permet de remplacer l'équation de mouvement non-linéaire par une autre équation linéaire équivalente (Caughey 1960, Canor & al. 2014, Kahan 2000, Atalik 1976).

Avant de plonger dans la force aléatoire de vent, ce manuscrit propose des rappels pratiques pour l'analyse des structures ainsi qu'une présentation de la projection modale qui sera beaucoup utilisé dans ce travail.

Cette thèse est organisé comme suit : le premier chapitre est consacré à l'esquisse des connaissances antérieures sur l'analyse des structures et le principe de l'analyse modale, ainsi qu'un rappel sur la turbulence de vent et sa caractérisation afin d'étudier son effet sur les structures, en utilisant soit des méthodes déterministes ou non-déterministes.

Le chapitre deux consiste en la présentation du type de système dissipatif utilisé dans les structures de génie civil, et ce en se focalisant sur l'amortisseur à fluide visqueux qui fait l'objet principale de ce travail.

Une méthode simplifiée pour le dimensionnement des amortisseurs à fluide visqueux en se basant sur une analyse modale et une approche de consommation d'énergie fait l'objet du chapitre trois, avec une illustration des étapes à suivre pour appliquer cette méthode.

L'analyse stochastique d'un système à un degré de liberté et d'une structure à plusieurs degré de liberté sont développés respectivement dans les chapitres quatre et cinq. Ainsi que l'application de la technique de linéarisation stochastique pour prendre en considération la non-linéarité des amortisseurs additionnels, où la difficulté réside dans l'obtention d'une matrice d'amortissement équivalente.

Ce manuscrit se termine par une conclusion générale présentant l'intérêt de cette étude, les résultats obtenus ainsi que les perspectives pour les travaux futurs dans ce domaine.

Chapitre I

Notions de base sur l'Analyse des Structures

1.1. Introduction

Quand une structure subit une excitation dynamique, une quantité de l'énergie est diffusée dans la structure. Cette dernière a une capacité inhérente d'amortir et de dissiper cette énergie en la transformant en une énergie potentielle et cinétique. Cet amortissement inhérent consiste à la combinaison de résistance, déformabilité et flexibilité ce qui permet d'anéantir l'énergie de l'excitation.

L'avancement technologique au cours de ces dernières décennies a révolutionné à la fois les matériaux et équipement de construction, ainsi que les méthodes de calcul. Ce qui a permis d'introduire de nouveaux dispositifs dans les structures afin d'améliorer leur capacité à dissiper l'énergie.

Un phénomène est dit déterministe s'il est parfaitement connu sans aucune incertitude, cette désignation ne peut être reliée à la réalité. Il est clair que n'importe quel événement ou expérience, comme la résistance du matériau, ou une excitation environnementale est impossible à reproduire avec la même précision. La plupart des méthodes de dimensionnement existantes sont basées sur des concepts plus simples, où l'excitation est représentée par un maximum et la résistance est représentée par une valeur minimum, en se basant sur des informations théoriques et empiriques (Gherbi & Belgasmia 2020).

La réponse d'une structure est généralement exprimée par le déplacement structurel. Deux approches différentes sont disponibles pour évaluer cette réponse sous l'effet d'une excitation dynamique, soit méthode déterministe ou non-déterministe. Le choix de la méthode a utilisé dépend sur la définition de l'excitation. Dans le cas où la variation temporelle de l'excitation est parfaitement connu l'analyse a adopté est définie comme déterministe, le déplacement est donc caractérisé par des série temporelle (time history) correspondantes à celle du chargement.

En revanche, si la variation temporelle n'est pas complètement connue mais peut être caractérisé dans un sens statistique, l'excitation est donc aléatoire dynamique. La réponse est donc obtenue par une méthode non-déterministe, qui fournit des informations statistiques sur le déplacement (Clough & Penzien 1993).

1.2. Equation du mouvement pour une structure n -DDL

La réponse d'une structure n -DDL sous l'effet d'une excitation dynamique $p(t)$, est définie par le déplacement $x(t)$, vitesse $\dot{x}(t)$ et accélération $\ddot{x}(t)$. L'excitation est contrearrée par trois composantes de la structure : une composante de rigidité $f_k(t)$, une composante d'amortissement $f_a(t)$ et une composante de masse $f_m(t)$:

$$f_m(t) + f_a(t) + f_k(t) = p(t) \quad (1.1)$$

Et qui peut être caractérisé comme suit :

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = p(t) \quad (1.2)$$

Cette équation représente un système n -DDL de N équations différentiels, avec M, C et K des matrices symétriques définies non négatives de masse, amortissement et rigidité, respectivement. La méthode des Eléments Finis est la plus souvent utilisée pour obtenir la matrice M et K .

La matrice C qui est souvent mal connu est composée généralement de trois composantes : micro-glissement dans les joints et assemblages, dissipation interne du matériau et dissipation aérodynamique (Chopra, A. K. 2017).

Afin de caractériser cette matrice, plusieurs hypothèse sont proposées, l'amortissement de Rayleigh représente avec simplicité cette matrice :

$$C = \alpha M + \beta K \quad (1.3)$$

α et β sont des coefficients choisis de tel façon que la dissipation de la structure considérée est idéalement représentée. Il est a noté que cette hypothèse tend à amplifier l'amortissement des modes de haute fréquence (Preumont, A. 1990, p.107).

1.3. Modes et Valeurs Propres

La résolution du système d'équations (1.2), est généralement menée par une analyse modale. Sachant que ce système d'équations différentielles couplées dans le déplacement nodal est transformé en un système d'équations découplées dans les coordonnées Modales (Chopra, A. K. 2007, p.472).

Il faut tout d'abord identifier les fréquences et modes propres du système, en résolvant le problème « Eigen value ». Il est représenté par l'équation :

$$[-\omega_n^2 M \Phi_n + K \Phi_n] q_n(t) = 0 \quad (1.4)$$

Avec ω_n la fréquence angulaire, Φ_n le mode propre et $n = 1, 2, \dots, N$. N le nombre de degrés de liberté (DDL). $q_n(t)$ est la variation temporelle du déplacement (coordonnées modale). La solution est bien évidemment obtenu par :

$$\det [K - \omega_n^2 M] = 0$$

Les N racines ω_n^2 détermine les N fréquences propres ω_n ($n = 1, \dots, N$), rangé de tel façon que $\omega_1 < \omega_2 < \omega_3 < \dots$.

Le vecteur de déplacement x d'un système n -DDL peut être étendu en termes de coordonnées modales :

$$x(t) = \sum_{r=1}^N \Phi_r q_r(t) \quad (1.5)$$

En remplaçant ceci dans l'équation du mouvement (1.2), on obtient :

$$\sum_{r=1}^N M \Phi_r \ddot{q}_r(t) + \sum_{r=1}^N C \Phi_r \dot{q}_r(t) + \sum_{r=1}^N K \Phi_r q_r(t) = p(t) \quad (1.6)$$

En multipliant l'équation (1.6) par ϕ_n^T :

$$\sum_{r=1}^N \Phi_n^T M \Phi_r \ddot{q}_r(t) + \sum_{r=1}^N \Phi_n^T C \Phi_r \dot{q}_r(t) + \sum_{r=1}^N \Phi_n^T K \Phi_r q_r(t) = \Phi_n^T p(t) \quad (1.7)$$

En tenant compte de la condition d'Orthogonalité qui stipule que pour $\omega_n \neq \omega_r$, on a $\Phi_n^T K \Phi_r = 0$ (de même pour les matrices C et M). On a donc :

$$(\Phi_n^T M \Phi_n) \ddot{q}_n(t) + \Phi_n^T C \Phi_n \dot{q}_n(t) + \Phi_n^T K \Phi_n q_n(t) = \Phi_n^T p(t) \quad (1.8)$$

Enfin, on aura :

$$M_n^* \ddot{q}_n(t) + C_n^* \dot{q}_n(t) + K_n^* q_n(t) = p_n^*(t) \quad (1.9)$$

L'équation est écrite et résolue pour q_n indépendamment des autres modes. Donc, on a N équation découplés pour chaque mode.

L'orthogonalité des modes propres donne naissance à des matrices diagonales :

$$K^* \equiv \Phi^T K \Phi \quad (1.10)$$

La projection en base modale est avantageuse dans les cas d'analyse de larges structures, ce qui permet de réduire le nombre d'équation à résoudre. En effet, la contribution des réponses de tous les modes donne des résultats exacts de la réponse, mais un nombre réduit de mode peut donner un résultat suffisamment précis. Généralement dans l'analyse des systèmes avec n -DDL, les J premiers modes sont inclus et peuvent être largement plus petits que N par conséquent la sommation $x(t) = \sum_{r=1}^N \Phi_r q_r(t)$ peut-être tronquée. Donc, on a besoin de calculer

les fréquences propres, modes propres, et réponses $q_n(t)$ uniquement pour les J premiers modes, ce qui économise le temps de calcul (Chopra, A. K. 2017).

Cette étape de projection modale est toujours utilisée lors de l'analyse des moyennes et grandes structures, peu importe le type d'analyse adopté, déterministe ou probabiliste. En effet, quand une analyse probabiliste est menée, la projection modale est indispensable, vu le temps de calcul nécessaire pour réaliser une telle analyse, à cause de la taille énorme de la matrice de densité spectrale de puissance (DSP). En ce qui suit, la discussion sur la représentation spectrale de l'excitation du vent est abordée.

1.4. Vent et Densité Spectral de Puissance DSP

Les structures civil avec certaines hauteur (ou portée) doivent résister à la turbulence du vent. Sous l'effet du vent, ces structures peuvent subir de large déplacement ce qui induit des endommagements aux éléments non structuraux, à la stabilité structurelle ainsi que le confort des occupants. Une caractérisation adéquate des composants du vent est nécessaire afin d'avoir des résultats précis (Das, N. K. 1988, Gherbi & Belgasmia 2018).

Une représentation satisfaisante de la charge du vent doit prendre en considération plusieurs paramètres aléatoires à savoir : le climat du vent¹, la rigueur de terrain et la géométrie de la structure. Ces paramètres nécessitent l'utilisation des méthodes statistique afin de les adapter à la structure étudiée.

¹ Climat ou climatologie du vent : est définie comme un ensemble de déclarations probabiliste sur la condition de la météo au long-terme. Qui fournit à l'ingénieur les informations sur les vents extrêmes qui peuvent affecter la structure (Simui & Scanlan 1986).

La charge du vent varie dans le temps, l'espace et sur la hauteur de la structure, qui est soumise à deux types de forces aérodynamiques : la force de trainée (drag force) qui agit dans la direction du débit moyen (Mean Flow), et la force de levage (lift force), qui agit perpendiculairement à cette direction (Dyrbye & Hansen 1996, p.38).

Le vent est souvent décrit par une vitesse moyenne et une composante de turbulence, et il est généralement défini dans l'ingénierie du vent comme un processus stochastique stationnaire (Dyrbye, C., & Hansen, S. O. 1996, Emil Simiu, & DongHun Yeo. 1996). La vitesse moyenne du vent varie selon la hauteur, et généralement conditionnée par la rugosité de la surface :

$$U(z) = U(z_{ref}) \left(\frac{z}{z_{ref}} \right)^\alpha \quad (1.11)$$

Avec $U(z)$ la vitesse moyenne dans la hauteur z , z_{ref} et l'index α sont en fonction de la rugosité du terrain. Le tableau 1.1 suggère des valeurs de ces paramètres pour différents types de terrain.

Comme expliqué par (Davenport 1961), le vent est retardé par la surface de la friction. Une quantité de son énergie cinétique est dissipée dans la turbulence. Donc, la vitesse moyenne augmente de zéro au niveau du sol jusqu'à une valeur maximum au-dessus du sol ou elle n'est plus affecté par la surface de la friction, cette hauteur est appelée la hauteur de référence ou de gradient.

Type de surface	Exposant de puissance α	Hauteur de référence Z_{ref} (mètres)
Terrain ouvert avec peu d'obstacles, ex. terres agricoles avec peu d'arbres	0.16	270
Terrain uniformément couvert d'obstacles 10-20 m de hauteur, ex. petite ville.	0.28	400
Terrain avec des objets larges et irréguliers, par ex. centres des grandes villes	0.40	520

Tableau 1.1. L'influence de la rugosité du terrain sur les paramètres reliés au vent.

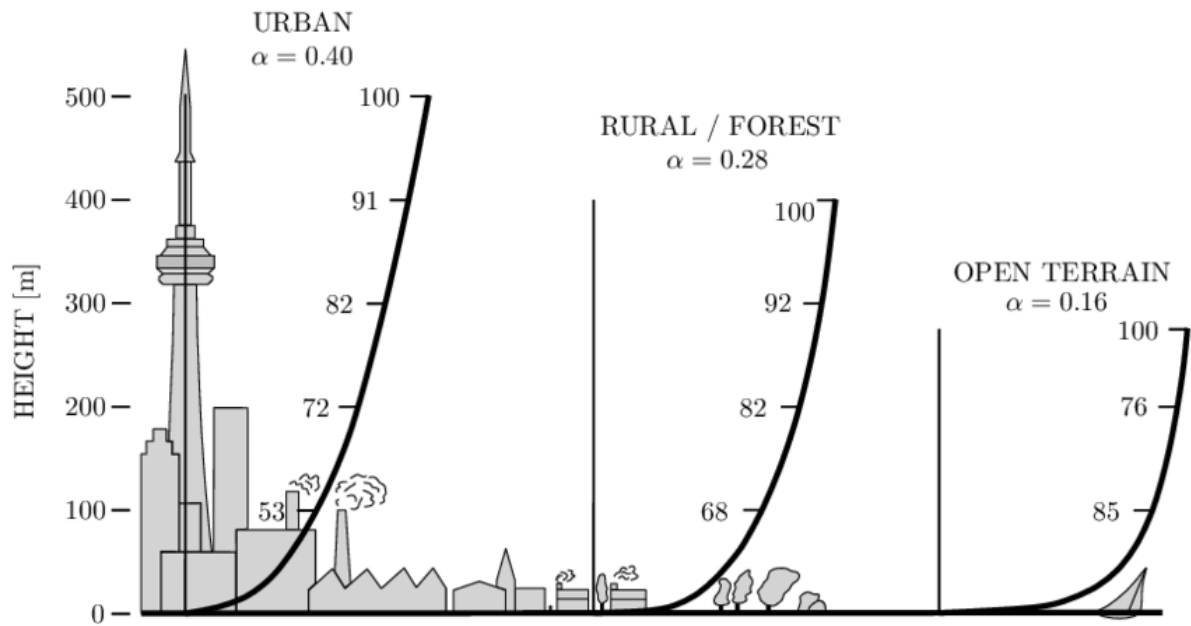


Figure 1.1. Loi de puissance de vent.

1.5. Vitesse du vent fluctuante

Le vent est toujours turbulent, et agit d'une façon aléatoire, ces propriétés sont visualisées d'une manière statistique. Cela veut dire que le flux est chaotique avec des périodes aléatoires allant d'une fraction de seconde à quelques minutes. Les composants turbulents sont décrit par : l'écart type, l'échelle de temps, échelle de longueur intégrale et fonctions de densité spectrale de puissance qui définissent la distribution de fréquence et les co-spectres normalisés qui spécifient la corrélation spatiale (Simiu & Yeo 2019, Kareem, A. 1987).

Dans le besoin d'analyser les structures sous l'effet du vent, les ingénieurs sont souvent forcées à faire des simulations pour obtenir des séries temporelles du vent. Les échantillons générés numériquement sont essentiels pour l'analyse temporelle des structures (Méthode Monté Carlo), vu que c'est plus simple d'obtenir des échantillons artificiels de chargement que d'obtenir des données issues de soufflerie (Bre & al.

2018, Kareem & Tamura 2013). Ces derniers sont intégrés dans l'équation du mouvement qui sera résolu pour chaque problème donné. Ces simulations sont souvent basées sur des modèles décrivant le processus à simuler, et il peut s'agir d'un modèle théorique exact, d'un modèle phénoménologique ou empirique ou de données observées.

Dans ce manuscrit, l'analyse est réalisée dans les deux domaines : Fréquentiel et Temporel, afin de pouvoir valider les résultats obtenus. La permutation entre ces deux domaines est possible à l'aide de Transformé de Fourier. Plusieurs chercheurs ont proposé des modèles de Densité Spectral de Puissance DSP, Von Karman a proposé la DSP suivante :

$$S(f) = \frac{4 L \sigma^2}{\left(1 + 70.8 \left(\frac{fL}{U}\right)^2\right)^{5/6}} \quad (1.12)$$

Davenport a formulé le spectre de vent :

$$S(f) = \frac{f \frac{2}{3} \left(\frac{L}{U}\right)^2 \sigma^2}{\left(1 + \left(\frac{fL}{U}\right)^2\right)^{4/3}} \quad (1.13)$$

Où σ^2 est la moyenne quadratique de la turbulence de vent, L est la longueur d'échelle de turbulence, U est la vitesse moyenne et f est la fréquence.

Avant d'entamer l'énoncé de la méthode spectrale, un rappel sur l'analyse des systèmes soumis à une excitation aléatoire est obligatoire, afin de mieux comprendre

la relation entre les deux domaines (temporel et fréquentiel) et la permutation effectuée avec la transformée de Fourier.

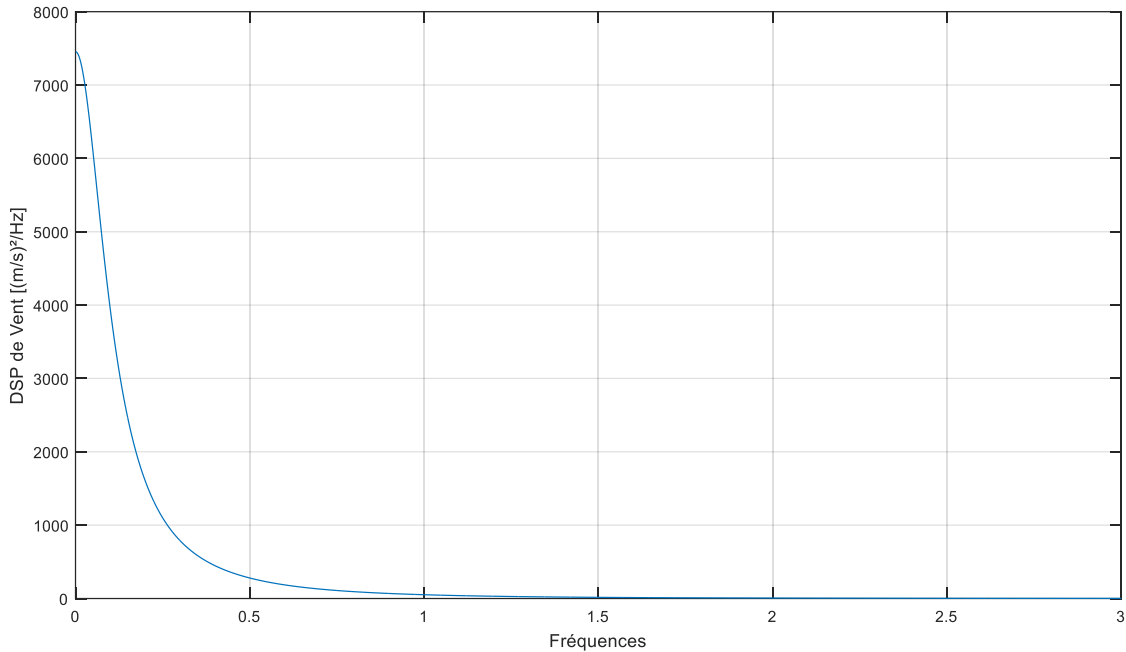


Figure.1.2. DSP de Davenport.

1.6. Relation entre domaine temporel et fréquentiel

Après avoir réalisé un changement d'inconnus en prenant les modes propres à la place des déplacements nodaux, qui offre une réduction considérable dans le temps de calcul. La décomposition en série de Fourier est utilisée, où les inconnus sont les amplitudes des harmoniques (Denoël 2002)

$$x(t) = \sum_{i=0}^{\infty} A_i \cos(2i\pi\Delta ft) + \sum_{i=0}^{\infty} B_i \sin(2i\pi\Delta ft) \quad (1.14)$$

Cette équation suppose que les déplacements sont périodiques. En pratique, on rencontre des fonctions non périodiques, où la transformée de Fourier est utilisée :

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f)e^{2j\pi ft} df \quad (1.15)$$

On appelle $X(f)$ la transformée de Fourier de la fonction $x(t)$. Cette nouvelle fonction représente désormais l'inconnu résultant du changement de variable. Le vecteur de force est aussi relié à sa transformée de Fourier inverse :

$$p(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} P(f)e^{2j\pi ft} df \quad (1.16)$$

Ces quatre fonctions ($x(t), X(f), p(t), P(f)$) sont appelées les paires de Fourier, chaque paire peut être associée aussi par la transformée directe :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-2j\pi ft} dt \quad (1.17)$$

$$P(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} p(t)e^{-2j\pi ft} dt \quad (1.18)$$

L'application de la transformée de Fourier sur l'équation du mouvement, résulte sur :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} ([M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\}) e^{-2j\pi ft} dt$$

$$= \int_{-\infty}^{+\infty} \{p(t)\} e^{-2j\pi ft} dt \quad (1.19)$$

$$(-4\pi^2 f^2 [M] + 2j\pi f [C] + [K])\{X(f)\} = \{P(f)\} \quad (1.20)$$

C'est la représentation dans le domaine fréquentiel de l'équation du mouvement, où le paramètre principal est la fréquence. Théoriquement, la résolution de l'équation du mouvement dans le domaine fréquentiel ou temporel est équivalente.

L'analyse est donc procéder dans un domaine comme dans l'autre, et la résolution peut être effectuée dans la base nodale ou modale. La majorité des sections suivantes traitent le problème dans la base modale, où le changement de variable est toujours possible (équation 1.5), afin de décrire les déplacements des nœuds.

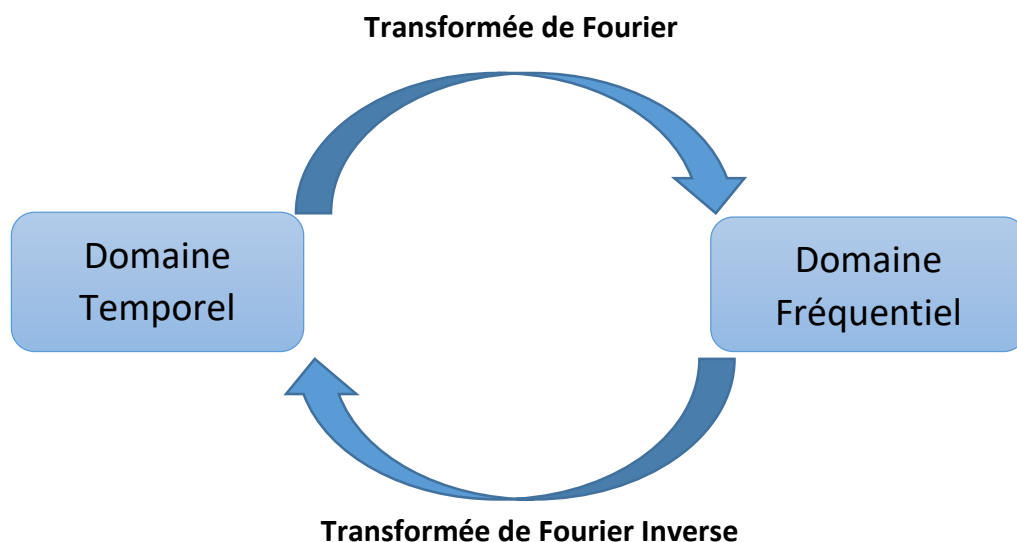


Figure 1.3. Relation entre domaine temporel et fréquentiel.

1.7. Analyse déterministe dans le domaine temporel

$$M_n^* \ddot{q}_n(t) + C_n^* \dot{q}_n(t) + K_n^* q_n(t) = p_n^*(t) \quad (1.21)$$

Avec $n = 1, 2, \dots, s$ (le nombre de modes considérés). Rappelons-nous de l'analyse d'un système n -DDL sous l'effet d'impulsion de courte durée. En considérant l'excitation arbitraire $p(t)$ pour un temps $t = \tau$, l'excitation agit donc dans un intervalle $d\tau$ qui peut représenter une courte impulsion $p(\tau)d\tau$. La réponse est obtenue donc par :

$$dq_n(t) = \frac{p^*(\tau)d\tau}{M_n^* \omega_{Dn}} \sin \omega_{Dn}(t - \tau) \exp[-\xi_n \omega_n(t - \tau)] \quad t \geq \tau \quad (1.22)$$

$\omega_{Dn} = \omega_n \sqrt{1 - \xi_n^2}$, pulsation modale amortie, et ξ_n le pourcentage d'amortissement modal.

