

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M.Eng.

PAR
GAGNON, Martin

CONTRIBUTION À L'IDENTIFICATION DES PARAMÈTRES MODAUX SUR DES
STRUCTURES IMMERGÉES

MONTRÉAL, LE 24 AOÛT 2008

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Antoine Tahan, directeur de mémoire
Département de génie mécanique de l'École de technologie supérieure

M. Marc Thomas, codirecteur
Département de génie mécanique de l'École de technologie supérieure

M. Zhaoheng Lui, président du jury
Département de génie mécanique de l'École de technologie supérieure

M. André Coutu, leader technique, analyses mécaniques,
GE Énergie

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 7 AOÛT 2008

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier GE Énergie, le Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG) et l'École de technologie supérieure (ÉTS) pour leur soutien financier durant ce projet.

Je voudrais remercier particulièrement M. André Coutu de GE Énergie à Lachine pour son soutien et la confiance qu'il m'a témoignée.

Je voudrais remercier également M. Antoine Tahan, mon directeur de recherche, et M. Marc Thomas, mon codirecteur de recherche, pour m'avoir supporté tout au long de ce projet.

CONTRIBUTION À L'IDENTIFICATION DES PARAMÈTRES MODAUX SUR DES STRUCTURES IMMERGÉES

GAGNON, Martin

RÉSUMÉ

L'analyse modale opérationnelle (AMO), contrairement à l'analyse modale expérimentale (AME), permet l'obtention des paramètres modaux d'une structure, tels que la fréquence naturelle et l'amortissement, sans connaître les forces qui agissent sur celle-ci. Par contre, l'absence d'information sur la précision des valeurs estimées rend les résultats difficiles à interpréter. Dans ce mémoire, l'incertitude et la sensibilité des résultats aux paramètres d'estimation seront évaluées. Une analyse de sensibilité permettra de justifier les choix effectués lors de l'estimation et comparer les résultats entre eux. Deux algorithmes basés sur la méthode des moindres carrés exponentiels (LSCE) seront utilisés pour estimer les paramètres modaux et l'incertitude sera évaluée à l'aide d'une méthode de type Monte-Carlo. Avec la collaboration de GE Énergie, il a été possible d'explorer la performance des méthodes sélectionnées en utilisant les signaux provenant de deux avant-directrices d'une turbine hydroélectrique en fonctionnement. Ce mémoire contient un aperçu détaillé des méthodes utilisées et les principaux résultats obtenus.

MODAL PARAMETER IDENTIFICATION OF HYDRAULIC TURBINE COMPONENTS DURING OPERATION

GAGNON, Martin

ABSTRACT

Operational modal analysis (OMA) allows modal parameters, such as natural frequencies and damping, to be estimated solely from data collected during operation. A main shortcoming of these methods, however, resides in the evaluation of the results precision. In this thesis, the uncertainty and possible variation in modal parameters estimates for different conditions will be explored. Two variations of the Least Square Complex Exponential (LSCE) method will be used to estimate modal parameters and the uncertainties will be calculated using a Monte-Carlo approach with the hypothesis of constant modal parameters for a given condition. In collaboration with GE Energy, data collected on two different stay vanes from a GE Francis turbine in operation have been used. This thesis will present an overview of the procedure and the results obtained.

TABLE DES MATIÈRES

| | Page |
|--|------|
| REMERCIEMENTS..... | I |
| RÉSUMÉ..... | I |
| ABSTRACT..... | II |
| TABLE DES MATIÈRES | III |
| LISTE DES TABLEAUX..... | VI |
| LISTE DES FIGURES | VII |
| LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES | IX |
| INTRODUCTION..... | 1 |
| Problématique | 1 |
| Objectifs | 2 |
| Structure du mémoire | 3 |
| CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE..... | 4 |
| 1.1 Introduction | 4 |
| 1.2 Vibrations induites par un écoulement | 4 |
| 1.3 Identification des paramètres modaux | 5 |
| 1.4 Conclusion | 6 |
| CHAPITRE 2 VIBRATIONS INDUITES PAR UN ÉCOULEMENT..... | 7 |
| 2.1 Introduction | 7 |
| 2.2 Notions de base | 7 |
| 2.3 Effet du fluide | 11 |
| 2.3.1 Masse et amortissement ajouté | 12 |
| 2.3.2 Excitation externe (EE) | 14 |
| 2.3.3 Excitation induite par l'instabilité de l'écoulement (EIIE)..... | 14 |
| 2.3.4 Excitation induite par le mouvement de la masse (EIMM) | 14 |
| 2.4 Conclusion | 15 |

| | | |
|------------|---|----|
| CHAPITRE 3 | ANALYSE MODALE OPÉRATIONNELLE..... | 16 |
| 3.1 | Introduction | 16 |
| 3.2 | Modélisation | 16 |
| 3.2.1 | Méthodes temporelles..... | 16 |
| 3.2.1.1 | Modèles basés sur la structure de type Black-Box | 17 |
| 3.2.1.2 | Modèles de type espace-état | 19 |
| 3.2.2 | Méthodes utilisant la fonction de corrélation ou covariance | 20 |
| 3.2.3 | Méthodes fréquentielles | 20 |
| 3.3 | Techniques d'identification | 21 |
| 3.3.1 | Méthode des moindres carrés complexes exponentiels (LSCE) | 22 |
| 3.3.1.1 | LSCE | 22 |
| 3.3.1.2 | LSCE modifiée..... | 24 |
| 3.4 | Visualisation des résultats | 27 |
| 3.5 | Conclusion | 29 |
| CHAPITRE 4 | ANALYSE ET VALIDATION NUMÉRIQUE | 30 |
| 4.1 | Introduction | 30 |
| 4.2 | Description du modèle numérique | 30 |
| 4.3 | Résultats de l'identification..... | 33 |
| 4.3.1 | LSCE | 33 |
| 4.3.2 | LSCE modifiée | 36 |
| 4.4 | Discussion | 38 |
| 4.5 | Conclusion | 38 |
| CHAPITRE 5 | DONNÉES D'ESSAIS EN CHANTIER..... | 39 |
| 5.1 | Introduction | 39 |
| 5.2 | Description des essais..... | 40 |
| 5.3 | Résultats d'identification préliminaires | 43 |
| 5.3.1 | Avant-directrice #2 | 44 |
| 5.3.2 | Avant-directrice #18 | 46 |
| 5.4 | Discussion | 47 |
| 5.5 | Conclusion | 49 |
| CHAPITRE 6 | ANALYSE DE SENSIBILITÉ | 50 |
| 6.1 | Introduction | 50 |
| 6.2 | Le "Bootstrapping" | 50 |
| 6.3 | Vérification de la convergence | 51 |
| 6.4 | Effet des paramètres d'estimation | 53 |
| 6.4.1 | Longueur de la fenêtre | 54 |
| 6.4.2 | Ordre du modèle | 56 |

| | |
|---|----|
| 6.4.3 Niveau de surdétermination | 57 |
| 6.5 Discussion | 58 |
| 6.6 Conclusion | 59 |
| CHAPITRE 7 COMPARAISON DES RÉSULTATS | 60 |
| 7.1 Introduction | 60 |
| 7.2 Évolution des paramètres modaux en fonction des conditions d'opération .. | 60 |
| 7.2.1 Avant-directrice #2 | 61 |
| 7.2.2 Avant-directrice #18 | 62 |
| 7.3 Discussion | 62 |
| 7.4 Conclusion | 64 |
| CONCLUSION | 65 |
| Apports | 65 |
| Recommandations | 66 |
| Épilogue | 67 |
| BIBLIOGRAPHIE | 68 |

LISTE DES TABLEAUX

| | Page |
|-------------|--|
| Tableau 3.1 | Cas particuliers 18 |
| Tableau 5.1 | Durée des signaux 42 |
| Tableau 5.2 | Fréquences caractéristiques du groupe turbine-alternateur 43 |
| Tableau 5.3 | Fréquences naturelles calculées..... 43 |
| Tableau 6.1 | Paramètres de base 54 |
| Tableau 7.1 | Paramètres d'estimation..... 60 |

LISTE DES FIGURES

| | Page |
|--|------|
| Figure 2.1 Modèle masse-ressort-amortisseur | 7 |
| Figure 2.2 Réponse impulsionnelle (temporelle) | 9 |
| Figure 2.3 Réponse impulsionnelle (fréquentielle) | 10 |
| Figure 2.4 Effets du fluide | 12 |
| Figure 3.1 Méthodes d'analyse modale opérationnelle | 17 |
| Figure 3.2 Structure du modèle Black-Box | 18 |
| Figure 3.3 Structure espace-état | 19 |
| Figure 3.4 Exemple de graphiques de stabilité | 28 |
| Figure 3.5 Exemple de graphique amortissement vs fréquence | 29 |
| Figure 4.1 Schéma du modèle numérique | 30 |
| Figure 4.2 Schéma-bloc du modèle numérique | 32 |
| Figure 4.3 Résultats avec la méthode LSCE sans excitation harmonique | 33 |
| Figure 4.4 Résultats avec la méthode LSCE et excitation harmonique à 50 Hz | 34 |
| Figure 4.5 Résultats avec la méthode LSCE et excitation harmonique à 46hz | 35 |
| Figure 4.6 Résultats avec la méthode LSCE modifiée sans excitation harmonique | 36 |
| Figure 4.7 Résultats avec la méthode LSCE modifiée et excitation harmonique à 50hz | 37 |
| Figure 4.8 Résultats avec la méthode LSCE modifiée et excitation harmonique à 46 Hz | 37 |
| Figure 5.1 Schéma d'un groupe turbine-alternateur | 39 |
| Figure 5.2 Position des avant-directrices instrumentées | 40 |

| | | |
|-------------|---|----|
| Figure 5.3 | Dimensions relatives des avant-directrices..... | 41 |
| Figure 5.4 | Position des capteurs..... | 41 |
| Figure 5.5 | LSCE - Avant-directrice #2 à 39% du BEP..... | 44 |
| Figure 5.6 | LSCEmod - Avant-directrice #2 à 39% du BEP..... | 45 |
| Figure 5.7 | Résultats pour l'avant-directrice #2..... | 46 |
| Figure 5.8 | LSCE - Avant-directrice #18 à 39% du BEP..... | 47 |
| Figure 5.9 | Résultats pour l'avant-directrice #18..... | 47 |
| Figure 6.1 | Convergence de résultats - Avant directrice #2 - 39% du BEP - Ordre 80..... | 52 |
| Figure 6.2 | Convergence des résultats - Avant directrice #18 - 39% du BEP - Ordre 80..... | 52 |
| Figure 6.3 | Distribution des fréquences estimées - Avant directrice #2..... | 53 |
| Figure 6.4 | Distribution des amortissements estimés - Avant directrice #2..... | 53 |
| Figure 6.5 | Longueur du signal - Avant directrice #2 - 39% du BEP - Ordre 80..... | 55 |
| Figure 6.6 | Longueur du signal - Avant directrice #18 - 39% du BEP - Ordre 80..... | 55 |
| Figure 6.7 | Ordre du modèle - Avant directrice #2 - 39% du BEP..... | 56 |
| Figure 6.8 | Ordre du modèle - Avant directrice #18 - 39% du BEP..... | 57 |
| Figure 6.9 | Niveau de surdétermination - Avant directrice #2 - 39% du BEP - Ordre 80..... | 58 |
| Figure 6.10 | Niveau de surdétermination - Avant directrice #18 - 39% du BEP - Ordre 80..... | 58 |
| Figure 7.1 | Résultats pour l'avant directrice #2..... | 61 |
| Figure 7.2 | Résultats pour l'avant directrice #18..... | 62 |

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES

| | |
|---------|---|
| AME | Analyse modale expérimentale |
| AMO | Analyse modale opérationnelle |
| BEP | Best Efficiency Point (Point de d'efficacité maximum) |
| EE | Excitation externe |
| EIIE | Excitation induite par l'instabilité de l'écoulement |
| EIMM | Excitation induite par le mouvement de la masse |
| ERA | Eigen Realization Technique |
| ITD | Ibrahim Time Domain |
| LSCE | Least Square Complex Exponential (Moindres carrés exponentielles) |
| LSCEmod | Modified Least Square Complex Exponential (Moindres carrés exponentiels modifiés) |
| MIMO | Multi-Input Multi-Output (Entrées et sorties multiples) |
| NExT | Natural Excitation Technique (Technique d'excitation naturelle) |
| OMA | Operational Modal Analysis (Analyse modale opérationnelle) |
| SISO | Single Input Single Output (Une entrée et une sortie) |

INTRODUCTION

Problématique

L'analyse du comportement dynamique est essentielle pour garantir le bon fonctionnement d'une composante mécanique. Même lorsque des modèles numériques peuvent être utilisés, les résultats obtenus doivent être validés expérimentalement. Traditionnellement, l'analyse modale expérimentale (AME) est utilisée pour valider les résultats. Les valeurs obtenues avec l'AME sont comparées à celles du modèle numérique, permettant ainsi d'ajuster ce modèle afin d'obtenir des résultats représentatifs de la réalité. L'AME s'effectue généralement en laboratoire dans un environnement contrôlé. Pour effectuer ce type d'analyse, il est nécessaire de connaître l'entrée et la sortie du système étudié. Donc, la force d'excitation et la réponse du système doivent être mesurées simultanément à un ou plusieurs endroits sur la structure. La validité des résultats obtenus dépend principalement de l'adéquation entre la structure mesurée et la structure réelle.

Dans le cas des structures immergées excitées par un écoulement turbulent, une analyse modale expérimentale est souvent impossible à réaliser. Les paramètres modaux, tels que la fréquence naturelle et le taux d'amortissement, sont influencés par les caractéristiques de l'écoulement du fluide. Pour effectuer une AME, un écoulement représentatif des conditions d'opération et une excitation mesurable permettant d'exciter les divers modes de la structure doivent être générés. Pour des structures comme les avant-directrices de turbines hydroélectriques, ces deux conditions sont difficiles, voire impossibles, à obtenir de manière satisfaisante. Mesurer la réponse de la structure en service est souvent la seule méthode permettant d'obtenir des données valables. Lors de ces mesures, l'excitation est cependant inconnue. Les méthodes d'analyse modale opérationnelle (AMO) permettent de contourner ce problème en identifiant les paramètres du système sans connaître les forces agissant sur celui-ci, contrairement aux méthodes expérimentales.

La précision des résultats de l'analyse modale est un paramètre souvent négligé, particulièrement lorsque les résultats peuvent être influencés par les choix effectués lors de l'estimation. Pour effectuer un choix éclairé, il est alors nécessaire d'évaluer la sensibilité des résultats aux paramètres d'estimation. De plus, les résultats doivent pouvoir être comparés. Une connaissance de la variabilité des résultats estimés permettra une comparaison des résultats entre eux et avec les résultats provenant de modèles numériques.

Objectifs

En collaboration avec GE Énergie à Lachine, les données mesurées sur les avant-directrices d'un groupe turbine-alternateur lors de sa mise en route seront étudiées dans ce mémoire. Les objectifs sont de :

- sélectionner une méthode d'AMO simple et facile d'utilisation pour extraire les paramètres modaux ;
- valider la capacité de la méthode sélectionnée à travailler en présence d'excitations harmoniques ;
- évaluer la sensibilité de l'algorithme aux choix effectués lors de l'estimation ;
- extraire les paramètres modaux à partir de données mesurées par GE Énergie sur les avant-directrices d'un groupe turbine-alternateur ;
- comparer les résultats entre eux ;
- analyser l'évolution des résultats en fonction des conditions d'opération du groupe turbine-alternateur.

Aucune comparaison n'est prévue entre les méthodes d'AMO. L'objectif n'étant pas de comparer la performance des méthodes, mais d'établir une procédure pour exploiter les données mises à notre disposition.

Structure du mémoire

Le mémoire sera divisé en sept chapitres. Les chapitres 1 à 3 serviront à établir les notions théoriques : vibrations induites par un écoulement et méthodes d'analyse modale opérationnelle. Les résultats provenant de données générées numériquement seront analysés au chapitre 4. Puis, les données fournies par GE Énergie seront présentées au chapitre 5. Ensuite, au chapitre 6, les paramètres d'estimation seront validés à l'aide d'une analyse de sensibilité. Finalement, au chapitre 7, les résultats obtenus à chacune des conditions d'opération seront comparés.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

1.1 Introduction

L'analyse modale des structures immergées est reliée à deux principaux domaines de recherche : les vibrations en écoulement turbulent et l'identification des systèmes dynamiques. La première partie de ce chapitre sera consacrée à l'étude des vibrations induites par un écoulement avec un intérêt particulier pour les composantes de turbines hydroélectriques. La seconde partie sera consacrée à l'identification des paramètres modaux. Un survol général de la littérature pour chacun des domaines sera effectué dans ce chapitre. Le lecteur sera orienté, au besoin, vers une littérature plus spécifique dans les chapitres subséquents.

1.2 Vibrations induites par un écoulement

L'intérêt pour le comportement dynamique des composantes de turbines hydroélectriques ne date pas d'aujourd'hui. Gummer et Hensman, dans leurs revues des problèmes de fissurations sur les avant-directrices de turbine hydroélectrique (Gummer et Hensman, 1992), situent les premiers articles portant sur les problèmes reliés aux vortex de Von Karman à l'année 1965. Malgré la quantité de travaux effectués sur le sujet, on constate que ce type de vibration est toujours à l'ordre du jour (Coutu et al., 2003; Mazzouji et al., 2006). Les travaux publiés ne se limitent pas uniquement aux avant-directrices de turbine hydroélectriques. Ils s'intéressent aussi à toutes composantes situées dans un écoulement. Des articles tels que ceux de Williamson (Williamson et Govardhan, 2007) et de Sharkaya (Sarpkaya, 2004) résument bien l'état actuel des développements théoriques sur le sujet. On note, ces dernières années, un intérêt grandissant de la part des manufacturiers pour

l'étude du comportement dynamique des turbines hydroélectriques (Monette et al., 2007; Liang et al., 2006; Mazzouji et al., 2006; Fisher et al., 2004; Franke et al., 2003).

Naudersher et Rockwell (Naudascher et Rockwell, 1994) ont publié une monographie générale qui synthétise un large éventail de publications dans ce domaine. De plus, le livre de Blevins (Blevins, 2001b) est une excellente référence pour l'étude des vibrations induites par un écoulement.

1.3 Identification des paramètres modaux

Traditionnellement, l'analyse modale expérimentale (AME) est utilisée pour estimer les paramètres modaux, tels que la fréquences et le taux amortissement, des systèmes mécaniques. L'AME utilise l'entrée (excitation) et la sortie (réponse) du système pour estimer les paramètres tandis que l'analyse modale opérationnelle (AMO) utilise uniquement la sortie du système. Un premier groupe de méthodes d'AMO regroupé sous le nom de Natural Excitation Technique (NExT) est basé sur des méthodes traditionnelles d'AME (James et al., 1995, 1992). On distingue trois principales techniques d'AME à entrées et sorties multiples (MIMO) utilisées dans les méthodes de type NExT. Ces méthodes sont : la méthode des moindres carrés exponentiels (Vold et Rocklin, 1992) , l'Eigensystem Realization Algorithm (ERA) (Juang et Pappa, 1985) et l'algorithme Ibrahim Time Domain (ITD) (Ibrahim et Mikulcik, 1977). Plus récemment, Mohanty et Rixen (Mohanty et Rixen, 2006, 2004a,b,c) ont développé des algorithmes permettant d'inclure explicitement les excitations harmoniques connues à priori dans les algorithmes d'identification de type NExT. L'utilisation de ces nouvelles méthodes comble une lacune commune à la plupart des algorithmes.

D'autres méthodes sont utilisées et ne sont pas nécessairement issues directement de méthodes d'AME traditionnelles. Il y a la famille des méthodes basées sur le modèle de type Black Box et celles basées sur le modèle Espace-État. Ces méthodes sont très bien documentées dans les travaux de Ljung (Ljung, 1999). Il y a également la famille des

méthodes fréquentielles (Cauberghe, 2004; Parloo, 2003; Verboven, 2002). De plus, plusieurs méthodes ont été développées en utilisant la théorie des ondelettes (Huang et Su, 2007; Chakraborty et al., 2006; Yan et al., 2006; Le et Argoul, 2004; Brenner et Lind, 1998), et avec l'intérêt grandissant pour les systèmes non linéaires, des méthodes de type temps-fréquences ont également vu le jour (Poulimenos et Fassois, 2006).

La diversité des méthodes disponibles rend difficile le choix d'une méthode particulière. Certains articles comparatifs existent (Zhang et al., 2005; Loh et Wu, 2004; Peeters et Roeck, 2001; Petsounis et Fassois, 2001; Andersen et al., 1999) mais ils sont incomplets et utilisent des critères différents. De plus, la faible quantité d'informations disponibles sur l'incertitude des résultats en fonction des paramètres d'identification utilisés rend difficile une comparaison objective des méthodes disponibles. Certains articles (Raffy et Gontier, 2005; Anderson et al., 2005; Arici et Mosalam, 2005; Ljung, 2003; Doebling et Farrar, 2001a; Pintelon et al., 2007; Farrar et al., 1998, 1997; Doebling et Farrar, 1997) fournissent des pistes intéressantes, mais l'information demeure limitée.

1.4 Conclusion

Ce chapitre a permis de survoler le domaine des vibrations induites par un écoulement et celui de l'identification des paramètres modaux. Avec la revue de littérature, deux objectifs de ce mémoire ont été mis en contexte : tirer profit des connaissances sur les vibrations induites par l'écoulement lors de l'identification des paramètres modaux et combler le manque d'information sur les effets que les paramètres d'identification peuvent avoir sur la précision des estimateurs obtenus en fonction de la méthode utilisée.

