THESE

présentée devant

L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR

FORMATION DOCTORALE : MECANIQUE ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR DE LYON : Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA)

par

Carine ALAUZE

Ingénieur INSA-Lyon

EQUILIBRAGE ACTIF DES MACHINES TOURNANTES :

APPLICATION AUX GRANDES LIGNES D'ARBRES

Soutenue le 9 novembre 1998 devant la Commission d'Examen :

Jury : MM.

Johan DER HAGOPIAN Régis DUFOUR Luc GAUDILLER Michel LALANNE Claude LESUEUR Roger OHAYON Philippe VOINIS Maître de Conférences Professeur d'Université Maître de Conférences Professeur d'Université Professeur d'Université E.D.F. / D.E.R.

Rapporteur Rapporteur

Cette thèse a été préparée au Laboratoire de Mécanique des Structures (UPRESA CNRS 5006) de l'INSA de Lyon

RESUME

Les défauts de balourds sont inhérents à la fabrication des machines tournantes et peuvent provoquer des vibrations importantes qu'il est nécessaire de limiter. Le travail présenté qui fait suite à une étude bibliographique du domaine, concerne l'équilibrage actif de rotors. Il s'agit de réaliser la correction des défauts de balourd en temps réel, durant l'exploitation de la machine en régime permanent et transitoire. Le concept proposé consiste à générer une force de correction à l'aide de deux masses mobiles situées dans un même plan et circulant à une distance constante de l'axe du rotor. Le processus d'équilibrage est basé sur la méthode des coefficients d'influence et inclut des développements de mesure et de contrôle spécifiques. La mise en œuvre comprend une détermination préalable des coefficients d'influence qui sont ensuite utilisés pour équilibrer le rotor à des vitesses prédéterminées pour réduire au mieux les vibrations au passage des vitesses critiques.

Une première application expérimentale met en œuvre un dispositif technologique adapté aux machines de grandes dimensions pour réaliser l'équilibrage actif d'un banc d'essai monorotor. La validité de la technologie ainsi que l'efficacité de l'équilibrage sont montrées expérimentalement : les vibrations au passage de la vitesse critique sont fortement diminuées. Une simulation de l'équilibrage actif réalisée à partir d'un modèle du rotor permet de valider la modélisation et la procédure de simulation par comparaison avec les résultats expérimentaux. La deuxième application est une simulation numérique de l'équilibrage actif d'un groupe turboalternateur industriel équipé de plusieurs dispositifs et traversant plusieurs vitesses critiques. Les résultats montrent l'intérêt de l'équilibrage actif d'une machine multirotor par rapport à un équilibrage conventionnel.

Cette étude a été réalisée dans le cadre d'un contrat de recherche avec E.D.F./D.E.R.

ABSTRACT

Unbalance defects are inherent to rotating machinery manufacturing and cause considerable vibrations which must be reduced. This work, which follows a bibliographical study, concerns the active balancing of rotors. The unbalance correction is carried out in real-time, during operation in steady state and transient responses. The concept suggested consists of generating a correction force using two mobile weights situated on the same plane and running at a constant radius of the rotation axis. The balancing process is based on the influence coefficients method and includes specific measurement and control developments. Influence coefficients are determined first and then used to balance the rotor at a specified speed during its transient response, in order to minimize vibrations at critical speeds.

An initial experimental application is presented. A technological device designed for large-sized machines is described and used to balance a single rotor test bench. The technology and the process efficiencies are shown: vibrations at critical speed are substantially decreased. A simulation of active balancing of the rotor is then carried out in order to validate the simulation procedure compared to experimental results. The second application is a numerical simulation of the active balancing of an industrial turbogenerator set passing through multiple critical speeds. The results show the advantage of active balancing of a multirotor machine compared to conventional balancing.

This study has been carried out in collaboration with E.D.F./D.E.R.

AVANT PROPOS

Ce travail a été réalisé au Laboratoire de Mécanique des Structures (UPRESA CNRS 5006) de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon dirigé par le Professeur Guy Ferraris, dans le cadre d'un contrat de recherche avec l'EDF, Direction des Etudes et Recherche.

Je remercie vivement Messieurs les Professeurs Claude LESUEUR du Laboratoire de Recherche en Mécanique des Transports de Nevers et Roger OHAYON du Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris, d'avoir accepté d'être rapporteurs de ce travail et membres du jury.

Je tiens à remercier Monsieur le Professeur Michel LALANNE pour m'avoir accordé sa confiance et apporté ses conseils.

Je remercie très sincèrement Messieurs Johan DER HAGOPIAN et Luc GAUDILLER qui m'ont soutenue tout au long de ces trois années. Avec enthousiasme et patience, ils m'ont permis de réaliser ce travail dans les meilleurs conditions techniques et scientifiques, mais surtout dans un environnement humain très motivant.

Je remercie particulièrement Monsieur Philippe VOINIS de l'EDF / DER qui a permis la réalisation de ce travail et l'a suivi avec attention et intérêt. Je joins à ces remerciement Monsieur Michel ESCUDIER. Leur savoir-faire m'a permis de réaliser la partie expérimentale de l'étude avec efficacité.

Je souhaite ici exprimer ma sympathie à tous les membres du Laboratoire que j'ai eu plaisir à retrouver chaque jour. Ils forment une équipe joyeuse et enthousiaste qui me manquera sans doute.

Et enfin, merci à Gabriel, à mes parents et à mes sœurs Valérie et Dorothée, pour leur soutien malgré l'éloignement ainsi que pour leur patience...

SOMMAIRE

INTRODUCTION

CHAPIT	RE 1 : PRINCIPES DE L'EQUILIBRAGE ACTIF	p. 16		
I. MODELISATION DES MACHINES TOURNANTES				
<i>I.1</i> .	Modélisation et mise en équations			
	I.1.1. Le disque	p. 17		
	I.1.2. L'arbre	p. 18		
	I.1.3. Le balourd	p. 18		
	I.1.4. Les paliers	p. 20		
	I.1.5. Equations de mouvements	p. 21		
<i>I.2</i> .	Résolution du système d'équations	p. 22		
II. PRI	NCIPES DE L'EQUILIBRAGE ACTIF	p. 23		
<i>II.1</i> .	Principe	p. 23		
<i>II.2</i> .	Méthode des coefficients d'influence	p. 24		
	II.2.1. Définition des coefficients d'influence	p. 25		
	II.2.2. Détermination des coefficients d'influence et des balourds de correction	p. 26		
	II.2.3. Minimisation par les moindres carrés	p. 26		
	II.2.4. Prise en compte du faux-rond	p. 27		
<i>II.3</i> .	Etude du chemin optimal	p. 27		
	II.3.1. Détermination des positions de correction	p. 27		
	II.3.2. Critère de déplacement des satellites	p. 29		
<i>II.4</i> .	Modules de mesure	p. 30		
	II.4.1. Mesure de la position des satellites et de la vitesse de rotation	p. 30		
	II.4.2. Traitement des signaux vibratoires	p. 34		
III. STI	RATEGIE D'EQUILIBRAGE ACTIF	p. 36		

III.1. Stratégie de correction III.2. Organisation des phases d'équilibrage			
			III.3. Organisation du système actif
III.4. Conclusion			
CHAPITRE 2 : APPLICATION A U	N BANC D'ESSAI MONOROTOR	p. 44	
I. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI F	ET DU DISPOSITIF D'EQUILIBRAGE	p. 44	
II.1. Le banc d'essai		p. 44	
II.2. Le dispositif d'équilibrage		p. 46	
II. EXPERIMENTATION		p. 47	
II.1. Le matériel de contrôle et de com	nande des moteurs	p. 47	
II.2. Le système de contrôle expérimen	tal	p. 49	
II.2.1. Fonctionnement temps-réel		p. 49	
II.2.2. Répartition des tâches dans	le multiprocesseur	p. 49	
II.2.3. Précision de mesure		p. 52	
II.3. Essais		p. 52	
II.3.1. Choix des paramètres d'équ	ilibrage	p. 53	
II.3.2. Phase d'apprentissage		p. 54	
II.3.3. Phase d'exploitation		p. 57	
II.3.4. Equilibrage actif du baloure	d résiduel du banc	p. 57	
II.3.5. Equilibrage actif avec mass	e de déséquilibre supplémentaire	p. 60	
II.3.6. Conclusions		p. 62	
III. SIMULATION		p. 63	
III.1. Modélisation du banc d'essai		p. 63	
III.1.1. Modélisation des paliers		p. 63	
III.1.2. Modélisation du rotor sur se	es paliers	p. 63	
III.1.3. Comparaison de la réponse	au balourd avec la mesure	р. 66	
III.2. Simulation d'équilibrage actif		p. 69	
III.2.1. Résolution des équations du	ı système	p. 70	
III.2.2. Données pour l'équilibrage	actif	p. 71	
IV. COMPARAISON CALCUL / ESSAI		p. 72	
IV.1. Comparaisons		p. 72	
IV.1.1. Montée en vitesse		p. 73	

	IV.1.2. Ralentissement	p. 75	
<i>IV.2</i> .	Conclusions	p. 78	
CHAPIT	RE 3 :APPLICATION A UNE LIGNE D'ARBRE INDUSTRIELLE	p. 79	
I. DESC	CRIPTION ET MODELISATION DE LA MACHINE	p. 79	
<i>I.1</i> .	Description de la machine	p. 79	
<i>I.2</i> .	Modélisation	p. 80	
I.3.	Comportement transitoire	p. 82	
II. CON	FIGURATION DE L'EQUILIBRAGE	p. 84	
<i>II.1</i> .	Choix des plans d'équilibrage et de mesure	p. 84	
<i>II.2</i> .	Choix des vitesses d'équilibrage	p. 85	
II.3.	Paramètres d'équilibrage et de simulation	p. 87	
III. EQ	III. EQUILIBRAGE ACTIF		
<i>III.1</i> .	Cas de déséquilibre étudié	p. 87	
<i>III.2</i> .	Equilibrage actif de la ligne d'arbre	p. 88	
	III.2.1. Montée en vitesse	p. 88	
	III.2.2. Ralentissement	p. 90	
	III.2.3. Observation vers le milieu des rotors	p. 93	
	III.2.4. Influence du temps de montée	p. 94	
	III.2.5. Influence de la masse des satellites	p. 95	
<i>III.3</i> .	Equilibrage actif de l'alternateur	p. 96	
	III.3.1. Montée en vitesse	p. 97	
	III.3.2. Ralentissement	p. 99	
	III.3.3. Conclusions	p. 100	
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES			
REFERE	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES		
ANNEXES		p. 107	
FIGURES ET TABLEAUX		p. 124	
LOGICI	ELS	p. 126	

INTRODUCTION

Les progrès réalisés dans la conception et la fabrication des machines tournantes ont donné jour à des machines de plus en plus performantes. Leur puissance massique étant en constante augmentation, elles doivent traverser plusieurs vitesses critiques en montée en vitesse et en ralentissement. Les inévitables défauts d'usinage et de montage provoquent alors des problèmes vibratoires importants. Les industriels constructeurs et exploitants cherchent à les éliminer pour augmenter la durée de vie des machines, pour optimiser leur rendement et pour assurer leur régularité de fonctionnement. Un des problèmes vibratoires les plus importants est dû aux balourds qui provoquent des vibrations généralement synchrones. Un balourd correspond à un déséquilibre du rotor du fait de la non-coïncidence de l'axe principal d'inertie et du centre d'inertie avec l'axe de rotation.

Outre l'optimisation des formes et des matériaux dès la conception, différentes techniques ont été développées pour maîtriser le comportement vibratoire des machines tournantes. L'un des moyens récemment développés est le contrôle actif : à partir de mesures réalisées en temps réel et d'un contrôleur, un système actif apporte de l'énergie à la structure par l'intermédiaire d'actionneurs pour réduire ses vibrations en fonction d'objectifs préalablement définis. Des applications particulières destinées aux machines tournantes ont été développées, les paliers magnétiques actifs en sont un exemple [ULB84] [LAR92] [GAU94]. Ils contrôlent la position relative du rotor dans ses paliers, et sont adaptés pour diminuer les vibrations dues aux balourds. Cependant, ce contrôle est coûteux en énergie et présente des risques d'instabilité.

Contrairement au contrôle passif ou actif, les techniques d'équilibrage réduisent directement la source des vibrations. Elles consistent à apporter ou à prélever de la matière pour rapprocher l'axe d'inertie et le centre d'inertie de l'axe de rotation. Elles peuvent être appliquées de manière conventionnelle ou active, en boucle ouverte ou en boucle fermée.

Deux grands types de méthodes d'équilibrage de rotors flexibles ont été développés : la méthode modale et la méthode des coefficients d'influence [BIG80] [RIE86].

Introduction

La méthode modale décompose le balourd dans la base modale du système afin de déterminer les masses de correction qui équilibrent un mode précis sans déséquilibrer les modes inférieurs et supérieurs. Cette méthode nécessite la connaissance de la base modale de la machine, ce qui implique la construction d'un modèle numérique précis ainsi que la réalisation d'une série de mesures vibratoires pour déterminer le balourd modal. Par ailleurs, des techniques d'identification peuvent être utilisées pour calculer ce balourd à partir d'informations vibratoires diverses : [GNI93], [MAR88], [MEN96], [BAC94]. Le problème inhérent aux méthodes modales est la nécessité de construire un modèle capable de traduire précisément le comportement dynamique de la machine ce qui constitue un frein à leur application car les machines sont généralement difficiles à modéliser.

La méthode des coefficients d'influence est plus adaptée à l'équilibrage sur site car elle n'utilise que des informations expérimentales. La machine est décrite par des plans de mesure et par des plans de correction ou plans d'équilibrage. La sensibilité des plans de mesure par rapport aux plans d'équilibrage caractérise la machine en réponse au balourd pour une vitesse de rotation donnée. Cette méthode implique l'hypothèse de linéarité du système.

[GOO64] élargit le champ d'application de la méthode par l'utilisation d'une technique de moindres carrés qui permet la prise en compte d'un nombre de points de mesure supérieur au nombre de plans d'équilibrage. Mahfoudh [MAH88] [MAH90] améliore la méthode avec l'optimisation du choix des plans d'équilibrage et avec la possibilité de pondérer les plans de mesure. La mise en œuvre de la méthode des coefficients d'influence demeure simple mais comporte un inconvénient majeur : le nombre de démarrages-arrêts nécessaires à la caractérisation de la machine. C'est pourquoi Bigret, Chevalier et al. [BIG95] [CHE95] proposent le calcul numérique des coefficients d'influence. L'inconvénient de cette méthode est équivalent à celui de la méthode modale : il faut disposer d'un modèle précis du système.

Certains auteurs ont cherché à rapprocher les deux types de méthodes dans le but de conserver leurs avantages respectifs et d'éliminer leurs inconvénients [PAR80_2], [DAR81], [TAN93]. Parkinson [PAR80] démontre que la méthode des coefficients d'influence appliquée à l'abord d'une vitesse critique est équivalente à la méthode modale. Toutes ces méthodes reviennent à déterminer un ou des balourds de correction qui sont portés manuellement sur le rotor à l'arrêt. La correction est donc figée et peut devenir inefficace dans le cas de balourds évolutifs. C'est pourquoi de nombreux auteurs ont réfléchi à la possibilité de corriger les balourds durant le fonctionnement de la machine. Il existe deux catégories de dispositifs qui permettent de modifier la distribution de masse d'une machine en rotation :

- Les dispositifs d'auto-équilibrage dont le principe est d'utiliser les forces centrifuges dues à la rotation pour déplacer des éléments solides ou liquides vers des positions prédéterminées qui tendent à équilibrer le système.
- Les dispositifs d'équilibrage actif qui prennent en compte les vibrations de la machine en temps réel et utilisent une source d'énergie pour corriger le balourd.

Lee, Jinouchi et Shimizu [LEE96], [JIN93], [SHI92] présentent des dispositifs d'autoéquilibrage. Les études théoriques et expérimentales montrent que l'efficacité est limitée aux vitesses supercritiques et qu'en deçà de la première vitesse critique, l'effet des dispositifs s'inverse et tend à déséquilibrer le système. Tadeusz [TAD88] étudie quant à lui les phénomènes qui limitent l'efficacité de l'auto-équilibrage (frottements, vibrations du bâti ...) et montre que l'équilibrage parfait n'est pas réalisable avec de tels systèmes.

Une réelle maîtrise du positionnement des masses d'équilibrage nécessite donc une source d'énergie extérieure. Le premier à s'intéresser à l'équilibrage actif est Van De Vegte [VAN78], [VAN81]. Il développe un dispositif qui comprend deux disques concentriques dotés d'une masse sur leur périphérie. Le positionnement relatif de ces disques permet de générer un balourd d'amplitude et de phase voulues. Bishop [BIS82] reprend la technologie développée par Van de Vegte et montre théoriquement la possibilité de réaliser un équilibrage automatique modal avec un plan d'équilibrage. Lee et Kim [LEE87], [LEE90], améliorent encore le dispositif et équilibrent un rotor au passage des deux premières vitesses critiques à l'aide d'un dispositif actif qui gère l'équilibrage et le pilotage en vitesse de la machine.

D'autres procédés originaux ont été conçus et présentés dans la littérature. Furman [FUR94] propose l'idée d'un dispositif muni d'éléments déformables situés sur un disque. Un système de chauffage rayonnant permettrait de contrôler leur déformation plastique due aux forces centrifuges afin de générer un balourd. Smalley [SMA88] [SMA89] vérifie expérimentalement la possibilité d'équilibrer un disque en rotation à vitesse constante par pulvérisation de matière.

Zumbach [ZUM92] étudie un principe d'équilibrage thermique d'une ligne d'arbres en rotation. Le balourd thermique est diminué à l'aide d'éléments chauffants montés sur la circonférence des rotors. La réduction des vibrations au niveau des paliers est montrée en régime permanent. En dernier lieu, Jenkins [JEN96] a conçu un dispositif d'équilibrage actif adapté aux machines de grandes dimensions : des disques à compartiments sont montés sur les accouplements. L'équilibrage est réalisé par le transfert de masses fluides d'un compartiment à l'autre grâce à la génération d'un gradient de température. Ce système adapté à des pompes particulières de centrales nucléaires est actuellement utilisé par la société Westinghouse aux Etats-Unis. Son efficacité est cependant limitée par la précision de positionnement des balourds correcteurs ainsi que par la lenteur des transferts de fluide.

A notre connaissance, les systèmes actifs présentés n'ont pas été appliqués à des machines réelles ou ne sont pas bien adaptés à leurs transitoires de vitesses.

L'objectif de l'étude présentée ici est de concevoir un procédé permettant l'équilibrage d'une machine tournante durant son fonctionnement en régime permanent et en régime transitoire. Afin de s'affranchir des problèmes de modélisation numérique, la méthode des coefficients d'influence est choisie compte tenu de son efficacité et de sa facilité de mise en œuvre dans un contexte industriel.

Les machines tournantes en exploitation peuvent présenter une dégradation des niveaux vibratoires provoquée par la modification de l'état d'équilibre des machines due à l'usure, aux déformations, aux glissements des éléments assemblés... Des campagnes d'équilibrage régulières sont donc programmées et nécessitent l'arrêt total des machines. Dans ce cadre, l'équilibrage actif des lignes d'arbres permettrait de corriger les balourds à tout moment en phase d'exploitation et d'éviter ainsi l'arrêt des machines en dehors des interventions de maintenance habituelles. La durée des campagnes d'équilibrage serait diminuée et le comportement vibratoire lors des ralentissements où sont observées des vibrations importantes serait amélioré.

La première partie de ce mémoire présente les bases théoriques de l'étude. Les équations de la dynamique des rotors en transitoire de vitesse, soumis à une excitation de type balourd sont développées. Les principes de l'équilibrage actif mis en œuvre ainsi que les développements théoriques de la méthode d'équilibrage, des méthodes de pilotage, de traitement des signaux et de mesure sont ensuite exposés. Et la stratégie d'équilibrage élaborée est enfin présentée.

La deuxième partie décrit une application de l'équilibrage actif à un banc d'essai monorotor. Une description de la machine précède une description détaillée du dispositif actif et des matériels utilisés lors de la phase expérimentale. L'efficacité de l'équilibrage actif est alors évaluée à partir des résultats d'essais réalisés sur le banc. Les simulations numériques sont ensuite présentées. Les résultats obtenus sont confrontés aux résultats expérimentaux afin de démontrer la validité de la modélisation et de la procédure de simulation.

La troisième partie de cette étude présente une simulation de l'équilibrage actif d'une ligne d'arbres industrielle. Le modèle de la machine et l'adaptation de l'équilibrage actif à un tel système sont présentés. Différents cas d'équilibrage sont ensuite étudiés et les résultats permettent de juger de l'efficacité d'un tel système dans le domaine industriel.

Une synthèse de l'étude est enfin réalisée en conclusion et des perspectives d'application et de recherche sont dégagées.