Le terme $dq_n(t)$ ne représente pas la variation du q durant l'intervalle dt mais plutôt la réponse au cours du temps à l'impulsion sur l'intervalle $t \geq \tau$. L'excitation complète au cours du temps peut être considéré comme une succession de courtes impulsions, chacune produisant sa propre réponse différentielle (comme l'équation 1.22). La réponse totale est obtenue par la sommation de toutes les réponses différentielles (intégration de l'équation 1.22) :

$$q_n(t) = \frac{1}{M_n^* \omega_{Dn}} \int_0^t p^*(\tau) \sin \omega_{Dn}(t - \tau) \exp[-\xi_n \omega_n(t - \tau)] \quad t \geq 0 \quad (1.23)$$

Cette équation peut être exprimée par l'intégration de convolution :

$$q_n(t) = \int_0^t p_n^*(\tau) h_n^*(t - \tau) d\tau \quad t \geq 0 \quad (1.24)$$

Avec :

$$h_n^*(t - \tau) = \frac{1}{M_n^* \omega_{D_n}} \sin \omega_{D_n} (t - \tau) \exp[-\xi_n \omega_n (t - \tau)] \quad (1.25)$$

La fonction de réponse impulsionnelle modale h_n^* , exprime la réponse du système SDOF soumis à une impulsion de magnitude unitaire appliquée au temps $t = \tau$ dans chaque mode.

Il est généralement commode d'écrire ces opérations sous forme matricielle :

$$x(t) = [\Phi]\{q(t)\} = \int_0^t [\Phi][h^*(t - \tau)][\Phi]^T\{p(\tau)\}d\tau \quad (1.26)$$

$[h^*(t - \tau)]$ est une matrice diagonale contrairement à la matrice impulsionnelle nodale qui est obtenu par $h(t - \tau) = \Phi h^*(t - \tau) \Phi^T$ (d'où l'avantage de mener le calcul dans la base modale). La composante (i, j) de cette matrice représente la réponse dans le DDL i quand l'impulsion unitaire est appliquée au DDL j .

La réponse dans le domaine temporel est obtenu par l'intégral du : Duhamel ou Convolution. Cette approche analytique est utilisée que pour les systèmes linéaires, car la réponse est obtenue par la superposition des réponses d'impulsion individuelle, ou la force est représentée par des fonctions simples. Si ce n'est pas le cas, l'approche numérique est utilisée, et qui consiste à diviser le vecteur temps en plusieurs intervalles (méthode pas-à-pas). Plusieurs méthodes sont distinguées, Wilson, Différence Centrale, Newmark (qui sera illustré dans la section 4)

1.8. Analyse déterministe dans le domaine fréquentiel

Similairement à la méthode au domaine temporel, la force est décomposée en une succession de contributions, chacune caractérisées par une fréquence. L'effort $p^*(t)$ est décomposé en une somme de force harmonique de fréquence f et d'une amplitude :

$$P^*(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} p^*(t) e^{2j\pi f t} dt \quad (1.27)$$

On sait que la réponse d'un système soumis à une excitation harmonique s'obtient à l'aide de (Newland 2012) :

$$H_n^*(f) = \frac{1}{K_n^* \sqrt{\left(1 - \left(\frac{f}{f_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\xi_n \frac{f}{f_n}\right)^2}} \quad (1.28)$$

La fonction de transfert modale d'un 1-DDL soumis à une charge harmonique unitaire et d'une fréquence fixée. La réponse est caractérisée par des contributions, ou chacune est associées à une fréquence f :

$$Q_n(f) = H_n^*(f)P_n^*(f) \quad (1.29)$$

En utilisant la transformée de Fourier inverse, la réponse dans le domaine temporel est obtenu, le vecteur des amplitudes modales :

$$q(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} H^*(f)P^*(f)e^{2j\pi ft} df \quad (1.30)$$

Les déplacements des nœuds sont aisément obtenus par le changement de variable de l'équation (1.5), où $x(t) = \Phi q(t)$.

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} H(f)P(f)e^{2j\pi ft} df \quad (1.31)$$

Chaque élément (i, j) de la matrice $H(f) = \Phi H^*(f)\Phi^T$ donne l'amplitude du DDL i quand la force harmonique de fréquence f est appliqué sur le DDL j .

En Comparant les deux équations suivantes :

$$(-4\pi^2 f^2 [M] + 2j\pi f [C] + [K])\{X(f)\} = \{P(f)\} \quad (1.32)$$

$$X(f) = H(f)P(f) \quad (1.33)$$

On remarque que l'on peut obtenir la matrice de transfert nodale sans passé par la base modale :

$$H(f) = (-4\pi^2 f^2 [M] + 2j\pi f [C] + [K])^{-1} \quad (1.34)$$

Mais une inversion des matrice est nécessaire pour chaque fréquence f , donc le passage à la base modale est primordiale, vu que la matrice modale est diagonale, ou l'inversion est plus simple. Ce rappel de l'analyse déterministe dans ces deux domaines est utilisé comme base pour la suite de ce travail, ou dans la plupart des exemples, l'excitation est caractérisée par un processus aléatoire, d'où la nécessité d'une méthode stochastique.

1.9. Analyse stochastique

Avant de rentrer dans la méthode de résolution stochastique, un rappel sur la densité de probabilité est effectué. Un processus aléatoire est une succession de valeurs qui sont très proches les unes des autres, c'est donc naturel de caractériser ce processus de la même manière qu'une variable aléatoire (voir Newland.2012 pour plus de détail), la densité de probabilité du premier ordre $j(x, t)$ avec la variable x qui évolue dans le temps. $j(x, t)dx$ présente la probabilité pour que la fonction prend une valeur entre x et $x + dx$ au temps t . Pour une caractérisation plus efficace du processus, on considère la fonction de densité de probabilité du second ordre suivante $j(x_1 t_1; x_2 t_2)$, si par contre on veut obtenir plus d'information sur un processus, un ordre plus grand de la densité de probabilité doit être défini.

Les fonctions des moments spectraux² peuvent caractériser le processus aléatoire et la densité de probabilité : la moyenne et la matrice de covariance.

$$\mu(t) = E[x(t)] \quad R_x = E[x(t_1), x(t_2)^T] \quad (1.35)$$

Ces deux moments sont suffisant pour caractériser un processus aléatoire Gaussien.

Avec $E[.]$ la moyenne mathématique.

1.9.1. Domaine temporel

Cette méthode est utilisée pour les systèmes linéaires soumis à un processus aléatoire, l'excitation est représentée par une densité spectrale de puissance. L'analyse peut être effectuée dans les deux domaines (temporel et fréquentiel).

La même équation du mouvement (1.21) peut définir ce système, avec x et p des processus aléatoire. Le vecteur force $p(t)$ est représenté par un ensemble de réalisations r . Chaque réalisation $p_r(t)$ est associée à une équation du mouvement. Donc on a un nombre r d'équation de mouvement déterministe égale au nombre de réalisations. Toutes les équations étant résolues, un ensemble de réponse $x(t)$ est obtenu. Chaque réponse est donc écrite comme :

$$x_r(t) = \int_0^t \Phi h^*(t - \tau) \Phi^T p_r(\tau) d\tau \quad (1.36)$$

Les deux moments, moyenne et covariance du déplacement (équation 1.35) peuvent être écrit comme suit :

² Les moments spectraux sont les principales informations à retirer d'une analyse stochastique qui représentent la réponse du système étudié (déplacement, vitesse, accélération) et les efforts internes.

$$E[x(t)] = \int_0^t \Phi h^*(t - \tau) \Phi^T E[p(\tau)] d\tau \quad (1.37)$$

$$\begin{aligned} E[x(t_1), x(t_2)^T] &= \int_0^{t_1} \int_0^{t_2} \Phi h^*(t_1 - \tau_1) \Phi^T E[p(\tau_1)p(\tau_2)^T] \Phi h^*(t_2 - \tau_2)^T \Phi^T d\tau_1 d\tau_2 \end{aligned} \quad (1.38)$$

En considérant l'équation (1.35), on peut identifier la matrice de covariance du processus d'excitation qui s'écrit par :

$$R_x(t_1, t_2) = \int_0^{t_1} \int_0^{t_2} \Phi h^*(t_1 - \tau_1) \Phi^T R_p(\Delta\tau) \Phi h^*(t_2 - \tau_2)^T \Phi^T d\tau_1 d\tau_2 \quad (1.39)$$

Cette équation relie la matrice de covariance de l'excitation et des déplacements de la structure.

1.9.2. Domaine fréquentiel

L'équation du mouvement d'un système linéaire sous l'effet d'une excitation aléatoire s'écrit dans la base modale comme suit :

$$M^* \ddot{q}(t) + C^* \dot{q}(t) + K^* q(t) = p^*(t) \quad (1.40)$$

Ou $q(t)$ et ses dérivés ainsi que $p^*(t)$ sont des processus aléatoire. Vu qu'on fait le calcul désormais dans le domaine fréquentiel, on reprend l'écriture de la transformée de Fourier de l'équation de mouvement :

$$(-4\pi^2 f^2 M^* + 2j\pi f C^* + K^*)Q(f) = P^*(f) \quad (1.41)$$

Les transformées de Fourier de $q(t)$ et $p^*(t)$ sont respectivement $Q(f)$ et $P^*(f)$. la réponse modale dans le domaine fréquentiel $Q(f)$ est exprimé par :

$$Q(f) = (-4\pi^2 f^2 M^* + 2j\pi f C^* + K^*)^{-1}P^*(f) \quad (1.42)$$

On voit apparaître la matrice de transfert $H^*(f)$ définie dans l'équation (1.28) avec $\omega = 2\pi f$. Cette relation (1.42) nous informe sur le processus résultant $Q(f)$ qui représente l'image du processus d'entrée $P^*(f)$ à travers le filtre (fonction de transfert $H^*(f)$).

La relation entre les densités spectrales des processus d'excitation et de réponse sont résumés dans le tableau (1.2). Le cadre de ce manuscrit s'intéresse à l'obtention des densités spectrale des déplacements des nœuds, toutefois, il est généralement nécessaire dans le cas d'une analyse classique d'obtenir les efforts internes. Leur caractérisation est faite dans le contexte des éléments finis, il reste de trouver les termes dans la DSP de déplacement relatif aux nœuds de l'élément souhaité (voir Denoël 2002 P.77). Dans ce document, l'étude ne s'intéresse pas aux efforts internes des nœuds.

Densité Spectrale de :	équation
Force modale	$S_g(\omega) = \Phi^T S_f(\omega) \Phi$
Amplitudes modales	$S_q(\omega) = H(\omega)^T S_g(\omega) \overline{H^*(\omega)}$
Déplacement nodaux	$S_x(\omega) = \Phi S_q(\omega) \Phi^T$
Efforts internes	$S_{Fint} = K_{élé} S_{x_{élé}} K_{élé}^T$

Tableau 1.2. Formules pour le calcul des DSP.

Les informations principales que l'on peut retirer d'une analyse stochastique sont les moments spectrales de réponse, ce qui permet de calculer les facteurs de pointes et les valeurs extrêmes des inconnues choisies. Ces moments sont calculés par intégration des densités spectrales et sont définis par la relation :

$$m_i = \int_{-\infty}^{+\infty} |\omega|^i S(\omega) d\omega \quad (1.43)$$

Avec :

- Le moment spectral d'ordre $i = 1$ est la variance de processus, qui définit le déplacement.
- Le moment spectral d'ordre $i = 2$ est la dérivée de la variance de processus (la vitesse).
- Le moment spectral d'ordre $i = 3$ est la dérivée seconde de la variance de processus (l'accélération).

L'analyse spectrale est discutée d'une façon plus détaillée dans les chapitre quatre et cinq, où l'on présente l'analyse d'un système à un degré de liberté et à plusieurs degré de libertés.

1.10. Conclusion

Dans ce chapitre, quelques notions de la dynamique de la structure sont présentées, à savoir l'analyse modale qui permet de réduire le nombre d'équation à résoudre. La projection dans la base modale peut être réalisée soit pour les méthodes déterministes ou non-déterministe, le choix de la méthode dépend généralement de la nature de l'excitation considérée. La nature du vent est discutée, ou les deux composantes du vent sont définies, ainsi que son caractérisation par la densité spectrale de puissance.

Chapitre II

Système de Dissipation d'Énergie

2.1. Introduction

De nos jours plusieurs structures sont équipées d'un système de dissipation d'énergie. Sachant qu'on distingue une large variation de ces dispositifs, d'où l'importance de leurs classifications. Trois classes majeures sont connues : Isolateur de la base, Système de contrôle passive et système de contrôle active.

Le principe du système d'isolation se cache dans la flexibilité du dispositif sur la direction horizontale, et une capacité rigide sur la direction verticale, afin d'augmenter la stabilité au balancement donc, une absorption d'une partie d'énergie par le système d'isolation. Son implémentation peut être effectuée dans différentes localisations sur la structure.

Ce type de dispositif est plus adéquat pour les bâtiments de moyenne a petite hauteur, cependant, leur efficacité est petite dans le cas d'une excitation du vent, à cause de la flexibilité dans la direction horizontale (Marko & al 2004, Saaed & al 2015).

Les systèmes de contrôle actifs sont considérés comme étant une technologie plus avancée, ils se basent sur le concept du traitement en temps réel qui permet d'agir en fonction de l'excitation, grâce à des capteurs intégrés dans le dispositif.

Ces capteurs collectent des informations sur l'excitation et la réponse structurelle, ensuite adaptent le comportement du système selon ces informations (Saaed & al 2015, Soong & Spencer 2002).

2.2. Systèmes de Dissipations Passives

Les systèmes de contrôle passifs sont constitués de matériels et dispositifs qui améliorent l'amortissement, la résistance et la rigidité, les dispositifs les plus connus sont ceux qui opèrent généralement sur des principes comme : déformation des fluides, orificing des fluides, déformation des solides viscoélastiques et glissement par friction. Un système de dissipation passif utilise le mouvement de la structure pour générer la force de contrôle (aucune source d'alimentation externe n'est nécessaire).

Les amortisseurs à friction consistent en quatre liens localisés à l'intersection des contreventements (entretoise de traction et entretoise de compression) (Constantinou, M. C., & Symans, M. D. 1992). Un glissement est permis pour l'un des entretoises d'abord, ensuite l'autre, ce qui permet au dispositif de dissiper l'énergie par les deux entretoises.

Filiatrault, A., & Cherry, S. (1990) ont testé et confirmé que ce type de système peut considérablement augmenter la capacité de dissipation dans un cycle et réduire le drift. Cependant, Symans & al. (2008) signale quelques problèmes de fiabilité concernant cette option de glissement, qui peuvent changer les conditions d'interface du dispositif avec le temps.

Plusieurs concepts d'amortisseurs métalliques sont proposés, qui consiste en une barre d'acier rond intégrée dans le contreventement [Constantinou, M. C., &

Symans, M. D. (1992), Tyler, R. G. (1985)., Whittaker & al. (1991)], avec un comportement hystérétique stable et une fiabilité dans le temps, et une insensibilité vis à vis de la température. Il faut aussi mentionner que lors d'une excitation sévère, ce dispositif peut être endommagé et doit être remplacé.

Les amortisseurs Viscoélastiques sont des appareils caractérisés par une loi force-déplacement en fonction de la fréquence de mouvement. Ces dispositifs possèdent une rigidité et une viscosité qui dépendent de la fréquence également. Ils ont été utilisés comme moyens de contrôle contre les charges du vent en 1969.

Beaucoup de recherches expérimentales ont été réalisées sur des bâtiments contenant ces dispositifs pour étudier leur capacité à bien absorber les efforts d'excitation (Julius, M. 2006). Ce qui a permis d'améliorer leur rendement pour être mieux adaptés aux structures développant des distorsions importantes. Deux types de ce dispositif sont disponibles : viscoélastiques fluides et solides (Ras, A. 2015).

L'amortisseur à masse accordée (Tuned Mass Damper TMD) a été initialement utilisé pour absorber les charges du vent, et son utilisation à bien évidemment été étendu pour le contrôle sismique. Des études ont été menées pour examiner son efficacité dans la réduction de la réponse face aux excitations dynamiques.

La réponse remarquée au premier mode d'une structure à plusieurs degrés de libertés avec un TMD peut être manifestement réduite, cette dernière dans les modes supérieurs peut en fait augmenter à mesure que le nombre d'étages augmente (Soong, T., T., & Dargush, G., F. 1999).

2.3. Amortisseur à Fluide Visqueux

Ce type d'amortisseur souvent appelé FVD (Fluid Viscous Dampers) a été initialement utilisé dans le contrôle structurel depuis le milieu des années 90, en se basant sur un dossier de performance réussi dans des applications militaires et aérospatiales. Cette utilisation croissante a encouragé (Constantinou & Symans 1992), qui lui a enquêté sur les caractéristiques mécaniques et tenté d'obtenir un modèle mathématique décrivant leur comportement.

Les FVD opèrent sur le principe d'écoulement de fluide par des orifices (orificing des fluides). Un piston en acier inoxydable traverse des chambres remplies d'huile de silicone (inerte, ininflammable, non toxique et stable), quand l'amortisseur est excité le fluide est forcé de circuler autour ou à travers le piston.

L'énergie d'excitation est transformée en chaleur quand l'huile de silicone s'écoule par les orifices entre les deux chambres (Duflot, P., & Taylor, D. 2008). En plus de ces deux chambres, une troisième cavité est destinée à un "accumulateur" qui réserve l'excédent du fluide, causé par la variation du volume de fluide, et ce par compressibilité ou souvent par retrait ou dilatation thermique (Ras, A. 2015).

(Constantinou & al. 1993) a démontré que ces systèmes de dissipation d'énergie sont capables de réduire considérablement le déplacement inter-étage de la structure. De ce fait, leur intégration est adéquate dans le dimensionnement de nouvelles structures ou dans la réhabilitation de structures existantes.

(Constantinou, & Symans. 1992) a mené une étude expérimentale et analytique de cet appareil, en évaluant son comportement dans un espace de fréquences, amplitudes et températures. Les FVD ont été installés dans deux modèles de structures de un et trois étages, une réduction de 70% dans le déplacement inter étage, ainsi que de meilleurs profits ont été obtenus comparativement aux systèmes de contrôle actifs : un avantage de faible coût, aucune source d'alimentation et une fiabilité plus longue au cours du temps. La figure (2.1) présente un schéma qui illustre un FVD.

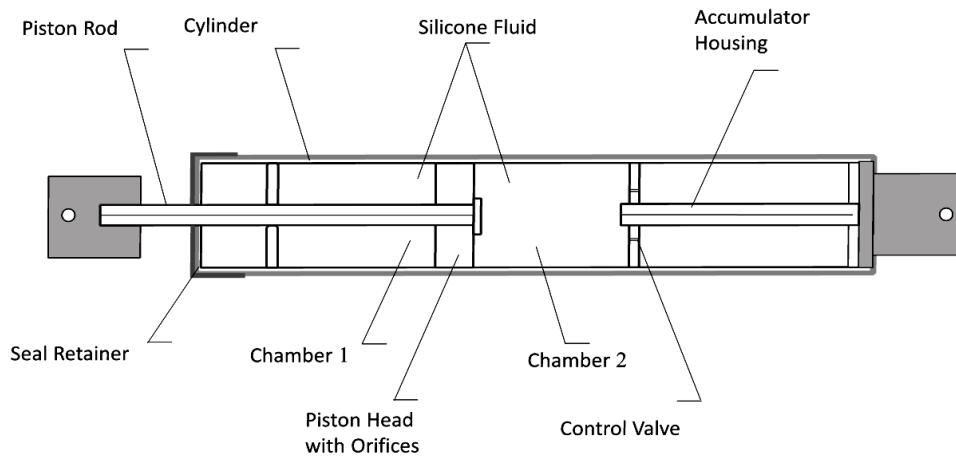


Figure 2.1. Schéma d'un FVD.

Ces dispositifs peuvent être intégrés dans la structure dans la phase de pré-dimensionnement ou pour des cas de réhabilitation de structure endommagée. Différentes configurations sont disponibles pour l'ingénieur afin de choisir l'inclinaison adéquate pour chaque cas de structure, en respectant les exigences architecturales et techniques. Parmi ces possibilités d'inclinaison sont présentés ci-dessous (figure 2.2).

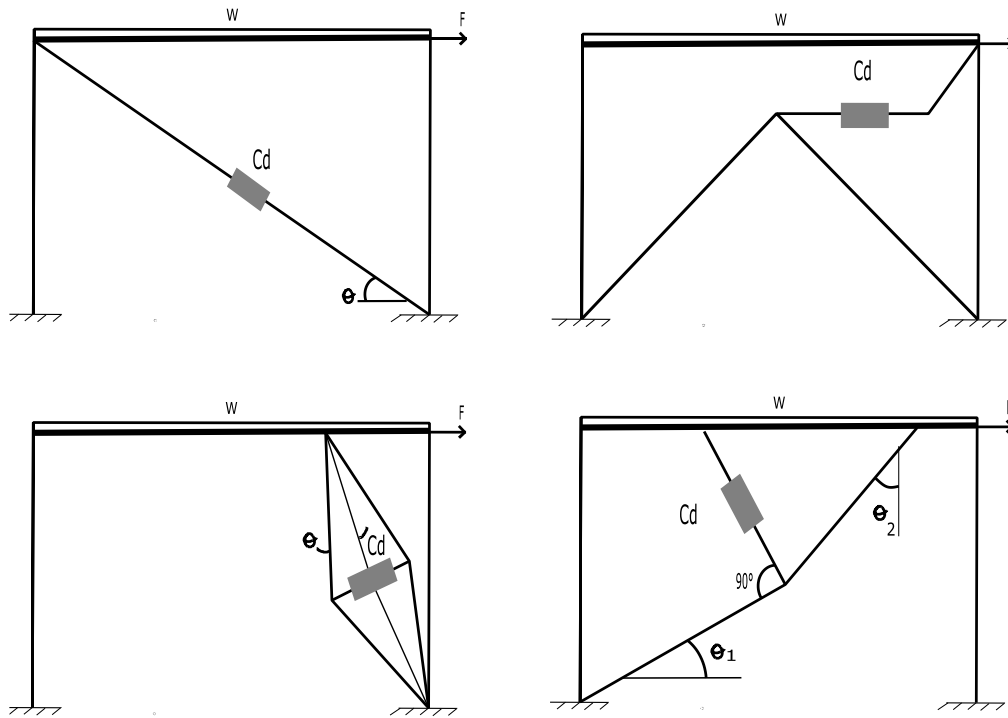


Figure 2.2. Quelques configurations des FVD : a- en diagonale, b- en chevron, c- ciseau, d- à cheville.

2.4. Comportement des Amortisseurs à Fluide Visqueux

Plusieurs fabricants produisent une grande variété de dispositifs, qui opèrent sur une pression de fluide élevée ou basse. Leur comportement est généralement non-linéaire avec une relation force-vitesse donné par (Constantinou, & Symans. 1992) :

$$F_D = C_D |\dot{x}|^\alpha \text{sgn}(\dot{x}) \quad (2.1)$$

C_D est le coefficient d'amortissement du FVD, qui peut être déterminé par le diamètre d'amortisseur et la surface des orifices (Haskell, & Lee. 1996). α est l'exposant d'amortissement qui varie de 0.1 à 2, $\text{sgn}(\cdot)$ est la fonction signe et \dot{x} est la vitesse.

La valeur de α dépend de la forme de la tête du piston, quand $\alpha = 2$ les orifices ont une forme cylindrique, et présente une performance inacceptable.

Pour $\alpha < 1$, le comportement est non-linéaire utilisé généralement pour les structures soumise à des vitesses élevées, comme dans le cas d'un tremblement de terre violent (Soong, & Costantinou. 2014). Un comportement linéaire est obtenu par une valeur de $\alpha = 1$ qui est aussi fréquemment utilisé pour des cas d'excitation due au vent ou séisme.

Afin de mieux comprendre le comportement de ce dispositif, un système à 1 DDL équipé par un amortisseur FVD (figure 2.2-a), ayant les caractéristiques suivante : ($m = 10 \text{ kgf}/\text{cms}^2, f = 0.9\text{Hz}, \xi = 1.5\%$). Le système est excité par une série temporelle de vent généré (qui sera illustré dans le chapitre quatre), la résolution est effectuée par une méthode pas-à-pas de Newmark.

La variation de la force (au cours du temps) du FVD en fonction de la vitesse est présentée sur la figure (2.3), ou l'exposant d'amortissement α est varié. L'amortisseur produit une force de dissipation plus importante avec un α plus petit.

Quand la vitesse est inférieure à $1 \text{ m}/\text{s}$ (ce qui signifie que la structure subi une charge due au vent ou un séisme modéré), on remarque que l'amortisseur non-linéaire produit une force d'amortissement plus importante que l'amortisseur linéaire ou quand $\alpha = 2$.

Dans le cas d'une excitation de plus forte intensité ou la vitesse est supérieur à $1 \text{ m}/\text{s}$, l'amortisseur non-linéaire produit une force maximale, ou la courbe tend à

sembler à un palier de stabilisation (Le palier de stabilisation dépend des caractéristiques de la gamme du dispositif Ras, A. 2015).

Cet amortisseur avec comportement non-linéaire est sécuritaire car il a une force limite. Contrairement à l'amortisseur linéaire $\alpha = 1$ et l'amortisseur à $\alpha = 2$ qui ne sont pas sécuritaire à cause de l'absence du palier en cas de très fort séisme. (Symans & Constantinou. 1998) conseil de ne pas utiliser les amortisseurs avec un exposant $\alpha = 2$, car ils induits de grandes forces indésirable dans la conception (correspond à une réponse rigide, employé dans les systèmes de verrouillage « Lock-up devices »).