CHAPITRE 2

VIBRATIONS INDUITES PAR UN ÉCOULEMENT

2.1 Introduction

De manière à mettre en perspective les résultats obtenus avec les méthodes d'AMO, les notions de base sur le comportement dynamique des composantes entourées d'un fluide en mouvement seront passées en revue. Ce chapitre sera divisé en deux parties. Dans la première, les notions de base en vibration seront présentées. Ensuite, la deuxième partie traitera des effets du fluide sur le système.

2.2 Notions de base

Le modèle le plus simple utilisé pour représenter le mouvement vibratoire d'un objet est le système masse-ressort-amortisseur. L'élément de base comporte un seul degré de liberté tel que présenté à la figure 2.1 et se traduit par une équation différentielle du deuxième ordre.

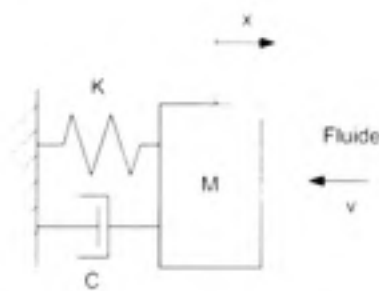


Figure 2.1 *Modèle masse-ressort-amortisseur*

Ce modèle comporte une masse M , un élément qui restitue l'énergie K et un élément qui dissipe d'énergie C . Ici, la force f agissant sur le système est générée par un fluide ayant une vitesse v . L'équation différentielle (2.2) est obtenue à partir de l'équation du

mouvement (2.1) où F représente les forces appliquées sur la masse M .

$$M\ddot{x} = \Sigma F \quad (2.1)$$

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f \quad (2.2)$$

Tout mouvement peut être décrit avec une série de fonctions sinusoïdales dont la plus simple expression est le mouvement harmonique présenté à l'équation (2.3). Souvent, il est plus utile de travailler avec des nombres complexes. L'équation (2.3) prend alors une forme exponentielle complexe telle que présentée à l'équation (2.4)

$$x = x_0 \cos(\omega t) \quad (2.3)$$

$$x = x_0 e^{i\omega t} = x_0 (\cos(\omega t) + i \sin(\omega t)) \quad (2.4)$$

Si le système est considéré comme étant linéaire, une solution est obtenue en combinant la réponse libre sans la force f (homogène) avec la réponse forcée en incluant la force f . L'équation différentielle (2.5) permet d'obtenir la solution homogène.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = 0 \quad (2.5)$$

La réponse libre sous-amortie ($\zeta < 1$) prend la forme suivante :

$$x = x_0 e^{-\zeta\omega_r t} \cos(\omega_r^d t - \phi) \quad (2.6)$$

avec

$$\omega_r = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (2.7)$$

$$\zeta = \frac{B}{B_{cr}} = \frac{B}{2M\omega_r} = \frac{B}{2\sqrt{MC}} \quad (2.8)$$

$$\omega_r^d = \omega_r \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.9)$$

L'équation (2.5) peut s'écrire en fonction de la fréquence de résonance ω_r et du taux d'amortissement ζ , tel que présenté à l'équation (2.10)

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_r\dot{x} + \omega_r^2x = 0 \quad (2.10)$$

En utilisant la réponse libre appelée aussi réponse impulsionnelle, il est possible de déterminer les paramètres modaux dans le domaine temporel tel que présenté à la figure 2.2 ou fréquentiel présenté à la figure 2.3.

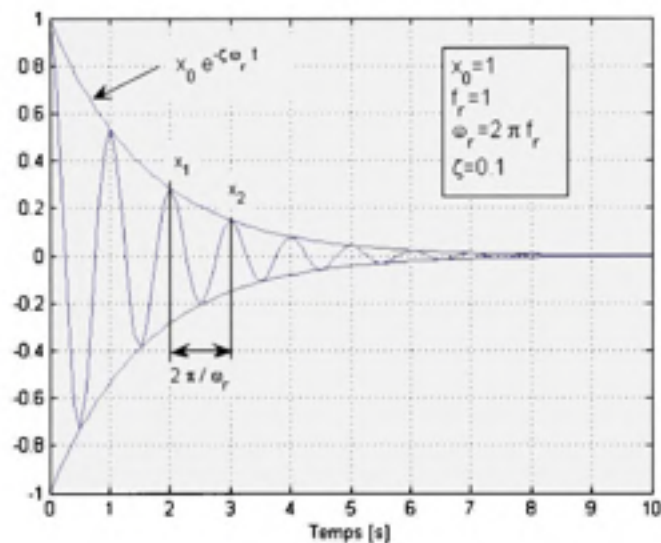


Figure 2.2 Réponse impulsionnelle (temporelle)

L'amortissement est calculé dans le domaine temporel à l'aide du décrétement logarithmique décrit par l'équation (2.11).

$$\delta = \ln \frac{x_n}{x_{n+1}} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (2.11)$$

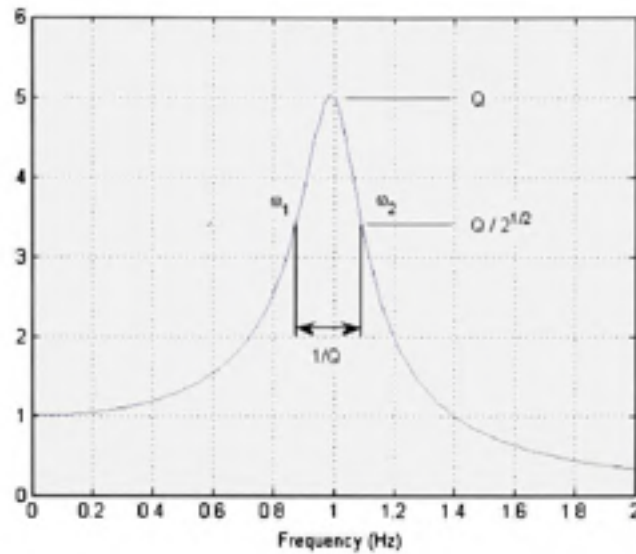


Figure 2.3 Réponse impulsionnelle (fréquentielle)

Et, dans le domaine fréquentiel, l'amortissement peut se calculer avec la méthode des demi-puissances présentée à l'équation (2.12).

$$Q = \frac{1}{2\zeta} \approx \frac{\omega_r}{\omega_2 - \omega_1} \quad (2.12)$$

En généralisant le concept pour plusieurs degrés de liberté, l'équation (2.2) devient :

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = \{f\} \quad (2.13)$$

Où $[M]$, $[C]$ et $[K]$ sont des matrices diagonales, et x est le vecteur résultant de la contribution de chacun des modes de la structure tel que présenté à l'équation (2.14).

$$\{x\} = \sum_{r=1}^n \{\phi_r\} q_r = [\Phi] \{q_r\} \quad (2.14)$$

Dans cette équation, ϕ_r est la déformée modale du mode r et q_r est sa contribution. Cette transformation permet l'obtention d'un système d'équations où chacune des équations

prend la forme suivante :

$$\ddot{q}_r + 2\zeta\omega_r\dot{q}_r + \omega_r^2 q_r = \frac{1}{m_r} \{\phi_r\}^T \{f\} \quad (2.15)$$

La solution de (2.15) pour une force f quelconque et des conditions initiales nulles est obtenue en effectuant la convolution suivante :

$$q_r(t) = \int_t^{-\infty} \{\phi_r\}^T \{f(\tau)\} g_r(t - \tau) d\tau \quad (2.16)$$

La solution pour $\{x(t)\}$ devient :

$$\{x(t)\} = \sum_{r=1}^n \{\phi_r\} \{\phi_r\}^T \int_t^{-\infty} \{f(\tau)\} g_r(t - \tau) d\tau \quad (2.17)$$

Où $g_r(t)$ est la réponse impulsionnelle d'un système à un degré de liberté correspondant au mode r .

$$g_r(t) = \frac{1}{m_r \omega_r^d} e^{-\zeta\omega_r t} \sin(\omega_r^d t) \quad (2.18)$$

Si l'on considère $f(\tau)$ comme une impulsion unitaire à $\tau = 0$, la réponse à un point i suite à une excitation au point k prend la forme d'une somme de réponses libres où chaque terme correspond à la contribution d'un mode du système.

$$x_{ik}(t) = \sum_{r=1}^n \frac{\phi_{ri} \phi_{rk}}{m_r \omega_r^d} e^{-\zeta\omega_r t} \sin(\omega_r^d t) \quad (2.19)$$

2.3 Effet du fluide

L'effet du fluide peut être examiné sous deux angles : les forces induites par le mouvement du fluide et les forces induites par le mouvement de la masse. Le diagramme présenté à la figure 2.4 montre comment les forces induites par l'écoulement peuvent être décomposées afin de distinguer les divers types de chargement et leurs effets. Avant d'analyser en dé-

tail chacun des trois types d'excitations, les concepts de masse et d'amortissement seront abordés.

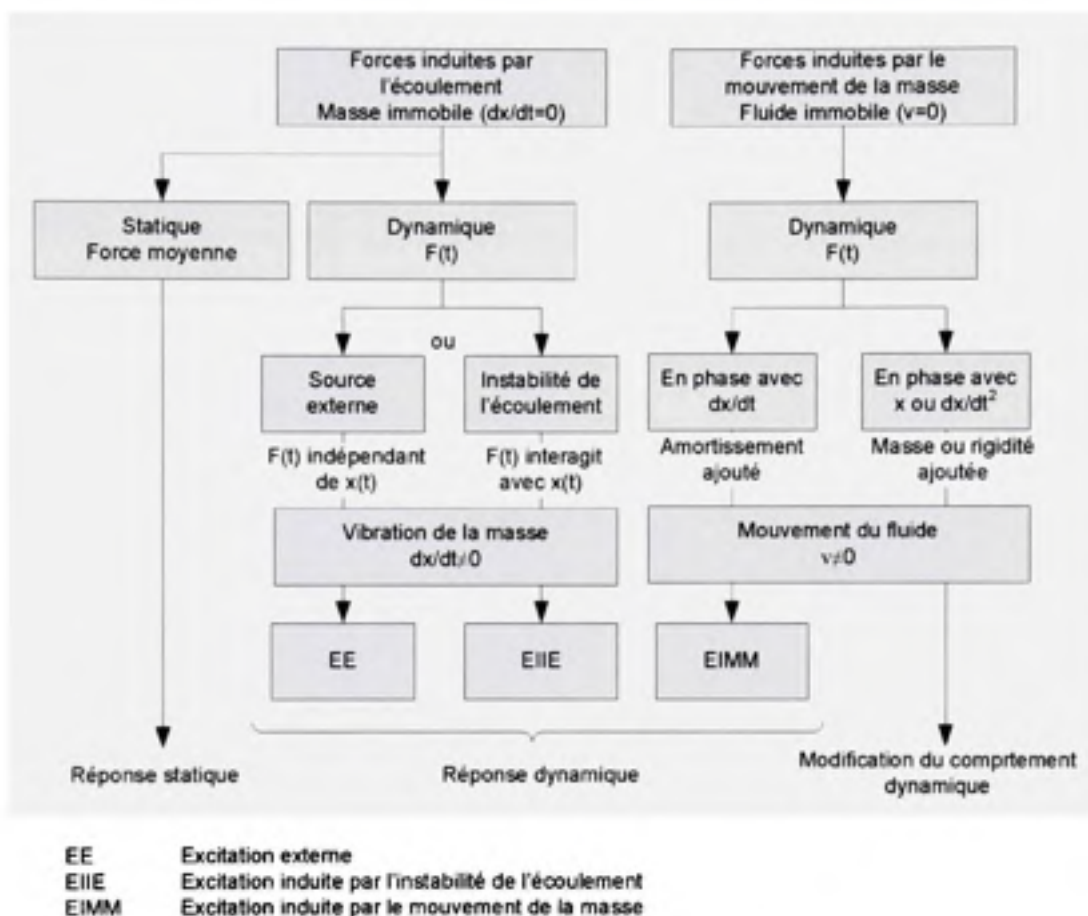


Figure 2.4 Effets du fluide

2.3.1 Masse et amortissement ajouté

En utilisant le modèle linéaire à un degré de liberté présenté à l'équation (2.2), un mouvement harmonique de la masse dans un fluide immobile génèrera une force f (exercée par le fluide) pouvant être décrite en fonction des composantes en phase avec \ddot{x} , \dot{x} et x tel que présenté à l'équation (2.20).

$$f = -M'\ddot{x} - C'\dot{x} - K'x \quad (2.20)$$

M' représente la partie de la force induite en phase avec l'accélération, C' la partie en phase avec la vitesse et K' la partie en phase avec le déplacement. En utilisant cette formulation dans l'équation (2.2), on obtient l'équation suivante :

$$(M + M')\ddot{x} + (C + C')\dot{x} + (K + K')x = 0 \quad (2.21)$$

Cette équation est similaire à celle du mouvement libre (2.5), mais avec une masse ajoutée M' , un amortissement ajouté C' et une rigidité ajoutée K' . En pratique, puisque \ddot{x} à l'équation (2.24) est en phase avec $-x$ à l'équation (2.22), il est difficile de séparer la rigidité ajoutée de la masse ajoutée dans ce modèle.

$$x = x_0 \sin(\omega t) \quad (2.22)$$

$$\dot{x} = x_0 \omega \cos(\omega t) \quad (2.23)$$

$$\ddot{x} = -x_0 \omega^2 \sin(\omega t) \quad (2.24)$$

En général, uniquement les termes de masse ajoutée et d'amortissement ajouté seront utilisés tel que présenté aux équations (2.25) et (2.26).

$$f = M'\ddot{x} + C'\dot{x} \quad (2.25)$$

$$(M + M')\ddot{x} + (C + C')\dot{x} + Kx = 0 \quad (2.26)$$

Lorsque le fluide est en mouvement, les termes de masse et d'amortissement ajoutés ne sont plus des constantes, mais peuvent varier en fonction des mouvements de la structure et des caractéristiques de l'écoulement. Des échanges d'énergie entre l'écoulement et la structure sont en mesure de causer des excitations induites par le mouvement de la masse (EIMM) lorsque l'amortissement devient négatif, et des excitations induites par l'instabilité de l'écoulement (EIIE).

2.3.2 Excitation externe (EE)

Les sources externes d'excitation peuvent être causées par des turbulences, de la cavitation, des fluctuations dans l'écoulement ou des structures environnantes. Leurs présences ne dépendent pas des mouvements de la masse et leurs sources sont externes à la structure étudiée. Les interactions rotor-stator sont un exemple d'EE exercée sur les avant-directrices d'une turbine hydroélectrique où l'écoulement fluctue de façon périodique lors du passage des aubes de la turbine, donnant ainsi naissance à une fréquence d'excitation bien définie. De plus, la présence continue de légères fluctuations dans l'écoulement génère une excitation à large bande permettant l'utilisation des méthodes d'analyse modale opérationnelle.

2.3.3 Excitation induite par l'instabilité de l'écoulement (EIIE)

Les excitations de type EIIE sont causées par l'apparition de fluctuations à l'intérieur de l'écoulement lorsque la vitesse de l'écoulement atteint un certain niveau critique. Ce type d'excitation apparaît de façon indépendante des sources externes d'excitation et du mouvement de la structure, mais peut être aussi influencé par ceux-ci. Les EIIE ont la particularité de s'ajuster sur la fréquence de résonance, soit de la structure soit du fluide, lorsque celle-ci est à proximité. Ce phénomène est appelé "lock-in". Un exemple EIIE observé sur les avant-directrices de turbines hydroélectriques sont les vortex de von Karman (Gummer et Hensman, 1992).

2.3.4 Excitation induite par le mouvement de la masse (EIMM)

La caractéristique principale des EIMM, comparativement aux EE et EIIE qui apparaissent qu'il y ait mouvement ou non de la masse, est qu'elles apparaissent uniquement quand la masse est en mouvement. Les EIMM sont causés par un transfert d'énergie entre le fluide et la structure. Le transfert d'énergie peut rendre l'amortissement de la structure négatif

et ainsi engendrer une instabilité du système. Un exemple de ce type d'excitation est les phénomènes aéroélastiques de flottement.

2.4 Conclusion

Dans ce chapitre, les concepts fondamentaux reliés aux vibrations dans un fluide ont été survolés. On observe que les caractéristiques de l'écoulement ont une influence directe sur les paramètres modaux de la structure. Les caractéristiques de l'écoulement étant souvent impossibles à reproduire de façon satisfaisante en laboratoire, il s'avère intéressant d'utiliser les conditions réelles d'opération pour quantifier les paramètres modaux. Le contenu du chapitre est basé sur la monographie publiée par Naudascher et Rockwell (Naudascher et Rockwell, 1994). Cette monographie est une synthèse de divers résultats de recherche publiés dans ce domaine. Le lecteur peut aussi se référer aux ouvrages de Blevins (Blevins, 2001b,a).

CHAPITRE 3

ANALYSE MODALE OPÉRATIONNELLE

3.1 Introduction

Ce chapitre traite des méthodes utilisées pour l'identification des paramètres modaux. Premièrement, un aperçu des méthodes de modélisation utilisées pour les systèmes linéaires stationnaires sera présenté. Les systèmes non linéaires et transitoires ne seront pas traités même s'il y a de plus en plus de littérature disponible sur le sujet (Poulimenos et Fassois, 2006). Ensuite, les méthodes d'identification utilisées dans ce mémoire seront examinées en détail. Finalement, les outils utilisés pour visualiser et analyser les résultats seront présentés.

3.2 Modélisation

Les méthodes d'identification sont généralement regroupées en fonction du type de données utilisées pour identifier les paramètres du modèle. Cela permet de regrouper les méthodes selon trois grands groupes tels que présentés à la figure 3.1. Ces groupes sont les méthodes temporelles, les méthodes utilisant la fonction de corrélation (ou la covariance) et les méthodes fréquentielles. Les méthodes temporelles utilisent le signal, tel que mesuré, contrairement aux deux autres méthodes qui nécessitent une transformation des données.

3.2.1 Méthodes temporelles

Les méthodes dites temporelles sont caractérisées par l'utilisation du signal sans aucune transformation pour estimer les paramètres modaux. On distingue deux approches principales dans cette catégorie : les approches basées sur une structure de type Black-Box et celles basées sur une structure Espace-État. Chaque approche cherche à estimer les para-

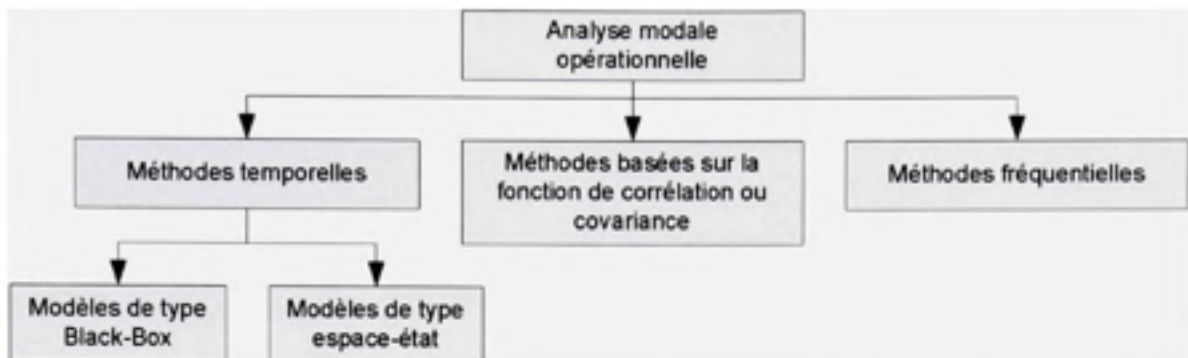


Figure 3.1 Méthodes d'analyse modale opérationnelle

mètres optimaux du modèle linéaire de base présenté à l'équation (3.1).

$$A(q)y(t) = G(q)u(t) + H(q)e(t) \quad (3.1)$$

où :

q est l'opérateur de retard tel que $q^{-n}u(t) = u(t - n\Delta t)$

$A(q)$, $G(q)$ et $H(q)$ sont les polynômes à estimer

$u(t)$ est l'entrée

$y(t)$ est la sortie

$e(t)$ est une perturbation gaussienne de moyenne nulle et de variance λ

3.2.1.1 Modèles basés sur la structure de type Black-Box

La structure de type Black-Box telle que présentée à la figure 3.2 est une forme générale pouvant être facilement modifiée au besoin. Il suffit de négliger un ou plusieurs de ses polynômes.

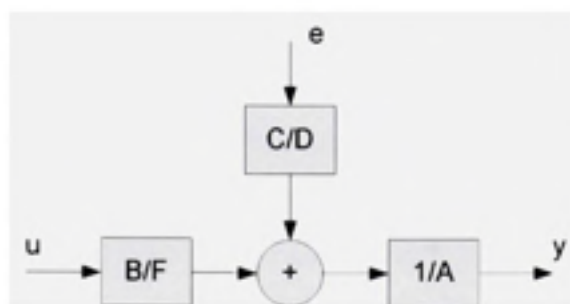


Figure 3.2 Structure du modèle Black-Box

Les polynômes A , B , C ou D sont utilisés au besoin en fonction du modèle désiré. L'équation (3.2) montre la forme générale de la structure Black-Box.

$$A(q)y(t) = \frac{B(q)}{F(q)}u(t) + \frac{C(q)}{D(q)}e(t) \quad (3.2)$$

La structure de type Black-Box peut être appliquée aux systèmes MIMO, mais son usage se restreint souvent aux systèmes SISO. Le tableau 3.1 montre certains exemples de modèle SISO pouvant être obtenus. Pour plus de détail sur ces méthodes, le lecteur peut se référer aux travaux de Ljung (Ljung, 1999).