Chapitre 1 : Principes de l'équilibrage actif

Le système d'équilibrage doit améliorer le comportement des machines tournantes en réponse au balourd notamment lors du passage des vitesses critiques en montée en vitesse et en ralentissement. Ce chapitre présente la construction d'un modèle et les équations de rotors en transitoire de vitesse qui permettront d'évaluer numériquement l'efficacité de l'équilibrage actif. Tous les principes et développements nécessaires à l'élaboration du processus sont ensuite décrits.

I. MODELISATION DES MACHINES TOURNANTES

Les équations de la dynamique des rotors en transitoire de vitesse ont été développées dans [LAL98] et [LAC88]. Ce chapitre présente les éléments constitutifs d'une machine tournante, leur modélisation, la mise en équation, ainsi que la méthode de résolution.

I. 1. Modélisation et mise en équations

Un système tournant est constitué d'un arbre, de disques et de paliers, il est soumis à des forces de balourds. Les équations de comportement seront déduites d'une formulation de type éléments finis suivie de l'application des équations de Lagrange.

Dans le cas de coordonnées généralisées indépendantes, les équations de Lagrange s'écrivent :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i$$
(1.1)

T et U sont les énergies cinétique et de déformation. Les q_i sont les coordonnées généralisées du système et les Q_i, sont les forces généralisées.

Les disques sont supposés rigides, ils sont donc caractérisés uniquement par leur énergie cinétique T_D . Les éléments d'arbre sont caractérisés par leur énergie cinétique T_A et par leur énergie de déformation U_A . L'influence des balourds est prise en compte grâce à leur énergie

cinétique T_B , et les forces généralisées dues aux paliers sont déduites de l'expression de leur travail virtuel.

I.1.1. Le disque



Figure 1.1 : Repère de référence du disque

Le repère Ro_{XYZ} est un repère galiléen et RO_{xyz} , un repère principal d'inertie attaché au disque (figure 1.1). Les déplacements suivant les axes \vec{X} et \vec{Z} sont notés respectivement u et w. Le déplacement selon \vec{Y} est supposé nul car on suppose que chaque point du rotor se déplace dans un plan perpendiculairement à Y. Les rotations autour des trois axes sont respectivement ψ , θ et ϕ .

Le vecteur rotation instantanée s'écrit:

$$\vec{\omega}_{R/R0} = \dot{\psi}\vec{Z} + \dot{\theta}\vec{x}_1 + \dot{\phi}\vec{y}$$
(1.2)

Soit, dans le repère R_{xyz} :

$$\{\omega\}_{R/R0} = \begin{cases} \omega_{X} \\ \omega_{y} \\ \omega_{Z} \end{cases}_{R}^{} = \begin{cases} -\dot{\psi}\cos\theta\sin\phi + \dot{\theta}\cos\phi \\ \dot{\phi} + \dot{\psi}\sin\theta \\ \dot{\psi}\cos\theta\cos\phi + \dot{\theta}\sin\phi \end{cases}_{R}^{}$$
(1.3)

Le disque est de masse M_D et son tenseur d'inertie dans le repère (xyz) par rapport à O est :

$$I_{/O} = \begin{bmatrix} I_{Dx} & 0 & 0\\ 0 & I_{Dy} & 0\\ 0 & 0 & I_{Dz} \end{bmatrix}$$
(1.4)

L'énergie cinétique du disque s'écrit donc :

$$T_{\rm D} = \frac{1}{2} M_{\rm D} (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} (I_{\rm Dx} \omega_x^2 + I_{\rm Dy} \omega_y^2 + I_{\rm Dz} \omega_z^2)$$
(1.5)

Les angles θ et ϕ étant petits et le disque étant généralement symétrique, l'expression de l'énergie cinétique du disque devient :

$$T_{\rm D} = \frac{M_{\rm D}}{2} (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{I_{\rm Dx}}{2} (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + \frac{I_{\rm Dy}}{2} (2\dot{\phi}\dot{\psi}\theta + \dot{\phi}^2)$$
(1.6)

La variable $\dot{\phi}$ est la vitesse de rotation du rotor, considérée comme variable dans ce travail.

I.1.2. L'arbre

De façon semblable, l'énergie cinétique de l'arbre s'écrit en intégrant sur la longueur L :

$$T_{A} = \frac{1}{2} \rho S_{0}^{L} (\dot{u}^{2} + \dot{w}^{2}) dy + \frac{1}{2} \rho I_{0}^{L} (\dot{\theta}^{2} + \dot{\psi}^{2}) dy + \frac{1}{2} \rho I_{y} \int_{0}^{L} (2\theta \dot{\psi} \dot{\phi}) dy + \frac{1}{2} \rho I_{y} \int_{0}^{L} \dot{\phi}^{2} dy$$
(1.7)

où ρ représente la masse volumique de l'arbre, S sa section, $I_x=I_z=I$ et I_y , ses inerties de section.

En négligeant les termes du second ordre, l'énergie de déformation de l'arbre s'écrit :

$$U_{A} = \frac{EI}{2} \int_{0}^{L} \left[\left(\frac{\partial^{2} u}{\partial y^{2}} \right)^{2} + \left(\frac{\partial^{2} w}{\partial y^{2}} \right)^{2} \right] dy$$
(1.8)

où E est le module d'Young.

I.1.3. Le balourd

Le balourd initial est généralement réparti de manière continue et quelconque sur le rotor (figure 1.2).



Figure 1.2 : Répartition du balourd sur le rotor

Pour modéliser simplement ce balourd, il est décomposé en masses concentrées situées dans différents plans (figure 1.3). Ces masses sont supposées avoir le même effet que le balourd continu sur le comportement dynamique du rotor.



Figure 1.3 : Modélisation de la répartition du balourd sur le rotor

A l'arrêt, la position M_i de chaque masse m_i est définie par :

- son abscisse sur l'axe Y_i,
- la distance $r_i = O_i M_i$, O_i étant le centre de la section de l'arbre,
- l'angle α_i que fait la position de la masse par rapport au repère tournant de référence.

Lors de la rotation du rotor, chaque masse m_i est liée à l'arbre en position déformée (figure 1.4). Le vecteur de déplacement et la vitesse associée s'écrivent :



Figure 1.4 : Paramétrage du balourd

L'énergie cinétique du balourd i qui participe à la construction du vecteur force d'excitation est :

$$T_B = \frac{1}{2} m_i r_i \dot{\phi} (\dot{u} \cos(\phi + \alpha_i) - \dot{w} \sin(\phi + \alpha_i))$$
(1.9)

L'application des équations de Lagrange permet de déterminer les efforts dus au balourd i dans le cas général d'un transitoire de vitesse :

$$\begin{cases} F_{u} \\ F_{w} \end{cases} = \begin{cases} m_{i}r_{i}\cos\alpha_{i} \\ -m_{i}r_{i}\sin\alpha_{i} \end{cases} \dot{\phi}^{2}\sin\phi + \begin{cases} m_{i}r_{i}\sin\alpha_{i} \\ m_{i}r_{i}\cos\alpha_{i} \end{cases} \dot{\phi}^{2}\cos\phi + \begin{cases} m_{i}r_{i}\sin\alpha_{i} \\ m_{i}r_{i}\cos\alpha_{i} \end{cases} \ddot{\phi}\sin\phi + \begin{cases} -m_{i}r_{i}\cos\alpha_{i} \\ m_{i}r_{i}\sin\alpha_{i} \end{cases} \ddot{\phi}\cos\phi \end{cases}$$

$$(1.10)$$

avec $\ddot{\phi}$, accélération angulaire du rotor.

I.1.4. Les paliers

Les paliers sont caractérisés par des valeurs de raideur et d'amortissement suivant les directions X et Z et par les termes croisés (figure 1.5).



Figure 1.5 : Modèle de palier

Le travail virtuel, δW des forces agissant sur l'arbre s'écrit :

$$\delta W = F_u \delta u + F_w \delta w \tag{1.11}$$

où Fu et Fw sont les forces généralisées exprimées par :

$$\begin{cases} F_{u} \\ F_{w} \end{cases} = - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xz} \\ K_{zx} & K_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xz} \\ C_{zx} & C_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{bmatrix}$$
(1.12)

I.1.5. Equations de mouvement

Les équations de Lagrange utilisent l'expression des énergies calculées à partir d'une formulation de type éléments finis. Le vecteur des déplacements nodaux du rotor est noté {X}. Il comprend les degrés de liberté u, w, θ et ψ de tous les nœuds du rotor, soit n_{ddl} degrés de liberté. Le système différentiel à résoudre est :

$$[M]\{\ddot{X}\} + (\dot{\phi}[C_g] + [C_p])\{\dot{X}\} + ([K_r] + [K_p] + \ddot{\phi}[K_g])\{X\}$$

= $\dot{\phi}^2[\{F_{11}\}\sin(\phi) + \{F_{12}\}\cos(\phi)] + \ddot{\phi}[\{F_{21}\}\sin(\phi) + \{F_{22}\}\cos(\phi)]$ (1.13)

 $\{\dot{X}\}$ et $\{\ddot{X}\}$ sont les vecteurs vitesse et accélération du modèle, fonction du temps. Les matrices du système sont :

[<i>M</i>]	:	matrice de masse symétrique,			
$[C_g]$:	matrice gyroscopique antisymétrique,			
$[C_p]$:	matrice non symétrique d'amortissement visqueux dû aux paliers,			
$[K_r]$:	matrice de raideur symétrique de l'arbre,			
$[K_p]$:	matrice raideur non symétrique des paliers linéaires,			
$[K_g]$:	matrice de raideur gyroscopique,			
$\{F_{11}\}, \{F_{12}\}, \{F_{21}\}, \{F_{22}\}$					
	:	vecteurs des forces extérieures déduit de (1.10),			
φ, φ , φ	:	angle, vitesse et accélération angulaires : fonctions du temps.			

La relation (1.13) est un système d'équation de dimension n_{ddl} . Il doit être résolu à chaque pas de temps compte tenu de l'évolution de l'angle, de la vitesse et de l'accélération angulaires. L'utilisation d'une méthode de réduction est nécessaire pour permettre un gain important de place mémoire et de temps de calcul.

I. 2. Résolution du système d'équations

Deux méthodes sont couramment utilisées en dynamiques des rotors : la sous-structuration et la réduction modale. Une méthode particulière appelée méthode pseudo-modale a été développée [BER87] [LAL86] [LAL98]. Dans cette méthode, la réduction du nombre de degrés de liberté est effectuée à partir des modes du système conservatif associé à l'arrêt. Si on considère la matrice $[\Phi]$ formée par les nb_{mod} premiers modes, le changement de variable suivant est effectué :

$$\{X\} = [\Phi]\{q\} \tag{1.14}$$

avec {q}, le vecteur des coordonnées généralisées.

En prémultipliant tous les membres de l'équation (1.13) par $[\Phi]^t$ la transposée de la matrice $[\Phi]$, on obtient le système d'équations couplées :

$$[\overline{M}]\{\overline{q}\} + (\phi[\overline{C}_g] + [\overline{C}_p])\{q\} + ([\overline{K}] + \phi[\overline{K}_g])\{q\} = [\Phi]^t\{F\}$$

$$(1.15)$$

avec :

$[\overline{M}] = [\Phi]^t [M] [\Phi]$:	matrice de masse réduite,
$\left[\overline{C}_{g}\right] = \left[\Phi\right]^{t} \left[C_{g}\right] \left[\Phi\right]$:	matrice gyroscopique réduite,
$\left[\overline{C}_{p}\right] = \left[\Phi\right]^{t} \left[C_{p}\right] \left[\Phi\right]$:	matrice d'amortissement réduite,
$\left[\overline{K}_{g}\right] = \left[\Phi\right]^{t} \left[K_{g}\right] \left[\Phi\right]$:	matrice de raideur gyroscopique réduite,
$\left[\overline{K}\right] = \left[\Phi\right]^{t} \left[K_{p} + K_{r}\right] \left[\Phi\right]$:	matrice de raideur réduite,
{F}	:	vecteur des forces extérieures.

La résolution du système d'équations (1.15) de taille nb_{mod} permet la détermination de {q}. Le vecteur de déplacement {X} est ensuite calculé à partir de la relation (1.14).

Dans le cas de cette étude, les variables sont des fonctions du temps. L'équation (1.15) doit être résolue à chaque pas de temps en suivant l'évolution de $\phi(t)$, $\dot{\phi}(t)$ et $\ddot{\phi}(t)$. Une méthode d'intégration pas-à-pas doit donc être utilisée, elle sera choisie en fonction du logiciel employé pour les simulations. Les conditions initiales sont nulles. Les lois de variation de la vitesse de rotation seront obtenues par la mesure. Le choix du pas de temps est déterminant pour la précision et pour la rapidité des calculs. D'après [LAC88], il sera déterminé en fonction de la fréquence de rotation et de la plus haute fréquence contenue dans les modes utilisés afin que la plus faible période soit décrite par une dizaine de pas de temps.

II. PRINCIPE DE L'EQUILIBRAGE ACTIF

Le contrôle actif modifie le comportement d'une structure à l'aide d'actionneurs pilotés à partir de mesures en temps réel. Ces actionneurs apportent une énergie opérative qui se combine à celle du mouvement vibratoire de la structure pour le maîtriser. L'équilibrage actif ne nécessite qu'une énergie de commande pour modifier en temps réel la distribution de masse du rotor en certains plans.

II.1. Principe

L'équilibrage actif consiste à engendrer et contrôler des forces de balourd sur un arbre en rotation. Le principe de fonctionnement choisi est celui de deux mobiles de même masse appelés satellites, astreints à se déplacer dans un même plan à une distance constante de l'axe du rotor. Ils génèrent ainsi une force de balourd d'amplitude et de phase variable. Ce concept a été breveté par E.D.F., Direction des Etudes et Recherches (Institut National de la Propriété industrielle : n° 93 14738).



Figure 1.6: Génération d'un balourd à partir de deux masses

Comme l'indique la figure 1.6, les effets des deux satellites s'annulent lorsqu'ils sont situés en opposition de phase. Dans les autres cas, les balourds générés par chaque satellite s'ajoutent vectoriellement. Leur position relative permet alors de contrôler l'amplitude et la phase du balourd résultant.

Le schéma de principe de l'équilibrage actif est résumé par la figure 1.7.



Figure 1.7: Schéma de principe de l'équilibrage actif

L'équilibrage qui s'inscrit dans la boucle ci-dessus nécessite de :

- connaître l'état vibratoire de la machine. Il faut donc mesurer l'amplitude et la phase des vibrations synchrones de la vitesse de rotation,
- déterminer les balourds de correction correspondant à l'état de la machine à partir d'une méthode d'équilibrage,
- piloter les satellites de leur position initiale mesurée vers les positions de correction, sans augmenter les niveaux vibratoires.

Le système va donc accomplir un certain nombre de tâches qui font appel aux procédures choisies suivantes :

- l'équilibrage par la méthode des coefficients d'influence,
- le mode de déplacement des satellites vers les positions de correction de type chemin optimal,
- la mesure de la position des satellites et de la vitesse de rotation,
- le traitement des signaux vibratoires pour déterminer l'amplitude et la phase des vibrations synchrones.

II.2. Méthode des coefficients d'influence

La méthode des coefficients d'influence est une méthode de type inverse : la construction d'un modèle matriciel de la structure est réalisée à partir de mesures de sensibilité au balourd expérimentales. Elle s'applique à l'équilibrage de rotors supposés linéaires, rigides ou flexibles, amortis ou non amortis.

Son objectif est d'annuler les vibrations en un certain nombre de points de mesure, en décomposant le balourd à corriger en un certain nombre de plans d'équilibrage. Ces vibrations peuvent être annulées pour une ou plusieurs vitesses de fonctionnement, appelées vitesses d'équilibrage.

II.2.1. Définition des coefficients d'influence

La méthode s'appuie sur l'hypothèse de linéarité du système qui se traduit par la relation (1.16).

$$\{V\} = [C] \{B\}$$
 (1.16)

avec :

{B}, le vecteur des balourds initiaux inconnus de dimension NP,
{V}, le vecteur des vibrations initiales de dimension NM×NV,
[C], la matrice des coefficients d'influence de dimension (NM×NV)× NP,
NP, nombre de plans d'équilibrage,
NM, nombre de points de mesure de vibrations,
NV, nombre de vitesses d'équilibrage.

Afin de tenir compte de la phase et de l'amplitude des variables, des grandeurs complexes sont utilisées.

La matrice [C] est de la forme :

$$[\mathbf{C}] = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{1,1}^{(1)} & \mathbf{C}_{1,2}^{(1)} & \dots & \dots & \mathbf{C}_{1,NP}^{(1)} \\ \mathbf{C}_{2,1}^{(1)} & \mathbf{C}_{2,2}^{(1)} & \dots & \dots & \mathbf{C}_{2,NP}^{(1)} \\ \vdots & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ \mathbf{C}_{NM,1}^{(1)} & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ \mathbf{C}_{2,1}^{(2)} & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ \vdots & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ \mathbf{C}_{NM,1}^{(NV)} & \dots & \dots & \dots & \mathbf{C}_{NM,NP}^{(NV)} \end{bmatrix}$$
(1.17)

Le coefficient $C_{i,j}^{(k)}$ est défini par le rapport de la vibration résultante au point de mesure i et du balourd situé dans le plan d'équilibrage j, à une vitesse de rotation Ω_k .

L'amplitude des balourds sera exprimée en kg.m. Les vibrations mesurées peuvent être des déplacements ou des accélérations exprimés respectivement en μ m ou en m/s².

II.2.2. Détermination des coefficients d'influence et des balourds de correction

Les coefficients de la colonne j de la matrice [C] sont déterminés en effectuant le rapport des vibrations {Ve} résultantes à l'ajout d'un balourd d'essai Be_j dans les plans d'équilibrage j, et du balourd d'essai.

$$C_{i,j} = \frac{Ve_i - V_i}{Be_j}$$
(1.18)

Trois cas se présentent alors :

NP = NM×NV : La matrice [C] est inversible ; la solution est donc unique.
 Equilibrer revient alors à résoudre :

$$\{B_{c}\} = -\{B\} = [C]^{-1} \{V\}$$
(1.19)

avec B_c, le vecteur des balourds de correction recherché.

- NP > NM×NV : Ce cas ne se rencontre pas dans la pratique car les plans accessibles pour l'équilibrage sont plus rares que les plans accessibles pour la mesure.
- NP < NM×NV : La matrice [C] est rectangulaire et n'est donc pas inversible. Il faut utiliser une méthode spécifique permettant de minimiser les vibrations résiduelles.

II.2.3. Minimisation par les moindres carrés

La méthode des moindres carrés permet de minimiser les vibrations en des points discrets lorsque la matrice [C] est rectangulaire. Les méthodes présentées dans [GOO64], [MAH88] et [MAH90] minimisent la norme quadratique des vibrations résiduelles.

Le vecteur des vibrations résiduelles $\{\epsilon\}$ est tel que :

$$\{\epsilon\} = [C]\{B_c\} + \{V\}$$
(1.20)

La norme quadratique des vibrations résiduelles s'exprime par la relation :

$$y = \sum_{i=1}^{NM \times NV} \varepsilon_i^2$$
(1.21)

La relation (1.21) est développée à partir de (1.20) :

$$y = \{B_{c}\}^{t} [C^{*}]^{t} [C] \{B_{c}\} + 2\{V^{*}\}^{t} [C] \{B_{c}\} + \{V^{*}\}^{t} \{V\}$$
(1.22)

où le symbole * est celui du conjugué.

La recherche du vecteur $\{B_c\}$ qui minimise y est réalisée à partir de la relation :

$$\frac{\partial \mathbf{y}}{\partial \mathbf{B}_{i}} = 0 \tag{1.23}$$

Le balourd correcteur obtenu est :

$$\{\mathbf{B}_{c}\} = -\{[\mathbf{C}^{*}]^{t} [\mathbf{C}]\}^{-1} [\mathbf{C}^{*}]^{t} \{\mathbf{V}\}$$
(1.24)

L'application des balourds $\{B_c\}$ dans les plans d'équilibrage diminue les vibrations dans les plans de mesure.

II.2.4. Prise en compte du faux-rond

Le comportement du système est mesuré par des accéléromètres ou des capteurs de déplacement. Dans le cas des accéléromètres, la mesure représente effectivement l'accélération de la structure alors que celle qui provient des capteurs de déplacements à courant de Foucault n'est pas forcément l'image du déplacement de la structure. En effet ces capteurs sont sensibles à l'hétérogénéité du matériau ainsi qu'à la déformation initiale du rotor. Le faux-rond {D} qui en résulte est alors le déplacement mesuré à une vitesse suffisamment basse pour que le rotor puisse être considéré comme rigide. Il est soustrait vectoriellement aux déplacements à minimiser. Le balourd de correction s'exprime alors par la relation (1.25).

$$\{B_{c}\} = -\{[C^{*}]^{t}[C]\}^{-1}[C^{*}]^{t}\{V-D\}$$
(1.25)

II.3. Etude du chemin optimal

Lors des phases transitoires, le rotor équipé du système d'équilibrage actif est soumis à des sollicitations dues à la présence des balourds que l'on veut compenser ainsi qu'à la présence des deux satellites. Quelles que soient leurs positions initiales, les satellites doivent être amenés en position de correction le plus rapidement possible, sans augmenter le niveau vibratoire.