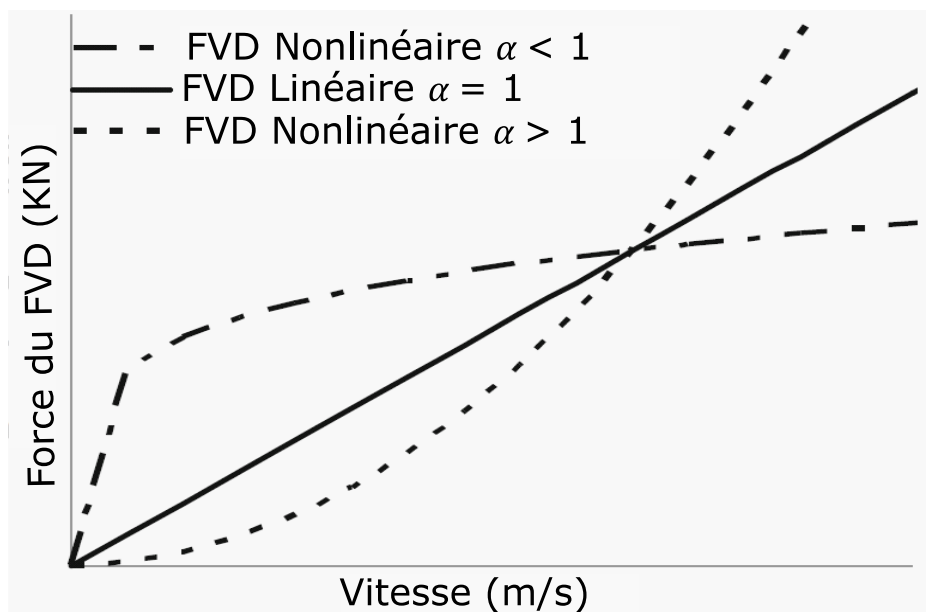


Figure 2.3. La relation force-vitesse du FVD

En analysant les courbes d'hystérésis (figure 2.3) on constate que pour $\alpha = 1$ l'amortisseur à un comportement linéaire de forme elliptique vu que la force est proportionnelle à la vitesse, par contre, pour $\alpha < 1$ le comportement est non-linéaire présentant une forme quasi-rectangulaire.

L'aire définie par ces boucles d'hystérésis peut déterminer la capacité de dissipation du dispositif. On constate donc une meilleure capacité dissipative pour les FVD non-linéaire.

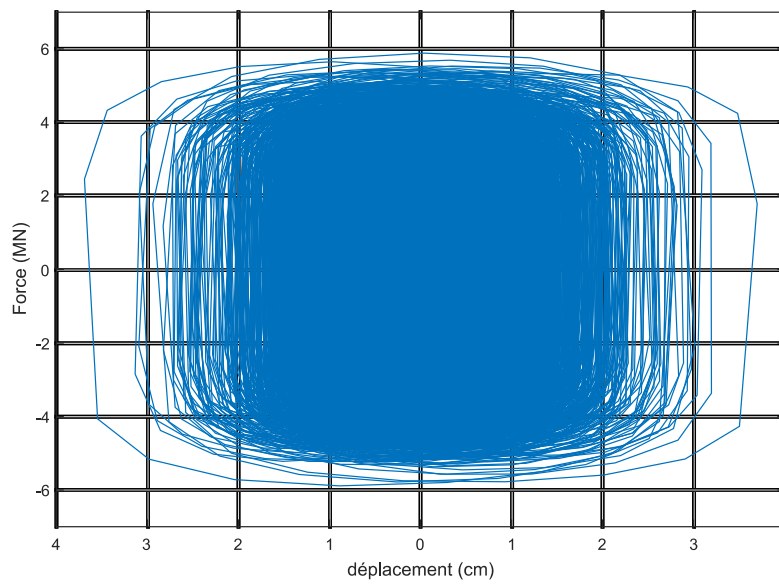
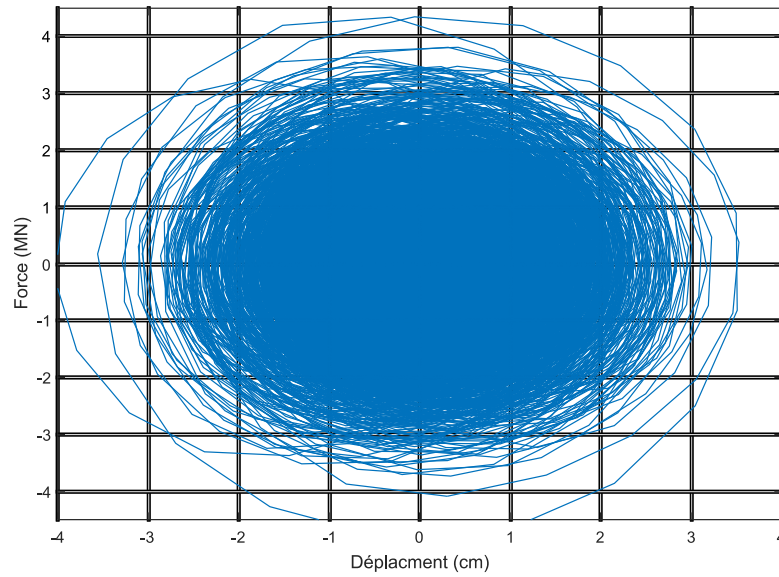


Figure 2.4. a) FVD linéaire, b) FVD non-linéaire.

2.5. Processus de Dimensionnement des FVD

Le dimensionnement de cet appareil peut être résumé dans le choix des valeurs adaptées pour les paramètres C_D, α et leurs positionnements sur la structure. Ce processus est vu comme une tâche chronophage et il est plus compliqué dans le cas non-linéaire, vu que sa nécessité des analyses non-linéaire. Parmi les méthodes existantes, plusieurs suppositions sont proposées afin de simplifier la tâche, mais peuvent éventuellement conduire à des résultats inexacts.

La recherche d'une méthode effective pour identifier les paramètres d'amortissement adéquats à inciter les chercheurs a proposé de multiple stratégie pour le processus de dimensionnement (De Domenico & al 2019).

De nombreuses recherches ont discuté sur la possibilité d'un dimensionnement basé sur la performance optimale (takewaki 2009). Attard (2007) a proposé une optimisation par gradient dans des structures dégradées de façon non-linéaire, afin de contrôler le déplacement inter-étage. Dans le même contexte Adachi & al. (2013) ont présenté une formulation pour minimiser le déplacement est atteindre un dimensionnement optimal pour ces dispositifs.

En outre, dans Parciannello & al. (2017) une approche d'optimisation est utilisée dans le dimensionnement des FVD non-linéaire en se basant sur des objectifs et contraintes imposés. Moreschi (2000), a utilisé une méthode de projection par Gradient pour estimer la valeur d'amortissement, et un algorithme génétique pour définir l'emplacement des FVD sur la structure.

Une stratégie est proposée par Martinez & Romero (2003) pour aboutir à une option optimale pour les FVD utilisés comme dispositifs de réhabilitation. Deux indices sont calculés en se basant sur un processus d'optimisation numérique : un indice de performance qui atteint le point de performance DC (Damage Control), et un indice de force calculé pour estimer la réduction dans la force de l'amortisseur. On comprend donc que ce type de dispositifs est exploité pour divers types de problèmes rencontrés dans les structures. En outre, Kandemir & Mazanoglu (2017) ont installé des FVD entre deux bâtiments adjacents.

La capacité et le nombre des FVD sont identifiés à l'aide d'une étude paramétrique. Une procédure à cinq étapes est présentée par Silvestri & al (2010) pour atteindre un niveau de performance cible, en commençant par une tentative qui adopte un FVD linéaire, qui mène ensuite à une comparaison entre les caractéristiques de l'amortissement non-linéaire équivalent dans les gammes des FVD fabriqués.

Ce dernier paramètre (Amortissement équivalent), est un point important dans le dimensionnement des FVD non-linéaire en utilisant les méthodes stochastiques, ou l'application de la Technique de Linéarisation Stochastique (SLT) est l'étape primordiale dans ce type d'approche grâce à son efficacité pour déterminer un taux d'amortissement équivalent (Domenico & Ricciardi (2018), Paola et al. (2007), Kahan (2000)).

Domenico & Ricciardi (2018) ont intégré une technique de linéarisation stochastique non-Gaussienne à énergie égale dans le processus de dimensionnement optimale pour gérer le comportement constitutif non-linéaire.

De plus, l'analyse dynamique des structures est simplifiée par Tabar (2019) en utilisant les méthodes de perturbations afin de convertir les équations différentielles non-linéaire en une série d'équation linéaire infinies.

Ce travail essaye de décrire d'une façon analytique la réponse stochastique d'une structure déterministe équipée de FVD non-linéaires sous l'effet d'une excitation aléatoire à savoir le vent, ce qui permet de comprendre l'effet et le comportement de ces dispositifs additionnels et tenté de proposer une méthode pour leur dimensionnement.

Notre quête pour la simplification du processus de dimensionnement de ces dispositifs nous oblige a présenté une méthode proposé par Duflot & al (2017) qui utilise le concept du taux d'amortissement cible, et par une analyse modale il est possible de définir la viscosité requise pour atteindre le taux cible. Cette méthode peut être utilisée dans le pré-dimensionnement des FVD linéaire.

2.6. Conclusion

Les différents types de système de dissipation d'énergie ont été brièvement introduits, en se concentrant sur les amortisseurs à fluide visqueux et leur comportement qui est généralement non-linéaire. Plusieurs méthode de dimensionnement sont présentées, qui permettent de définir les paramètres d'amortissement de ces dispositifs. Ou dans la plupart du temps le dimensionnement nécessite l'utilisation des méthodes essai-erreur. En ce qui suit, une méthode simplifiée est détaillée avec un exemple d'application. En plus, on propose de la combiner avec

l'approche de consommation d'énergie équivalente afin d'avoir un pré-dimensionnement des FVD non-linéaire.

Chapitre III

Méthode simplifiée pour le pré-dimensionnement des FVD non-linéaires

3.1. Introduction

Cette stratégie de pré-dimensionnement aide à déterminer le coefficient d'amortissement (la viscosité) des FVD non-linéaire ajoutés. Duflot & al (2017) présente une méthode de pré-dimensionnement pour adopter un système de mitigation de vibration pour un bâtiment à grande hauteur en utilisant des FVD, en imposant un taux d'amortissement cible.

En se basant sur quelques hypothèse concernant le déplacement inter-étage et le concept du taux d'amortissement cible, la viscosité de chaque amortisseur linéaire est facilement obtenu (Gherbi & Belgasmia 2019). Pour estimer la valeur du coefficient d'amortissement non-linéaire des FVD en partant de la viscosité linéaire obtenu, une approche de consommation d'énergie équivalente est adoptée [Constantinou and Symans 1992, Martinez-Rodrigo and Romero 2003, Pekcan et al. 1999].

Cette approche stipule que l'amortissement non-linéaire est estimé à partir de l'amortissement linéaire, car la même quantité d'énergie est dissipée par cycle dans les deux cas. Cette stratégie de pré-dimensionnement combine ces deux méthodes pour une estimation direct de la valeur d'amortissement des FVD, sans se référé au méthode complexe de la linéarisation stochastique ni à l'analyse non-linéaire, ce qui offre plus de flexibilité à l'ingénieur pour ajuster les choix techniques puis effectuer une analyse plus détaillée.

3.2. Méthodologie de dimensionnement

L'équation du mouvement d'une structure n -DDL équipée de FVD non-linéaire est formulée comme suit :

$$M\ddot{x}(t) + C_s\dot{x}(t) + Kx(t) + f_D(\dot{x}) = P(t) \quad (3.1)$$

Avec f_D le vecteur force d'amortissement additionnel des FVD ($nddl \times 1$).

$$f_D = \sum_{j=1}^{nd} f_{D,j} = \sum_{j=1}^{nd} l_i f_{D,j}^{loc} \quad (3.2)$$

Le nombre des FVD ajouté est n_d , et l_i est un vecteur d'une taille $nddl \times 2$ (les deux extrémités du FVD) qui symbolise la localisation du FVD dans la structure. $f_{D,j}^{loc}$ est un vecteur de taille (2×1) (la même valeur avec des signes différents pour les deux extrémités du FVD) (Gherbi & Belgasmia 2021).

La matrice d'amortissement globale est obtenu en ajoutant les deux termes d'amortissements : Structurel C_s et des amortisseurs à fluide visqueux C_d .

$$C = C_s + C_d \quad (3.3)$$

L'amortissement structurel est obtenu par l'amortissement de Rayleigh, et les matrices des FVD sont assemblées pour constituer la composante d'amortissement additionnel (Duflot & al 2017).

$$C_d = \sum_{j=1}^{nd} l_j \begin{bmatrix} c_j & -c_j \\ -c_j & c_j \end{bmatrix} l_j^T \quad (3.4)$$

c_j est la viscosité de l'amortisseur j . Cette matrice contient des éléments nulles et non-nulles, seulement les éléments non-nulle dans la matrice C_d se rapporte aux extrémités des FVD additionnels.

Dans la phase de pré-dimensionnement, l'utilisation de la méthode de superposition modale permet d'obtenir les modes propres de la structure ce qui simplifiera les étapes suivantes, en réduisant le nombre d'inconnus en un nombre s de modes considérés (les matrices diagonales M^* , K^* et C^* sont donc obtenues. Les éléments diagonaux de la matrice d'amortissement des FVD additionnel sont :

$$C_{d,s,s}^* = \sum_{j=1}^{nd} c_j \Delta\phi_{n,j}^2 \quad (3.5)$$

$$C_{d,1,1}^* = c_1 \Delta\phi_{1,1}^2 + c_2 \Delta\phi_{1,2}^2 + c_3 \Delta\phi_{1,3}^2 + \dots + c_{nd} \Delta\phi_{s,nd}^2$$

Ou $\Delta\phi_{s,j}^2$ est le déplacement longitudinal relatif entre les deux bouts du FVD j . Ce paramètre est naturellement relié au déplacement inter-étage :

$$\Delta\phi_{s,j} = \varphi_j \Delta u_{s,j} \quad (3.6)$$

Le facteur d'efficacité φ dépend du type d'inclinaison choisi pour le FVD (voir. Şigaher, & Constantinou 2003). Le taux d'amortissement additionnel des FVD est donné par :

$$\zeta_d = \frac{C_{d,n,n}^*}{2M_{n,n}^* \Omega_{n,n}} \quad (3.7)$$

Où $\Omega_{n,n}$ est la matrice des fréquences propres angulaire. Cette méthode repose sur le concept du taux d'amortissement cible ζ_c , ce dernier est choisi par le concepteur au début du projet afin d'assurer le comportement requis. La décomposition du taux d'amortissement du mode n , donne :

$$\zeta = \zeta_s + \zeta_d \quad (3.8)$$

Le taux d'amortissement cible remplace dans ce cas le taux d'amortissement modale. Il en résulte que :

$$\zeta_d = \zeta_c - \zeta_s \quad (3.9)$$

La viscosité des amortisseurs est choisie de façon que :

$$\sum_{j=1}^{nd} c_j \Delta \phi_{n,j}^2 \geq 2M_{n,n}^* \Omega_{n,n} (\zeta_c - \zeta_s) \quad (3.10)$$

Plusieurs scénarios sont facilement distingués, dès que le nombre de FVD et leur localisation sont déterminés, la viscosité requise peut être estimée. Par exemple, en assumant que tous les FVD ont une viscosité similaire, l'inversion de l'équation ci-

dessus nous aide à définir la viscosité minimale pour tous les FVD avec la formule suivante,

$$c_j \geq \frac{2M_{n,n}^* \Omega_{n,n} \zeta_d}{\sum_{j=1}^{nd} c_j \Delta \phi_{n,j}^2} \quad (3.11)$$

Ainsi, le coefficient d'amortissement linéaire des FVD est déterminé et on peut entamer la seconde phase pour estimer la viscosité non-linéaire des FVD.). Constantinou & Symans (1992) ont mesuré l'énergie dissipée W_d dans un seul cycle de mouvement sous une excitation sinusoïdale :

$$W_d = \int_0^{T_0} f_D \dot{x}_D dt \quad (3.12)$$

Ou f_D est la force du FVD, $T_0 = 2\pi/\omega_0$ et $\dot{x}_D = x_0 \sin \omega_0 t$. Sous une excitation harmonique, un FVD non-linéaire dissipe la même quantité d'énergie qu'un FVD linéaire (Lin & Chopra, 2002), la relation entre la viscosité linéaire et non-linéaire est exprimée comme suit :

$$\frac{C_{D,NL}}{C_{D,L}} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} (\omega x_0)^{1-\alpha} \frac{\Gamma(\frac{3}{2} + \frac{\alpha}{2})}{\Gamma(1 + \frac{\alpha}{2})} \quad (3.13)$$

Γ est la fonction gamma ($\Gamma(n) = (n-1)! = 1 \times 2 \times \dots \times (n-1)$), et α est l'exposant d'amortissement discuté précédemment. Alors que ω est la pulsation propre de la structure et x_0 est le déplacement dans l'amortisseur. Ceci donne une bonne estimation de l'amortissement non-linéaire pour la structure étudiée d'une manière

directe, en gagnant en termes de temps de calcul et donnant plus de flexibilité pour le concepteur de choisir la localisation, nombre et inclinaison des FVD.

Le processus de dimensionnement de ces systèmes d'amortissement pour la mitigation des vibrations dans une structure, ne résulte nécessairement pas qu'en une seule solution. Tandis que le taux d'amortissement modal est la cible de ce processus de dimensionnement, le nombre, inclinaison, localisation et le comportement constitutif des FVD ne sont généralement pas connus, ce qui laisse une grande flexibilité dans la phase de dimensionnement. Cependant, autres aspects, tel que la résistance locale des connections, peut ajouter des difficultés dans la recherche d'une configuration optimale dans un espace de grande dimension.

3.3. Illustration de la méthode

L'exemple suivant, nous permet d'expliquer et d'illustrer la méthode, en prenant comme exemple un bâtiment métallique régulier, avec une hauteur totale de plus de 45 mètres. La structure est réalisée avec des poteaux métalliques (profilés HEA 550) et poutres (profilé IPE 360) (Acier S420), avec des travées similaires dans les deux directions (voir Figure 3.1) (Il faut noter qu'on ne s'intéresse donc pas au dimensionnement de la structure métallique, car on suppose que l'étude est déjà réalisée et vérifiée).

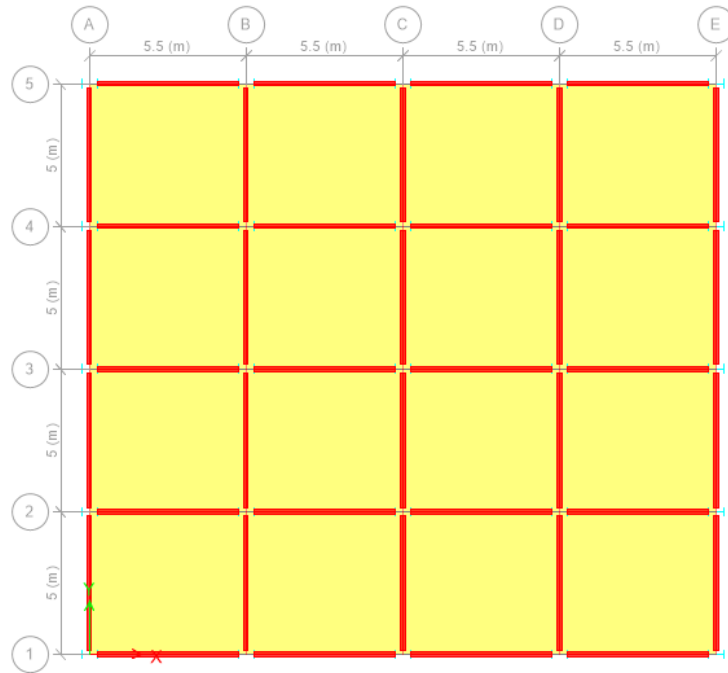


Figure 3.1. Vue en plan de la structure étudiée.

Le taux d'amortissement de ce type de structure est estimé à $\xi_s = 2\%$ (Strømmen 2014 p.365). Quelques hypothèses doivent être faites afin de limiter les différentes possibilités de conception :

- (i) Dans un but illustratif, le taux d'amortissement cible est fixé à $\xi_c = 8\%$, ce qui signifie que la contribution des FVD est égale à : $\zeta_d = \zeta_c - \zeta_s = 6\%$.
- (ii) Les FVD sont installés avec une inclinaison diagonale (voir figure 2.2), cela veut dire que le facteur d'efficacité φ mentionné dans l'équation (3.6) est égale à $\varphi = \cos\theta$ ($\theta = 32.5^\circ$).

La flexibilité donnée par cette méthode de dimensionnement permet de faire des ajustements de ces hypothèses à n'importe quel moment de ce processus et reproduire l'exemple dans un temps minime.

L'analyse modale de cette structure est réalisée par un logiciel EF, et un code Matlab a été implémenté afin de vérifier les résultats et d'appliquer le processus de dimensionnement d'une façon instantanée.

Mode s	Natural frequency (Hz)	Modal Mass (ton.)	Additional damping ζ_d	Target viscosity (kN.s / m)
1	0.267	4660.3	6%	937.7
2	0.356	4742.2	6%	1272.2

Tableau 3.1. Caractéristiques structurelles.

Le tableau (3.1) présente quelques propriétés modales de la structure, et propose que les FVD contribuent par une viscosité additionnelle d'environ 940 kN.s/m pour offrir un taux d'amortissement de 6% pour le premier mode. Un FVD avec un coefficient d'amortissement c_j contribue à la viscosité modale totale par $c_j \Delta\phi_{s,j}^2$ dans le mode n .

Comme mentionné précédemment, le déplacement longitudinal discuté dans l'équation (3.6) est exprimé en fonction du déplacement inter-étage $\Delta\phi_{s,j} = \varphi_j \Delta u_{s,j}$. Ceci signifie que la contribution du FVD est plus importante dans les étages avec des valeurs de déplacement inter-étage plus grande (voir figure 3.2).

Les FVD sont installés comme le montre la figure (3.3), avec dix amortisseurs installés dans chacune des façades de la structure du cinquième jusqu'au neuvième étage.

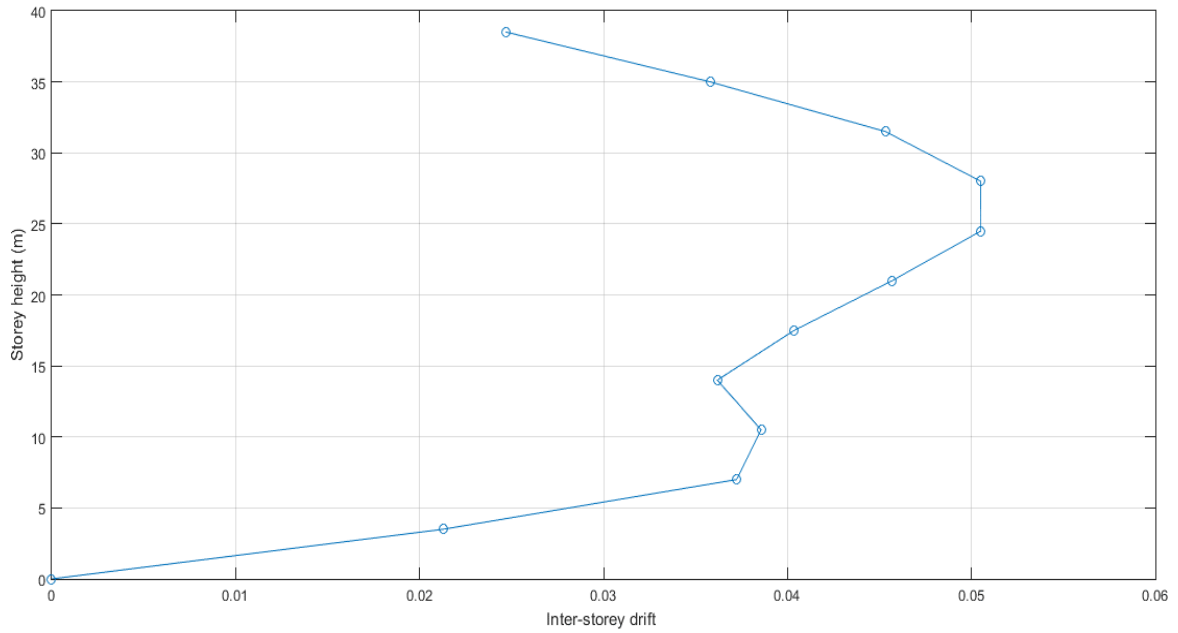


Figure 3.2. Déplacement inter-étage de la structure non contrôlée.

En considérant un scénario où tous les FVD ont la même viscosité comme une phase préliminaire du dimensionnement. Ces FVD sont installés avec une inclinaison diagonale, avec un facteur d'efficacité égale à $\varphi_j = 0.84$, chaque amortisseur contribue donc à la viscosité modale totale par une valeur de $(0.84)^2 \Delta u_{s,j}^2 c_j$.