Tableau 3.1

Cas particuliers
(Ljung, 1999)

| Polynôme utilisé | Modèle |
|------------------|-------------------|
| B | FIR |
| AB | ARX |
| ABC | ARMAX |
| AC | ARMA |
| ABD | ARARX |
| ABCD | ARARMAX |
| BF | OE (output error) |
| BFCD | BJ (Box-Jenkins) |

3.2.1.2 Modèles de type espace-état

Les modèles de type espace-état ont l'avantage de pouvoir facilement être appliqués aux systèmes MIMO. Ce type de modèle permet de représenter les systèmes avec deux équations matricielles. La première équation est différentielle du premier ordre (3.3) et permet de modéliser facilement le comportement physique. La seconde équation est linéaire (3.4) et permet de modéliser ce qui est perçu ou mesuré. La figure 3.3 montre la structure du modèle.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (3.3)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad (3.4)$$

Le modèle possède une entrée $u(t)$, une sortie $y(t)$ et une variable d'état $x(t)$. De plus, il est possible d'ajouter une perturbation à chacune des équations. En ajoutant une perturbation à l'équation (3.3), il est possible de représenter les erreurs provenant du modèle physique. L'ajout d'une perturbation à l'équation (3.4) permet de modéliser l'erreur provenant de l'acquisition des données.

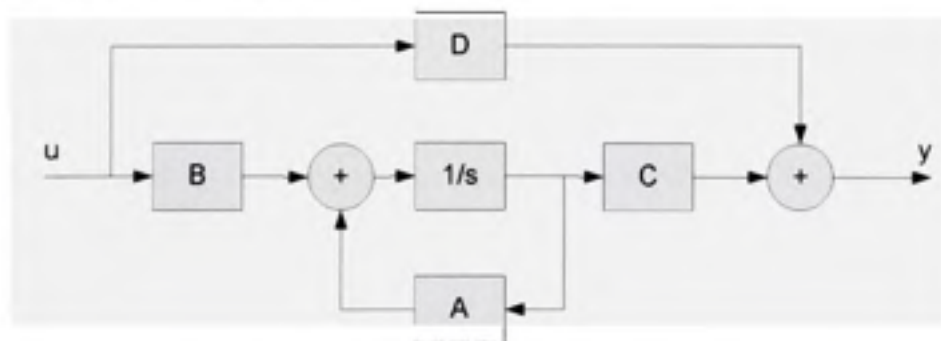


Figure 3.3 Structure espace-état

3.2.2 Méthodes utilisant la fonction de corrélation ou covariance

Cette approche permet d'adapter les méthodes traditionnelles d'analyse modale utilisant la réponse impulsionnelle. La fonction de corrélation (3.5) peut être représentée sous la forme d'une série convergente de sinus décroissants similaire à la réponse impulsionnelle (2.19). Donc, l'utilisation de l'autocorrélation ou de la corrélation en deux signaux permet l'utilisation des méthodes traditionnelles d'analyse modale (Zhang et al., 2005).

$$R_{ij}(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} q_i(\tau)q_j(\tau - t)d\tau = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{ri}A_{rj}}{m_r\omega_r^d} e^{-\zeta_r\omega_r^d t} \sin(\omega_r^d t + \theta_r) \quad (3.5)$$

$$\omega_r^d = \omega_r^n \sqrt{1 - \zeta_r^2} \quad (3.6)$$

où :

- ϕ_{ri} La i^e composante du mode r
- A_{rj} Composante associée à la j^e réponse du signal
- m_r Masse modale
- ω_r^n Fréquence naturelle du mode r
- ζ_r Amortissement du mode r
- θ_r Phase du mode r

Les approches de ce type sont regroupées sous le nom de NExT (Natural Excitation Technique) (James et al., 1992, 1995). La simplicité de ces techniques les rend rapides et faciles d'utilisation.

3.2.3 Méthodes fréquentielles

Les méthodes fréquentielles sont similaires aux méthodes utilisant la fonction de corrélation. Leur particularité est l'utilisation de la réponse fréquentielle du système. Lorsque l'entrée du système n'est pas connue, la réponse fréquentielle du système est remplacée par le spectre de puissance. Pour estimer le spectre de puissance, deux méthodes sont

généralement utilisées : le périodogramme ou le corrélogramme. Dans le cas du corrélogramme, la transformée de Fourier de la fonction de corrélation est utilisée pour estimer le spectre de la réponse. Lorsque la réponse fréquentielle est estimée, les méthodes traditionnelles d'identification modale peuvent alors être appliquées (Parloo, 2003; Verboven, 2002).

3.3 Techniques d'identification

Le but de chacune des méthodes d'identification est la minimisation d'une métrique qui estime l'erreur entre l'entrée et la sortie du modèle. Par contre, lors d'une AMO, l'entrée du système n'est pas mesurée. Pour rendre possible l'identification des paramètres, il est nécessaire de poser une hypothèse sur la nature de l'entrée du système. L'hypothèse généralement employée est celle que la sortie soit le résultat d'une entrée parfaitement gaussienne (bruit blanc).

En pratique, les structures ne sont pas excitées de façon parfaitement aléatoire. La réponse est toujours le fruit d'un mélange entre des phénomènes harmoniques, transitoires et aléatoires. Par contre, une excitation harmonique peut être considérée comme un mode possédant un amortissement nul. Si une excitation harmonique n'est pas incluse explicitement dans le modèle, elle sera identifiée comme un des modes de cette structure. De plus, si la partie aléatoire de l'entrée n'est pas parfaitement gaussienne (bruit gris ou rose), cela va causer l'identification de paramètres modaux générés par la forme de l'entrée. Donc, après avoir effectué l'identification, les paramètres réels de la structure doivent être différenciés des artefacts causés par l'entrée du modèle et des artefacts numériques causés par la surdétermination du modèle.

Dans cette section, deux techniques d'identification utilisant la fonction de corrélation ou covariance basée sur la méthode des moindres carrés exponentiels seront présentées. Ces deux techniques ont été sélectionnées pour leur simplicité et leur complémentarité.

3.3.1 Méthode des moindres carrés complexes exponentiels (LSCE)

La méthode des moindres carrés exponentiels (LSCE) utilise la fonction de corrélation ou d'autocorrélation pour estimer les paramètres modaux. Elle consiste à résoudre un système d'équations linéaires en utilisant la méthode des moindres carrés exponentiels. À partir des résultats obtenus, les fréquences naturelles et amortissements associés peuvent être calculés.

Deux versions de cette méthode seront utilisées dans ce mémoire. La première, désignée sous le nom de LSCE, néglige la possibilité que le signal puisse être le résultat d'excitations harmoniques et considère l'excitation comme purement aléatoire. La seconde considère le signal comme le résultat d'une excitation aléatoire combinée à des excitations harmoniques. Il est possible avec cette dernière d'inclure des excitations harmoniques explicitement dans l'algorithme. Cette méthode sera désignée sous le nom de LSCE modifiée.

3.3.1.1 LSCE

La méthode utilise la fonction de corrélation (3.5) pour estimer la réponse impulsionnelle du système. En réécrivant l'équation (3.5) sous la forme d'une somme d'équations exponentielles complexes, l'équation (3.7) est obtenue.

$$R_{ij}(k\Delta t) = \sum_{r=1}^N e^{s_r k\Delta t} C_{rj} + \sum_{r=1}^N e^{s_r^* k\Delta t} C_{rj}^* \quad (3.7)$$

avec

$$s_r = -\omega_r \zeta_r + i\omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \quad (3.8)$$

où :

- N Nombre de modes
- s_r Valeur propre
- C_{rj} Constante associé au r^{e} mode de la j^{e} réponse
- v_{rj} i^{e} Composante du mode r
- * Conjugé complexe

En combinant toutes les équations, l'équation (3.7) devient une somme de $2N$ équations exponentielles complexes (3.9).

$$R_{ij}(k\Delta t) = \sum_{r=1}^{2N} C'_{rij} e^{s_r k \Delta t} \quad (3.9)$$

Donc, il est possible de former un polynôme d'ordre $2N$ (3.10) qui a pour racines des exponentielles complexes de forme $v_r^k = e^{s_r k \Delta t}$.

$$\beta_0 + \beta_1 v_r^1 + \beta_2 v_r^2 + \dots + \beta_{2N-1} v_r^{2N-1} + v_r^{2N} = 0 \quad (3.10)$$

Le vecteur $\{\beta\}$ représente les coefficients du polynôme et $\beta_{2N} = 1$. Si k valeurs consécutives de R_{ij} sont multipliées par β_k , il est possible de démontrer que β satisfait les équations linéaires (3.10) et (3.11).

$$\sum_{k=1}^{2N} \beta_k R_{ij}(k\Delta t) = \sum_{k=1}^{2N} \left(\beta_k \sum_{r=1}^{2N} C'_{rij} v_r^k \right) = \sum_{r=1}^{2N} \left(C'_{rij} \sum_{k=1}^{2N} \beta_k v_r^k \right) = 0 \quad (3.11)$$

Les coefficients β_k sont alors obtenus à partir de l'équation (3.12)

$$\beta_0 R_{ij}^0 + \beta_1 R_{ij}^1 + \beta_2 R_{ij}^2 + \dots + \beta_{2N-1} R_{ij}^{2N-1} = -R_{ij}^{2N} \quad (3.12)$$

Pour trouver les coefficients β_k , un système d'équations linéaires de minimum $2N + 1$ valeurs consécutives est nécessaire. De plus, en considérant $\{\beta\}$ comme des quantités

globales, les fonctions d'autocorrélation ou de corrélation entre n'importe quels points du système à identifier peuvent être utilisées pour former le système d'équations linéaires (3.13).

$$\begin{bmatrix} [R]_{11} \\ [R]_{12} \\ \vdots \\ [R]_{qp} \end{bmatrix} \{\beta\} = - \begin{bmatrix} \{R'\}_{11} \\ \{R'\}_{12} \\ \vdots \\ \{R'\}_{qp} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Pour simplifier les possibilités, nous avons choisi d'utiliser toutes les combinaisons possibles lors de l'utilisation de cette méthode. Il faut noter que $[R]_{ij} = [R]_{ji}$, ce qui élimine certaines combinaisons. Donc, nous pouvons former un total de $pq - \frac{q(q-1)}{2}$ combinaisons. La solution nécessite un minimum de $2N$ équations. Pour générer plusieurs équations à partir de la même série de données temporelles, des temps de départ différents sont choisis pour former chacune des équations nécessaires. On considère le système d'équations surdéterminé lorsque le nombre d'équations utilisées pour la résolution est supérieur à $2N$.

$$\begin{bmatrix} R_{ij}(t_0) & R_{ij}(t_1) & \dots & R_{ij}(t_{2N-1}) \\ R_{ij}(t_1) & R_{ij}(t_2) & \dots & R_{ij}(t_{2N}) \\ R_{ij}(t_2) & R_{ij}(t_3) & \dots & R_{ij}(t_{2N+1}) \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \end{bmatrix} \{\beta\} = - \begin{bmatrix} R_{ij}(t_{2N}) \\ R_{ij}(t_{2N+1}) \\ R_{ij}(t_{2N+2}) \\ \vdots \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Une approche pseudo-inverse est utilisée pour résoudre le système surdéterminé présenté à l'équation (3.14).

3.3.1.2 LSCE modifiée

Cette méthode consiste à modifier l'algorithme précédent afin d'inclure d'une manière explicite les excitations harmoniques connues dans la procédure d'identification. Une excitation harmonique peut être vue comme une valeur propre ayant un amortissement nul. Donc, pour chaque excitation harmonique, deux nouvelles valeurs propres (3.15) sont in-

cluses dans l'équation (3.7).

$$s_r = \pm i\omega_r \quad (3.15)$$

$$V_r = e^{\pm i\omega_r \Delta t} = \cos(\omega_r \Delta t) \pm i \sin(\omega_r \Delta t) \quad (3.16)$$

En considérant l'équation (3.16) comme des racines du polynôme (3.10), le système d'équations (3.17) peut être formé pour déterminer les coefficients $\{\beta\}$.

$$\begin{bmatrix} 0 & \sin(\omega_r \Delta t) & \cdots & \sin(\omega_r (2N-1)\Delta t) \\ 1 & \cos(\omega_r \Delta t) & \cdots & \cos(\omega_r (2N-1)\Delta t) \end{bmatrix} \{\beta\} = - \begin{Bmatrix} \sin(\omega_r (2N)\Delta t) \\ \cos(\omega_r (2N)\Delta t) \end{Bmatrix} \quad (3.17)$$

Il est maintenant possible de forcer la détection d'une excitation harmonique en incluant l'équation (3.17) au système d'équations (3.13). Une ou plusieurs excitations harmoniques peuvent être ajoutées au besoin pour obtenir le système d'équations linéaires (3.18).

$$\begin{bmatrix} [A] & [C] \\ [B] & [D] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{b1\} \\ \{b2\} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \{E\} \\ \{F\} \end{Bmatrix} \quad (3.18)$$

où :

$$[A] = \begin{bmatrix} R_{11}^0 & \cdots & R_{11}^{2m-1} \\ \vdots & & \\ R_{qp}^0 & \cdots & R_{qp}^{2m-1} \end{bmatrix}$$

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 & \cdots & \sin(\omega_1 (2m-1)\Delta t) \\ 1 & \cdots & \cos(\omega_1 (2m-1)\Delta t) \\ \vdots & & \\ 0 & \cdots & \sin(\omega_m (2m-1)\Delta t) \\ 1 & \cdots & \cos(\omega_m (2m-1)\Delta t) \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} R_{11}^{2m} & \cdots & R_{11}^{2N-1} \\ \vdots & & \\ R_{qp}^{2m} & \cdots & R_{qp}^{2N-1} \end{bmatrix}$$

$$[D] = \begin{bmatrix} \sin(\omega_1(2m)\Delta t) & \cdots & \sin(\omega_1(2N-1)\Delta t) \\ \cos(\omega_1(2m)\Delta t) & \cdots & \cos(\omega_1(2N-1)\Delta t) \\ \vdots & & \\ \sin(\omega_m(2m)\Delta t) & \cdots & \sin(\omega_m(2N-1)\Delta t) \\ \cos(\omega_m(2m)\Delta t) & \cdots & \cos(\omega_m(2N-1)\Delta t) \end{bmatrix}$$

$$[E] = \begin{bmatrix} R_{11}^{2N} \\ \vdots \\ R_{qp}^{2N} \end{bmatrix}$$

$$[F] = \begin{bmatrix} \sin(\omega_1(2N)\Delta t) \\ \cos(\omega_1(2N)\Delta t) \\ \vdots \\ \sin(\omega_m(2N)\Delta t) \\ \cos(\omega_m(2N)\Delta t) \end{bmatrix}$$

$$\{b1\} = \left\{ \begin{array}{c} \beta_0 \\ \vdots \\ \beta_{2m-1} \end{array} \right\}$$

$$\{b2\} = \left\{ \begin{array}{c} \beta_{2m} \\ \vdots \\ \beta_{2N} \end{array} \right\}$$

Le système d'équations linéaires (3.18) peut se réécrire sous la forme de deux équations (3.19) et (3.20).

$$[A]\{b_1\} + [C]\{b_2\} = \{E\} \quad (3.19)$$

$$[B]\{b_1\} + [D]\{b_2\} = \{F\} \quad (3.20)$$

En réorganisant ces deux équations, on obtient les équations (3.21) et (3.22).

$$\{b_1\} = [B]^{-1} [\{F\} - [D]\{b_2\}] \quad (3.21)$$

$$[[C] - [A][B]^{-1}[D]] \{b_2\} = \{E\} - [A][B]^{-1}\{F\} \quad (3.22)$$

La solution du système d'équations (3.22) permet d'obtenir $\{b_2\}$ et l'équation (3.21) permet de calculer $\{b_1\}$. Il est ensuite possible de reconstruire le vecteur $\{j\}$ et d'obtenir les paramètres modaux tels que présentés à la section précédente.

3.4 Visualisation des résultats

L'algorithme d'identification permet d'obtenir une estimation des paramètres modaux pour un ordre de modèle donné. Déterminer quel ordre de modèle utiliser est une des premières difficultés rencontrées. De plus, si l'ordre du modèle est très grand, comment différencier les paramètres modaux et les artéfacts numériques ? Pour effectuer un jugement, les résultats de plusieurs ordres de modèle consécutifs sont comparés. La méthode la plus couramment utilisée est le graphique de stabilité. Dans cette méthode, les paramètres modaux sont représentés en fonction de l'ordre du modèle sur un graphique. La méthode nécessite un graphique pour les fréquences et un graphique pour l'amortissement (voir figure 3.4). Le graphique de stabilité des fréquences contient les fréquences de tous les modes identifiés par l'algorithme. Celui de l'amortissement contient uniquement l'amortissement pour une fréquence autour de laquelle on cherche à vérifier la stabilité des résultats. Il est alors nécessaire de filtrer les résultats autour d'une bande de fréquences sé-

lectionnée en fonction des résultats du graphique de stabilité en fréquences. Cette méthode nécessite donc au minimum deux itérations. La première étape est l'identification des fréquences stables (celles qui ne varient pas en fonction de l'ordre du modèle). Puis, pour chacune des fréquences identifiées, un graphique de stabilité de l'amortissement peut être généré.

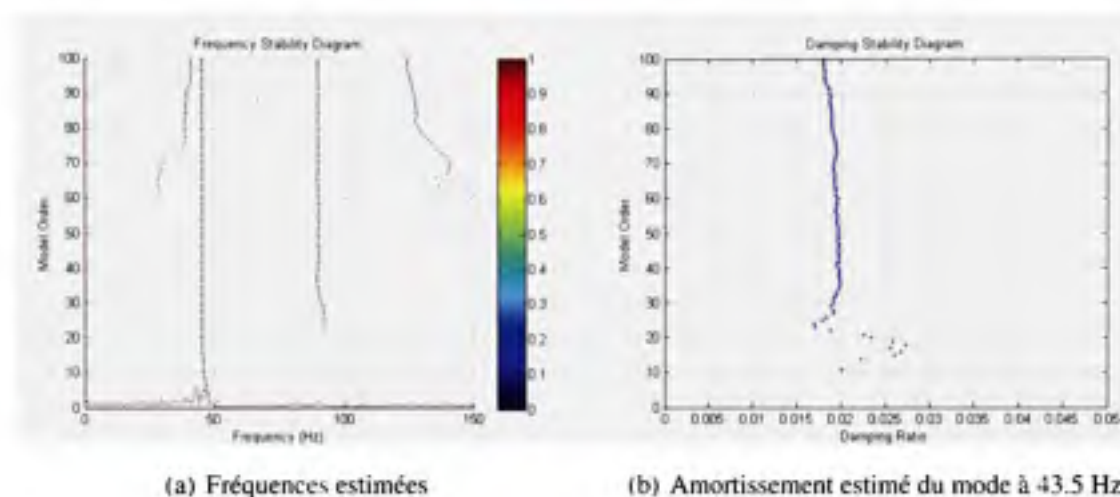


Figure 3.4 Exemple de graphiques de stabilité

Une autre méthode consiste à représenter l'amortissement en fonction de la fréquence. Les paramètres modaux du système sont ensuite identifiés en cherchant les regroupements de points sur le graphique. Cette méthode nécessite uniquement un graphique. Elle peut être utilisée seule ou conjointement à la méthode précédente. Elle est particulièrement utile pour automatiser l'identification (Scionti et Lanslots, 2005). La fréquence et l'amortissement sont identifiés en fonction de la densité des résultats dans une région donnée. La figure 3.5 montre un exemple de cette méthode en utilisant les mêmes résultats qu'à la figure 3.4. On observe que le premier mode a une fréquence de 43.5Hz et un taux d'amortissement d'environ 2 %. Dans ce mémoire, les graphiques de stabilité tels que présentés à la figure 3.4 seront utilisés parce qu'ils permettent une meilleure appréciation de l'effet d'un changement de l'ordre du modèle.

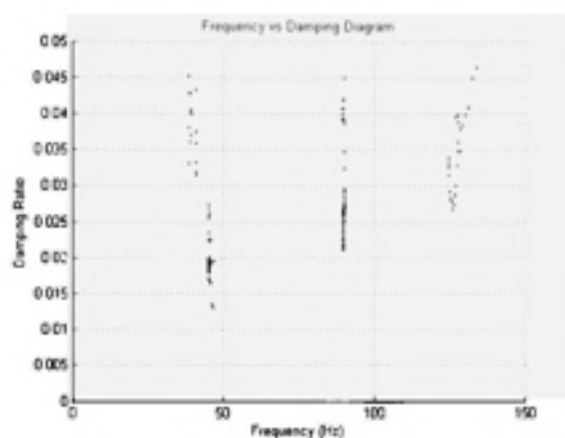


Figure 3.5 *Exemple de graphique amortissement vs fréquence*

3.5 Conclusion

Dans ce chapitre, les diverses méthodes de modélisation ont été survolées. Ensuite, les algorithmes de chacune des approches qui seront utilisées dans ce mémoire ont été présentés. Finalement, les méthodes utilisées pour visualiser les résultats ont été introduites. Nous rappelons au lecteur que :

- L'ordre du modèle est déterminé de façon arbitraire en fonction de la stabilité des résultats.
- Les méthodes sont fondées sur l'hypothèse d'une excitation gaussienne. Une violation de cette hypothèse fera apparaître des artefacts numériques et des modes virtuels causés par la présence d'excitations harmoniques.