II.3.1. Détermination des positions de correction

Suite à l'application de la méthode des coefficients d'influence, le système d'équilibrage actif doit générer le balourd B_c d'amplitude B_c et de phase θ dans un plan d'équilibrage. Si B_1 est le balourd généré par le satellite 1, B_2 , le balourd généré par le satellite 2, leurs amplitudes respectives B_1 et

 B_2 , et leurs phases respectives , θ_1 et θ_2 , la relation liant ces six paramètres s'exprime en notation complexe par :

$$B_c e^{i\theta} = B_1 e^{i\theta_1} + B_2 e^{i\theta_2}$$
(1.26)

Les deux satellites ont une masse identique m_{sat} et se situent sur le même rayon, r. Les amplitudes des balourds générés par les satellites sont donc identiques :

$$B_1 = B_2 = r m_{sat} = b$$
(1.27)

La position angulaire de chaque satellite peut alors être exprimée en fonction de l'amplitude et de la phase du balourd B_c à générer (figure 1.8).



Figure 1.8 : Positions de correction

Soit $0 < \alpha < \pi/2$, un angle non orienté tel que :

$$\theta_1 = \theta - \alpha$$

$$\theta_2 = \theta + \alpha$$
(1.28)

L'équation (1.26) devient :

$$B_{c}e^{i\theta} = be^{i(\theta+\alpha)} + be^{i(\theta-\alpha)}$$
(1.29)

L'expression de l'angle α (1.30) permet de positionner les satellites en fonction du balourd à générer.

$$\alpha = \arccos(\frac{B_c}{2b}) \tag{1.30}$$

Le balourd Bc qui a été calculé par une méthode d'équilibrage est défini par son amplitude et sa phase. Les relations (1.28) et (1.30) donnent alors la position des satellites qui minimisent les vibrations.

II.3.2. Critère de déplacement des satellites

Il s'agit de déterminer le mode de déplacement des satellites de leurs positions initiales vers les positions de correction avec les contraintes suivantes :

- assurer une mise en place rapide de la correction,
- minimiser les perturbations durant cette phase transitoire.

Plusieurs stratégies de pilotage des satellites sont envisageables. La première consiste à modifier la phase des satellites en les maintenant en opposition de phase, pour ensuite ajuster l'amplitude du balourd résultant. Une deuxième possibilité est de modifier simultanément la phase et l'amplitude du balourd. La deuxième solution est plus adaptée à une correction rapide.

Minimiser les perturbations subies par le rotor équivaut à assurer la diminution des amplitudes vibratoires dès le démarrage des satellites. Le critère choisi est le suivant : les satellites ne doivent jamais se rapprocher de la position angulaire qui correspond à celle du balourd perturbateur. Si la méthode des coefficients d'influence détermine un balourd de correction de phase θ dans le plan d'équilibrage étudié, la position angulaire interdite est $\theta+\pi$.

Ce critère géométrique garantit la diminution du balourd dans le plan d'équilibrage. Compte tenu de l'hypothèse de linéarité du système, il garantit ainsi la diminution des vibrations. La validation qui a été réalisée sur un modèle simple est présentée en annexe A1.

La figure 1.9 illustre deux configurations de déplacements qui sont prises en compte dans l'algorithme du chemin optimal.



Figure 1.9 : Exemples de configurations de déplacement des satellites

Les satellites peuvent être pilotés avec des lois de vitesses de déplacements variées : avec des vitesses constantes et identiques, avec des temps de déplacements égaux ou encore de manière à faire évoluer linéairement le balourd résultant. Ces lois ayant peu d'influence sur l'efficacité de l'équilibrage (cf. annexe A1) c'est pourquoi les vitesses sont choisies identiques pour une raison de simplicité et donc d'efficacité du pilotage.

II.4. Modules de mesure

La détermination des balourds de correction par la méthode des coefficients d'influence nécessite la connaissance précise de la vitesse de rotation et de l'état vibratoire de la structure. Pour piloter les satellites vers les positions de correction, leur position angulaire doit être connue. Ces informations sont obtenues à partir de mesures en temps réel réalisées sur le rotor. Les modules développés à cet effet sont présentés dans ce qui suit.

II.4.1. Mesure de la position des satellites et de la vitesse de rotation

L'objectif est de déterminer la position angulaire des satellites par rapport à un repère de référence. La technique utilisée consiste à détecter le passage de sur-épaisseurs placées sur chaque satellite, à l'aide d'un capteur de déplacement sans contact comme l'indique la figure 1.10.



Figure 1.10 : Dispositif de mesure de la position des satellites et du top tour

Le capteur de déplacement est placé en regard de la piste où circulent les satellites. Chaque satellite est muni d'une sur-épaisseur différente. Le capteur génère alors un pic de tension d'amplitude correspondante au passage des satellites. La référence de phase ou top-tour est repérée par une sur-épaisseur ou une encoche, elle peut se situer sur le rotor lui-même ou sur la piste et nécessite un second capteur.

Le principe de détermination des phases des satellites et de la vitesse de rotation à partir des signaux délivrés par les capteurs est illustré sur la figure 1.11.

 τ_r est le temps écoulé entre deux passages de la référence de phase, il s'agit donc de la période de rotation du système. τ_1 et τ_2 sont les temps écoulés entre le passage de la référence de phase et des sur-épaisseurs respectives des satellites 1 et 2.

La mesure des temps τ_r , τ_1 et τ_2 permet la détermination des positions angulaires θ_1 , θ_2 et de la vitesse de rotation Ω à partir des relations suivantes :

$$\Omega = \frac{60}{\tau_r} \qquad (tr/mn) \tag{1.31}$$

$$\theta_1 = 360 \times (1 - \frac{\tau_1}{\tau_r}) \qquad (\text{deg}) \tag{1.32}$$

$$\theta_2 = 360 \times (1 - \frac{\tau_2}{\tau_r}) \quad (\text{deg})$$
(1.33)

Le sens de rotation a été choisi comme sens positif pour toute l'étude.



Figure 1.11 : Principe de détermination de la phase des satellites et de la période de rotation

Le décodage est réalisé à partir de la comparaison des signaux sur leur front montant à deux seuils préalablement déterminés : le seuil bas et le seuil haut. Le seuil bas déclenche la procédure et le seuil haut permet de différencier les satellites. Ils sont réglés lors de l'observation des signaux. La position des satellites est déterminée par la localisation du maximum de chacun des pics qui donne τ_1 et τ_2 . La procédure est décrite dans un organigramme figurant en annexe A2. La figure 1.12 présente un exemple de détermination des paramètres de mesure.



Figure 1.12 : Exemple de détermination des paramètres de mesure

La vitesse de rotation et les phases des satellites ainsi déterminés sont des grandeurs instantanées qui sont sensibles aux incertitudes et aux bruits de mesure . Pour améliorer la précision de mesure, une moyenne arithmétique est réalisée sur la mesure de la vitesse de rotation. Pour la phase des satellites, des moyennes linéaires sur nb_{moy} tours sont effectuées. L'expression de la position moyenne du satellite i, θ_{moy_i} est déterminé avec la relation (1.34).

$$\begin{cases} \sin(\theta_i)_{moy} = \frac{\sin(\theta_i) + (nb_{moy} - 1) \times \sin(\theta_i)_{moy}}{nb_{moy}} \\ \cos(\theta_i)_{moy} = \frac{\cos(\theta_i) + (nb_{moy} - 1) \times \cos(\theta_i)_{moy}}{nb_{moy}} \end{cases}$$
(1.34)

Cette moyenne qui privilégie les dernières mesures est réalisée sur le cosinus et le sinus de la position instantanée afin d'éliminer la discontinuité au passage de 0 à 360 degrés.

II.4.2. Traitement des signaux vibratoires

La particularité des machines tournantes est la dépendance des paramètres du traitement du signal vis-à-vis de la vitesse de rotation. Cela implique pour le système d'équilibrage actif, le développement d'un module de traitement du signal spécifique dont l'objectif est de déterminer l'amplitude et la phase des vibrations à la raie de rotation. Le calcul de la fonction de transfert des mesures de vibrations par rapport au top-tour peut être évité avec une analyse synchrone. Le principe est d'acquérir des périodes entières synchronisées par rapport au top-tour. Le signal est sous-échantillonné pour obtenir un nombre de points d'acquisition fixe par période et une interpolation linéaire est réalisée entre deux points d'échantillonnage pour assurer l'acquisition de périodes strictement entières.

Le traitement du signal comprend les étapes suivantes :

- le filtrage numérique des signaux provenant des capteurs de vibration,
- l'acquisition du signal des vibrations correspondant à un nombre entier de périodes NPER du top-tour,
- le sous-échantillonnage de ces signaux pour avoir un nombre de points fixe par période (NPTS/NPER),
- la détermination à la raie de rotation de l'amplitude et de la phase des vibrations par rapport au top-tour,
- la réalisation de moyennes pour réduire la dispersion de mesure.

• Filtrage numérique

Le sous-échantillonnage nécessite un filtre anti-repliement supplémentaire. Un filtre basse-bas numérique de Chebychev [KUN80] est réalisé avec les caractéristiques suivantes :

- ondulation de 0.5 dB dans la bande passante
- atténuation de 40 dB entre f_{ac} et $3f_{ac}$ (f_{ac} = fréquence de coupure analogique).

La fréquence de coupure est choisie telle que ici $f_{ac} = f_{ss_ech}/3$ pour respecter le théorème de Shannon avec une certaine redondance. f_{ss_ech} est la fréquence de sous-échantillonnage, elle dépend du nombre de période d'acquisition NPER et du nombre de points NPTS choisi pour ces NPER périodes. Elle s'exprime en fonction de ces paramètres et de la vitesse de rotation mesurée, Ω :

$$f_{ss_ech} = \frac{NPTS \times \Omega}{60 \times NPER}$$
(1.35)

et la fréquence de coupure est donc :

$$f_{ac} = \frac{NPTS \times \Omega}{180 \times NPER}$$
(1.36)

Le filtre de Chebychev est un filtre récursif dont la sortie y à l'instant k, s'exprime en fonction de l'entrée x et de x et y aux trois instants précédents selon l'expression de l'équation (1.37). Les coefficients sont explicités dans l'annexe A2.

$$y(k) = c_1 x(k) + c_2 x(k-1) + c_3 x(k-2) + c_4 x(k-3) - c_5 y(k-1) - c_6 y(k-2) - c_7 y(k-3)$$
(1.37)

Ce type de filtre introduit un déphasage du signal filtré par rapport au signal d'entrée. La correction de ce déphasage n'est pas nécessaire car toutes les voies de mesure sont équipées d'un même filtre synchrone à la raie de rotation.

Acquisition et sous-échantillonnage

En synchronisant l'acquisition des points de mesure par rapport au top-tour et en acquérant un nombre entier de périodes des signaux vibratoires, les informations amplitude et phase sont directement tirées du calcul du spectre fréquentiel à la raie fondamentale.

La précision du début et de la fin de l'acquisition conditionne la qualité des résultats sur la phase. Le sous-échantillonnage est effectué au fur et à mesure de l'acquisition, avec un pas déterminé pour avoir un nombre de points constant par période. Une interpolation linéaire est réalisée entre deux points d'échantillonnage pour éliminer les problèmes d'arrondi. Un vecteur de NPER périodes avec NPTS points est ensuite mémorisé.

Le pas de sous-échantillonnage est donné par la relation (1.38) :

$$pas = \frac{NPER \times \Delta t}{NPTS - 1} \tag{1.38}$$

Le vecteur {Buffer} représente le signal mesuré et peut être utilisé pour le calcul de la raie fondamentale du spectre fréquentiel. Pour une voie de mesure, l'expression de chaque point est donnée par (1.39).

$$Buffer[k] = \frac{(k \times pas - (i-1) \times \Delta t) \times (U_{vib} - U_{vib-1})}{\Delta t} - U_{vib-1}$$
(1.39)

avec :

 Δt : période d'échantillonnage,

Buffer : vecteur des NPER périodes sous-échantillonnées,

k : compteur des points acquis après sous-échantillonnage,

- i : compteur des points à la fréquence d'échantillonnage depuis le passage du top-tour,
- U_{vib} : signal vibratoire filtré au pas de temps courant,

U_{vib-1} : signal vibratoire filtré au pas de temps précédent.

• Détermination de l'amplitude et de la phase des vibrations

Le spectre fréquentiel des signaux filtrés puis sous-échantillonnés est obtenu à partir de la transformée de Fourier discrète. Pour permettre un gain de temps de calcul important, seule l'amplitude du spectre sur la raie de rotation est calculée. Son expression est la suivante :

$$X = X_{r} + jX_{i} = \sum_{k=0}^{NPTS^{-1}} Buffer[k]e^{-\frac{j2\pi \times NPER \times k}{NPTS}}$$
(1.40)

X est une valeur complexe dont l'amplitude A représente l'amplitude des déplacements aux points de mesure, et dont la phase Φ représente la phase des déplacements par rapport au toptour :

$$\begin{cases}
A = \frac{2\sqrt{X_r^2 + X_i^2}}{NPTS} \\
\Phi = \arctan(\frac{X_i}{X_r}) \quad [\pi]
\end{cases}$$
(1.41)

♦ Moyenne

Comme pour la mesure de phases des satellites, des moyennes sont utilisées dans le traitement des signaux vibratoires afin d'améliorer le rapport signal sur bruit des mesures et donc la précision de mesure [MAX85]. Une moyenne arithmétique sur quatre mesures est réalisée.

Un organigramme des programmes réalisés pour le traitement des signaux vibratoires (acquisition, sous-échantillonnage et transformée de Fourier) est présenté en annexe A2.

III. STRATEGIE D'EQUILIBRAGE ACTIF

Il convient désormais d'élaborer une stratégie d'équilibrage qui permette la mise en œuvre des principes. L'équilibrage actif doit améliorer le comportement des machines tournantes sans modifier leur mode de fonctionnement. C'est pourquoi les montées en vitesse et les ralentissements ne peuvent pas être réalisés par paliers de vitesse mais suivant une loi de montée

en vitesse ou ralentissement réelle. Ce chapitre présente les méthodes et stratégies qui ont été choisies afin de réaliser un équilibrage automatique efficace en respectant cette condition.

III.1. Stratégie de correction

L'équilibrage actif a jusqu'à présent été défini comme une correction automatique des balourds pour améliorer le comportement vibratoire des machines tournantes. Son action doit cependant être précisée : s'agit-il de concevoir un système en boucle fermée susceptible d'équilibrer quelle que soit la vitesse de rotation, ou un système en boucle ouverte destiné à équilibrer pour le passage de vitesses prédéfinies comme les vitesses critiques ?

Equilibrer quelque soit la vitesse de rotation équivaut à déclencher un équilibrage dès le dépassement d'un niveau vibratoire choisi. Cela impose soit la connaissance en continu des matrices des coefficients d'influence sur toute la plage de vitesse, soit la possibilité de les déterminer par interpolation. Une interpolation nécessite cependant un grand nombre de vitesses de caractérisation des matrices de sensibilité, principalement autour des vitesses critiques où l'amplitude et la phase des vibrations varient fortement. Cette technique est donc difficile à mettre en œuvre dans le système temps réel utilisé. Il semble par conséquent préférable d'envisager la deuxième stratégie qui limite les vitesses d'équilibrage.

Equilibrer au passage de vitesses prédéfinies implique un choix judicieux de ces vitesses. Une machine est caractérisée par sa vitesse nominale de fonctionnement mais aussi par ses vitesses critiques lors des phases transitoires. Une vitesse critique est identifiée par un maximum d'amplitude. Les déplacements du rotor sont caractéristiques d'un mode prépondérant et la sensibilité au balourd est particulièrement importante. Le déclenchement de la correction n'est pas commandé par le dépassement d'un niveau vibratoire, mais par l'approche d'une vitesse critique afin de limiter ces maxima d'amplitude. La figure 1.13 présente les vitesses d'équilibrage à situer en fonction de l'amplitude des vibrations mesurées sur le rotor pour le passage d'une vitesse critique.



Figure 1.13 : Positionnement des vitesses d'équilibrage

Dans le cas du ralentissement, une procédure d'équilibrage est lancée au passage de la vitesse Ω_{eq4} puis un affinage de la correction est effectué au passage de la vitesse Ω_{eq3} . Les temps de calcul des corrections et le temps de positionnement des satellites sont des paramètres primordiaux pour le choix de Ω_{eq3} par rapport à Ω_{eq4} et pour le choix de Ω_{eq2} par rapport à Ω_{eq1} dans le cas de la montée en vitesse. En plus des vitesses d'équilibrage situées en amont de chaque vitesse critique, une autre est placée à la vitesse nominale de fonctionnement.

Cette approche d'équilibrage actif présente une mise en œuvre facile. Le nombre de vitesses d'équilibrage est généralement limité à quatre autour de chaque vitesse critique situées dans la gamme de fonctionnement, et une à la vitesse nominale. L'efficacité de la correction dépend de la détermination précise des vitesses de rotation et du positionnement optimal des vitesses d'équilibrage qui nécessite une bonne connaissance de la machine. Cette approche présente tout de même un inconvénient qui est dû à son action limitée à des vitesses prédéterminées. Mais il constitue en même temps la garantie d'une bonne efficacité de l'équilibrage.

III. 2. Organisation des phases d'équilibrage

La méthode des coefficients d'influence qui a été choisie nécessite une phase de caractérisation de la machine qui précède celle de correction. Afin de respecter les conditions réelles de montée en vitesse et de ralentissement, l'équilibrage actif est réalisé en deux étapes :

- <u>Une phase de caractérisation, dite d'apprentissage</u>, où la matrice des coefficients d'influence est déterminée pour un certain nombre de vitesses de rotation. Cette phase nécessite des paliers de vitesse. Toutes les actions peuvent donc être réalisées séquentiellement. Pour chaque vitesse d'équilibrage, les satellites sont initialement placés en opposition de phase.
- <u>une phase d'exploitation</u> où la machine est en fonctionnement normal et où l'équilibrage actif est mis en œuvre. Cette phase utilise les matrices déterminées précédemment. Le temps de mise en place des balourds de correction doit être le plus court possible.

Cette organisation permet de réaliser l'équilibrage actif lors du fonctionnement normal de la machine. Si ses caractéristiques évoluent, les coefficients d'influence devront être réactualisés lors d'une nouvelle phase d'apprentissage. Les organigrammes des figures 1.14 et 1.15 présentent le déroulement des opérations pour les deux phases de fonctionnement du système actif.


Figure 1.14 : Organisation de la phase d'apprentissage pour NP plans d'équilibrage



Figure 1.15 : Organisation de la phase d'exploitation pour NP plans d'équilibrage

III.3. Organisation du système actif

Le schéma synoptique de l'équilibrage actif (figure 1.7) peut être complété par les différents modules qui ont été présentés dans les parties II et III. La figure 1.16 présente les tâches effectuées par le système d'équilibrage actif. Ces différentes tâches sont agencées afin de répondre à la stratégie élaborée.



Figure 1.16 : Schéma synoptique du système d'équilibrage actif

Une machine donnée comporte NP dispositifs d'équilibrage et les vibrations sont mesurées sur NM voies de mesure. Les valeurs de NP et NM dépendent du type de machine à équilibrer. Les entrées du système de contrôle sont :

- NM mesures des vibrations,
- le signal du top-tour (référence de phase),
- le signal du capteur des satellites.

Les mesures de vibrations peuvent être réalisées par des capteurs de déplacement ou d'accélération. Ces capteurs sont généralement placés au niveau des paliers où les mesures sont plus accessibles.

Les sorties du système de contrôle sont : 2×NP commandes aux satellites.

Les NP dispositifs d'équilibrage doivent être installés dans des plans accessibles de la machine. Leur nombre dépend du nombre de plans accessibles mais aussi du nombre de rotors de la ligne d'arbre. Si une ligne d'arbre comporte deux rotors, un équilibrage efficace nécessite au moins deux dispositifs.

III.4. Conclusion

Les principes et stratégies présentés permettent de mettre en œuvre l'équilibrage actif. Une technologie adaptée au type de machine étudié doit être conçue. Une technologie particulière, adapté aux machines de grandes dimensions est présentée dans ce travail. La faisabilité et l'efficacité du concept proposé sont ensuite étudiées sous formes expérimentale et numérique.