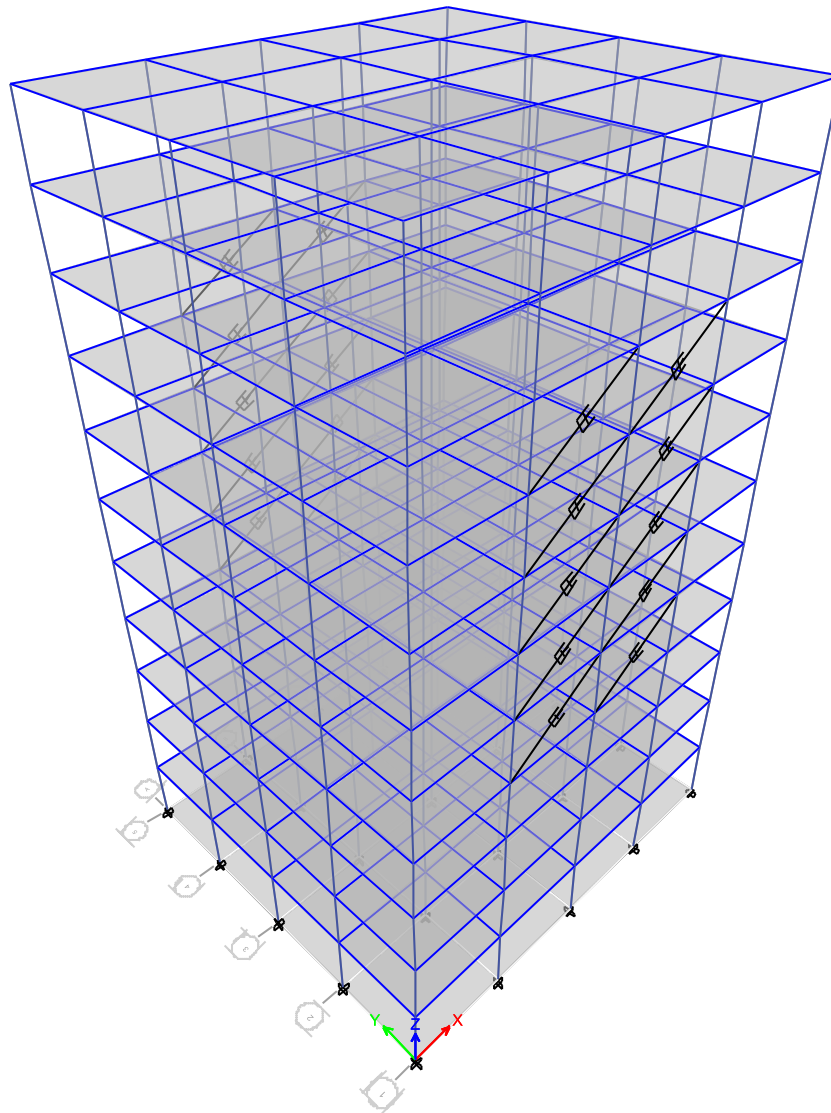


Figure 3.3. Configuration des FVD.

A cet égard, la contribution de chacun des 20 amortisseurs est calculée par :

$$c_j = \frac{C_{d_{1,1}}^*}{n_d \Delta \phi_{1,1}^2} \quad (3.14)$$

En divisant le nombre des FVD additionnels $n_d = 20$, la contribution de chaque amortisseur est de $47 \text{ kN} \cdot \text{s}/\text{m}$. Le coefficient d'amortissement linéaire est facilement déduit :

$$C_{Dj,L} = \frac{47}{0.7 \times 5.10^{-2}} = 1343 \text{ KN} \cdot \text{s}/\text{m}$$

Cette approche aide à définir une valeur initiale de la viscosité du FVD, en se basant sur des suppositions simple. Néanmoins, dans la phase finale de dimensionnement, le concepteur peut utiliser la même procédure pour ajuster la viscosité de chaque amortisseur relativement à la valeur correspondante du déplacement inter-étage.

Dans ce contexte, les FVD installés dans le septième et huitième étage ont une viscosité de $1343 \text{ KN} \cdot \text{s}/\text{m}$, et une viscosité de $1680 \text{ KN} \cdot \text{s}/\text{m}$ dans les autres étages.

Une application directe de l'équation (3.13) nous fournit un coefficient d'amortissement non-linéaire précis :

$$C_{D,NL} = C_{D,L} \frac{\sqrt{\pi}}{2} (\omega x_0)^{1-\alpha} \frac{\Gamma(\frac{3}{2} + \frac{\alpha}{2})}{\Gamma(1 + \frac{\alpha}{2})}$$

Sachant que α est l'exposant d'amortissement et x_0 est le déplacement dans le FVD, qui peut être estimé à partir de la valeur du déplacement inter-étage. Il peut aussi être imposé dans la phase initiale de dimensionnement pour assurer un certain niveau de performance (Martinez-Rodrigo and Romero 2003). Donc, le coefficient d'amortissement pour les FVD dans les étages 7 et 8 est de : $C_{D,NL} = 788 \text{ KN} (\text{s}/\text{m})^\alpha$, et une viscosité de $C_{D,NL} = 985 \text{ KN} (\text{s}/\text{m})^\alpha$ dans les étages restant

pour un exposant $\alpha = 0.3$. C'est clair qu'en fonction de l'intensité de non-linéarité le coefficient d'amortissement peu considérablement changer. La même procédure est effectuée pour le deuxième mode, ou une force plus importante est obtenue, car la fréquence naturelle est plus grande.

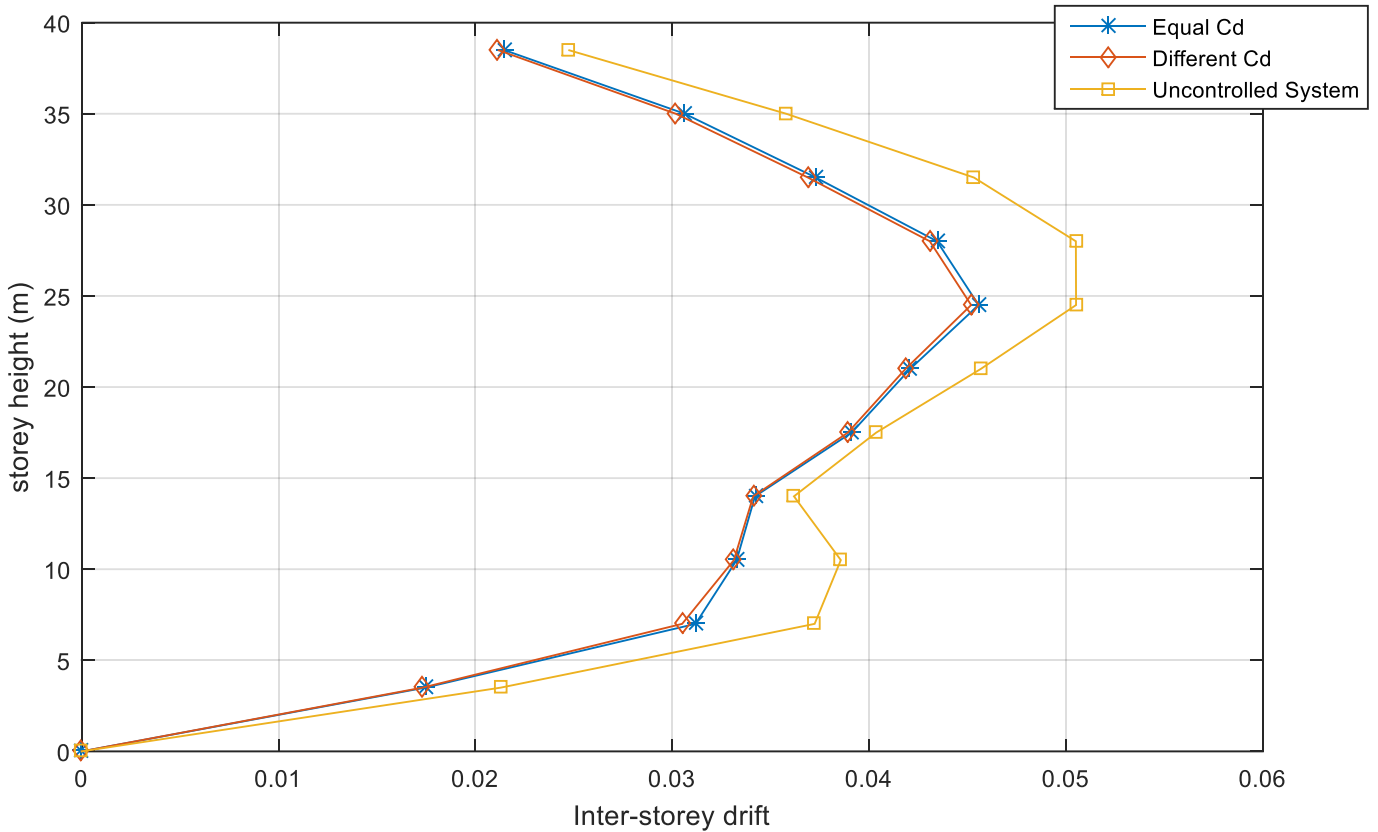


Figure 3.4. Comparaison du déplacement inter-étage pour différents α .

La figure (3.4) laisse apparaître l'amélioration du comportement structurel après l'installation des FVD. En plus, même si on constate une petite différence entre les deux cas (i) tous les FVD ont une viscosité égale, (ii) différente viscosité pour les FVD, néanmoins, cela peut être un bon indicateur parmi d'autre pour le concepteur (accélération d'étage, déplacement d'étage).

Quelque réglage final sur la viscosité des FVD aide à atteindre le comportement idéal souhaité.

Plusieurs autres considérations peuvent être discutées dans la phase de dimensionnement. Par exemple, le nombre des amortisseurs veut dire que la viscosité de chaque FVD sera plus petite, donc, une force plus petite est appliquée sur les membres structurels.

Le fait de prendre un nombre plus petit d'amortisseurs augmente la force locale. En d'autre terme, la force locale doit être comparée avec la capacité locale des éléments structuraux pour considérer un nombre d'amortisseurs satisfaisants.

3.4. Conclusion

Dans ce chapitre, une stratégie directe pour un dimensionnement préliminaire des FVD est illustrée. Utilisable comme technique de réhabilitation des structures existantes ou dans le cas des structures nouvelles, le dimensionnement de ce type de dispositif est toujours considéré comme une tâche laborieuse.

Le processus d'un choix satisfaisant du coefficient d'amortissement non-linéaire des FVD est simplifié. En se basant sur le concept d'amortissement cible, une estimation initiale pour le coefficient d'amortissement linéaire est effectué. Après ça, une approche de consommation d'énergie équivalente est adoptée pour déterminer une viscosité non-linéaire pour chaque FVD.

Cette stratégie est illustrée sur une structure en acier, où le taux d'amortissement cible est pré-imposé. Reposant sur les résultats des déplacements inter-étage, une

localisation initiale des FVD est décidée, et le coefficient d'amortissement est facilement obtenu.

Finalement, l'application de l'approche de consommation d'énergie équivalente, ce qui implique que les FVD linéaire dissipent la même quantité d'énergie que les FVD non-linéaire dans un cycle de chargement harmonique, la valeur du coefficient d'amortissement non-linéaire est donc établie.

Le peu de temps requis pour estimer le coefficient non-linéaire (vu qu'on n'a pas besoin d'utiliser une analyse non-linéaire) permet au concepteur de considérer une variété de possibilité structurelle (emplacement, inclinaison et nombre de FVD). Donc, ce processus de dimensionnement il ne résulte pas à une solution unique. Cependant, d'autres aspect, comme la résistance locale des connections, peut ajouter des contraintes afin de trouver une configuration optimale pour les FVD.

Chapitre IV

Analyse Stochastique D'un Système à 1 DDL Contrôlé par un FVD Non-Linéaire

4.1. Introduction

Ce chapitre a pour objectif d'initier des notions de base de l'analyse stochastique, qui admet que le comportement de certains éléments est aléatoire. L'analyse se résumera donc à la prédiction de la réponse d'un système linéaire déterministe équipée d'un FVD non-linéaire sous l'effet d'une excitation stochastique (charge de vent).

La relation entre le domaine temporel et fréquentiel est détaillée d'avantage, ainsi que la simplicité pour déterminer la réponse du système linéaire par l'analyse spectrale. La non-linéarité du FVD complique le processus de calcul, l'utilisation de la Technique de Linéarisation Statistique est primordiale afin de linéariser le système.

Dans cette section on développe les relations entrée-sortie (input-output) pour les systèmes à 1-DDL linéaire, et on caractérise le processus de sortie stationnaire en termes de processus d'entrée stationnaire et la fonction de transfert.

Supposant que l'entrée d'un système 1-DDL linéaire est un processus Gaussien stationnaire $p(t)$, et le processus de sortie désirée est $x(t)$ (voir figure 4.1), ou TF_1, TF_2, \dots, TF_n présentent les fonctions de transfert des systèmes 1, 2, ..., n , respectivement.

Vu la présence constante des variables aléatoire incontrôlable durant la construction des structures réelles, ces fonctions de transfert ont aussi des caractéristiques aléatoires. Généralement, dans l'analyse des vibrations, l'aspect aléatoire de ces caractéristiques est petit en comparaison avec l'aspect aléatoire de l'entrée $x(t)$, par conséquent, ces caractéristiques peuvent être négligé, dans ce cas on a : $TF_1 = TF_2 = \dots = TF_n = TF$.

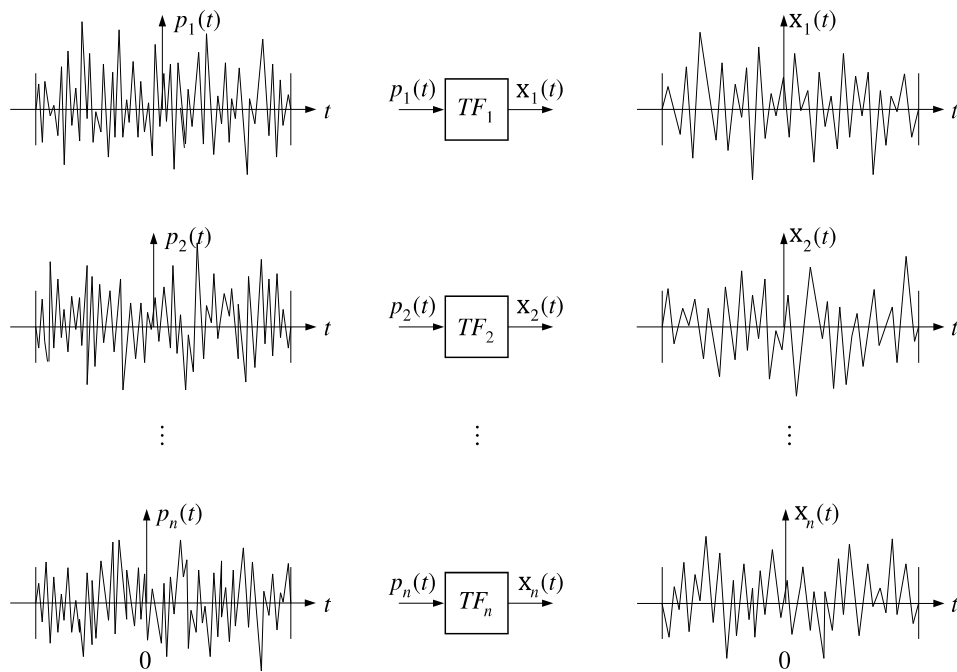


Fig.4.1 Processus d'entrée et de sortie d'un système 1 DDL

La réponse d'un système à un DDL à une excitation aléatoire $p(t)$ est déduite en considérant le chargement comme une succession de courtes impulsions (Clough & Penzien Page 87), avec l'équation de mouvement de ce système 1-DDL :

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = p(t) \quad (4.1)$$

On a vu dans le premier chapitre que chaque impulsion produit sa propre réponse différentielle, la réponse totale est obtenue avec une sommation de toutes les réponses différentielles et écrite sous forme d'intégrale de convolution :

$$x(t) = \int_0^t p(\tau)h(t - \tau)d\tau \quad (4.2)$$

La réponse impulsionnelle de ce système 1-DDL $h(t)$ est définie dans l'équation (1.25). En moyennant sur tous les échantillons (par l'opérateur d'espérance mathématique $E[.]$) on obtient la variance σ^2 et la moyenne μ_x .

$$E[x(t)] = \mu_x(t) = \int_0^t E[p(\tau)]h(t - \tau)d\tau \quad (4.3)$$

La moyenne de la réponse (sortie) est donc écrite en fonction de la moyenne de l'excitation (entrée)

$$\mu_x(t) = \int_0^t \mu_p(t)h(t - \tau)d\tau \quad (4.4)$$

De la même manière, la variance est exprimée par :

$$E[x(t_1)x(t_2)] = \int_0^{t_1} \int_{\tau_1-t_2}^{\tau_1} E[(p(\tau_1)p(\tau_2))] h(t_1 - \tau_1)h(t_2 - \tau_2)d\tau_1d\tau_2 \quad (4.5)$$

Quand l'excitation est considérée comme une excitation stationnaire, la fonction d'autocorrélation $E[(p(\tau_1)p(\tau_2))]$ sera exprimée uniquement par $\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2$ (Denoël 2005).

$$R_x(t_1, t_2) = \int_0^{t_1} \int_{\tau_1 - t_2}^{\tau_1} R_p(\Delta\tau) h(t_1 - \tau_1) h(t_2 - \tau_1 + \Delta\tau) d\Delta\tau d\tau_1 \quad (4.6)$$

4.2. Analyse Spectrale

L'application de la méthode dans le domaine temporel dans ce type de problème (système à 1-DDL sous excitation stochastique stationnaire) donne une réponse non stationnaire (Denoël 2005). Généralement, la partie de réponse intéressante d'une structure est la partie stationnaire que ce soit dans le cas d'une analyse stochastique ou déterministe.

On comprend donc, que l'analyse au domaine temporel fournit des informations trop importantes. Ce qui explique l'avantage d'utiliser l'analyse dans le domaine fréquentiel pour l'étude des structures sous l'effet de vent turbulent.

On a vu précédemment que le lien entre domaine temporel et fréquentiel réside dans la transformée de Fourier. Connaissant la réponse dans le domaine temporel (équation 1.17), on prend la transformée de Fourier membre à membre :

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} R_x(\Delta t) e^{-2j\pi f t} d\Delta t \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \left(\int_0^{t_1} \int_0^{t_1+\Delta t} h(t_1 - \tau_1) R_p(\Delta \tau) h(t_1 + \Delta t - \tau_2) d\tau_1 d\tau_2 \right) \end{aligned} \quad (4.7)$$

Selon le principe de dualité qui dit qu'une convolution dans un domaine correspond à une multiplication dans l'autre, on obtient :

$$S_x(\omega) = |H(\omega)|^2 S_f(\omega) \quad (4.8)$$

La fonction de densité spectrale de déplacement nodale $S_x(\omega)$ est obtenue à partir de la densité spectrale de l'effort appliqué $S_f(\omega)$. La fonction du moment spectral (la variance) est obtenue par intégration de la DSP de réponse :

$$\sigma_x^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} S_x(\omega) d\omega = \int_{-\infty}^{+\infty} |H(\omega)|^2 S_f(\omega) d\omega \quad (4.9)$$

Et sa dérivée :

$$\sigma_{\dot{x}}^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{\dot{x}}(f) df = \int_{-\infty}^{+\infty} \omega^2 |H(\omega)|^2 S_f(\omega) d\omega \quad (4.10)$$

Afin de mieux illustrer la méthode, un système à un degré de liberté est étudié, sous l'effet d'une DSP de Davenport (Eq.1.13). En utilisant un code Matlab les

différents étapes de cette méthode appelé Analyse Spectrale sont expliquées. La DSP de force extérieur est présenté dans la figure 4.2 :

$$S_f(\omega) = \frac{\omega \frac{2}{3} \left(\frac{L}{U}\right)^2 \sigma^2}{\left(1 + \left(\frac{\omega L}{U}\right)^2\right)^{4/3}}$$

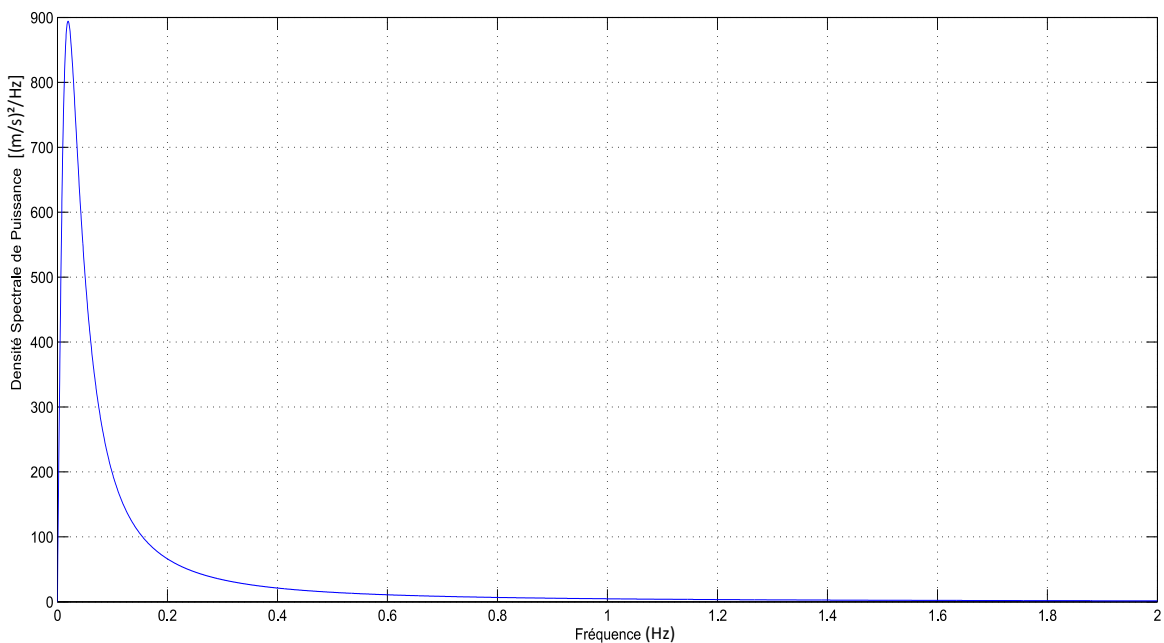


Figure.4.2. Densité spectrale de puissance de Davenport

Le principe de l'analyse spectrale est d'obtenir la réponse en multipliant la DSP de la force par une fonction de Transfert définie comme suit :

$$H(\omega) = \frac{1}{k^2} \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 2i\xi \frac{\omega}{\omega_0}} \quad (4.11)$$

Et prend la forme présentée sur la figure 4.3, ou le pic est identifié dans la fréquence propre du système.

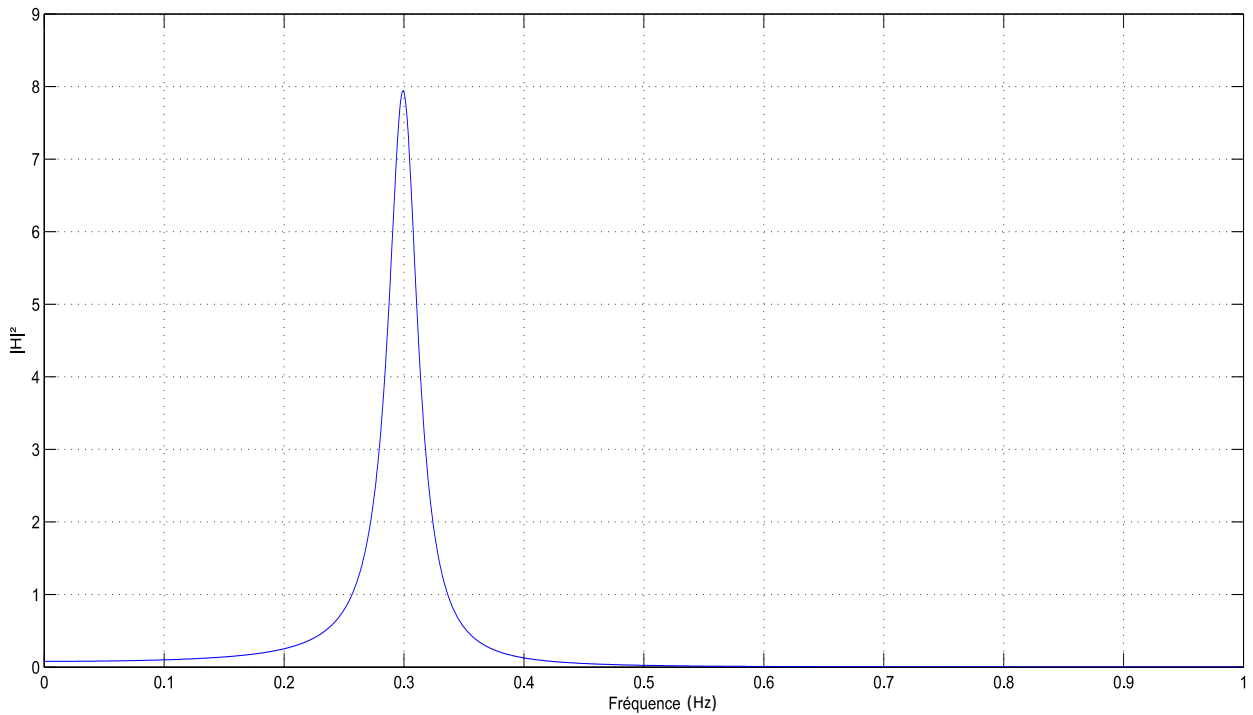


Figure.4.3. fonction de Réponse fréquentielle.

