Thèse

Réponse forcée des aubages de turbomachines liaisonnés par nageoires

Présentée devant L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

Pour obtenir Le grade de Docteur

Spécialité Génie Mécanique

Ecole doctorale MEGA Mécanique, Energétique, Génie Civile, Acoustique

Par Julien RAVOUX (Ingénieur INSA Lyon)

Soutenue le 20 Juin 2003 devant la commission d'examen

Jury MM.	
J.J. BARRAU	Professeur (Université Paul Sabatier, Toulouse) - Rapporteur
P. BONNEFOI	Thermodyn, General Electric, Le Creusot
B. COCHELIN	Professeur (Université Aix-Marseille II) – Rapporteur
J. DER HAGOPIAN	HDR (INSA Lyon)
G. JACQUET-RICHARDET	Professeur (INSA Lyon) – Directeur de Thèse

Ecoles Doctorales et Diplômes d'Etudes Approfondies

habilités pour la période 1999-2003

ECOLES DOCTORALES n° code national	RESPONSABLE PRINCIPAL	CORRESPONDANT INSA	DEA INSA n° code national	RESPONSABLE DEA INSA
<u>CHIMIE DE LYON</u> (Chimie, Procédés, Environnement) EDA206	M. D. SINOU UCBL1 04.72.44.62.63 Sec 04.72.44.62.64 Fax 04.72.44.81.60	M. R. GOURDON 87.53 Sec 84.30 Fax 87.17	Chimie Inorganique 910643 Sciences et Stratégies Analytiques 910634 Sciences et Techniques du Déchet 910675	M. R. GOURDON Tel 87.53 Fax 87.17
ECONOMIE, ESPACE ET MODELISATION DES COMPORTEMENTS (E ² MC) EDA417	M.A. BONNAFOUS LYON 2 04.72.72.64.38 Sec 04.72.72.64.03 Fax 04.72.72.64.48	Mme M. ZIMMERMANN 60.91 Fax 87.96	Villes et Sociétés 911218 Dimensions Cognitives et Modélisation 992678	Mme M. ZIMMERMANN Tél 60.91 Fax 87.96 M. L. FRECON Tél 82.39 Fax 85.18
ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE (E.E.A.) EDA160	M. D. BARBIER INSA DE LYON 85.47 Fax 60.82		Automatique Industrielle 910676 Dispositifs de l'Electronique Intégrée 910696 Génie Electrique de Lyon 910065 Images et Systèmes 992254	M. M. BETEMPS Tél 85.59 Fax 85.35 M. D. BARBIER Tél 85.47 Fax 60.82 M. J.P. CHANTE Tél 87.26 Fax 85.30 Mme I. MAGNIN Tél 85.63 Fax 85.26
EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE , MODELISATION (E2M2) EDA403	M. J.P FLANDROIS UCBL1 04.78.86.31.50 Sec 04.78.86.31.52 Fax 04.78.86.31.49	M. S. GRENIER 79.88 Fax 85.34	Analyse et Modélisation des Systèmes Biologiques 910509	M. S. GRENIER Tél 79.88 Fax 85.34
INFORMATIQUE ET INFORMATION POUR LA SOCIETE (EDIIS) EDA 407	M. J.M. JOLION INSA DE LYON 87.59 Fax 80.97		Documents Multimédia, Images et Systèmes d'Information Communicants 992774 Extraction des Connaissances à partir des Données 992099 Informatique et Systèmes Coopératifs pour l'Entreprise 950131	M. A. FLORY Tél 84.66 Fax 85.97 M. J.F. BOULICAUT Tél 89.05 Fax 87.13 M. A. GUINET Tél 85.94 Fax 85.38
INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTE (EDISS) EDA205	M. A.J. COZZONE UCBL1 04.72.72.26.72 Sec 04.72.72.26.75 Fax 04.72.72.26.01	M. M. LAGARDE 82.40 Fax 85.24	Biochimie 930032	M. M. LAGARDE Tél 82.40 Fax 85.24
<u>MATERIAUX DE LYON</u> UNIVERSITE LYON 1 EDA 034	M. J. JOSEPH ECL 04.72.18.62.44 Sec 04.72.18.62.51 Fax 04.72.18.60.90	M. J.M. PELLETIER 83.18 Fax 85.28	Génie des Matériaux : Microstructure, Comportement Mécanique, Durabilité 910527 Matériaux Polymères et Composites 910607 Matière Condensée, Surfaces et Interfaces 910577	M. J.M.PELLETIER Tél 83.18 Fax 85.28 M. H. SAUTEREAU Tél 81.78 Fax 85.27 M. G. GUILLOT Tél 81.61 Fax 85.31
MATHEMATIQUES ET INFORMATIQUE FONDAMENTALE (Math IF) EDA 409	M. F. WAGNER UCBL1 04.72.43.27.86 Fax 04.72.43.00.35	M. J. POUSIN 88.36 Fax 85.29	Analyse Numérique, Equations aux dérivées partielles et Calcul Scientifique 910281	M. G. BAYADA Tél 83.12 Fax 85.29
MECANIOUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL. ACOUSTIQUE (MEGA) EDA162	M. J. BATAILLE ECL 04.72.18.61.56 Sec 04.72.18.61.60 Fax 04.78.64.71.45	M. G.DALMAZ 83.03 Fax 04.72.89.09.80	Acoustique 910016 Génie Civil 992610 Génie Mécanique 992111 Thermique et Energétique 910018	M. J.L. GUYADER Tél 80.80 Fax 87.12 M. J.J.ROUX Tél 84.60 Fax 85.22 M. G. DALMAZ Tél 83.03 Fax 04.78.89.09.80 M. J. F. SACADURA Tél 81.53 Fax 88.11

Directeur : STORCK A.

Professeurs : AUDISIO S. BABOT D. BABOUX J.C. BALLAND B. **BAPTISTE P.** BARBIER D. BASTIDE J.P. BAYADA G. BENADDA B. BETEMPS M. **BIENNIER F.** BLANCHARD J.M. BOISSON C. BOIVIN M. (Prof. émérite) ВОТТА Н. BOTTA-ZIMMERMANN M. (Mme) BOULAYE G. (Prof. émérite) **BOYER J.C.** BRAU J. BREMOND G. BRISSAUD M. BRUNET M. **BRUNIE L. BUREAU J.C** CAVAILLE J.Y. CHANTE J.P. CHOCAT B. COMBESCURE A. COUSIN M. DAUMAS F. (Mme) DOUTHEAU A. DUFOUR R. DUPUY J.C. EMPTOZ H. ESNOUF C. EYRAUD L. (Prof. émérite) FANTOZZI G. FAVREL J. FAYARD J.M. FAYET M. FERRARIS-BESSO G. FLAMAND L. FLORY A. FOUGERES R. FOUQUET F. FRECON L. GERARD J.F. GERMAIN P. GIMENEZ G. GOBIN P.F. (Prof. émérite) GONNARD P. GONTRAND M. GOUTTE R. (Prof. émérite) GOUJON L. GOURDON R. GRANGE G. GUENIN G. **GUICHARDANT M.** GUILLOT G. GUINET A. **GUYADER J.L.** GUYOMAR D. HEIBIG A. JACQUET-RICHARDET G. JAYET Y. JOLION J.M. JULLIEN J.F. JUTARD A. (Prof. émérite) KASTNER R. KOULOUMDJIAN J. LAGARDE M. LALANNE M. (Prof. émérite) LALLEMAND A LALLEMAND M. (Mme) LAREAL P. LAUGIER A. LAUGIER C. LEJEUNE P.

PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE CONT. NON DESTR. PAR RAYONNEMENTS IONISANTS GEMPPM** PHYSIQUE DE LA MATIERE PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS PHYSIQUE DE LA MATIERE LAEPSI** MECANIQUE DES CONTACTS LAEPSI* AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS LAEPSI** VIBRATIONS-ACOUSTIQUE MECANIQUE DES SOLIDES UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Développement Urbain UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Développement Urbain INFORMATIQUE MECANIQUE DES SOLIDES CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Thermique du bâtiment PHYSIQUE DE LA MATIERE GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE MECANIQUE DES SOLIDES INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION CEGELY* GEMPPM*** CEGELY*- Composants de puissance et applications UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Hydrologie urbaine MECANIQUE DES CONTACTS UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et Thermique CHIMIE ORGANIOUE MECANIQUE DES STRUCTURES PHYSIQUE DE LA MATIERE **RECONNAISSANCE DE FORMES ET VISION** GEMPPM*** GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE GEMPPM* PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS MECANIQUE DES SOLIDES MECANIQUE DES STRUCTURES MECANIQUE DES CONTACTS INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATIONS GEMPPM*** GEMPPM*** REGROUPEMENT DES ENSEIGNANTS CHERCHEURS ISOLES INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES LAEPSI**** CREATIS** GEMPPM*** GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE PHYSIQUE DE LA MATIERE CREATIS** GEMPPM*** LAEPSI**** GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE GEMPPM** BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE PHYSIQUE DE LA MATIERE PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS VIBRATIONS-ACOUSTIQUE GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE MATHEMATIQUE APPLIQUEES DE LYON MECANIQUE DES STRUCTURES GEMPPM*** RECONNAISSANCE DE FORMES ET VISION UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE INTE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Géotechnique INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE MECANIQUE DES STRUCTURES CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et thermique CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et thermique UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Géotechnique PHYSIQUE DE LA MATIERE BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE

OCTOBRE 2002

LUBRECHT A. MASSARD N. MAZILLE H. MERLE P. MERLIN J. MIGNOTTE A. (Mle) MILLET J.P. MIRAMOND M. MOREL R. MOSZKOWICZ P. MOURA A. NARDON P. (Prof. émérite) NIEL E. NORTIER P. ODET C. OTTERBEIN M. (Prof. émérite) PARIZET E. PASCAULT J.P. PAVIC G PELLETIER J.M. PERA J. PERRIAT P. PERRIN J. PINARD P. (Prof. émérite) PINON J.M. PONCET A. POUSIN J. PREVOT P. PROST R. RAYNAUD M. REDARCE H. **REYNOUARD J.M.** RIGAL J.F. RIEUTORD E. (Prof. émérite) ROBERT-BAUDOUY J. (Mme) (Prof. émérite) ROUBY D. ROUX J.J. RUBEL P. **RUMELHART C.** SACADURA J.F. SAUTEREAU H. SCAVARDA S. SOUIFI A. SOUROUILLE J.L. THOMASSET D. UBEDA S. THUDEROZ C. **UNTERREINER R.** VELEX P. VIGIER G. VINCENT A. VRAY D. VUILLERMOZ P.L. (Prof. émérite)

Directeurs de recherche C.N.R.S. : BERTHIER Y. CONDEMINE G. COTTE-PATAT N. (Mme) FRANCIOSI P. MANDRAND M.A. (Mme) POUSIN G. ROCHE A. SEGUELA A.

Directeurs de recherche I.N.R.A. : FEBVAY G. GRENIER S. RAHBE Y.

Directeurs de recherche I.N.S.E.R.M. : PRIGENT A.F. (Mme) MAGNIN I. (Mme) MECANIQUE DES CONTACTS INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE GEMPPM** GEMPPM*** INGENIERIE, INFORMATIQUE INDUSTRIELLE PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Hydrologie urbaine MECANIQUE DES FLUIDES ET D'ACOUSTIQUES LAEPSI** GEMPPM*** BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE DREP CREATIS** LAEPSI**** VIBRATIONS-ACOUSTIQUE INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES VIBRATIONS-ACOUSTIQUE GEMPPM** UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Matériaux GEMPPM** INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE PHYSIQUE DE LA MATIERE INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION PHYSIQUE DE LA MATIERE MODELISATION MATHEMATIQUE ET CALCUL SCIENTIFIQUE INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE CREATIS* CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Transferts Interfaces et Matériaux AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures MECANIQUE DES SOLIDES MECANIQUE DES FLUIDES GENETIQUE MOLECULAIRE DES MICROORGANISMES GEMPPM* CENTRE DE THERMIQUE DE LYON – Thermique de l'Habitat INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION MECANIQUE DES SOLIDES CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Transferts Interfaces et Matériaux INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES AUTOMATIOUE INDUSTRIELLE PHYSIQUE DE LA MATIERE INGENIERIE INFORMATIQUE INDUSTRIELLE AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE CENTRE D'INNOV. EN TELECOM ET INTEGRATION DE SERVICES ESCHIL - Equipe Sciences Humaines de l'Insa de Lyon CREATIS** MECANIQUE DES CONTACTS GEMPPM** GEMPPM*** CREATIS** PHYSIQUE DE LA MATIERE

MECANIQUE DES CONTACTS UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE GEMPPM*** UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES GEMPPM***

BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS

BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE CREATIS**

* CEGELYCENTRE DE GENIE ELECTRIQUE DE LYON** CREATISCENTRE DE RECHERCHE ET D'APPLICATIONS EN TRAITEMENT DE L'IMAGE ET DU SIGNAL***GEMPPMGROUPE D'ETUDE METALLURGIE PHYSIQUE ET PHYSIQUE DES MATERIAUX****LAEPSILABORATOIRE D'ANALYSE ENVIRONNEMENTALE DES PROCEDES ET SYSTEMES INDUSTRIELS

Ces travaux de thèse, objets de ce mémoire, ont été réalisés au Laboratoire de Dynamique des Machines et des Structures, UMR CNRS 5006, de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, en partenariat avec la société Thermodyn - General Electric implantée au Creusot et la division Heat and Power Technology du Royal Institute of Technology (HPT/KTH) de Stockholm, Suède.

Je remercie Messieurs les Professeurs **G. Ferraris** et **R. Dufour** pour leur accueil au sein du laboratoire dont ils assurent la direction.

Je tiens à remercier également tous les acteurs du programme Emergence 2000:

MM. P. Bonnefoi, A. Gelin, J.M. Pugnet, F. Sève, Thermodyn - General Electric.

MM. T.H. Fransson, F. Moyroud, M. Myhre, Division Heat and Power Technology, Royal Institute of Technology (HPT/KTH).

MM. E. Chatelet, F. D'Ambrosio, G. Jacquet-Richardet, Laboratoire de Mécanique des Structures, UMR CNRS 5006, INSA Lyon.

J'adresse également mes remerciements à tous les membres du laboratoire, administratifs, chercheurs et thésards, pour les marques de sympathie et de confiance qu'ils ont montrées à mon égard.

Que Monsieur le Professeur **G. Jacquet-Richardet** trouve ici l'expression de ma reconnaissance pour avoir accepté d'être mon directeur de thèse, pour sa disponibilité et son soutien toujours amical.

Ce mémoire est le fruit de trois années d'efforts, je le dédie à ceux qui ont été à mes cotés pendant ces années:

A Eric et Flavio, à Laurence, je leur souhaite courage et réussite,

A David, pour avoir tracé le chemin,

A mes amis de Lyon, de France et d'ailleurs que je vais rejoindre dans "la vie active",

A mes parents, à mon frère, pour leur soutien sans faille,

A Hélène...

SOMMAIRE

INT	RODUCTION	5
I.	ROUES AUBÉES - COMPORTEMENT DYNAMIQUE	9
I.1.	Mise en équation.	9
I.1.a.	Prévision des fréquences et modes.	9
I.1.b.	Réponse forcée.	11
I.1.c.	Méthodes de réduction.	12
I.2.	Phénomènes conditionnant les amplitudes de réponses.	18
I.2.a.	Désaccordage.	18
I.2.b.	Dispositifs de liaisonnement.	28
I.3.	Conclusions - Positionnement de l'étude.	41
II.	PRÉSENTATION DU DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL	42
II.1.	Cahier des charges.	42
II.2.	Description du dispositif.	43
II.3.	Instrumentation – Mise en œuvre des mesures.	46
II.3.a.	Une aube - mesures linéaires.	47
II.3.b.	Deux ou treize aubes - mesures linéarisées.	48
II.3.c.	Deux ou treize aubes - mesures non linéaires.	50
II.4.	Vérification du dispositif.	51
II.4.a.	Vérification du prototype.	51
II.4.b.	Limites de fonctionnement.	52
II.5.	Conclusions.	53
III.	APPROCHE LINÉAIRE	54
III.1	. Aspect Expérimental.	54
III.1.a	. Deux aubes.	55
III.1.b	b. Système complet - phénomènes et tendance générale.	60

III.1.c.	Conclusions.	68
III.2.	Aspect Numérique.	68
III.2.a.	Mise en œuvre.	69
III.2.b.	Contact glissant.	71
III.2.c.	Contact bloqué.	73
III.2.d.	Raideurs de contact.	78
III.2.e.	Etude numérique du désaccordage (nature et effet).	80
III.2.f.	Conclusions.	81
III.3.	Synthèse.	81
IV. <u>A</u>	APPROCHE NON LINÉAIRE	83
IV.1.	Etude préparatoire.	83
IV.1.a.	Mise en œuvre.	84
IV.1.b.	Application simplifiée.	90
IV.1.c.	Etude paramétrique.	93
IV.2.	Etude expérimentale du système de deux aubes.	99
IV.3.	Conclusions.	101
V. <u>S</u>	YNTHÈSE, CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	103
V.1.	Synthèse des résultats.	103
V.2.	Perspectives.	104
VI. <u>F</u>	BIBLIOGRAPHIE	106
T 7 TT		
V II. <u>A</u>	NNEXES	113
VII. <u>A</u> VII.1.	ANNEXES Etalonnage des capteurs inductifs.	<u>113</u> 113
VII. <u>A</u> VII.1. VII.2.	ANNEXES Etalonnage des capteurs inductifs. Choix des jauges d'extensométrie.	<u>113</u> 113 114
VII. <u>A</u> VII.1. VII.2. VII.3.	ANNEXES Etalonnage des capteurs inductifs. Choix des jauges d'extensométrie. Fréquences naturelles des treize aubes isolées.	<u>113</u> 113 114 115
VII. <u>A</u> VII.1. VII.2. VII.3. VII.4.	Etalonnage des capteurs inductifs. Choix des jauges d'extensométrie. Fréquences naturelles des treize aubes isolées. Etude harmonique linéaire.	113 113 114 115 116
VII. <u>A</u> VII.1. VII.2. VII.3. VII.4. VII.5.	Etalonnage des capteurs inductifs. Choix des jauges d'extensométrie. Fréquences naturelles des treize aubes isolées. Etude harmonique linéaire. Fréquences et modes du système de deux aubes.	113 113 114 115 116 117

INTRODUCTION

Les turbomachines sont les pièces maîtresses de domaines stratégiques comme le transport (moteurs d'avions, turbocompresseurs de véhicules automobiles...) et la production d'énergie (turbines à vapeur de centrales, turbines à gaz...). Du fait des impératifs forts de fiabilité, de sécurité, de flexibilité d'utilisation et de respect de l'environnement imposés à ces machines, les constructeurs doivent disposer d'outils d'analyse de plus en plus fins et précis dès le stade de conception. Dans ce contexte, les roues aubées font donc l'objet d'attentions particulières.

La connaissance précise du comportement vibratoire en rotation est indispensable pour assurer un bon fonctionnement des machines tournantes. Ainsi, pour éviter les réponses de fortes amplitudes qui peuvent mener à leur ruine, les fréquences naturelles du système doivent être distinctes des fréquences d'excitations dans tout le domaine de fonctionnement. Cependant, compte tenu de la complexité de leur comportement dynamique et de la richesse des excitations possibles, il est constaté que les aubes de turbomachines subissent encore des ruptures non prévues, avec des conséquences considérables en terme de coût de réparation et surtout de perte d'exploitation.

En pratique, pour les machines réelles comptant un grand nombre d'étages, un fonctionnement sécurisé entraîne des limitations de plages d'utilisation qui sont pénalisantes et qui pourraient être réduites grâce à des analyses prédictives plus fines. La conception des machines ne peut donc plus être basée sur la prévision des seules caractéristiques de type fréquences et modes propres. Par exemple, dans le domaine de la transformation d'énergie (compresseurs centrifuges, machines à vitesse variable), la flexibilité d'utilisation requise impose parfois des fonctionnements en résonance qui rendent totalement insuffisantes ces notions. Il devient donc indispensable d'être en mesure de simular le comportement réel de la structure en fonctionnement en procédant à des simulations de type réponse forcée sous excitations induites par l'environnement. Cet objectif est un enjeu majeur dans le domaine des turbomachines et mobilise des efforts de recherches importants. Il n'est cependant pour l'instant que très partiellement atteint.

En effet, si la prévision des niveaux de réponse est primordiale lors de la conception des machines tournantes actuelles, par exemple pour l'estimation de la durée de vie des structures, elle reste assujettie à la maîtrise de nombreux phénomènes. Les effets

dissipatifs représentent une part importante de ces phénomènes et conditionnent largement les niveaux de réponses. Parmi ceux-ci, certains peuvent exister naturellement comme:

• L'amortissement interne lié aux propriétés du matériau. Celui-ci est très faible pour les matériaux classiques et est négligé si d'autres phénomènes interviennent.

• L'amortissement apporté par le fluide. Celui-ci peut avoir un effet stabilisant ou déstabilisant (flottement aéroélastique).

• L'amortissement apporté par la liaison en pied d'aubes. Celui-ci diminue rapidement en rotation ou est inexistant dans le cas de systèmes usinés dans la masse (blisks).

Ces dissipations naturelles ne sont généralement pas suffisantes pour assurer un fonctionnement sécurisé, en particulier en cas de réponse forcée en résonance ou dans les phases transitoires lentes aux passages des vitesses critiques (montée ou descente en vitesse), et ne permettent pas de se prémunir contre les risques de flottement. En conséquence, en plus d'être liées entre elles par le disque, les aubes d'un même étage sont souvent liées par des mécanismes raidisseurs et/ou dissipateurs d'énergie spécifiquement développés. Parmi les différentes technologies existantes, les plus répandues sont:

• Les fils amortisseurs simplement mis en contact avec l'aube par les forces centrifuges ou soudés à l'aube,

• Les frotteurs sous plates-formes en pied d'aubes,

• Les plates-formes supérieures, bandes continues ou non, mises en contact par précontrainte de torsion du profil,

• Les nageoires, soudées entre elles ou non, vers 75% de la hauteur des aubes.



Figure 0.1

Exemples de dispositifs de liaisonnement: plates-formes, fils et nageoires [NAM92].

Les nageoires (part span shrouds ou snubbers) sont souvent utilisées pour les étages d'aubes élancées, très flexibles. Mises en contact par le dévrillage des aubes sous l'effet de la rotation, elles forment une bande circonférentielle d'apparence continue et ont une influence directe importante sur le comportement dynamique global. Ces dispositifs ont deux fonctions qui peuvent être utilisées conjointement ou séparément:

• Rigidifier les aubes pour les rendre moins sensibles au flottement aéroélastique ou pour repousser les fréquences naturelles de l'aubage au delà de la plage de fonctionnement.

• Apporter de l'amortissement par frottement sec afin de diminuer les amplitudes de vibrations.



Figure 0.2

Rangées d'aubes (turbine Thermodyn). Liaisonnement par nageoires de la dernière rangée.

La conception de ces mécanismes dépend des contraintes liées à l'application et surtout de l'expérience empirique propre à chaque constructeur. Ces mécanismes sont donc généralement difficiles à faire évoluer et à optimiser. Cette étude a pour objectif d'avancer vers une meilleure maîtrise de la modélisation de tels dispositifs de liaisonnement et de vérifier la pertinence des différentes modélisations envisagées. Il s'agit de :

• Réaliser et exploiter un dispositif expérimental qui permette de progresser vers la connaissance des phénomènes et d'obtenir une base de données utilisable pour la validation des modèles numériques.

• Etablir un outil de calcul permettant de modéliser des rangées d'aubes réelles liaisonnées par nageoires.

Ce document est divisé en quatre chapitres. Le premier fait le point des techniques de calculs liées aux ensembles aubées et, après analyse de l'existant, positionne l'étude dans son contexte. Le second chapitre présente le dispositif expérimental développé pour l'étude, les différentes mises en œuvre de son exploitation ainsi que la mise en évidence de son potentiel. Le troisième traite des résultats numériques et expérimental et le recalage des modèles numériques. Le quatrième chapitre met en place et valide les outils et techniques numériques et expérimentaux liés à l'exploitation exhaustive du dispositif. Enfin une synthèse des principaux résultats est présentée ainsi que les perspectives de poursuites de ces études.

I. ROUES AUBÉES - COMPORTEMENT DYNAMIQUE

Ce chapitre débute avec la mise en équation et la présentation rapide des techniques de calculs couramment employées pour caractériser le comportement dynamique des ensembles aubés. Puis il traite des phénomènes encore mal maîtrisés, comme le désaccordage et les effets des liaisons entre aubes, et des techniques liées à la prise en compte de ces phénomènes. Un bilan non exhaustif de l'existant est dressé en ne citant que les références jugées nécessaires.

I.1. Mise en équation.

Le calcul des fréquences et modes des roues aubées fait appel à des techniques maintenant classiques qui doivent prendre en compte les effets spécifiques liés à la rotation. La prévision des réponses forcées reste problématique dans le cas de systèmes particulièrement lourds en termes de nombre de degrés de liberté ou de systèmes au comportement non linéaire.