Chapitre 2 :

Application à un banc d'essai monorotor

Ce chapitre présente l'équilibrage actif d'une machine monorotor. Il s'agit d'un banc d'essai dont les dimensions sont du même ordre de grandeur qu'un rotor de turboalternateur de centrale nucléaire. EDF a conçu un dispositif d'équilibrage actif susceptible d'être installé sur de telles machines. Le banc d'essai a donc permis la mise en œuvre expérimentale de l'équilibrage actif afin de valider la technologie ainsi que les principes présentés. Une simulation numérique de l'équilibrage actif du banc d'essai est ensuite réalisée. Elle a pour objectif de montrer la pertinence de la modélisation par comparaison avec l'expérience.

I. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI ET DU DISPOSITIF D'EQUILIBRAGE



I. 1. Le banc d'essai

Figure 2.1 : Photo du banc d'essai



Figure 2.2 : Schéma du banc d'essai

Le banc d'essai est présenté sur la figure 2.1, et schématisé sur la figure 2.2. Il s'agit d'un rotor constitué d'un arbre (1) en acier de longueur 5.56 m et de diamètre variant entre 110 et 360 mm. Un disque (2) de masse 4.3 tonnes dont la géométrie est présentée en annexe A3, est situé en son centre. Il est équipé d'un dispositif d'équilibrage actif dans le plan d'équilibrage PE indiqué sur le schéma. Ce dispositif est décrit dans le chapitre suivant. Le rotor est supporté par deux paliers hydrodynamiques de type cylindrique lisse (3 et 4). Un moteur électrique asynchrone de puissance 228 kW et piloté en vitesse (5) entraîne l'arbre en rotation. Un frein électromagnétique (6) équipe le système pour les arrêts d'urgence. La structure est montée sur un bâti (7) découplé du sol. Un pupitre de commande permet de piloter et de surveiller le rotor durant son fonctionnement et le banc d'essai est surveillé par deux caméras vidéo. La vitesse de rotation nominale est de 1200 tr/mn.

La machine comporte quatre plans de mesure dont trois sont utilisés (PM1 à PM3). Dans chaque plan sont situés deux capteurs de déplacement à courant de Foucault : un horizontal et un vertical. Le tableau 2.1 décrit en relation avec la figure 2.2, la position et le nom des capteurs de déplacement utilisés.

PLAN DE MESURE	PM1	PM2	PM3	
Mesure horizontale	voie 1 : Pal. 1H	voie 3 : Palmag 2H	voie 5 : Palmag 3H	
Mesure verticale	voie 2 : Pal. 1V	voie 4 : Palmag 2V	voie 6 : Palmag 3V	

Tableau 2.1 : Capteurs de m	esure du banc d'essai
-----------------------------	-----------------------

Deux capteurs à courant de Foucault supplémentaires sont utilisés : le capteur situé sur l'arbre entre le moteur et le palier (3) qui permet de mesurer le top-tour et le capteur appelé capteur des satellites, en regard du disque central, qui permet de mesurer la phase des satellites (figure 2.2). Le disque central comporte un repère tournant de phase orienté dans le sens de rotation de la machine dont le zéro est aligné avec le top-tour. Le bâti comporte un repère fixe dont le zéro est aligné avec le capteur des satellites est décalé de –17 degrés par rapport à ce repère fixe.

Le banc d'essai peut être balourdé par des masses additionnelles placées dans le plan PAm.

Des essais de caractérisation ont été réalisés par EDF. Les analyses de ralentissement révèlent deux fréquences propres (15.8 Hz et 16.4 Hz) avec des facteurs d'amortissement modaux respectifs de 15.3% et 4.8%. Une vitesse critique apparaît aux alentours de 970 tr/mn et correspond au premier mode de flexion du rotor.

I. 2. Le dispositif d'équilibrage

Pour des raisons de confidentialité, le description du dispositif présentée ici est succincte. Le dispositif d'équilibrage est constitué d'une piste solidaire du rotor sur laquelle peuvent se déplacer deux satellites indépendants l'un de l'autre. Ces satellites motorisés sont alimentés à partir du stator. Les différents éléments du système sont indiqués sur la figure 2.3.





Figure 2.3 : Le satellite sur la piste

Chaque satellite est composé d'un moteur (1), d'un corps (2), de pignons (3) et de galets (4). Le rôle du moteur de type électrique pas-à-pas, est d'assurer le déplacement et le positionnement du satellite sur la piste. Le couple développé doit être suffisamment élevé pour vaincre les forces dues au frottement et à la résistance au roulement, et garantir le démarrage lors des transitoires de vitesse du banc. Sa vitesse de déplacement linéaire maximale est de l'ordre de 0,1 m/s.

La masse totale de chaque satellite est de 1,09 kg. Une plaquette (5) d'épaisseur différente est fixée sur chaque satellite afin de les identifier lors de leur passage devant le capteur de déplacement et de déterminer leur position angulaire par rapport au top-tour (cf. Chapitre I, partie II.4.1).

Les rails d'alimentation (6) de la piste sont en contact avec le collecteur d'alimentation situé sur le corps de chaque satellite (7). Leur alimentation électrique nécessaire au pilotage des moteurs est assurée par un collecteur fixe.

II. EXPERIMENTATION

Le banc d'essais ainsi que la partie mécanique du système d'équilibrage actif ont été présentés. La partie expérimentale de l'étude comprend la description des matériels de commande et de contrôle qui ont été choisis. Les essais réalisés sont ensuite décrits.

II.1. Le matériel de contrôle et de commande des moteurs

Un système multiprocesseurs temps-réel *dSPACE* a été choisi pour assurer les fonctions d'acquisition, de calcul et de contrôle du système d'équilibrage actif. Ce choix a été guidé par la facilité de programmation de ces cartes et par leur performance. Le schéma du système de cartes est présenté sur la figure 2.4.

• La carte d'acquisition (DS2003)

Elle comporte 32 voies d'acquisition et 2 convertisseurs Analogiques/Digitaux. La tension d'entrée est de ± 5 V ou ± 10 V, et la résolution est de 16 bits au maximum.

• La carte de restitution (DS4201 s)

Elle dispose de 4 sorties série permettant la liaison sous format RS 232 vers les cartes contrôleurs des moteurs. Les paramètres, vitesse de transmission, nombre de bits, nombre de stop bits et parité sont programmables.

• Le processeur central et le multiprocesseur (DS1003 et DS1201)

La première carte (DS1003) comporte un DSP (Digital Signal Processor) C40-50 MHz. Il est chargé de la gestion du système multiprocesseur et des cartes d'acquisition et de restitution. Il converse avec la carte DS1201 par quatre bus de communication internes. Cette seconde carte comporte 4 DSP C40.



Figure 2.4 : Le système de contrôle expérimental

Les cartes dSPACE sont reliées entre elles par un bus de communication rapide appelé PHS-bus. L'ensemble est placé dans un PC mais fonctionne de manière autonome. Le PC permet la programmation et le chargement des programmes. En outre, des logiciels spécialisés permettent de dialoguer avec le système durant son fonctionnement, c'est-à-dire le surveiller, modifier certains paramètres, le lancer et l'arrêter.

• La programmation des cartes dSPACE

Le système de cartes dSPACE est programmé sous forme de schémas-blocs sous l'environnement MATLAB/SIMULINK[®]. Le chargement sur les cartes et la configuration des connexions sont réalisés par des logiciels spécifiques.

• Les cartes contrôleurs SONCEBOZ

Ces cartes sont programmables via un bus RS 232 dans un langage pré-codé sous forme de chaînes de caractère. La rotation des moteurs peut être commandée de manière continue ou par pas.

II.2. Le système de contrôle expérimental

II.2.1. Fonctionnement temps réel

La fréquence d'échantillonnage, F_e est la fréquence de fonctionnement générale du système. Le processeur central est chargé de la gestion de l'ensemble du système. Il est pulsé à la fréquence d'échantillonnage, c'est-à-dire que toutes les actions (calculs, gestion des entrées-sorties, gestion des communications ...) sont réalisées à chaque cycle. Les processeurs annexes travaillent en mode "timer" : ils sont cadencés à la fréquence d'échantillonnage ou à un sous-multiple de cette fréquence.

Les ports de communication entre le processeur central et les processeurs annexes fonctionnent en mode "buffer tournant" : le processeur émetteur écrit dans un buffer et le processeur récepteur lit dans un autre. Le buffer de lecture est renouvelé dès que le buffer d'écriture est plein grâce à un troisième buffer qui assure le transfert des données de l'un à l'autre.

II.2.2. Répartition des tâches dans le multiprocesseur

Les temps et les volumes de transferts inter-processeurs sont des facteurs qui handicapent le système en imposant la diminution des fréquences d'échantillonnage. La répartition optimale des différents modules dans le système multiprocesseur doit garantir une fréquence d'échantillonnage la plus élevée possible afin d'avoir une bonne précision de mesure. Les schémas de la phase d'exploitation et de la phase d'apprentissage sont similaires et se répartissent sur quatre

processeurs : le processeur central (master) et trois processeurs annexes (α , β et δ). La figure 2.5 présente la répartition des tâches dans le système.

Le processeur central (Master) est chargé de l'acquisition des mesures :

- Utop, signal du top-tour,
- U_{sat}, signal du capteur de positionnement des satellites,
- U_{vib1} à U_{vibNM}, NM signaux vibratoires.

Il gère le pilotage, l'envoi des commandes aux moteurs et le dialogue avec l'extérieur par l'intermédiaire du logiciel COCKPIT. En temps réel, un opérateur peut ainsi choisir les seuils de détection des satellites et du top tour, arrêter le mouvement des satellites ou les mettre en opposition de phase si un problème est détecté. Le fichier de configuration qui contient les matrices des coefficients d'influence des NV vitesses d'équilibrage choisies est créé ou mis en mémoire dans le processeur central.

Le processeur α détermine la vitesse de rotation Ω , la position des satellites θ_i , la phase et l'amplitude du balourd résultant B_{mes} et Φ_{mes} , et réalise le filtrage numérique des mesures vibratoires. Il fonctionne à la fréquence d'échantillonnage F_e pour garantir la précision de la détermination de la position des satellites et un filtrage numérique efficace.

Le processeur β est chargé du traitement des signaux filtrés {U_{filt}}: il détermine l'amplitude et la phase des vibrations A_i, Φ_i des NM voies de mesure. Il doit disposer du maximum de temps pour le calcul. Il fonctionne à la fréquence F_e/3.

Le processeur δ gère les modules d'équilibrage : il calcule les coefficients d'influence et les transmet au processeur central lors de la phase d'apprentissage. Lors de la phase d'exploitation, il détecte les vitesses d'équilibrage, lit les matrices des coefficients d'influence chargées dans le processeur central, il calcule le balourd de correction et envoie l'ordre de déplacement des satellites vers les positions de correction. Il travaille au même rythme que β .

Le réglage des fréquences est :

. $F_e = 5800$ Hz en phase d'exploitation,

. $F_e = 6600$ Hz en phase d'apprentissage.



Figure 2.5 : Répartition des tâches dans le système multiprocesseur

II.2.3. Précision de mesure

Dans le système temps réel présenté, la précision de mesure de la vitesse de rotation, de la phase des satellites et donc de l'amplitude et de la phase du balourd mesurés dépendent de la fréquence d'échantillonnage F_e. Les expressions théoriques des incertitudes de mesure sont explicitées en annexe A4.

Dans le cas le plus défavorable, avec une fréquence de rotation maximale $F_r=20$ Hz, avec la fréquence d'échantillonnage $F_e=5800$ Hz, l'incertitude relative de mesure de la vitesse de rotation est de 0.7%, soit une incertitude de mesure absolue de ± 2.4 tr/mn après 11 moyennes.

La précision de mesure absolue $\Delta \theta$ de la phase des satellites est :

$$\Delta \theta = (2\frac{F_{\rm r}}{F_{\rm e}}(\theta + 2\pi))/3 \tag{2.1}$$

Dans le cas le plus défavorable, l'incertitude absolue de mesure est de \pm 1.6 deg. L'erreur sur la mesure de positon des satellites influe sur le calcul de l'amplitude B_{mes} et la phase Φ_{mes} du balourd résultant dont les expressions sont données en annexe A4.

L'incertitude de mesure sur l'amplitude du balourd résultant est :

$$\frac{\Delta B_{\text{mes}}}{B_{\text{mes}}} = \frac{\sin(\theta_1 + \theta_2)}{1 + \cos(\theta_1 - \theta_2)} \Delta \theta$$
(2.2)

Dans le cas le plus défavorable, l'incertitude relative de mesure est de 1.4 % soit une incertitude absolue de \pm 0.013 kg.m. Lors des essais, la distance à l'axe des masses étant constante, toutes les corrections sont exprimées en grammes. L'incertitude sur l'amplitude du balourd mesuré est alors de \pm 28 g et l'incertitude sur la phase est de \pm 1.6 deg.

II.3. Essais

La mise en œuvre de l'équilibrage automatique sur le banc d'essai est précédée du choix des paramètres d'équilibrage et de la caractérisation des matrices associées aux vitesses d'équilibrage. Les essais réalisés ensuite ont pour objectif de valider le système actif, de l'optimiser et d'en évaluer les limites.

II.3.1. Choix des paramètres d'équilibrage

• Seuils de détection des satellites et du top-tour

Les niveaux des seuils sont choisis après l'observation des signaux provenant des capteurs des satellites et du top-tour, comme indiqué sur la figure 1.12 du chapitre 1.

• Vitesse de déplacement des moteurs

Afin d'avoir un mode de fonctionnement régulier et un positionnement fin des moteurs, une commande en quart de pas a été choisie. Trois vitesses de déplacement angulaire ont été définies sachant que le couple est fonction de la vitesse de rotation du moteur. Les trois vitesses sont :

- une vitesse lente de 1 deg/s (110 pas/s) qui permet d'avoir le couple maximal donné par le constructeur de 2.5 N.m,
- une vitesse nominale de 5 deg/s (545 pas/s) qui permet d'atteindre 90 % du couple maximal,
- une vitesse rapide de 15 deg/s (1633 pas/s) qui permet d'atteindre 75 % du couple maximal.

La rampe de montée en vitesse est fixée à 200 pas.

Vitesses d'équilibrage

Le choix des vitesses d'équilibrage nécessite la prise en compte du temps de transmission des commandes et du temps nécessaire pour que les satellites atteignent leur position finale. En première estimation, le temps de transmission des commandes est évalué à 2 secondes et le temps maximal de mise en place des corrections est estimé à 20 s. Ce dernier correspond à un déplacement de 100 degrés à une vitesse angulaire de 5 deg/s (vitesse minimale de déplacement angulaire des moteurs).

Pour cette application, la vitesse critique du rotor se situe aux alentours de 995 tr/mn et l'objectif est de ne pas dépasser le niveau vibratoire de 100 μ m aux points de mesure, valeur crête à crête (c-à-c). Les vitesses d'équilibrage de montée en vitesse ont été choisies à $\Omega_{eq2} = 830$ tr/mn et Ω_{eq3} = 916 tr/mn. Pour les forts déséquilibres, une vitesse supplémentaire est placée à $\Omega_{eq1} = 704$ tr/mn. Une seule vitesse d'équilibrage à $\Omega_{eq4} = 1146$ tr/mn a été utilisée pour le ralentissement car la vitesse nominale de 1200 tr/mn est proche de la vitesse critique. Ces vitesses ont été reportées sur les courbes de réponse en montée en vitesse et en ralentissement du banc d'essai des figures 2.6 et 2.7.



Positionnement des vitesses d'équilibrage

Figure 2.6 : Montée en vitesse

Figure 2.7 : Ralentissement

II.3.2. Phase d'apprentissage

Le programme d'apprentissage permet de caractériser les matrices des coefficients d'influence pour chaque vitesse d'équilibrage. L'écran de dialogue généré sous le logiciel COCKPIT pour la phase d'apprentissage est présenté figure 2.8.



Figure 2.8 : Ecran de dialogue de la phase d'apprentissage

Les indications numériques qui figurent sur l'écran sont : les positions angulaires moyennes et instantanées des satellites, l'amplitude des vibrations pour les six voies de mesure, la vitesse de rotation et l'amplitude et la phase du balourd résultant (balourd mesuré). A tout instant, une commande "Mise en opposition / Arrêt" peut être envoyée pour mettre les satellites en opposition de phase ou les arrêter. Les seuils de détection peuvent être réglés ainsi que le type de commande des moteurs. Après lancement du programme, il est nécessaire d'initialiser manuellement le dialogue avec les cartes contrôleurs des moteurs à l'aide du bouton "Initialisation du dialogue". A chaque vitesse d'équilibrage, l'opérateur ordonne le déplacement des satellites pour générer le balourd d'essai d'amplitude et phase désirées. Les masses d'essais mises en place sont choisies afin de provoquer une variation de l'amplitude vibratoire significative supérieure à 20 µm crête à crête. Les coefficients d'influence et la vitesse de rotation sont alors enregistrés à la demande de l'opérateur qui clique sur "Acquisition de [C]".

Un fichier contenant les matrices d'influence est alors généré par le programme. Pour plus de souplesse, il est complété par des paramètres modifiables. Il s'agit de :

- la vitesse d'enregistrement du faux-rond en tr/mn, et pour chaque vitesse d'équilibrage :
- le paramètre de prise en compte éventuelle de la vitesse d'équilibrage, ce paramètre vaut : 0 si la vitesse n'est pas utilisée,
 - 1 (par défaut) si la vitesse est utilisée en montée en vitesse et en ralentissement,
 - 2 si elle est utilisée en montée en vitesse uniquement,
 - 3 si elle est utilisée en ralentissement uniquement,
 - 4 pour la vitesse d'équilibrage nominale,
- la vitesse angulaire de déplacement des satellites en deg/s.

Les amplitudes et phases des coefficients d'influence sont ensuite mentionnés et exprimés respectivement en μ m/g crête à crête et en degrés.

Pour le fichier de configuration présenté en annexe A5, la vitesse d'enregistrement du faux-rond est de 200 tr/mn. Les vitesses d'équilibrage en montée en vitesse sont 704, 827, 917 tr/mn, et celle en ralentissement, 1143 tr/mn. La vitesse nominale d'équilibrage est de 1200 tr/mn. En fonction des vitesses d'équilibrage, les vitesses de déplacement angulaire des satellites sont données dans le tableau 2.2.

Vitesse d'équilibrage	Vitesse de déplacement angulaire des satellites		
$\Omega_{eq1} = 704 \text{ tr/mn}$	15 deg/s		
$\Omega_{eq2} = 827 \text{ tr/mn}$	10 deg/s		
$\Omega_{eq3} = 917 \text{ tr/mn}$	5 deg/s		
$\Omega_{eq4} = 1143 \text{ tr/mn}$	5 deg/s		
$\Omega_{eqnom} = 1200 \text{ tr/mn}$	5 deg/s		

Tableau 2.2 : Vitesses de déplacement angulaire des satellites

Le couple des moteurs des satellites est donc maximal pour les vitesses de rotation élevées du rotor.



II.3.3. Phase d'exploitation

Figure 2.9 : Ecran de dialogue de la phase d'exploitation

En phase d'exploitation, l'écran de dialogue présenté figure 2.9 donne les mêmes informations que celles de la phase d'apprentissage. Au lancement du programme, le fichier de configuration doit être chargé sur les cartes avec "Chargement des matrices". Au passage des vitesses d'équilibrage, le voyant "correction" s'allume et l'amplitude et la phase du balourd de correction calculé, ainsi que les déplacements des satellites correspondants sont affichés. Le bouton "Equilibrage nominal" permet de lancer un équilibrage à vitesse nominale.

II.3.4. Equilibrage actif du balourd résiduel du banc d'essai

Les premiers essais ont consisté à évaluer l'efficacité du système pour la correction du déséquilibre résiduel du banc avec deux vitesses d'équilibrage uniquement : $\Omega_{eq2} = 830$ tr/mn et $\Omega_{eq3} = 917$ tr/mn.

Les amplitudes vibratoires mesurées sur la voie 6 sont tracées sur la figure 2.10 lors d'une montée en vitesse avec et sans équilibrage actif.



Figure 2.10 : Equilibrage actif à 830 et 917 tr/mn en montée en vitesse

Pour la première vitesse d'équilibrage, le balourd de correction calculé par le dispositif est de 70 grammes à 11 deg. Le balourd de correction mesuré après correction est de 72 grammes à 11 degrés.

Pour la deuxième vitesse, le balourd de correction calculé est de 83 grammes à 10 deg. Le balourd mesuré après correction est de 83 grammes à 10 degrés.

La réalisation de la correction calculée par le système est excellente. L'équilibrage de la vitesse critique en montée est efficace : le positionnement de ces deux vitesses d'équilibrage a permis dans ce cas de limiter le niveau vibratoire à 70 μ m crête à crête sur toutes les voies, c'est-à-dire 30 μ m crête-à-crête dus au balourd résiduel (le faux-rond, mesuré à 200 tr/mn est de 40 μ m).