Une partie du code Matlab est donnée pour des raisons explicatives :

```

for j = 1:Nmax

n = Z(j);

Sx(j) =

n*2/3*(L/U)^2*sig.^2/((1+(n*L/U)^2)^(4/3))(1/...

(K)^2)*1/((1-(n/f)^2)^2+(2*ksi*n/f)^2);

end

plot (Z,Sy)

```

Dans cette partie de code, on voit la DSP des forces et la fonction de transfert, multipliées dans un espace de fréquence approprié, la réponse est facilement obtenue (Figure 4.3).

L'aire sous la courbe représente la variance de déplacement du système. Deux contributions importantes sont identifiées, une composante Quasi-statique (Background) et une composante résonante (Resonant), illustrées dans la figure avec deux graphes différents. Cette décomposition initialement proposée par Davenport (1961) est utilisée pour obtenir les résultats d'une manière plus rapide (la réponse de chaque composante est estimée par une constante qui dépend du DSP de force. L'intégration répétitive de la DSP de réponse est donc évitée.

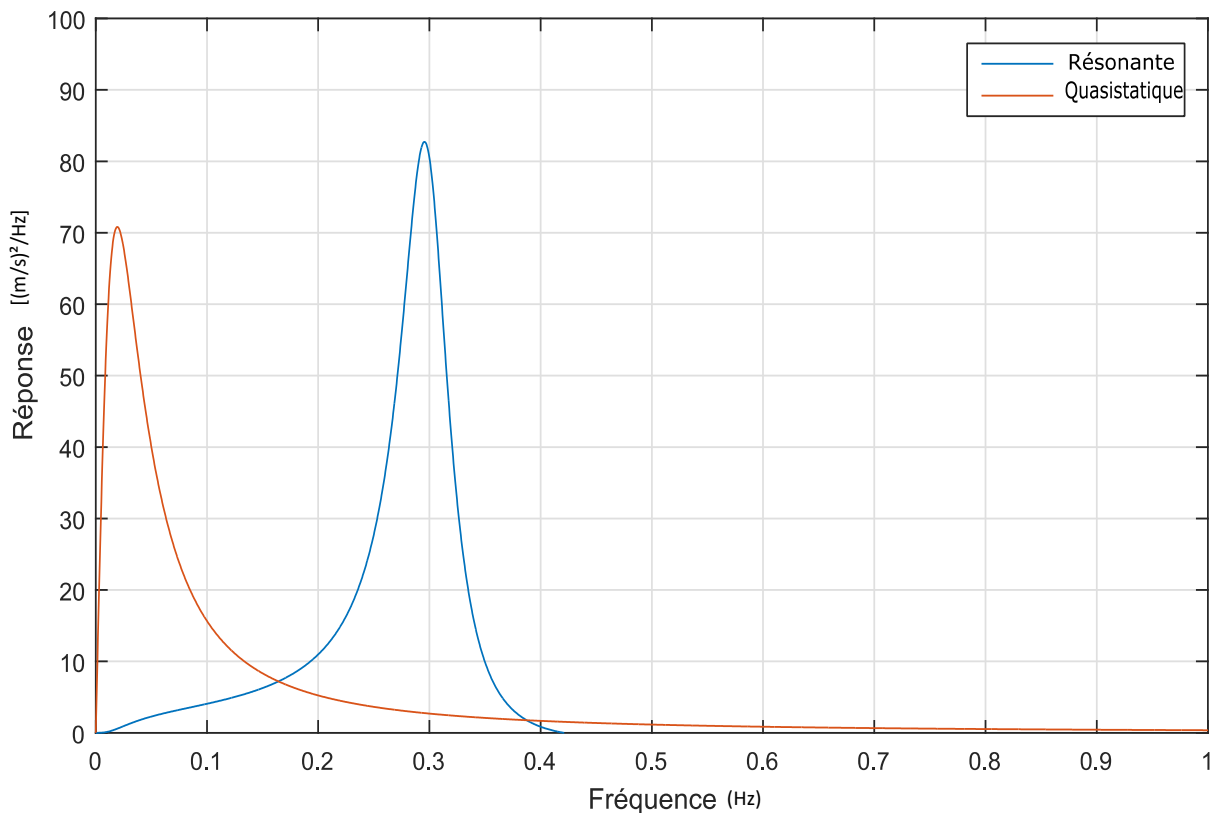


Figure 4.4. Décomposition de la réponse en deux contributions.

4.3. Simulations Monte Carlo

Afin d'obtenir des réponses précises pour un système (linéaire ou non-linéaire) excité par un processus aléatoire, il faut se référer à la simulation de Monte Carlo. La théorie derrière cette méthode assume que l'équation de mouvement stochastique peut être interprétée par un nombre infini d'équations déterministes. Pour le cas de notre travail (système déterministe et excitation stochastique), la méthode consiste à générer un échantillon de série temporelle de l'excitation, et la réponse est obtenue donc, en utilisant une méthode d'intégration numérique (méthode pas-à-pas).

La même procédure est utilisée à nouveau, ainsi que la réponse pour mettre à jour les statistiques. Évidemment, pour des résultats plus précis, un nombre plus grand d'échantillons simulés est nécessaire, ce qui probablement sera difficile, surtout dans le cas de structure à plusieurs degrés de liberté.

Toutefois, grâce à la stationnarité du vent et le principe d'ergodicité, on peut se permettre de calculer les moments spectraux en utilisant un seul échantillon de réponse (Roberts and Spanos, 2003).

4.3.1. Génération d'échantillon de vent

L'ingénieur et le chercheur tentent toujours de valider leurs résultats obtenus par l'analyse spectrale, ceci peut être réalisé par la génération de série temporelle compatible avec la DSP de l'excitation de Davenport. Cette génération peut être effectuée par les filtres autorégressives (AR et ARMA) (Li and Kareem, 1990)

ainsi que les séries de Fourier qui seront utilisé dans ce chapitre (Shinozuka 1971).

Un processus stochastique est ergodique si ces propriétés statistiques (Densité Spectrale de Puissance), peut être estimé d'un seul échantillon :

$$S_x(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{2\pi}{T} |X_i(\omega, T)|^2 \quad (4.11)$$

Ce qui permet de déterminer la fonction d'autocorrélation et la DSP en partant d'un seul échantillon. Dans les applications pratiques, l'ergodicité est adopté quand le processus est stationnaire pour estimer la moyenne et la fonction de corrélation d'une seule fonction (Roberts and Spanos, 2003).

La génération est donc effectuée en choisissant :

$$X(\omega, T) = \sqrt{\frac{T}{2\pi}} \sqrt{S_f(\omega_i)} e^{i\varphi_j} \quad (4.12)$$

Ou S_f est la DSP choisie de Davenport, et φ des déphasages pris aléatoirement entre 0 et 2π .

L'échantillon $p(t)$ est obtenu en prenant la transformée de Fourier inverse de $X(\omega, T)$. Un exemple de code pour ce type de génération est présenté :

```

Phi = 2*pi*rand(1,N/2);

for n = 0:DN:Nmax

Sx = n*2/3*(L/U)^2*sig^2/((1+(n*L/U)^2)^(4/3));

X = real (ifft(sqrt (T/(2*pi))* sqrt(Sx)*exp(i*Phi)));

end

```

Ici, *rand* est une fonction Matlab qui génère des nombre aléatoire, utilisé pour créer les déphasages aléatoire ; *ifft* est aussi une fonction Matlab qui applique la transformée de Fourier inversé. Un exemple d'échantillon de vent généré est présenté sur la figure 4.5.

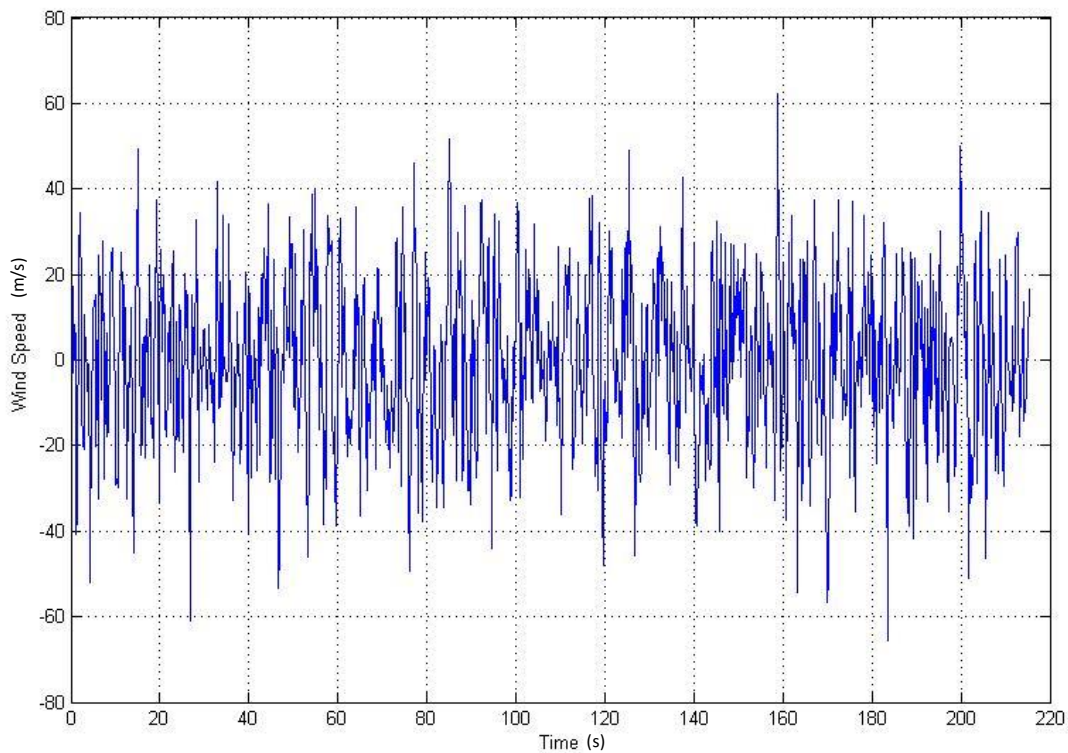


Figure.4.5. exemple d'un échantillon généré.

L'utilisation de la transformée de Fourier permet de convertir l'échantillon temporel généré en une présentation fréquentielle afin de valider la compatibilité de la série temporelle avec la DSP de départ.

En appliquant ce concept sur la réponse temporelle, on peut aussi valider les résultats obtenu par l'analyse spectrale. La figure 4.6 présente la compatibilité entre la DSP de Davenport et l'échantillon généré. Donc on prévoit une compatibilité entre la réponse obtenue par les deux méthodes.

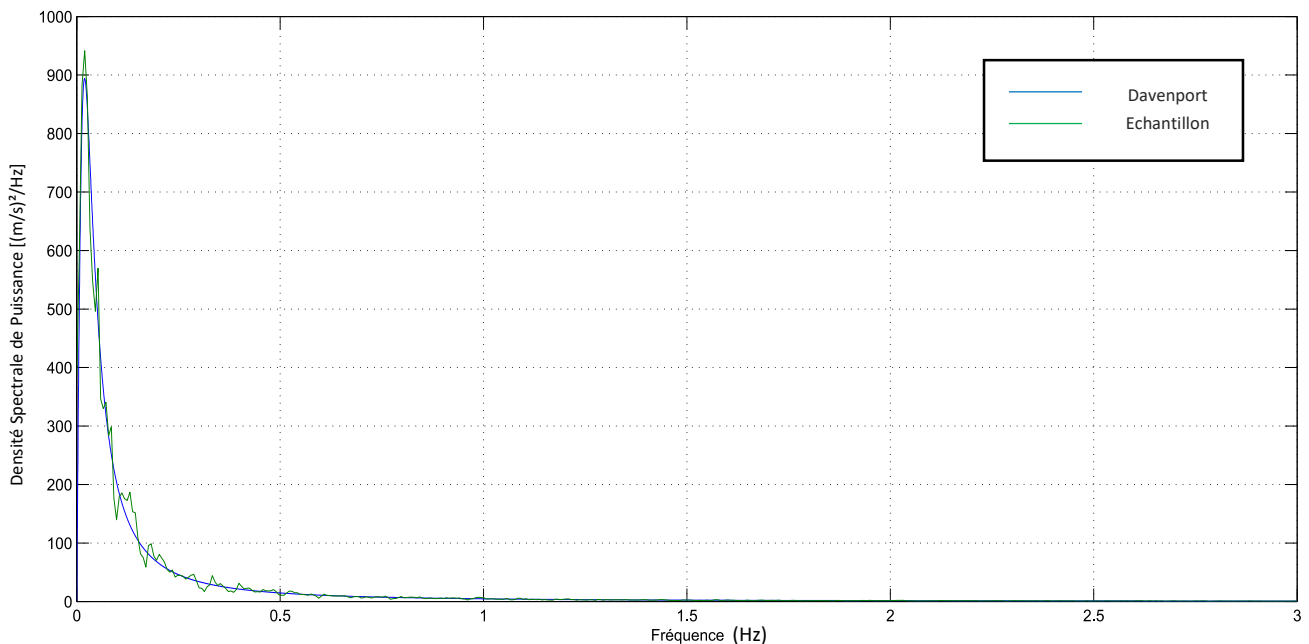


Figure 4.6. Présentation fréquentiel d'échantillon généré et la DSP.

4.4. La résolution dans le domaine temporel

Pour le cas de ce système à 1-DDL, l'échantillon généré est connu, tenter de résoudre le problème analytiquement est ardue. Dans ce cas, la résolution se fait par des méthodes numériques, qui permet d'obtenir des résultats concluants, même quand le comportement structurelle est non-linéaire.

La méthode de Newmark est une méthode explicite qui consiste à généralisé les développements en série de Taylor de la vitesse et du déplacement. En ce qui suit la méthode de Newmark non-linéaire est présentée (la résolution de l'équation linéaire est un cas particulier).

La méthode de Newmark est une méthode de résolution d'équation différentielle non-linéaire d'ordre 2. On présente ici le cas général de résolution sans s'attarder sur la procédure de résolution d'équation linéaire qui demeure un cas particulier de la méthode exposée ci-dessous (Bruls & al. 2009).

On considère une équation différentielle mise sous une forme canonique, qui est équivalent à une équation de mouvement d'un système à n -DDL.

$$M\ddot{x} = g(x, \dot{x}, t) \quad (4.13)$$

Si on considère un temps $i + 1$, l'équation qu'on doit résoudre est :

$$M\ddot{x}_{i+1} = g(x_{i+1}, \dot{x}_{i+1}, t) \quad (4.14)$$

Avec les termes x_i, \dot{x}_i et \ddot{x}_i sont connus. La méthode de Newmark consiste à résoudre le système des trois inconnues : $(x_{i+1}, \dot{x}_{i+1}$ et $\ddot{x}_{i+1})$ à l'instant $i + 1$ en considérant ces deux équations :

$$x_{i+1} = x_i + dt \dot{x}_i + dt^2(0.5 - \beta)\ddot{x}_i + dt^2\beta\ddot{x}_{i+1} \quad (4.15)$$

$$\dot{x}_{i+1} = \dot{x}_i + dt(1 - \gamma)\ddot{x}_i + dt \gamma \ddot{x}_{i+1} \quad (4.16)$$

dt est le pas de temps, les paramètres β et γ sont en fonction du schéma d'intégration. L'algorithme est explicite si la fonction g est linéaire, ce qui n'est pas le cas pour notre travail (ajout du FVD non-linéaire), donc le schéma d'intégration est non-explicite.

On se réfère alors à la méthode de Newton-Raphson pour minimiser le résidu :

$$r(x, \dot{x}, \ddot{x}, t) = M\ddot{x} - g(x, \dot{x}, t) \quad (4.17)$$

Si on part d'une solution approchée de l'équation (4.13), le résidu est linéarisé :

$$r_{lin}(x, \dot{x}, \ddot{x}, t) = r(x_a, \dot{x}_a, \ddot{x}_a, t) + M\Delta\ddot{x} + C_t\Delta\dot{x} + K\Delta x \quad (4.18)$$

Les éléments C_t est donnés par :

$$C_t = -\frac{\partial g}{\partial \dot{x}} \Big|_{(x, \dot{x})=(x_a, \dot{x}_a)} \quad (4.19)$$

Cette fonction peut être évaluée plusieurs fois dans un même pas de temps, pour atteindre la tolérance souhaitée. Cette méthode brièvement présentée peut être adoptée pour tous les cas de notre problème (un ou plusieurs degrés de liberté, et le cas linéaire ou non-linéaire).

La réponse obtenue dans les deux domaines est illustrée graphiquement dans la figure 4.7, ou on voit comme prévu une compatibilité dans la réponse.

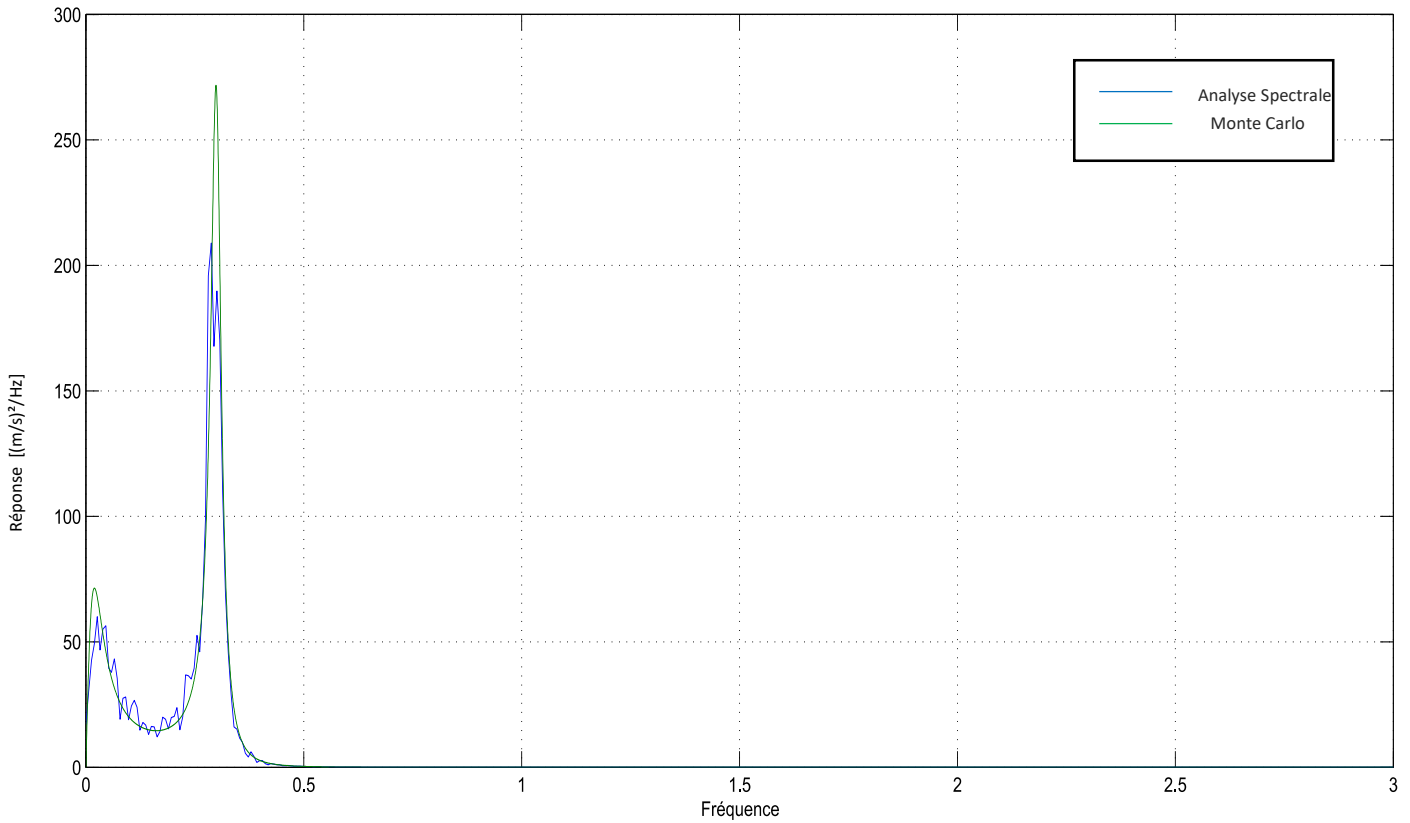


Figure 4.7. Représentation fréquentielle de la réponse obtenue par les deux méthodes.

Cette compatibilité obtenue par les deux méthodes nous permet de conclure que l'analyse spectrale est plus avantageuse, car la réponse est obtenue plus rapidement. La conclusion qui sera validée certainement quand on ajoute le FVD non-linéaire à notre système, car l'analyse temporelle nécessite l'utilisation l'algorithme de Newmark non-linéaire, et l'analyse fréquentielle exige une linéarisation stochastique.

4.5. Amortisseur à Fluide Visqueux Non-linéaire

La résolution de ce système équipé par un FVD non-linéaire nécessite l'utilisation des procédures itératives, dans les deux domaines. Une comparaison est toujours menée entre ces deux domaines. La résolution dans le domaine temporel est effectuée par la méthode de Newmark, mais l'utilisation de l'analyse spectrale dans le domaine fréquentiel nécessite une linéarisation de l'équation de mouvement en utilisant la Technique de Linéarisation Stochastique (SLT).

La linéarisation stochastique initialement proposée par Caughey (1963) pour résoudre le problème stochastique non-linéaire dans la dynamique des structures, aussi connu par la linéarisation équivalente ou linéarisation statistique.

L'idée derrière cette technique est de remplacer l'équation de mouvement non-linéaire par une équation de mouvement linéaire équivalente, dont la différence entre les deux équations est minimisée.

L'équation de mouvement décrivant ce système peut s'écrire comme suit :

$$\ddot{x}(t) + 2\zeta^{(s)}\omega_0\dot{x}(t) + 2\omega_0\eta|\dot{x}|^\alpha \text{sgn}(\dot{x}) + \omega_0^2x(t) = F(t) \quad (4.20)$$

Avec $\eta = C_D/m$, $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ est la fréquence circulaire propre. En appliquant la technique de linéarisation statistique (SLT) on remplace le système original avec un autre linéaire équivalent, (Roberts & Spanos 2003, Paola & al. 2007) :

$$\ddot{x}(t) + 2\zeta^{(e)}\omega_0\dot{x}(t) + \omega_0^2x(t) = F(t) \quad (4.21)$$

Ou $\zeta^{(e)}$ est le taux d'amortissement équivalent. Il est choisi de telle façon que l'erreur du carré moyen est minimum :

$$\varepsilon = E \left[(\eta |\dot{x}|^\alpha \text{sgn}(\dot{x}) + (\zeta^{(s)} - \zeta^{(e)}) \dot{x})^2 \right] \quad (4.22)$$

Avec $E[.]$: opérateur d'espérance mathématique, on obtient :

$$\zeta^{(e)} = \zeta^{(s)} + \eta \frac{E[|\dot{X}|^{\alpha+1}]}{E[|\dot{X}|^2]} \quad (4.23)$$

Sachant que :

$$E[|\dot{x}|^\gamma] = \frac{2}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\dot{x}}} \int_0^\infty \exp\left(-\frac{\dot{x}^2}{2\sigma_{\dot{x}}^2}\right) \dot{x}^\gamma d\dot{x} \quad (4.24)$$

L'expression d'amortissement équivalent est écrite comme suit :

$$\zeta^{(e)} = \zeta^{(s)} + \frac{\eta}{\omega} \frac{2^{1+\alpha/2} \Gamma(1 + \frac{\alpha}{2})}{\sqrt{2\pi}} \sigma_{\dot{x}}^{\alpha-1} \quad (4.25)$$

Avec $\sigma_{\dot{x}}$ l'écart type de la vitesse obtenu en intégrant la DSP de vitesse résultante. On voit que la définition du taux d'amortissement équivalent dépend de $\sigma_{\dot{x}}^2$, qui est à ce stade inconnu car il dépend implicitement de $\zeta^{(e)}$.

En partant d'une approximation initiale du $\zeta^{(e)}$ on peut évaluer $\sigma_{\dot{x}}^2$ en utilisant une procédure itérative. L'analyse spectrale est désormais utilisable, car le système est à nouveau 'linéaire'.

$$\sigma_{\dot{x}}^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} \omega^2 |H(\omega)|^2 S_f(\omega) d\omega \quad (4.26)$$

On constate sur la figure 4.8 que la linéarisation donne des résultats compatibles avec la solution exacte (obtenue par la méthode de Newmark). On peut donc utiliser la SLT pour étudier l'effet du FVD sur ce système. En prenant une valeur d'exposant α qui varie du 1 (comportement linéaire) à 0.4, la réponse diminue et le taux d'amortissement équivalent augmente jusqu'à 19% (Figure 4.9 et 4.10).