CHAPITRE 4

ANALYSE ET VALIDATION NUMÉRIQUE

4.1 Introduction

Dans un premier temps, la performance des deux approches proposées pour l'identification a été évaluée en utilisant des données générées à partir d'un modèle numérique. Étant donné que le modèle utilise des paramètres prédéfinis, les résultats obtenus peuvent être comparés aux valeurs réelles. Ce chapitre contient une description du modèle numérique employé, les principaux résultats obtenus ainsi qu'une discussion sur la performance de chacune des méthodes.

4.2 Description du modèle numérique

Un modèle possédant dix degrés de liberté a été sélectionné de façon arbitraire. Il est formé d'une série de systèmes masse-ressort-amortisseur identiques encastrée aux deux extrémités. Le modèle est représenté à la figure 4.1.

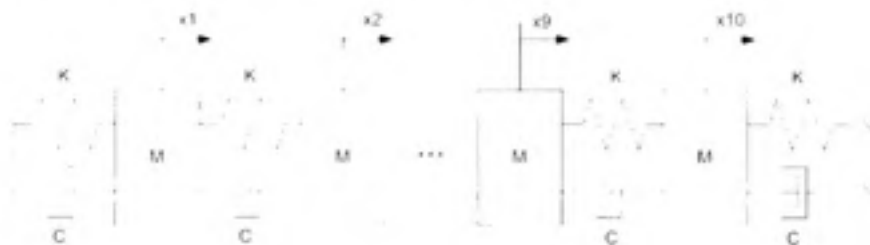


Figure 4.1 Schéma du modèle numérique

Le mouvement de chacune des masses en fonction des forces $\{f(t)\}$ appliquées sur le modèle est représenté par une équation différentielle du second degré (4.1).

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (4.1)$$

où :

$$[M] = \begin{bmatrix} M & 0 & \dots & 0 \\ 0 & M & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & M \end{bmatrix}_{10 \times 10}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} 2C & -C & 0 & \dots & 0 \\ -C & 2C & -C & & \vdots \\ 0 & & \ddots & & 0 \\ \vdots & & -C & 2C & -C \\ 0 & \dots & 0 & -C & 2C \end{bmatrix}_{10 \times 10}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 2K & -K & 0 & \dots & 0 \\ -K & 2K & -K & & \vdots \\ 0 & & \ddots & & 0 \\ \vdots & & -K & 2K & -K \\ 0 & \dots & 0 & -K & 2K \end{bmatrix}_{10 \times 10}$$

Pour simuler le comportement du modèle numérique, le logiciel Simulink® a été utilisé. La figure 4.2 montre le schéma-bloc du modèle. Pour la simulation, deux excitations aléatoires gaussiennes (sur les masses 2 et 6) et une excitation harmonique (sur la masses 9) sont appliquées au système. La simulation retourne un signal non bruité et un signal bruité. Le signal bruité est obtenu en additionnant un bruit gaussien à la sortie du modèle. Ce dernier représente le bruit induit par le système de mesure.

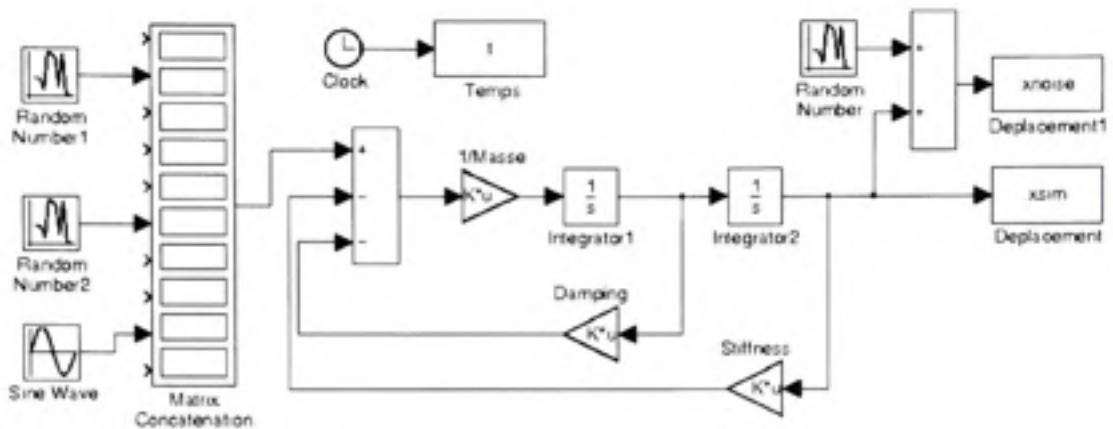


Figure 4.2 Schéma-bloc du modèle numérique

Trois simulations ont été effectuées. Pour chacune des simulations, l'excitation harmonique a été déplacée pour regarder l'effet de la proximité d'une excitation harmonique sur la performance des algorithmes d'identification.

Les paramètres suivants ont été utilisés :

- M Masse 1 Kg
- C Amortissement 100 Nm/s
- K Rigidité 1e6 N/m
- $f_2(t)$ Excitation gaussienne du degré de liberté 2 ($\mu=0, \sigma^2=1e6$)
- $f_6(t)$ Excitation gaussienne du degré de liberté 6 ($\mu=0, \sigma^2=1e6$)
- $f_9(t)$ Excitation harmonique du degré de liberté 9 d'amplitude 1000
- $Bruit$ Bruit ajouté au signal de sortie ($\mu=0, \sigma^2=1e-5$)

Les paramètres modaux pour les 3 premiers modes du système sont :

- Mode 1 $f_{n_1} = 45.30Hz$ $\zeta_1 = 0.0142$
- Mode 2 $f_{n_2} = 89.64Hz$ $\zeta_2 = 0.0282$
- Mode 3 $f_{n_3} = 132.12Hz$ $\zeta_3 = 0.0415$

4.3 Résultats de l'identification

Les paramètres modaux du modèle numérique ont été estimés en utilisant les deux méthodes présentées au chapitre 2. Dans un premier temps, les résultats ont été comparés sans excitation harmonique et en présence d'une excitation harmonique avec une différence entre les deux fréquences relativement grande. Ensuite, l'effet de la proximité de l'excitation harmonique sur l'identification de la fréquence du premier mode a été vérifié.

4.3.1 LSCE

Les résultats de l'identification avec la méthode des moindres carrés exponentiels (LSCE) sont présentés sur les figures 4.3 à 4.5.

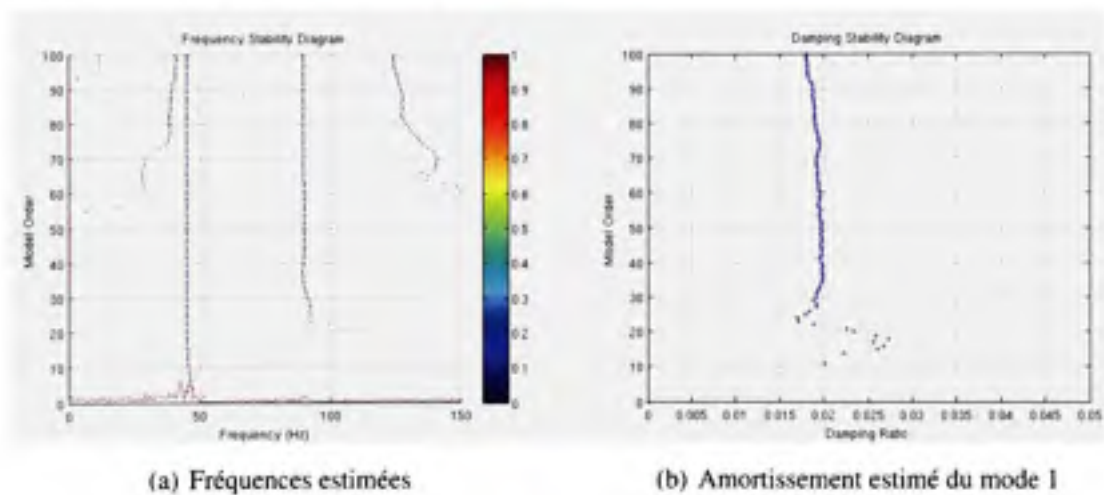
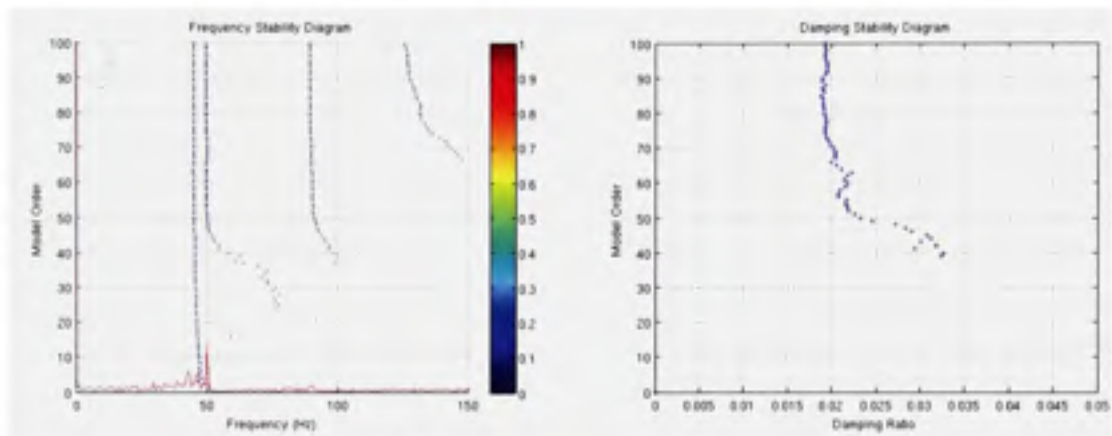


Figure 4.3 Résultats avec la méthode LSCE sans excitation harmonique

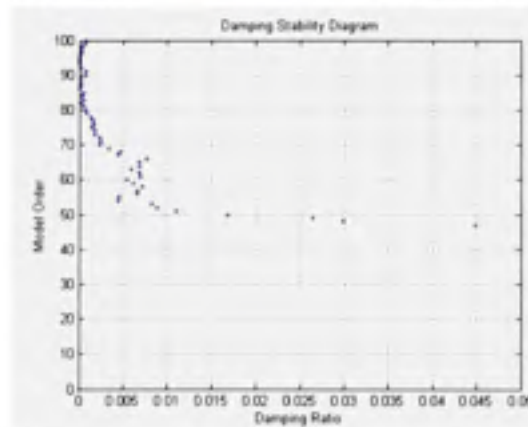
La figure 4.3 présente les résultats obtenus en l'absence d'excitation harmonique. Le premier mode est 45.30 Hz. On remarque que la fréquence est identifiée à partir d'un ordre très faible et que sa valeur demeure stable lorsque l'ordre augmente. Le deuxième mode à 89.64 Hz se stabilise à un ordre approximativement de 40. Le troisième mode à 132.12 Hz est identifié, mais la fréquence ne se stabilise pas à l'intérieur des limites du graphique présenté. De plus, on remarque l'apparition de certains artefacts numériques. Pour

un ordre supérieur à 70, des artéfacts relativement stables apparaissent à proximité du premier mode. Sur le graphique de stabilité de l'amortissement du premier mode, les résultats se stabilisent à partir d'un ordre de 30. Lorsque l'ordre augmente, les résultats divergent de façon marquée à partir d'un ordre de 70. Cette divergence est causée par l'apparition d'artéfacts numériques près du premier mode.



(a) Fréquences estimées

(b) Amortissement estimé du mode 1

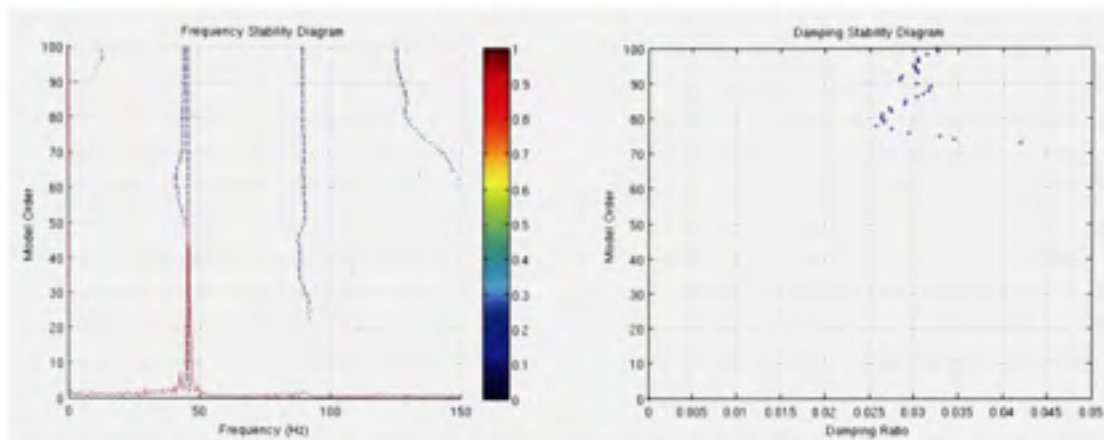


(c) Amortissement estimé pour l'excitation à 50 Hz

Figure 4.4 Résultats avec la méthode LSCE et excitation harmonique à 50 Hz

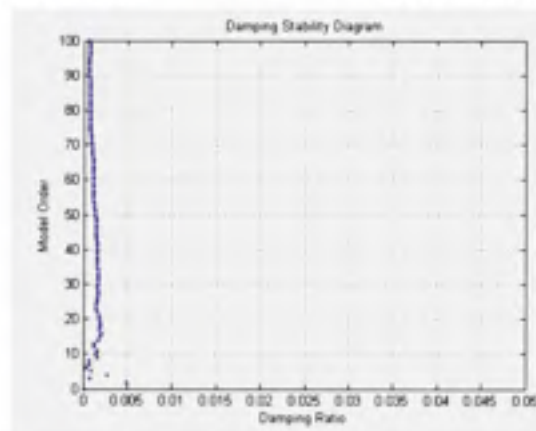
La figure 4.4 présente les résultats en présence d'une excitation harmonique à 50 Hz. Lorsque l'ordre du modèle est faible, une seule fréquence est identifiée située entre 45.30 Hz et 50 Hz. Mais lorsque l'ordre atteint 50, chacune des fréquences est identifiée de façon stable. Le graphique de stabilité en amortissement pour le premier mode indique un

taux d'amortissement de 0.019 à partir d'un ordre de 70. L'amortissement de l'excitation harmonique se stabilise autour d'une valeur presque nulle à partir d'un ordre de 80.



(a) Fréquences estimées

(b) Amortissement estimé du mode 1



(c) Amortissement estimé pour l'excitation à 46 Hz

Figure 4.5 Résultats avec la méthode LSCE et excitation harmonique à 46hz

Les résultats de la troisième simulation sont présentés à la figure 4.5. Pour cette simulation, l'excitation harmonique possède une fréquence de 46 Hz. Il est possible de constater que l'excitation harmonique est clairement identifiée avec un amortissement presque nul. Par contre, la fréquence du premier mode n'a pas été identifiée d'une manière claire. On distingue une fréquence relativement stable à 44 Hz à partir d'un ordre de 70, mais son amortissement n'est pas stable. À partir des résultats obtenus, il est impossible d'associer cette fréquence à celle du premier mode.

4.3.2 LSCE modifiée

Les résultats de l'identification avec la méthode des moindres carrés exponentiels modifiée (LSCEmod) sont présentés sur les figures 4.6 à 4.8. Les mêmes données que pour la méthode LSCE ont été utilisées.

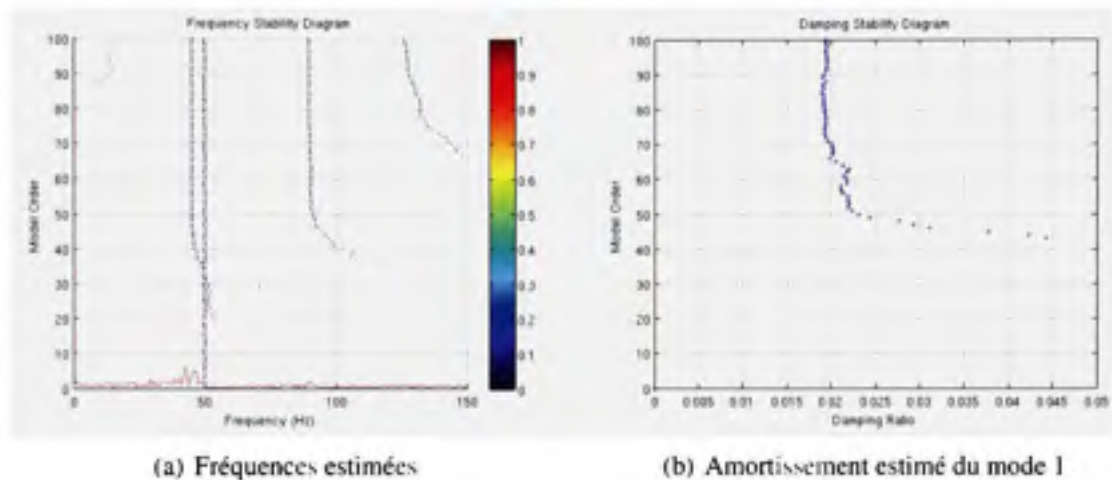


Figure 4.6 Résultats avec la méthode LSCE modifiée sans excitation harmonique

Les résultats présentés à la figure 4.6 ont été obtenus en incluant une excitation harmonique à 50 Hz dans l'algorithme d'identification. Les données utilisées ne comportent en réalité aucune excitation harmonique. On remarque que la fréquence du premier mode est identifiée de manière stable à partir d'un ordre égal à 45 et l'amortissement à partir d'un ordre égal à 70.

Les résultats présentés à la figure 4.7 sont obtenus en utilisant les données comportant une excitation harmonique à 50 Hz. Le même algorithme que pour la figure 4.6 a été utilisé. On remarque que les résultats sont presque identiques sur les deux figures. La présence réelle de l'excitation harmonique dans les données semble avoir une influence négligeable lorsque la fréquence est incluse dans l'algorithme d'identification.

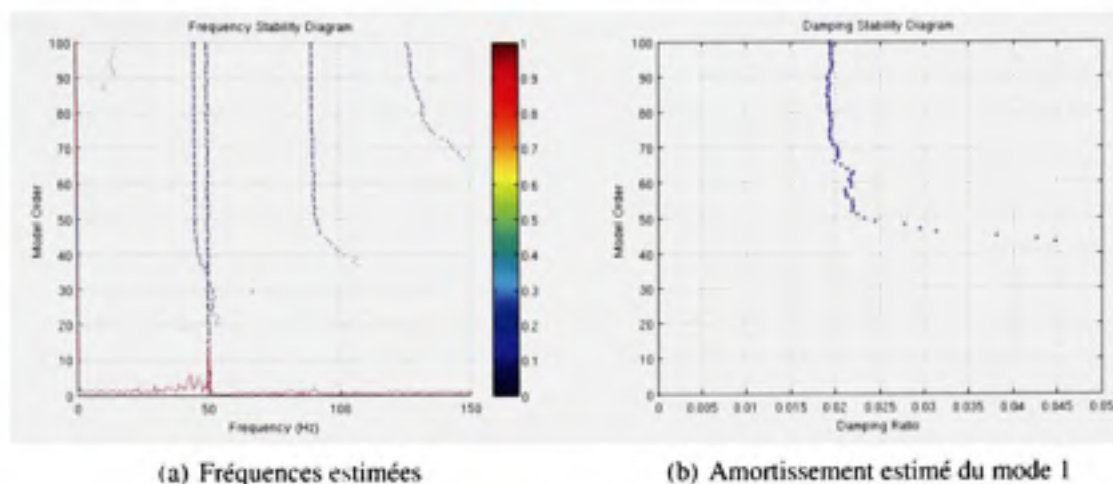


Figure 4.7 Résultats avec la méthode LSCE modifiée et excitation harmonique à 50Hz

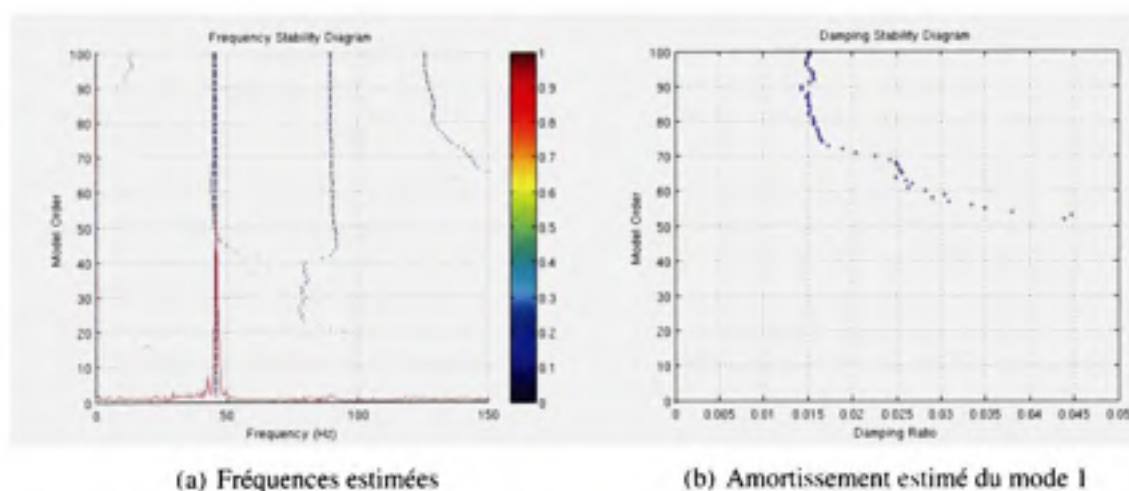


Figure 4.8 Résultats avec la méthode LSCE modifiée et excitation harmonique à 46 Hz

Comparativement aux résultats de la figure 4.5, les résultats de la figure 4.8 obtenus avec la méthode modifiée (LSCEmod) permettent d'identifier la fréquence d'intérêt même si la fréquence de l'excitation harmonique est à proximité de la fréquence du mode que l'on cherche à identifier. La fréquence du mode 1 à 45.3 Hz est stable à partir d'un ordre de 70 et l'amortissement se stabilise autour d'un taux de 0.015 à un ordre de 80.