I.1.a. <u>Prévision des fréquences et modes.</u>

Les équations de Lagrange sont appliquées aux expressions de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle de déformation pour obtenir l'équation du mouvement d'une structure déformable en rotation uniforme [JAC96] :

$$[\mathbf{M}]\{\dot{\boldsymbol{\delta}}\}+[\mathbf{C}]\{\dot{\boldsymbol{\delta}}\}+[K_{E}+K_{G}(\boldsymbol{\sigma})+K_{S}]\{\boldsymbol{\delta}\}=\{\mathbf{F}_{C}(\boldsymbol{\Omega}^{2})\}+\{\mathbf{F}_{E}\}$$
(I-1)

avec les matrices [M] de masse, [C] des effets gyroscopiques (de Coriolis) et / ou d'amortissement, [K_E] de raideur élastique, [K_G] de raideur géométrique, [K_S] de raideur supplémentaire et les vecteurs { δ , $\dot{\delta}$, $\ddot{\delta}$ } des déplacements, vitesses et accélérations de la structure, {F_C} des efforts centrifuges, {F_E} des forces extérieures. La matrice de raideur inclut les effets liés à la rotation [K_G] (Stress Stiffening) et K_S (Spin Softening). Pour les structures considérées, la résultante de ces effets augmente généralement la raideur des aubes avec la vitesse Ω . Les effets gyroscopiques sont négligeables dans le cas d'aubes radiales, ce qui est majoritairement le cas pour les machines axiales.

Le système matriciel (I-1) est non linéaire dans la mesure où la matrice de raideur dépend de la contrainte σ induite par les efforts centrifuges, elle-même fonction des

déplacements. Les forces extérieures sont également fonctions des déplacements, elles sont cependant considérées comme nulles dans le cas du calcul des fréquences et modes du système.

Le déplacement total $\{\delta\}$ est décomposé en un déplacement statique $\{\delta_{st}\}$ dû aux effets de la rotation et un déplacement oscillatoire de petites amplitudes $\{\delta_{vib}\}$ autour de cette nouvelle position d'équilibre. De cette façon, l'équation (I-1) se décompose en deux systèmes d'équations résolus successivement:

$$\left[K_{E} + K_{G}(\sigma) + K_{S}\right] \left\{\delta_{St}\right\} = \left\{F_{c}(\Omega^{2})\right\}$$
(I-2)

$$[\mathbf{M}]\{\dot{\mathcal{S}}_{vib}\} + [\mathbf{C}]\{\dot{\mathcal{S}}_{vib}\} + [[\mathbf{K}_{\mathrm{E}}] + [\mathbf{K}_{\mathrm{G}}] + [\mathbf{K}_{\mathrm{S}}]]\{\mathcal{S}_{vib}\} = 0$$
 (I-3)

Le premier est résolu itérativement par la méthode de Newton-Raphson (en pratique deux ou trois itérations suffisent) et donne les expressions de K_G et { δ_{st} } à une vitesse de rotation donnée. A partir de (I-4), le système (I-4) est construit en posant $\{\delta_{vib}\} = \{\overline{\delta}_{vib}\} e^{rt}$ avec r complexe. Ce système est complexe en raison de la présence de la matrice [C].

$$[r^{2}[M] + r[C] + [K_{E}] + [K_{G}] + [K_{S}]] \{ \overline{\delta}_{vib} \} = \{0\}$$
 (I-4)

Les fréquences naturelles et modes propres sont obtenus par la résolution du problème aux valeurs propres - vecteurs propres. Les fréquences sont tracées en fonction de la vitesse de rotation sur un diagramme de Campbell (Figure I.1) qui met également en évidence les excitations (ordre moteur, flottement,...). A chaque intersection entre les courbes de fréquences naturelles et d'excitation, une résonance est possible s'il y a correspondance entre la forme de l'excitation et le mode associé à cette fréquence. Pour inclure cet aspect, le diagramme de Campbell est généralisé en diagramme SAFE [SIN89]. Si, la force d'excitation permet la réponse du mode considéré, la résonance est réelle mais pas nécessairement dangereuse dans la mesure où les amplitudes de vibration et les contraintes associées restent parfois faibles. La prévision des fréquences et modes est donc indispensable pour assurer une utilisation sûre et pérenne mais non suffisante et il devient nécessaire d'être en mesure de prévoir précisément la réponse sous excitations liées à l'environnement.



Figure I.1

Exemple de diagramme de Campbell modes 1 à 4 et excitation 1^{er} ordre moteur, 3 résonances possibles.

I.1.b. <u>Réponse forcée.</u>

La partie statique $\{\delta_{st}\}$ du déplacement est calculée comme précédemment. Pour la partie oscillatoire $\{\delta_{vib}\}$, l'équation (I-5) est analogue à (I-3) mais le vecteur des forces extérieures est exprimé dans le second membre.

$$[\mathbf{M}]\{\vec{\delta}_{vib}\} + [\mathbf{C}]\{\vec{\delta}_{vib}\} + [[\mathbf{K}_{\mathrm{E}}] + [\mathbf{K}_{\mathrm{G}}] + [\mathbf{K}_{\mathrm{S}}]]\{\vec{\delta}_{vib}\} = \{F_{E}\}$$
(I-5)

La réponse forcée de la structure à cette excitation est obtenue en supposant l'excitation de la forme $\{F_E\} = \{\overline{F}_E\} e^{\pi}$ et les déplacements de la forme $\{\delta_{vib}\} = \{\overline{\delta}_{vib}\} e^{\pi}$ avec r complexe. Le niveau de contraintes dans le volume de l'aube est déduit des amplitudes de vibrations maximales. Les contraintes moyennes et alternées maximales sont utilisées dans des études en fatigue de l'aubage pour la prévision de la durée de vie: diagrammes de Haigh ou Goodman, par exemple.

Les ensembles disque-aubes sont des structures tridimensionnelles à géométrie complexe. La modélisation fine de telles structures par éléments finis reste, dans la plupart des applications, suffisamment lourde pour que les systèmes d'équation (I-4), fréquences et modes, ou (I-5), réponse forcée, ne soient pas résolus directement. Malgré l'évolution rapide des moyens informatiques, la réduction du nombre de degrés de liberté à prendre en compte est toujours un objectif de première importance.

I.1.c. <u>Méthodes de réduction.</u>

Le nombre de degrés de liberté doit être diminué de manière notable afin de conserver des temps de calculs raisonnables. De nombreuses techniques sont présentées et validées dans la littérature. La technique prenant en compte la symétrie cyclique des structures est spécialement adaptée à l'étude des ensembles aubés mais les méthodes de type réduction modale ou de type sous structuration dynamique demeurent généralement les plus employées.

Symétrie cyclique.

Les roues aubées peuvent être vues comme l'assemblage de N secteurs identiques modélisés par éléments finis **[JAC96]**. Elles se caractérisent alors par une périodicité spatiale appelée symétrie cyclique **[THO79]**. La théorie de propagation des ondes (les déplacements des nœuds d'un secteur sont identiques à ceux des nœuds correspondants sur le secteur voisin à un déphasage près) permet de montrer que la discrétisation d'un seul secteur est suffisante pour obtenir les fréquences et modes de la structure entière **[HEN84]**.

Soit un secteur p modélisé par éléments finis possédant n degrés de liberté (ddl) δ_p , ceux-ci peuvent se décomposer en n_i ddl internes δ_{pi} et 2 n_c ddl de contour δ_{pc} , eux-mêmes scindés en n_c ddl δ_{pg} situés sur la frontière gauche et n_c ddl δ_{pd} situés sur la frontière droite (soit $n = 2n_c + n_i$). Les déplacements et forces associés au secteur p s'écrivent alors:

$$\left\{\boldsymbol{\delta}_{p}\right\}^{T} = \left\langle\boldsymbol{\delta}_{pc}, \boldsymbol{\delta}_{pi}\right\rangle = \left\langle\boldsymbol{\delta}_{pg}, \boldsymbol{\delta}_{pd}, \boldsymbol{\delta}_{pi}\right\rangle$$
(I-6)

Les secteurs p-1, p, p+1 (cf. Figure I.2) sont liés entre eux par les degrés de liberté de déplacement et les forces de liaisons correspondantes. La Figure I.3 présente une structure répétitive circulaire schématisant un ensemble disque-aube avec N secteurs identiques.



Figure I.2 Schématisation des secteurs p-1, p, p+1.



Figure I.3

Structure répétitive circulaire schématisant un ensemble disque-aube avec N secteurs identiques.

La théorie de la propagation d'onde, [THO79], implique les relations suivantes:

$\left\{ \delta_{p+1g} \right\} = e^{j\beta} \left\{ \delta_{pg} \right\}$	$\left\{F_{p+1g}\right\} = e^{j\beta}\left\{F_{pg}\right\}$
$\begin{array}{l} Or \ par \ continuit\acute{e} \ : \\ \left\{ \delta_{_{\rm p+1g}} \right\} = \left\{ \delta_{_{\rm pd}} \right\} \end{array}$	$ \begin{array}{l} Or \ la \ liaison \ des \ secteurs \ p, \ p+1 \ doit \ \hat{e}tre \\ en \ \acute{e}quilibre \ : \ \left\{ F_{p+1 \ g} \right\} + \left\{ F_{pd} \right\} = \left\{ 0 \right\} \end{array} $
$ \begin{cases} Donc \\ \left\{\delta_{pd}\right\} = e^{j\beta} \left\{\delta_{pg}\right\} \end{cases} $	$ \begin{array}{c} Donc \\ \left\{ F_{pd} \right\} = -e^{j\beta} \left\{ F_{pg} \right\} \end{array} $

Les forces de liaison entre les secteurs ainsi que l'amplitude du mouvement des points d'un secteur et celle des points homologues des secteurs adjacents sont liées par un rapport constant $e^{j\beta}$. Dans les milieux périodiques, la constante de phase β ne peut prendre que quelques valeurs discrètes fonctions du nombre d'onde n et du nombre de secteurs N.

Les déplacements et forces d'excitation du secteur p peuvent alors être exprimés en fonction des quantités du secteur 1 dit "de base" comme suit:

$$\begin{split} \left\{ \delta_p \right\} &= e^{j\beta} \left\{ \delta_{p-1} \right\} = \dots = e^{j\beta(p-1)} \left\{ \delta_1 \right\} \quad et \; \left\{ F_p \right\} = e^{j\beta} \left\{ F_{p-1} \right\} = \dots = e^{j\beta(p-1)} \left\{ F_1 \right\} \\ & où \; \beta_n = 2\pi \; \frac{n}{N}, \; déphasage \; entre \; deux \; secteurs \; adjacents \\ & n = 0, \; \pm 1, \; \pm 2, \dots, \; \pm N/2 \; si \; N \; est \; pair \\ & n = 0, \; \pm 1, \; \pm 2, \dots, \; \pm (N-1)/2 \; si \; N \; est \; impair \end{split}$$

Les valeurs positives et négatives de β_n sont associées à des ondes identiques se propageant en sens opposé. La composition de ces deux ondes permet la formation des modes stationnaires. Les déplacements du secteur p s'expriment alors en fonction des déplacements du secteur de base comme suit:

$$\delta_p = \sum_n \left(\delta_1^{n,c} \cos(p-1)\beta_n + \delta_1^{n,s} \sin(p-1)\beta_n \right)$$
(I-7)

Un secteur modélisé par éléments finis est caractérisé par ses matrices de masse [M], de raideur [K], d'amortissement [C]. En exprimant ces grandeurs dans le repère cylindrique lié à l'axe de symétrie et les N secteurs étant identiques, l'égalité suivante est obtenue pour chacune des grandeurs:

$$[X_N] = \ldots = [X_p] = \ldots = [X_1] \text{ où } X = M, \text{ K ou } C$$

Les expressions des déplacements, des forces et des différentes matrices de la structure complète en fonction des grandeurs du secteur de base et du déphasage β_n conduisent, en distinguant les degrés de liberté de contour droits des degrés de liberté internes, à (I-8), expression réduite de (I-1).

$$\begin{bmatrix} M_{cc} & M_{ci} \\ M_{ic} & M_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\beta}_{1d} \\ \ddot{\beta}_{1i} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{cc} & C_{ci} \\ C_{ic} & C_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\beta}_{1d} \\ \dot{\beta}_{1i} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{cc} & K_{ci} \\ K_{ic} & K_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_{1d} \\ \delta_{1i} \end{bmatrix} = \{0\}$$
(I-8)

La taille du système est divisée par N/2 mais il doit être résolu pour chaque déphasage inter aubes, i.e. pour chaque valeur de β_n . L'ordre n de la série discrète de Fourier est borné, la théorie permet cependant l'obtention de tous les modes à diamètres nodaux si la discrétisation du secteur de base est suffisamment fine.

Cette méthode, maintenant implantée dans des codes commerciaux comme ANSYS®, est très efficace puisque le nombre de degrés de liberté est largement réduit sans que la précision en soit affectée. Cependant elle nécessite un maillage particulier du secteur et ne peut être employée de manière efficace que si les secteurs sont parfaitement identiques (pas de désaccordage) et que les liaisons inter secteurs respectent l'hypothèse de symétrie cyclique. Dans les autres cas, la structure doit être envisagée dans son ensemble et réduite par d'autres méthodes: les méthodes de réductions modales sont efficaces, peu coûteuses et permettent, de plus, de prendre aisément en compte l'amortissement structural.

Réduction modale.

Les méthodes de Ritz reposent sur la décomposition des déplacements inconnus sur une base de déplacements connus permettant ainsi d'exprimer les premiers comme une combinaison des seconds. La réduction modale consiste en principe à prendre comme vecteurs de projection les déformées modales du système conservatif associé (SCA) au système traité. Les fréquences et modes propres au repos du SCA, ω_N et Φ_N , sont obtenus à partir de (I-3) en ignorant les matrices de Coriolis et d'amortissement et en posant $\{\delta_{vib}\} = \{\overline{\delta}_{vib}\} e^{\pi}$ avec, dans ce cas, $r = j\omega$ imaginaire pure.

$$\left[-\omega^{2}[\mathbf{M}] + [\mathbf{K}_{\mathrm{E}}] + [\mathbf{K}_{\mathrm{G}}] + [\mathbf{K}_{\mathrm{S}}]\right] \left\{ \overline{\delta}_{\mathrm{vib}} \right\} = \{0\}$$
(I-9)

x modes propres (avec x très inférieur au nombre de degrés de liberté du système) sont retenus parmi les modes propres du SCA. Ceux-ci sont choisis pour être représentatifs des déplacements de la structure. La transformation suivante est utilisée (projection des déplacements sur la base modale du SCA):

$$\{\delta\} = [\Phi]\{q\} avec \ [\Phi] = [\{\Phi_1\}\{\Phi_2\}\{\Phi_3\}\dots\{\Phi_x\}]$$
(I-10)

En utilisant (I-10) et en pré-multipliant (I-3) par Φ^t , il vient :

$$\begin{bmatrix} \Phi \end{bmatrix}^{t} \begin{bmatrix} \mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi \end{bmatrix} \{\ddot{\mathbf{q}} \} + \begin{bmatrix} \Phi \end{bmatrix}^{t} \begin{bmatrix} \mathbf{C} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi \end{bmatrix} \{\dot{\mathbf{q}} \} + \begin{bmatrix} \Phi \end{bmatrix}^{t} \begin{bmatrix} \mathbf{K} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi \end{bmatrix} \{\mathbf{q}\} = \begin{bmatrix} \Phi \end{bmatrix}^{t} \{\mathbf{F}_{\mathrm{E}}\}$$
soit encore : $[\mathbf{m}] \{\ddot{\mathbf{q}}\} + [\mathbf{c}] \{\dot{\mathbf{q}}\} + [\mathbf{k}] \{\mathbf{q}\} = \{\mathbf{F}'_{\mathrm{E}}\}$
wec $[m], [c], [k]$ les matrices de masse, d'amortissement et de raideur modales. (I-11)

Le système final est équivalent au système initial mais de taille très réduite (en pratique, x est inférieur à 50). En faisant sur les déplacements modaux et sur les forces extérieures des hypothèses analogues aux précédentes, $\{q\}=\{Q\}e^{rt}$ avec r complexe, les fréquences et modes et la réponse forcée sont obtenus rapidement. Après résolution, les

a

déplacements nodaux $\{\delta\}$ sont calculés à partir des déplacements modaux $\{q\}$ en utilisant (I-10).

Sous structuration dynamique.

Les méthodes de sous-structuration sont très utilisées car elles permettent de diviser la structure en modules, chaque module étant traité à part et réduit principalement à ses degrés de liberté de liaison aux autres modules, **[IMB84]**. Cette approche est bien adaptée à l'étude en linéaire des roues aubées puisqu'un secteur peut facilement être traité comme une sous-structure.

La variante de Craig&Bampton, **[CRA68]**, est, dans la littérature, une des plus utilisées parmi ces méthodes et l'une des plus précises, **[TRAN92]**. Elle repose sur la définition de degrés de liberté d'interface (de liaison) et de degrés de liberté internes de manière analogue au cas de la symétrie cyclique.

En premier lieu, les matrices de raideur, de masse et le vecteur force sont réorganisés de façon à regrouper les degrés de liberté de liaison (indicés c) et les degrés de liberté internes (indicés i). L'équation fondamentale de la dynamique devient, par exemple, en ignorant l'amortissement:

$$\begin{bmatrix} M_{cc} & M_{ci} \\ M_{ic} & M_{ii} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\delta}_{c}(t) \\ \dot{\delta}_{i}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{cc} & K_{ci} \\ K_{ic} & K_{ii} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_{c}(t) \\ \delta_{i}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{c}(t) \\ F_{i}(t) \end{bmatrix}$$
(I-12)

Les degrés de liberté internes δ_i sont exprimés en fonction des degrés de liberté de liaison δ_c et des degrés de liberté non physiques *p*, appelés modaux par opposition aux degrés de liberté nodaux, par :

$$\delta_{i} = \phi_{s} \delta_{c} + \phi_{d} p \quad ou \begin{pmatrix} \delta_{c} \\ \delta_{i} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \phi_{s} & \phi_{d} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \delta_{c} \\ p \end{pmatrix} = \phi\{q\}$$
(I-13)

 ϕ_s est la matrice des modes statiques. Ce sont les déformées statiques résultant de l'application successive de déplacement unité sur chacun des degrés de liberté de liaison, les autres restant bloqués. Mathématiquement, elle s'exprime, en l'absence de forces extérieures, depuis la partie statique de (I-12) comme:

$$\phi_s = -K_{ii}^{-1} \cdot K_{ic} \tag{I-14}$$

 ϕ_d est la matrice des modes propres normés de la sous-structure à interface fixe (degrés de liberté de liaison bloqués). Ces modes sont calculés sans amortissement par une méthode classique avec la relation $[K_{ii} - \omega^2 M_{ii}] \phi_i = [0]$ où ϕ_i sont les modes de la structure encastrée aux nœuds d'interface. Les x premiers modes sont retenus (x très inférieur au nombre de degrés de liberté internes)

En utilisant (I-10) et en prémultipliant (I-12) par Φ^{t} , il vient :

$$[M']{\dot{q}} + [C']{\dot{q}} + [K']{q} = {F'_{E}}$$
(I-15)

Le système obtenu est équivalent au système initial mais de taille réduite. La méthode de Craig&Bampton est moins efficace en terme de réduction que la méthode de réduction modale car les degrés de liberté de contour sont imposés par le modèle et le maillage alors que le nombre de modes à utiliser pour les deux méthodes est du même ordre de grandeur. **[CAS99]** propose cependant une seconde réduction (type projection modale des déformées de l'interface) permettant de dépasser cette limite mais les calculs sont lourds. De plus, l'inversion de Kii, dont la taille est souvent considérable ralentit beaucoup le processus.

Parmi les méthodes de sous structuration, la méthode de Guyan doit également être citée, son implantation dans les codes commerciaux étant très courante. Le terme de "liaison" est remplacé par le terme "maître", celui de "interne" par le terme "esclave". Il s'agit d'exprimer, comme précédemment, les degrés de liberté esclaves en fonction des degrés de liberté maîtres. La matrice de transformation est ici restreinte à la partie désignée plus haut par ϕ_s et les degrés de liberté maîtres sont mieux choisis (en nombre et en qualité) puisqu'ils ne sont plus imposés par le modèle et le maillage. La connaissance à priori du comportement de la structure nécessaire pour le choix en nombre minimal des degrés de liberté maîtres conditionne cependant son efficacité.

Les techniques de symétrie cyclique et de sous-structuration ne sont pas incompatibles: Henry et Ferraris proposent dans [HEN84] de les associer systématiquement. Cette association est largement pratiquée aujourd'hui, [MIN95], [MOY98], [SZW99] ou [MOY00] par exemple, et se montre très efficace en cumulant les

avantages des deux méthodes: modélisation d'un seul secteur ensuite réduit par sousstructuration.

Les techniques classiques permettent de déterminer les fréquences naturelles et les modes propres des structures, y compris celles représentatives de cas industriels. Cependant la prévision des niveaux de réponses nécessite la maîtrise d'un certain nombre de phénomènes liés aux comportements en régimes non-harmoniques ou non linéaires, aux effets dissipatifs ou au désaccordage car ces phénomènes conditionnent largement les amplitudes de vibration.

I.2. Phénomènes conditionnant les amplitudes de réponses.

Les phénomènes conditionnant les amplitudes doivent être maîtrisés pour une prévision précise de la réponse forcée. Ces phénomènes peuvent être classés en trois catégories selon qu'ils découlent des mécanismes d'excitation (formes et fréquences, §I.1.a), des mécanismes de dissipation (interaction fluide-structure, frottement sec) ou des propriétés de la structure (amortissement structural, désaccordage). L'amortissement structural est généralement faible et négligé. Le couplage fluide-structure [**MOY98**] peut limiter les amplitudes de vibration (amortissement) ou rendre le comportement instable (flottement aéroélastique ou autoexcitation). Le coefficient d'amortissement associé au couplage fluide-structure dépend du champ de pression fluide instationnaire et des déplacements de la structure. Le calcul des réponses forcées nécessite alors de fortes puissances de calculs et la mise en œuvre de techniques de couplage adaptées. Dans ce contexte, l'étude porte principalement sur les effets du désaccordage et le frottement sec au niveau des mécanismes de dissipation inter-aubes.

I.2.a. <u>Désaccordage.</u>

Des différences géométriques et structurelles entre les aubes d'un même étage proviennent de l'usure en service, du montage ou de la fabrication. Cette caractéristique, appelée désaccordage (mistuning en Anglais), influence les vibrations libres et conditionne largement les niveaux de réponse des structures. Le désaccordage peut être de plusieurs types: il est naturellement aléatoire mais peut être ordonné (harmonique, **[BRE99]**) dans le cas d'un désaccordage intentionnel. Le désaccordage est qualifié de partiel lorsqu'il ne concerne qu'un petit nombre d'aubes (1 à n << N nombres d'aubes, n aubes endommagées par exemple).

De nombreuses études numériques, comme **[EWI84a]**, ont montré que le désaccordage provoque le dédoublement des modes orthogonaux. Les fréquences naturelles ainsi doublées restent très proches mais l'énergie vibratoire peut dans certains cas, être concentrée sur quelques aubes seulement.

Localisation et réponse maximale.

La prévision de la localisation de la réponse due au désaccordage est une tâche complexe. Cette prévision diffère sensiblement selon les auteurs. Les contradictions apparentes s'expliquent par les différentes excitations considérées et par les différences entre les modèles utilisés, notamment par la configuration du désaccordage (nombre, position et valeur du désaccordage des n aubes désaccordées). L'aube qui présente la réponse maximale est soit l'aube dont la fréquence naturelle est la plus proche de la fréquence de résonance du système [GRI84], soit l'aube dont le désaccordage est le plus important [EWI84a].

Rivas-Guerra et al. [**RIV01**] montrent que des niveaux de réponses très largement supérieurs à ceux prévus pour le système accordé sont obtenus avec des configurations où le désaccordage est de type partiel. Whitehead [**WHI66**], montre analytiquement que le facteur d'amplification de la réponse en résonance est majoré par $\frac{1}{2}(1+\sqrt{N})$. Ce facteur est parfois considéré comme trop largement majorant car il ne tient pas compte de la configuration du désaccordage. Cependant, les résultats de [**RIV01**] et [**KEN02**] sont en bon accord avec cette formulation.

Richesse des modes désaccordés.

La réponse en fréquence d'un système désaccordé est beaucoup plus riche que celle d'un système accordé dans la mesure où les modes localisés d'une structure désaccordée sont des compositions de plusieurs modes de la structure analogue accordée, [AFO88]. La décomposition des déformées du système en série de Fourier indique quelles sont les déformées modales représentées, et dans quelles proportions, pour chaque fréquence naturelle du système désaccordé. [AFO88] classe les modes de la structure en trois

19

catégories selon la nature du spectre des coefficients de Fourier, donc de la richesse du mode:

• Un coefficient dominant et quelques uns proches de zéro: la structure est quasi accordée.

• Un coefficient dominant et un grand nombre de coefficients non nuls: la structure est désaccordée mais le mode dominant reste identifiable.

• Plusieurs coefficients dominants dans une bande de fréquence étroite: la structure est largement désaccordée.

Le fait que plusieurs déformées modales coexistent et se superposent à une fréquence donnée augmente la probabilité de compatibilité, en termes de nombre de diamètres nodaux, entre la forme du mode et la forme de l'excitation. La sensibilité de la structure à une excitation d'ordre n et de fréquence f est directement proportionnelle à l'importance dans le spectre, à la fréquence f, du mode à n diamètres nodaux.

Sensibilité au désaccordage.

[WEI88] montre que la sensibilité d'une structure au désaccordage est essentiellement liée au couplage interne de la structure. Pour que des modes localisés apparaissent et conduisent à de fortes amplitudes de réponses, le couplage doit être suffisamment fort pour permettre la transmission d'énergie entre les aubes (elles ne doivent pas vibrer indépendamment) et suffisamment faible pour que le système ne présente pas des modes d'ensemble, non localisés. Le couplage inter aubes apparaît comme un élément primordial concernant l'organisation et la transmission des vibrations du système.