Les figures 2.11 et 2.12 présentent un essai avec trois vitesses d'équilibrage à $\Omega_{eq1} = 704$ tr/mn, $\Omega_{eq2} = 827$ tr/mn et $\Omega_{eq3} = 917$ tr/mn. L'amplitude du déplacement de la voie 6 avec et sans équilibrage est présentée sur la figure 2.11 et l'amplitude et la phase du balourd de correction calculé puis mesuré au passage de chaque vitesse d'équilibrage sur la figure 2.12.



Figure 2.11 : Equilibrage actif à 704, 827 et 917 tr/mn en montée en vitesse



Figure 2.12 : Amplitude et phase des balourds de correction successifs

Il peut être noté que la première vitesse d'équilibrage $\Omega_{eq1} = 704$ tr/mn a peu d'effet car les déplacements mesurés à cette vitesse sont proches de ceux du faux-rond. Le retard de correction est visible sur les courbes de la figure 2.12. Il est en partie dû au temps de transmission des commandes qui correspond à une évolution de la vitesse de rotation de 8 tr/mn environ. Ce retard

peut être augmenté lorsque les satellites se déplacent en opposition de phase en début de correction.

Les déplacements au milieu du rotor ont été divisés par 3 et sont limités à 70 µm crête à crête au passage de la vitesse critique.

II.3.5. Equilibrage actif avec masse de déséquilibre supplémentaire

Afin de vérifier les capacités du système à équilibrer de forts balourds, des essais d'équilibrage supplémentaires ont été réalisés. Une masse de déséquilibre de 363 grammes a été placée à 0 degrés dans le repère du rotor. Les déplacements en montée en vitesse avec et sans équilibrage actif sont tracés figure 2.13 pour toutes les voies de mesure.



Figure 2.13 : Equilibrage actif en montée en vitesse avec une forte masse de déséquilibre

Dans ce cas, la vitesse d'équilibrage $\Omega_{eq1} = 704$ tr/mn est indispensable car le niveau vibratoire à cette vitesse est déjà important. Les deux autres vitesses servent à ajuster la correction, mais leur effet est peu visible. Sans le dispositif d'équilibrage, l'amplitude des déplacements du disque atteint 650 µm crête à crête. Avec l'équilibrage actif, les déplacements de toutes les voies de mesure ne dépassent pas 100 µm crête à crête.

En ralentissement, l'équilibrage a été réalisé à $\Omega_{eq4} = 1147$ tr/mn sans pré-équilibrage à la vitesse nominale ni en montée en vitesse (figure 2.14).



Figure 2.14 : Equilibrage actif en ralentissement avec une forte masse de déséquilibre

Le balourd de correction calculé par le dispositif est de 466 grammes à 216 degrés. Le balourd mesuré après correction est de 506 grammes à 214 degrés. Lors de cet essai, un des moteurs n'a pas totalement réalisé le déplacement commandé ce qui a engendré une erreur de 40 g soit 8 % d'erreur sur la correction. Cette défaillance technologique a été constatée à plusieurs reprises lors des ralentissements après un certain nombre d'essais. En effet, pour la vitesse d'équilibrage en ralentissement située au-dessus de la vitesse critique, les moteurs nécessitent un couple plus important pour vaincre l'effet des forces centrifuges et demandent alors une puissance électrique plus importante. Or, après un certain temps de fonctionnement de la machine, les balais

d'alimentation fixes s'échauffent, et peuvent induire une augmentation de l'impédance de la ligne d'alimentation. Il en résulterait une diminution de la puissance disponible pour les moteurs.

Les essais avec masse de déséquilibre supplémentaire montrent l'efficacité de l'équilibrage dans le cas de l'apparition de balourds importants. Le choix des vitesses d'équilibrage est alors déterminant si un certain niveau de déplacement vibratoire ne doit pas être dépassé.

II.3.6. Conclusions

Les essais présentés montrent que la technique d'équilibrage actif choisie est efficace. La technologie est bien adaptée au type de machine étudié, même si l'alimentation des moteurs qui fait appel à une solution technique particulière pose encore quelques problèmes.

Les essais ont permis d'identifier les paramètres influant sur l'efficacité de l'équilibrage : la fréquence d'échantillonnage et la masse des satellites. Ils constituent la limite technique principale du système. Compte tenu des valeurs employées dans cette application, la précision de la correction des vibrations est limitée à 20 μ m crête à crête dans le cas le plus défavorable. L'efficacité de l'équilibrage peut donc être accrue en augmentant la fréquence d'échantillonnage ou en diminuant la masse des satellites.

III. SIMULATION

Il s'agit de montrer la fiabilité des résultats de l'équilibrage actif obtenus par simulation en les comparant avec ceux de l'expérience. La démarche adoptée débute par la modélisation en éléments finis du banc d'essai à l'aide d'un logiciel dédié aux machines tournantes. Le modèle est ensuite recalé à partir des mesures en montée en vitesse et en ralentissement réalisées dans la phase expérimentale. Les matrices caractéristiques du système sont alors récupérées afin de simuler l'équilibrage actif du banc d'essai sous le logiciel SIMULINK[®].

III. 1. Modélisation du banc d'essai

III.1.1. Modélisation des paliers

Le rotor est supporté par deux paliers cylindriques lisses à rainures d'alimentation axiales. La caractérisation des coefficients de ce type de paliers est délicate. Une modélisation a été réalisée sous le logiciel EDYOS pour déterminer les raideurs et amortissements directs et croisés en fonction de la vitesse de rotation. Les courbes obtenues sont présentées en annexe A3. Les coefficients des paliers varient peu sur la plage de vitesse de 500 à 1200 tr/mn pour laquelle la réponse du système sera étudiée. Ils sont donc considérés comme constants afin de simplifier le modèle. Leur valeur est choisie à 900 tr/mn.

III.1.2. Modélisation du rotor sur ses paliers

Le banc d'essai a été présenté dans le chapitre 2, partie I.1. La modélisation est réalisée avec le logiciel SYSROTOR. Ce logiciel prévoit le comportement dynamique de rotors en flexion dans le domaine linéaire. L'arbre est discrétisé en éléments finis de poutre. Les disques sont considérés comme rigides et n'interviennent donc que par leur masse et leurs inerties.

Le rotor du banc d'essai dont le modèle est présenté figure 2.15 est modélisé par 49 éléments de poutre, 7 disques dont le disque central, une frette et les accouplements. Les dix premiers modes sont choisis pour la méthode pseudo-modale. Le logiciel utilisé permet la récupération des matrices modales, caractéristiques du système, de dimension 10. L'amortissement est une caractéristique difficile à prévoir de manière numérique. Afin de se recaler par rapport à la mesure, les facteurs d'amortissement modaux identifiés expérimentalement sont introduits dans le modèle.



Figure 2.15 : Modèle du rotor du banc d'essai

Dans un premier temps, les fréquences propres calculées du rotor en libre-libre sont comparées à celles trouvées expérimentalement afin de valider le modèle. Les données sont regroupées dans le tableau 2.3 et montrent que la modélisation est correcte.

-	MESURE	CALCUL	Ecart (%)
Fréquence 1 (Hz)	43.6	45.9	+5.4
Fréquence 2 (Hz)	99.6	105.4	+5.8

Tableau 2.3 : Fréquences propres libre-libre du rotor

Le diagramme de Campbell du banc d'essai est présenté sur la figure 2.16. Il met en évidence 4 fréquences propres dans la plage de rotation de la machine. En effet les fréquences numérotées 1 et 2 sont nulles car elles correspondent à des valeurs propres réelles. Les fréquences numérotées 3 et 4 présentent des facteurs d'amortissement modaux de l'ordre de 75 % sur toute la plage de vitesse, leur effet n'est donc pas sensible lors de la réponse au balourd. Les fréquences 5 et 6 sont les fréquences influentes qui correspondent au premier mode de flexion du rotor. Ces deux fréquences, ainsi que les facteurs d'amortissement modaux correspondant α_1 et α_2 calculés à 900

tr/mn sont comparés aux valeurs identifiées expérimentalement dans le tableau 2.4. Les modes correspondants sont présentés figure 2.17.



Figure 2.16 : Diagramme de Campbell du banc d'essai



Mode 5 : Précession directe, $F_5 = 15.4$ Hz, $\alpha_5 = 8.9$ % Mode 6 : Précession inverse, $F_6 = 16.6$ Hz, $\alpha_6 = 4.3$ % Figure 2.17 : Modes propres en rotation (900 tr/mn)

-	MESURE	CALCUL	Ecart (%)
Fréquence 5 (Hz)	15.8	15.4	- 2.5
Fréquence 6 (Hz)	16.4	16.6	+ 1.2
\(\%)	15.3	9.1	- 40
$lpha_{6}$ (%)	4.8	4.3	- 10

Tableau 2.4 : Caractéristiques modales du rotor sur ses paliers

La validité du modèle est démontrée par les faibles écarts entre les fréquences propres, ainsi que par les facteurs d'amortissement modaux qui sont du même ordre de grandeur. La vitesse critique du banc d'essai est comprise entre 975 et 1010 tr/mn. Le diagramme de Campbell calculé révèle deux vitesses critiques couplées à 930 tr/mn et 1000 tr/mn. L'écart entre le calcul et la mesure est donc raisonnable. L'étude s'intéresse à la réponse aux balourds du banc d'essai étudiée dans la partie suivante.

III.1.3. Comparaison de la réponse au balourd avec la mesure

La comparaison avec les mesures expérimentales est réalisée à partir de la réponse au balourd en régime permanent. En effet, les temps de montée en vitesse et de ralentissement expérimentaux étant relativement longs, le comportement du système en transitoire de vitesse est similaire à son comportement en régime permanent et les courbes de simulation se superposent exactement.

Le rotor du banc d'essai est soumis aux forces de balourd. Afin de rendre compte de son comportement réel, le balourd résiduel doit être évalué. Il est déterminé à partir des matrices des coefficients d'influence expérimentales et des mesures des déplacements au passage des vitesses d'équilibrage. Ainsi, le balourd résiduel du banc d'essai, ramené dans le plan d'équilibrage et dans le repère fixe est de 0.06 kg.m à 60 deg. Cependant, ces valeurs ne correspondent pas au balourd réel mais à un balourd équivalent ramené dans le plan d'équilibrage. Afin de limiter les erreurs, un cas de déséquilibre particulier est étudié : une masse importante de 363 g de position connue est ajoutée sur le disque central à 0.51 m et à 0 deg. Elle correspond à un balourd de 0.185 kg.m à 0 deg.

Il faut noter que le plan d'équilibrage est différent du plan d'ajout de la masse et ceux-ci ne correspondent pas à des nœuds du modèle. Le balourd résiduel ainsi que le balourd supplémentaire sont donc ramenés aux deux nœuds en correspondance sur le rotor.

Pour la comparaison calculs / essais, des nœuds d'observation sont placés au niveau des plans de mesure réels. Le faux-rond mesuré à 200 tr/mn est soustrait vectoriellement aux mesures. Les comparaisons sont présentées sur les figures 2.18 à 2.20.



Figure 2.18 : Réponse au balourd de 363 g à 0 deg - Plan de mesure 1



Figure 2.19 : Réponse au balourd de 363 g à 0 deg - Plan de mesure 2



Figure 2.20 : Réponse au balourd de 363 g à 0 deg - Plan de mesure 3

Les réponses numériques et expérimentales sont de forme globalement identiques. En ce qui concerne les mesures horizontales (voies impaires), le calcul fait ressortir de manière plus marquée les deux modes sensibles. Expérimentalement, ces modes sont plus amortis et plus couplés. Les maxima d'amplitude sont proches. Le premier pic de la réponse au balourd calculée est 25 à 35 % supérieur en amplitude à la mesure et le décalage en fréquence est de 0.7 Hz (40 tr/mn). Le deuxième pic d'amplitude apparaît à la même fréquence que la mesure et a une amplitude supérieure d'environ 15 %.

En ce qui concerne les mesures verticales (voies paires), la forme de la réponse calculée est identique à celle de la réponse expérimentale. Les pics d'amplitude apparaissent à des fréquences identiques. Pour les mesures au niveau du disque (voie 4 et 6), l'amplitude numérique présente un écart de -2 % à +7 %. Par contre, une différence bien supérieure apparaît pour la mesure au palier (voie 2) : l'amplitude calculée est 6 fois supérieure. La modélisation ponctuelle des paliers peut certainement expliquer une telle différence : les paliers réels ont une largeur non négligeable de 20 cm.

Ces courbes permettent de rendre compte fidèlement du comportement du banc d'essai et valident la modélisation pour la simulation de l'équilibrage actif.

III. 2. Simulation d'équilibrage actif

La simulation d'équilibrage actif s'organise selon le schéma de la figure 2.21.



Figure 2.21 : Schéma de simulation

Les notations sont les suivantes :

$\Omega(t) = \dot{\phi}$: vitesse de rotation de la machine en fonction du temps,					
$[\Phi], [\Phi]^{t}$: matrice modale et transposée de la matrice modale,					
Binitial	: balourd initial du rotor,					
B(t)	: balourd résultant des satellites, fonction de l'équilibrage réalisé au cours du temps,					
{a,Φ}	: vecteur des amplitude et phases des déplacements aux points de mesure,					
{q}	: vecteur des coordonnées généralisées,					
$\{X\}$: vecteur des degrés de liberté du système tel que	$[X] = [\Phi] \{q\}.$	(2.3)			

Le modèle modal de la structure est présenté dans le chapitre suivant. La structure en transitoire de vitesse est soumise à un balourd initial et au balourd généré par les satellites. Le module d'équilibrage et de pilotage utilise les informations : vitesse de rotation, amplitude et phase des déplacements aux points de mesure.

III.2.1. Résolution des équations du système

Les équations de la dynamique du rotor sur ses paliers en transitoire de vitesse ont été présentées dans le chapitre 1. Elles sont de la forme suivante dans la base modale :

$$[\overline{\mathbf{M}}]\{\ddot{\mathbf{q}}\}+(\dot{\boldsymbol{\phi}}[\overline{\mathbf{C}}_{g}]+[\overline{\mathbf{C}}_{p}])\{\dot{\mathbf{q}}\}+([\overline{\mathbf{K}}]+\ddot{\boldsymbol{\phi}}[\overline{\mathbf{K}}_{g}])\{\mathbf{q}\}=[\Phi]^{t}\{\mathbf{F}\}$$
(2.4)

avec :

$[M] = [\Phi]^t [M] [\Phi]$:	matrice de masse réduite,
$\left[\overline{C}_{g}\right] = [\Phi]^{t} [C_{g}] [\Phi]$:	matrice gyroscopique réduite,
$\left[\overline{C}_{p}\right] = \left[\Phi\right]^{t} \left[C_{p}\right] \left[\Phi\right]$:	matrice d'amortissement réduite,
$\left[\overline{K}_{g}\right] = [\Phi]^{t}[K_{g}][\Phi]$:	matrice de raideur gyroscopique réduite,
$\left[\overline{K}\right] = \left[\Phi\right]^{t} \left[K_{p} + K_{r}\right] \left[\Phi\right]$:	matrice de raideur réduite,
{F}	:	vecteur des forces extérieures.

Le système d'équations différentielles (2.4) peut aussi s'écrire sous la forme suivante :

$$\{\ddot{q}\} = [\overline{M}]^{-1} [\Phi]^{t} \{F\} - [\overline{M}]^{-1} (\dot{\phi}[\overline{C}_{g}] + [\overline{C}_{p}]) \{\dot{q}\} - [\overline{M}]^{-1} ([\overline{K}] + \ddot{\phi}[\overline{K}_{g}]) \{q\}$$
(2.5)

Sa représentation sous forme de schéma blocs est présentée sur la figure 2.22.



Figure 2.22 : Schéma de résolution du système d'équations

Le vecteur {F} représente les forces de balourds agissant sur la structure. Il contient des coordonnées représentant le balourd initial qui ne varie pas en cours de simulation. Il contient aussi le balourd dû aux satellites qui est modifié en fonction de l'équilibrage à réaliser. $\dot{\phi}$ et $\ddot{\phi}$, vitesse et accélération instantanées varient au cours du temps suivant les lois de montée en vitesse et de ralentissement du banc d'essai.

L'algorithme de résolution utilisé est un algorithme linéaire à pas de temps constant, afin de conserver le même mode de fonctionnement que le dispositif expérimental. Le pas de temps est de 0.2 ms.

Les déplacements $\{X\}$ de la structure sont déduits de $\{q\}$, de l'équation (2.3) et d'un module de traitement du signal similaire au module expérimental.

III.2.2. Données pour l'équilibrage actif

• Balourd initial

Le cas de déséquilibre étudié est celui des comparaisons effectuées précédemment :

- le balourd résiduel au nœud 24 : 126 g à 0.465 m à 60 deg
- le balourd additionnel au nœud 20 : 363 g a 0.51 m a 0 deg.

• Détermination des matrices des coefficients d'influence

Comme dans la phase expérimentale d'apprentissage, les matrices des coefficients d'influence sont déterminées en régime stabilisé. Les vitesses d'équilibrage sont celles utilisées en phase expérimentale lors des essais présentés dans la partie II.3.5 du chapitre 2. Elles sont : $\Omega_{eq1}=705$ tr/mn, $\Omega_{eq2}=827$ tr/mn et $\Omega_{eq3}=916$ tr/mn en montée en vitesse, et $\Omega_{eq4}=1147$ tr/mn en ralentissement. Les masses d'essai utilisées sont de 200 g à 0.465 m.

• Lois de montée en vitesse et de ralentissement

Les lois de montée en vitesse et de ralentissement sont issues de la mesure. En montée, le banc d'essai accélère linéairement de 0 à 1200 tr/mn en un peu moins de 5 mn, et il ralentit ensuite de 1200 tr/mn à l'arrêt en 20 mn.

Modélisation des satellites

Les satellites sont modélisés par des balourds d'amplitude constante (1.09 kg à 0.465 m de l'axe du rotor) et de phase variable. Ils sont commandés en position par un module de pilotage numérique similaire au module expérimental. Dans les phases d'équilibrage, les vitesses angulaires de déplacement des satellites correspondent à celles de l'expérience. Cependant, les lois de montée en vitesse et de ralentissement des moteurs des satellites ne sont pas prises en compte dans la modélisation. Un délai de 3s entre le passage de la vitesse d'équilibrage et le démarrage des moteurs est introduit dans la simulation pour tenir compte des temps de transmission des commandes et de mise en régime des moteurs. Ce délai correspond à une évolution de la vitesse de rotation de 12 tr/mn en montée en vitesse et de 3 tr/mn en ralentissement.

IV. COMPARAISON CALCUL / ESSAIS

IV.1. Comparaisons

Le cas de déséquilibre étudié et les paramètres d'équilibrage ont été présentés dans la partie précédente. La comparaison est réalisée sous forme graphique pour les deux cas de transitoires de vitesse. La valeur du faux-rond mesuré à 200 tr/mn est soustraite vectoriellement aux mesures.

IV.1.1. Montée en vitesse

Les résultats d'équilibrage actif en montée en vitesse, dans le cas d'un fort déséquilibre sont présentés sur les figures 2.23 à 2.25. Les vitesses d'équilibrage utilisées sont : Ω_{eq1} =705 tr/mn, Ω_{eq2} =827 tr/mn et Ω_{eq3} =916 tr/mn.



Figure 2.23 : Déplacements en montée en vitesse – Plan de mesure 1



Figure 2.24 : Déplacements en montée en vitesse – Plan de mesure 2



Figure 2.25 : Déplacements en montée en vitesse – Plan de mesure 3

La superposition des graphes montrent une bonne corrélation entre les déplacements mesurés et calculés, avec et sans correction.

Les corrections mises en place dans l'équilibrage numérique sont comparées pour chaque vitesse d'équilibrage à celles de l'expérimentation (tableau 2.5). B_c représente l'amplitude du balourd de correction, et θ_c sa phase. La phase du balourd de correction expérimental tient compte du décalage de 17 degrés entre les repères fixe et tournant.

		Simulation	Expérimentation	Ecart absolu	Ecart relatif
$\Omega_{eq1} = 705 \ tr/mn$	$\mathbf{B}_{\mathbf{c}}\left(\mathbf{g} ight)$	513	476	+ 37 g	+ 8 %
	θ_c (deg)	192	188.2	+ 4 deg	+ 2 %
$\Omega_{eq2} = 827 \text{ tr/mn}$	$\mathbf{B}_{\mathbf{c}}\left(\mathbf{g} ight)$	475	465	+ 12 g	+ 3 %
	θ_{c} (deg)	193.6	194.7	- 1 deg	-0.5 %
$\Omega_{eq3} = 916 \text{ tr/mn}$	$\mathbf{B}_{\mathbf{c}}\left(\mathbf{g} ight)$	477	462	+ 15 g	+ 3 %
	θ_{c} (deg)	193.2	195.7	- 2.5 deg	- 1 %

Tableau 2.5 : Comparaison des corrections expérimentales et numériques en montée en vitesse

Les écarts observés entre le calcul et l'expérience sont faibles. En montée en vitesse, la modélisation de l'équilibrage actif permet donc de prévoir de manière précise, le comportement expérimental du banc d'essai équipé du dispositif actif.