4.4 Discussion

À la lumière des résultats, on observe que :

- L'utilisation de la méthode LSCEmod en l'absence d'excitation harmonique a peu d'impact mais peut possiblement nuire à l'identification des paramètres modaux.
- En présence d'une excitation harmonique relativement distincte, les deux méthodes donnent des résultats similaires.
- Lorsque l'excitation harmonique se situe à proximité de la fréquence d'intérêt, la méthode de base (LSCE) est incapable d'identifier la fréquence du mode tandis que la méthode modifiée (LSCEmod) permet une identification nettement améliorée.

Dans tous les cas, la fréquence est estimée adéquatement et le taux d'amortissement est surévalué. La chute du taux d'amortissement estimé sur les résultats de la figure 4.8 ne peut être expliquée par les résultats présentés. Bien que la valeur estimée soit proche de la valeur réelle, les résultats diffèrent de ceux obtenus dans les deux autres conditions. Une analyse plus poussée serait nécessaire pour analyser et tenter d'expliquer le phénomène.

4.5 Conclusion

Ce chapitre a permis de comparer la performance de chacune des approches proposées. La méthode permettant d'inclure les excitations harmoniques (LSCEmod) semble être plus efficace lorsque l'excitation se situe à proximité de la fréquence d'intérêt. Toutefois, on peut noter que la proximité de l'excitation harmonique semble avoir fait chuter la valeur de l'amortissement estimé. En l'absence d'analyse plus poussée, nous suggérons d'éviter de comparer directement des résultats avec et sans excitation harmonique, car les résultats semblent à première vue être biaisés différemment.

CHAPITRE 5

DONNÉES D'ESSAIS EN CHANTIER

5.1 Introduction

Les mesures effectuées sur les avant-directrices d'un groupe turbine-alternateur à diverses conditions d'opération sont utilisées dans ce chapitre pour l'identification des paramètres modaux. Ces données ont été obtenues grâce à la collaboration de GE Énergie à Lachine. Les données permettent de valider de façon appliquée la pertinence des méthodes présentées précédemment. Dans un premier temps, une description des essais sera présentée pour situer le lecteur. Ensuite, les résultats préliminaires seront présentés pour introduire les problématiques rencontrées.

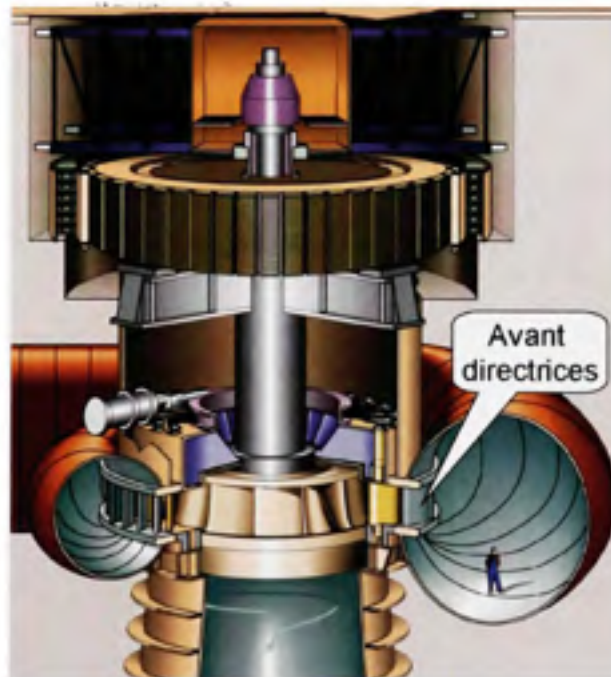


Figure 5.1 Schéma d'un groupe turbine-alternateur (GE Énergie)

5.2 Description des essais

Les données utilisées proviennent d'essais effectués par GE Énergie sur un groupe turbine-alternateur possédant 13 aubes, 20 directrices et ayant une vitesse de rotation de 100 RPM. Les essais ont été effectués lors de la mise en route du groupe. Il faut noter que les données n'ont pas été acquises pour les besoins particuliers de ce projet de recherche. Les travaux effectués dans le cadre de ce projet de recherche permettent d'augmenter la quantité d'information pouvant en être extraite. Uniquement les mesures effectuées sur les avant-directrices seront utilisées. Cette composante est située dans l'écoulement au niveau de l'avant distributeur du groupe turbine-alternateur. La figure 5.1 montre le schéma d'un groupe turbine-alternateur où les avant-directrices sont identifiées.

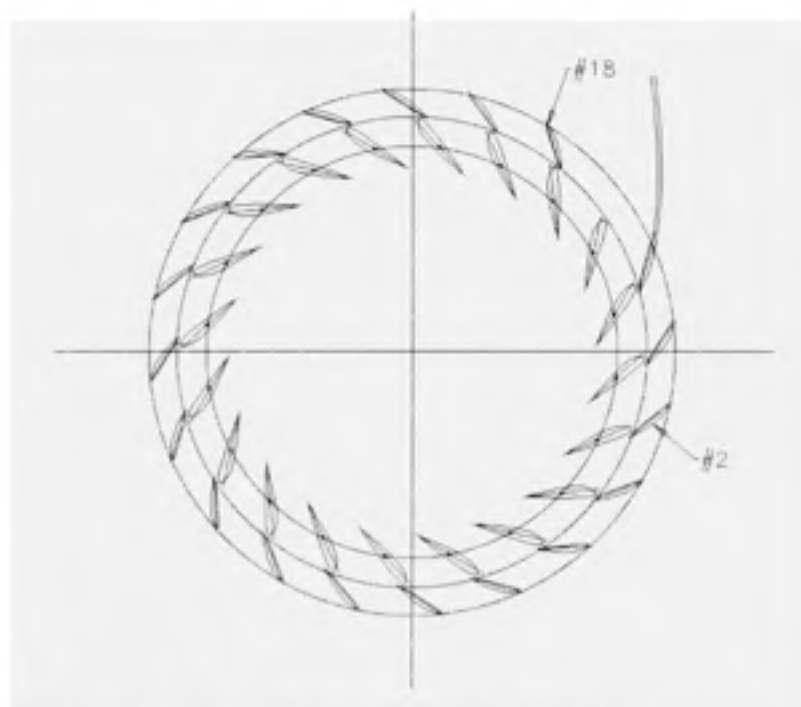


Figure 5.2 *Position des avant-directrices instrumentées (GE Énergie)*

Les avant-directrices #2 et #18 ont été instrumentées. La figure 5.2 indique la position des avant-directrices instrumentées. La première avant-directrice est située au début de

l'avant-distributeur et la seconde est située à la fin de l'avant distributeur. Sur cet avant-distributeur, la dernière avant-directrice #19 est absente.

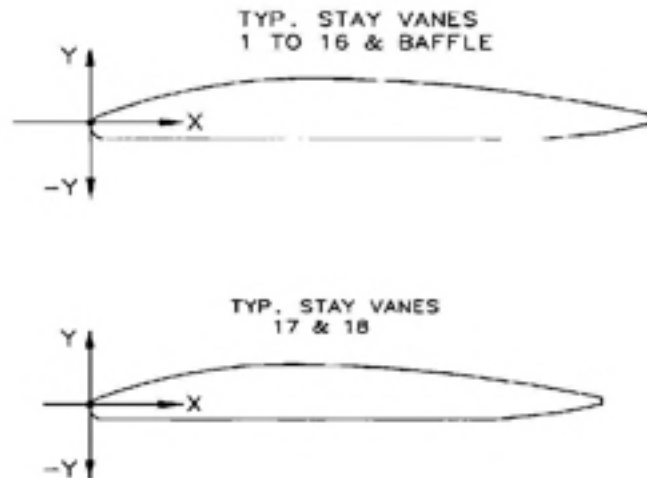


Figure 5.3 *Dimensions relatives des avant-directrices (GE Énergie)*

Les avant-directrices n'ont pas les mêmes dimensions. La figure 5.3 montre la section de chacune des avant-directrices. On remarque que l'avant-directrice #2 est plus longue que l'avant-directrice #18.

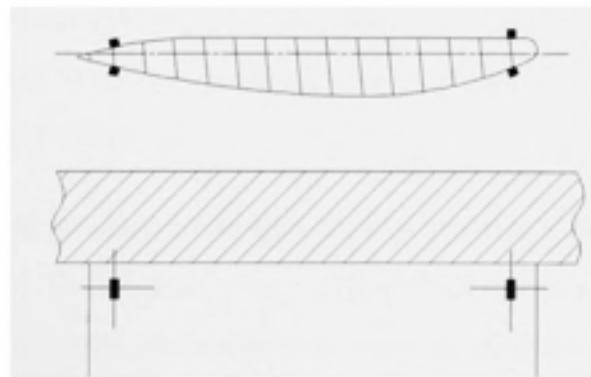


Figure 5.4 *Position des capteurs (GE Énergie)*

Chaque avant-directrice a été instrumentée avec 4 jauges de déformation situées à l'extrémité supérieure tel qu'indiqué sur le croquis de la figure 5.4. La position des jauges permet de différencier les premiers modes de flexion et de torsion, mais la déformée de chacun des modes ne peut être visualisée que de façon partielle.

Tableau 5.1

Durée des signaux

| Condition d'opération [% du BEP] | Durée [s] |
|----------------------------------|-----------|
| 0 % | 250 s |
| 24 % | 150 s |
| 39 % | 250 s |
| 57 % | 250 s |
| 84 % | 250 s |
| 106 % | 250 s |

À partir des données fournies par GE Énergie, les signaux de 6 conditions d'opération ont été retenues pour effectuer l'identification. Les conditions d'opération sont présentées en pourcentage par rapport au point d'efficacité maximum de la turbine (BEP). Le système est considéré fonctionnant en régime permanent à chacune de ces conditions, c'est-à-dire que la puissance générée ne varie pas. La fréquence d'acquisition des signaux est de 2048 Hz. La durée des signaux pour chacune des conditions d'opération est présentée dans le tableau 5.1. Il faut noter que la durée des signaux disponibles pour la condition à 24% du BEP est légèrement inférieure aux autres conditions.

Les caractéristiques du groupe turbine-alternateur permettent d'établir deux sources d'excitations harmoniques : la vitesse de rotation et les interactions rotor-stator. De plus, il faut s'attendre à des interférences électriques provenant du générateur. Les valeurs calculées sont présentées dans le tableau 5.2.

Tableau 5.2

Fréquences caractéristiques du groupe turbine-alternateur

| Fréquence | Calcul | Description |
|-----------|--------------------------------------|--------------------------|
| 1.67 Hz | RPM / (60 sec) | Vitesse de rotation |
| 21.67 Hz | (Nb d'aubes) x (Vitesse de rotation) | Interaction rotor-stator |
| 60 Hz | | Générateur |

5.3 Résultats d'identification préliminaires

Dans un premier temps, une identification préliminaire a été effectuée. Les résultats obtenus permettent de vérifier l'efficacité des méthodes présentées et d'offrir une vue d'ensemble du comportement du système. Pour chacune des conditions, uniquement les 50 premières secondes ont été utilisées. L'identification a été effectuée à partir de toutes les fonctions de corrélation et d'autocorrélation possibles entre les signaux pour un niveau de surdétermination du modèle de 10. Les valeurs calculées numériquement par GE Énergie pour chacune des avant-directrices sont présentés à titre indicatif dans le tableau 5.3.

Tableau 5.3

Fréquences naturelles calculées

| Avant-directrice | Description | Fréquence |
|------------------|---------------------------------|-----------|
| #2 | 1 ^{er} mode de flexion | 87 Hz |
| | 2 ^e mode de flexion | 188 Hz |
| | 1 ^{er} mode de torsion | 221 Hz |
| #18 | 1 ^{er} mode de flexion | 82 Hz |
| | 2 ^e mode de flexion | 187 Hz |
| | 1 ^{er} mode de torsion | 214 Hz |

Uniquement les résultats du premier mode seront présentés pour chacune des avant-directrices. Les autres modes ne permettent pas d'identifier de nouvelles problématiques et leur iden-

tification est plus difficile, car la réponse du système est sensiblement plus faible à ces fréquences.

5.3.1 Avant-directrice #2

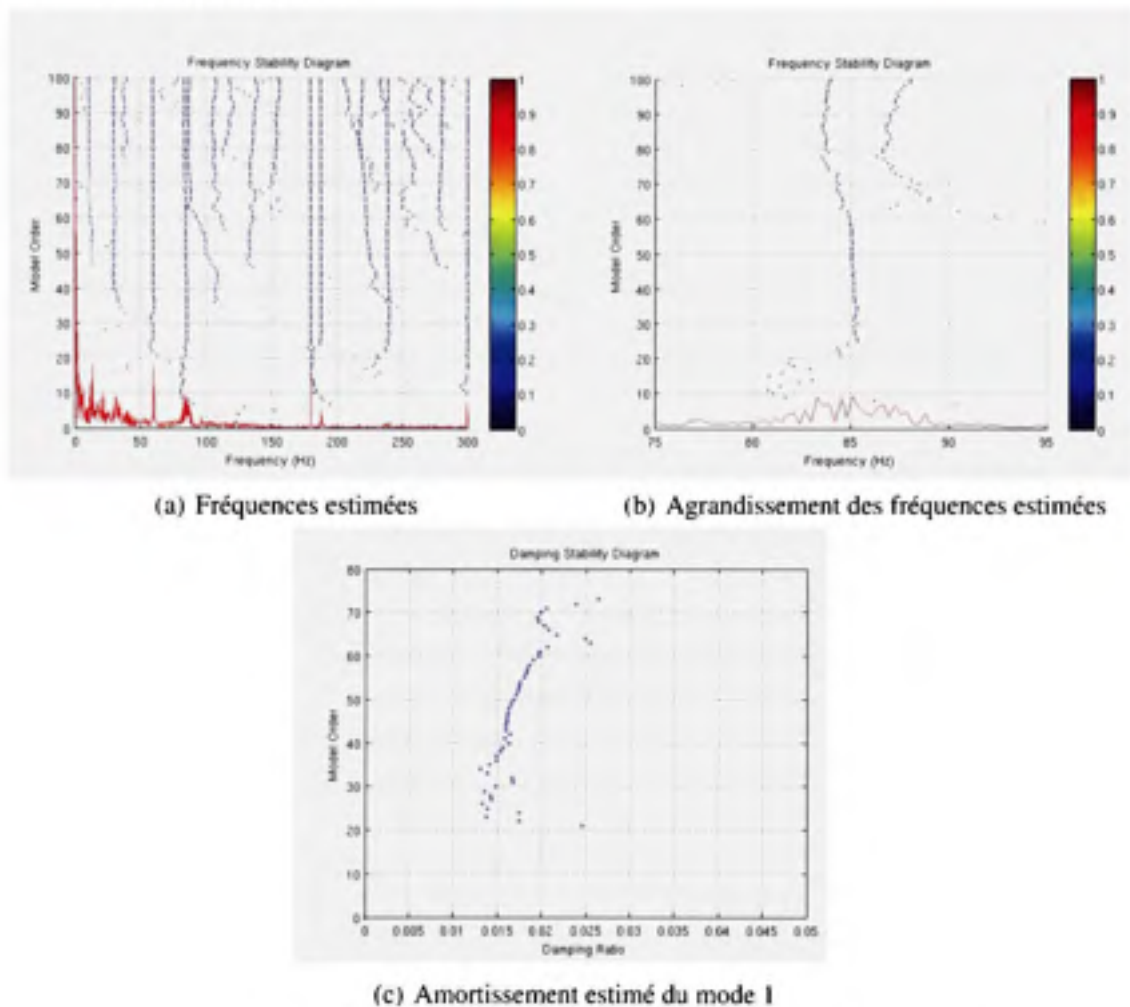


Figure 5.5 *LSCE - Avant-directrice #2 à 39% du BEP*

En premier lieu, l'identification des paramètres modaux de l'avant-directrice #2 a été effectué avec la méthode LSCE. Les résultats obtenus pour la condition à 39% du BEP sont présentés à la figure 5.5. Les fréquences suivantes sont identifiées à des ordres relativement faibles sur le graphique de stabilité en fréquence : le premier harmonique de 60 Hz, une fréquence à proximité de la fréquence du premier mode de flexion à 85 Hz, le troisième

harmonique de 60 Hz, le deuxième mode de flexion à 188 Hz et le premier mode de torsion à 239 Hz. De plus, pour les conditions égales ou inférieures à 39% du BEP, deux excitations harmoniques sont identifiées à 12 Hz et 30 Hz et pour les conditions supérieures à 39% du BEP, l'excitation causée par les interactions rotor-stator à 21.67 Hz est identifiée.

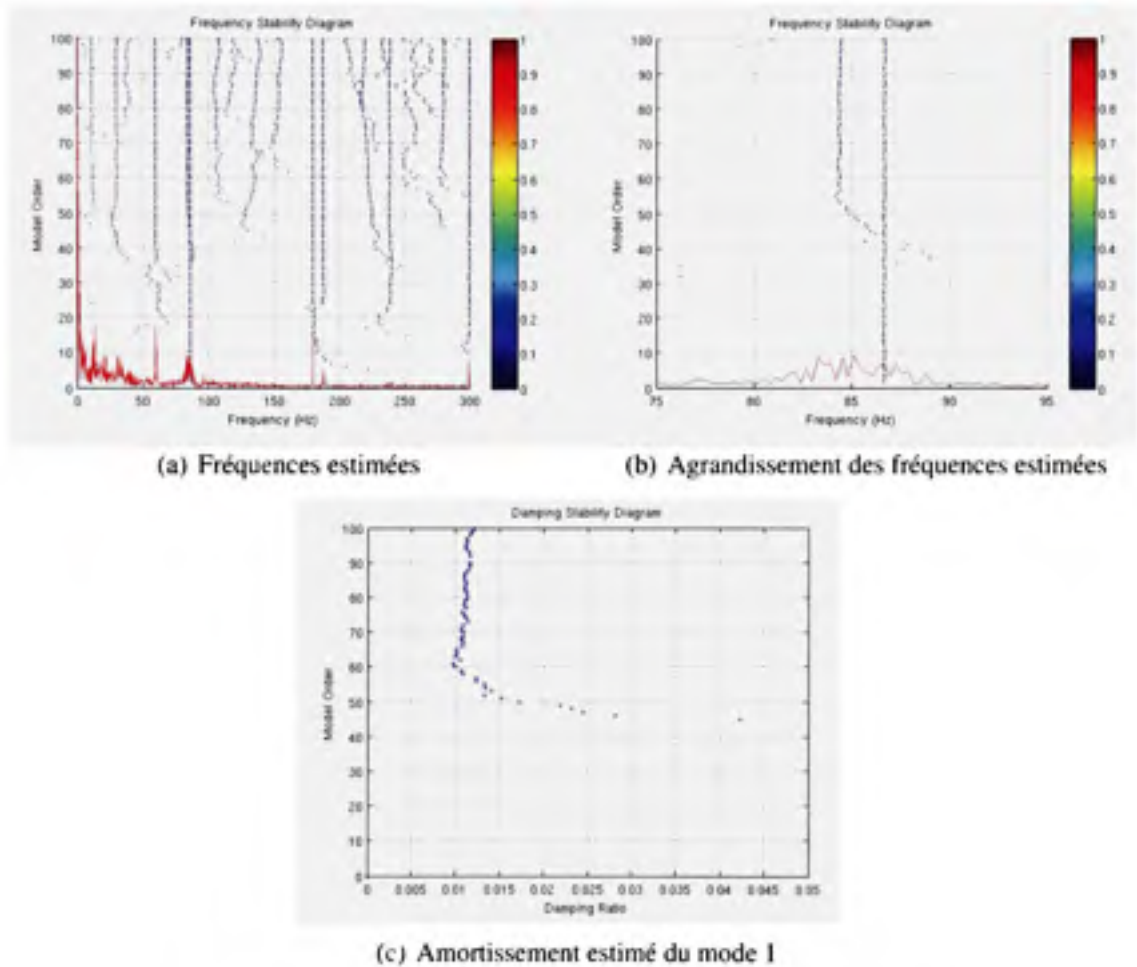


Figure 5.6 *LSCMod - Avant-directrice #2 à 39% du BEP*

Par contre, il est difficile de définir une zone de stabilité lorsque l'ordre du modèle augmente autour de la fréquence de 85 Hz. La fréquence identifiée bifurque en deux fréquences distinctes à partir d'un ordre de 70 sans se stabiliser et l'amortissement estimé n'est pas stable. Cette bifurcation suggère la présence potentielle d'une excitation harmonique à proximité de la fréquence du premier mode de flexion. L'excitation harmonique se

rapprochant le plus du premier mode de flexion correspond au quatrième harmonique de la fréquence des interactions rotor-stator. Les résultats obtenus en utilisant la méthode LSCEmod avec le quatrième harmonique de la fréquence des interactions rotor-stator (86.67 Hz) sont présentés à la figure 5.6.