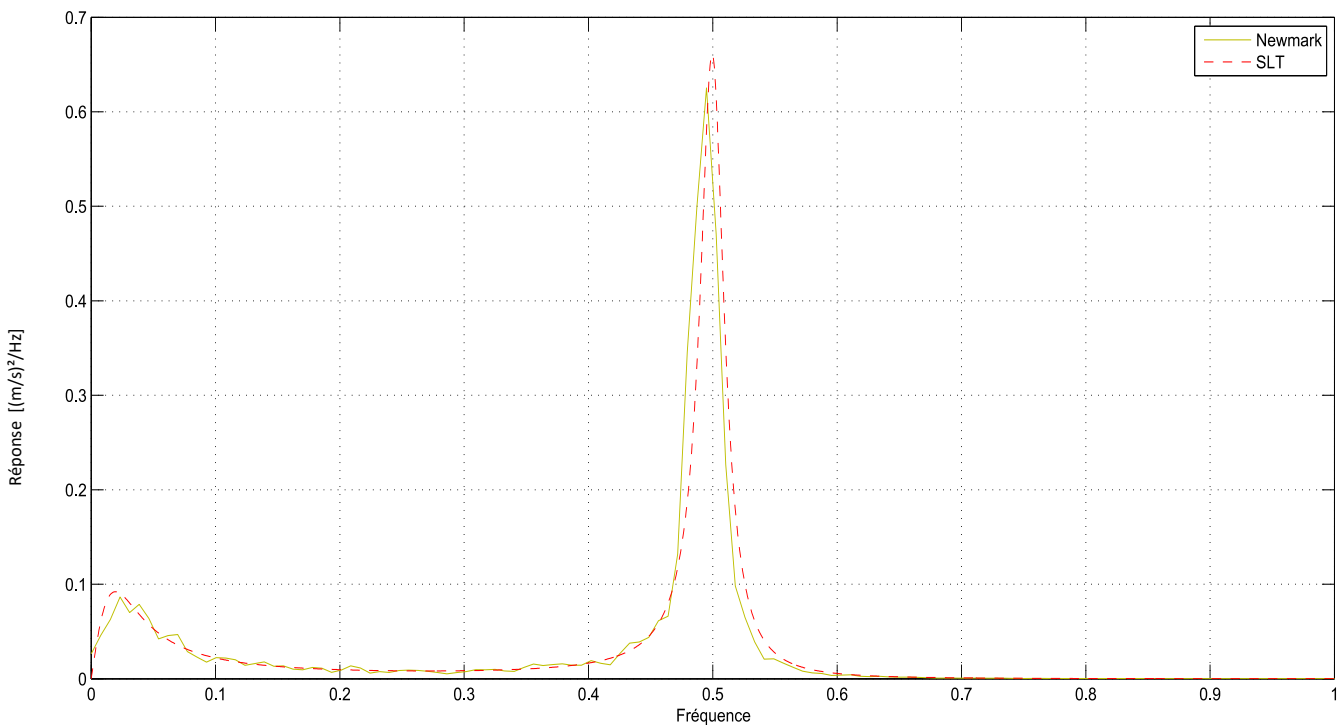


Figure 4.8. La réponse obtenue par SLT et la solution exacte

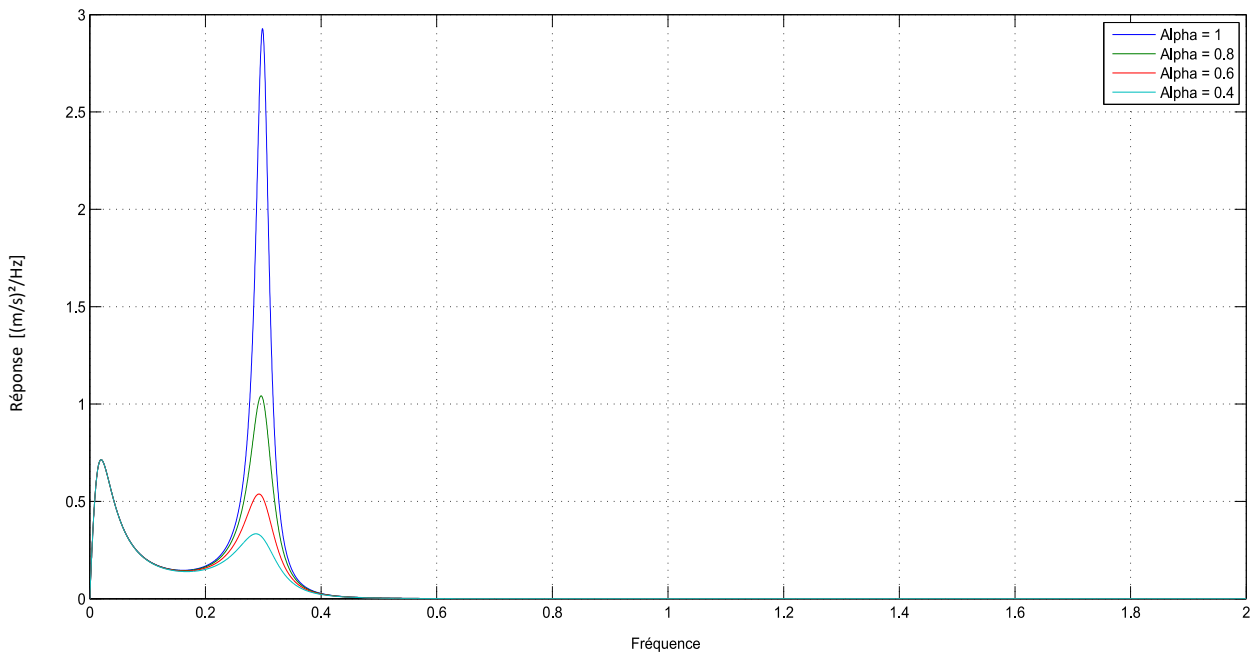


Figure 4.9. Effet de la non-linéarité du FVD sur la réponse de système.

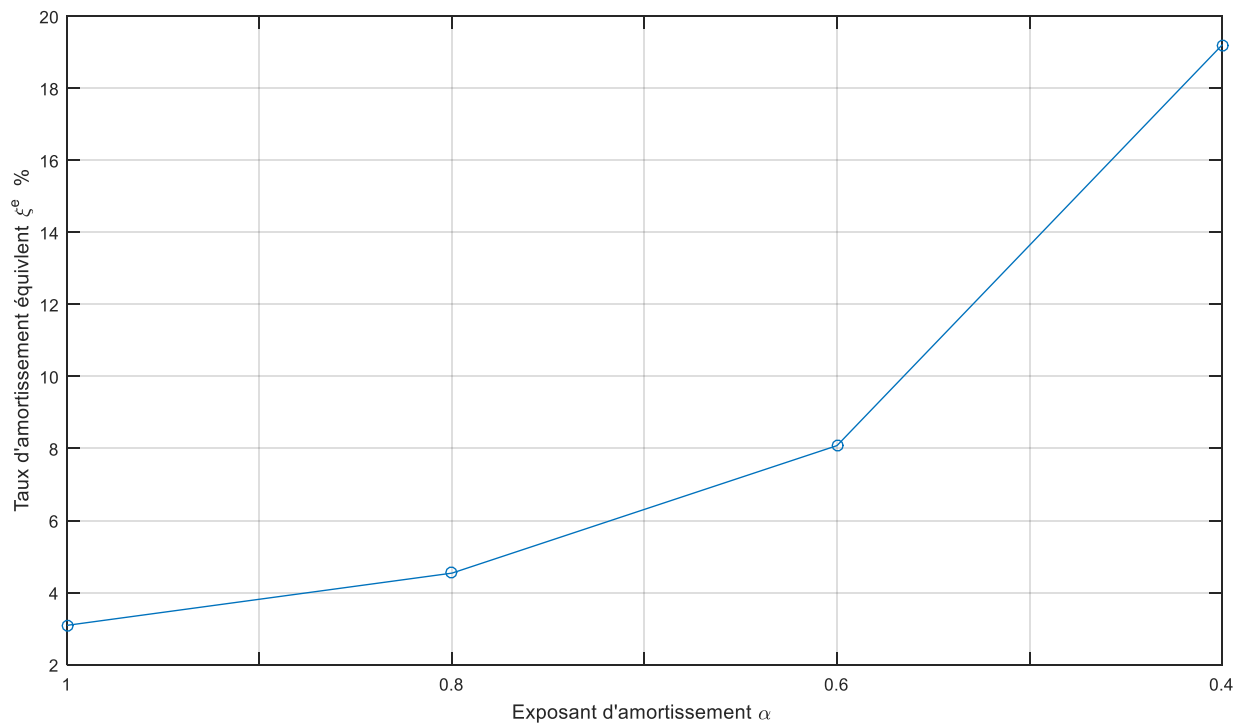


Figure 4.10. Variation de ξ^e pour différents α .

Afin d'améliorer d'avantage cette procédure, de point de vu rapidité, vu qu'on ait obligé d'intégrer la matrice de densité spectrale de vitesse à chaque itération pour obtenir la variance, une approximation pour cette dernière est proposée. Dans un esprit multi-échelle, on peut développer cette approximation.

Ayant déjà mentionné la décomposition de la réponse en deux contributions (quasi-statique et résonante) Denoël 2015 stipule que l'on peut estimer la variance de vitesse tel que :

$$\sigma_x^2 = \frac{S_f(\omega_0)\pi\omega_0^3}{8\xi^{(e)}k^2} \quad (4.27)$$

Avec $S_f(\omega_0)$ la valeur du DSP de force correspondante à la fréquence angulaire propre du système. Ceci permis donc de donner une approximation du $\zeta^{(e)}$ sans passé par le système itératif :

$$\zeta^{(e)} = \zeta^{(s)} + \frac{\eta}{\omega} \rho(\alpha) 2^{\alpha-1} \pi^{(\alpha+1)/2} \sigma_x^{\alpha-1} \quad (4.28)$$

$$\rho(\alpha) = \Gamma\left(1 + \frac{\alpha}{2}\right) \sqrt{2^{3-\alpha} \pi^{\alpha-2}} \quad (4.29)$$

Dans une phase de pré-dimensionnement, ceci présente un avantage important au concepteur, car il peut présélectionner la viscosité de l'amortisseur ajouté, afin d'atteindre la valeur d'amortissement cible équivalent. Le code implémenté pour procéder à cette analyse est présenté dans l'annexe.

4.6. Conclusion

L'analyse stochastique d'un système à un degré de liberté est présentée dans cette section. Le processus d'analyse est effectué dans un domaine fréquentiel avec la méthode spectrale, et dans le domaine temporel grâce à la simulation Monte Carlo. L'ajout d'un amortisseur FVD non-linéaire nécessite l'utilisation de technique de linéarisation stochastique dans le domaine fréquentiel afin de pouvoir continuer l'utilisation de l'analyse spectrale vu sa simplicité. Dans le domaine temporel, la méthode pas-à-pas est ajusté afin de considérer le FVD non-linéaire, les résultats de chaque méthode sont comparés et vu la précision obtenu par l'expression proposée, le même processus d'analyse est adopté pour un système à plusieurs degrés de liberté.

Chapitre V

Analyse Stochastique D'un Système à n -DDL Contrôlé par des FVD

Non-Linéaire

5.1. Introduction

Dans ce chapitre l'analyse stochastique pour structure n -DDL est présenté, commençant par la construction de la matrice de force, ou chaque élément de cette matrice est illustré (et les cohérences entre ces éléments).

La projection dans la base modale de la DSP de force nous donnera la DSP des forces généralisées, qui permet de réduire la taille de la matrice et ainsi, réduire le temps de calcul.

Pareillement au chapitre précédent, les résultats obtenus de cette analyse stochastique sont comparés avec les résultats issus de l'analyse déterministe. Cette comparaison est effectuée par le biais de la méthode de Monte Carlo.

Commençant par la génération d'histoire de vent compatible à la densité spectrale de puissance voulue. L'équation de mouvement est calculée autant de fois que le nombre d'histoire générés.

Une fois les résultats obtenus (résolution déterministe car les termes de chaque équation sont bien connus) les caractéristiques probabilistes de l'ensemble des résultats sont calculés. Il faut noter que ceci constitue une partie de la méthode Monte Carlo et son application dans la dynamique des structures.

5.2. Construction de la matrice des DSP de force

En se basant toujours sur la densité spectrale de puissance de Davenport, on peut commencer la construction de la matrice des DSP de force nodale. Rappelons-nous de la DSP de Davenport (Eq.1.13) :

$$S(\omega) = \frac{\omega \frac{2}{3} \left(\frac{L}{U}\right)^2 \sigma^2}{\left(1 + \left(\frac{\omega L}{U}\right)^2\right)^{4/3}}$$

La matrice que l'on veut construire sera de taille $(n \times n \times N_f)$, où n est le nombre de degrés de liberté de la structure étudiée, et N_f le nombre de fréquence qui définissent la DSP. Les éléments diagonaux de la matrice s'écrivent comme suit :

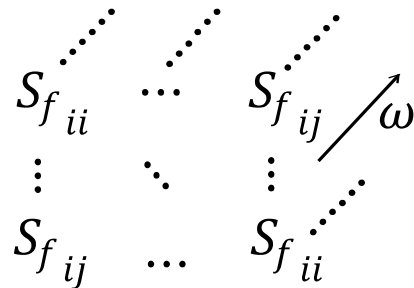
$$S_{fii}(\omega) = \frac{\omega \frac{2}{3} \left(\frac{L}{U}\right)^2 \sigma^2}{\left(1 + \left(\frac{\omega L}{U}\right)^2\right)^{4/3}} \quad (5.1)$$

S_{fii} : Éléments de la diagonale, avec ω : varie de 0 à N_f avec un pas de fréquence $d\omega = 1/T$. Et on a :

$$S_{fij}(\omega) = \sqrt{S_{fii}(\omega)S_{fjj}(\omega)} e^{-C \omega dh/2U} \quad (5.2)$$

S_{fij} : Éléments hors diagonale (DSP croisées). avec C : constante de cohérence qui varie généralement entre 10 et 16 (Kareem 1987). dh : Hauteur entre étage. Avec les indices $i = j =$ de 1 à n .

La matrice DSP des forces nodales est une « matrice de trois dimensions » peut être illustrée de la façon suivante pour mieux comprendre :



L'analyse d'un grand bâtiment avec un grand nombre de degré de libertés avec une telle matrice est compliquée, cette matrice sera énorme, sachant que (à titre d'exemple) le nombre de fréquence calculée est égal à 80000 fréquences.

On comprend rapidement l'utilité de la projection de la matrice DSP dans la base modale, et procédé au calcul dans cette base pour avoir les réponses dans chaque mode. La réponse de chaque nœud est ensuite extraite par une ré-projection en base nodale.

La DSP des forces généralisé $S_{fg}(\omega)$ est obtenue par :

$$S_{fg}(\omega) = \Phi^T S_f(\omega) \Phi \quad (5.3)$$

Avec Φ la matrice des modes propres. Si on considère un nombre s de modes propre, la matrice DSP des forces généralisés devient donc une matrice de taille $(s \times s \times N_f)$ avec $s \ll n$.

Pour de fins d'illustration, un système à trois degrés de liberté est considéré ou les deux premiers modes ont été retenus. On commence par la représentation de la DSP de forces généralisées (figure 5.1) en considérant que deux modes, dans cet exemple une comparaison entre les deux domaines est effectuée à chaque étape pour une meilleure compréhension (Les lignes lisses présentent la DSP de Davenport qui est équivalente avec la DSP de l'échantillon).

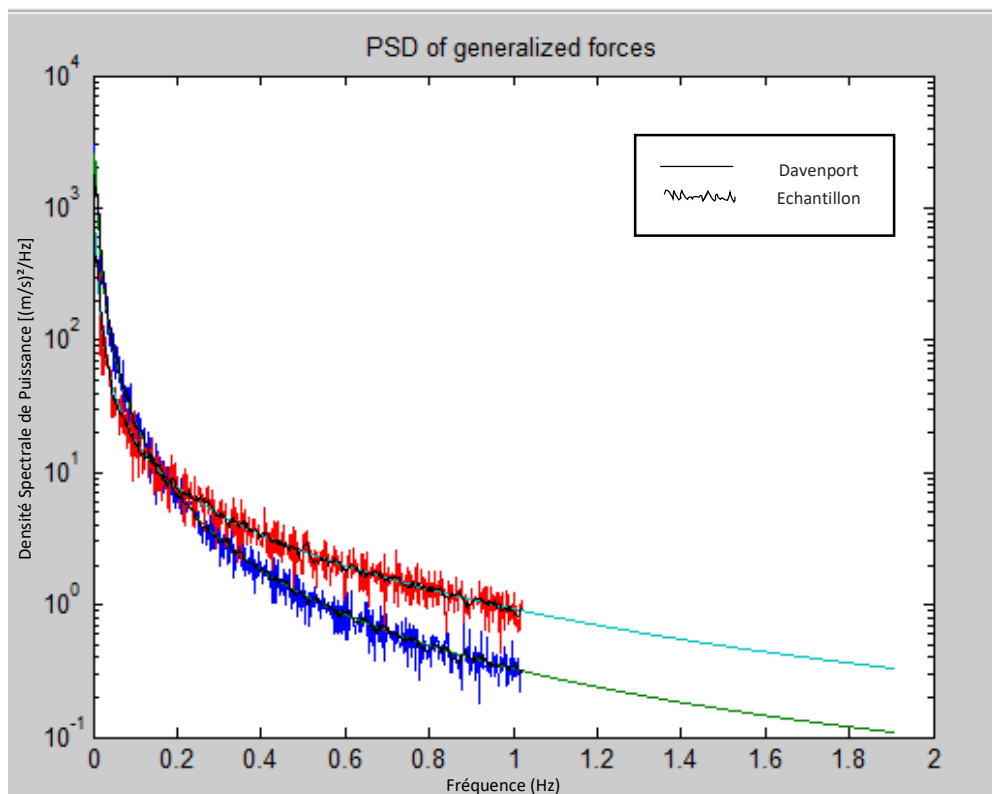


Figure 5.1. Conformité entre échantillon généré et DSP généralisée.

Le calcul des DSP de réponses modales $S_q(\omega)$ se fait par la multiplication des forces généralisé par la matrice de transfert (les notations représentent désormais des matrices):

$$S_q(\omega) = H(\omega)S_f(\omega)H(\omega)^* \quad (5.4)$$

Et la matrice de transfert qui est une matrice diagonale :

$$H_{ll}(\omega) = \frac{1}{k} \frac{1}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_l}\right)^2\right) + \left(2i\xi_l \frac{\omega}{\omega_l}\right)} \quad (6.5)$$

Avec $H(\omega)^*$ le complexe conjugué de la fonction de transfert. Et $l = 1$ à s (nombre de modes considérés).

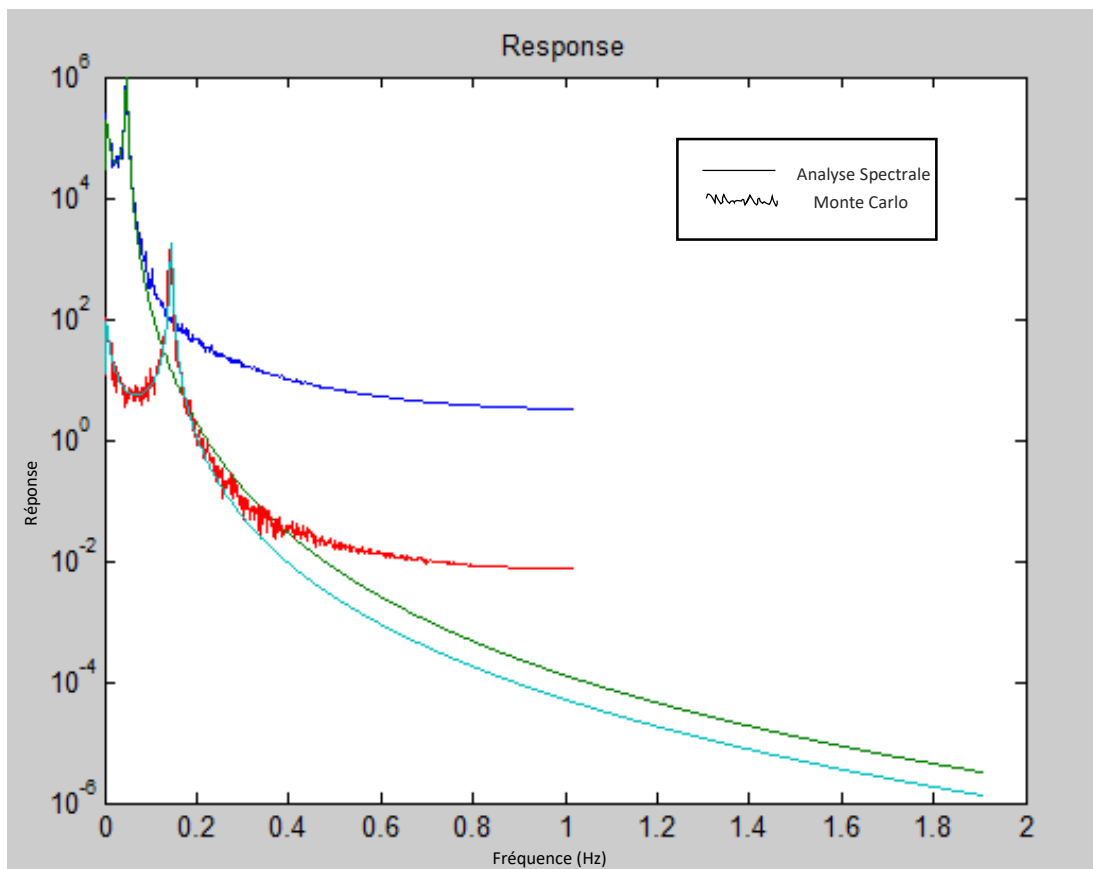


Figure 5.2. DSP des déplacements modaux

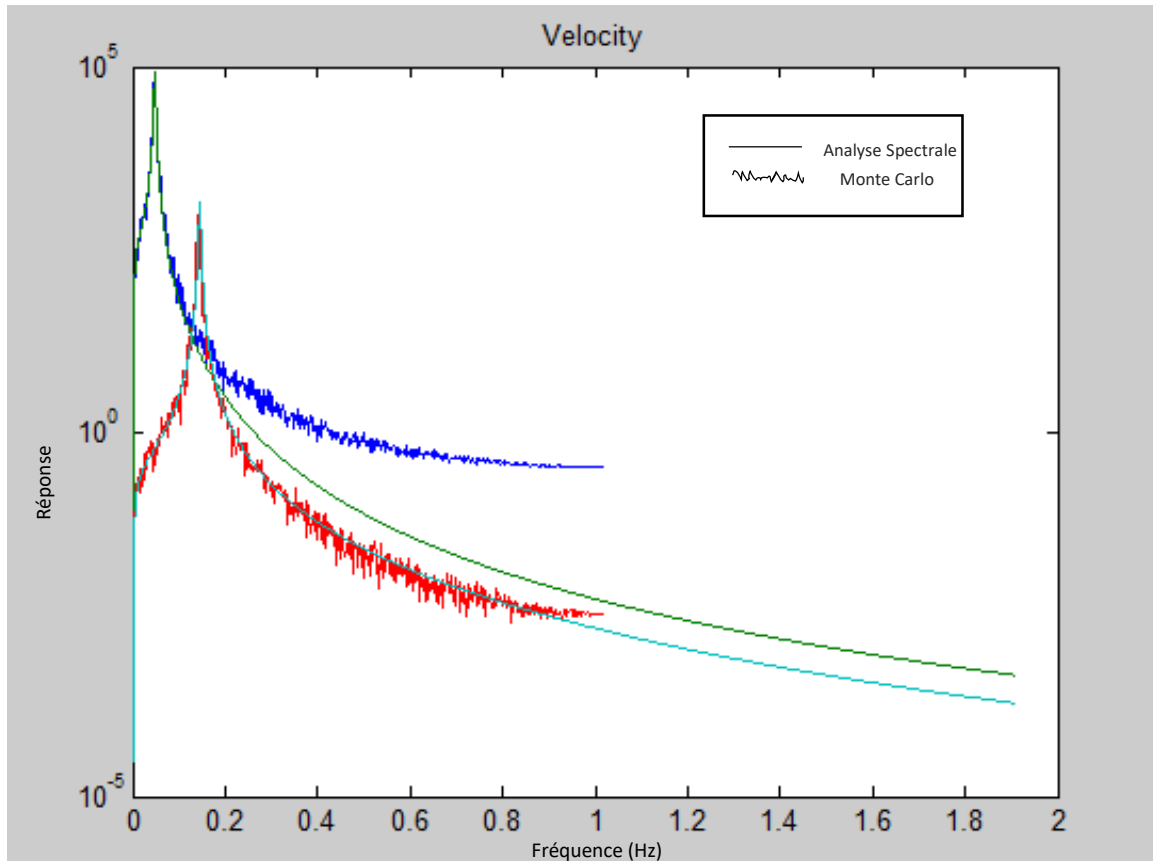


Figure 5.3. DSP des vitesses modales

5.3. Approximation de la matrice de covariance modale

La réponse des nœuds est obtenue par la projection en base nodale comme suit :

$$S_x(\omega) = \Phi S_q(\omega) \Phi' \quad (5.6)$$

Cette matrice des DSP contient un nombre trop important d'information il est donc extrêmement complexe de calculer toutes les DSP (déplacements, contraintes, réactions...etc.). On se contente généralement par le calcul des moments spectraux.

Le calcul de ces moments passe par l'intégration des DSP pour un nombre important de fréquence de calcul. La matrice de covariance est exprimée par :

$$\Sigma_x = \int_{-\infty}^{+\infty} S_x(\omega) d\omega \quad (5.7)$$

On peut bien évidemment effectuer le changement de base après le calcul de la matrice de covariance :

$$\Sigma_x = \Phi \Sigma_q \Phi'$$

L'une des solutions est d'estimer les matrices de covariances modales (sans passé par l'intégration de la densité spectrale), en remplaçant la DSP croisée de forces généralisées par un bruit blanc équivalent S_{wn} et en décomposant le produit de la fonction de transfert (Denoël 2009).