La structure considérée dans **[WEI88]** est quasi périodique et présente un désaccordage aléatoire. Chaque aube peut être schématisée par une masse concentrée, reliée au disque infiniment rigide par un ressort et un amortisseur visqueux. Le couplage inter aubes est schématisé par un ressort de raideur k_c. Le couplage interne de la structure est quantifié par le paramètre $\Re = \omega_c/\omega_b$, avec ω_c pulsation de couplage ($\sqrt{k_c/m}$) et ω_b pulsation naturelle nominale des aubes ($\sqrt{k_b/m}$). Le niveau de désaccordage est quantifié par l'écart type σ des différences de fréquences propres $\Delta f_i = (\omega_{bi} - \omega_b)/\omega_b$.

INSA LYON

JULIEN RAVOUX



Figure I.4

Modèle discret d'un système quasi périodique [WEI88].



Figure I.5

Influence du couplage inter aubes pour un désaccordage donné [WEI88].

La Figure I.5 présente la variation de la fréquence normalisée du système désaccordé pour différentes valeurs de désaccordage moyen (σ en %, en abscisse) dans le cas d'un système faiblement couplé (à gauche) et fortement couplé (à droite). La première fréquence naturelle du système équivalent accordé est égale à 1.

Ces graphiques montrent que, dans le cas de structures désaccordées, les fréquences propres d'un système faiblement couplé ne différent pas sensiblement de celles d'un système complètement découplé (aubes isolées) ce qui implique que les systèmes faiblement couplés sont très sensibles, en ce qui concerne les fréquences, au désaccordage. Dans le cas de systèmes fortement couplés, des modes d'ensemble (à n diamètres nodaux) apparaissent nettement et les fréquences des deux modes orthogonaux ne diffèrent que très légèrement (sensibilité faible, en ce qui concerne les fréquences, au désaccordage). Un système désaccordé est envisagé avec un écart type σ égal à 4%. L'analyse de systèmes faiblement et fortement couplés révèle que pour le premier cas, la réponse en fréquence est beaucoup plus riche (nombreux pics d'amplitudes comparables) que celle des systèmes désaccordés fortement couplés (peu de pics d'amplitudes non négligeables) (Figure I.7 et Figure I.6).



Figure I.6





Figure I.7

En introduisant le paramètre σ/\Re^2 , représentant le rapport du désaccordage sur le couplage pour un système donné, les auteurs concluent que si σ/\Re^2 est très inférieur à 1 (un ordre de grandeur), la réponse forcée du système désaccordé est une perturbation du système correspondant accordé avec le même couplage (Figure I.7). Au contraire, si σ/\Re^2 est très supérieur à 1, la réponse forcée est une perturbation du système correspondant découplé avec le même désaccordage (Figure I.6).

[MOY00] illustre sur deux systèmes simples et représentatifs de roues aubées, à la fois les effets du désaccordage, la sensibilité au désaccordage en fonction du couplage et l'efficacité à rendre compte du désaccordage des méthodes de réduction classiques présentées plus haut.

Configuration du désaccordage.

L'approche adoptée dans [**MOY00**] consiste à modifier le module d'Young (E) de certain secteur de la roue aubée considérée par un coefficient multiplicateur e, les éléments du secteur s ayant alors un module d'Young de $e_s \times E$. Le désaccordage de la structure est

donc caractérisé par un vecteur à N (nombre de secteurs) composantes. Ces composantes peuvent être fixées de façon déterministe ou extraites d'une population statistique. Ici, seule la configuration suivante est considérée: désaccordage du secteur de référence (désaccordage partiel) $e_0 \neq 0$ et $e_s=0$ pour s=1, ..., N-1.

Structures testées.

Deux structures caractérisées par des couplages inter-secteurs différents sont considérées, AXI (Figure I.8) et CYCL (Figure I.9). Les plaques annulaires sont encastrées sur leur rayon intérieur, libres sur leur rayon extérieur. AXI est une plaque annulaire représentative d'une structure à symétrie cyclique avec un fort couplage inter-secteurs qui peut être vue comme un modèle simplifié d'un structure où les aubes sont liées par une bande continue. CYCL est une plaque annulaire représentative d'une structure à symétrie cyclique avec un faible couplage inter-secteurs qui peut être vue comme un modèle simplifié d'une structure à aubes non liées.

Modélisations.

Les résultats de l'analyse modale de chaque structure par quatre méthodes différentes sont comparés:

• direct FEM: analyse modale de la structure complète non réduite, les structures testées étant relativement simples, ce type d'analyse reste possible.

• CS: analyse modale en symétrie cyclique, cette méthode suppose que tous les secteurs soient identiques est n'est donc pas utilisable pour les structures désaccordées.

• MR, Modal Reduction: analyse modale de la structure complète réduite par décomposition modale, cette méthode est basée sur l'hypothèse que les modes du système désaccordé s'expriment comme une combinaison linéaire des modes du système accordé. Les modes de la base sont obtenus par analyse en symétrie cyclique du système accordé.

• CB: analyse modale de la structure complète réduite par la méthode de Craig&Bampton. Cette méthode, **[CRA68, JAC97]**, est bien adaptée au cas des structures désaccordées. Chaque secteur est considéré comme une sous-structure et les équations de cette sous-structure sont projetées sur une base de Craig&Bampton propre à celle-ci, i.e. tenant compte de l'éventuel désaccordage.

AXI et CYCL sont considérées comme un assemblage de 20 secteurs, (N = 20), maillés par des éléments solides à 20 nœuds. Les analyses sont réalisées avec ANSYS® et

CORIODYN, code développé au Laboratoire de Mécanique des Structures et amélioré dans le cadre de la collaboration LMSt/HPT (Heat and Power Technology – Royal Institute of Technology – Stockholm – Suède) [Thèse de F. Moyroud en cotutelle, **MOY98**].



Figure I.8 *Plaque AXI*. **Figure I.9** *Plaque CYCL*.

Efficacité des réductions.

Les tailles des quatre modèles sont reportées dans le Tableau I.1. La meilleure réduction est obtenue avec le modèle MR: 99% de réduction du nombre de degrés de liberté par rapport au modèle direct FEM. Le modèle CBSR conduit à une réduction de 80 à 90%. Le nombre de degrés de liberté du modèle CS est de l'ordre de 2/N fois le nombre de degrés de liberté du modèle complet non réduit.

L'expérience montre que le calcul des matrices de transformations et des matrices réduites représente entre 50 et 80% du temps total de calcul. Par conséquent, des améliorations dans les algorithmes associés (parallèlisation, vectorisation, méthode des perturbations, ...) permettent de larges réductions des temps de calcul.

Modèles	AXI	CYCL
Direct FEM (réf.)	10080	9600
CS	1188	1020
Réduction MR	80	80
Réduction CBSR	2080	880

Tableau I.1

Nombre de degrés de liberté des modèles direct FEM, CS, MR et CBSR.

Vibrations libres des systèmes accordés.

Les fréquences et les modes de première flexion (zéro cercle nodal, 0 à 6 diamètres nodaux) des systèmes accordés sont donnés dans le Tableau I.2. Ils sont classés par nombre de diamètres nodaux croissant plutôt que par fréquences croissantes. Dans le cas de systèmes accordés, les résultats sont obtenus avec la même précision quelle que soit la méthode utilisée.

AXI		CYCL	
Modes (*)	(Hz)	Modes (*)	(<i>Hz</i>)
1 (1F-OD)	248.9	1 (IF-OD)	252.6
2, 3 (IF-1D)	252.7	2, 3 (IF-1D)	254.1
4, 5 (1F-2D)	275.1	4, 5 (1F-2D)	258.9
6, 7 (1F-3D)	340.1	6, 7 (1F-3D)	267.8
8, 9 (1F-4D)	462.8	8, 9 (1F-4D)	281.1
10, 11 (1F-5D)	643.1	10, 11 (1F-5D)	298.2
12, 13 (IF-6D)	875.7	12, 13 (IF-6D)	317.1

Tableau I.2

Fréquences des plaques AXI et CYCL accordées pour les modes de première flexion (1F) et 0 à 6 diamètres nodaux. (*): configuration du mode.

Vibrations libres des systèmes désaccordés.

AXI et CYCL sont désaccordées suivant la configuration proposée: $e_0=\pm 0.1$ ce qui représente une modification de 10% de la raideur du secteur de référence. Un tel

désaccordage est très supérieur à ce qui est généralement rencontré sur les rotors industriels: l'objectif est ici d'étudier la sensibilité des deux cas tests à une large gamme de désaccordage.

	$AXI \ e_0 = +0.1$		$CYCL e_0 =$	-0.1
Mode	Direct FEM	MR, CB	Direct FEM	MR, CB
1	249.38	249.38	250.68	250.63
2	252.88	252.88	253.28	253.23
3	253.97	253.97	254.06	254.00
4	275.57	275.57	257.93	257.87
5	276.08	276.08	258.79	258.72

Tableau I.3

Comparaison des cinq premières fréquences des systèmes désaccordés pour les modèles direct FEM et MR, CB.

- Plaque AXI. Les cinq premières fréquences de AXI désaccordée sont données dans le Tableau I.3. Les modes ne sont pas identifiés en terme de diamètres nodaux, en effet ceux-ci, en raison du désaccordage, sont des combinaisons de plusieurs modes aux nombres de diamètres différents (couplage de différents ordres de Fourier). Les réductions n'affectent pas la précision des prévisions sur les premières fréquences et les fréquences calculées diffèrent peu de celles du système accordé. Les modes sont sensibles au désaccordage.

- Plaque CYCL. Les conclusions précédentes restent valables. Cependant il convient de noter la très forte sensibilité des modes au désaccordage en raison du faible couplage. La Figure I.10 montre la forte localisation de l'énergie vibratoire sur quelques aubes autour du secteur désaccordé. Cela a pour conséquence de fortes amplitudes de vibrations et la possibilité de rupture.



Figure I.10

Premier mode de AXI et CYCL désaccordées, 0 indique le secteur de référence.

Conclusions

Les techniques de réduction mises en œuvre dans [MOY00] se montrent tout à fait capables de prévoir le comportement dynamique, fréquences et modes, de structures de façon précise, avec des temps de calcul minimisés et quel que soit le niveau de couplage inter-secteurs. La méthode de symétrie cyclique ne permet pas la prise en compte efficace du désaccordage. La base modale ainsi obtenue peut être utilisée pour projeter les modes de la structure désaccordée mais cette base couple tous les ordres de Fourier et ne présente donc que peu d'intérêt pour un désaccordage quelconque. L'approche de Craig&Bampton est adaptée aux systèmes désaccordés mais reste lourde. Elle est compétitive pour la modélisation des ensembles disques-aubes liées car elle présente l'avantage de pouvoir être utilisée, dans le cas de contact entre nageoires, pour modéliser les contraintes de frottement par des éléments non linéaires, grâce à la conservation des degrés de liberté physiques d'interfaces. La méthode de réduction modale est nettement la plus efficace, du point de vue de la minimisation de la taille des modèles. Les modes de la base utilisée (modes de structure accordée) peuvent être calculés plus rapidement en utilisant les propriétés de symétrie cyclique. La réduction modale se montre capable de rendre compte de modes fortement localisés en raison du désaccordage, à condition que la base modale soit suffisamment riche en termes de cercles et diamètres nodaux.

De manière tout à fait classique, la sensibilité au désaccordage est beaucoup plus faible pour les fréquences que pour les déformées modales. Les modes ne sont pas purs et le désaccordage peut provoquer une concentration de l'énergie vibratoire, celle-ci étant d'autant plus nette que le couplage est faible.

I.2.b. Dispositifs de liaisonnement.

Les dispositifs de liaisonnement couplent les aubes entre elles. Ils conditionnent non seulement la sensibilité de la structure au désaccordage mais aussi les amplitudes de réponses. Ces dispositifs font l'objet d'attentions particulières depuis de nombreuses années. Ont contribué à ces travaux, essentiellement liés au domaine aéronautique, entre autres, Srinivasan (UTRC, USA, [SRI83, SRI96]) Ewins (Collège Impérial de Londres Angleterre, [SAN96, SAN97, SAN99, PET02]), Berthillier et Toufine (SNECMA, France, [TOU96, BER98b, TOU99]), Sextro (Université d'Hanovre, Allemagne, [PAN02, SEX02]) ou encore Menq (Université de l'état de l'Ohio, USA, [MEN85, YAN98a-b, CHE00]) et Griffin (Université Carnegie-Mellon de Pittsburgh, USA, [BAZ86, WAG89, YAN95]).

Différents dispositifs de liaisonnement.

Trois types de dispositifs de liaisonnement peuvent être distingués: ceux qui apportent de la rigidité à la structure, ceux qui dissipent de l'énergie et enfin ceux qui ont un rôle double, les dispositifs raidisseurs-amortisseurs.

Les dispositifs raidisseurs, comme les bandes continues en tête d'aubes par exemple, permettent de rejeter les fréquences naturelles en dehors du domaine de fonctionnement et ainsi d'éviter tout risque de fonctionnement en résonance. Les techniques classiques permettent bien de rendre compte du comportement linéaire associé à ce type de dispositif.

Le second type de dispositifs, comme les fils amortisseurs, permet de limiter les amplitudes vibratoires en augmentant l'amortissement mais n'apporte pas ou peu de raideur supplémentaire et ne modifie pas sensiblement les modes de l'aube. La dissipation a le plus souvent lieu au niveau du pied d'aube (en queue d'aronde ou sapin) ou de la plate-forme [TOU97, YAN98b] par le biais des contacts disque-aube ou aube-aube. En pied d'aube, les amplitudes de vibration, et donc la dissipation d'énergie sont généralement faibles, et diminuent avec la mise en charge de l'interface de contact par les efforts centrifuges [SIN00] : Pressions de contact, déplacements, déformations et contraintes sont données par

les formules de Hertz (1882). La difficulté principale réside dans la géométrie et les déformations des surfaces en contact **[SEX00]**. Les frotteurs sous plates-formes (masselottes, "cottage roof dampers"), placés entre deux aubes et mis en contact avec celles-ci par les forces centrifuges permettent un apport dissipatif souvent indispensable. L'étude de ces dispositifs est complexe en raison de la présence de deux interfaces de contact aube-masselotte et du couplage dynamique qui existe entre les trois solides (deux aubes, une masselotte). Ignorer ce couplage conduit à une mauvaise estimation de l'amortissement équivalent, **[YAN98a, YAN98b]**.

Le troisième type de dispositifs, qui apporte amortissement par frottement sec et raideur, permet non seulement de limiter les amplitudes vibratoires mais également de limiter les risques de flottement aéroélastique ou de repousser les fréquences de résonance en dehors des zones excitables. Les déformées sont sensiblement modifiées par ces dispositifs. Placées entre deux aubes adjacentes, les nageoires situées entre 65 et 80 % de la hauteur de l'aube ou en tête d'aubes couplent les déformations des aubes. L'amplitude relative peut être grande (premier ou second mode de flexion, aubes élancées) si le déphasage est important, donc si l'on considère des modes à fort nombre de diamètres nodaux. Le problème est de type dynamique et concerne les vitesses et déplacements au cours d'un cycle de vibration. Des modèles à deux poutres sont utilisés pour l'étude du contact seul **[YAN99a, CHEN99]** mais pour l'étude du comportement dynamique des aubes, il est nécessaire de disposer d'un modèle complet prenant en compte les N couplages inter aubes et les N mouvements vibratoires. Les modèles et les temps de calcul deviennent alors très importants.

Les dispositifs de type nageoires semblent les plus efficaces pour l'apport d'amortissement par frottement sec. Cependant ils ne peuvent s'adapter à toutes les utilisations et doivent être conçus avec un soin particulier car ils perturbent l'écoulement des fluides et peuvent réduire sensiblement le rendement de l'étage considéré. Le comportement dynamique complexe associé à leur aspect non linéaire n'a pas permis jusqu'ici l'obtention d'une modélisation à la fois précise et suffisamment légère pour permettre une prévision correcte du comportement dynamique de structures réelles.



Figure I.11

Détail d'une rangée d'aubes liaisonnées par nageoires (turbine Thermodyn) et schéma de principe.

Etude d'un dispositif de type nageoire.

La présence d'un dispositif de type nageoire mettant en jeu du frottement sec induit un comportement dynamique de la structure tout à fait spécifique. Les articles **[BER98b]** et **[TOU99]** donnent une analyse fine de l'impact du frottement sec sur le comportement d'un système simple. Ces études présentent plusieurs points forts: un dispositif et des résultats expérimentaux de référence et une comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques.

Le dispositif expérimental utilisé dans ce cas comprend une poutre encastrée libre et un frotteur (Figure I.12). Un pot d'excitation et deux accéléromètres instrumentent la poutre. Le premier mode de la poutre sans frotteur (désigné ensuite comme "libre") se situe à 25,4Hz et avec le frotteur collé (désigné ensuite comme "bloqué") à 35,1Hz. La force délivrée par le pot (P) est variable ainsi que la force normale au contact (Fn).



Figure I.12 Dispositif expérimental [**BER98b**].

Les fonctions de transfert de la structure sont tracées expérimentalement en mesurant le déplacement en bout de poutre U₁ pour une force normale Fn de 372,8 Newtons et P variant de 0,938 à 38,438 Newtons (Figure I.13, ordonnée en 10^{-5} m/N). Les fortes amplitudes de réponses associées aux deux fréquences désignées ci-dessus sont clairement visibles. Ces deux états quasi linéaires bornent le domaine de fonctionnement du frotteur.

En parallèle, des modèles éléments finis ont été développés avec le logiciel SAMCEF®. Ces modèles sont recalés sur la première flexion expérimentale. Sur ces modèles, sont réalisées des analyses modales "libre" ou "bloqué" (le frotteur est alors modélisé par un ressort très raide: $2,4.10^7$ N/m) et des réponses forcées dans le domaine fréquentiel ou temporel. Les résultats de ces analyses sont portés Figure I.14 (ordonnée en 10^{-4} m/N).



Figure I.13 *Résultats expérimentaux [BER98b].*



Figure I.14

Résultats numériques [BER98b].
Ces études sont limitées au premier mode de flexion d'une poutre encastrée libre frottant sur un bâti fixe. Elles font apparaître 3 régimes de fonctionnement pour le frotteur selon la valeur du rapport force d'excitation / force normale :

• Pour de faibles forces d'excitation (P/Fn<6.10⁻³), le frotteur est bloqué ; la fréquence de résonance est constante et tend vers celle du mode "bloqué" (la plus élevée). L'amplitude est proportionnelle à la force d'excitation : le mouvement est linéaire.

• Pour des forces d'excitation importantes (P/Fn>45.10⁻³), le frotteur glisse ; la fréquence tend vers celle du mode "libre" (la plus basse); le mouvement est quasi-linéaire et l'énergie dissipée par frottement devient négligeable devant celle perdue par amortissement visqueux.

• Pour des forces d'excitation intermédiaires (6.10⁻³<P/Fn<45.10⁻³), le frotteur glisse et se bloque de façon aléatoire; les pics de résonance s'aplatissent et les fréquences diminuent quand l'excitation croît; le mouvement est fortement non linéaire et l'efficacité du frotteur est maximale grâce au déphasage introduit durant la phase de frottement-adhérence (stick-slip).

La faible étendue de la zone d'efficacité du frotteur (3) souligne la nécessité de développer des outils spécifiques pour la prévision du comportement dynamique (fréquences et amplitudes) des structures en présence de frottement sec et ceci afin d'affiner la conception des dispositifs de type nageoires La comparaison des résultats numériques et expérimentaux montre que de tels outils sont efficaces mais que la modélisation très fine du frottement sec pénalise généralement lourdement les temps de calculs et force d'avoir recours à des techniques numériques adaptées.

Approches simplifiées.

De nombreux auteurs, **[ZMI95, JAC97, SZW99, MOY00]**, donnant priorité au comportement dynamique global de l'ensemble d'aubes liaisonnées plutôt qu'aux mécanismes de dissipation du contact, modélisent ce dernier par une modification des conditions limites de chaque secteur. Les surfaces en contact peuvent être totalement découplées (pas de contact), couplées dans la direction normale au plan de contact (glissement) ou couplées dans toutes les directions (encastrement). Les conditions cinématiques imposées aux contacts peuvent découler des résultats d'un calcul statique: par exemple **[SZW99]** couple les points des surfaces de contact où la pression est supérieure à un seuil défini. La littérature fait également état de modèles linéarisés où le contact est

INSA LYON

JULIEN RAVOUX

modélisé par une raideur équivalente. Cette approche peut fournir des résultats satisfaisants sur le comportement des systèmes en terme de fréquences et modes sans affecter les temps de calculs mais ne permet pas de rendre compte des effets dissipatifs liés au frottement.

A l'opposé, **[YAN96, CHEN00]** proposent des modélisations très fines du contact, le plus souvent en simplifiant à l'extrême les systèmes mécaniques (une seule aube, système à quelques degrés de liberté) afin de conserver des temps de calculs non linéaires raisonnables.

Modélisation du frottement.

Lorsqu'une pression de contact existe entre deux surfaces, le frottement sec se traduit par une force transverse dépendante, en amplitude et en direction, du mouvement et des vitesses relatives des deux surfaces ainsi que de la force normale. Il est nécessaire de disposer d'une relation entre les divers paramètres du contact, i.e. forces normale et transverse au contact, cinématique des surfaces (déplacement, vitesse,...), propriétés des surfaces. Cette relation doit rendre compte des phénomènes le plus finement possible sans pénaliser lourdement les temps de calculs. Tous les déplacements relatifs caractéristiques sont envisagés: les points de contact peuvent décrire une ligne dans le plan de contact, une ellipse dans ce plan **[YAN96, SAN96]** ou une ellipsoïde dans l'espace **[YAN99a, CHE00]**. La force normale est variable en fonction du temps et/ou du déplacement relatif des surfaces de contact; une modélisation tridimensionnelle autorise même la séparation des surfaces.

Loi de frottement sec.

Le frottement est tributaire de l'état des surfaces, **[FEL00]**, des propriétés des matériaux, de la présence de débris entre les surfaces, etc. mais ceci relève de recherches avancées en tribologie et compte tenu de la complexité des phénomènes, la modélisation de Coulomb, ou une de ses variantes, reste largement majoritaire.

Les premiers travaux sur le frottement sec (17 et 18^{ème} s., **[GIR99]**) établissent qu'au cours d'un déplacement imposé entre deux corps, des contraintes s'opposant au mouvement se développent au niveau de l'interface. La force tangentielle de frottement, proportionnelle à la force normale, s'applique dans la même direction et dans le sens opposé à la vitesse relative. Le coefficient de proportionnalité, appelé coefficient de frottement, μ , est généralement différent en statique et en dynamique, le coefficient statique étant supérieur au coefficient dynamique. De plus, ce dernier peut être fonction de la vitesse de glissement.

La loi de frottement sec de Coulomb (1781) est à la base de la plupart des lois rencontrées dans la littérature. Elle prévoit deux états: adhérence (déplacement relatif nul) et glissement. Trois cas doivent cependant être distingués selon la vitesse de glissement :

$F_T < \mu_{ST} \times F_N$ $\Leftrightarrow \dot{\delta} = 0$	Contact collé	Avec F_T et F_N	Force transverse et normale	
$F_T = \mu_{ST} \times F_N$	Contact glissant lent	$\delta, \dot{\delta}$	Déplacement et Vitesse relatif tangent	(I-16)
$F_T = \mu_D(\dot{\delta}) \times F_N$	Contact glissant rapide	$\mu_{\scriptscriptstyle ST},\mu_{\scriptscriptstyle D}$	Coefficient de frottement Statique, Dynamique	

La vitesse de transition, la forme de la transition et les valeurs extrêmes du paramètre n'ont pas de valeurs figées. Ceci permet d'adapter la loi de Coulomb au système considéré, au cas par cas, à partir de données expérimentales.

Le modèle de base est discontinu. Hors, pour les méthodes de résolutions numériques, il est préférable de considérer une loi continue. Il est possible de remplacer la loi discontinue par son développement en série de Fourier tronqué mais un grand nombre de termes est nécessaire pour obtenir une précision satisfaisante en l'absence d'autres hypothèses. La loi est plus généralement modifiée selon les caractéristiques du modèle:

• Les deux coefficients de frottement, statique et dynamique qui coexistent sont souvent remplacés par une fonction continue du déplacement [**BER01**] et/ou de la vitesse de glissement (plus rarement de l'accélération ou de fonctions arbitraires). Certains auteurs proposent même une expression de la force tangentielle valable sur tout le domaine, incluant l'état collé. Ces expressions sont lourdes et comportent de nombreux paramètres. Toufine, [**TOU99**], montre que les modèles ainsi modifiés tendent vers le modèle de Coulomb et que ces modifications, loi exponentielle [**WAN91**] par exemple, n'apporte pas de changement significatif au comportement prédit par la loi de frottement de Coulomb.

JULIEN RAVOUX

• Des éléments raideur amortisseur peuvent être ajoutés en série au frotteur élémentaire dans les directions normales et tangentielles afin de rendre quasi continues les relations force/déplacement. Dans le cas d'un système discret, ces éléments représentent les caractéristiques physiques de raideur et d'amortissement du système considéré mais lorsque le système est modélisé par éléments finis, raideur et amortissement de la structure sont inclus dans le modèle. Les raideurs ajoutées sont alors artificielles mais elles permettent un meilleur fonctionnement des schémas numériques (multiplicateur de Lagrange, Pénalité, [GIR99]), les valeurs des raideurs doivent cependant être choisies avec soin: des valeurs trop élevées pénalisent la convergence numérique, des valeurs trop faibles dégradent largement la modélisation du contact.