IV.1.2. Ralentissement

Les résultats d'équilibrage actif en ralentissement, dans le cas d'un fort déséquilibre sont présentés sur les figures 2.26 à 2.28. La vitesse d'équilibrage utilisée est Ω_{eq4} =1147 tr/mn.


Figure 2.26 : Déplacements en ralentissement – Plan de mesure 1



Figure 2.27 : Déplacements en ralentissement – Plan de mesure 2



Figure 2.28 : Déplacements en ralentissement – Plan de mesure 3

La correction mise en place dans l'équilibrage numérique est comparée à celle de l'expérimentation (tableau 2.6). La phase du balourd de correction expérimental tient compte du décalage de 17 degrés entre les repères fixe et tournant.

	•	Simulation	Expérimentation	Ecart absolu	Ecart relatif
$\Omega_{\rm eq4} = 1147 \ tr/mn$	$\mathbf{B}_{\mathbf{c}}\left(\mathbf{g}\right)$	486	467	+ 19 g	+ 4 %
	θ_{c} (deg)	193	198.8	- 6 deg	- 3 %

Tableau 2.6 : Comparaison des corrections expérimentales et numériques en ralentissement

Comme pour le cas de l'équilibrage actif en montée en vitesse, la simulation fournit des déplacements très proches des déplacements mesurés. La correction numérique présente un faible écart par rapport à celle obtenue lors de l'expérience.

La dispersion de mesure observée au début de la phase de ralentissement à 1200 tr/mn sur le banc d'essai se traduit par une différence d'amplitude entre les réponses avec et sans équilibrage.

IV.2. Conclusions

L'application expérimentale a permis de vérifier la faisabilité technologique et théorique de l'équilibrage actif d'un rotor. La simulation permet de prévoir de manière précise, le comportement de la machine équipée d'un dispositif d'équilibrage. Cette application est cependant limitée à l'équilibrage actif d'une seule vitesse critique correspondant au premier mode de flexion du rotor. Le plan d'équilibrage, situé au milieu du rotor a dans ce cas une efficacité maximale. Les simulations traduisant fidèlement l'expérience, elles sont un moyen intéressant pour évaluer les possibilités d'un tel dispositif appliqué à des machines de grandes dimensions du domaine industriel.

Chapitre 3 :

Application à une ligne d'arbres industrielle

L'efficacité du procédé d'équilibrage actif d'une machine monorotor au passage de sa première vitesse critique a été montrée expérimentalement et la précision de la modélisation a été montrée dans les simulations. L'application de l'équilibrage actif sur une ligne d'arbres industrielle sous forme numérique complète ce travail. Il s'agit d'étudier l'efficacité de l'équilibrage actif d'une machine multi-paliers, équipée de plusieurs dispositifs d'équilibrage et traversant plusieurs vitesses critiques. La simulation en transitoire doit permettre de détecter d'éventuels risques de détérioration due à des déplacements instantanés excessifs, lors des phases de mise en place ou non des corrections, en tout point de la ligne d'arbres.

I. DESCRIPTION ET MODELISATION DE LA MACHINE

I.1. Description de la machine

La ligne d'arbres étudiée est un groupe turboalternateur (GTA) utilisé par EDF pour la production d'électricité. Son modèle est présenté sur la figure 3.1. Elle est composée de 5 rotors : le rotor haute pression (HP), 2 rotors basse pression (BP), l'alternateur et l'excitatrice. L'ensemble a une longueur de 56 m et une masse totale de 703 tonnes. La ligne d'arbres est supportée par 6 paliers à patins.

Les différents rotors sont liés par des accouplements rigides. La ligne d'arbres tourne à 1500 tr/mn à vitesse nominale. En ralentissement, plusieurs vitesses critiques sont observées, la vitesse critique prépondérante est distincte à 10.6 Hz, soit 636 tr/mn. Il s'agit d'une vitesse critique dite "alternateur" car elle met à contribution l'alternateur de manière prépondérante.



Figure 3.1 : Modèle du groupe turboalternateur

I.2. Modélisation

Le modèle de la lignes d'arbre issu du logiciel EDF CADYRO a été transféré dans SYSROTOR afin de simplifier la récupération de la base modale et des matrices modales. Le modèle comporte 244 nœuds, soit 976 degrés de liberté et la base modale est constituée de 16 modes réels. La table de groupe sur laquelle repose la machine est ici considérée comme infiniment rigide.

Le diagramme de Campbell obtenu est présenté sur la figure 3.2. Le tableau 3.1 présente les vitesses critiques, les facteurs d'amortissement modaux associés aux modes correspondants et les éléments de la ligne d'arbres les plus particulièrement sollicités. Les modes propres de la structure sont rassemblés en annexe A6.



Figure 3.2 : Diagramme de Campbell du groupe turboalternateur (*)

N°	Vitesse (tr/mn)	facteur d'amortissement modal (%)	Rotor sollicité	
1	647	0.7	1	
2	658	0.4	alternateur	
3	795	1.1		
4	811	0.6	rotors BP1 / HP	
5	961	3.3		
6	1010	1.8	rotors BP2 / HP	
7	1153	4.4		
8	1226	3	rotor HP	

Tableau 3.1 : Vitesses critiques du groupe turboalternateur (*)

(*) : Le modèle de la ligne d'arbres est un modèle simplifié qui ne prend pas en considération la table de groupe du GTA, d'où des valeurs de fréquences propres sensiblement différentes de la réalité.

Le diagramme de Campbell fait apparaître huit vitesses critiques, mais compte tenu de leur proximité elles sont le plus souvent confondues. Par exemple la première vitesse critique "alternateur" est à 657 tr/mn et se trouve très proche des mesures sur site (2 % d'écart par rapport à la vitesse critique mesurée à 633 tr/mn).

I.3. Comportement transitoire

Les lois de montée en vitesse et ralentissement illustrées sur les figures 3.3 et 3.4 sont issues de mesures sur site.



Figure 3.3 Mesure de la vitesse en montée

Mesure de la vitesse en ralentissement

La montée en vitesse de la ligne d'arbres est de 6 mn environ. En ralentissement, elle passe de la vitesse nominale à l'arrêt en plus de 1h30. Son comportement varie avec le temps de montée ou de ralentissement. Les déplacements horizontaux, x et les déplacements verticaux, z sont calculés au niveaux des paliers BP1-BP2 et BP2-ALT lors de différentes montées en vitesse pour le même cas de déséquilibre de la ligne d'arbres.

Les influences du régime transitoire sur le comportement vibratoire de la structure peuvent être observés sur les figures 3.5 et 3.6 lors d'une montée en vitesse rapide (en 5 mn : montée réelle) comparée à une montée lente (en 30 mn). Les déplacements calculés sont tracés en valeur adimensionnée pour les courbes suivantes ainsi que dans tout le chapitre 3.



Figure 3.5 : Déplacements adimensionnés au niveau du palier BP1-BP2



Figure 3.6 : Déplacements adimensionnés au niveau du palier BP2-ALT

L'influence des phénomènes transitoires sont marqués pour une montée rapide en 5 mn et sont encore visibles pour une montée lente (de 0 à 1500 tr/mn en 30 mn). Ils provoquent un retard d'apparition des maxima d'amplitudes qui se traduit par un décalage fréquentiel, une diminution des amplitudes maximales et des oscillations en aval de chaque vitesse critique. C'est pourquoi, les effets du régime transitoire sont influents lors d'une montée en vitesse de la ligne d'arbres alors que son comportement lors d'un ralentissement en 1h30 est proche de celui en régime permanent.

II. CONFIGURATION DE L'EQUILIBRAGE

II.1. Choix des plans d'équilibrage et de mesure

L'étude numérique permet de prévoir le comportement d'une ligne d'arbres de turboalternateur équipée de dispositifs d'équilibrage actif. La configuration de l'équilibrage doit être réaliste, efficace ([GUN95]) et tenir compte des contraintes industrielles.

• Plans de mesure

Les plans de mesure correspondent aux plans de surveillance de la machine sur site. Les capteurs de déplacements sont situés dans des plans proches des paliers dans les directions horizontale et verticale. Ces plans de mesure désignés par PM sont au nombre de six et sont indiqués sur la figure 3.7. Leur désignation est explicitée dans le tableau 3.2.

PLAN DE MESURE	Mesure horizontale	Mesure verticale
PM1	voie 1 : Pal. 1H	voie 2 : Pal. 1V
PM2	voie 3 : Pal. 2H	voie 4 : Pal. 2V
PM3	voie 5 : Pal. 3H	voie 6 : Pal. 3V
PM4	voie 7 : Pal. 4H	voie 8 : Pal. 4V
PM5	voie 9 : Pal. 5H	voie 10 : Pal. 5V
PM6	voie 11 : Pal. 6H	voie 12 : Pal. 6V

Tableau 3.2 : Désignation des voies de mesure du groupe turboalternateur

• Plans d'équilibrage

Les plans d'équilibrage doivent se situer dans des plans accessibles de la ligne d'arbres, et doivent permettre un montage relativement aisé des dispositifs. Les dispositifs d'équilibrage ont été conçus pour être montés sur les accouplements. La ligne d'arbres comprend quatre accouplements, le nombre de plans d'équilibrage est donc limité à quatre. Ces plans désignés par PE1 à PE4 sont indiqués sur la figure 3.7.



Figure 3.7 : Position des plans de mesure et des plans d'équilibrage

Pour l'équilibrage de toute la ligne d'arbres, les quatre plans sont utilisés. L'alternateur est une partie de la ligne d'arbres particulièrement sollicitée par les forces de balourd. Si le nombre de plans d'équilibrage doit être réduit, les plans situés de part et d'autre de l'alternateur, PE3 et PE4, seront utilisés.

II.2. Choix des vitesses d'équilibrage

Le choix des vitesses d'équilibrage est important car il conditionne l'efficacité du système. Un positionnement judicieux de ces vitesses permet de limiter leur nombre (cf. Chap.1, Partie III.1), le choix est guidé par l'expérience issue des essais réalisés sur le banc (Chap. 2, Parties II.3.4 et II.3.5), l'observation de la réponse au balourd de la ligne d'arbres et la connaissance des fréquences et modes propres. Les vitesses d'équilibrage choisies en correspondance avec les modes à équilibrer en montée en vitesse et en ralentissement sont présentées figures 3.8 et 3.9.



Figure 3.8 : Positionnement des vitesses d'équilibrage en montée en vitesse



Figure 3.9 : Positionnement des vitesses d'équilibrage en ralentissement

II.3. Paramètres d'équilibrage et de simulation

Les caractéristiques des dispositifs d'équilibrage sont déterminées à partir du dispositif expérimental et la masse des satellites est dimensionnée en fonction de l'ordre de grandeur des corrections à apporter. Pour cette application, la masse des satellites situés à 0.625 m de l'axe de rotation, prend la valeur de 5 kg. La correction maximale est donc de 6.25 kg.m par plan d'équilibrage.

Le schéma de simulation est identique au schéma présenté dans le chapitre 2, Partie III (figure 2.21). Le nombre de plans d'équilibrage est ici égal à 2 ou 4. Le calcul des corrections effectué, les satellites sont positionnés indépendamment dans chaque plan d'équilibrage, et déplacés à une vitesse de angulaire de 15 deg/s. Le pas de temps est de 0.2 ms.

III. EQUILIBRAGE ACTIF

III.1. Cas de déséquilibre étudié

Le déséquilibre initial de la ligne d'arbres est présenté sur la figure 3.10.



Figure 3.10 : Déséquilibre initial de la ligne d'arbres

Trois balourds sont placés sur la ligne d'arbres :

- $1.8 \text{ kg.m} \text{ à } 90^{\circ} \text{ sur le rotor BP1 (nœud 68),}$
- 1.5 kg.m à 180° sur le rotor BP2 (nœud 145),
- 2 kg.m à 0° sur l'alternateur (nœud 192).

III.2. Equilibrage actif de la ligne d'arbres

Pour cette première phase de simulation, les quatre plans d'équilibrage sont utilisés afin d'équilibrer toute la ligne d'arbres.

III.2.1. Montée en vitesse

La ligne d'arbres est équilibrée au passage des vitesses 550, 620, 770 et 880 tr/mn. Afin d'évaluer l'efficacité de l'équilibrage actif, un équilibrage conventionnel multivitesse est réalisé. Le tableau 3.3 présente les corrections calculées.

\mathbf{N}° plan	Amplitude (kg.m)	Phase (deg)
PE1	1.74	64.1
PE2	1.03	237.1
PE3	1.35	15.3
PE4	$25.62 \rightarrow 6.25$	359.9

Tableau 3.3 : Corrections de l'équilibrage multivitesse en montée en vitesse

La correction calculée pour le plan d'équilibrage PE4 est très supérieure aux autres. Afin d'avoir des moyens de correction comparables à l'équilibrage actif, ce balourd est limitée à 6.25 kg.m.

Les déplacements adimensionnés, en montée en vitesse sans équilibrage, avec équilibrage actif et après adjonction des corrections de l'équilibrage multivitesse sont tracés sur les figures 3.11 et 3.12.



Figure 3.11 : Déplacements adimensionnés en montée en vitesse - Plan de mesure 2



Figure 3.12 : Déplacements adimensionnés en montée en vitesse - Plan de mesure 4

Vitesse	N° plan PE	Amplitude (kg.m)	Phase (deg)
	PE1	0.42	335.9
550 tr/mn	PE2	5.58	290.9
	PE3	<u>6.25</u>	351.9
	PE4	1.53	21
	PE1	0.28	314
620 tr/mn	PE2	5.69	298.9
	PE3	<u>6.25</u>	353
	PE4	3.52	178.8
	PE1	1.48	349.5
770 tr/mn	PE2	4.92	307.9
	PE3	6.21	351.5
	PE4	<u>6.25</u>	5.9
	PE1	0.34	1.3
880 tr/mn	PE2	3.05	292.2
	PE3	3.33	349.6
	PE4	6.25	8.7

Pour l'équilibrage actif, les balourds de correction pour chaque vitesse d'équilibrage sont présentés dans le tableau 3.4.

Tableau 3.4 : Corrections de l'équilibrage actif en montée en vitesse

Ces résultats montrent que la correction maximale a été générée à quatre reprises (6.25 kg.m). Les déplacements sont tout de même fortement diminués au passage des vitesses critiques et l'équilibrage actif s'avère plus efficace que l'équilibrage multivitesse conventionnel.

III.2.2. Ralentissement

La ligne d'arbres est équilibrée au passage des vitesses 1050, 850, 730, et 680 tr/mn. La réponse en ralentissement sans équilibrage, la réponse avec équilibrage actif et la réponse après adjonction des balourds de correction calculés en équilibrage multivitesse sont tracées sur les figures 3.13 et 3.14.



Figure 3.13 : Déplacements adimensionnés en ralentissement - Plan de mesure 2



Figure 3.14 : Déplacements adimensionnés en ralentissement - Plan de mesure 4

N° plan	Amplitude (kg.m)	Phase (deg)
PE1	0.71	175.3
PE2	3.3	249.8
PE3	3.3	347.6
PE4	4.21	70.6

Pour l'équilibrage multivitesse appliqué à 1050, 850, 730 et 680 tr/mn les corrections calculées sont regroupées dans le tableau 3.5.

Tableau 3.5 : Corrections de l'équilibrage multivitesse en ralentissement

Pour l'équilibrage actif les balourds de correction mis en place à chaque vitesse d'équilibrage sont présentés dans le tableau 3.6.

Vitesse	N° plan	Amplitude (kg.m)	Phase (deg)
	PE1	0.18	254.4
1050 tr/mn	PE2	2.14	282.5
	PE3	1.79	343.5
	PE4	3.25	67
	PE1	0.48	339.5
850 tr/mn	PE2	3.39	292.9
	PE3	3.9	349.5
	PE4	<u>6.25</u>	2.9
	PE1	0.05	258.5
730 tr/mn	PE2	4.32	292.5
	PE3	<u>6.25</u>	351.3
	PE4	3.22	26.5
	PE1	0.66	335.8
680 tr/mn	PE2	5.13	300.8
	PE3	<u>6.25</u>	353.8
	PE4	1	12.5

Tableau 3.6 : Corrections de l'équilibrage actif en ralentissement

Comme en montée en vitesse, la méthode d'équilibrage détermine des valeurs de correction supérieures aux possibilités des dispositifs, et bien que les corrections aient été limitées, l'efficacité est largement supérieure à celle de l'équilibrage multivitesse.

III.2.3. Observation vers le milieu des rotors

L'efficacité de l'équilibrage actif a été montrée par l'observation des déplacements au niveau des points de mesure qui correspondent aux capteurs de surveillance de la machine. Numériquement, il est possible de calculer les déplacements en tous points de la structure. Il est donc important d'observer les déplacements à proximité des maxima qui se situent au milieu des rotors, pour valider complètement la technique d'équilibrage actif. Les courbes de la figure 3.15 présentent les déplacements adimensionnés au milieu des rotors BP1 et BP2 ainsi qu'au milieu de l'alternateur (Alt.). Les symboles H et V correspondent respectivement aux directions de mesure horizontale et verticale. Les déplacements au centre des rotors sont divisés par quatre environ au passage des vitesses critiques ce qui confirme la validité de l'équilibrage.



Figure 3.15 : Déplacements adimensionnés vers le milieu des rotors en ralentissement

III.2.4. Influence du temps de montée

Les différentes simulations montrent que le comportement du groupe turboalternateur varie en fonction du temps de montée et que l'équilibrage actif est sensiblement plus efficace en ralentissement. Les matrices des coefficients d'influence sont en effet caractérisées à vitesses stabilisées, elles sont donc bien adaptées pour l'équilibrage du turboalternateur en ralentissement, par contre, lors de la montée en vitesse, la machine subit les effets du transitoire de vitesse et l'efficacité de la méthode des coefficients d'influence est diminuée.



Figure 3.16 : Influence du temps de montée

La comparaison de l'équilibrage actif pour une montée lente (50 mn) et pour une montée rapide (5 mn) permet d'évaluer l'influence des effets transitoires sur la figure 3.16. En montée lente deux vitesses critiques se distinguent aux alentours de 660 tr/mn et deux autres aux alentours de 820 tr/mn. Par contre en montée rapide, un glissement global des pics vers la droite est observé. Le couplage est plus important et les vitesses critiques étant proches, seul deux pic sont visibles aux alentours de 663 et 813 tr/mn. L'efficacité de l'équilibrage actif est alors quantifiée par le rapport des amplitudes maximales avec et sans correction. Ainsi, lors d'une montée en vitesse lente ou d'un ralentissement, les déplacements au niveau des vitesses critiques sont divisés par 3.3 en moyenne. Lors d'une montée en vitesse rapide, ce rapport est environ égal à 2.

Le régime de rotation a donc des effets significatifs et le processus d'équilibrage actif tel qu'il a été conçu ne pourra pas être utilisé dans le cas des machines soumises à des transitoires rapides.

III.2.5. Influence de la masse des satellites

Les masses de correction calculées et mises en place par le système actif ont mis en évidence l'importance du dimensionnement de la masse des satellites. Des simulations supplémentaires ont été réalisées dans deux cas : l'un avec une masse de 9.6 kg, soit un balourd de 6 kg.m par satellite, et l'autre avec la masse des satellites utilisés lors de l'expérimentation, soit 1.1 kg par satellite (0.69 kg.m).

Les courbes de la figure 3.17 montrent l'influence prépondérante de la masse des satellites sur l'efficacité de l'équilibrage. La masse de 1.1 kg est trop faible pour avoir un effet suffisant lors de l'équilibrage d'un groupe turboalternateur. Par contre, celle de 9.6 kg est adaptée à ce cas. Cependant, une telle masse engendre des efforts importants lors de la rotation des rotors, ce qui induit une déformation de la piste ainsi que des frottements accrus. Des problèmes de conception technologiques devront alors être résolus. Le dimensionnement des dispositifs doit être adaptée au type de machine à équilibrer, au type de déséquilibre qu'il faut corriger, au déséquilibre résiduel admissible et aux contraintes techniques.



Figure 3.17 : Influence de la masse des satellites en ralentissement

III.3. Equilibrage actif de l'alternateur

Une préoccupation industrielle dans le cadre de l'utilisation de dispositifs actifs est de trouver un bon compromis entre efficacité et coût. Lors des transitoires de vitesse, les déplacements les plus importants sont près de l'alternateur et induisent des contraintes non négligeables dans les arbres. Le coût de fabrication, d'installation et de gestion des dispositifs d'équilibrage doit en outre être limité au maximum. Ce deuxième aspect de l'étude doit donc permettre d'évaluer l'efficacité de l'équilibrage actif de l'alternateur réalisé à l'aide de deux dispositifs placés dans les plans PE3 et PE4, de part et d'autre de l'alternateur (figure 3.18).