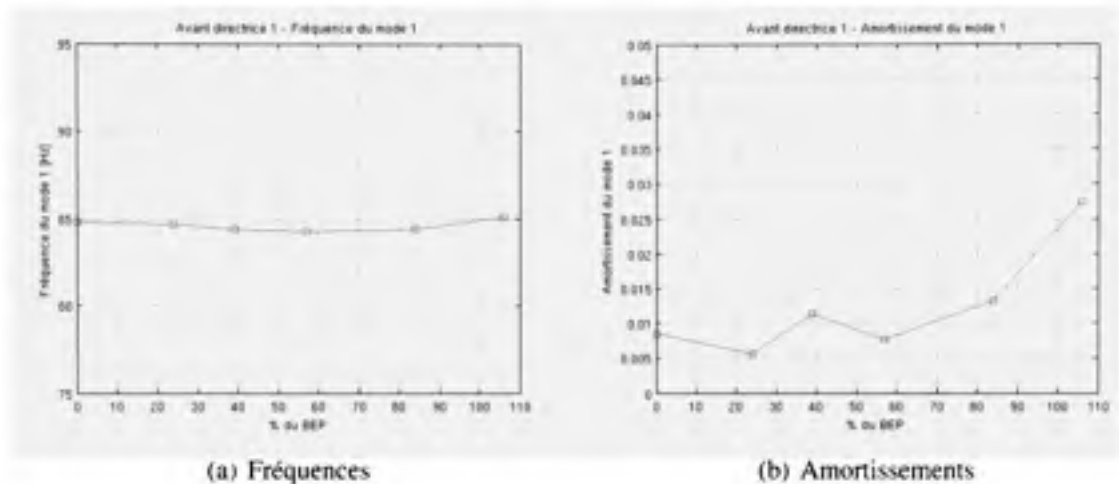


Figure 5.7 Résultats pour l'avant-directrice #2

En utilisant la méthode LSCEmod, le premier mode de flexion est identifié à 84.4 Hz avec un taux d'amortissement de 1.1%. Comparativement aux résultats précédents, les valeurs estimées sont stables à partir d'un ordre de 60. Les résultats du premier mode obtenus avec la méthode LSCEmod pour chacune des conditions d'opération avec un ordre de 80 sont présentés à la figure 5.7.

5.3.2 Avant-directrice #18

Les résultats obtenus pour l'avant-directrice #18 à 39% du BEP sont présentés à la figure 5.8. Pour l'avant-directrice #18, la méthode LSCE a été utilisée car il n'y a aucune excitation harmonique près de la fréquence du premier mode à 80.5 Hz. Les fréquences identifiées sur cette figure sont : le premier harmonique de 60 Hz, le premier mode de flexion à 80.5 Hz, le troisième harmonique de 60 Hz, le deuxième mode de flexion à 185.9 Hz et quelques fréquences instables sont identifiées près du premier mode de torsion. Le taux

d'amortissement estimé pour le premier mode de flexion est 1.3% à un ordre de 80. Les résultats obtenus pour chacune des conditions d'opération à un ordre de 80 sont présentés sur la figure 5.9.

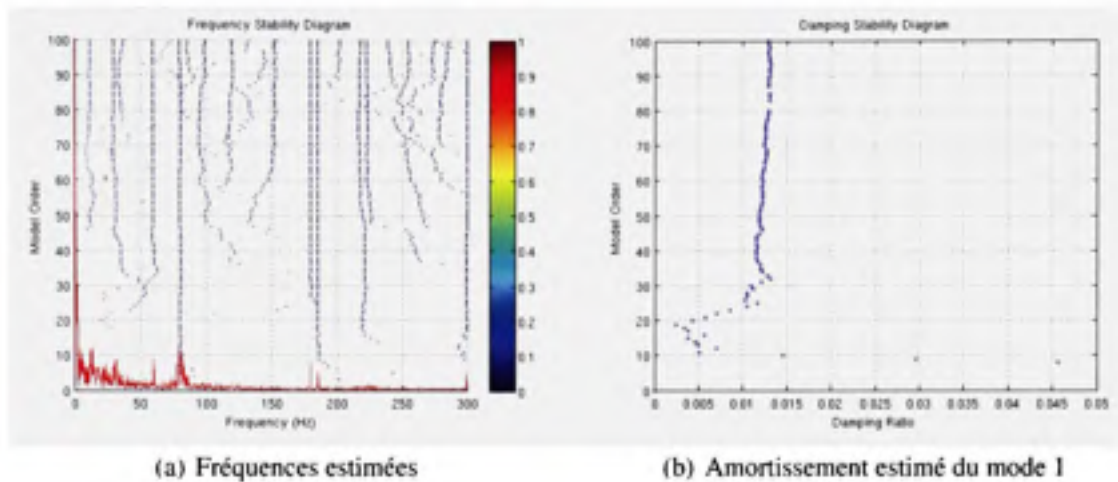


Figure 5.8 *LSCE - Avant-directrice #18 à 39% du BEP*

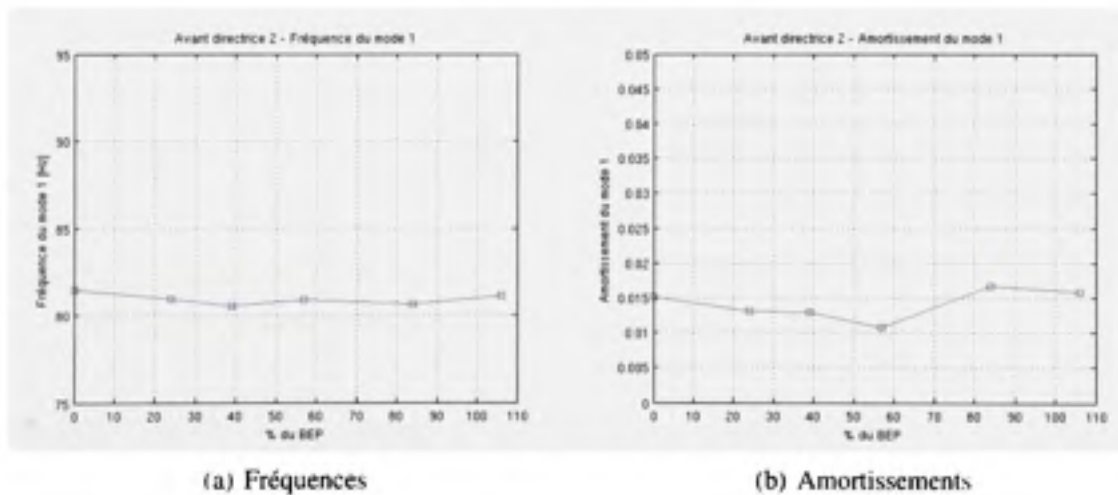


Figure 5.9 *Résultats pour l'avant-directrice #18*

5.4 Discussion

Les résultats obtenus pour l'avant-directrice #2 montrent l'influence que peut avoir une excitation harmonique sur les résultats d'identification. Dans le cas présenté, il est impos-

sible d'obtenir une estimation des paramètres modaux du premier mode de la structure sans l'utilisation de l'algorithme LSCEmod. Bien que la méthode utilisée n'est pas reconnue pour ses performances à distinguer des fréquences rapprochées (Petsounis et Fassois, 2001), l'algorithme modifié compense aisément cette lacune. Pour l'avant-directrice #18, la méthode LSCE a été utilisée sans modification, car il n'y a pas d'excitation harmonique à proximité du premier mode.

En comparant les résultats obtenus pour toutes les conditions d'opération, des différences sont remarquées au niveau des paramètres modaux de chacune des avant-directrices :

– **Les fréquences estimées pour le premier mode sont différentes**

La fréquence du premier mode de l'avant-directrice #2 est plus élevée. L'avant-directrice #2 étant plus rigide, ce phénomène était prévisible et concorde avec les résultats d'analyses présentés dans le tableau 5.3.

– **Le taux d'amortissement estimé en fonction de la puissance est différent**

L'évolution du taux d'amortissement en fonction des conditions d'opération ne coïncide pas avec les résultats attendus. Pour l'avant-directrice #2, le taux d'amortissement semble augmenter en fonction de la puissance. Par contre, pour l'avant-directrice #18, le taux d'amortissement demeure relativement constant. Sachant que la vitesse de l'écoulement augmente en fonction de la puissance, une augmentation de l'amortissement était attendue pour chacune des avant-directrices.

Puisqu'il s'agit de valeurs estimées, il nous est impossible de confirmer si le taux d'amortissement est constant ou augmente réellement sans connaître le niveau de confiance des résultats obtenus. De plus, l'influence des paramètres utilisés pour l'identification nous est inconnue. Les phénomènes observés pourraient être influencés par les choix effectués lors de l'identification.

5.5 Conclusion

Il a été démontré à partir des résultats préliminaires obtenus qu'il est possible d'estimer les paramètres modaux sur des avant-directrices à partir de mesures effectuées en fonctionnement en utilisant les méthodes LSCE et LCSEmod. Par contre, il a été observé que l'absence d'information sur la précision des résultats rend les comparaisons en fonction des conditions d'opération difficiles. Nous concluons que des travaux sur la sensibilité des résultats aux paramètres d'identification s'avèrent essentiels pour la poursuite des travaux.

CHAPITRE 6

ANALYSE DE SENSIBILITÉ

6.1 Introduction

Dans le chapitre précédent, les questions suivantes ont été soulevées : comment quantifier la précision des valeurs estimées ? Comment peut-on choisir les paramètres d'identification ? Et, comment peut-on juger s'il y a une différence significative entre deux estimations ? Dans ce chapitre, le calcul de la dispersion statistique des valeurs estimées est envisagé pour évaluer la sensibilité des résultats aux divers paramètres d'estimation. Une méthode de type "Bootstrapping" sera utilisée pour générer la distribution statistique des résultats. Dans un premier temps, la convergence des résultats sera vérifiée. Puis, l'effet de chacun des paramètres d'identification sera évalué.

6.2 Le "Bootstrapping"

Le "Bootstrapping" permet, à partir d'un nombre restreint de données, de faire une analyse de type Monte-Carlo. Le principe de base de cette méthode repose sur le rééchantillonnage des données disponibles pour autogénérer les entrées du modèle. Cette méthode a été employée en premier lieu pour des données indépendantes (Efron, 1979). Cela permettait de rééchantillonner avec remplacement sans restriction. Dans le cas où les données sont dépendantes comme pour les signaux temporels, la méthode doit être modifiée pour conserver la dépendance. Deux types d'approches sont généralement utilisées. La première consiste à rééchantillonner en sélectionnant des groupes de données consécutives afin de conserver leurs dépendances (Yan et al., 2006; Politis, 2003; Buhlmann, 2002; Vogel et Shallcross, 1996). La seconde consiste à autogénérer les données en utilisant le résidu du modèle obtenu (Anderson et al., 2005). Dans cette méthode, le résidu est utilisé comme entrée du modèle pour générer un nouveau groupe de données. Cette méthode est très sensible

au modèle initial, mais permet l'emploi de l'ensemble des données plutôt qu'un sous-ensemble de données tel que proposé par la première approche. Plusieurs études ont été publiées comparant l'utilisation du "Bootstrapping" par rapport l'analyse de Monte-Carlo pour évaluer l'incertitude lors d'une analyse modale. Le lecteur est invité à les consulter pour plus de détails (Kijewski et Kareem, 2002; Doebling et Farrar, 2001b; Farrar et al., 1998).

Le "Bootstrapping" par groupe de données consécutives a été retenu pour évaluer la distribution des résultats. Cette méthode a l'avantage de ne pas nécessiter d'hypothèses sur les paramètres statistiques et leurs distributions. Le rééchantillonnage est effectué avec une fenêtre de b valeurs consécutives $x_i, i = 1 \dots b$, à l'intérieur d'un total de n valeurs. Le rééchantillonnage a été effectué avec remplacement à k reprises. L'emplacement de la fenêtre est choisi aléatoirement avec une probabilité égale pour chacune des positions. Les k échantillons obtenus $X_i, i = 1 \dots k$, permettent d'effectuer k estimés, $\hat{\Theta}_i, i = 1 \dots k$. Ensuite, la moyenne et l'écart type sont calculés pour caractériser les distributions des $\hat{\Theta}_i$. Cette méthode sera utilisée pour caractériser les résultats de la fréquence et l'amortissement estimés.

6.3 Vérification de la convergence

Avant d'effectuer l'analyse de sensibilité, il est nécessaire de déterminer le nombre de valeurs k nécessaires pour obtenir la convergence de la moyenne et de l'écart type. Les figures 6.1 et 6.2 montrent les résultats de l'analyse de convergence à la condition d'opération 77 MW et un ordre de modèle de 80 pour chacune des avant-directrices. On constate qu'avec $k = 100$, les valeurs sont stabilisées. Cette valeur est similaire pour toutes les conditions d'opération. Un nombre de valeurs $k = 200$ a été retenu pour s'assurer de la convergence de nos résultats peu importe la condition d'opération et la méthode retenue. Le temps de calcul n'étant pas un paramètre à optimiser, les risques de non-convergence des résultats sont ainsi minimisés.

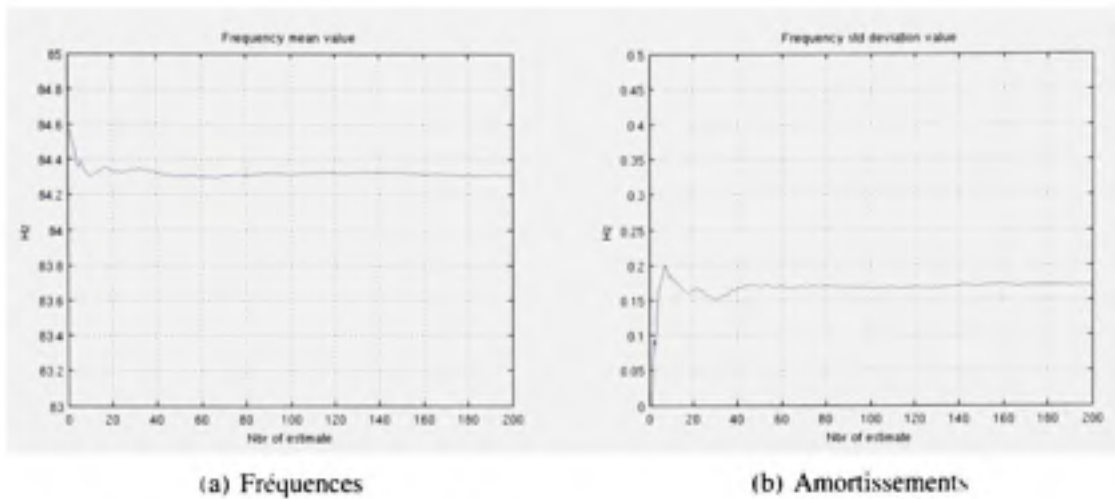


Figure 6.1 *Convergence de résultats - Avant directrice #2 - 39% du BEP - Ordre 80*

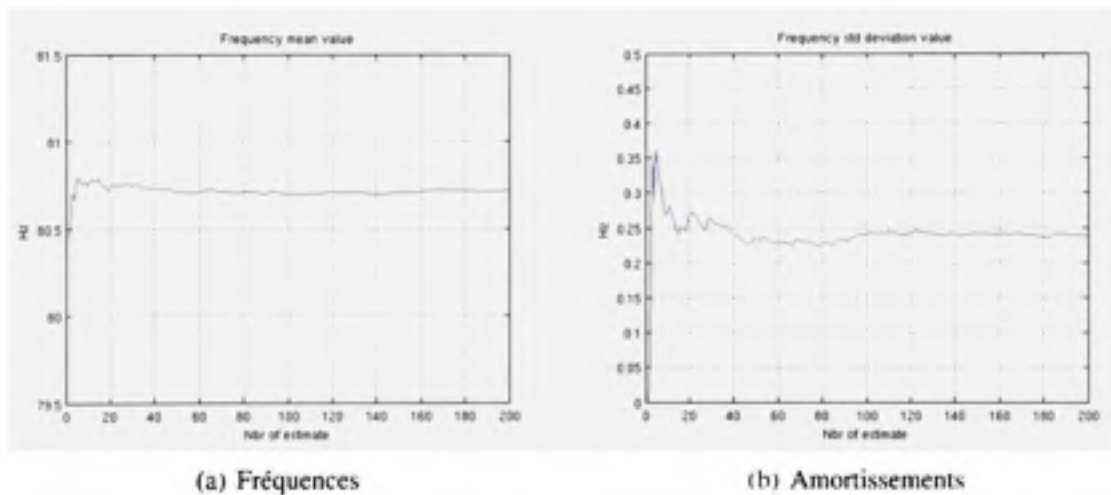


Figure 6.2 *Convergence des résultats - Avant directrice #18 - 39% du BEP - Ordre 80*

Il est à noter que la distribution obtenue ne correspond pas nécessairement à une distribution normale. Bien que ce ne soit pas une limitation théorique, l'interprétation des résultats peut être ambiguë si l'on désire déterminer un intervalle de confiance. Ici, l'écart type est un indicateur de la dispersion des résultats et l'hypothèse d'une distribution normale n'est pas nécessairement valide. Les figures 6.3 et 6.4 montrent des exemples de distribution obtenue pour l'avant-directrice #2 à 77 MW avec un ordre de modèle de 80. Bien que

les paramètres ont souvent une distribution proche de la normale, les exemples présentés montrent que les distributions obtenues peuvent diverger de cette hypothèse.

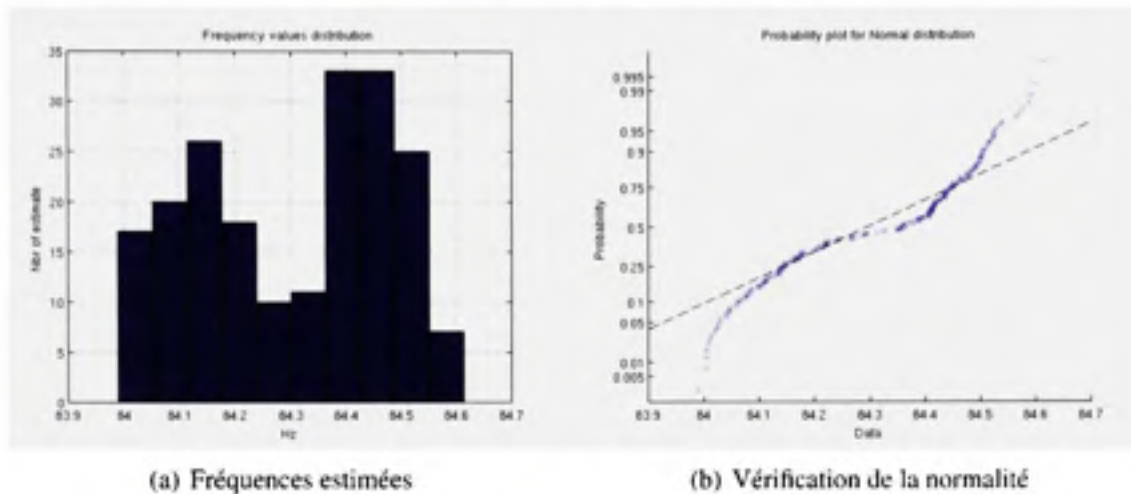


Figure 6.3 *Distribution des fréquences estimées - Avant directrice #2*

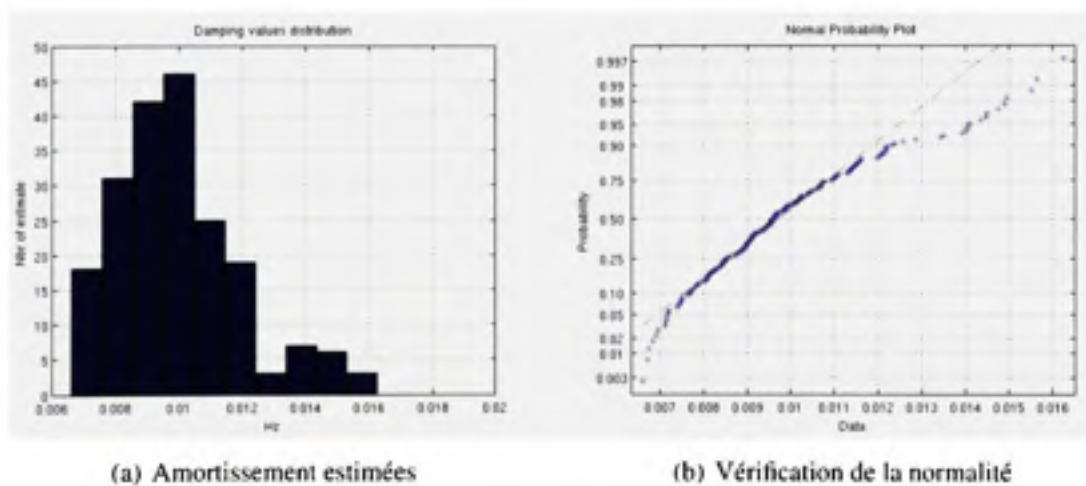


Figure 6.4 *Distribution des amortissements estimés - Avant directrice #2*

6.4 Effet des paramètres d'estimation

L'influence de trois paramètres a été étudiée lors de l'analyse de sensibilité : la longueur de la fenêtre utilisée pour le "Bootstrapping", l'ordre du modèle et le niveau de surdétermination. L'effet de chacun des paramètres est vérifié de façon indépendante, les autres

paramètres étant fixés. Cette méthode ne permet pas de visualiser les interdépendances entre les paramètres. L'objectif est d'explorer les résultats d'un changement des paramètres d'estimation et non de trouver les paramètres optimaux. Les paramètres de base sont présentés dans le tableau 6.1

Tableau 6.1
Paramètres de base

| Paramètre | Valeur |
|----------------------------|---------------|
| Longueur de la fenêtre | 50 000 points |
| Ordre du modèle | 80 |
| Niveau de surdétermination | 10 |

Les paramètres ont été sectionnés par l'auteur à partir des résultats préliminaires du chapitre 5. Ces paramètres permettent l'obtention de résultats acceptables à toutes les conditions d'opération. Les résultats présentés dans cette section permettent d'apprécier le choix effectué, mais ne constituent en aucun cas une analyse rigoureuse.