Modélisation macroscopique / microscopique.

Le frotteur de Coulomb et le système raideur - amortisseur visqueux ajouté en série, comme décrit précédemment, forment le modèle appelé macroscopique (macroslip). Les surfaces en contact sont considérées comme totalement collées ou totalement glissantes, l'amortissement naissant de l'alternance de ces phases. L'avantage de cette modélisation est clair : les non-linéaritées sont concentrées à quelques degrés de liberté ce qui pénalise peu les temps de calculs. Cette méthode est bien adaptée aux modèles simplifiés (contact point sur point).

La validité de l'approche macroscopique est remise en cause lorsque l'interface est constituée d'une aire relativement grande (contact surface / surface) et non uniformément chargée. Dans l'approche microscopique (microslip), les surfaces en contact, alors considérées comme élastiques, sont discrétisées et une loi de frottement sec de type Coulomb permet de déterminer pour chaque paire de points coïncidents l'état du contact. Les avantages de cette modélisation sont multiples : les forces normale et transverse ne sont pas à priori constantes sur l'aire de contact et une partie de celle-ci peut glisser pendant que l'autre partie reste collée. Il en résulte une prédiction plus fine du comportement du frotteur. Il est montré dans **[SAN96]** que la modélisation microslip est équivalente à un assemblage de modèles macroslip disposés en série ou en parallèle.

Cependant à chaque pas de calcul, la contrainte d'interface et l'état discret du contact doivent être remis à jour. Cet inconvénient majeur rend cette approche trop lourde pour des structures industrielles, **[MEN85]**, et l'approche macroscopique s'impose alors, **[SRI83]**. Plus récemment, en utilisant des techniques de réduction et avec l'augmentation

des moyens informatiques, cette approche a cependant donné lieu à des résultats intéressants [CSA98, MOY98].

Une excellente comparaison des deux approches est faite dans **[SAN97]** (Figure I.15 et Figure I.16). La caractéristique principale de la modélisation microslip est que la raideur tangentielle diminue quand le déplacement relatif des surfaces augmente en raison du glissement partiel, donc de la diminution de l'aire de contact collée. Pour la même raison, un amortissement existe quel que soit le déplacement relatif alors que dans la modélisation macroslip, il faut dépasser un déplacement relatif critique (X_{CR}) et initier le glissement (force transverse égale à N=µFn) pour apporter de l'amortissement maximal. Sanliturk et al. concluent que les deux modélisations donnent des résultats similaires en termes de prévision du comportement global à condition que les niveaux de réponses soient supérieurs au déplacement critique, le macroslip restant beaucoup moins lourd à mettre en œuvre. Dans le cas de déplacements inférieurs au déplacement critique, la modélisation microscopique s'impose.



Figure I.15 Force transverse en fonction du déplacement Modélisation Macroslip [**SAN97**].

Force transverse en fonction du déplacement Modélisation Microslip [SAN97].

Figure I.16

Méthodes de résolution.

Les systèmes non linéaires conduisent à une augmentation considérable des temps de calcul d'autant que les non-linéarités interdisent à priori l'utilisation des méthodes d'analyses classiques (modales ou harmoniques) et nécessitent la mise en œuvre de techniques numériques adaptées aux calculs des réponses forcées: méthodes fréquentielles ou d'intégrations temporelles. Les relations du paragraphe I.1.a (rappelées ci-dessous, (I-17) à (I-19)) permettent de calculer la réponse forcée d'un système mécanique incluant du frottement. De manière classique, le déplacement total $\{\delta\}$ est décomposé en un déplacement statique $\{\delta_{st}\}$ et un petit déplacement oscillatoire $\{\delta_{vib}\}$ autour de cette position d'équilibre. Le calcul du déplacement statique doit prendre en compte les effets de la rotation et du contact (vecteur $\{F_C\}$): Il ne peut se faire simplement par un processus itératif de type Newton-Raphson mais doit inclure également une mise en charge incrémentale.

$$[\mathbf{M}]\{\dot{\delta}\} + [\mathbf{C}]\{\dot{\delta}\} + [K_E + K_G(\sigma) + K_S]\{\delta\} = \{\mathbf{F}_{\mathbf{C}}(\Omega^2, \delta)\} + \{\mathbf{F}_{\mathbf{E}}\}$$
(I-17)

$$[K_E + K_G(\sigma) + K_S] \{\delta_{\mathrm{St}}\} = \{F_C(\Omega^2, \delta_{\mathrm{St}})\}$$
(I-18)

$$[\mathbf{M}]\{\dot{\boldsymbol{\delta}}_{vib}\} + [\mathbf{C}]\{\dot{\boldsymbol{\delta}}_{vib}\} + [[\mathbf{K}_{\mathrm{E}}] + [\mathbf{K}_{\mathrm{G}}] + [\mathbf{K}_{\mathrm{S}}]]\{\boldsymbol{\delta}_{vib}\} = \{F_{E}\}$$
(I-19)

Dans les travaux parmi les plus anciens sur le sujet, des solutions temporelles exactes sont trouvées analytiquement pour des cas simples en régime établi. Ces méthodes exactes donnent vraisemblablement de bons résultats, **[CHE02]**, mais deviennent extrêmement difficiles à mettre en œuvre dans le cas de systèmes à plusieurs degrés de liberté et/ou plusieurs frotteurs et ne permettent pas d'envisager les excitations non harmoniques.

Les méthodes d'intégration numérique dans le domaine temporel (explicites : Runge-Kutta ordre 4, différences centrées, Galerkin-Newton-Raphson ou implicites : Newmark, à pas variable ou fixe...) ne présentent pas ces inconvénients et permettent même l'utilisation de lois de frottement très sophistiquées. L'intégration directe ne modifie pas la forme de l'équation à résoudre et permet de déterminer pas à pas les vecteurs déplacement, vitesse et accélération. Le pas de temps est l'élément déterminant quant à l'efficacité de ces méthodes, [GIR99] : trop grand, les résultats sont erronés; trop petit, les temps de calculs deviennent prohibitifs. Le pas de temps optimal, ainsi que la durée du régime transitoire, dépendent des conditions de simulation, rendant les études paramétriques difficiles. De plus, pour permettre une convergence satisfaisante de ces schémas, les raideurs de contact évoquées précédemment sont indispensables afin d'éviter les pics d'accélération non physiques qui sont les causes principales des divergences observées. Parmi les méthodes existantes, la méthode de Newmark est souvent retenue parce qu'elle peut être inconditionnellement stable, [GIR99], et pour son efficacité concernant les systèmes du second ordre : les méthodes d'ordre supérieur n'apportent pas d'améliorations sensibles parce que la dérivée de la force de contact est discontinue **[YAN95]**. Les méthodes temporelles restent cependant extrêmement lourdes en termes de temps de calcul ce qui explique qu'elles ne soient employées que sur des modèles simples ou en combinaison avec des techniques de réduction adaptées **[BER98b**, **TOU96]**.

Dans ce contexte, de nombreuses études ont été réalisées afin de trouver des méthodes approchées mais efficaces dans le domaine fréquentiel. La méthode de bilan harmonique (Harmonic Balance Method, notée HBM) couplée aux FFT, ou une de ses variantes, est la plus couramment utilisée [BAZ86, YAN95, SAN97, CHE00]. L'excitation et la réponse sont exprimées sous formes de série de Fourier. Les équations peuvent alors être résolues en égalant les coefficients correspondants à la même harmonique. Le nombre d'harmoniques retenues doit être choisi avec soin: il faut en retenir peu pour obtenir des temps de calcul raisonnables mais suffisamment pour obtenir un comportement dynamique correct. La HBM de premier ordre, correspondant au cas linéaire, est très rapide (50 à 200 fois plus rapide que les méthodes temporelles [SLA99]) et efficace mais reste limitée par le fait que les termes d'harmoniques supérieures doivent être négligeables devant le terme fondamental. Il est en particulier impossible de rendre compte des phénomènes non linéaires comme le stick-slip (plusieurs états "collé" au cours d'un cycle de vibration, amortissement important). Les HBM d'ordre élevé (ou MHBM, Multi-Harmonic Balance Method) sont mieux adaptées aux cas non linéaires mais les temps de calculs croissent de façon géométrique avec le nombre d'harmoniques retenu [PIE85].

Les effets du frottement peuvent être considérés soit comme des efforts externes, soit comme une modification locale de la raideur et de l'amortissement interne. Dans les deux cas, les équations (I-20), découplées selon les harmoniques, sont non linéaires et sont résolues itérativement par un algorithme de Newton-Raphson. Les équations peuvent être trouvées dans la plupart des articles sur le sujet, par exemple [**YAN99**, **CHE99**, **CHE00**].

$$[[K]-\omega^{2}[M]+i\omega[C]]\{\delta\}=\{F_{E}\}$$
(I-20)

La première approche (efforts externes) nécessite un plus grand nombre d'itérations puisqu'elle ne tient pas compte de la proportionnalité Force/Déplacement dans le cas où le contact est collé. La seconde approche (modification locale) semble mieux adaptée au domaine fréquentiel et permet avec les HBM une convergence rapide **[SAN96]**. En effet dans le cas d'une réponse en régime établi, la raideur complexe est constante car fonction uniquement de l'amplitude du déplacement relatif. La clé de la performance de tous les algorithmes, temporels ou fréquentiels, réside dans l'identification des transitions entre les états "collé" et "glissant". La plupart des algorithmes teste la valeur de la force tangentielle: si celle-ci est supérieure au maximum donné par la loi de frottement, de nouvelles itérations sont nécessaires pour trouver le point de changement d'état. Yang et al. **[YAN98a, YAN98b]** proposent un critère de transition analytique réduisant ainsi le nombre d'itérations.

Réduction de la taille des modèles.

Même avec une méthode adaptée et un algorithme optimisé, le calcul de la réponse forcée d'un système mécanique incluant du frottement sec reste lourd. Afin de minimiser les coûts de calcul, la taille du modèle doit être réduite.

La méthode de réduction modale telle qu'elle est présentée au paragraphe I.1.c n'est utilisable que sur des systèmes très faiblement non linéaires puisque les déplacements sont projetés dans une base modale constituée seulement de quelque modes linéaires: la déformée non linéaire doit pouvoir être décrite avec une bonne approximation par une combinaison linéaire des modes retenus. Quelques auteurs, **[SHA99, PES02]**, proposent d'établir une base de modes orthogonaux non linéaires mais le calcul de ces modes suppose de connaître une expression analytique de la non-linéarité et ne concerne pour le moment que des applications très simplifiées.

Bien que la méthode de sous-structuration dynamique de Craig&Bampton soit adaptée aux sous-structures linéaires, elle présente cependant un avantage pratique dans le cas de la modélisation de structures à non-linéarités localisées: la conservation de degrés de liberté d'interfaces physiques permet de lier les sous-structures entre elles par des nonlinéarités telles que les éléments de contact. Un modèle unique permet alors de prendre en compte les contacts sur toute leur plage de fonctionnement (de l'état collé à purement glissant) à un coût raisonnable à condition que la base de Craig&Bampton utilisée soit suffisamment riche pour bien décrire les modes de la structure quel que soit l'état du contact. Les résultats de [**BER98b**] et [**TOU99**] concernant une poutre encastrée libre équipée de frotteurs montrent que la réduction de C&B est efficace et robuste lorsqu'elle est associée à des techniques numériques adaptées dans le domaine fréquentiel ou temporel.

40

I.3. Conclusions - Positionnement de l'étude.

La prévision des fréquences et modes des ensembles aubés fait appel à des techniques désormais classiques. Cependant devant les exigences croissantes de fiabilité et de flexibilité, la prévision des seules fréquences et modes s'avère insuffisante: la prévision des niveaux de vibration est nécessaire, notamment aux études de durée de vie. Les amplitudes de vibration sont conditionnées par les phénomènes dissipatifs qui peuvent être naturels (généralement négligeables) ou liés à des dispositifs spécifiques. Les applications les plus développées concernent les frotteurs sous plates-formes. Elles montrent que ces dispositifs apportent de l'amortissement mais modifient peu l'organisation vibratoire des systèmes. Les résultats ainsi obtenus ne sont pas aisément transposables au cas des aubes liaisonnées par nageoires pour lesquelles les connaissances restent incomplètes:

• Si le problème de 1 aube / 1 frotteur est traité, ce n'est pas le cas pour n aubes / n frotteurs. Les informations sur l'organisation des vibrations (diamètres nodaux couplés ou non, vibrations par paquet...) dans de tels systèmes en fonction des états possibles des contacts sont donc parcellaires et la possibilité d'un désaccordage lié aux frotteurs (comportements non uniformes dus aux différences géométriques ou de mise en charge), n'a pas été jusqu'ici étudiée.

• La majeure partie des travaux concerne encore souvent des applications simplifiées, limitées à quelques degrés de liberté, qui sont difficilement assimilables à des structures réelles. Afin d'étudier des structures industrielles, l'effort concernant les techniques de réductions doit être poursuivi. L'objectif à atteindre est d'obtenir une réduction maximale de la taille des modèles sans perte d'informations et, en particulier, de vérifier si les méthodes classiques restent utilisables même si les hypothèses de base ne sont pas respectées en toute rigueur.

• Les résultats numériques présentés ne sont que très rarement confrontés à des résultats issus de l'expérimentation. Une telle confrontation permettrait la validation des différents codes de calculs.

Dans ce contexte, cette étude concerne donc les aubages liaisonnés par nageoires et propose une double démarche numérique / expérimentale autour d'une structure représentative d'un cas industriel.

II. PRÉSENTATION DU DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL

Compte tenu de l'état actuel des connaissances et de la complexité des phénomènes considérés, il est indispensable de disposer d'un dispositif expérimental représentatif d'une roue aubée industrielle afin de mettre en évidence ces phénomènes et de valider les modèles numériques nécessaires. Ce paragraphe présente les caractéristiques principales du dispositif expérimental développé et la mise en œuvre des mesures réalisées dans le cadre du présent travail.

II.1. Cahier des charges.

Les spécificités imposées au dispositif expérimental conçu sont les suivantes:

• Le dispositif doit être représentatif d'une rangée d'aubes liaisonnées, tout en restant le plus simple possible;

• Les aubes doivent être parallélépipédiques, montées sur un disque et liées entre elles par des nageoires.

• Les nageoires doivent pouvoir être considérées encastrées sur les aubes.

• Les nageoires doivent avoir des dimensions permettant de les instrumenter par des techniques d'extensomètrie (épaisseur > 4 mm); de supporter les chargements envisagés; d'obtenir des niveaux de déformations significatifs (supérieurs à 10 μ déf.) même dans les cas de chargements relativement faibles afin de pouvoir remonter ainsi à l'effort normal au contact.

• Les fréquences associées aux deux premiers modes de flexion des aubes doivent être inférieures à 2 500 Hertz pour des raisons pratiques d'excitation et de mesures.

• Le système de mise en contact des nageoires doit être pratique et rapide. Il doit permettre de faire varier la pression au contact dans une gamme suffisamment large ([0, 1 500]N) tout en assurant un bon encastrement en pied d'aubes.

• Le chargement de chaque contact doit pouvoir être considéré constant au cours des cycles de vibration ; ce qui implique que la surface de contact doit être perpendiculaire à la direction principale de vibrations.

• La qualité de fabrication de l'ensemble doit être élevée pour éviter l'apparition de sur contraintes résiduelles, dues à un usinage trop rapide, dans les aubes et ainsi obtenir un accordage optimal du système.

II.2. Description du dispositif.

La conception du dispositif a été réalisée en collaboration avec la société **Thermodyn** (Le Creusot, 71), division de Nuovo Pignone / General Electric, dont l'expérience a permis à la fois de concevoir un dispositif optimal dans le respect du cahier des charges et d'assurer sa représentativité.

Les impératifs de montage et d'encombrement liés à la réalisation de l'encastrement et au dispositif de mise en charge des interfaces ont largement conditionné le choix du nombre d'aubes et ont conduit à la création d'un prototype composé de 13 poutres et 26 nageoires. La géométrie des aubes et des nageoires est simplifiée le plus possible. A l'extrémité des nageoires, une zone de contact plane est prévue. Les aubes ont une longueur de 150 mm, les nageoires de 45,6 mm (dimensions précisées Figure II.2). La masse d'une nageoire représente environ 20 % de la masse d'une aube. Le dispositif total a un diamètre de 450 mm pour une masse de l'ordre de 30 Kg.

Les principales difficultés rencontrées ont concerné:

 le système de mise en charge des contacts inter-nageoires. La mise en charge du contact se fait par l'intermédiaire de deux vis venant prendre appui sur une goupille traversant l'alésage usiné dans la partie cylindrique du pied d'aube (Figure II.1, Figure II.2 et Figure II.3). Ces deux vis sont reprises sur le disque rigide sur lequel sont fixées les aubes. La rotation de l'aube peut être réglée entre plus et moins 2,8 degrés ce qui permet des forces de contact maximales d'environ 1800N et des déformations maximales de l'ordre de 1000 µdéf.

• l'encastrement en pied d'aube. Un système de blocage par 4 vis de la base rectangulaire en pied d'aubes est créé (Figure II.2 inférieure). Le moyeu de support présente alors des "facettes" (méplats) afin d'assurer un contact plan sur plan, gage d'un bon encastrement.



Figure II.1 Schéma de principe de la mise en charge.

La mise en charge des contacts par torsion des aubes induit des contraintes élevées en pied d'aubes. Le résultat du calcul de la contrainte équivalente de Von Mises maximale est d'environ 600Mpa. Le choix du matériau se fait donc en faveur d'un acier haute performance, de limite élastique élevée, exploité industriellement et résistant à la corrosion: le Z12CNDV12 (acier à 0,12% de Carbone, fortement allié, à 12% de Chrome, inoxydable, de limite élastique à 0,2% $Rp_{0.2\%} = 735$ Mpa, de module d'Young $E = 201\ 000\ MPa$). La qualité requise pour les poutres a nécessité un usinage par électroérosion à partir d'un seul bloc de cet acier.

Les plans (Figure II.2 et Figure II.3), une photo de la structure réelle (Figure II.4) et la modélisation CAO (Figure II.5) mettent en évidence les solutions retenues pour l'encastrement en pied d'aubes ainsi que le positionnement des orifices nécessaires aux vis de réglage.

La structure aubée est fixée sur une embase par des tirants traversant les 2 flasques, supérieur et inférieur, plaqués sur le moyeu (Figure II.4). L'embase a été conçue pour s'arrimer à la table de fixation d'un massif isolé de masse une tonne indispensable à la conduite d'essais vibratoires.



Figure II.2

Aube et nageoires.



Figure II.3

Mécanisme de mise en charge du contact nageoire-nageoire.



Figure II.4 *Prototype réel - contact ouvert.*

Figure II.5 *Prototype Complet CAO.*

II.3. Instrumentation – Mise en œuvre des mesures.

Compte tenu de la structure et du phénomène à étudier, il est souhaitable d'avoir accès au plus grand nombre de paramètres possibles relatifs à l'excitation, au déplacement de chaque aube, à la caractérisation de sa déformée ainsi qu'aux efforts de contacts. Cependant, les limites d'encombrement, de moyens, de temps et de capacité de traitement sont à prendre en compte. La mise en œuvre de la mesure (nombre, positionnement et nature des excitations, des capteurs, acquisition, traitements des signaux, etc.) dépendent de la mesure envisagée.

II.3.a. <u>Une aube - mesures linéaires.</u>

Les déplacements de l'aube sont mesurés par des capteurs de proximité inductifs. Un seul capteur est utilisé pour l'étude fréquentielle, alors que quatre sont nécessaires pour l'identification des déformées. La sensibilité des capteurs dépend du matériau constituant la structure. L'acier Z12CNDV12 est fortement allié au chrome et ses propriétés électromagnétiques, différentes de celles d'un acier courant, justifient l'étalonnage des capteurs afin de les utiliser dans leur domaine de mesure linéaire. Après étalonnage, les deux types de capteurs retenus ont des sensibilités de 6,98 et 3,57V/mm (8 et 4V/mm, sensibilités nominales, cf. Annexe 1).



Figure II.6

Capteur de déplacement sans contact.

Un excitateur électromagnétique (sans contact) permet d'exciter une aube sans en perturber le comportement. Un analyseur dynamique, servant également de générateur de signal, permet de tracer la réponse fréquentielle à partir d'une excitation de type balayage sinus. Les modes associés aux fréquences de résonances mesurées sont caractérisés à sinus fixe grâce à quatre capteurs de proximité qui permettent de localiser les ventres et nœuds de vibration ainsi que les déphasages associés.

II.3.b. <u>Deux ou treize aubes - mesures linéarisées.</u>

Deux paramètres conditionnent directement l'état du contact: la force transverse et la force normale au contact. Hors, La force transverse dépend de la force d'excitation et d'autres paramètres comme la position du point d'application de cette force par rapport au contact, le coefficient de frottement ou le comportement dynamique de l'aube. Ceci empêche la détermination a priori et la maîtrise au cours de la mesure de l'état du contact.

Afin de mesurer l'effort normal Fn s'exerçant au niveau des contacts, une nageoire sur deux est instrumentée à l'aide d'une jauge d'extensomètrie (Figure II.7: montage en quart de pont; Annexe 2: caractéristiques des jauges). L'étalonnage statique de la chaîne de mesure est réalisé en suspendant des masses au niveau de la surface de contact et en mesurant la tension délivrée par le conditionneur - amplificateur associé (Figure II.8). Celle-ci est proportionnelle aux déformations de la nageoire, elles-mêmes proportionnelles à la force et à la distance entre le point d'application de la force et le point de mesure. Au cours de la vibration, la surface de contact varie et le point d'application de la résultante se déplace, les mesures dynamiques sont donc incertaines ($\pm 10\%$), bien que les conditionneurs soient adaptés à ce type de mesures (bande passante de 100kHz). En statique, les treize forces normales sont mesurées avec une sensibilité moyenne de 217N/V.



Figure II.7 Instrumentation par jauges d'extensomètrie.

Etalonnage statique de la mesure de force de contact.

La sensibilité de la chaîne de mesure ne permet pas de mesurer des forces de contact inférieures à 2 Newtons et l'incertitude rencontrée sur les mesures de cet ordre de grandeur ne permet pas une bonne répétabilité des essais. La force normale de contact quantifie le "couplage" inter aubes, terme utilisé pour se rapprocher du vocabulaire employé dans la littérature.

Un ou quatre capteurs de proximité sont placés sur la longueur de chaque aube dans la limite de treize. Ils permettent de mesurer l'amplitude des déplacements dans le plan des aubes et de caractériser les modes (1^{ère} ou 2^{ème} flexion, aubes en phase ou déphasées, cf. Annexe 5). La sensibilité des capteurs de proximité utilisés (quelques micromètres) n'autorise pas la mesure de la réponse à des excitations (Fe) très faibles.

L'excitateur sans contact se révèle insuffisant pour exciter des systèmes dissipatifs (deux à treize aubes) et ne donne pas la mesure de la force d'excitation. Un excitateur électrodynamique est donc couplé à l'aube I au plus près du pied de l'aube (Figure II.10 et Annexe 4) de façon à minimiser son influence (masse ajoutée). Le pot vibrant utilisé délivre jusqu'à 90N et la force d'excitation est mesurée par une cellule de force piézoélectrique. Il est commandé en fréquence et en amplitude par un générateur dynamique de signaux. Un asservissement pilote en temps réel l'amplitude de la commande du pot pour respecter la consigne de déplacement, vitesse, accélération ou force. L'impédance de la structure variant de façon importante entre les zones de résonances et d'anti-résonances et l'asservissement étant rudimentaire et strictement borné pour éviter tous risques d'endommagement des matériels, il n'est pas possible de respecter la consigne de force est la seule observable sur toute la gamme de fréquence. La valeur de consigne de force est la seule observable sur toute la gamme de fréquence. La valeur de consigne de force d'excitation (Fe) maximale est de 5 Newtons sur la totalité de la gamme ([200-2500]Hz) et de 41 Newtons sur d'autres intervalles plus restreints.

Les mesures seront donc conduites avec des forces normales (Fn) aux contacts et une force d'excitation (Fe) nominales fixées et considérées comme constantes. Les réponses fréquentielles (rapport sans dimension des amplitudes mesurées sur Fe en fonction de la fréquence d'excitation) du système constitué des aubes I et II ou I à XIII mises en contact et excitées par le pot seront tracées par l'analyseur de signaux au cours de balayages sinus suffisamment lents pour observer le régime établi. Les caractéristiques de l'analyseur ne permettent de retenir que l'harmonique fondamentale de la réponse en fréquence: cette méthode linéarise le comportement dynamique de la structure.

II.3.c. Deux ou treize aubes - mesures non linéaires.

Le balayage sinus linéarise le comportement des structures et ne convient pas à l'étude de systèmes non linéaires, **[EWI00]**. La procédure expérimentale mise en place pour le cas de structure non linéaires (ici, non linéarités de type frottement sec) met en œuvre une chaîne de mesure qui inclue un système d'acquisition et de traitement du signal (LMS-CADA-X, 16 voies jusqu'à 12,8kHz) selon le schéma synoptique présenté Figure II.9. Cette procédure s'organise en quatre étapes:

• Excitation à sinus fixe, l'amplitude de l'excitation étant réglée (Analyseur et/ou Amplificateur) de façon à ce que le pot délivre la force d'excitation Fe désirée.