Figure 3.18 : Position des plans d'équilibrage pour l'équilibrage en 2 plans

Tous les plans de mesure sont utilisés pour le calcul des corrections. Les plans PM2 et PM4 sont pris comme plans d'observation pour évaluer l'efficacité de l'équilibrage.

III.3.1. Montée en vitesse

La ligne d'arbres est équilibrée au passage des vitesses 550, 620, 770 et 880 tr/mn. Les résultats des simulations sont présentés figure 3.19.



Figure 3.19 : Déplacements adimensionnés en montée en vitesse

Les niveaux vibratoires après équilibrage montrent que l'objectif est atteint puisque les déplacements au passage de la première vitesse critique à 670 tr/mn sont divisés par 3. Les déplacements au passage de la deuxième vitesse critique à 830 tr/mn ne sont pas ou peu modifiés car les plans d'équilibrage PE3 et PE4 ont très peu d'effet sur les plans de mesure éloignés tels que PM1 et PM2. Une légère augmentation du niveau vibratoire au passage de cette vitesse critique au point de mesure "Pal. 2H" peut être notée. La méthode des coefficients d'influence minimise en effet l'énergie globale des déplacements de la ligne d'arbres. Il peut donc arriver que certains plans de mesure subissent une augmentation des déplacements.

III.3.2. Ralentissement

La ligne d'arbres est équilibrée au passage des vitesses 1050, 850, 730, et 680 tr/mn. Les résultats des simulations sont présentés figure 3.20.



Figure 3.20 : Déplacements adimensionnés en ralentissement

En ralentissement, l'équilibrage actif en deux plans est très efficace. Les déplacements sont divisés par 4 au passage de la première vitesse critique (vitesse critique "alternateur") et sont aussi fortement atténués au passage de la deuxième vitesse critique. Il peut encore être observé que l'équilibrage actif est sensiblement plus efficace en ralentissement.

III.3.3. Conclusion

Les simulations ont montré la faisabilité de l'équilibrage actif d'une machine multirotor industrielle en mettant en évidence l'influence du dimensionnement des dispositifs et de l'accélération lors des transitoires de vitesse. De plus, dans le cas d'une machine multirotor, il est possible de cibler les corrections sur le rotor qui pose des problèmes vibratoires particuliers et l'équilibrage actif est alors adapté.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Les problèmes vibratoires des machines tournantes demeurent préoccupants malgré les progrès réalisés ces dernières années dans leur conception. Les balourds en sont une cause des plus importantes. L'étude bibliographique met en évidence l'intérêt de concevoir un système d'équilibrage actif adapté aux machines de grandes dimensions en régimes permanent et transitoire.

Les principes du système d'équilibrage actif étudié sont développés dans la première partie. La correction du balourd est réalisée à partir du contrôle en position angulaire de deux masses identiques situées dans un même plan et à une distance constante de l'axe de rotation du rotor. Les corrections sont calculées à l'aide de la méthode des coefficients d'influence, méthode choisie pour son efficacité et sa facilité de mise en œuvre. L'algorithme du chemin optimal pour le déplacement des balourds de correction, les algorithmes de mesure de leur position angulaire et de traitement du signal sont ensuite explicités. La stratégie de correction est enfin élaborée : les corrections automatiques sont réalisées au passage des vitesses prédéterminées qui sont choisies pour assurer le minimum de vibrations au passage des vitesses critiques, ainsi qu'à la vitesse nominale de fonctionnement de la machine. La mise en œuvre de cette stratégie est effectuée en deux étapes : une étape préalable de caractérisation des matrices des coefficients d'influence, et une étape de correction durant la phase d'exploitation de la machine.

La deuxième partie de l'étude concerne une application de l'équilibrage actif à un banc d'essai monorotor. Le banc d'essai est tout d'abord décrit ainsi que le dispositif d'équilibrage monté au milieu du rotor. Les matériels de mesure, de contrôle et de commande utilisés lors de la phase expérimentale sont présentés. Ensuite, plusieurs séries d'équilibrage sont réalisées, avec et sans masse de déséquilibre additionnelle, en montée en vitesse et en ralentissement. Avec le dispositif d'équilibrage actif, les déplacements du rotor sont fortement diminués au passage de la vitesse critique. Ces résultats montrent l'efficacité de l'équilibrage actif, valident la technologie adoptée ainsi que la stratégie d'équilibrage élaborée. Un modèle éléments finis du banc d'essai est ensuite construit et validé par comparaison avec les réponses au balourd expérimentales. Des simulations

d'équilibrage actif sont réalisées en montée en vitesse et en ralentissement et sont comparés aux mesures. Ces résultats montrent que la prévision des déplacements du banc d'essai équipé d'un dispositif actif est précise et valident la modélisation et la procédure de simulation.

La troisième partie présente une application numérique de l'équilibrage actif d'un groupe turboalternateur industriel. La ligne d'arbres modélisée en éléments finis est équipée de quatre dispositifs actifs qui ont été redimensionnés pour tenir compte des dimensions des rotors. Elle est équilibrée en montée en vitesse et en ralentissement au passage de huit vitesses critiques en utilisant les lois de variation de vitesse issues de mesures sur site. Les simulations montrent que la ligne d'arbres est bien équilibrée lors des transitoires de vitesse et qu'aucun effet indésirable dû à l'utilisation simultanée de plusieurs dispositifs n'est observé. L'influence des effets transitoires est mise en évidence par l'évaluation de l'efficacité de l'équilibrage actif en fonction du temps de montée ou de ralentissement. La procédure met en œuvre là encore, la méthode des coefficients d'influence. L'équilibrage actif est alors sensiblement meilleur en ralentissement où l'influence de l'accélération est moins importante qu'en montée en vitesse. Mais que ce soit en phase de montée en vitesse ou en phase de ralentissement, il demeure plus efficace que l'équilibrage multivitesse conventionnel. Des simulations permettent ensuite de souligner l'importance du dimensionnement des masses de correction en fonction des déséquilibres à corriger et donc du type de machine. Le système tel qu'il a été conçu permet de diviser par deux ou trois les déplacements au passage des vitesses critiques du groupe turboalternateur. Enfin, pour montrer les possibilités d'équilibrage, une dernière simulation de l'équilibrage ciblé sur l'alternateur est présentée. Deux dispositifs actifs sont alors suffisants pour maîtriser les vibrations.

Cette étude a permis de valider ce concept d'équilibrage actif dans le cadre de machines monorotor et multirotor de grandes dimensions. Elle a mis en évidence les conditions pour lesquelles l'efficacité est optimale : une technologie adaptée au type de machine à équilibrer et des effets transitoires négligeables. Les limites du système tel qu'il a été conçu reposent sur l'utilisation de la méthode des coefficients d'influence qui impose une caractérisation de la machine en régime permanent et une intervention à des vitesses prédéterminées. Pour la suite, il semble intéressant de déterminer une méthode de caractérisation des coefficients d'influence sur toute la plage de vitesse afin d'intervenir dès le dépassement d'un niveau vibratoire prédéfini. Une caractérisation continue de la machine permettrait en outre de réaliser un équilibrage en boucle fermée pour une meilleure maîtrise des déplacements des rotors. Des techniques d'identification pourraient être utilisées dans ce but et permettraient de tenir compte des effets transitoires pour limiter leur influence sur la qualité de l'équilibrage obtenue.

Le concept d'équilibrage actif développé dans cette étude a été appliqué avec succès à des machines tournantes de grandes dimensions. Il peut par conséquent être étendu à d'autres machines au moyen d'une adaptation de la technologie des dispositifs d'équilibrage. De plus, les défauts de balourd sont inévitables, il peut donc être envisagé de concevoir des machines équipées de dispositifs actifs dès leur conception ce qui permettrait un positionnement des plans d'équilibrage et une conception des dispositifs optimisés.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [BAC94] BACHSCHMID N., BERNANTE R., BRUNI S., COLLINA A., Identification with simple models of the mode shapes and unbalances of rotor systems from bearing measurements, Proceeding of IFToMM 4th International Conference on Rotordynamics, Chicago (IL), Sept. 7-9 1994, pp. 117-122.
- [BER87] BERTHIER P., FERRARIS G., DER HAGOPIAN J., LALANNE M., Application d'une méthode pseudo-modale à la détermination du comportement dynamique des monorotors et des multirotors coaxiaux, Proceedings 7th World IFToMM Congress, Theory of Machines and Mechanisms, 1987, pp. 1733-1737.
- [BIG80] BIGRET R., *Vibrations des Machines Tournantes et des Structures* tome II, Paris : Technique et Documentation Lavoisier, 1980, 394 p.
- [BIG95] BIGRET R., KARAJANI P., VIALARD S., CHEVALIER R., Machines tournantes. Détermination des coefficients d'influence par les caractéristiques modales, Revue française de mécanique, 1995, N°4, pp. 277-283.
- [BIS82] BISHOP R. E. D., On the Possibility of Balancing Rotating Flexible Shafts, Journal of Mechanical Engineering Science, 1982, Vol. 24, N° 4, pp. 215-220.
- [CHE95] CHEVALIER R., BIGRET R., KARAJANI P., VIALARD S., Equilibrage des machines tournantes par coefficients d'influence à l'aide de modèles numériques, Revue française de mécanique, 1995, N°4, pp. 285-292.
- [DAR81] DARLOW M. S., SMALLEY A. J., PARKINSON A. G., Demonstration of a Unified Approach to the Balancing of Flexible Rotors, ASME Journal of Engineering for Power, 1981, Vol. 103, pp 101-107.
- [FUR94] FURMAN B. J., A New, Thermally Controlled, Non-contact Rotor Balancing Method, ASME Journal of Mechanical Design, 1994, Vol. 116, pp. 823-832.
- [GAU94] GAUDILLER L., *Contrôle actif du comportement dynamique de structures souples supportées*, Thèse de doctorat de l'INSA-Lyon, 1994, 190 p.
- [GNI93] GNIELKA P., Modal Balancing of Flexible Rotors without Test Runs : an Experimental Investigation, Journal of Sound and Vibration, 1993, Vol. 90, N°2, pp. 157-172.
- [GOO64] GOODMAN T. P., A Least-Squares Method for Computing Balance Corrections, ASME Journal of Engineering for Industry, August 1964, pp.273-279.
- [GUN95] GUNTER E. J., HENDERSON J. R., GUNTER W. E., Dynamic Analysis and Balancing an 1150 MW Turbine-generator System, Proceedings of 19th Annual Meeting of the Vibration Institut, Indianapolys, June 20-22, 1995, pp. 37-46.

[**JEN96**] **JENKINS L. S.,** Vibration Performance of a Westinghouse RCP during Continuous Changes in Mass Unbalance at the Pump Coupling, EPRI Eighth International Workshop on Main Collant Pumps, Pittsburgh (Pennsylvania, US), Sept. 25-27, 1996, 20 p. [**JIN93**] JINOUCHI Y., ARAKI Y., INOUE J., OHTSUKA Y., TAN C., Static Balancing and Transient Response of Multiball-type Automatic Balancer, Asia-Pacific Vibration Conférence, Session Rotordynamics, Kytakyushu, Nov. 1993, pp. 493-498. KUNT M., Traité d'électricité, Vol. XX : Traitement numérique des signaux, [KUN80] St Saphorin (Suisse) : édition Georgi, 1980, 402 p. **LACROIX J.**, Comportement dynamique d'un rotor au passage des vitesses [LAC88] critiques, Thèse de Doctorat de l'INSA-Lyon, 1988, 161p. LALANNE M., BERTHIER P. and DER HAGOPIAN J., Mécanique des [LAL86] vibrations linéaires, 2^{ème} édition, 2^{ème} tirage corrigé Paris : Masson, 1992, 306 p. LALANNE M., FERRARIS G., Rotordynamics Prediction in Engineering, [LAL98] 2nd edition, Chichester : John Wiley and Sons, 1998, 254 p. [LAR92] LARSONNEUR R., SIEGWARD R., TRAXLER A., Active Magnetic Bearing Control Strategies for Solving Vibration Problems in Industrial Rotor Systems, London : Institution of Mechanical Engineers, 1992, preprint IMechE C432/088, pp. 83-90. LEE C. W., KIM Y. D., Modal Balancing of Flexible Rotors during [LEE87] Operation : design and manual operation of balancing head, Proceedings of the Institut of Mechanical Engineers, 1987, Part C, Vol. 201, N° 5, pp. 149-355. [LEE90] LEE C. W., JOH Y. D., KIM Y. D., Automatic Modal Balancing of Rotors during Operation : computer controlled balancing head, Proceedings of the Institut of Mechanical Engineers, 1990, Part C, Vol. 204, N° 1, pp.19-28. [LEE96] LEE J., VAN MOORHEM W. K., Analytical and Experimental Analysis of a Self-compensating Dynamic Balancer in a Rotating Mechanism, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, sept. 1996, Vol. 118, pp. 468-475. [MAR88] MARKERT R., Modal Balancing of Flexible Rotors with Data Acquisition from Non-stationary Run-up and Run-down. International Modal Analysis Conference, 6th, Kissimmee (FL), feb. 1-4 1988, Vol. 1, pp. 210-216. MAHFOUDH J., DER HAGOPIAN J., CADOUX J., Equilibrage [MAH88] Multiplans-Multivitesses avec des contraintes Imposées sur les déplacements, Matériaux Mécanique Electricité, sept. 1988, N°427, pp. 38-42. MAHFOUDH J., Contribution à l'équilibrage de machines tournantes, [MAH90] Thèse de doctorat de l'INSA-Lyon, 1990, 139 p. [MAX85] MAX J., Traitement du signal et applications aux mesures physiques -Tome I, Paris : Masson, 4^{ème} édition, 1985, 351 p.

- [MEN96] MENZ I., GASCH R., Instationary Balancing of Rigid Rotors in the Timedomain Theory and Experimental Results, London : Institution of Mechanical Engineers, 1996, preprint IMechE C500/014, 9p.
- [PAR80] PARKINSON A. G., DARLOW M. S., SMALLEY A. J., A Theorical Introduction to the Development of a Unified Approach to Flexible Rotor Balancing, Journal of Sound and Vibration, 1980, Vol. 68, pp. 489-506.
- [PAR80_2] PARKINSON A. G., DARLOW M. S., SMALLEY A. J., A Unified Approach to Flexible Rotor Balancing : Outline and Experimental Verification, Conference on Vibrations in Rotating Machinery, Cambridge, Sept. 1980, N°4, pp. 437-444.
- [**RIE86**] **RIEGER N.**, *Balancing of a rigid and flexible rotor*, Shock and Vibration Monography, N°12, 1986.
- [SHI92] SHIMIZU S., LEE H. S., Basic study of Self-automatic Balancer for High Speed Spindles, London : Institution of Mechanical Engineers, 1992, preprint IMechE C432/050, pp. 569-574.
- [SMA88] SMALLEY A. J., BALDWIN R. M., SCHICK W. R., Spray Automated Balancing of Rotors : Concept and Initial Feasibility Study, ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Amsterdam (Netherlands), 1988, 8 p.
- [SMA89] SMALLEY A. J., BALDWIN R. M., FLEMING D. P., YUHAS J. S., Spray Automated Balancing of Rotors : How process parameters influence performance, Proceedings of the 12th biennal ASME Conference on Mechanical Vibration and Noise, Montreal (Canada), 1989, pp. 381-387.
- [TAD88] TADEUSZ M., Position Error Occurence in Self-balancers used on Rigid Rotors of Rotating Machinery, Mechanical and Machine Theory, 1988, Vol. 23, N°1, pp. 71-78.
- [TAN93] TAN S. G., Wang X. X., A Theorical Introduction to Low Speed Balancingof Flexible Rotors : Unification and Development of the Modal Balancing and Influence Coefficient Techniques, Journal of Sound and Vibration, 1993, Vol. 168, N°3, pp 385-394.
- [ULB84] ULBRICH H., ANTON E., Theory and Application of Magnetic Bearings with Integrated Displacement and Velocity sensors, London : Institution of Mechanical Engineers, 1984, preprint ImechE C299/84, pp. 543-551.
- [VAN78] VAN de VEGTE J., LAKE R. T., Balancing of Rotating Systems during Operation, Journal of Sound and Vibration, 1978, Vol. 57, N°2, pp. 225-235.
- [VAN81] VAN de VEGTE J., *Balancing of Flexible Rotors during Operation*, Journal of Mechanical Engineering Science, 1981, Vol. 23, N° 5, pp. 257-261.
- [ZUM92] ZUMBACH M., SCHWEITZER G., SCHOELLHORN K., On-Line Thermal Balancing Technique for a Large Turbo-Generator, ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1992, Vol. 114, N° 1, pp. 60-66.

ANNEXE A1

Etude du chemin optimal

Réponse au balourd d'un système rotor-disque

L'étude de la réponse au balourd d'un système tournant simple permet une première validation du critère de déplacement des satellites choisi. Le modèle du système étudié est représenté sur la figure A1.1.



Figure A1.1 : système rotor-disque étudié

Le rotor est de masse négligeable par rapport au disque supposé indéformable, situé au tiers de sa longueur. Les deux extrémités du rotor sont en appui. La pesanteur et les amortissements sont négligés. Le modèle comporte quatre balourds :

- deux balourds situés sur l'arbre en L/4 et 3L/4, de masse m_u et de positions angulaires ϕ_1 et ϕ_2 , situés à une distance r de l'axe de rotation,
- deux balourds représentant les satellites, de masse m_{Sat} et de positions angulaires θ_1 et θ_2 situés à une distance R de l'axe de rotation.

La méthode numérique choisie pour avoir un système à 2 ddl est celle de Rayleigh-Ritz. Les déplacements dans les directions x et z sont cherchés sous la forme :

$$u(t,y) = q_1(t) f(y)$$
$$w(t,y) = q_2(t) f(y)$$

où f(y) est la fonction de déplacement choisie pour étudier le comportement vibratoire autour du deuxième mode de flexion : $f(y) = \sin(2\pi y/L)$.