La matrice de covariance modale est exprimée par la somme de la contribution résonante R_{mn} et quasi-statique B_{mn} :

$$\Sigma_q = B_{mn} + R_{mn} \quad (5.8)$$

La contribution quasi-statique :

$$B_{mn} = \frac{S_{mn}^F}{K_{mm}^* K_{nn}^*} \quad (5.9)$$

Et la contribution résonante :

$$R_{mn} = \frac{\pi \sqrt{\omega_n \omega_m} S_{wn}}{2\sqrt{\xi_n \xi_m} K_{mm}^* K_{nn}^*} \phi(\omega_m, \omega_n, \xi_m, \xi_n) \quad (5.10)$$

Les indices m et $n = 1$ à s (nombre de modes considérés). L'expression de bruit blanc est écrite par :

$$S_{wn} = \overline{\Gamma_{mn}}(\omega_m) S_{mm}^F S_{nn}^F(\omega_n) \quad (5.11)$$

Où $\overline{\Gamma_{mn}}$ La fonction de cohérence des forces généralisées. Et ϕ est un séparateur de fréquences propres, définie comme suit :

$$\begin{aligned} \phi(\omega_m, \omega_n, \xi_m, \xi_n) \\ = \frac{8(\omega_m \omega_n)^{3/2} (\xi_m \omega_m + \xi_n \omega_n) \sqrt{\xi_m \xi_n}}{(\omega_m^2 - \omega_n^2)^2 + 4\omega_m \omega_n (\xi_m \omega_m + \xi_n \omega_n) (\xi_m \omega_n + \xi_n \omega_m)} \end{aligned} \quad (5.12)$$

Ceci établi, on constate que l'on peut obtenir la covariance de réponse de trois méthodes différentes :

- a) Méthode temporelle, en utilisant l'algorithme de Newmark pour obtenir les réponses.
- b) Méthode fréquentielle, en intégrant la DSP de réponses modales
- c) Approximation par décomposition en B_{mn} et R_{mn} .

Dans le tableau 5.1 on compare les valeurs de variances (éléments diagonaux de la matrice de covariance) issue de ces trois méthodes.

	$\Sigma_q(1,1)$	$\Sigma_q(2,2)$
Intégration de DSP	0.060	0.12
Monte Carlo	0.061	0.14
Approximation B et R	0.058	0.11

Tableau 5.1. Comparaison de la covariance entre différentes méthodes.

Cette approximation offre la rapidité dans l'estimation de la covariance des vitesses modales, et qui est plus pratique dans l'étape suivante qui se concentre sur l'ajout des amortisseurs non-linéaire dans la structure n -DDL, car on n'est pas obligé de calculer la DSP de réponse ni de l'intégrer.

5.4. Amortisseurs à fluide visqueux non-linéaires

L'équation de mouvement d'une structure a n -DDL équipée d'amortisseurs FVD non-linéaires peut être écrite comme suit :

$$M\ddot{x} + C_s\dot{x} + F_D(\dot{x}) + Kx = P(t) \quad (5.13)$$

Le concept d'analyse de ce type de problème ressemble en générale au problème rencontré pour un système à 1-DDL. Ou une linéarisation stochastique SLT est obligatoire, afin d'étendre l'utilisation de l'analyse spectrale.

La technique de linéarisation stochastique aide à remplacer l'équation (5.13) par une autre équation linéaire équivalente, on écrit alors :

$$M\ddot{x}(t) + C_e\dot{x}(t) + Kx(t) = P(t) \quad (5.14)$$

Vu que notre problème non-linéaire réside dans l'amortissement, on doit détailler d'avantage l'écriture de la force des FVD (la possibilité d'ajouter plusieurs FVD).

La force totale induite par les amortisseurs représente la somme de force de chaque amortisseur id :

$$f_D = \sum_{id=1}^{n_D} f_{D,id} \quad (5.15)$$

Et :

$$f_{D,id} = L_{id} f_{D,id}^{loc} \quad (5.16)$$

Avec L_{id} une matrice de localisation de taille $n \times 2$ (les deux nœuds auquel le FVD est connecté), la force dans l'amortisseur id est donc exprimée par :

$$f_{D,i}^{loc} = \begin{pmatrix} +F_D \\ -F_D \end{pmatrix} = C_D \dot{x}_{rel,id}^{\alpha_{id}} \begin{pmatrix} +1 \\ -1 \end{pmatrix} \quad (5.17)$$

Ou C_D est la viscosité de l'amortisseur, et α représente l'exposant d'amortissement (qui contrôle l'intensité de non-linéarité de chaque FVD id). $\dot{x}_{rel,id}$ est la vitesse nodale relative entre les deux extrémités de l'amortisseur.

5.4.1. Technique de linéarisation stochastique

La matrice d'amortissement équivalente dans l'équation (5.14) est obtenue en minimisant une fonction d'erreur ϵ (Roberts & Spanos 2003),

$$E[\epsilon^T \epsilon] = E[(C_e \dot{x} - F_D \dot{x})^T (C_e \dot{x} - F_D \dot{x})] = \text{minimum} \quad (5.18)$$

Parce que la covariance entre le déplacement et la vitesse est égale à zéro dans les paramètres stationnaires (Canor & al. 2014), la matrice d'amortissement équivalente est donnée par :

$$C_e = \Sigma_{\dot{x}}^{-1} E[\dot{x} F_d(\dot{x})^T] \quad (5.19)$$

C_e est exprimé en fonction de Σ_x et $\Sigma_{\dot{x}}$ (matrices des covariances)

$$C_e = \mathcal{C}(\Sigma_x, \Sigma_{\dot{x}}) \quad (5.20)$$

Avec \mathcal{C} un opérateur qui représente la non-linéarité dans l'amortisseur, et relie l'amortissement équivalent avec la covariance des vitesses.

Les équations (5.7) et (5.20) constituent un ensemble d'équation algébrique non-linéaire, qui doit être résolue pour Σ_x et $\Sigma_{\dot{x}}$.

Une approche d'itération classique pour la solution de cet ensemble, consiste à initialiser la matrice inconnue C_e à zéro, on aura donc à résoudre le système linéaire, et en adoptant le schéma d'itération du Point-Fixe, la matrice C_e pourra être évalué.

Dans les problèmes à grand échelle, cet algorithme traditionnel et facile à implémenté mais il nécessite la construction et intégration des matrices complètes à chaque itération. A ce stade, on comprend mieux l'utilité de projeter ce type de problème dans la base modale en prenant $s \ll n$, ainsi que l'avantage donné par l'approximation proposée pour l'obtention des matrices de covariances (équation 5.10).

D'abord, une formulation qui définit la matrice d'amortissement équivalente est présentée.

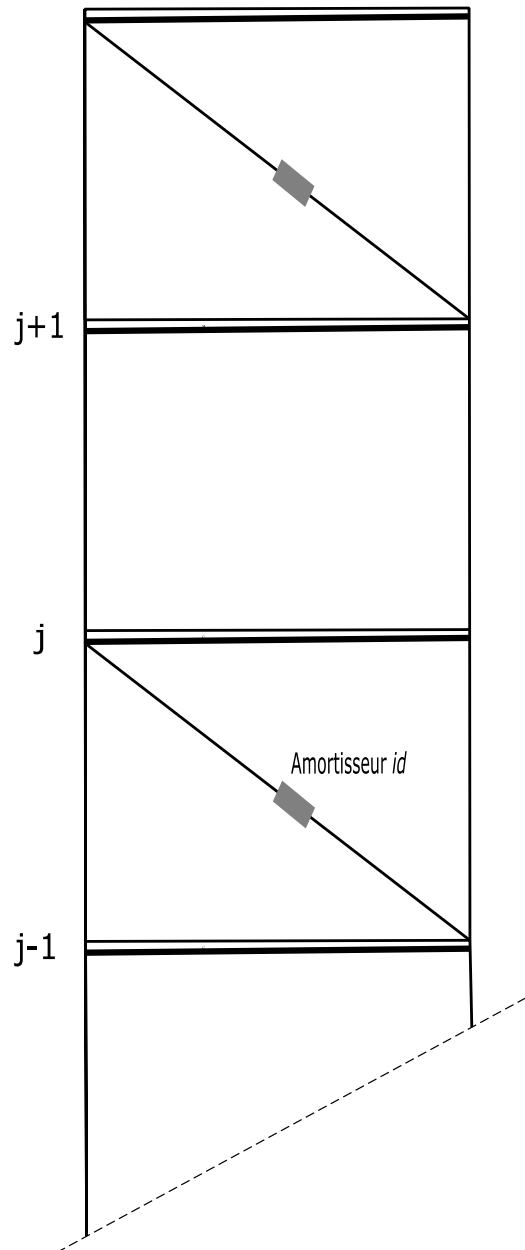


Figure 5.4. Convention adoptée pour évaluer C_e .

Une certaine convention doit être établie pour évaluer la matrice d'amortissement équivalente. Depuis la figure 5.4 un amortisseur id est connecté aux deux nœuds j et $j - 1$. Autrement dit, l'amortisseur id contribue à la matrice d'amortissement équivalente dans ces deux endroits par :

$$C_D^{j,j} = C_D^{j-1,j-1} = C_{D,id} \alpha_{id} E \left[|\dot{x}_{rel,id}|^{\alpha_{id}-1} \right] \quad (5.21)$$

$$C_D^{j,j-1} = C_D^{j-1,j} = -C_{D,id} \alpha_{id} E \left[|\dot{x}_{rel,id}|^{\alpha_{id}-1} \right] \quad (5.22)$$

En combinant ces deux expressions, on constitue la contribution locale de l'amortisseur :

$$\bar{C}_D^{loc,id} = C_{D,id} \alpha_{id} E \left[|\dot{x}_{rel,id}|^{\alpha_{id}-1} \right] \begin{pmatrix} +1 & -1 \\ -1 & +1 \end{pmatrix} \quad (5.23)$$

Avec $E[.]$ l'opérateur d'espérance mathématique définie dans l'équation (4.24) la covariance des vitesses relatives s'écrit par :

$$\dot{x}_{rel} = e^T \Phi \Sigma_{\dot{q}ij} \Phi^T e = \Delta \varphi \Sigma_{\dot{q}ij} \Delta \varphi^T \quad (5.24)$$

Ou e est un vecteur d'extraction d'amortisseur id , pour calculer la vitesse nodale relative. Par conséquent, la matrice d'amortissement équivalente est obtenue par :

$$C^e = C_s + C_{D,id} \alpha_{id} E \left[|\dot{x}_{rel,id}|^{\alpha_{id}-1} \right] L_{id} \begin{pmatrix} +1 & -1 \\ -1 & +1 \end{pmatrix} L_{id}^T \quad (5.25)$$

Cette matrice est évaluée à chaque itération, jusqu'à ce que la convergence soit atteinte. La SLT offre donc la possibilité de continuer l'utilisation de l'analyse spectrale dans ce type de problème. Le problème à résoudre est écrit sous forme canonique comme suit :

$$\Sigma_{\dot{x}} = \mathcal{F}(\Sigma_x, \Sigma_{\dot{x}}) \quad (5.26)$$

L'opérateur \mathcal{F} représente la construction et l'intégration complète de la DSP des réponses (5.7), ou l'évaluation de la matrice équivalente est une inconnue implicite.

Connaissant la lente convergence de l'algorithme de point-fixe, et sa sensibilité au Jacobienne de l'opérateur \mathcal{C} , on adopte dans ce cas, un algorithme de Newton-Raphson, qui malgré sa complexité offre une convergence plus rapide.

La méthode de Newton consiste à trouver une nouvelle itérée de la matrice de covariance des vitesses modales, en partant d'une estimation initiale. Pour ce faire, les éléments de la matrice de covariances modales sont rassemblés dans un vecteur u , contenant $\frac{s(s+1)}{2}$ éléments pour simplifier le calcul. La nouvelle itérée est obtenue par :

$$u^k = u^{k-1} - T(u^{k-1})^{-T} R(u^{k-1}) \quad (5.27)$$

Avec R la forme résiduelle de l'équation (5.26) exprimée par :

$$R(u) = u - \mathcal{F}(u) \quad (5.28)$$

La matrice Jacobienne $T(u)$ est calculée en utilisant la méthode de différence finie, ou chaque élément du vecteur u est perturbé et la matrice d'amortissement équivalente est évaluée dans chaque itération.

5.5. Illustration

Dans cette section, une structure équipée de plusieurs FVD non-linéaires est étudiée dans les deux domaines, temporelle (solution exacte avec un algorithme de Newmark non-linéaire) et fréquentielle (analyse spectrale avec SLT), les résultats obtenus seront comparés afin de vérifier l'efficacité de la méthode proposée.

Les caractéristiques du système a étudié sont présentés dans le tableau 5.2, on rappelle que l'objectif de cet exemple ne concerne pas le dimensionnement de ce système mais l'illustration de la méthode proposée.

Niveau	Masse ($kgf/cm.s^2$)	rigidité (kgf/cm)
1	81.549	49032
2	81.549	43425
3	81.549	35433
4	81.549	24913
5	81.549	11213

Tableau 5.2 caractéristiques structurales.

Les propriétés modales de la structure sont présentées dans le tableau 5.3.

Mode	Fréquence (Hz)	Taux d'amortissement ξ
1	0.955	1.2%
2	2.196	2.4%
3	3.567	3.8%

Tableau 5.3. Les propriétés modales de la structure.

On adopte pour l'analyse de ce système la densité spectrale de puissance de Davenport, les échantillons générés pour chaque niveau (figure 5.6) sont compatibles avec la DSP cible (figure 5.5).

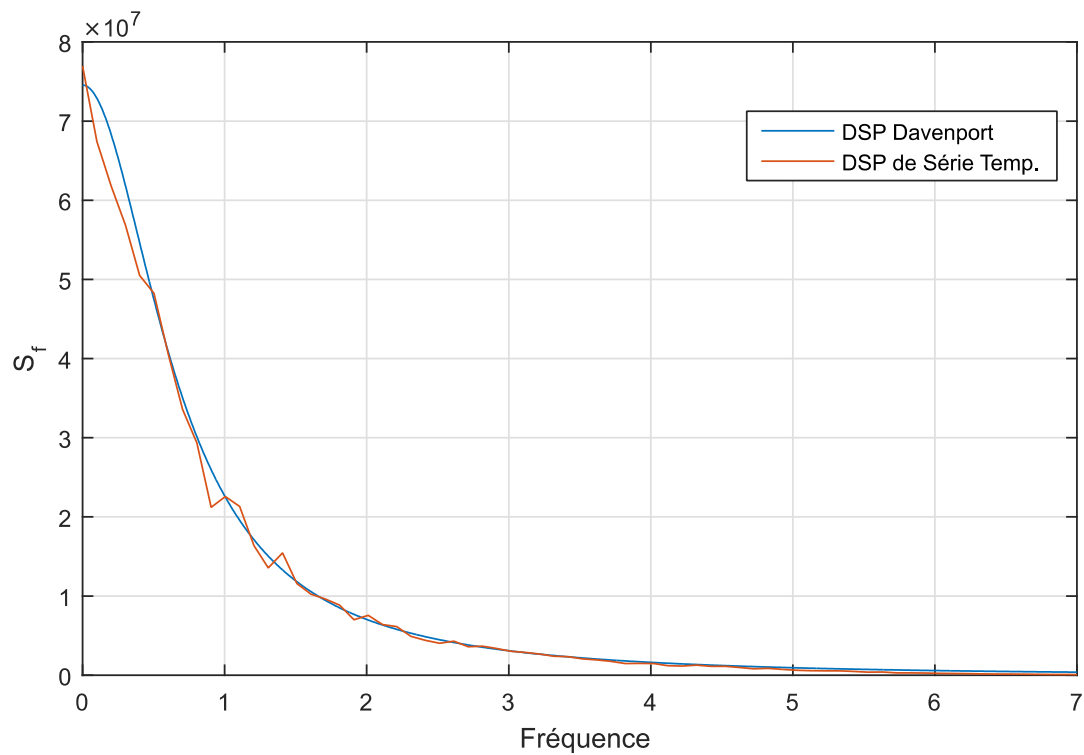


Figure 5.5. Série temporelle compatible avec la DSP des forces nodales.

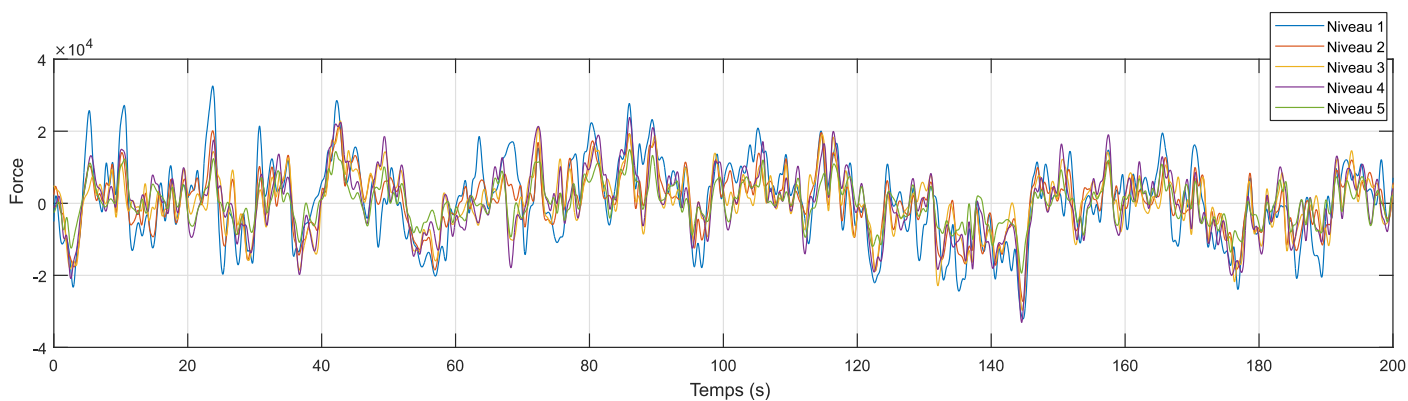


Figure 5.6. Séries temporelles générées pour chaque niveau.

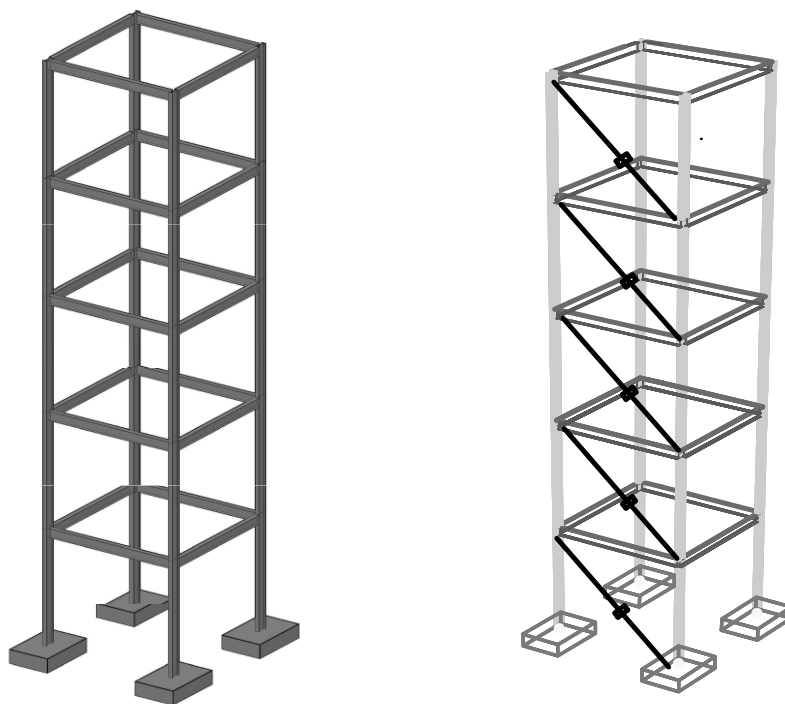


Figure 5.7. Schéma de la structure étudiée.

La structure étudiée est équipée de cinq FVD de différente viscosité, ce qui illustre l'originalité de cette formulation. Les viscosités varient de $C_D = 100 \text{ kN} \cdot \text{s}/\text{m}$ à $C_D = 200 \text{ kN} \cdot \text{s}/\text{m}$. L'exposant d'amortissement (l'intensité non-linéaire) est diminué

jusqu'à $\alpha = 0.6$, afin de tester les limitations de cette méthode. Les réponses obtenues sont présentés dans la figure (5.8 et 5.9).

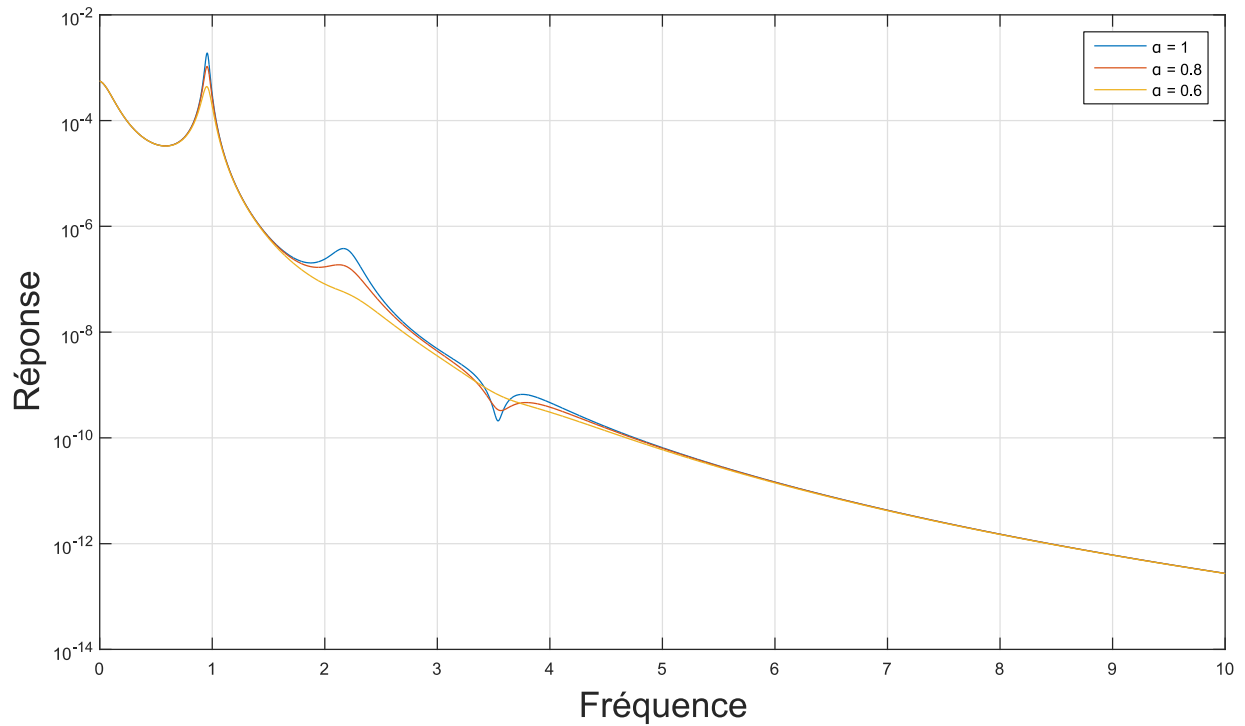


Figure 5.8. Réponse obtenue par l'analyse spectrale (SLT)

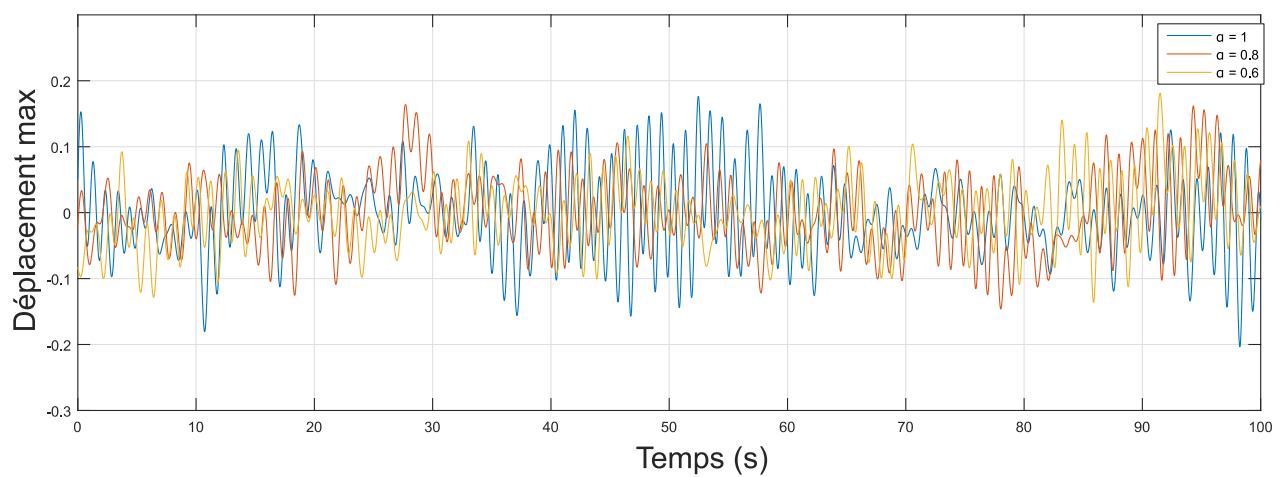


Figure 5.9. Réponse obtenue par Newmark non-linéaire.