• Acquisition en fonction du temps des données provenant des différents capteurs de déplacements et mesures des amplitudes des déplacements en régime établi.

• Traitement par transformée de Fourier (FFT) des signaux acquis, identification des différentes composantes des signaux (fréquences et amplitudes).

• Animation des déformées correspondantes à chaque composante ou au signal temporel complet, caractérisation des modes excités.

En répétant ce processus pour différentes fréquences d'excitation, il est possible de tracer point par point la réponse en fréquence du système en maîtrisant la force d'excitation (possibilité de garder Fe constant sur une gamme de fréquence) et sans perte d'informations (les harmoniques non fondamentales ne sont pas nécessairement rejetées).



Figure II.9

Schéma synoptique du dispositif expérimental.

Toutefois ce processus nécessite de nombreuses interventions et l'acquisition de volumes de données importants (plusieurs secondes à plus de 5000 points par seconde sur plusieurs voies) ainsi que le traitement des ces volumes.

II.4. Vérification du dispositif.

II.4.a. <u>Vérification du prototype.</u>

Les aubes sont tout d'abord considérées séparément comme encastrées libres, sans contact entre les frotteurs (contacts ouverts). L'accordage du système est évalué en mesurant pour chacune des treize aubes les fréquences des deux premières flexions dans le plan des surfaces de contact avec le procédé décrit au paragraphe II.3.a (capteur et excitateur sans contact).

	1 ^{ère} flexion	2 ^{ème} flexion
Valeurs moyennes	250,6 Hz	1415,8 Hz
Ecarts types	1,33 Hz	3,52 Hz

Tableau II.1

Fréquences relevées sur le prototype (cf. Annexe 3).

Les valeurs sont conformes à celles envisagées pendant la phase de conception (1F et 2F < 2500 Hz) et les écarts types calculés sur la dispersion des fréquences propres sont faibles démontrant ainsi la qualité de la réalisation et laissant espérer un ensemble accordé au mieux.

Les expérimentations d'ensemble (plusieurs aubes en contact) nécessitant l'utilisation d'un pot d'excitation électromagnétique monté sur l'aube I, les fréquences des deux premières flexions dans le plan de l'Aube I ainsi excitée sont mesurées. Bien que le pot ait été placé de façon à minimiser son influence, soit au plus près du pied de l'aube (Figure II.10), la première fréquence est tout de même abaissée d'environ 6 %, la seconde de 1,4 % (effet de masse ajoutée de l'équipage mobile).

Lors des balayages sinus, la valeur du facteur d'amortissement modal (largeur de bande à -3dB) est mesuré pour chacun des deux modes: 1^{ère} flexion: 0,33%, 2^{ème} flexion: 0,14%. L'amortissement essentiellement structural est très faible.



Figure II.10 *Pot d'excitation couplé à l'aube I.*

II.4.b. Limites de fonctionnement.

Les premières expérimentations ont montré certaines limites de fonctionnement ou points délicats quant à l'exploitation du prototype.

• Du fait du système de mise en charge par rotation des poutres, les zones de contact ne demeurent pas toujours parfaitement dans le plan perpendiculaire aux grandes faces latérales des aubes (Figure II.4).

• Le serrage des vis d'encastrement agit fortement sur l'amplitude de l'effort normal aux contacts inter – nageoires. La mise en charge uniforme sur la circonférence de la structure et la réalisation de l'encastrement en pied d'aubes sont délicates à assurer simultanément. Le compromis adopté pour remédier à cette difficulté expérimentale est de serrer partiellement et uniformément la totalité des embases puis de mettre en chargement les contacts sans retoucher à l'encastrement. L'expérience montre qu'ainsi la qualité de l'encastrement n'influe pas sur la qualité des mesures.

JULIEN RAVOUX

• Le moyeu n'est pas infiniment rigide en raison de sa forme dictée notamment par la conception du dispositif de mise en charge et apporte de la souplesse en pied d'aubes. Celles-ci ne peuvent donc pas strictement être considérées comme encastrées libres. Les fréquences propres du moyeu sont cependant en dehors de la plage de fréquence considérée [200-2500Hz].

• Le fait d'avoir 13 aubes et 26 nageoires nécessite des moyens expérimentaux conséquents (en terme de nombre de capteurs, d'acquisition multi-voies) et induit un temps de mise en œuvre important (temps d'accordage du système, branchements, traitements, ...). De plus, le fait que le nombre d'aubes soit impair rend l'observation des déformées modales difficile, en particulier lors de l'identification des diamètres nodaux.

II.5. Conclusions.

Le système d'aubes liaisonnées par nageoires du dispositif expérimental conçu, bien que simplifié, est représentatif d'une structure industrielle. Cette représentativité permet de mettre en évidence les phénomènes complexes liés au frottement sec et au liaisonnement des aubes. Des mesures préliminaires ont permis de vérifier la conformité du dispositif par rapport au cahier des charges établi, notamment au niveau des fréquences naturelles et de l'accordage, et de déterminer les plages d'utilisation de celui-ci afin d'en assurer une utilisation optimale. Les résultats issus de l'exploitation du dispositif sont présentés dans les chapitres suivants.

III. <u>APPROCHE LINÉAIRE</u>

Compte tenu des difficultés de mise en œuvre et de la complexité des phénomènes liés aux dispositifs raidisseurs-amortisseurs de type nageoires, une analyse linéaire approfondie du système considéré est indispensable pour, en premier lieu, valider le dispositif expérimental puis recaler les modèles numériques. De plus, une telle analyse permet de mettre en évidence les deux configurations limites du système dans lesquelles le contact est purement glissant ou complètement bloqué.

Les aspects expérimentaux et numériques sont considérés successivement:

• L'étude expérimentale linéaire est donc centrée sur les fréquences et modes du système réel en configuration bloquée. En effet, le cas purement glissant est obtenu en ouvrant les contacts: cette configuration où les aubes sont isolées a déjà été étudiée au chapitre précédent.

• Numériquement, les deux cas limites sont facilement reproductibles et leur aspect linéaire rend les calculs quasi immédiats. Ils présentent surtout l'avantage de borner le comportement de la structure et donc le domaine d'étude, les comportements non linéaires se situant entre ces deux états extrêmes.

III.1. Aspect Expérimental.

Des analyses sont réalisées pour déterminer quels paramètres influencent principalement le comportement dynamique du système. Une structure constituée de 2 aubes flexibles en contact (un seul contact) est considérée préalablement à l'étude du système complet 13 aubes, 13 contacts, afin de faciliter l'interprétation des résultats.



III.1.a. Deux aubes.

Figure III.1

Système instrumenté de deux aubes mises en contact.

Analyse à force normale constante.

Les aubes I et II sont mises en contact, la force normale constante est arbitrairement fixée par serrage à 250 Newtons. Ce couplage, bien que modeste en regard des 1800 Newtons possibles, permet de bloquer le contact pour les forces d'excitation considérées. Deux tests sont entrepris successivement avec une force d'excitation de 5 puis de 41 Newtons sur deux intervalles de fréquences ([200-600] et [1300-1700]Hz) correspondant aux deux premiers modes de flexion dans le plan (1F / 2F cf. Annexe 3). Ces forces d'excitation sont les forces maximales imposables respectivement sur toute la gamme de fréquence et sur les deux intervalles proposés.



Figure III.2

Schématisation des deux premiers modes de flexion (1F et 2F) d'une poutre.



Influence de la force d'excitation sur la réponse en fréquence de 2 aubes sur deux bandes fréquentielles distinctes.

Même si les forces d'excitation correspondant aux deux cas considérés sont en rapport d'un facteur huit environ (41/5), les amplitudes de vibrations normées par la force d'excitation ne sont pas remarquablement modifiées pour les trois modes identifiés (1F en phase 270Hz; 2F déphasé doublé 1400-1410Hz et 2F en phase 1670Hz). Ceci montre un comportement quasi linéaire. Le dédoublement des pics est l'effet du désaccordage lié à l'ajout de masse induit par le pot d'excitation. Il est plus marqué quand la force d'excitation augmente. Malgré le couplage modeste, la configuration "bloquée" est facilement obtenue.

Compte tenu de la force normale imposée (Fn=250N), la variation de la force d'excitation dans les limites d'utilisation des moyens expérimentaux (5N<Fe<45N) ne permet pas d'envisager le changement de l'état du contact. Le glissement pourrait être obtenu avec des forces d'excitation très importantes non disponibles expérimentalement.

Analyse à force d'excitation constante.

Des mesures sont conduites à un niveau de force d'excitation facile à maintenir (Fe=5N) ce qui permet d'élargir les bandes fréquentielles exploitables (1F: [200-600] et 2F: [1300-1850] Hertz) en considérant différentes forces normales Fn comprises entre 245 et 1 172 Newtons (maximum théorique 1 800N). L'état bloqué est maintenu grâce à une force d'excitation faible et des forces normales croissantes.

Les résultats obtenus dans ce cas sont reportés Figure III.6. A 270Hz, mode de première flexion des aubes en phase, deux groupes de pics d'amplitudes nettement différentes sont remarquables (Figure III.6 supérieure): l'amplitude de la réponse diminue quand la force normale augmente. Les plus fortes amplitudes correspondent au couplage moyen (245 et 444N), les plus faibles au couplage fort (612 à 1172N).

A des fréquences plus élevées (Figure III.6 inférieure), bien que les modes présents soient moins énergétiques que les précédents et ne puissent donc en aucun cas conduire à un état glissant du contact, deux groupes doivent ici encore être distingués. Le premier groupe, obtenu pour des couplages moyens, présente des pics correspondant aux modes 1F aubes déphasées et 2F aubes déphasées puis un pic correspondant au mode 2F aubes en phase (modes présentés en Annexe 5). Les fréquences calculées (Tableau III.5) confirment ces observations: modes 1F et 2F aubes déphasées peu distincts à proximité de 1 400Hz et mode 2F aubes en phase aux environs de 1 650Hz. Le second groupe, obtenu pour des couplages forts, comprend des modes d'amplitudes très faibles (1F et 2F aubes déphasées

très découplés) et ainsi que deux pics plus marqués M1 et M2. Le traitement des données expérimentales (identification modale et animation des modes) permet d'affirmer que:

• M1 est un mode localisé de l'aube I. S'il peut être qualifié de mode de deuxième flexion, aubes déphasées, il est caractérisé par de très faibles amplitudes de vibrations de l'aube II (Figure III.4).

• M2 est un mode localisé sur l'aube II. S'il peut être qualifié de mode de deuxième flexion, aubes en phase, il est caractérisé par de très faibles amplitudes de vibrations de l'aube I (Figure III.5).

Les figures suivantes présentent les maximums d'amplitudes des modes M1 et M2 pour les aubes I et II ainsi que leur position au repos.



Figure III.4

Figure III.5

Maximum d'amplitude de M1 1464Hz

Maximum d'amplitude de M2 1799Hz

Bien que le contact reste bloqué, il apparaît que les couplages moyens et forts apportent des changements qualitatifs au blocage. Avec les forts niveaux de couplage, le système doit être considéré non plus comme deux aubes couplées mais comme une structure continue avec ses propres modes.

L'augmentation de la pression modifie l'aire et la forme du contact et la vibration s'organise différemment. Cette évolution n'est pas continue et présente un saut: quelle que soit la force normale choisie, la courbe tracée appartient à l'un des deux groupes distingués. L'interprétation des conséquences du changement qualitatif du blocage a nécessité une étude numérique présentée au paragraphe III.2.c. Le couplage est qualifié de moyen si la rotation relative des surfaces de contact est possible, de fort si elle n'est pas possible. Les déformations locales de la nageoire induites par ces contraintes influencent largement les fréquences et modes du système.



Figure III.6

Influence de la force normale sur la réponse en fréquence de 2 aubes, (Fe=5N).

III.1.b. Système complet - phénomènes et tendance générale.

La mise en œuvre des mesures est en tous points identique à celle décrite plus haut. Seul le nombre de mesures change: 13 capteurs de déplacement équipent le prototype. Ils sont placés en tête d'aubes. De manière classique et par analogie avec les systèmes axisymétriques, les modes sont classés en fonction du nombre de diamètre nodaux qui les caractérisent. La détermination du nombre de diamètres nodaux est faite en repérant les changements de phase éventuels entre deux aubes consécutives.



Figure III.7

Système instrumenté de treize aubes mises en contact.

L'objectif est de déterminer les fréquences et modes du système complet contacts bloqués. Deux cas de couplage sont étudiés: Fn=217,5N (couplage moyen) et Fn=1087,5N, (couplage fort), les valeurs étant choisies de façon cohérente par rapport à la partie précédente. La réponse en fréquence de la structure complète est tracée dans les deux cas sur différents intervalles de fréquences et les modes associés sont identifiés pour la plupart des fréquences relevées. Le pic d'amplitude maximal se situe dans les deux cas à 249Hz et correspond au mode 1F 0D (0D: zéro diamètre nodal, toutes les aubes sont en phase). Les modes de première flexion à un, deux et trois diamètres nodaux sont présents ente 350 et 1455 Hz. A des fréquences plus élevées, des pics d'amplitudes moindres mais très nombreux et très proches apparaissent. Ce sont les modes de deuxième flexion (2F). Ceux qui ont pu être identifiés avec certitude sont présentés en fonction du nombre de diamètres nodaux (nD) (Tableau III.1 et Tableau III.2).

Fréquences (Hz)	Modes
1429	2F 6D
1475	2F 5D
1490	2F 4D
1628	2F 4D
1685	2F 3D
1691	2F 3D
1727	2F 5D
1766	2F 6D
1787	2F 2D
1800	2F 2D
2037	2F 0D

Tableau III.1

Système complet: fréquences et modes identifiés avec certitude pour Fn=217,5N et Fe=5N.

Modes
2F 6D
2F 5D
2F 5D
2F 4D
2F 4D
2F 2D
2F 0D

Tableau III.2

Système complet: fréquences et modes identifiés avec certitude pour Fn=1087,5N et Fe=5N.

Les Figure II.8 et Figure II.9 présentent la superposition des réponses fréquentielles obtenues pour chacune des treize aubes et ceci respectivement sur les intervalles [900-1300] et [1400-1800] Hz. L'examen des ces figures montre que le système faiblement couplé se caractérise par une réponse très riche alors que le système fortement couplé présente moins de composantes fréquentielles mais des amplitudes maximales plus importantes.

L'augmentation des amplitudes, caractéristique d'un système moins amorti, est conforme à l'hypothèse faite sur le changement qualitatif du blocage entre les deux états constatés (rotation relative des surfaces permises et blocage relatif total, cf. §I.2.a).

La sensibilité au désaccordage apparaît moindre dans le cas du couplage fort puisque le spectre est plus net (pics plus distincts et moins nombreux). Les modes sont dédoublés ce qui est une caractéristique des systèmes désaccordés mais l'écart entre les fréquences associées est très supérieur à ce qui est constaté généralement (Mode 2F5D dans le Tableau III.1 par exemple). Il convient donc d'examiner si le désaccordage peut être à la source des différences constatées.



Réponses en fréquence des 13 aubes pour des forces normales de 217,5 et 1087,5N (couplage moyen en haut et couplage fort en bas) sur la gamme [900-1300]Hz centrée sur le mode de première flexion à deux diamètres nodaux (1F 2D).



Réponses en fréquence des 13 aubes pour des forces normales de 217,5 et 1087,5N (couplage moyen en haut et couplage fort en bas) sur la gamme [1400-1800]Hz.

Nature et effet du désaccordage.

La Figure III.10 est analogue à la Figure III.8 mais restreinte à l'intervalle [1480-1650]Hz. La bande fréquentielle choisie permet de montrer sur le mode 2F4D, à titre d'exemple, que l'écart de fréquence entre deux modes analogues est réduit par le couplage fort.



Réponses en fréquence des 13 aubes pour des forces normales de 217,5 et 1087,5N (couplage moyen en haut et couplage fort en bas) sur la gamme [1480-1650]Hz centrée sur le mode de deuxième flexion, quatre diamètres nodaux (2F 4D).

Le désaccordage de l'aube I subissant l'influence du pot ne suffit cependant pas à expliquer l'écart entre les fréquences d'un même mode. En réalité, la répartition de l'effort sur les treize contacts n'est pas uniforme et une dispersion autour de la force normale nominale existe. Compte tenu de la difficulté de mise en œuvre du couplage et des imperfections d'instrumentation et de calibration des treize chaînes de mesures, cette dispersion ne peut être inférieure à 2%.

Deux tests successifs sont réalisés avec une force normale moyenne d'une valeur de 217,5 Newtons (couplage moyen) mais dont la répartition sur les treize contacts diffère. Le premier test est réalisé après un réglage grossier et se caractérise par une dispersion forte de la force normale autour de la valeur moyenne (écart type $\sigma \approx 11,5\%$), le second réglage beaucoup plus fin se caractérise par une dispersion très inférieure ($\sigma \approx 3,5\%$). L'influence de la répartition des forces normales est nettement visible sur la Figure III.11.

L'état de contact, fortement dépendant de la force normale et de l'amplitude de vibration, peut ne pas être identique sur les 13 contacts de la structure ce qui provoque le rassemblement des aubes par paquets (**[EWI84b]**) selon le comportement individuel de chaque contact. Le comportement dynamique d'un tel système n'est alors généralement plus comparable au comportement d'ensemble d'une structure à symétrie cyclique.

Des traitements supplémentaires des données expérimentales sont nécessaires pour identifier la déformée associée à chaque mode (mesure des amplitudes de vibration de chaque aube). La courbe représentant l'amplitude du déplacement circonférentiel pour chaque point de mesure peut être constituée d'une harmonique dominante (système accordé) ou de plusieurs (système désaccordé). Dans ce second cas, une courbe fortement discontinue est significative d'un système d'aubes vibrant par paquets.



Réponse en fréquence des 13 aubes pour Fn=217,5N et Fe=5N. Supérieure: dispersion forte / Inférieure: dispersion faible.

III.1.c. <u>Conclusions.</u>

Ce paragraphe a permis de valider le dispositif expérimental et de mesurer l'influence des paramètres principaux sur le comportement dynamique du système. Il apparaît que:

• La gamme de variation de la force d'excitation imposée par les performances des moyens d'essai utilisés ne permet pas de mettre en évidence l'influence de celle-ci. Le cas bloqué est obtenu pour un couplage moyen même pour une force d'excitation importante et pour tous les modes considérés.

• L'influence du niveau de couplage est plus nette. Outre l'état du contact, la qualité du blocage du contact apparaît comme déterminante tant pour les fréquences que pour les déformées modales. Le changement qualitatif du blocage du contact rend le comportement dynamique moins amorti.

• La structure est moins sensible au désaccordage quand la force normale augmente. Le désaccordage ne permet cependant pas d'expliquer que sur le système complet, les mesures fassent apparaître des spectres très riches et des modes non purs dont seule la composante dominante est reportée. Ce comportement spécifique semble trouver sa source dans la disparité des forces de contact imposées. Si la répartition des forces normales sur les treize contacts n'est pas uniforme, la symétrie cyclique de base du système est rompue et la vibration s'organise différemment. Le phénomène peut aller de la simple distorsion des diamètres nodaux jusqu'à la vibration par paquet des aubes.

L'analyse linéaire expérimentale fait apparaître le fort potentiel du dispositif. Les limites d'utilisation telles que l'impossibilité de reproduire de faibles niveaux de couplage et de maintenir de forts niveaux d'excitation à certaines fréquences n'interdisent pas d'observer le changement d'état du contact et le comportement non linéaire du frotteur au cours de mesures adaptées.

III.2. Aspect Numérique.

Les aspects expérimentaux et numériques se complètent et ont progressé en parallèle. Ce paragraphe présente le modèle numérique mis en œuvre et son recalage à partir de données expérimentales et traite de l'influence de l'état du contact et de sa modélisation sur le comportement dynamique du système.
III.2.a. <u>Mise en œuvre.</u>

Les aubes sont maillées avec des éléments finis volumiques isoparamétriques à vingt nœuds et trois degrés de liberté par nœuds à partir de la géométrie nominale, issue du modèle CAO et épurée pour obtenir un modèle le plus léger possible et cependant suffisamment précis pour les analyses vibratoires. Pour assurer au modèle un maximum de versatilité dans la prise en compte des contacts, les maillages des surfaces de contact sont coïncidents et d'une finesse jugée suffisante.

Les études numériques envisagées dans un premier temps sont de types modales. Le modèle a donc été recalé en fréquence. Le recalage des paramètres d'amortissement n'a quant à lui pas été affiné.

Le moyeu devrait être infiniment rigide. Un rapide calcul éléments finis a montré que ses fréquences propres se trouvent effectivement bien au-delà de celles des aubes. Le moyeu n'est donc pas pris en compte dans le modèle numérique. De même, la partie de l'aube située en dessous de la plate-forme (système de mise en charge) n'est pas considérée. L'encastrement n'étant pas parfait, il est modélisé par des raideurs équivalentes.

Le recalage fréquentiel est réalisé d'après les valeurs de fréquences relevées expérimentalement (cf. §II.4.a) suivant 3 étapes:

• Optimisation du nombre d'éléments. La densité du maillage est augmentée pas à pas jusqu'à ce que l'écart entre les fréquences successivement obtenues ne soit plus significatif. Le modèle d'aube retenu est constitué de 456 éléments et 2361 nœuds.

• Modification des conditions limites. L'encastrement en pied d'aube n'est pas parfait et le moyeu n'est pas infiniment rigide. Ceci est donc modélisé par des raideurs entre le pied d'aube et le référentiel dans la direction radiale. La valeur de ces raideurs influence deux fois plus la fréquence du premier mode de flexion que celle du second mode. Cette valeur est ajustée pour retrouver le rapport entre les fréquences expérimentales (2F/1F=5.65).

• Modification du module d'Young. Dans la littérature, diverses valeurs de ce module relatives au matériau employé sont trouvées; elles sont comprises entre 1,95 et 2,15.10¹¹ N/m². Le module d'Young est donc ajusté dans la limite des valeurs extrêmes notées pour retrouver les fréquences expérimentales.

Etant donné le mode d'excitation choisi (pot électrodynamique), l'aube I ne peut être identique aux autres. L'influence du pot est modélisée au nœud concerné par l'ajout d'une masse ponctuelle dont la valeur est ajustée pour retrouver les valeurs du paragraphe II.4.a.

	Valeurs expérimentales moyennes	Valeurs numériques Aubes II à XIII	Valeurs expérimentales Aube I + pot	Valeurs numériques Aube I		
l ^{ère} Flexion	250.6 Hz	250.54 Hz -0,02%	246 Hz	246.12 Hz +0,04%		
2 ^{ème} Flexion	1415.8 Hz	1416.1 Hz +0,02%	1365 Hz	1399.6 Hz +2,53%		

Tableau III.3

Comparaison des résultats numériques recalés aux résultats expérimentaux.



Figure III.12

Modèle ANSYS® d'une aube et système d'axes.

Les simulations concernant le système de deux aubes sont réalisées avec un modèle ANSYS® constitué de l'aube I et d'une aube adjacente (Figure III.13). Les simulations concernant le système complet sont réalisées avec un modèle constitué de l'aube I et des douze aubes adjacentes (Figure III.14). Dans ce cas, la structure est légèrement désaccordée du fait de la modélisation retenue pour l'aube I tenant compte de la masse ajoutée par l'équipage mobile du pot d'excitation.



Figure III.13

Modèle ANSYS de 2 aubes; en vert les interfaces, en bleu la modélisation des encastrements. Modèle ANSYS de 13 aubes; en vert les interfaces, en bleu la modélisation des encastrements.

Figure III.14

Les cas envisagés dans les paragraphes suivants ne présentent pas de non-linéarités, en particulier pas d'éléments de contact. Sur chacun des modèles, plusieurs hypothèses sont formulées lors de la modélisation des deux cas limites quasi-linéaires, bloqué et glissant. Puis les effets du désaccordage sont examinés pour les deux configurations limites.

Seuls les modes dans le plan des aubes (1^{ère} et 2^{ème} flexion désignées ci-après 1F et 2F) et les fréquences associées sont significatifs et analysés. D'autres modes (1^{ère} flexion hors-plan et torsion désignées ci après Fhp et T) peuvent apparaître pour information.

III.2.b. Contact glissant.

Les nœuds coïncidants des surfaces de contact du modèle numérique sont contraints à avoir le même déplacement dans la direction normale aux surfaces de contact (ici, direction Z, Figure III.13), ce qui autorise le glissement sans frottement mais interdit à la fois la pénétration et le décollement des surfaces. Ce cas est représentatif d'un contact fermé glissant.

Dans le cas du système deux aubes et pour les modes considérés, le contact glissant ne modifie pas les fréquences; le comportement de l'aube seule recalée (I et II) est retrouvé.

246 Hz	I ^{ère} flexion Aube I
251 Hz	1 ^{ère} flexion Aube II
921 Hz	I ^{ère} flexion hors plan Aubes en phase
954 Hz	l ^{ère} flexion hors plan Aubes déphasées
1400 Hz	2 ^{ème} flexion Aube I
1416 Hz	2 ^{ème} flexion Aube II
1678 Hz	Torsion Aubes déphasées

Tableau III.4

Fréquences et modes du système deux aubes, contact glissant.

Dans le cas du système complet, le nombre de diamètres nodaux (désigné par 1 à 6D cf. Figure III.22 et Figure III.23) n'influence que les fréquences du mode de flexion hors plan (Figure III.15): les modes dans le plan X,Y et les fréquences associées ne sont pas modifiés. Le comportement des aubes isolées est également retrouvé.