Compte tenu de ces hypothèses, et d'après [LAL98] les équations de mouvement du système sont de la forme suivante :

$$\begin{cases} m\ddot{q}_1 - a\Omega\dot{q}_2 + kq_1 = m_u^*\sin(\Omega t + \phi_1) + m_u^*\sin(\Omega t + \phi_2) + m_{sat}^*\sin(\Omega t + \theta_1) + m_{sat}^*\sin(\Omega t + \theta_2) \\ m\ddot{q}_2 + a\Omega\dot{q}_1 + kq_2 = m_u^*\cos(\Omega t + \phi_1) + m_u^*\cos(\Omega t + \phi_2) + m_{sat}^*\cos(\Omega t + \theta_1) + m_{sat}^*\cos(\Omega t + \theta_2) \end{cases}$$

avec :

$$\begin{aligned} k &= \frac{EI}{2} \int_{0}^{L} h^{2}(y) \, dy \\ m &= m_{D} f^{2}(\frac{L}{2}) + I_{Dx} g^{2}(\frac{L}{2}) + \rho S \int_{0}^{L} f^{2}(y) \, dy + \rho I \int_{0}^{L} g^{2}(y) \, dy \\ a &= I_{Dy} g^{2}(\frac{L}{2}) + 2\rho I \int_{0}^{L} g^{2}(y) \, dy \\ m_{u}^{*} &= m_{u} r \Omega^{2} f(\frac{L}{4}) = m_{u} r \Omega^{2} f(\frac{3L}{4}) = m_{u} r \Omega^{2} \\ m_{sat}^{*} &= m_{sat} R \Omega^{2} f(\frac{L}{3}) = \frac{\sqrt{3}}{2} m_{sat} R \Omega^{2} \\ g(y) &= \dot{f}(y) = \frac{\pi}{L} \cos(\frac{2\pi y}{L}) \\ h(y) &= \ddot{f}(y) = -(\frac{\pi}{L})^{2} \sin(\frac{2\pi y}{L}) \end{aligned}$$

et

- $E,\rho \hspace{.1in}:\hspace{.1in} module \hspace{.1in} d'Young \hspace{.1in} et \hspace{.1in} masse \hspace{.1in} volumique \hspace{.1in} du \hspace{.1in} matériau \hspace{.1in} constituant \hspace{.1in} le \hspace{.1in} rotor,$
- S, I : section et moment d'inertie de l'arbre autour de son axe, r : rayon de l'arbre,
- m_D : masse du disque, R : rayon du disque,
- I_{dy} : inertie de torsion du disque,
- I_{dx} : inertie de flexion du disque,

La résolution du système d'équations donne les résultats suivants :

$$\begin{cases} q_{1} = \frac{\left[\left(m_{u}^{*}(\cos\phi_{1} + \cos\phi_{2}) + m_{sat}^{*}(\cos\theta_{1} + \cos\theta_{2})\right)\sin(\Omega t) + \left(m_{u}^{*}(\sin\phi_{1} + \sin\phi_{2}) + m_{sat}^{*}(\sin\theta_{1} + \sin\theta_{2})\right)\cos(\Omega t)\right] \\ k + (a - m)\Omega^{2} \\ q_{2} = \frac{\left[-\left(m_{u}^{*}(\cos\phi_{1} + \cos\phi_{2}) + m_{sat}^{*}(\cos\theta_{1} + \cos\theta_{2})\right)\sin(\Omega t) + \left(m_{u}^{*}(\sin\phi_{1} + \sin\phi_{2}) + m_{sat}^{*}(\sin\theta_{1} + \sin\theta_{2})\right)\cos(\Omega t)\right] \\ k + (a - m)\Omega^{2} \end{cases}$$

L'amplitude des vibrations est :

A =
$$\sqrt{u^2 + w^2} = \sqrt{f(y)^2 (q_1^2 + q_2^2)}$$

Le maximum d'amplitude se situe en y = L/4 ou y=3L/4 :

$$A = \frac{\Omega^2 \sqrt{2m_u^{*^2} + 2m_s^{*^2} + 2m_u^{*^2} \cos(\phi_1 - \phi_2) + 2m_s^{*^2} \cos(\phi_{SI} - \phi_{S2}) + 2m_u^{*} m_s^{*} [\cos(\phi_1 - \phi_{S1}) + \cos(\phi_1 - \phi_{S2}) + \cos(\phi_2 - \phi_{S1}) + \cos(\phi_2 - \phi_{S2})]}{k + (a - m)\Omega^2}$$

L'expression de l'amplitude maximale des vibrations en fonction de la position des satellites permet d'étudier l'influence de leur trajectoire sur le niveau vibratoire du disque. Pour simplifier l'application numérique, l'expression A/C_0 sera utilisée avec :

$$C_0 = \frac{\Omega^2}{k + (a - m)\Omega^2}$$

Positionnement des balourds

Les satellites S_1 (Satellite 1) et S_2 (Satellite 2) doivent générer le balourd de correction d'amplitude B_c et de phase θ_c . Les positions de correction recherchées sont θ_1 et θ_2 telles que :

 $\theta_{1} = \theta_{c} - \alpha$ $\theta_{2} = \theta_{c} + \alpha$ $\alpha = \arccos(\frac{B_{c}}{2b})$ $b = m_{sat} R$

Pour cette étude analytique, le balourd de correction situé sur le disque est calculé en fonction des caractéristiques des déséquilibres situés sur l'arbre. On résout :

$$B_{c} f(\frac{L}{3}) e^{j(\theta_{c}+\pi)} = m_{u} r f(\frac{L}{4}) (e^{j\phi_{1}} + e^{j\phi_{2}})$$

d'où

$$\theta_{c} = \frac{\phi_{1} + \phi_{2}}{2} \quad \text{ou} \quad \theta_{c} = \frac{\phi_{1} + \phi_{2}}{2} + \pi \quad \text{si } \cos(\frac{\phi_{1} - \phi_{2}}{2}) < 0$$
$$B_{c} = \left| \frac{4m_{u} r}{\sqrt{3}} \cos(\frac{\phi_{1} - \phi_{2}}{2}) \right|$$

Lorsque les satellites sont placés de manière à générer ce balourd de correction, l'amplitude des déplacements est nulle.

Critère géométrique pour la détermination du chemin optimal

Des simulation sont réalisées sous MATLAB à partir de l'expression de l'amplitude des vibrations en réponse à quatre balourds : deux balourds perturbateurs et les deux satellites. $\theta_1(t)$ et $\theta_2(t)$ représentent l'évolution de la position de S₁ et S₂ durant la phase de correction. Ces fonctions sont déterminées en fonction des positions initiales mesurées, θ_{01} et θ_{02} et des positions de correction calculées θ_1 et θ_2 .

Les données numériques choisies sont :	la masse de chaque satellite	:	$m_{sat} = 0.5 \text{ kg},$
	le masse des balourds	:	$m_u = 3 \text{ kg},$
	le rayon de l'arbre	:	r = 0.05 m,
	le rayon du disque	:	R = 0.5 m.

avec

Un programme détermine la trajectoire des satellites à partir de leurs positions initiales et de la position du balourd à corriger. Le critère de déplacement choisi s'appuie sur l'étude des différents cas de figure possible (positions initiales des satellites par rapport aux balourds perturbateurs). La validation est réalisée avec une fonction de génération aléatoire des positions des balourds perturbateurs et des positions initiales des satellites afin d'envisager tous les cas possibles.

Les résultats obtenus dans quelques cas de figures sont présentés ci-dessous.





Deux types de déplacement sont étudiés : vitesses de déplacement identiques pour les deux satellites ou temps de déplacement égaux. La diminution des vibrations est assurée quelque soit le moyen choisi.
Organigramme de calcul de la position des satellites

Soit :

U_{top}	:	signal du top-tour,
U _{sat}	:	signal du capteur des satellites,
U _{sat-idt}	:	signal du capteur des satellites à i pas d'échantillonnage,
Seuil 0	:	seuil de reconnaissance du passage du top-tour,
Seuil 1	:	seuil de reconnaissance du passage du front montant (seuil bas),
Seuil 2	:	seuil de différenciation des satellites (seuil haut),
période	:	période de rotation,
pas	:	pas d'échantillonnage,
compteur	:	compteur des pas de temps,
compt_tr	:	compteur de tours,
T_passage	:	temps de passage du front montant (U _{sat}),
passage	:	témoin du passage du front montant,
Mmax	:	maximum des maxima calculés depuis le passage du front montant,
NP	:	nombre de points choisi pour la détermination des maxima,
maxi	:	maximum des NP points étudiés,

et :

Ω	:	vitesse de rotation,
Ω_{moy}	:	vitesse de rotation moyenne déterminée sur 11 tours,
θ_{inst1}	:	position instantanée du satellite 1 (deg),
θ_{inst2}	:	position instantanée du satellite 2 (deg),
θ_{moy1}	:	position moyennée du satellite 1 (deg),
θ_{moy2}	:	position moyennée du satellite 2 (deg),
B _{mes}	:	balourd créé par les satellites calculé à partir des positions moyennées (g),
ϕ_{mes}	:	position du balourd créé par les satellites (deg).



Coefficients du filtre de Chebychev :

$$\begin{cases} c_1 = c_4 = \frac{0.716(\pi f_{ac}\Delta t)^3}{1+1.253(\pi f_{ac}\Delta t) + 1.535(\pi f_{ac}\Delta t)^2 + 0.716(\pi f_{ac}\Delta t)^3} \\ c_2 = c_3 = 3c_1 \\ c_5 = \frac{-3-1.253(\pi f_{ac}\Delta t) + 1.535(\pi f_{ac}\Delta t)^2 + 3\times(\pi f_{ac}\Delta t)^3}{1+1.253(\pi f_{ac}\Delta t) + 1.535(\pi f_{ac}\Delta t)^2 + 0.716(\pi f_{ac}\Delta t)^3} \\ c_6 = \frac{3-1.253(\pi f_{ac}\Delta t) - 1.535(\pi f_{ac}\Delta t)^2 + 3\times0.716(\pi f_{ac}\Delta t)^3}{1+1.253(\pi f_{ac}\Delta t) + 1.535(\pi f_{ac}\Delta t)^2 + 0.716(\pi f_{ac}\Delta t)^3} \\ c_7 = \frac{-1+1.253(\pi f_{ac}\Delta t) - 1.535(\pi f_{ac}\Delta t)^2 + 0.716\times(\pi f_{ac}\Delta t)^3}{1+1.253(\pi f_{ac}\Delta t) - 1.535(\pi f_{ac}\Delta t)^2 + 0.716\times(\pi f_{ac}\Delta t)^3} \end{cases}$$

 Δt : pas d'échantillonnage,

 f_{ac} : la fréquence de coupure fonction de la vitesse de rotation.

Organigrammes du programme d'acquisition et de sous-échantillonnage

avec :	pas	: pas de sous-échantillonnage,
	nper	: compteur de périodes,
	NPER	: nombre de périodes à acquérir,
	i	: compteur des points acquis après le premier passage du top-tour,
	k	: compteur des points acquis après sous-échantillonnage,
	NPTS	: nombre de points à acquérir pour les NPER périodes,
	temoin	: temoin de mise à jour des sorties.

Résultats : buffer : vecteurs des vibrations filtrées, sous-échantillonnées, interpolées ...



Le banc d'essai

Géométrie du disque central



Géométrie des paliers

- longueur	:	L	=	204 mm
- diamètre	:	D	=	300.025 mm
- jeu radial	:	Ср	=	0.2475 mm
- force axiale	:	F	=	36000 N (poids/2)
Le lubrifiant utilisé es	st u	ne hu	iile	de référence TERESSO 32 et de caractéristiques :
- viscosité ciné	ma	tique	à 2	$0^{\circ}C$: v_1 = 7.5 10^{-5} m ² /s
				6 0

- viscosité cinématique à 20°C	:	ν_1	=	$7.5 \ 10^{-5} \ m^2/s$
- viscosité cinématique à 100°C	:	ν_2	=	5.25 10 ⁻⁶ m ² /s
- masse volumique	:	ρ	=	860 kg/m^3 .
- pression d'alimentation	:	\mathbf{P}_{alilm}	=	1 à 2 bars
- température d'alimentation	:	T_{alim}	=	50°C.

La géométrie des rainures d'alimentation est la suivante :



Rainures d'alimentation

Coefficients de palier





Incertitudes de mesure théoriques

• Notations

Ω	:	vitesse de rotation,
τ_r	:	période de rotation,
θ_{i}	:	position angulaire du satellite i,
τ_{i}	:	temps de passage du satellite i par rapport au top-tour,
T _e	:	période d'échantillonnage,
Fe	:	fréquence d'échantillonnage,
B _{mes}	:	amplitude du balourd mesuré (balourd résultant),
$\Phi_{ m mes}$:	phase du balourd mesuré,
m _{sat}	:	masse des satellites,
r	:	position du centre de gravité des satellites par rapport à l'axe de rotation.

• Vitesse de rotation

Vitesse de rotation	:	$\Omega = \frac{60}{\tau_r} \text{ (tr/mn)}$
Incertitude relative	:	$\frac{\Delta\Omega}{\Omega} = \frac{2T_e}{\tau_r} = 2\frac{F_r}{F_e}$
Incertitude absolue	:	$\Delta \Omega = 2 \frac{F_r}{F_e} = \frac{\Omega^2}{30F_e}$

• Phases des satellites

Phase du satellite i	:	$\theta_{i} = 2\pi \times (1 - \frac{\tau_{i}}{\tau_{r}})$
Incertitude relative	:	$\frac{\Delta \theta_{i}}{\theta_{i}} = \frac{2T_{e}}{\tau_{r}} + \frac{2T_{e}}{\tau_{i}} = \frac{2T_{e}}{\tau_{r}} + \frac{4\pi T_{e}}{\theta \tau_{r}}$
		$\operatorname{car} \tau_{i} = \frac{\theta \tau_{r}}{2\pi}$
Incertitude absolue	:	$\Delta \theta_{i} = \frac{2F_{r}}{F_{e}}(\theta_{i} + 2\pi)$

Avec une moyenne arithmétique ou linéaire (N valeurs) :

$$\Delta \theta_{i} = \frac{2F_{r}}{F_{e}} (\theta_{i} + 2\pi) / \sqrt{N}$$

• Balourd mesuré

Amplitude B_{mes} :
$$B_{mes} = m_{sat} \times r \sqrt{2 + 2\cos(\theta_1 - \theta_2)}$$

En négligeant les incertitudes sur la masse des satellites et le rayon de la piste :

Incertitude relative :
$$\frac{\Delta B_{mes}}{B_{mes}} = \frac{\sin(\theta_1 + \theta_2)}{1 + \cos(\theta_1 - \theta_2)} \Delta \theta$$
$$\frac{\Delta B_{mes}}{B_{mes}} = \frac{\Delta \theta}{2} \text{ dans le cas le plus défavorable}$$
Phase Φ_{mes} : $\Phi_{mes} = a \tan \frac{\sin \theta_1 + \sin \theta_2}{\cos \theta_1 + \cos \theta_2} \quad [\pi]$ Incertitude relative : $\Delta \Phi_{mes} = \Delta \theta$ après calcul.

Fichier des coefficients d'influence

```
FICHIER DE CONFIGURATION
Vitesse d enregistrement du faux-rond (tr/mn)
200.00
Condition sur le niveau vibratoire / faux-rond (non utilisé)
0
Vitesses d équilibrage, paramètres
et matrice des coeff. d influence associés
705.35
2
15
0.0485271178 0.0285230931 0.1706025451 0.1728931814 0.1585115194 0.1563201249
105.90 242.51 134.95 62.40 132.27 61.41
827.69
2
10
0.0912360474 0.0298857298 0.3390985727 0.3943639398 0.3244200945 0.3594161868
89.23 179.34 112.10 46.94 108.97 46.11
916.28
2
10
0.1490731239 0.0324164145 0.5104838610 0.8598891497 0.4870687723 0.7907652259
60.34 141.53 83.52 21.84 78.91 21.39
1146.73
3
5
0.1070686206 0.0293593183 0.4370300472 0.4578093886 0.4199951887 0.4427466989
341.25 38.43 7.96 253.96 4.71 253.01
1204.82
4
5
0.0938993171 0.0283774585 0.3754999042 0.3593151569 0.3662298918 0.3503880203
333.21 42.94 2.02 254.88 359.38 253.79
```



Modes propres en rotation du groupe turboalternateur

Mode 1 : vitesse = 1000 tr/mn, précession inverse, Fact. d'amort. = 0.73 %, Fréq. = 10.8 Hz



Mode 2 : vitesse = 1000 tr/mn, précession directe, Fact. d'amort. = 0.4 %, Fréq. = 10.96 Hz



Mode 3 : vitesse = 1000 tr/mn, précession inverse, Fact. d'amort. = 1.1 %, Fréq. = 13.25 Hz



Mode 4 : vitesse = 1000 tr/mn, précession directe, Fact. d'amort. = 0.63 %, Fréq. = 13.52 Hz



Mode 5 : vitesse = 1000 tr/mn, précession inverse, Fact. d'amort. = 0.33 %, Fréq. = 16.1 Hz



Mode 6 : vitesse = 1000 tr/mn, précession directe, fact. d'amort. = 1.77 %, Fréq. = 16.84 Hz



Mode 7 : vitesse = 1000 tr/mn, précession inverse, Fact. d'amort. = 4.36 %, Fréq. = 19.22 Hz



Mode 8 : vitesse = 1000 tr/mn, précession directe, Fact. d'amort. = 3.02 %, Fréq. = 20.43 Hz

FIGURES ET TABLEAUX

FIGURES

<u>Chap</u>	oitr	<u>e 1</u>	
1.1	:	Repère de référence du disque	17
1.2	:	Répartition du balourd sur le rotor	19
1.3	:	Modélisation de la répartition du balourd sur le rotor	19
1.4	:	Paramétrage du balourd	20
1.5	:	Modèle de palier	20
1.6	:	Génération d'un balourd à partir de deux masses	23
1.7	:	Schéma de principe de l'équilibrage actif	24
1.8	:	Positions de correction	28
1.9	:	Exemples de configuration de déplacement des satellites	30
1.10	:	Dispositif de mesure de la position des satellites et du top-tour	31
1.11	:	Principe de détermination de la phase des satellites et de la période de rotation	32
1.12	:	Exemple de détermination des paramètres de mesure	33
1.13	:	Positionnement des vitesses d'équilibrage	38
1.14	:	Organisation de la phase d'apprentissage pour NP plans d'équilibrage	40
1.15	:	Organisation de la phase d'exploitation pour NP plans d'équilibrage	41
1.16	:	Schéma synoptique du système d'équilibrage actif	42

<u>Chapitre 2</u>

2.1	:	Photo du banc d'essai	44
2.2	:	Schéma du banc d'essai	45
2.3	:	Le satellite sur la piste	46
2.4	:	Le système de contrôle expérimental	48
2.5	:	Répartition des tâches dans le système multiprocesseur	51
2.6	:	Positionnement des vitesses d'équilibrage en montée en vitesse	54
2.7	:	Positionnement des vitesses d'équilibrage en ralentissement	54
2.8	:	Ecran de dialogue de la phase d'apprentissage	55
2.9	:	Ecran de dialogue de la phase d'exploitation	57
2.10	:	Equilibrage actif à 830 et 917 tr/mn en montée en vitesse	58
2.11	:	Equilibrage actif à 704, 830 et 917 tr/mn en montée en vitesse	59
2.12	:	Amplitude et phase des balourds de correction successifs	59
2.13	:	Equilibrage actif en montée en vitesse avec une forte masse de déséquilibre	60
2.14	:	Equilibrage actif en ralentissement avec une forte masse de déséquilibre	61
2.15	:	Modèle du rotor du banc d'essai	64
2.16	:	Diagramme de Campbell du banc d'essai	65
2.17	:	Modes propres en rotation (900 tr/mn)	65
2.18	:	Réponse au balourd de 363 g à 0 deg - Plan de mesure 1	67
2.19	:	Réponse au balourd de 363 g à 0 deg - Plan de mesure 2	68
2.20	:	Réponse au balourd de 363 g à 0 deg - Plan de mesure 3	68
2.21	:	Schéma de simulation	69
2.22	:	Schéma de résolution du système d'équation	71
2.23	:	Déplacements en montée en vitesse - Plan de mesure 1	73
2.24	:	Déplacements en montée en vitesse - Plan de mesure 2	74
2.25	:	Déplacements en montée en vitesse - Plan de mesure 3	74
2.26	:	Déplacements en ralentissement - Plan de mesure 1	76
2.27	:	Déplacements en ralentissement - Plan de mesure 2	76

2.28	:	Déplacements en ralentissement - Plan de mesure 3	77
<u>Chap</u>	oitr	<u>e 3</u>	
3.1	:	Modèle du groupe turboalternateur de type CP2	80
3.2	:	Diagramme de Campbell du groupe turboalternateur	81
3.3	:	Mesure de la vitesse en montée	82
3.4	:	Mesure de la vitesse en ralentissement	82
3.5	:	Déplacements adimensionnés au niveau du palier BP1-BP2	83
3.6	:	Déplacements adimensionnés au niveau du palier BP2-Alt	83
3.7	:	Position des plans de mesure et des plans d'équilibrage	85
3.8	:	Positionnement des vitesses d'équilibrage en montée en vitesse	86
3.9	:	Positionnement des vitesses d'équilibrage en ralentissement	86
3.10	:	Déséquilibre initial de la ligne d'arbres	87
3.11	:	Déplacements adimensionnés en montée en vitesse - Plan de mesure 2	89
3.12	:	Déplacements adimensionnés en montée en vitesse - Plan de mesure 4	89
3.13	:	Déplacements adimensionnés en ralentissement - Plan de mesure 2	91
3.14	:	Déplacements adimensionnés en ralentissement - Plan de mesure 4	91
3.15	:	Déplacements adimensionnés vers le milieu des rotors en ralentissement	93
3.16	:	Influence du temps de montée	94
3.17	:	Influence de la masse des satellites en ralentissement	96
3.18	:	Position des plans d'équilibrage pour l'équilibrage en 2 plans	97
3.19	:	Déplacements adimensionnés en montée en vitesse	98
3.20	:	Déplacements adimensionnés en ralentissement	99

TABLEAUX

<u>Cha</u>	pitr	<u>re 2</u>	
2.1	:	Capteurs de mesure du banc d'essai	45
2.2	:	Vitesses de déplacement angulaire des satellites	56
2.3	:	Fréquences propres libre-libre du rotor	64
2.4	:	Caractéristiques modales du rotor sur ses paliers	66
2.5	:	Comparaison des corrections expérimentales et numériques en montée en vitesse	75
2.6	:	Comparaison des corrections expérimentales et numériques en ralentissement	77
<u>Cha</u>	pitr	<u>re 3</u>	

:	Vitesses critiques du groupe turboalternateur	
:	Désignation des voies de mesure du groupe turboalternateur	
:	Corrections de l'équilibrage multivitesse en montée en vitesse	
:	Corrections de l'équilibrage actif en montée en vitesse	
÷	Corrections de l'équilibrage multivitesse en ralentissement	
÷	Corrections de l'équilibrage actif en ralentissement	
	· · · ·	 Vitesses critiques du groupe turboalternateur

LOGICIELS UTILISES

CADYRO	:	Calcul Dynamique de Rotors, Version 2.0,
		Propriété de l'EDF, Direction des Etudes et Recherches.
EDYOS	:	Etude statique et Dynamique des Organes de Supportage de lignes d'arbres,
		Version 2.1,
		Propriété de l'EDF, Direction des Etudes et Recherches.
MATLAB®	:	Version 4.2 c, The MathWorks Inc.
SIMULINK [®]	:	Version 1.3, The MathWorks Inc.
SYSROTOR	:	Logiciel de calcul de rotors en flexion,
		Systus International.