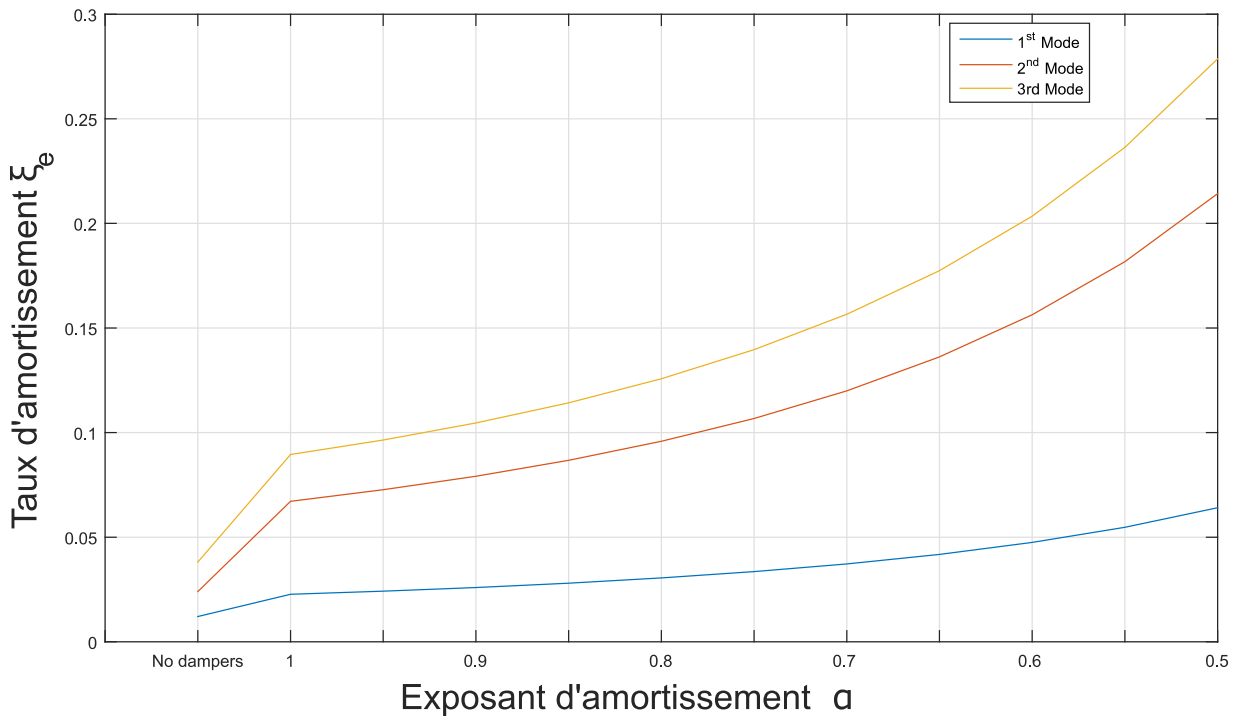


Figure 5.10. Taux d'amortissement modal ξ^e .

On voit dans les figures 5.8 à 5.10, l'effet de l'exposant d'amortissement α . En ce qui suit, une comparaison des résultats obtenu de différentes méthodes, en prenant une réponse de référence obtenu par Monte Carlo qui représente la solution exacte du système.

On utilise la méthode de point fixe pour l'intégration de la DSP de réponse et l'approximation proposée dans l'équation (5.10). De plus, l'algorithme de Newton-Raphson est utilisé pour définir la matrice de covariance. La figure 5.11 représente la convergence de ces méthodes.

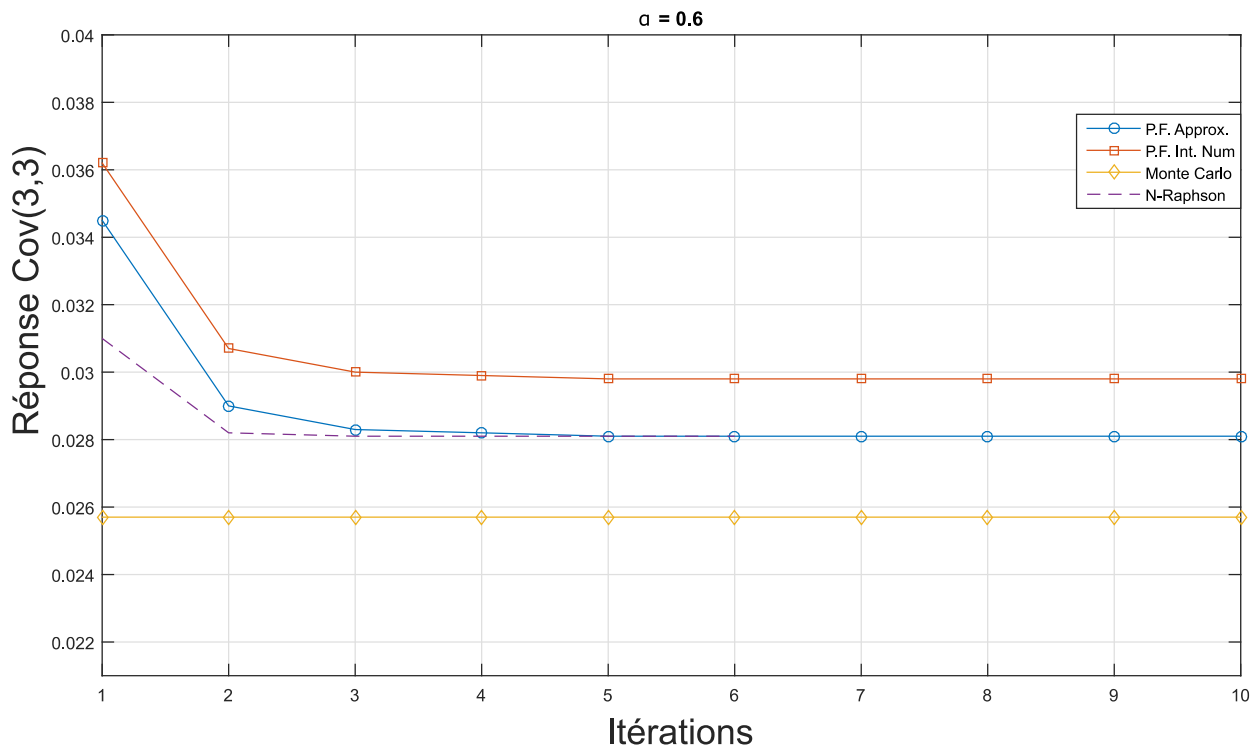


Figure 5.11. La convergence pour $\alpha = 0.6$.

On observe que la résolution par approximation avec le point-fixe donne des résultats plus précis que pour l'intégration numérique de la densité spectrale de puissance. Cependant, une convergence plus rapide est obtenue avec la méthode de Newton-Raphson.

Le temps de calcul dépensé pour l'intégration de la DSP pour le cas de $\alpha = 0.6$, est de 47 secondes, par contre, l'utilisation de l'approximation avec Newton-Raphson n'a pris que 8 secondes. Ce qui donne un grand avantage surtout pour les grandes structures et aide le concepteur à choisir les paramètres d'amortissement d'une façon plus rapide, en se reposant sur des résultats précis et validés.

5.6. Conclusion

Le choix de paramètre d'amortissement a toujours été une tâche compliquée. En partant toujours par des valeurs arbitraires (le premier essai), le comportement structurel résultant est observé et comparé avec le comportement souhaité (un déplacement maximal, accélération d'étage indésirable...etc.).

Le concepteur est donc obligé à refaire l'analyse de structure plusieurs fois, cette étape de conception est chronophage, surtout si on opte pour une analyse plus complète (le cas de ce travail qui adopte l'analyse stochastique).

La méthode proposée dans ce manuscrit, rend cette tâche plus abordable, car l'estimation de la réponse est rapidement obtenue, ce qui offre la possibilité de refaire l'analyse tant de fois souhaité afin d'ajuster les paramètres d'amortissement de ces amortisseurs à fluide visqueux.

Conclusion Générale

L'un des principaux défis de nos jours, concerne les développements de nouvelles technologies pour mieux protéger les structures et assurer un certain niveau de confort pour ses occupants contre la turbulence du vent. Pour atteindre cet objectif plusieurs systèmes de contrôle passif innovants ont été ou sont en cours de développement afin d'améliorer la réponse dynamique des structures face un événement aléatoire.

L'objectif principal de ce travail consiste à mettre en évidence les effets des caractéristiques non linéaires des amortisseurs à fluide visqueux sur l'analyse des structures linéaires déterministes.

Pour atteindre cet objectif, le manuscrit débute par une exposition de quelques notions et rappelles sur l'analyse dynamique des structures, en commençant par l'analyse modale qui est une étape primordiale dans le procédé d'analyse. Car quel que soit la méthode adoptée (déterministe ou probabiliste), la projection modale facilite la suite des calculs.

La résolution du problème peut se faire dans un domaine fréquentiel, qui est bien adapté pour les excitations éolienne, cependant, une résolution dans le domaine temporel permet de surveiller et valider le procédé d'analyse étape par étape.

Des généralités sur le vent et sa caractérisation sont présenté. Une introduction est faite sur la densité spectrale de puissance qui présente un point important pour le reste du manuscrit.

Ensuite, une définition sur les systèmes de dissipation d'énergie utilisés dans les structures de génie civil ainsi qu'une présentation des différentes catégories existantes. L'amortisseur à fluide visqueux FVD et son comportement est discuté en détail, vu qu'il est le principal objet de ce travail.

Malgré leur utilisation croissante dans les structures civiles, le choix de ses paramètres d'amortissement reste ambigu. De maintes méthodes sont proposées pour leur dimensionnement et rendre ce concept comme une technologie applicable.

L'ingénieur est toujours obligé à faire des analyses multiples pour définir et ajusté les paramètres d'amortissement des FVD. Le comportement non-linéaire de ces dispositifs ajoute une contrainte supplémentaire dans la phase de leur dimensionnement, évidemment, une analyse non-linéaire est une tâche qui demande beaucoup de temps.

Une proposition simplifiée et présentée, ou l'analyse modale suffit pour estimer la viscosité requise pour les FVD. Inévitablement, des hypothèses et supposition sont établies pour aboutir à ce résultat, un taux d'amortissement cible est le point de départ de cette méthodologie, qui aide à obtenir le coefficient linéaire, pour enfin appliquer une approche de consommation d'énergie pour estimer la viscosité du FVD non-linéaire. Cette méthode offre une flexibilité pour le concepteur afin d'ajuster et respecter les exigences techniques et architecturales.

Notre quête pour le dimensionnement des FVD non-linéaire nous a poussés à considérer une analyse stochastique complète pour des résultats plus précis,

commençant par un système à 1-DDL pour une illustration simple et compréhensible, pour ensuite l'appliquer à une structure de plusieurs degrés de libertés.

Une initiation à l'application de l'analyse stochastique est effectuée, avec quelques limitations et orientation pour un problème ciblé. La caractérisation de la turbulence de vent par une DSP est expliquée, aussi, la simulation de Monte Carlo a été brièvement discutée, en conséquence, ce chapitre essaie de représenter la procédure d'analyse dans les deux domaines : fréquentiel et temporel.

Après application de la SLT sur le système à un degré de liberté, les résultats dans le domaine fréquentiel sont bien compatibles avec la solution menée par la méthode de Newmark non-linéaire (domaine temporel). Plusieurs études paramétriques peuvent avoir été exécutées, ou l'impact des FVD est constaté sur le déplacement du système qui a diminué (le pic de résonance) avec la réduction de l'exposant d'amortissement.

De même pour le système à n -DDL, où la difficulté réside dans l'évaluation de la matrice d'amortissement équivalente, qui nécessite un calcul dans chaque itération. Deux systèmes itératifs sont adoptés, où l'algorithme de Newton-Raphson présente une convergence plus rapide que celui du point-fixe. En outre, une approximation pour estimer la matrice de covariance est proposée, ce qui aide à contourner l'intégration complète et répétitive de la densité spectrale de réponse.

Cette formule qui aide à évaluer la matrice d'amortissement équivalente contrairement à d'autres, se distingue par la possibilité de prendre une viscosité et un exposant différents pour chaque FVD. Les résultats obtenus peuvent être considérés

comme un nouvel effort pour inclure ces amortisseurs dans les codes de calcul et de conception, et rendre cette technologie exploitable.

Dans l'optique d'étendre cette recherche, des développements additionnels par une approche d'expansion asymptotique peut être envisagé. Qui aide à faciliter et améliorer la linéarisation stochastique en appliquant la théorie de perturbation dans l'analyse spectrale. On peut aussi prévoir une ouverture vers l'analyse sismique des structures civiles.

Références Bibliographiques

- Adachi F, Yoshitomi S, Tsuji M, Takewaki I. Nonlinear optimal oil damper design in seismically controlled multi-story building frame. *Soil Dyn Earthq Eng* 2013;44(1):1-13.
- Alkmim, M. H., Fabro, A. T., & de Morais, M. V. (2018). Optimization of a tuned liquid column damper subject to an arbitrary stochastic wind. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 40(11), 1-11.
- Atalik, T. S., & Utku, S. (1976). Stochastic linearization of multi-degree-of-freedom non-linear systems. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 4(4), 411-420.
- Attard TL. Controlling all interstory displacements in highly nonlinear steel buildings using optimal viscous damping. *J Struct Eng* 2007;133(9):1331-40.
- Bre, F., Gimenez, J. M., & Fachinotti, V. D. (2018). Prediction of wind pressure coefficients on building surfaces using artificial neural networks. *Energy and Buildings*, 158, 1429-1441.
- Bruls, O., Duysinx, P., & Golinval, J. C. (2002). An adaptation of the Newmark scheme for the integrated simulation of mechatronic systems. In *The Proceedings of the International Conference on Motion and Vibration Control 6.1* (pp. 484-489). The Japan Society of Mechanical Engineers.
- Canor, T., Blaise, N., & Denoël, V. (2014). An asymptotic expansion-based method for a spectral approach in equivalent statistical linearization. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 38, 1-12.
- Caughey, T. K. (1963). Equivalent linearization techniques. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 35(11), 1706-1711.
- Constantinou, M. C., Symans, M. D., Tsopeles, P., & Taylor, D. P. (1993). Fluid viscous dampers in applications of seismic energy dissipation and seismic isolation. *Proceedings ATC 17*, 1, 581-592.
- Constantinou, M. C., & Symans, M. D. (1992). Experimental and analytical investigation of seismic response of structures with supplemental fluid viscous dampers. Buffalo, NY: National Center for earthquake engineering research.
- Chopra, A. K. (2017). *Dynamics of structures. Theory and applications to. Earthquake Engineering*.

- Chopra, A. K. (2007). Dynamics of structures. Pearson Education India.
- Chuang, W. C., & Spence, S. M. (2019). An efficient framework for the inelastic performance assessment of structural systems subject to stochastic wind loads. *Engineering Structures*, 179, 92-105.
- Clough, R. W., & Penzien, J. (1993). Dynamics of structures. Second Editions. Ms Gravv Hill Internasional Editions.
- Davenport, A. G. (1961). The application of statistical concepts to the wind loading of structures. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, 19(4), 449-472.
- Das, N. K. (1988). *Safety analysis of steel building frames under dynamic wind loading*. Texas Tech University.
- Denoël, V. (2015). Multiple timescale spectral analysis. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 39, 69-86.
- Denoël, V. (2009). Estimation of modal correlation coefficients from background and resonant responses. *Structural Engineering and Mechanics: an International Journal*, 32(6), 725-740.
- Denoël, V. (2005). Application des méthodes d'analyse stochastique à l'étude des effets du vent sur les structures du génie civil (Doctoral dissertation, University of Liège).
- Denoël, V. (2002). Analyse de structures soumises au vent turbulent: de l'approche stochastique fréquentielle au transitoire non linéaire (Doctoral dissertation, University of Liège).
- Denoël, V., & Degée, H. (2009). "Asymptotic expansion of slightly coupled modal dynamic transfer functions". *Journal of Sound and Vibration*, 328(1-2), 1-8, Doi:10.1016/j.jsv.2009.08.014.
- De Domenico, D., Ricciardi, G., & Takewaki, I. (2019). Design strategies of viscous dampers for seismic protection of building structures: a review. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 118, 144-165.
- De Domenico, D., & Ricciardi, G. (2019). Earthquake protection of structures with nonlinear viscous dampers optimized through an energy-based stochastic approach. *Engineering Structures*, 179, 523-539.
- De Domenico, D., & Ricciardi, G. (2018). Improved stochastic linearization technique for structures with nonlinear viscous dampers. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 113, 415-419.

Duflot, P., & Taylor, D. (2008). "Experience and Practical Considerations in the Design of Viscous Dampers". Footbridge third international conference.

Duflot, P., Viganò, G. M., & Denoël, V. (2017). Method for preliminary design of a system of viscous dampers applied to a tall building. In 7th European and African Conference on Wind Engineering, EACWE 2017. International Association for Wind Engineering (IAWE).

Dyrbye, C., & Hansen, S. O. (1996). Wind Loads on Structures John Wiley & Sons. English edition.

Emil Simiu, P. E., & DongHun Yeo, P. E. (1996). Wind effects on structures.

Filiatrault, A., & Cherry, S. (1990). Seismic design spectra for friction-damped structures. *Journal of Structural Engineering*, 116(5), 1334-1355.

GERADIN M., RIXEN D., *Théorie des vibrations*, Ed. Masson, Paris (1996).

Gherbi, A., & Belgasmia, M. (2020). Stochastic analysis basics and application of statistical linearization technique on a controlled system with nonlinear viscous dampers. In *Handbook of Probabilistic Models* (pp. 505-525). Butterworth-Heinemann.

Gherbi, A., & Belgasmia, M. (2021). A Simplified Design Strategy of Nonlinear Fluid Viscous Dampers for MDOF Structures. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Civil Engineering*, 1-8.

Gherbi, A., & Belgasmia, M. (2019). Wind Loads on Structures, and Energy Dissipation Systems Optimization. In *Optimization of Design for Better Structural Capacity* (pp. 128-149). IGI Global.

Gherbi, A., & Belgasmia, M. (2018). Use of fluid viscous dampers in structural control: a case study. *International Journal of Forensic Engineering*, 4(2), 119-132.

Giaccu, G. F., & Caracoglia, L. (2018). Wind-load fragility analysis of monopole towers by Layered Stochastic-Approximation-Monte-Carlo method. *Engineering Structures*, 174, 462-477.

Haskell, G., & Lee, D. (1996). "Fluid viscous damping as an alternative to base isolation". Pressure vessels and piping conference, Montreal (Canada). American Society of Mechanical Engineers, pp.141.

Hwang, J. S., Huang, Y. N., Yi, S. L., & Ho, S. Y. (2008). Design formulations for supplemental viscous dampers to building structures. *Journal of structural engineering*, 134(1), 22-31.

Julius, M. Influence of damping systems on building structures subject to seismic effects. Thèse de doctorat (PHD), Université de Technologie de Queensland, Australie (2006).

Kahan, M. (2000). "Dimensionnement simplifié d'amortisseurs visqueux non linéaires pour ponts en zone sismique". *Revue française de Génie civil*, Vol. 4(1), pp.35-55.

Kandemir-Mazanoglu, E. C., & Mazanoglu, K. (2017). "An optimization study for viscous dampers between adjacent buildings". *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 89, pp.88-96, DOI: 10.1016/S0888-327(01)630163-7.

Kappos, A. J. (2002). Earthquake loading. In *Dynamic Loading and Design of Structures* (p. 109). Spon Press London and New York.

Kareem, A. (1987). Wind effects on structures: a probabilistic viewpoint. *Probabilistic engineering mechanics*, 2(4), 166-200.

Kareem, A., & Tamura, Y. (Eds.). (2013). *Advanced structural wind engineering* (Vol. 482). New York: Springer.

Li, Y., & Kareem, A. (1990). ARMA systems in wind engineering. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 5(2), 49-59.

Lin, W. H., & Chopra, A. K. (2002). Earthquake response of elastic SDF systems with non-linear fluid viscous dampers. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 31(9), 1623-1642.

Marko, J., Thambiratnam, D., & Perera, N. (2004). Influence of damping systems on building structures subject to seismic effects. *Engineering Structures*, 26(13), 1939-1956.

Martinez-Rodrigo, M., & Romero, M. L. (2003). "An optimum retrofit strategy for moment resisting frames with nonlinear viscous dampers for seismic applications". *Engineering Structures*, 25(7), pp. 913-925, DOI:10.1016/S0141-0296(03)00025-7.

Moreschi, L. M. (2000). Seismic design of energy dissipation systems for optimal structural performance, PhD Thesis, University of Virginia Tech.

Newland, D. E. (2012). *An introduction to random vibrations, spectral & wavelet analysis*. Courier Corporation.

Paola, M. D., Mendola, L. L., & Navarra, G. (2007). "Stochastic seismic analysis of structures with nonlinear viscous dampers". *Journal of Structural Engineering*, Vol. 133(10), pp. 1475-1478, DOI: 10.1061/0733-9445(07)133-10.

Parcianello E, Chisari C, Amadio C. Optimal design of nonlinear viscous dampers for frame structures. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 2017;100:257-260.

Pekcan, Gokhan, John B. Mander, and Stuart S. Chen. "Fundamental considerations for the design of non-linear viscous dampers." *Earthquake engineering & structural dynamics* 28.11 (1999): 1405-1425.

Pollini, N., Lavan, O., & Amir, O. (2017). "Minimum-cost optimization of nonlinear fluid viscous dampers and their supporting members for seismic retrofitting". *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, Vol. 46(12), pp. 1941-1961, DOI: 10.1002/eqe.2888.

Preumont, A. (1990). *Vibrations aléatoires et analyse spectrale*. PPUR presses polytechniques.

Ras, A. A. *Etude Du Comportement Des Structures En Acier Sous Sollicitations Sismiques Contreventées Par Amortisseurs À Fluides Visqueux* (Doctoral Dissertation).

Ras, A., & Boumechra, N. (2016). Seismic energy dissipation study of linear fluid viscous dampers in steel structure design. *Alexandria Engineering Journal*, 55(3), 2821-2832.

Roberts, J. B., & Spanos, P. D. (2003). *Random vibration and statistical linearization*. Courier Corporation.

Saaed, T. E., Nikolakopoulos, G., Jonasson, J. E., & Hedlund, H. (2015). A state-of-the-art review of structural control systems. *Journal of Vibration and Control*, 21(5), 919-937.

Shinozuka, M. (1971). Simulation of multivariate and multidimensional random processes. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 49(1B), 357-368.

Silvestri S, Gasparini G, Trombetti T. A five-step procedure for the dimensioning of viscous dampers to be inserted in building structures. *J Earthq Eng* 2010;14(3):417-47.

Şigaher AN, Constantinou MC. Scissor-jack-damper energy dissipation system. *Earthq Spectra* 2003;19(1):133-58.

Simiu, E., & Yeo, D. (2019). *Wind effects on structures: Modern structural design for wind*. John Wiley & Sons.

Soong, T. T., & Constantinou, M. C. (Eds.). (2014). *Passive and active structural vibration control in civil engineering (Vol. 345)*. Springer.

Soong, T. T., & Dargush, G. F. (1999). *Passive energy dissipation and active control. Structural engineering handbook*, 1-28.

Soong, T. T., & Spencer Jr, B. F. (2002). *Supplemental energy dissipation: state-of-the-art and state-of-the-practice. Engineering structures*, 24(3), 243-259.

Strømmen, E. N. (2014). "Structural dynamics". Switzerland: Springer International Publishing, DOI: 10.1007/978-3-319-01802-7.

Symans, M. D., Charney, F. A., Whittaker, A. S., Constantinou, M. C., Kircher, C. A., Johnson, M. W., & McNamara, R. J. (2008). *Energy dissipation systems for seismic applications: current practice and recent developments. Journal of structural engineering*, 134(1), 3-21.

Symans, M. D., & Constantinou, M. C. (1998). *Passive fluid viscous damping systems for seismic energy dissipation. ISET Journal of Earthquake Technology*, 35(4), 185-206.

Symans, M. D., Charney, F. A., Whittaker, A. S., Constantinou, M. C., Kircher, C. A., Johnson, M. W., & McNamara, R. J. (2008). "Energy dissipation systems for seismic applications: current practice and recent developments". *Journal of structural engineering*, Vol. 134(1), pp.3-21, DOI: 10.1061/0733-9445(2008)134:1-3.

Tabar, A. M. (2019). *Linearization of seismic response of structures equipped with nonlinear viscous dampers using perturbation technique. Engineering Structures*, 184, 459-468.

Takewaki I. *Building control with passive dampers: optimal performance-based design for earthquakes*. Singapore: John Wiley & Sons; 2009.

Tubaldi, E., Gioiella, L., Scozzese, F., Ragni, L., & Dall'Asta, A. (2020). *A design method for viscous dampers connecting adjacent structures. Frontiers in Built Environment*, 6, 25.

Tyler, R. G. (1985). *Further notes on a steel energy-absorbing element for braced frameworks. Bulletin of the New Zealand Society for Earthquake Engineering*, 18(3), 270-279.

Whittaker, A. S., Bertero, V. V., Thompson, C. L., & Alonso, L. J. (1991). Seismic testing of steel plate energy dissipation devices. *Earthquake Spectra*, 7(4), 563-604.