6.4.1 Longueur de la fenêtre

Le premier paramètre analysé est la longueur de la fenêtre utilisée. Les résultats obtenus sont présentés aux figures 6.5 et 6.6. Les résultats pour des longueurs de 10 000 à 100 000 points ont été calculés. Les figures indiquent la valeur moyenne obtenue plus ou moins l'écart type.

On remarque que la valeur moyenne se stabilise vers 50 000 points. Par contre, l'écart type diminue toujours et ne se stabilise pas. La diminution de l'écart type est beaucoup plus importante avant 50 000 points qu'après. Intuitivement, on pourrait s'attendre à une stabilisation de l'écart type. En pratique, en augmentant la longueur de la fenêtre, le nombre d'échantillons complètement indépendants N , diminue. De plus, une fenêtre plus longue diminue l'impact de variation de courte durée à l'intérieur de l'échantillon. Donc, une lon-

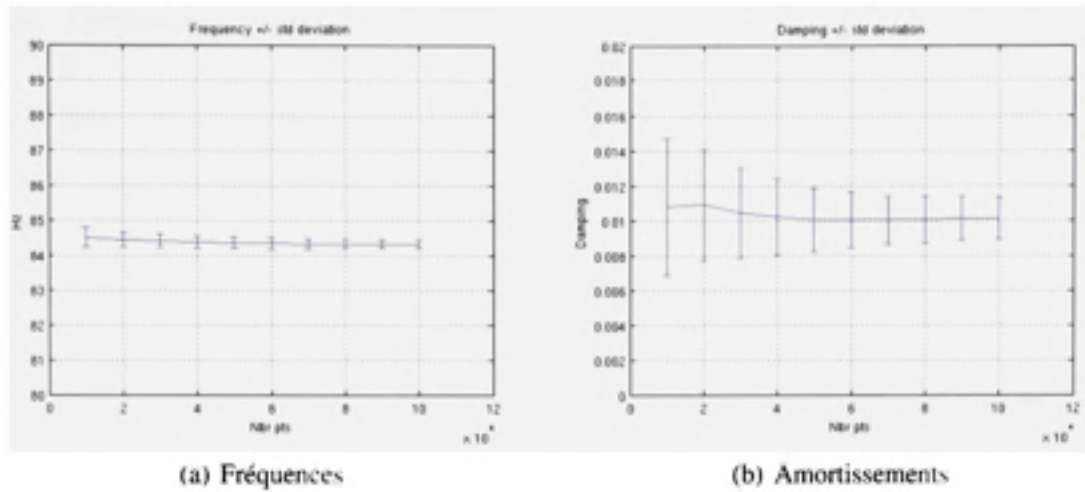


Figure 6.5 *Longueur du signal - Avant directrice #2 - 39% du BEP - Ordre 80*

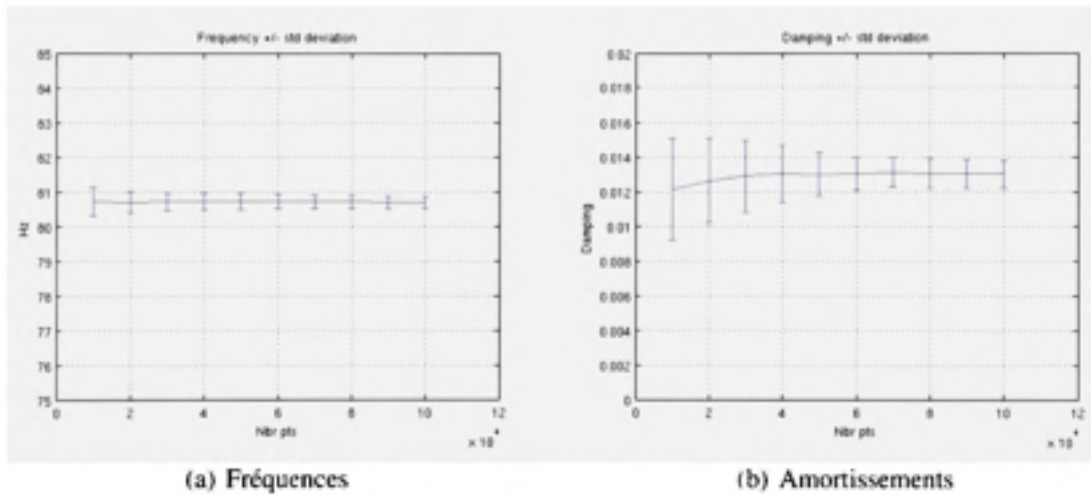


Figure 6.6 *Longueur du signal - Avant directrice #18 - 39% du BEP - Ordre 80*

gueur de 50 000 points a été conservée puisque les gains subséquents ne sont pas jugés significatifs.

6.4.2 Ordre du modèle

Les résultats pour des ordres de modèle de 10 à 100 ont été calculés et les résultats sont présentés aux figures 6.7 et 6.8. Les figures indiquent la valeur moyenne plus ou moins un écart type.

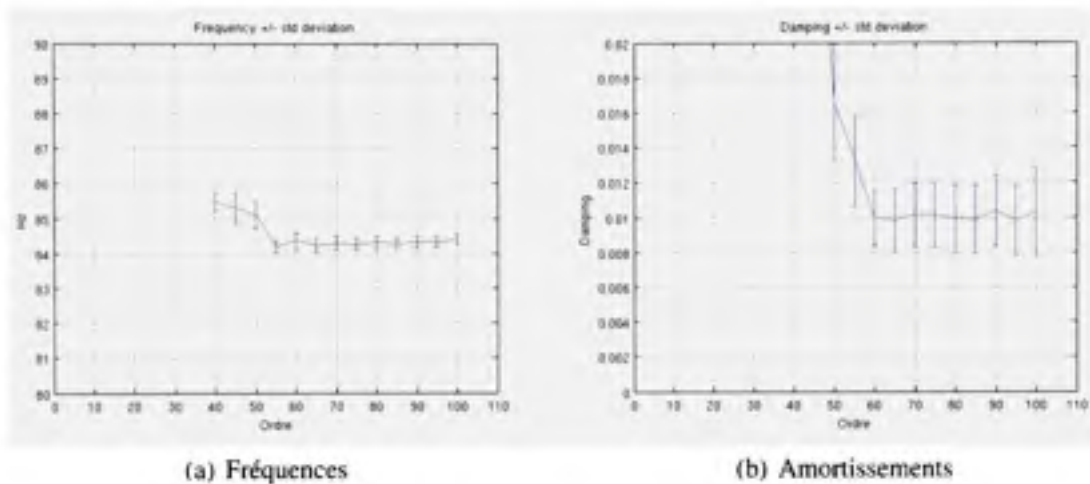


Figure 6.7 Ordre du modèle - Avant directrice #2 - 39% du BEP

Sur la figure 6.7, on constate que pour des ordres de modèle inférieurs à 40, aucune valeur n'est identifiée. Ensuite, il y a une zone de transition et les résultats se stabilisent. Finalement, dans certains cas pour des ordres de modèle élevés, des artéfacts numériques se stabilisent autour des valeurs d'intérêt et les résultats divergent. Dans l'absence d'artéfact numérique, les résultats se stabilisent et l'ordre du modèle n'a plus d'importance. L'ordre minimal pour être en mesure d'identifier les paramètres modaux change d'une condition à l'autre. La condition où l'ordre minimal d'identification est le plus élevé correspond à 106% du BEP.

Sur la figure 6.8, l'ordre minimal d'identification est beaucoup plus faible. On constate que les mêmes phénomènes sont présents. Un ordre de modèle de 80 est choisi pour être dans la zone de stabilité lorsque la puissance augmente tout en minimisant l'impact des artéfacts numériques créés par des ordres de modèle trop élevés.

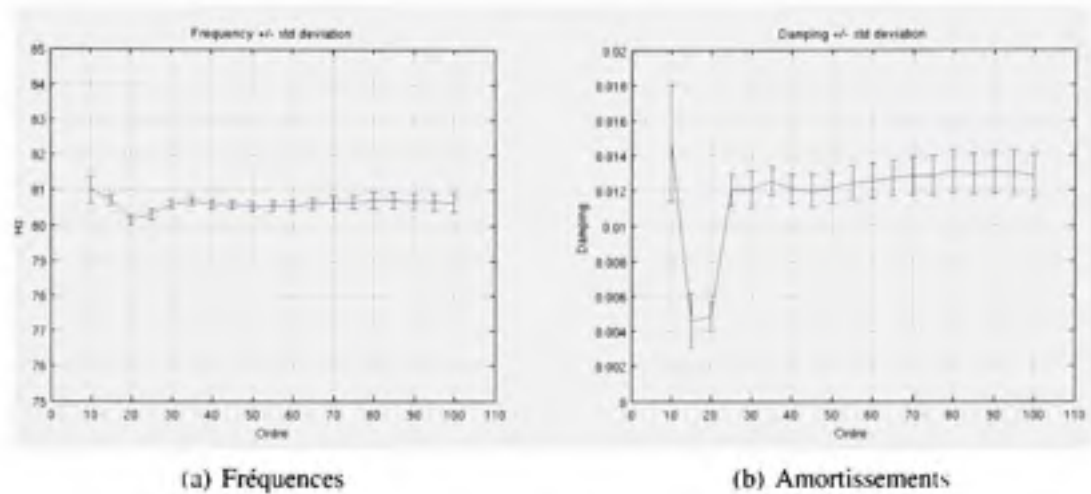


Figure 6.8 *Ordre du modèle - Avant directrice #18 - 39% du BEP*

6.4.3 Niveau de surdétermination

Le niveau de surdétermination est défini comme le nombre d'équations divisé par le nombre de paramètres à estimer lors de la résolution à l'aide de la méthode des moindres carrés. Le nombre de paramètres est $2.N$. Donc, un niveau de surdétermination de 1 signifie que nous avons utilisé $2.N$ équations pour résoudre le système d'équations. En utilisant toutes les corrélations possibles entre les signaux, on obtient $\frac{p^2+p}{2}$ fonction de corrélation, p étant le nombre de capteurs. Donc, pour 4 capteurs avec $2.N$ équations par fonction de corrélation, le niveau de surdétermination est 10.

Les figures 6.9 et 6.10 montrent l'effet du niveau de surdétermination sur les résultats. On remarque que le niveau de surdétermination a peu d'effet sur l'écart type lorsqu'il est supérieur ou égal à 5. Toutefois, il fait varier légèrement la moyenne. Nous rappelons que le niveau de surdétermination a un impact majeur sur le temps de calcul. Donc, un niveau de 10 a été choisi, même si, selon les résultats obtenus, un niveau de 5 est suffisant dans la majorité des cas.

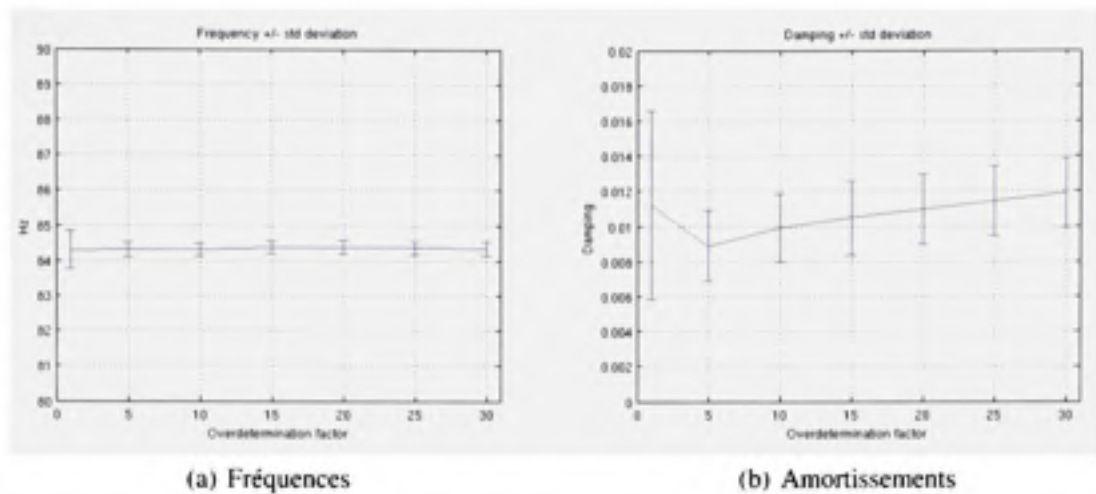


Figure 6.9 Niveau de surdétermination - Avant directrice #2 - 39% du BEP - Ordre 80

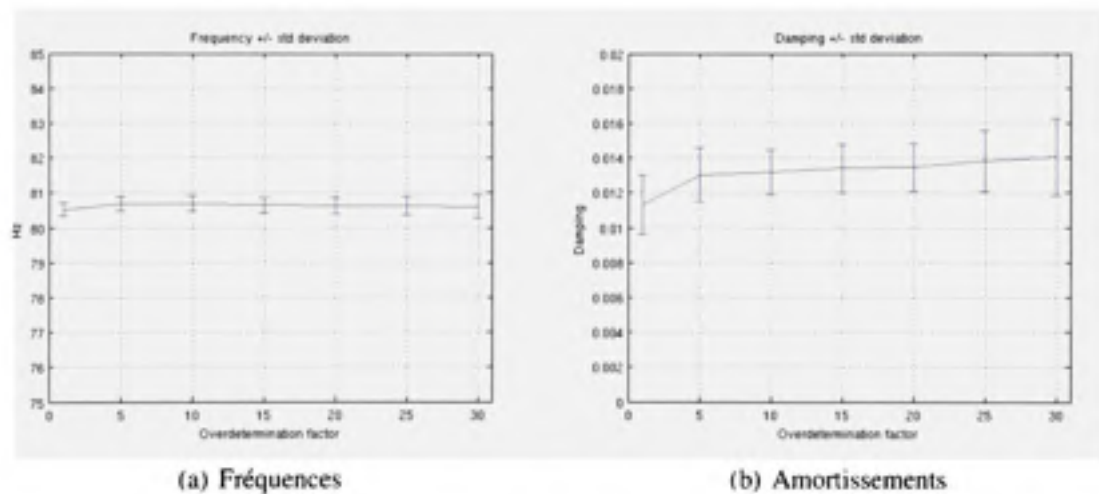


Figure 6.10 Niveau de surdétermination - Avant directrice #18 - 39% du BEP - Ordre 80

6.5 Discussion

Bien que la méthode des moindres carrés exponentiels comporte peu de paramètres, on constate que le choix de ceux-ci peut avoir une grande influence sur les résultats obtenus. En l'absence d'une analyse minimale de la sensibilité des résultats à chacun des paramètres, il serait possible de sélectionner les paramètres en fonction du résultat désiré. Certains chercheurs s'intéressent directement au problème de l'incertitude (Pintelon et al.,

2007; Raffy et Gontier, 2005; Arici et Mosalam, 2005; Doebling et Farrar, 2001b; Farrar et al., 1997). Une analyse de sensibilité même partielle, telle qu'effectuée, nécessite beaucoup de temps de calcul. Par contre, elle est essentielle pour justifier les paramètres choisis et en interpréter les résultats, même s'il n'est pas toujours possible de tirer des conclusions claires. Ceci est particulièrement important lorsque l'on veut valider la présence d'une différence significative entre deux conditions d'opération.

6.6 Conclusion

Les résultats présentés dans ce chapitre montrent l'importance et l'influence du choix des paramètres d'identification. Il a été démontré qu'il est possible d'évaluer la distribution statistique des résultats obtenus en utilisant le "Bootstrapping". Le "Bootstrapping" combiné à une analyse de sensibilité a permis d'évaluer le niveau d'incertitude associé aux résultats obtenus pour chacune des méthodes d'identification utilisées. Nous avons été en mesure de justifier le choix des paramètres qui seront utilisés pour comparer les résultats. Nous considérons cette étape comme essentielle. Une étude plus approfondie de l'incertitude serait à envisager.

CHAPITRE 7

COMPARAISON DES RÉSULTATS

7.1 Introduction

Les résultats préliminaires obtenus dans le chapitre 5 offrent une quantité limitée d'information. Le chapitre 6 a permis d'illustrer, non seulement l'influence du choix des paramètres sur les résultats, mais l'importance d'examiner la répétitivité des résultats avant de pouvoir tirer des conclusions significatives. Dans ce chapitre, les paramètres d'estimation définis à l'aide des résultats du chapitre 6 seront utilisés pour obtenir une valeur globale et une mesure de la variabilité de l'estimé et ce, pour chacune des conditions d'opération. Ensuite, les résultats seront comparés entre eux afin d'observer l'évolution des paramètres en fonction des conditions d'opération. La procédure a pour but d'éviter que les résultats soient biaisés par les choix effectués lors de l'estimation.

7.2 Évolution des paramètres modaux en fonction des conditions d'opération

Les paramètres d'estimation présentés au tableau 7.1 ont été sélectionnés en fonction des résultats de l'analyse de sensibilité effectuée au chapitre 6. Les valeurs sélectionnées permettent l'obtention d'une convergence acceptable pour toutes les conditions d'opération.

Tableau 7.1

Paramètres d'estimation

| Paramètre | Valeur |
|----------------------------|---------------|
| Longueur de la fenêtre | 50 000 points |
| Ordre du modèle | 80 |
| Niveau de surdétermination | 10 |

L'emploi des mêmes paramètres d'estimation pour toutes les conditions permet la comparaison des résultats entre eux. Puisque les essais ont tous été effectués avec le même équipement, la même journée et dans des conditions similaires, les variations observées entre les conditions sont principalement attribuables à des changements dans la réponse de la structure et à l'erreur d'estimation. En acceptant l'hypothèse que les résultats sont tous biaisés de façon similaire par l'algorithme, une comparaison devient plausible.

7.2.1 Avant-directrice #2

Les résultats obtenus pour le premier mode de l'avant-directrice #2 sont présentés à la figure 7.1.

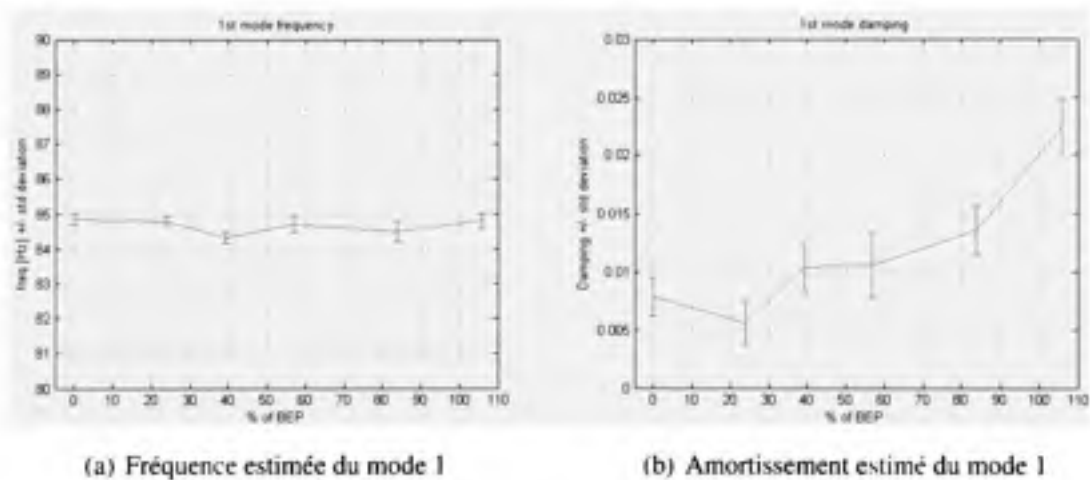


Figure 7.1 Résultats pour l'avant directrice #2

On peut observer que la fréquence est relativement stable et que l'amortissement augmente de façon significative en fonction de la puissance. L'amortissement moyen semble chuter légèrement à 24 % du BEP et augmenter de façon marquée de 84 % à 106 %. Si l'on considère l'incertitude statistique des résultats, l'amortissement pourrait être considéré sensiblement constant pour les puissances inférieurs à 84%. La valeur de l'écart type n'est pas particulièrement affectée par les changements des conditions d'opération. On remarque que l'écart type maximal pour les résultats obtenus se situe à 57 % du BEP.

7.2.2 Avant-directrice #18

Les résultats obtenus pour le premier mode de l'avant-directrice #2 sont présentés à la figure 7.1.