Figure III.15

Fréquences de résonances du système avec aubes contraintes en Z en fonction du nombre de diamètres nodaux et classées par famille.

III.2.c. Contact bloqué.

Deux modélisations du contact bloqué sont proposées et les résultats obtenus pour chaque modélisation sont comparés pour le système de deux comme pour celui de treize aubes.

• Blocage A: Deux nœuds seulement, un appartenant à chaque surface de contact, sont couplés dans les trois directions, ceci bloque le contact mais autorise certains déplacements relatifs de type rotation. Ce cas se veut représentatif d'un contact fermé collé.

• Blocage B: Tous les nœuds coïncidents des surfaces de contact sont contraints à avoir le même déplacement dans les trois directions, ce qui interdit tous mouvements relatifs (translations et rotations) des surfaces et bloque totalement le contact. Dans ce cas, la physique du contact est prise en compte à partir d'une approche identique à celle proposée dans **[SZW99]**. La méthode décrite ci-après permet l'utilisation de la symétrie cyclique et ajuste la surface de contact en fonction des résultats d'un calcul statique:

1. Le secteur de référence doit inclure le contact (Figure III.16). Habituellement, un secteur correspond à une aube et les surfaces de contact font parties des frontières de ce secteur. Pour l'étape suivante, il est nécessaire que le contact soit interne au secteur qu'on décale donc de quelques degrés: le secteur I comprend alors une partie des aubes I et II et un contact.

2. Une analyse statique non linéaire de la structure soumise aux efforts centrifuges et tenant compte des contacts permet de déterminer l'aire de contact en observant la distribution des pressions au niveau de l'interface.

3. Une analyse de la structure peut alors être réalisée sur le modèle réduit par symétrie cyclique, les degrés de liberté de l'interface appartenant à l'aire de contact déterminée précédemment étant bloqués

Les résultats, fréquences et modes, obtenus de cette façon sont, selon **[SZW99]**, plus précis dans le cas des nombres de diamètres nodaux élevés que ceux obtenus en bloquant la totalité de l'interface de contact mais l'analyse statique préalable rend cette méthode plus coûteuse. L'apport de cette méthode sur les résultats fréquentiels par rapport au blocage total de tout l'interface est ici peu sensible car le nombre de diamètres nodaux reste faible. Les déformées modales sont en revanche plus réalistes.



Figure III.16

Secteur de référence incluant le contact inter nageoires.

Quelque soit la modélisation du blocage choisie, la déformée modale de l'aube en deuxième flexion est modifiée par le blocage du contact mais pas la fréquence associée à ce mode. La position de la ligne nodale, symbolisée Figure III.17 par un trait continu, est ramenée de la partie supérieure de l'aube (contact glissant) vers le point de fixation des nageoires (contact bloqué en un point).



Figure III.17

Position de la ligne nodale du mode 2F pour un contact glissant et bloqué (Blocage A).

Le blocage du contact influence essentiellement la 1^{ère} flexion - Aubes déphasées. Pour ce mode, les nageoires sont largement sollicitées, ce qui explique la sensibilité de ce mode à la modélisation du blocage du contact (blocage A ou B). Le nombre et la position des points de contact bloqués conditionnent largement la déformée locale des nageoires (Figure III.18). Les fréquences associées à ces déformées modales augmentent avec les forts gradients de déformations (Tableau III.5).



Figure III.18

Déformée modale 1F déphasées pour les deux modélisations du contact bloqué:

Blocage A: Une paire de nœuds bloqués 1361 Hz

Blocage B: 11 paires de nœuds bloqués deux à deux 1899 Hz.

Contact bloqué	Blocage A	Blocage B		
l ^{ère} flexion Aubes en phase	295 Hz	295 Hz		
l ^{ère} flexion hors plan Aubes en phase	920 Hz	920 Hz		
l ^{ère} flexion hors plan Aubes déphasées	950 Hz	950 Hz		
Torsion Aubes déphasées	1203 Hz	1203 Hz		
l ^{ère} flexion Aubes déphasées	1361 Hz	1899 Hz (+39.6%)		
2 ^{ème} flexion Aubes déphasées	1419 Hz	1417 Hz		
2 ^{ème} flexion Aubes en phase	1642 Hz	1642 Hz		

Tableau III.5

Fréquences et modes de 2 aubes contact bloqué en fonction de la modélisation retenue.

Le comportement dynamique est fortement influencé par le blocage du contact. L'apport important de raideur explique l'élévation des fréquences. Le nombre de diamètres nodaux conditionne les fréquences de tous les modes (Figure III.19 et Figure III.20). Cependant, l'approche Blocage A est globalement moins contraignante puisque la surface est moins rigidifiée. Elle donne des déformées modales plus réalistes et réduit l'influence du nombre de diamètres nodaux.



Figure III.19

Fréquences de résonances du système en fonction du nombre de diamètres nodaux et classées par famille. Contact bloqué – Blocage A.



Figure III.20

Fréquences de résonances du système en fonction du nombre de diamètres nodaux et classées par famille. Contact bloqué – Blocage B.

Le désaccordage présent fait que les modes à nombre de diamètres nodaux élevés (à droite de l'intersection des courbes 1F et 2F) ne sont pas purs mais constitués d'une combinaison de 1^{ère} et 2^{ème} flexion (Figure III.21).



Figure III.21

Structure désaccordée par la présence du pot d'excitation Déplacements modaux circonférentiels dans le plan XY pour un mode non pur. Contact bloqué – Une paire de nœud collée (Blocage A).

Expérimentalement, il a été observé que, bien que le contact reste bloqué, des valeurs moyennes et élevées de la force normale donnent lieu à deux comportements dynamiques distincts. L'étude de la modélisation du contact bloqué montre que les fréquences naturelles du système sont influencées par les déformations locales des nageoires et que celles-ci augmentent avec le degré de couplage des surfaces de contact: En fonction du nombre et de la position des points couplés, la rotation relative des surfaces est autorisée ou non. La force normale en modifiant le degré de couplage des surfaces participe donc directement à l'organisation de la vibration. Son influence est d'autant plus forte que le déphasage inter aubes (i.e. le nombre de diamètres nodaux) est élevé.

La modélisation du contact bloqué nécessite donc une approche plus fine que l'approche macroscopique adoptée ici et qui dépasse le cadre de la présente étude.

III.2.d. Raideurs de contact.

Le degré de couplage inter-aubes est un élément majeur conditionnant le comportement dynamique de l'ensemble aubé. Afin de mieux juger du degré de couplage, le modèle numérique a été légèrement modifié pour inclure des raideurs de couplage liées à un nœud de chaque aube, linéaires et variables dans la direction circonférentielle. Les raideurs liant les aubes ne traduisent pas l'influence du frottement sec mais cette modélisation linéaire peut rendre compte du comportement des aubes couplées pour peu qu'on ne s'intéresse qu'à un seul mode d'aube et elle permet de représenter une large gamme de types de couplages, du système continu aux aubes découplées.





Figure III.24

Fréquences et modes de la structure complète en fonction de la raideur de couplage en N/mm.

La Figure III.24 présente les fréquences associées aux deux premiers modes de flexion en fonction du nombre de diamètres nodaux et pour différentes valeurs de raideurs de couplage. La variation de la raideur entre 1.10^3 et 1.10^7 N/m n'apporte pas de changement sensible sur les fréquences, de même un palier est atteint à 1.10^{11} N/m (cette raideur est supérieure à celle des nageoires en traction - compression) (cf. Annexe 6). Les modélisations à raideur nulle ou infinie de cette étude représentent donc effectivement les cas de contact bloqué (étant donné l'implantation des raideurs: Blocage A) et glissant (§III.2.a). Les courbes intermédiaires présentées ci-dessus n'ont pas valeurs de références pour ce qui concerne le comportement fortement non linéaire, néanmoins elles montrent, en accord avec la partie expérimentale, que:

• L'apport de raideur augmente globalement les fréquences de résonances.

• La raideur influence plus fortement la première flexion que la seconde en raison de la proximité entre le cercle nodal et les contacts.

• L'apport de raideur élève les fréquences de résonances de manière variable en fonction du nombre de diamètre nodaux et du mode considéré: concernant la première flexion, ce sont les fréquences des modes présentant de forts nombres de diamètres nodaux qui évoluent vers les fréquences élevées alors que concernant la deuxième flexion, ce sont les fréquences des modes à faibles nombres de diamètres nodaux.

III.2.e. Etude numérique du désaccordage (nature et effet).

Trois types de désaccordage sont possibles sur la structure expérimentale:

• Désaccordage dû aux tolérances de fabrication (écarts de géométrie) ou aux écarts dans les propriétés du matériau utilisé.

- Désaccordage dû à l'influence du pot sur l'Aube I, effet de masse ajoutée.
- Dispersion de la force normale appliquée: variation du couplage inter aubes.

Toutefois, le premier type peut difficilement être pris en compte par le modèle numérique et semble négligeable par rapport aux deux autres (§II.4.a). Une étude est donc réalisée sur les deux derniers types de désaccordage. Douze modèles sont construits et les fréquences et modes 1F1D et 2F1D sont relevés. Le modèle numérique n'étant pas recalé en terme d'amortissement, les amplitudes ne sont pas considérées dans cette étude qualitative. Les modèles différent par la présence du pot (0.060 kg) ou non, par la valeur moyenne des raideurs de couplage (Kt= 1.10^4 N/m ou Kt= 1.10^8 N/m) et par la répartition des raideurs sur les 13 contacts. Les valeurs des raideurs de coefficient de répartition. Les coefficients de répartition, reportés Tableau III.6, peuvent être uniformes ou issus d'une population aléatoire de moyenne 1 et d'écart type 0,065 (aléatoire 1 et aléatoire 2).

Contact n°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Uniforme	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Aléatoire 1	.9	1.083	1.017	1.033	.9333	.9833	1.05	1.1	0.95	1.067	1	.9667	.9167
Aléatoire 2	1.083	.95	1.033	1.067	1.1	.9333	1	.9	.9833	1.017	.9167	.9667	1.05

Tableau III.6

Coefficients de répartition des raideurs de contacts: moyenne 1, écart type 0,065.

Cette étude montre que:

• la répartition des raideurs n'a d'influence ni sur les fréquences, ni sur les modes.

L'examen des modes obtenus avec les trois répartitions de raideurs ne révèle qu'une très légère différence sur le mode 2F1D dans le cas de coupage faible.

80

• l'influence du pot est très nette sur les modes et provoque le dédoublement des fréquences (jusqu'à 6Hz d'écart entre deux fréquences associées au même mode pour 2F1D faible couplage, 18Hz pour 1F0D). L'influence du pot, i.e. du désaccordage de la structure, est d'autant plus visible que le couplage est faible.

• et, comme conséquence des deux points précédents, l'influence sur les fréquences et modes du pot est toujours prépondérante sur celle de la répartition des raideurs.

Cette étude numérique de l'influence du désaccordage des raideurs de couplages montre que l'influence de la répartition des raideurs est négligeable devant celle du pot mais elle suppose que l'état du contact est uniforme. En effet, dans le cas où Kt= 1.10^4 N/m, le contact est supposé uniformément glissant et dans le cas où Kt= 1.10^8 N/m, le contact est supposé uniformément bloqué (Blocage A). Une étude complémentaire d'une structure présentant simultanément deux ou trois états de contacts (glissant, blocage A et B) est nécessaire pour montrer l'influence de la disparité des états de contact.

Le désaccordage influant essentiellement sur les niveaux de réponse, il sera donc nécessaire, après recalage des paramètres d'amortissement du modèle numérique, de procéder à la même d'étude paramétrique en réponse harmonique.

III.2.f. Conclusions.

L'étude numérique du système a permis de valider et recaler le modèle afin de retrouver dans le cas glissant les valeurs de fréquences et modes mesurées sur les aubes isolées. Les analyses montrent que l'influence de la modélisation du contact bloqué sur le comportement dynamique global est importante et que les très nets effets du désaccordage sont dus à la masse ajoutée par l'équipage mobile du pot d'excitation et à la différence d'état qui peut exister entre les treize contacts de la structure.

III.3. Synthèse.

Les grandes tendances du modèle numérique "contact bloqué" sont en bon accord avec l'expérimentation. Les fréquences des modes de première flexion augmentent avec le nombre de diamètres nodaux alors que les fréquences des modes de deuxième flexion diminuent. Les modes à nombre de diamètres nodaux élevés (1F et 2F très proches) ne sont pas purs et sont difficilement identifiables avec le faible nombre de capteurs disponibles.

JULIEN RAVOUX

L'influence de la qualité du blocage mise en évidence expérimentalement a également été retrouvée numériquement. Concernant les déformées modales, la configuration "bloqué" est bien modélisée par le couplage de deux nœuds coïncidents (Blocage A) dans le cas de couplage inter aubes moyen (Fn<600N) mais dans le cas de couplage inter aubes forts, aucune des deux modélisations proposées ne convient. La comparaison des valeurs des fréquences numériques et expérimentales montre que les modélisations du contact bloqué proposées ne sont pas toujours satisfaisantes concernant la prévision précise des fréquences naturelles ce qui explique l'écart entre la fréquence de résonance expérimentale à 270 Hz et la fréquence de résonance de la prévision numérique à 295 Hz. La sensibilité des résultats à ces incertitudes de modélisation diffère d'un mode à l'autre: elle est peu importante pour les modes de deuxième flexion (nageoires peu déformées) et diminue avec le nombre de diamètres nodaux (le déphasage inter aubes). A l'inverse, elle est très importante pour les modes de première flexion aubes déphasées

Le fort dédoublement des modes et l'écart fréquentiel entre deux modes analogues empêchent de comparer efficacement les résultats expérimentaux et numériques pour le système complet. Si le dédoublement est caractéristique des systèmes désaccordés, il est ici bien supérieur à celui généralement constaté. L'étude numérique d'un modèle simple montre que si l'influence du pot est significative, elle ne constitue pas un désaccordage suffisamment sévère pour permettre d'interpréter correctement les mesures. En revanche, cette étude numérique montre que la répartition des raideurs de contact influe peu sur les fréquences et modes calculés si l'état du contact est supposé invariant alors que l'influence de la dispersion des forces normales de contact a été clairement mise en évidence expérimentalement lorsqu'elle conduit à des différences d'états entre les treize contacts.

Les études linéaires expérimentales et numériques conduites jusqu'ici ont apporté des éléments de bases essentiels aux travaux engagés. La double démarche expérimentale / numérique se justifie pleinement, les résultats numériques permettant d'affiner les modélisations et les modèles affinés appuyant les interprétations des mesures. L'aspect linéaire étant maîtrisé, l'analyse non linéaire s'établit sur des bases solides.

IV. APPROCHE NON LINÉAIRE

Une structure équipée de frotteurs présente un comportement non linéaire très riche. Une première analyse de telles structures par une approche linéaire a permis de restreindre le champ d'investigation et a également montré que la complexité des phénomènes vient de la superposition de plusieurs effets dus au désaccordage, au frottement sec... Dans un premier temps, chacun de ces effets devant être maîtrisés indépendamment et le désaccordage ayant fait l'objet d'études préparatoires spécifiques, il est nécessaire de disposer d'une structure simple isolant la source de frottement sec. Ce système simple permet de mettre en place et de valider les outils numériques et les techniques expérimentales nécessaires à la prise en compte du frottement sec dans les études globales

Ce chapitre est constitué de deux parties. La première est numérique et s'attache à mettre en place les outils nécessaires à la simulation du comportement dynamique caractéristique de systèmes non linéaires. Ce comportement est illustré et les outils sont validés par l'étude d'un système simple proche de celui décrit dans [BER98b]. La seconde est expérimentale et met en évidence le comportement non linéaire du système de deux aubes déjà étudié précédemment.

IV.1. Etude préparatoire.

Un des objectifs de cette étude est d'établir un outil de calcul permettant de modéliser des rangées d'aubes réelles liaisonnées et de rendre compte de ses différents types de comportements dynamiques. L'outil doit comprendre des possibilités de pré- et post-traitements, notamment pour représenter des structures à la géométrie complexe, des méthodes de réduction pour minimiser les temps de calculs, et surtout d'un modèle de frottement sec et d'algorithmes adaptés aux comportements non linéaires.

Le code de calculs par éléments finis ANSYS® présente l'avantage de proposer un large éventail de possibilités correspondant aux besoins: des pré- et post-traitements efficaces, la méthode de symétrie cyclique, plusieurs modélisations du contact et des algorithmes robustes adaptés aux comportements non linéaires. Cependant, compte tenu du contexte, la méthode de réduction de Guyan, proposée en standard dans ANSYS, n'est pas optimale (nombre et position des degrés de liberté maîtres...).

L'intérêt de la méthode de sous-structuration de Craig&Bampton est de ne conserver que les degrés de liberté sur lesquels sont rattachés les non linéarités et quelques degrés de liberté modaux. Cette méthode étant très bien adaptée au cas traité, son implantation dans ANSYS à partir des fonctions programmables par l'utilisateur (User Programmable Features, notées ensuite UPFs, [ANS01c]) a constitué l'un des points importants du présent travail.

IV.1.a. <u>Mise en œuvre.</u>

La prise en compte du frottement sec présente deux types de difficultés: la nécessaire minimisation du temps de calcul (méthode de réduction et schémas numériques) et la pertinence de la modélisation (choix de l'élément et ajustement de la loi de frottement). Ces deux points sont successivement abordés.

Implantation de la méthode de Craig&Bampton.

La méthode de sous-structuration dynamique de Craig&Bampton, présentée au paragraphe I.1.c, a été programmée en utilisant les UPFs. Elle est implantée dans ANSYS sur le même modèle que celle de Guyan, en utilisant au mieux les fonctions existantes et la structure d'ANSYS. Les calculs se déroulent en trois étapes suivant l'organigramme général présenté Figure IV.1:

• Génération de supers éléments: Après avoir modélisé la sous-structure et défini ses degrés de liberté de liaison, la matrice de changement de base puis les matrices réduites de masse et de raideur sont établies. La sous-structure réduite est alors définie dans ANSYS comme un super élément de type MATRIX50 dont les n degrés de liberté se décomposent en n_c degrés de liberté de liaison et p degrés de liberté modaux.

• Utilisation des supers éléments: Les sous structures réduites sont assemblées et utilisées comme tout autre élément. Le modèle peut également inclure d'autres types d'éléments (éléments non linéaires de contact entre des degrés de liberté de liaison par exemple). Le calcul peut être modal, harmonique, temporel, ...

• Expansion des résultats: Les résultats relatifs aux degrés de liberté internes sont calculés si nécessaire à partir des résultats relatifs aux degrés de liberté de liaison et modaux en utilisant à nouveau la matrice de changement de base de Craig&Bampton.



Organigramme général d'un calcul utilisant la *méthode de*

La génération du super élément par réduction de la sous structure est réalisée par la fonction principale **USER05**. L'organigramme de cette fonction est présenté Figure IV.2. Elle se présente sous la forme d'une commande ANSYS, le nombre de modes dynamiques retenus étant un paramètre d'entrée, et utilise la structure de données d'ANSYS, bien adaptée aux procédures de résolution. L'ossature de la fonction est constituée des sous-programmes suivants:

RDFULL permet l'écriture des matrices de masse et de raideur ainsi que des vecteurs forces de la sous-structure non réduite à partir du fichier binaire contenant toutes les données du modèle.

CORRESP et CONVBIN permettent de repérer les degrés de liberté de liaison dans la structure de données.

MODESTA réorganise les matrices et vecteurs de la sous-structure de façon à regrouper les degrés de liberté de liaison sur les premières lignes et colonnes de ceux-ci.

$$[M] = \begin{bmatrix} M_{cc} & M_{ci} \\ M_{ic} & M_{ii} \end{bmatrix}, \quad [K] = \begin{bmatrix} K_{cc} & K_{ci} \\ K_{ic} & K_{ii} \end{bmatrix}, \quad \{F_E\} = \begin{cases} F_c(t) \\ F_i(t) \end{cases}$$
(I-12)

KIIKIC calcule la matrice des modes statiques. L'inversion de la matrice de raideur des degrés de liberté internes Kii est réalisée par la méthode de décomposition LU afin de minimiser les temps de calcul.

$$\phi_{S} = -K_{ii}^{-1}.K_{ic}$$
 (I-14)

RDMOD permet de construire la matrice des modes dynamiques à partir des résultats d'un calcul modal préalable stockés dans un fichier binaire.

• CHGMTBAS permet de construire la matrice de changement de base et de calculer les matrices réduites.

$$[\phi] = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \phi_s & \phi_d \end{bmatrix}, \ [M'] = [\Phi]^t [M] [\Phi], \ [K'] = [\Phi]^t [K] [\Phi], \ \{F_E'\} = [\Phi]^t \{F_E\}$$

• USRSUB écrit les résultats précédents dans des fichiers binaires au format ANSYS afin que les sous-structures réduites puissent être utilisées ensuite.



Figure IV.2

Organigramme de la fonction de sous-structuration.

La méthode de Craig&Bampton telle qu'elle a été implantée et validée dans ANSYS est efficace et facile d'utilisation. La construction des matrices réduites est cependant coûteuse: l'inversion de la matrice de raideur associée aux degrés de liberté internes représente plus de 50% du temps nécessaire même si elle n'est réalisée qu'une seule fois par sous structure et, de plus, la structure de données de ANSYS est lourde et ralentit les étapes de lecture et d'écriture des données. La méthode reste particulièrement avantageuse dans le cas des systèmes à symétrie cyclique où une seule réduction est nécessaire si tous les secteurs sont identiques. L'influence sur la précision des résultats du nombre de modes dynamiques retenus et du nombre de nœuds de contour n'a pas été étudiée ici.

Modélisation du contact.

Deux types d'éléments de contact sont proposés. Les éléments de contact surface sur surface (surface-to-surface) permettent de prendre en compte des surfaces déformables; Ces derniers donnent de bons résultats en termes de pressions de contact et de contraintes de glissement et sont bien adaptés aux problèmes de mises en formes. Les éléments de contact point sur point (point-to-point) sont quant à eux moins coûteux en terme de temps de calcul mais leur utilisation est limitée par le faible déplacement relatif possible et la nécessité d'identifier a priori les paires de points en contact.



Figure IV.3

Schématisation de deux sous-structures avec un élément de contact.

La méthode de réduction de Craig&Bampton permet la conservation de degrés de liberté physiques mais fait disparaître les surfaces. Elle réduit donc le choix aux seuls éléments de type point sur point. L'élément CONTA178 est sélectionné parmi ceux-ci car il offre toutes les options ([ANS01a]) et les quatre algorithmes de gestion des contacts disponibles dans ANSYS ([ANS01b]).



Figure IV.4 Elément de contact Conta178 [ANS01a].

Parmi les constantes liées à l'élément, deux concernent les valeurs des raideurs, normale (direction x) et tangentielle (plan y-z), qui couplent les nœuds I et J lorsque le contact est fermé. Dans les cas où I et J sont rattachés à des solides indéformables, ces raideurs permettent de prendre en compte les raideurs réelles des massifs en contact. Dans les cas où I et J sont rattachés à des solides déformables, leurs raideurs sont déjà prises en compte par le maillage éléments finis et les raideurs normales et tangentielles sont artificielles. Elles sont cependant nécessaires au bon fonctionnement des schémas numériques en évitant notamment les pics d'accélération aberrants.

Le modèle de Coulomb tel qu'il a été décrit au paragraphe I.2.b est utilisé pour modéliser le frottement. L'élément retenu n'accepte qu'une seule valeur de coefficient de frottement et ne tient pas compte de la vitesse de glissement. Ce modèle n'est donc adapté qu'aux faibles vitesses de glissement; Le produit du coefficient de frottement et de la force normale au contact, µ Fn, donne la valeur de la force tangentielle de glissement. Plusieurs algorithmes **[ANS01b]** permettent de calculer les paramètres de contact (état du contact, forces normale et tangentielle et déplacement relatif). La méthode du Lagrangien pur impose des conditions de non pénétration et de non glissement en cas de contact collé très strictes mais nécessite un plus grand nombre d'itérations avant de stabiliser les conditions de contact. A l'opposé, la méthode des pénalités n'exerce aucun contrôle sur la pénétration des solides et autorise de faibles déplacements tangentiels même dans le cas de contacts collés. Cependant elle assure une bonne convergence en quelques itérations. Le problème n'étant pas un problème de mise en forme, le contrôle de la pénétration ne fait pas partie des objectifs déterminants du calcul. La méthode des pénalités est retenue pour conduire à des temps de calculs les plus faibles possibles. Pour l'élément CONTA178 et concernant la

méthode des pénalités, la force normale et les forces tangentielles ($\Delta = x$ ou y) sont calculées à partir des expressions suivantes, **[ANS01b]**:

$F_{n} = \begin{cases} K_{n}U_{n} & si U_{n} \le 0\\ 0 & si U_{n} > 0 \end{cases} a vec$	F _n , force normale, K _n , raideur normale, U _n , déplacement normal.	(IV-1)
$F_{t\Delta} = \begin{cases} K_t U_{\Delta} & si \sqrt{F_{ty}^2 + F_{tz}^2} - \mu F_{tz} \\ \mu K_n U_n & si \sqrt{F_{ty}^2 + F_{tz}^2} = \mu \\ avec F_{t\Delta}, force tangentielle \\ K_t, raideur tangentielle, U_{\Delta}, le déple \\ \mu, coefficient de free$	$F_n \leq 0$ (contact collé) μF_n (contact glissant) $e \ en \ \Delta \ (=x \ ou \ y),$ lacement tangentiel en Δ , ottement.	(IV-2)

Schémas numériques.

La prise en compte des éléments non linéaires du modèle ne peut se faire avec ANSYS qu'au travers d'un calcul transitoire, les analyses modales et harmoniques étant restreintes à l'étude des systèmes linéaires. L'intégration temporelle est réalisée en utilisant la méthode pas à pas de Newmark. Celle-ci est basée sur les différences finies et permet de calculer l'état d'un système au temps n+1 à partir de son état au temps n.

 $\begin{aligned} &(a_0[M] + a_1[C] + [K]) \{u_{n+1}\} = \\ &\{F_E\} + [M](a_0\{u_n\} + a_2\{\dot{u}_n\} + a_3\{\ddot{u}_n\}) + [C](a_1\{u_n\} + a_4\{\dot{u}_n\} + a_5\{\ddot{u}_n\}) \\ & avec \ [M], \ [C] \ et \ [K], \ matrices \ de \ masse, \ d'amortissement \ et \ de \ raideur \ de \ la \ structure, \\ &\{u\}, \{\dot{u}\} \ et \ \{\ddot{u}\}, \ vecteurs \ des \ déplacements, \ des \ vitesses \ et \ des \ accélérations \ au \ temps \ n \ ou \ n+1, \\ & a_0 \ a \ a_5, \ coefficients \ fonctions \ du \ pas \ de \ temps \ et \ des \ paramètres \ d'intégration \ de \ Newmark. \end{aligned}$

Avec les paramètres d'intégration par défaut, la méthode de Newmark devient la méthode d'accélération moyenne constante. Cette méthode est implicite et inconditionnellement stable. Elle n'introduit pas d'amortissement numérique ce qui présente l'avantage de ne pas modifier le comportement dynamique mais augmente les risques de divergence: il est donc nécessaire d'introduire un amortissement structural réaliste.

La méthode décrite nécessite la résolution de (IV-3) à chaque pas de temps. Le système (IV-3) peut s'écrire [A]{u}=[B] où les matrices [A] et [B] sont fonctions des

déplacements inconnus et de leurs dérivées. Ce système non linéaire est résolu par la méthode itérative de Newton-Raphson.

$$[J]_{i}^{T} \{ \Delta u \}_{i} = [B]_{i} - \{ F_{NR} \}_{i}$$
$$\{ u \}_{i+1} = \{ u \}_{i} + \{ \Delta u \}_{i}$$

avec [J], matrice jacobienne (matrice de raideur tangentielle), $\{F_{NR}\}^{T}$, vecteur de force de Newton-Raphson, i, indice d'itération.

(IV-4)

Afin d'accélérer la convergence, la matrice de raideur tangentielle est réactualisée à chaque pas de temps. A chaque itération, un solveur est mis en œuvre: le "Sparse Direct Solver" d'ANSYS résout le système matriciel par une décomposition de type LU minimisant ainsi les temps de calcul. Ceci nécessite par contre la réorganisation des degrés de liberté et donc l'utilisation intensive de l'espace mémoire. Le résultat de la procédure d'intégration temporelle est dépendant des conditions initiales: le système est ici initialement considéré au repos (déplacements, vitesses et accélérations nuls).

La modélisation et les schémas numériques exposés ci-dessus sont mis en œuvre pour l'étude d'un système simple en vue de la mise au point et de validation de la méthode de calcul.

IV.1.b. Application simplifiée.

Les simulations sont réalisées sur un dispositif simple similaire à celui présenté dans **[BER98b]**. Il comprend une poutre encastrée-libre et deux contacts avec le référentiel. La poutre a pour caractéristiques une longueur de 500 mm et une section pleine de 40 x 8 mm. Ce dispositif a été choisi car les données expérimentales nécessaires au recalage du modèle en fréquence et en amplitude étaient disponibles au laboratoire (fréquence de résonance en configuration libre 29Hz, facteur d'amortissement à -3dB 0,42%...).

Les simulations sont mises en œuvre de manière analogue aux mesures non linéaires (§II.3.c): excitation de type sinus fixe à force constante puis analyse de la réponse et de ses transformées de Fourier (calculées en utilisant les fonctionnalités de Matlab®). Celles-ci contiennent une composante dominante à la fréquence d'excitation et généralement d'autres composantes plus ou moins prononcées à des fréquences supérieures. La première composante est d'amplitude proportionnelle à l'amplitude de la réponse du système en régime établi, les suivantes sont caractéristiques des phases transitoires ou de participations fortement non linéaires.



Figure IV.5

Modélisation du système simple compte tenu du plan de symétrie XY.

La Figure IV.6 présente la réponse fréquentielle obtenue point par point puis lissée du système modélisé. Toutes les simulations sont réalisées avec une force d'excitation d'amplitude constante 1 Newton et de fréquence comprise entre 21 et 89 Hertz. La force normale, quant à elle, varie de 0 à 200 Newtons. Cette représentation de la réponse fréquentielle ne contient que la composante principale de chaque simulation. Les résultats évoqués au paragraphe I.2.b sont retrouvés, en particulier les trois zones de fonctionnement du frotteur. Pour des forces normales faibles ou nulles, le comportement ne dépend pas de la force normale, il est identique à celui du système libre linéaire (résonance à 29 Hz). Pour des forces normales élevées, le système est bloqué (résonance à 77 Hz) et son comportement est quasi linéaire (comportement identique pour Fn égale à 140 et 200 Newtons). Pour des forces normales intermédiaires, le comportement du système est fortement non linéaire et le frottement sec apporte beaucoup d'amortissement (facteur d'amortissement à -3dB de 0,5% en libre linéaire et de 15% pour Fn=5N et Fe=1N).



Figure IV.6 *Réponse fréquentielle en fonction de la force normale.*

La méthode de simulation et de construction des réponses fréquentielles permet de rendre compte du comportement non linéaire de la structure en présence de frottement sec. Cependant sa mise en œuvre induit certaine limitation. L'utilisation d'un élément de contact point sur point ne permet pas de prendre en compte des contacts de géométrie ou de comportement complexes. De plus, compte tenu de la modélisation de Coulomb adoptée, le contact n'apporte de l'amortissement que lorsque l'amplitude du cycle de vibration est supérieure au déplacement critique (Figure I.15, Xcr = μ Fn / Kt, avec Xcr déplacement critique, μ coefficient de frottement, Fn force normale et Kt raideur tangentielle du contact.). Enfin, le modèle numérique utilise un certain nombre de paramètres (raideur normale, tangentielle, coefficient de frottement, pas de temps, ...) dont la réalité physique ou le rôle dans les schémas numériques n'est pas évident et dont la détermination à partir de données expérimentales pose problème. Dans ce contexte, une étude paramétrique ciblée sur le système simple et représentatif considéré est indispensable.

IV.1.c. <u>Etude paramétrique.</u>

L'influence des différents paramètres est mise en valeur à partir d'une série de simulations. Pour un maximum de clarté, ces dernières sont réalisées avec les mêmes valeurs de forces normales (entre 0 et 200N) et d'excitation (1N) que celles considérées précédemment. Un seul paramètre de modélisation est modifié à la fois. Les nouvelles valeurs des paramètres sont données en fonction de la valeur utilisée dans le paragraphe précédent référencée *. Les courbes obtenues sont à comparer, à force normale Fn équivalente, à celles de la Figure IV.6.

Raideur normale de contact.

La raideur normale de contact Kn est dans le cas présent une raideur artificielle (non physique) placée sur la normale entre les deux points de contact, qui existe même si le contact est ouvert mais n'est active qu'en compression. Cette raideur évite les pénétrations très importantes et trop brusques liées aux mises en contact. Ceci permet une bonne convergence des schémas numériques. Elle est évaluée à partir du module d'Young des matériaux en contact et d'une longueur caractéristique du contact (racine carrée de la surface de contact pour un problème tridimensionnel). Le problème traité ici n'est pas du type mise en contact / mise en forme et Kn n'a donc aucune influence sur le comportement dynamique de la structure.

Raideur tangentielle de contact.

La raideur tangentielle de contact Kt, placée dans le plan de contact entre les deux points de contact, est également artificielle. La taille de la zone de déformation élastique dépend de cette raideur. Idéalement elle doit être très élevée pour ne pas perturber la modélisation (les raideurs des solides en contact sont déjà prises en compte par le maillage). Cependant les valeurs élevées nuisent à la convergence des calculs. La détermination d'une valeur correcte se fait par essais successifs. Kt permet néanmoins de tenir compte de la raideur des frotteurs qui n'ont pas été modélisés dans le système considéré (contact avec le référentiel).



Figure IV.7

Réponse fréquentielle en fonction de la force normale avec Kt=Kt*/10.

La Figure IV.7 présente trois réponses fréquentielles tracées comme précédemment avec des forces normales de 2, 5 et 15 Newtons. La comparaison de ces courbes avec celles de la Figure IV.6 montre que :

• Kt n'a pas d'influence sur le comportement dynamique dans le cas du contact purement glissant (Fn faible)

• En phase de blocage glissement, dans la zone d'efficacité maximale du frotteur, la diminution de Kt fait augmenter l'amplitude maximale ainsi que l'amortissement.

• Kt influence la valeur de la fréquence de résonance dans le cas du contact bloqué (77 Hz avec Kt*, 59Hz avec Kt*/10). Cette propriété peut permettre de recaler le modèle numérique par rapport à des valeurs expérimentales dans le cas où les frotteurs ne sont pas modélisés.

Coefficient de frottement.

Le coefficient de frottement μ détermine, avec la force normale, l'effort maximal tangent que peut transmettre le contact avant que le glissement ne soit initié. Cette valeur peut être mesurée expérimentalement mais dépend fortement de l'état de surface. Une valeur réaliste de μ statique (le seul coefficient considéré ici) est comprise entre 0,23 (acier sur aluminium, contact graissé) et 0,70 (acier sur acier, contact sec).



Figure IV.8

Réponse fréquentielle en fonction de la force normale avec μ =2,33 μ *.

La Figure IV.8 présente les trois réponses fréquentielles obtenues avec des forces normales Fn de 1, 5 et 140 Newtons. Ces courbes montrent que l'augmentation de μ est bien équivalente à une augmentation de Fn. En effet, le produit μ Fn détermine la force tangentielle de glissement. Les courbes présentées ne permettent pas de juger de la pertinence du modèle à un seul coefficient de frottement cependant, compte tenu de la nature alternative du mouvement, des faibles amplitudes atteintes et de la gamme de fréquences étudiée, la vitesse de glissement peut être considérée comme faible et le coefficient de frottement statique suffisant pour la modélisation.

Pas de temps.

Le pas de temps dt conditionne non seulement le temps de calcul mais également la convergence du schéma numérique et la précision des résultats. Concernant la méthode de Newmark, il est couramment admis qu'une solution raisonnablement précise est obtenue pour dt=1/(20.fmax), fmax étant la fréquence maximale représentée dans la réponse. Un tel pas de temps réduit l'élongation de la période du signal de réponse à moins de 1%.

Le système modélisé est étudié sur la gamme de fréquence [21-89]Hertz mais des fréquences beaucoup plus élevées (jusqu'à 500Hz) sont présentes dans les réponses calculées. La richesse de ce spectre est du à l'aspect non linéaire du système et à la méthode de calcul. Pour que les signaux de réponses forcées du système soient complet, il est nécessaire que les simulations rendent compte des hautes fréquences présentes. Ceci conduit à une réduction du pas de temps et à une augmentation du coût de calcul proportionnelle.



Figure IV.9



La Figure IV.9 présente les réponses fréquentielles obtenues pour quatre valeurs de dt. Ces courbes confirment qu'en affinant le pas de temps, les résultats convergent et que pour des pas de temps trop grands, les résultats sont erronés. Pour l'application et la gamme de fréquences considérée, le pas de temps dt*= 5.10^{-4} (1/(20x100Hz)) semble être un bon compromis entre précision des résultats et temps de calcul.

Temps de simulation.

La durée du comportement dynamique simulé conditionne largement les temps de calcul ainsi que la résolution fréquentielle ($\Delta f=1/tf$) de la transformée rapide de Fourier, notée ensuite FFT pour Fast Fourier Transform. Afin de conserver des temps de calculs minimaux, la simulation doit être la plus courte possible mais doit rendre compte d'un nombre de périodes suffisant du déplacement en régime établi. En effet, dans le cas de systèmes peu amortis, le régime transitoire peut être notoirement long.

Les amplitudes de chaque composante fréquentielle résultant de la transformée de Fourier sont une moyenne de l'amplitude du signal entre 0 et tf. Afin d'obtenir les amplitudes de vibrations en régime établi, la partie transitoire doit être ôtée du signal temporel.



Figure IV.10 *Réponse temporelle pour Fn=1N.*

Figure IV.11 *Réponse temporelle pour Fn=140N.*

Les figures ci-dessus présentent les déplacements de la poutre en fonction du temps pour deux forces normales (1 et 140N). Elles montrent que la durée de la phase transitoire est variable en fonction de l'amortissement apporté par frottement sec. Dans les cas fortement amortis, le régime transitoire influe peu sur le calcul des amplitudes moyennes des composantes fréquentielles du signal temporel (Figure IV.12).

Compte tenu de ces remarques et afin d'assurer des temps de calculs les plus faibles possibles, tf est fixé à 0,5 seconde. Cette durée est suffisante pour obtenir l'allure des réponses fréquentielles mais les amplitudes calculées sont alors généralement inférieures aux amplitudes en régime établi. Lorsque cela est nécessaire, une simulation spécifique est réalisée avec un tf suffisant pour obtenir 0,5 seconde de comportement en régime établi. A partir de ce signal d'une demi seconde, les amplitudes sont calculées par FFT.



Figure IV.12

Réponse fréquentielle pour tf et 4tf* avec Fn=5N.*

L'étude paramétrique réalisée sur le système simple a permis de cerner le rôle de chaque paramètre et de proposer une détermination de ces paramètres. La raideur tangentielle Kt et le coefficient de frottement μ peuvent être déterminés à partir de données expérimentale, le pas de temps dt et le temps simulé tf doivent permettre de réaliser un bon compromis entre précision des résultats et coût de calculs.

L'étude d'un système simple a permis de valider les techniques numériques liées à la prise en compte du frottement sec. La mise en œuvre des mesures doit être la plus proche possible de celle des simulations numériques afin de faciliter la corrélation des résultats. La mise en œuvre de l'acquisition et le traitement des données expérimentales nécessite une instrumentation lourdes non disponible sur le dispositif simple considéré jusqu'ici. Le système simple de deux aubes déjà instrumenté, vérifié et étudié est donc retenue pour la validation de la méthode de mesure proposée. Les caractéristiques

principales des résultats expérimentaux relatifs à ce système sont confrontées aux résultats numériques de la partie précédente et aux résultats issus de la littérature.

IV.2. Etude expérimentale du système de deux aubes.

L'étude du dispositif expérimental a été abordée précédemment. Elle a montré son fort potentiel mais aussi la complexité des phénomènes mis en jeu et la difficulté d'interprétation des résultats. Dans ce contexte, l'étude expérimentale non linéaire est restreinte au système de deux aubes.

Les aubes I et II sont mises en contact et constituent un système incluant une nonlinéarité de type frottement sec. La comparaison des résultats expérimentaux et des résultats numériques associés à ceux issus de la littérature permet de valider la capacité de la mise en œuvre proposée dans le second chapitre à rendre compte de la totalité du comportement dynamique linéaire et non linéaire.

Les réponses fréquentielles sont tracées pour chaque force d'excitation à partir des amplitudes des signaux temporels acquis pour chaque fréquence considérée. La Figure IV.13 présente les courbes de réponses obtenues pour une force normale Fn de 50 Newtons et pour des forces d'excitation Fe de 1,5 à 30 Newtons. Les résultats, normés par la force d'excitation, montrent que pour des forces faibles, le comportement est proche du cas bloqué quasi linéaire. Pour des forces élevées, l'aplatissement des courbes de réponse, fréquences de réponse maximale et amplitudes maximales plus faibles, montrent que l'amortissement apporté par frottement sec est important (facteur d'amortissement jusqu'à 0,8% au lieu de 0,33% en linéaire). Pour la force normale considérée ici, le dispositif expérimental ne permet pas de dépasser significativement la valeur de 30 Newtons pour la force d'excitation et ne permet donc pas de s'approcher du cas purement glissant (fréquence de résonance de 250Hz).



Figure IV.13

Réponse fréquentielle du système de deux aubes pour Fn = 50N et Fe entre 1,5 et 30N.

La Figure IV.14 présente les courbes de réponses obtenues pour une force normale Fn de 4 Newtons et pour des forces d'excitation Fe variant de 1 à 40 Newtons. Les trois zones de fonctionnement du frotteur sont retrouvées, conformément à **[BER98b]** et à l'étude numérique préparatoire. Dans la zone de fonctionnement optimal, le frottement sec permet d'augmenter le facteur d'amortissement estimé à –3dB d'un ordre de grandeur (de 0,33 à 3,5%) par rapport au cas libre linéaire. Les amplitudes de vibrations maximales sont alors largement diminuées.

La dissipation par frottement sec intervient pour un rapport Fe/Fn compris entre 6.10^{-3} et 45.10^{-3} selon [**BER98b**], 60.10^{-3} et 300.10^{-3} pour le dispositif simple simulé au paragraphe précédent et 0,25 et 5 pour le système de deux aubes. La disparité des valeurs en fonction du dispositif considéré confirme que les limites de fonctionnement du frotteur ainsi que les amplitudes relatives de réponses dépendent du dispositif, de son comportement dynamique et des positions relatives de l'encastrement, du frotteur et de l'excitation.



Figure IV.14

Réponse fréquentielle du système de deux aubes pour Fn = 4N et Fe entre 1 et 40N.

L'ensemble du comportement dynamique de la structure caractérisé par les trois zones de fonctionnement n'a pu être obtenu qu'avec une force normale faible. Etant donné la sensibilité de la chaîne de mesure de la force normale, cela pose le problème de la reproductibilité des essais. Les résultats de ce paragraphe montrent cependant la fiabilité de la méthode expérimentale proposée et sa capacité à rendre compte des comportements non linéaires de la structure. D'autre part, le temps nécessaire à la mise en œuvre de cette méthode n'a pas permis jusqu'ici la constitution d'une base de données suffisante pour la validation des algorithmes de calcul et le recalage des paramètres numériques.

IV.3. Conclusions.

Ce chapitre a mis en place les outils et techniques expérimentaux et numériques nécessaires à l'analyse de systèmes contenant des non linéarités de type frottement sec. Ces outils et techniques ont été validés sur des cas simples qui ont également permis d'illustrer le comportement spécifique de tels systèmes. La mise en place des outils numériques fait apparaître que:

• L'implantation de la méthode de Craig&Bampton dans ANSYS la rend simple à utiliser. Son efficacité permet d'arriver à des temps de calcul raisonnables.

• L'élément de contact choisi, s'il n'est pas le plus représentatif du contact réel, permet cependant par sa relative simplicité des temps de calcul minimum et surtout est compatible avec la méthode de C&B telle qu'elle a été implantée.

• La modélisation de type Coulomb macroscopique utilisée ici n'est pas toujours suffisamment fine pour rendre compte du comportement dynamique constaté. Cependant le recalage de l'amortissement équivalent à partir de données expérimentales doit permettre de parvenir à une modélisation satisfaisante.

L'étude paramétrique montre que pour que le modèle soit représentatif, il est nécessaire de connaître les valeurs de la raideur tangentielle Kt et du produit μ Fn. Ces valeurs peuvent être déduite de résultats expérimentaux. Les valeurs du pas de temps dt et du temps de simulation tf doivent, elles, être ajustées afin de parvenir à un bon compromis entre précision des résultats et temps de calcul.

Numériquement et expérimentalement, les trois phases de fonctionnement du frotteur sont retrouvées en fonction de la valeur du rapport Fe/ μ Fn: glissement pur pour un rapport élevé, contact bloqué pour un rapport faible et comportement intermédiaire fortement non linéaire et fortement dissipatif. Les valeurs limites de ce rapport dépendent du système considéré.

V. <u>SYNTHÈSE, CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES</u>

V.1. Synthèse des résultats.

Les turbomachines, et en particulier les ensembles disques aubes, sont les éléments essentiels de domaines stratégiques (transport, production d'énergie...). Dans ce contexte, la complexité de leur comportement dynamique et la nature des excitations possibles rendent indispensable la simulation, dès la phase de conception, de leur comportement réel en fonctionnement dans leur environnement.

L'étude engagée a permis d'avancer vers une meilleure maîtrise de la modélisation des roues aubées et des dispositifs de liaisonnement de type nageoires en adoptant une double démarche numérique et expérimentale. D'une manière générale, cette étude a permis de comprendre et de visualiser les phénomènes principaux mis en jeu ainsi que de maîtriser les techniques et outils numériques et expérimentaux nécessaires à la poursuite des travaux. Cette étude se décompose en quatre parties.

La première dresse un bilan de l'existant. Ce bilan montre que la plupart des études concerne des applications liées aux frotteurs sous plates-formes. L'étude des dispositifs de type nageoires sont peu abouties en raison de la complexité des phénomènes mis en jeu. En effet, si ce type de dispositif dissipe de l'énergie, il modifie surtout fondamentalement les fréquences et modes de l'aube considérée ainsi que l'organisation des vibrations du système. La littérature faisant état d'assez peu de résultats issus de l'expérimentale et numérique.

Le second chapitre présente le dispositif expérimental conçu et nécessaire à l'achèvement de la démarche adoptée ainsi que la mise en œuvre des mesures adaptées aux besoins: linéaire et non linéaire, deux et treize aubes. Ce dispositif présente un fort potentiel et est représentatif d'une structure industrielle. Il répond au cahier des charges établi.

La troisième partie concerne l'étude du système de deux et treize aubes par une approche linéaire. Des études simples ont permis de mettre en évidence les comportements limites caractéristiques de la structure dans la configuration où les contacts sont purement glissants comme dans celle où ils sont bloqués. Les résultats numériques concernant des modèles simples mais représentatifs sont en bon accord avec les résultats expérimentaux et montrent que la modélisation du contact bloqué pose problème et que la présence du pot engendre un désaccordage dont il faut tenir compte mais qui ne suffit pas à expliquer les phénomènes observées. L'état des contacts et surtout la répartition des forces normales sur les contacts semble jouer un rôle déterminant sur l'organisation des vibrations dans le système et influe directement sur les modes et les niveaux de réponses obtenus.

Enfin, la quatrième partie définit les méthodes expérimentales et numériques adaptées à l'approche non linéaire de l'étude du système. La méthode de calcul du comportement dynamique de structures incluant du frottement sec repose sur une modélisation simple et efficace de la structure grâce à la réduction du nombre de degrés de liberté par sous structuration dynamique de Craig&Bampton, le temps de calcul étant un paramètre important pour les applications réelles, et à l'utilisation du modèle de frottement de Coulomb au travers du code ANSYS. Cette méthode est validée par l'étude d'un dispositif simple constitué d'une poutre et d'un frotteur. L'étude expérimentale du système non linéaire de deux aubes en contact valide la mise en œuvre proposée en comparant les résultats obtenus aux résultats numériques et issus de la littérature. L'étude expérimentale ainsi que l'étude numérique font apparaître les trois régimes de fonctionnement du frotteur: le glissement pur, le blocage et un régime de blocage - glissement très dissipatif. Ces trois régimes s'établissent en fonction du rapport de la force d'excitation et de la force normale au contact.

Les études numériques et expérimentales ont nécessairement été conduites en parallèle. Les objectifs fixés pour chacune des parties ont été atteints, notamment grâce au potentiel du dispositif expérimental développé. S'agissant d'une première étude sur ce thème dans le cadre du LDMS, le travail réalisé permet de dessiner les contours d'études ultérieures.

V.2. Perspectives.

Après l'établissement d'une méthode adaptée de mesure et de traitement des données, l'exploitation du dispositif expérimental développé pour cette étude entre dans sa phase intensive. Les modèles numériques du système complet et du système de deux aubes donnent de bons résultats en termes de fréquences et modes mais doivent être affinés afin de parvenir à une prévision optimale du comportement dynamique des roues aubées en
présence de frottement sec. Dans le cadre de cette problématique, il s'agit dans un premier temps de:

• Recaler les paramètres d'amortissement ou ceux liés au frottement sec des modèles à partir des données expérimentales ou d'études de sensibilité.

• Minimiser les temps de calculs non linéaires. L'implantation de la méthode de Craig&Bampton dans un code commercial donne satisfaction mais l'influence de cette réduction sur le comportement dynamique prévu n'a pas été suffisamment étudiée.

• Constituer une base de données expérimentales suffisante pour la validation des codes de calculs.

A plus long terme et pour parvenir à une connaissance approfondie du comportement vibratoire des roues aubées dans leur environnement de fonctionnement, il est nécessaire de:

• Identifier les déformées avec précision, en particulier, déterminer quels modes propres de la structure accordée participent à chaque résonance de la structure réelle et dans quelles proportions. La connaissance de l'organisation des vibrations sur un système désaccordé et incluant du frottement sec permettra de vérifier dans quelle mesure les hypothèses de symétrie cyclique peuvent être maintenues alors que cette symétrie est, en toute théorie, rompue.

• Analyser les niveaux de réponses obtenus en fonction des différents paramètres et des sources d'excitation possibles et notamment d'explorer les possibilités offertes par l'excitation multiple en termes de forme et d'amplitude d'excitation.

Les travaux engagés se poursuivent selon les axes définis ci dessus. Le but est d'une part d'avancer vers une modélisation globale tenant compte de tous les éléments (frottement sec, fluide, palier, arbre, carter...) et d'autre part de maîtriser des modélisations spécifiques liées à chaque phénomène.