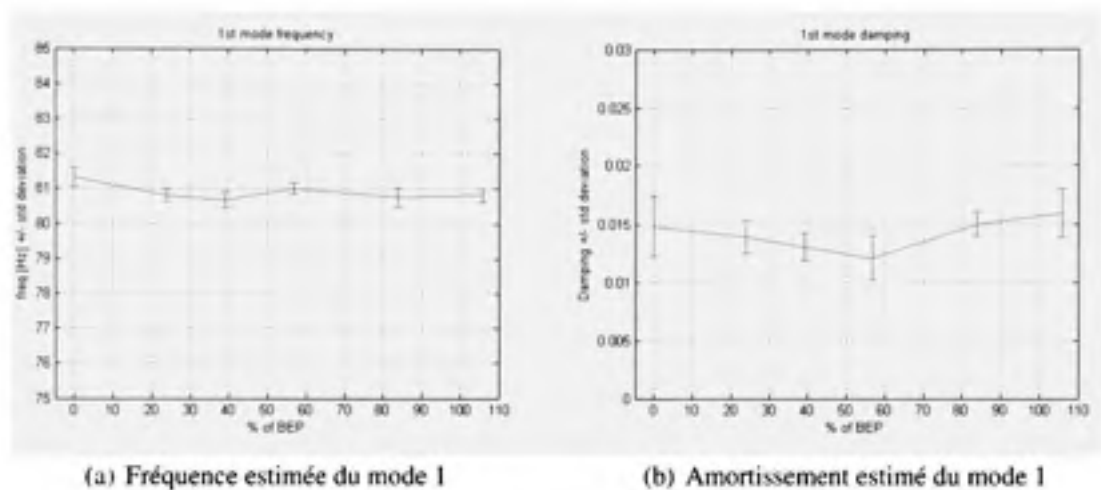


Figure 7.2 Résultats pour l'avant directrice #18

Les résultats montrent une fréquence pour le mode 1 sensiblement constante et un amortissement qui semble ne pas varier entre 0 % et 106 % du BEP. On remarque une légère chute de la valeur moyenne de l'amortissement à 57 % du BEP qui peut être négligée si l'on considère l'incertitude des résultats. La valeur de l'écart type varie mais il ne semble pas y avoir, a priori, de corrélation apparente avec la puissance.

7.3 Discussion

En comparant les résultats obtenus pour chacune des avant-directrices, on observe que le comportement en fonction de la puissance est significativement différent d'une avant-directrice à l'autre. De plus, une dispersion plus grande des résultats pour l'avant-directrice #2 est aussi remarquée. Dans un premier temps, nous avons identifié les causes probables pouvant expliquer ces différences. Quatre sources potentielles de variation ont été analy-

sées : le système de mesure, l'algorithme d'estimation, la géométrie des composantes et les caractéristiques de l'écoulement.

Le système de mesure est une source d'erreurs dans les signaux obtenus lors de l'acquisition. Il est difficile d'associer la différence de comportement à la chaîne d'acquisition puisque l'acquisition a été effectuée simultanément pour tous les capteurs. Par contre, il faut admettre que la qualité du signal peut varier d'un capteur à l'autre. Puisqu'elle ne changera pas d'une condition d'opération à l'autre, l'évolution des résultats en fonction de la puissance ne devrait pas être affectée.

Il ne faut pas négliger que deux algorithmes différents ont été utilisés. Chacun des algorithmes peut biaiser les résultats de façon différente. En acceptant l'hypothèse que les résultats sont tous biaisés de façon similaire par l'algorithme, la différence dans l'évolution des paramètres ne peut pas être attribuée directement aux algorithmes. Nous signalons que cette hypothèse n'a pas été validée.

Troisièmement, on constate que les avant-directrices instrumentées possèdent des géométries différentes. La géométrie affecte directement les paramètres modaux car le moindre changement au niveau de la masse et de la rigidité aura un effet sur la valeur des fréquences naturelles de la structure. De plus, le profil hydraulique est changé, modifiant l'écoulement autour de la composante. Une modification de l'écoulement peut potentiellement modifier l'amortissement ajouté (Naudascher et Rockwell, 1994; Blevins, 2001b). Ceci pourrait expliquer la différence de comportement entre les composantes instrumentées.

Également, il faut tenir compte des caractéristiques générales de l'écoulement. Les interactions rotor-stator génèrent des fluctuations de pression dont le quatrième harmonique correspond presque à la fréquence de résonance du système sur l'avant-directrice #2. Bien que toutes les avant-directrices subissent la même excitation, cette proximité pourrait contribuer à la différence de comportement observé. Et, il ne faut pas oublier l'absence de l'avant-directrice #19 dont on ne connaît pas l'effet sur l'avant-directrice #18.

En résumé, selon nous, trois causes potentielles peuvent être retenues pour expliquer la différence de comportement observé : la géométrie, la présence d'excitation harmonique dans le voisinage du mode d'intérêt et l'absence de l'avant-directrice #19. L'effet de l'algorithme utilisé a été négligé sur la base de l'hypothèse que l'effet sera identique pour toutes les conditions d'opération.

7.4 Conclusion

La comparaison des résultats obtenus a permis de montrer que l'évolution de l'amortissement est différente pour chacune des avant-directrices. Si les effets reliés aux algorithmes utilisés sont négligés, la géométrie et la présence d'excitations harmoniques dans le voisinage de la fréquence de résonance peuvent être considérés comme les facteurs principaux pouvant expliquer la différence observée entre les deux structures instrumentées. On considère ici l'absence de l'avant-directrice comme une variation géométrique au sein de l'avant-distributeur. Cette différence de comportement n'était pas prévue. Les résultats obtenus remettent en cause les hypothèses effectuées a priori, stipulant que l'amortissement soit similaire pour toutes les avant-directrices et que l'amortissement augmente en fonction de vitesse pour de relativement faibles vitesses d'écoulement (Blevins, 2001b). Les résultats montrent qu'une analyse plus approfondie de l'effet de la géométrie et de la présence d'excitations harmoniques dans l'écoulement est nécessaire pour obtenir une meilleure compréhension des paramètres qui influencent l'amortissement.

CONCLUSION

Apports

Dans ce mémoire, les méthodes d'analyse modale opérationnelle ont été utilisées pour extraire les paramètres modaux sur des composantes d'un groupe turbine-alternateur lors de sa mise en route. Deux versions de la méthode des moindres carrés exponentiels ont été utilisées pour estimer les paramètres modaux de deux avant-directrices. Une de ces méthodes permet d'inclure explicitement les excitations harmoniques dans l'algorithme d'identification. Cette méthode, une variation de l'algorithme LSCE, a permis d'obtenir des résultats impossibles à obtenir en utilisant l'algorithme de base.

L'incertitude et la sensibilité des résultats aux paramètres d'estimation ont été évaluées. L'analyse de sensibilité a permis de justifier les choix effectués lors de l'estimation et de comparer les résultats entre eux. Par contre, la sensibilité des résultats au choix de l'algorithme d'identification n'a pas été évaluée explicitement. Donc, l'influence de l'algorithme d'identification sur les valeurs estimées n'a pas été considérée dans l'étude.

De plus, l'évolution des paramètres estimés en fonction de la puissance générée par le groupe turbine-alternateur a été analysée. Deux comportements différents ont été observés pour le taux d'amortissement. L'avant-directrice #2 a un taux d'amortissement qui augmente significativement à la puissance maximale, contrairement à l'avant-directrice #18 où le taux d'amortissement demeure sensiblement constant. Cette différence n'avait jamais été constatée auparavant. Trois sources potentielles ont été retenues pour expliquer la différence observée : la géométrie, la présence d'excitation harmonique dans le voisinage du mode d'intérêt et l'absence de l'avant-directrice #19. L'hypothèse que l'effet de l'algorithme d'identification soit identique pour toutes les conditions d'opération a été utilisée. Cette hypothèse permet de négliger l'influence liée à l'algorithme d'identification et aux données utilisées lors de la comparaison des résultats.

Le taux d'amortissement est le paramètre qui contrôle l'amplitude des vibrations d'une structure lorsqu'elle est excitée près de la fréquence de la résonance d'un mode donné. Donc, l'évolution du taux d'amortissement en fonction de la puissance aura un impact direct sur l'amplitude des vibrations de la structure analysée. Les résultats obtenus dans ce mémoire sont un premier pas vers la validation des modèles numériques à l'aide de résultats obtenus in situ.

Recommandations

Nous jugeons que les objectifs définis en introduction ont été atteints. Cela dit, plusieurs points restent à approfondir. Les sources exactes de la différence observée entre les deux avant-directrices n'ont pas pu être identifiées avec les données à notre disposition. Les points suivants devront être approfondis afin d'obtenir une meilleure compréhension du phénomène observé :

- **Influence de l'algorithme d'identification**

Tous les résultats ont été obtenus en utilisant le même algorithme. L'hypothèse utilisée stipule que les résultats sont biaisés de façon similaire pour toutes les conditions d'opération. Une comparaison des résultats obtenus avec d'autres méthodes d'identification permettrait de valider cette hypothèse.

- **Interdépendance entre les paramètres d'estimation**

L'analyse de sensibilité a permis de vérifier l'effet de chacun des paramètres de façon indépendante en conservant les autres paramètres fixes. Cette méthode permet d'apprécier le choix des paramètres utilisés. Cependant, il serait préférable d'effectuer une analyse plus approfondie en considérant les interdépendances entre les paramètres pour choisir les paramètres optimaux.

- **Effet de la géométrie de l'avant-directrice**

La géométrie a été identifiée comme une des sources potentielles expliquant la différence de taux d'amortissement entre les deux avant-directrice. Pour quantifier cet

effet, l'utilisation des données provenant de différentes géométries seraient à envisager.

– **Influence des excitations harmoniques**

Il a été montré que la proximité d'une excitation harmonique peut influencer la capacité de l'algorithme à estimer les paramètres modaux. Cependant, l'impact de cette excitation sur le résultat n'a pas été quantifié. La présence d'une excitation harmonique à proximité du premier mode sur l'avant-directrice #2 pourrait être la source de la différence observée sur le taux d'amortissement.

L'utilisation de données provenant d'essais effectués dans un environnement contrôlé où certains paramètres seraient connus a priori permettrait d'approfondir plusieurs points soulevés dans ce mémoire. De plus, nous suggérons l'utilisation de capteurs positionnés de manière à permettre une estimation de la déformée modale associée à chacun des modes de vibration.

Épilogue

Au cours des travaux effectués, certains résultats ont été publiés dans des conférences scientifiques par l'auteur :

- En 2006, les résultats préliminaires obtenus avec la méthode LSCE ont été publiés (Gagnon et al., 2006a,b). Ce sont ces résultats qui ont permis d'initier les travaux présentés dans ce mémoire.
- En 2008, un résumé des résultats et principales conclusions obtenus suite à l'analyse de sensibilité a été publié (Gagnon et al., 2008).

De plus, en 2007, l'auteur a collaboré à la publication de certains travaux sur le calcul de la vie en fatigue des turbines Francis à partir de mesures de déformation effectuée en opération (Coutu et al., 2007).

BIBLIOGRAPHIE

- Andersen, P., Brincker, R., Peeters, B., De Roek, G., Hermans, L., et Kramer, C. (1999). Comparison of system identification methods using ambient bridge test data. *In Proceedings of IMAC 17, the International Modal Analysis Conference*, pp. 1035-1041, Kissimmee, FL, USA, February 1999.
- Anderson, M. G., Pierre, J. W., et Wies, R. W. (2005). Bootstrap-Based Confidence Interval Estimates for Electromechanical Modes From Multiple Output Analysis of Measured Ambient Data. *IEEE TRANSACTIONS ON POWER SYSTEMS*, 20(2) :943-950.
- Arici, Y. et Mosalam, K. M. (2005). Statistical significance of modal parameters of bridge systems identified from strong motion data. *Earthquake Engng Struct. Dyn.*, 34 :1323-1341.
- Blevins, R. D. (2001a). *Flow-Induced Vibration 2nd ed.* Kieger Publishing Compagny.
- Blevins, R. D. (2001b). *Formulas for natural frequency and mode shape.* Kieger Publishing Compagny.
- Brenner, M. et Lind, R. (1998). Wavelet-Processed Flight Data for Robust Aeroservoelastic Stability Margins. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 21(6) :823-829.
- Buhlmann, P. (2002). Bootstrap for time series. *Staistical science*, 22(1) :52-72.
- Cauberghe, B. (2004). *Applied frequency-domain system identification in the field of experimental and operational modal analysis.* PhD thesis, Vrije Universiteit Brussel.
- Chakraborty, A., Basu, B., et Mitra, M. (2006). Identification of modal parameters of a mdof system by modified L-P wavelet packets. *Journal of Sound and Vibration*, 295(3-5) :827-837.
- Coutu, A., Gagnon, M., et Monette, C. (2007). Life Assessment of Francis Runners Using Strain Gage Site Measurements. *Waterpower XV, Chattanooga, Tennessee, USA.*
- Coutu, A., Proulx, D., et Coulson, S. (2003). Dynamic assesment of hydraulic turbines. *In Proceedings of Waterpower XIII, Buffalo, NY, USA.*
- Doebbling, S. et Farrar, C. (2001a). Estimation of Statistical distributions for Modal Parameters Identified from Averaged Frequency Response Function Data. *Journal of Vibration and Control*, 7, pp.603-624., 7 :603-624.

- Doebbling, S. W. et Farrar, C. R. (1997). A statistical comparison of impact and ambient testing results from the Alamosa Canyon bridge. *Proc. SPIE Vol. 3089, Proceeding of the 15th International Modal Analysis Conference*, p.264.
- Doebbling, S. W. et Farrar, C. R. (2001b). Estimation of Statistical Distributions for Modal Parameters Identified From Averaged Frequency Response Function Data. *Journal of Vibration and Control*, 7 :603.
- Efron, B. (1979). Bootstrap Methods : Another Look at the Jackknife. *The Annals of Statistics*, 7 :1–26.
- Farrar, C., Doebbling, S., Cornwell, P., et Straser, E. (1997). Variability of Modal Parameters Measured on the Alamosa Canyon Bridge. *Proc. of the 15th International Modal Analysis Conference, Orlando, FL, February 3-6, 1997, pp. 257-263.*
- Farrar, C. R., Doebbling, S. W., et Cornwell, P. J. (1998). A comparison study of modal parameter confidence intervals computed using the Monte Carlo and bootstrap techniques. *Proc. SPIE Vol. 3243, Proceeding of the 16th International Modal Analysis Conference.*, p.936, volume 3243, pages 936–+.
- Fisher, R., Powell, C., Franke, G., Seidel, U., et Koutnik, J. (2004). Contribution to the improved understanding of the dynamic behavior of pump turbines and use thereof in dynamic design. *In Proceedings of 22rd IAHR Symposium, Stockholm.*
- Franke, G., Powell, C., Seidel, U., Koutnik, J., et Fisher, R. (2003). On Pressure Mode Shapes Arising From Rotor Stator Interactions. *In Proceedings of IAHR WG1 meeting, Stuttgart.*
- Gagnon, M., Tahan, S.-A., et Coutu, A. (2006a). Modal analysis of hydraulic turbine components from measurements during operation. *Hydrovision 2006, Portland, Oregon, USA.*
- Gagnon, M., Tahan, S.-A., et Coutu, A. (2008). Uncertainty in operational modal analysis of hydraulic turbine components. *In Proceedings of 24rd IAHR Symposium, Foz Do Iguassu, Brasil.*
- Gagnon, M., Tahan, S.-A., Coutu, A., et Thomas, M. (2006b). Analyse modale opérationnelle en présence d'excitations harmoniques : Étude de cas sur des composantes de turbine hydroélectrique. *24e séminaire en vibration de machines de l'ACVM, Montréal, Québec, Canada.*
- Gummer, J. H. et Hensman, P. C. (1992). A review of stayvane cracking in hydraulic turbines. *International water power & dam construction*, 44 :32–42.

- Huang, C. et Su, W. (2007). Identification of modal parameters of a time invariant linear system by continuous wavelet transformation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21(4) :1642–1664.
- Ibrahim, S. et Mikuleik, E. (1977). A method for the direct identification of vibration parameters from the free response. *Shock and Vibration Bulletin*, 47 (Part 4)(Part 4).
- James, G., Carne, T., et Lauffer, J. (1992). The Natural Excitation Technique (NEXT) for Modal Parameter Extraction from Operating Wind Turbines. Technical report, SAND 92-1666, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM.
- James, G., Carne, T., et Lauffer, J. (1995). The Natural Excitation Technique (NEXT) for Modal Parameter Extraction from Operating Structures. *Modal Analysis*, 10 :260–277.
- Juang, J.-N. et Pappa, R. (1985). An eigensystem realization algorithm for modal parameter identification and model reduction. *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, 8(5) :620–627.
- Kijewski, T. et Kareem, A. (2002). On the reliability of a class of system identification techniques : insights from bootstrap theory. *Structural Safety*, 24 :261–280.
- Le, T.-P. et Argoul, P. (2004). Continuous wavelet transform for modal identification using free decay response. *Journal of Sound and Vibration*, 277 :73–100.
- Liang, Q., Rodriguez, C., Egusquiza, E., Escaler, X., et Avellan, F. (2006). Modal Response of Hydraulic Turbine Runners. *In Proceedings of 23rd IAHR Symposium, Yokohama*.
- Ljung, L. (1999). *System identification - theory for the user*. TR Prentice Hall, Upper Saddle River, N.J.
- Ljung, L. (2003). Aspects and Experiences of User Choices in Subspace Identification. *Proceeding of the 13th IFAC SYSID Symposium, pages 1802-1807, Rotterdam, NL*.
- Loh, C.-H. et Wu, T.-H. (2004). Critical assessment on parametric time-domain methods for the identification of vibrating structures. *Smart Structures and Materials 2004 : Sensors and Smart Structures Technologies for Civil, Mechanical, and Aerospace Systems*. Edited by Liu, Shih-Chi. *Proceedings of the SPIE, Volume 5391, pp. 624-635*.
- Mazzouji, F., Segoufin, C., Lowys, P.-Y., et Deniau, J.-L. (2006). Investigation of unsteadiness in hydraulic turbines. *In Proceedings of 23rd IAHR Symposium, Yokohama*.

Mohanty, P. et Rixen, D. J. (2004a). A modified Ibrahim time domain algorithm for operational modal analysis including harmonic excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 275(1-2) :375–390.

Mohanty, P. et Rixen, D. J. (2004b). Modified SSTD method to account for harmonic excitations during operational modal analysis. *Mechanism and Machine Theory*, 39(12) :1247–1255.

Mohanty, P. et Rixen, D. J. (2004c). Operational modal analysis in the presence of harmonic excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 270(1-2) :93–109.

Mohanty, P. et Rixen, D. J. (2006). Modified ERA method for operational modal analysis in the presence of harmonic excitations. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(1) :114–130.

Monette, C., Coutu, A., et Velagandula, O. (2007). Francis Runner Natural Frequency and Mode Shape Predictions. *In Proceedings of Waterpower XV, Chattanooga, Tennessee*.

Naudascher, E. et Rockwell, D. (1994). *Flow-Induced Vibrations : An Engineering Guide*. Dover PublicationsDover Publications.

Parloo, E. (2003). *Application of frequency-domain system identification techniques in the field of operational modal analysis*. PhD thesis, Vrije Universiteit Brussel.

Peeters, B. et Roeck, G. D. (2001). Stochastic System Identification for Operational Modal Analysis : A Review. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 123 :1–9.

Petsounis, K. A. et Fassois, S. D. (2001). Parametric time-Domain methods for the identification of vibrating structures - A critical comparison and assesment. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(6) :1031–1060.

Pintelon, R., Guillaume, P., et Schoukens, J. (2007). Uncertainty calculation in (operational) modal analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, In Press, Corrected Proof :-.

Politis, D. N. (2003). The Impact of Bootstrap Methods on Time Series Analysis. *Statistical Science*, 18(2) :219–230.

Poulimenos, A. et Fassois, S. (2006). Parametric time-domain methods for non-stationary random vibration modelling and analysis – A critical survey and comparison. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(4) :763–816.

- Raffy, M. et Gontier, C. (2005). Statistical asymptotic error on modal parameters in combined deterministic-stochastic identification algorithm. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(4) :714–735.
- Sarpkaya, T. (2004). A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 19 :389–44.
- Scionti, M. et Lanslots, J. (2005). Stabilisation diagrams : Pole identification using fuzzy clustering techniques. *Advances in Engineering Software*, 36(11-12) :768–779.
- Verboven, P. (2002). *Frequency-domain system identification for modal analysis*. PhD thesis, Vrije Universiteit Brussel.
- Vogel, R. M. et Shallcross, A. L. (1996). The moving blocks bootstrap versus parametric time series models. *Water Resources Research*, 32(6) :1875–1882.
- Vold, H. et Rocklin, G. (1992). The Numerical Implementation of a Multi-Input Modal Estimation Method for Mini-Computers. *International Modal Analysis Conference Proceedings*.
- Williamson, C. et Govardhan, R. (2007). A brief review of recent results in vortex-induced vibrations. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn*, doi :10.1016/j.jweia.2007.06.019.
- Yan, B., Miyamoto, A., et Bruhwiler, E. (2006). Wavelet transform-based modal parameter identification considering uncertainty. *Journal of Sound and Vibration*, 291(1-2) :285–301.
- Zhang, L., Brincker, R., et Andersen, P. (2005). An Overview of Operational Modal Analysis : Major Development and Issues. *Proceeding of the 1st International Operational Modal Analysis Conference (IOMAC) Copenhagen, Denmark*.