105

VI. **BIBLIOGRAPHIE**

- [AFO88] AFOLABI D. Vibration amplitudes of mistuned blades. *Journal of Turbomachinery*, 1988, vol. 110, n° 2, p. 251-257.
- [ANS01a] ANSYS, Inc. ANSYS 5.7.1 Online documentation [CDROM]. Canonsburg, PA, USA: SAS IP, Inc©.
- [ANS01b] ANSYS, Inc. ANSYS, Inc theory, release 5.7 [CDROM]. Canonsburg, PA, USA: SAS IP, Inc[©].
- [ANS01c] ANSYS, Inc. Guide to ANSYS User Programmable Features [CDROM]. Canonsburg, PA, USA: SAS IP, Inc©.
- [BAZ86] BAZAN E., BIELAK J., GRIFFIN J.H. An efficient method for predicting the vibratory response of linear Structures with friction interfaces. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1986, vol. 108, n° 4, p. 633-640.
- [BER02] BERGER E.J., KROUSGRILL C.M. On friction damping modeling using bilinear hysteresis elements. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2002, vol. 124, n° 3, p. 367-375.
- [BER94] BERTHILLIER M., DHAINAUT M., BURGAUD F. et al. A numerical method for the prediction of bladed disk forced response. 1994, ASME paper 1994-GT-293.
- [BER98a] BERTHILLIER M., DUPONT C., CHANEZ P. et al. Réponse forcée aéroélastique des aubes de turbomachines. *Revue française de mécanique*, 1998, vol. 4, p. 265-275.
- [BER98b] BERTHILLIER M., DUPONT C., MONDAL R. et al. Blades forced response analysis with friction damper. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1998, vol. 120, n° 2, p. 468-474.
- [BER01] BERRUTI T., FILIPPI S., GOLA M.M. et al. Friction damping of interlocked vane segments: Experimental results. 2001, ASME paper 2001-GT-432.
- [BER02] BERRUTI T., FILIPPI S., GOLA M.M. et al. Friction damping of interlocked vane segments: Validation of friction model and dynamic response. 2002, ASME paper GT-2002-30324.
- [BLA00a] BLADH R., CASTANIER M.P., PIERRE C. Component-Mode-Based Reduced Order Modelling Techniques for Mistuned Bladed Disks, Part I: theoretical Models. 2000, ASME paper 2000-GT-0360.
- [BLA00b] BLADH R., CASTANIER M.P., PIERRE C. Component-Mode-Based Reduced Order Modelling Techniques for Mistuned Bladed Disks, Part II: Application. 2000, ASME paper 2000-GT-0361.
- [BON99] BONINI J., BERTHILLIER M. Méthodes en dynamique non linéaire des rotors pour l'étude du comportement d'un moteur d'avion. *Revue française de mécanique*, 1999, vol. 3, p. 221-226.
- [BRE99] BREWER M.E., CASTANIER M.P., PIERRE C. Effects of harmonic intentional mistuning on the free response of bladed disks. 1999, ASME paper DETC99/VIB-8012.

- [CAS99] CASTANIER M.P., YUNG-CHANG T., PIERRE C. Characteristic constraint modes for component mode synthesis. 1999, ASME paper DETC99/VIB-8187.
- [CHA00] CHA D., SINHA A. Statistics of responses of a mistuned and frictionally damped bladed disk assembly subjected to white noise and narrow band excitations. 2000, ASME paper 2000-GT-542.
- [CHE99] CHEN J.J., MENQ C.H. Prediction of periodic response of blades having 3D nonlinear shroud constraints. 1999, ASME paper 99-GT-289.
- [CHE00] CHEN J.J., YANG B.D., MENQ C.H. Periodic forced response of structures having three-dimensional frictional constraints. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, vol. 229, n° 4, p. 775-792.
- [CHE02] CHENG G., ZU J.W. Two-frequency oscillation with combined Coulomb and viscous frictions. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2002, vol. 124, n° 4, p. 537-544.
- [CHI93] CHIANG H.W.D., KIELB R.E. An analysis system for blade forced response. *Journal of Turbomachinery*, 1988, vol. 115, n° 4, p. 762-770.
- [CRA68] CRAIG R.R., BAMPTON M.C.C. Coupling of substructures for dynamic analyses. *AIAA Journal*, 1968, vol. 6, n° 7, p. 1313-1319.
- [CSA98] CSABA G. *Modelling microslip friction damping and its influence on turbine blade vibrations.* PhD thesis: Division of machine design, departement of mechanical engineering, Linköping university, Linköping, SWEDEN (519), 1998. 216 p.
- [DHA84] DHATT G., TOUZOT G. Une présentation de la méthode des éléments finis. Deuxième édition. Paris: Maloine S.A. éditeur, 1984. 543 p. Collection université de Compiègne. ISBN 2.224-00924-0.
- [DIC92] DICKENS J.M., POOL K.V. Modal truncation vectors and periodic time domain analysis applied to a cyclic symmetry structure. *Computers and Structures*, 1992, vol. 45, n° 3, p. 685-696.
- [EWI69] EWINS D.J. The effects of detuning upon the forced vibrations of bladed disks. *Journal of Sound and Vibration*, 1969, vol. 9, n° 1, p. 65-79.
- [EWI84a] EWINS D.J., HAN Z.S. Resonant vibration levels of a mistuned bladed disk. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and reliability in Design*, 1984, vol. 106, n° 2, p. 211-217.
- [EWI84b] EWINS D.J., IMREGUN M. Vibration modes of packeted bladed disks. Journal of Vibration, Acoustics, Stress and reliability in Design, 1984, vol. 106, n° 2, p. 175-180.
- [EWI00] EWINS D.J. *Modal testing. Theory, practice and application.* Second edition. Baldock, England: Research Studies Press LTD., 2000. 562 p. Mechanical engineering research studies – Engineering dynamics series. ISBN 0-86380-218-4.
- **[FEE98] FEENY B.F., KAPPANGATU R.V.** On the physical interpretation of proper orthogonal modes in vibrations. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, vol. 211, n° 4, p. 607-616.

- [FEI02] FEINER D.M., GRIFFIN J.H. A fundamental model of mistuning for a single family of modes. 2002, ASME paper GT-2002-30425.
- [FEL00] FELDER E. Mécanismes physiques et modélisation mécanique du frottement entre corps solides. *Mécanique et industries*, 2000, vol. 1, n° 6, p. 555-561.
- [GEL96] GELIN A., PUGNET J.M., JACQUET-RICHARDET G. Accurate prediction in dynamics of centrifugal impellers. Int. Conf. on vibrations in rotating machinery IMechE, Oxford, 1996, p. 77-87.
- [GIR99] GIRAUDON-GUILLOTEAU I. Modélisation du contact en dynamique: construction d'un élément simplifié de contact et application à l'interaction rotor/stator. Thèse de Doctorat: ECN, Nantes (N° ED 82-406), 1999. 217 p.
- [GRI84] GRIFFIN J.H., HOOSAC T.M. Model development and statistical investigation of turbine blade mistuning. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and reliability in Design*, 1984, vol. 106, p. 204-211.
- [GÜR99] GÜRGÖZE M. Mechanical systems with a single viscous damper subject to a constraint equation. *Computers and Structures*, 1999, vol. 70, n° 3, p. 299-303.
- [HEN84] HENRY R., FERRARIS G. Substructuring and wave propagation: An efficient technique for impeller dynamic analysis. 1984, ASME paper 83-GT-150.
- [IMB84] IMBERT J.F. Analyse des structures par éléments finis. Deuxième édition. Toulouse: CEPADUES-EDITIONS, 1984. 479 p. ISBN 2.85428.125.X.
- [JAC96] JACQUET-RICHARDET G., FERRARIS G., RIEUTORD P. Frequencies and modes of rotating flexible bladed disc-shaft assemblies: A global cyclic symmetry approach. *Journal of Sound and Vibration*, 1996, vol. 191, n° 5, p. 901-915.
- [JAC97] JACQUET-RICHARDET G., MOYROUD F. FRANSSON T. Influence of shroud design on the dynamic and aeroelastic behaviour of bladed disc assemblies. 1997, ASME paper 97-GT-191.
- [JAI94] JAISWAL B.L., BHAVE S.K. Experimental evaluation of damping in a bladed disk model. *Journal of Sound and Vibration*, 1994, vol. 177, n° 1, p. 111-120.
- [JAR00] JARELAND M.H., CSABA G. Friction damper mistuning of a bladed disk and optimisation with respect to wear. 2000, ASME paper 2000-GT-363.
- [JAR01] JARELAND M.H. A parametric study of a cottage-roof damper and comparison with experimental results. 2001, ASME paper 2001-GT-275.
- [JEF00] JEFFERS T.R., KIELB J.J., ABHARI R.S. A novel technique for the measurement of blade damping using piezoelectric actuators. 2000, ASME paper 2000-GT-0359.
- **[KAP99] KAPPANGATU R.V., FEENY B.F.** An "optimal" modal reduction of a system with frictional excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 1999, vol. 224, n° 5, p. 863-877.
- **[KAP00a] KAPPANGATU R.V., FEENY B.F.** Dynamically characterisation of a frictionally excited beam. *Nonlinear Dynamics*, 2000, vol. 22, n° 3, p. 317-333.

- [KAP00b] KAPPANGATU R.V., FEENY B.F. Proper orthogonal modal modelling of a frictionally excited beam. *Nonlinear Dynamics*, 2000, vol. 23, n° 4, p. 1-11.
- [KAN98] KANEKO Y., MORI K., OHYAMA H. et al. Vibrational response analysis of mistuned bladed disk system of grouped blades. 1998, ASME paper 98-GT-410.
- [KEN02] KENYON J.A., GRIFFIN J.H., FEINER D.M. Maximum bladed disk forced response from distortion of a structural mode. 2002, ASME paper GT-2002-30426.
- [KIE83] KIELB R.E., KAZA K.R.V. Effects of structural coupling on mistuned cascade flutter and response. 1983, ASME paper 83-GT-117.
- [MEN85] MENQ C.H. *The vibratory response of frictionally constrained gas turbine engine blades.* PhD thesis: Mechanical engineering, Carnegie-Mellon University, Pittsburgh, Pennsylvania 1985. 173 p.
- [MIG93] MIGNOLET M.P., LIN C.-C. The combined closed form-perturbation approach to the analysis of mistuned bladed disks. *Journal of Turbomachinery*, 1993, vol. 115, n° 4, p. 1-11.
- [MIG97] MIGNOLET M.P., WEI H. Direct prediction of the effects of mistuning on the forced response of bladed disks. 1997, ASME paper 97-GT-404.
- [MIG98] MIGNOLET M.P., RIVAS-GUERRA A. Identification of mistuning characteristics of bladed disks from free response data. 1998, ASME paper 98-GT-58.
- [MIN95] MINAS C., KODIYALAM S. Vibration analysis of bladed disc assemblies. *Mechanics of Structures and Machines*, 1995, vol. 23, n° 3, p. 321-330.
- [MOY96] MOYROUD F., JACQUET-RICHARDET G., FRANSSON T. Modal coupling for fluid and structure analyses of turbomachine flutter. Application to a fan stage. 1996, ASME paper 96-GT-335.
- [MOY98] MOYROUD F. Fluid-structure integrated computational methods for turbomachinery blade flutter and forced response predictions. Thèse de Doctorat: INSA, Lyon (98 ISAL 0101), 1998, Pagination multiple.
- [MOY98] MOYROUD F. Fluid-structure integrated computational methods for turbomachinery blade flutter and forced response predictions. PhD thesis: KTH Stockholm (TRITA-KRV-1998-2), 1998, 148 p.
- [MOY00] MOYROUD F., JACQUET-RICHARDET G., FRANSSON T. A comparison of two finite element reduction techniques for mistuned bladed-disks. 2000, ASME paper 2000-GT-0362.
- [NAM92] NAMURA K., SAITO E., OKABE A. et al. Turbine blade assemblies and their vibration characteristics. *Proceedings of ImechE* 5th Conference on vibrations in rotating machinery, Bath, U.K., 1992, Vol. 5, p. 65-72.
- [OSI98] OSINSKI Z., BAJKOWSKI J., DABROWSKI Z. et al. Damping of vibrations. Varsovie: Osinski Z., 1998. 562 p. ISBN 90 5410 677 8.
- [PAN00] PANNING L., SEXTRO W., POPP K. Optimization of interblade friction damper design. 2000, ASME paper 2000-GT-541.

- [PAN02] PANNING L., SEXTRO W., POPP K. Optimization of the contact geometry between turbine blades and underplatform dampers with respects to friction damping. 2002, ASME paper GT-2002-30429.
- **[PES02a] PESHECK E., PIERRE C., SHAW S.W.** A new galerkin-based approach for accurate non-linear normal modes through invariant manifolds. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, vol. 249, n° 5, p. 971-993.
- **[PES02b] PESHECK E., PIERRE C., SHAW S.W.** Modal reduction of a nonlinear rotating beam through nonlinear normal modes. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2002, vol. 124, n° 2, p. 229-236.
- **[PET02] PETROV E.P., EWINS D.J.** Analytical formulation of friction interface elements for analysis of nonlinear multi-harmonic vibrations of bladed discs. 2002, ASME paper GT-2002-30325.
- [PIE85] PIERRE C., FERRI A.A., DOWELL E.H. Multi-harmonic analysis of dry friction damped systems using an incremental harmonic balance method. *Journal of applied mechanics*, 1985, vol. 52, n° 4, p. 958-964.
- [POG95] POGGI M. Etude du comportement dynamique des aubes liaisonnées. Mémoire du diplôme d'études approfondies (DEA): LMSt, INSA, Lyon 1995. 70 p.
- [RIV01] RIVAS-GUERRA A.J., MIGNOLET M.P. Local/global effects of mistuning on the forced response of bladed disks. 2001, ASME paper 2001-GT-0289.
- **[SAN96] SANLITURK K.Y., EWINS D.J.** Modelling two-dimensional friction contact and its application using harmonic balance method. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1996, vol. 193, n° 2, p. 511-523.
- **[SAN97] SANLITURK K.Y., IMREGUN M., EWINS D.J.** Harmonic balance vibration analysis of turbine blades with friction dampers. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1997, vol. 119, n° 1, p. 97-103.
- [SAN99] SANLITURK K.Y., EWINS D.J., STANDRIGE A.B. Underplatform dampers for turbine blades theoretical modelling, analysis and comparison with experimental data. 1999, ASME paper 99-GT-335.
- **[SAY00] SAYMA A.I., VAHDATI M., IMREGUN M.** An integrated non-linear approach for turbomachinery forced response prediction. Part I: Formulation. *Journal of fluids and structures*, 2000, vol. 14, n° 1, p. 87-101.
- [SEI02] SEINTURIER E., BERTHILLIER M., LOMBARD J.-P. et al. Turbine mistuned forced response prediction comparison with experimental results. 2002, ASME paper GT-2002-30424.
- **[SEX00] SEXTRO W.** The calculation of the forced response of shrouded blades with frictional contacts and its experimental verification. 2000, ASME paper 2000-GT-540.
- [SEX02] SEXTRO W. PANNING L., GÖTTING F. et al. Fast calculation of the statistics of the forced response of mistuned bladed disk assemblies with friction contacts. 2002, ASME paper GT-2002-30427.
- **[SHA99a] SHAPIRO B.** Solving for mistuned forced response by symmetry. *Journal of propulsion and power*, 1999, vol. 15, n° 2, p. 310-325.

- **[SHA99b] SHAW S.W., PIERRE C., PESHECK E.** Modal analysis-based reduced order models for nonlinear structures An invariant manifold approach. *The shock and vibration digest*, 1999, vol. 31, n° 1, p. 3-16.
- [SIN00] SINCLAIR G.B. Contact stresses in dovetail attachments: physical modelling. 2000, ASME paper 2000-GT-356.
- **[SIN89] SINGH M.P., VARGO J.J.** Reliability evaluation of shrouded blading using the SAFE interference diagram. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1989, vol. 111, n° 4, p. 601-609.
- [SIN84] SINHA A., GRIFFIN J.H. Effects of static friction on the forced response of frictionally damped turbine blades. 1984, ASME paper 83-GT-155.
- [SIN86] SINHA A., GRIFFIN J.H., KIELB R.E. Influence of friction dampers on torsional blade flutter. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1986, vol. 108, n° 2, p. 313-318.
- [SLA99] SLATER J.C., MINKIEWICZ G.R., BLAIR A.J. Forced response of bladed disk assemblies: a survey. *The shock and vibration digest*, 1999, vol. 31, n° 1, p. 17-24.
- [SRI83] SRINIVASAN A.V., CUTTS D.G. Dry friction damping mechanisms in engine blades. *Journal of engineering for power*, 1983, vol. 105, n° 2, p. 332-341.
- [SRI96] SRINIVASAN A.V., McFARLAND D.M. Characterization of laws of friction in the context of engine blade dynamics. 1996, ASME paper 96-GT-379.
- **SZWEDOWICZ J.** *Cyclic finite element modelling of shrouded turbine blades including frictional contacts.* 1999, ASME paper 99-GT-92.
- [SZW01] SZWEDOWICZ J., KISSEL M., RAVIENDRA B. et al. Estimation of contact stiffness and its role in the design of a friction damper. 2001, ASME paper 2001-GT-0290.
- [THO79] THOMAS D.L. Dynamics of rotationally periodic structures. *Journal for numerical methods in engineering*, 1979, vol. 14, p. 91-102.
- [TOU96] TOUFINE A., BARRAU J.J., BERTHILLIER M. Analyse dynamique d'aubes de turboréacteurs en présence de frottement sec. *Mécanique Industrielle et Matériaux*, 1996, vol. 49, n° 4, p. 202-205.
- [TOU97] TOUFINE A. Dynamique des structures en présence de frottement sec: application aux aubes de turboréacteurs. Thèse de Doctorat: ENSAE, Toulouse, 1997. 164 p.
- **TOUFINE A., BARRAU J.J., BERTHILLIER M.** Dynamic study of a structure with flexion-torsion coupling in presence of dry friction. *Nonlinear Dynamics*, 1999, vol. 18, n° 4, p. 321-337.
- [TRA92] TRAN D.-M. Méthodes de synthèse modale mixtes. *Revue Européenne des éléments finis*, 1992, vol. 1, n° 2, p. 137-179.
- **[TRA96] TRAN D.-M.** Méthode de sous-structuration pour l'analyse de sensibilité et la réactualisation des modes propres des structures localement perturbées. *Revue Européenne des éléments finis*, 1996, vol. 5, n° 1, p. 75-99.

- [VAH00] VAHDATI M., SAYMA A.I., IMREGUN M. An integrated non-linear approach for turbomachinery forced response prediction. Part II: Case studies. *Journal of fluids and structures*, 2000, vol. 14, n° 1, p. 103-125.
- [VAL86] VALERO N.A., BENDIKSEN O.O. Vibration characteristics of mistuned shrouded blade assemblies. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1986, vol. 108, n° 2, p. 293-299.
- [WAG89] WAGNER L.F., GRIFFIN J.H. Blade vibration with nonlinear tip constraint: Model development. 1989, ASME paper 89-GT-293.
- **[WAN91] WANG J.H., SHIEH W.L.** The influence of a variable friction coefficient on the dynamic behavior of a blade with a friction damper. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, vol. 149, n° 1, p. 137-145.
- [WEI88] WEI S.-T., PIERRE C. Localisation phenomena in mistuned assemblies with cyclic symmetry. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and reliability in Design*, 1988, vol. 110, p. 429-449.
- [WHI66] WHITEHEAD D. Effect of mistuning on the vibration of turbomachine blades induced by wakes. *Journal of Mechanical engineering*, 1966, vol. 8, p. 15-21.
- **[YAN95] YANG B.D., GRIFFIN J.H.** Exploring how shroud constraint can affect vibratory response in turbonachinery. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1995, vol. 117, n° 1, p. 198-206.
- [YAN96] YANG B.D., MENQ C.H. Modeling of friction contact and its application to the design of shroud contact. 1996, ASME paper 96-GT-472.
- **[YAN98a] YANG B.D., MENQ C.H.** Characterization of contact kinematics and application to the design of wedge dampers in turbomachinery blading: Part 1 Stick-slip contact kinematics. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1998, vol. 120, n° 2, p. 410-417.
- **[YAN98b] YANG B.D., MENQ C.H.** Characterization of contact kinematics and application to the design of wedge dampers in turbomachinery blading: Part 2 Prediction of forced response and experimental verification. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1998, vol. 120, n° 2, p. 410-417.
- **[YAN99a] YANG B.D., CHEN J.J., MENQ C.H.** Prediction of resonant response of shrouded blades with three-dimensional shroud constraint. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1999, vol. 121, n° 3, p. 523-529.
- [YAN99b] YANG B.D., GRIFFIN J.H. A reduced order model of mistuning using a subset of nominal system modes. 1999, ASME paper 99-GT-288.
- [ZMI81] ZMITROWICZ A. A vibration analysis of a turbine blade system damped by dry friction forces. *Int. J. Mech. Sci.*, 1981, vol. 23, n° 12, p. 741-761.
- [ZMI96] ZMITROWICZ A. A note on natural vibrations of turbine blade assemblies with non continuous shroud rings. *Journal of Sound and Vibration*, 1996, vol. 192, n° 2, p. 521-534.

112

VII. <u>ANNEXES</u>

VII.1. Etalonnage des capteurs inductifs.

La tension délivrée par les capteurs inductifs est fonction de la distance entre le capteur et la structure, appelée entrefer, et des propriétés du matériau constituant la structure. L'acier utilisé étant fortement allié au chrome, ses propriétés, différentes de celles d'un acier courant, justifient l'étalonnage des capteurs. Deux types de capteurs, de sensibilités différentes, sont utilisés. Pour chaque type, quatre courbes de réponses sont tracées afin de déterminer la sensibilité moyenne en V/mm.



Annexe 1

Courbes d'étalonnage des capteurs inductifs TQ402 (3,5V/mm) et TQ102 (7V/mm).

VII.2. Choix des jauges d'extensométrie.

Les jauges d'extensométrie sont choisies pour leurs faibles dimensions et pour leur sensibilité élevée. Leurs principales caractéristiques sont reportées ci-dessous:



Annexe 2

Caractéristiques données par le constructeur des jauges utilisées.

VII.3. Fréquences naturelles des treize aubes isolées.

Les fréquences des deux premiers modes de flexion dans le plan sont mesurées pour chacune des treize aubes isolées. Ces valeurs permettent de recaler les modèles numériques et de juger du bon accordage global du système.

	l ^{ère} flexion (Hz)	$2^{\hat{e}me}$ flexion (Hz)
Aube I	253	1409
Aube II	250	1413
Aube III	251	1420
Aube IV	250	1413
Aube V	250	1413
Aube VI	250	1413
Aube VII	250	1416
Aube VIII	254	1420
Aube IX	250	1416
Aube X	250	1416
Aube XI	250	1420
Aube XII	250	1420
Aube XIII	250	1416
Moyenne	250,6	1415,8
Ecart type	1,33	3,52

Annexe 3

Valeurs des premières fréquences de résonances relevées sur le dispositif, aubes isolées.

VII.4. Etude harmonique linéaire.

Le modèle étant linéaire et en l'absence d'amortissement, l'analyse harmonique vise à quantifier l'influence de l'excitation ponctuelle et à valider son positionnement en vérifiant que tous les modes du système deux aubes sont susceptibles d'être excités. Cette étude doit montrer que les résultats de l'étude modale peuvent être retrouvés expérimentalement.

Dans le cas du contact bloqué (une paire de nœud, cas 2), les deux aubes sont excitées. Les 4 fréquences et modes des aubes dans le plan sont visibles et "d'amplitudes" comparables: leur identification expérimentale doit donc être aisée.



Annexe 4

Réponse harmonique du système de 2 aubes (A1 Aube I, A2 Aube II).

VII.5. Fréquences et modes du système de deux aubes.

Annexe 5

Système 2 aubes, premiers modes caractéristiques des états de contact glissant et bloqué.





Annexe 5

Système 2 aubes, premiers modes caractéristiques des états de contact glissant et bloqué.



VII.6. Influence de la raideur de contact.

Annexe 6

Evolution des fréquences du premier mode de flexion dans le plan en fonction de la raideur de contact et classées par nombre de diamètres nodaux.

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : RAVOUX		DATE de SOUTENANCE : 20 juin 2003	
Prénoms : Julien Jean-Paul			
TITRE : Réponses forcées des aubages de turbomachines liaisonnés par nageoires			
NATURE : Doctorat		Numéro d'ordre: 03 ISAL 0019	
Formation doctorale : Génie Méca	nique		
Cote B.I.U Lyon : T 50/210/19	/ et bis	CLASSE :	
RESUME :			
L'objectif de cette étude est de p liaisonnement de type nageoires dynamique de structures incluar le modèle de Coulomb. Une mét expérimentale de systèmes simp force normale au contact trois r glissement très dissipatif. Les r qualité des états des contacts jou MOTS-CLES : VIBRATION, AUBES L Laboratoire (s) de recherches :	orogresser vers une meilleur s en adoptant une double d nt du frottement sec repose thode expérimentale adaptée bles mais représentatifs font égimes de fonctionnement ésultats montrent que la m tent un rôle déterminant dar	re maîtrise de la modélisation des roues aubées et des dispositifs de émarche numérique et expérimentale. Le calcul du comportement sur une modélisation réduite (méthode de Craig&Bampton) et sur e aux systèmes non linéaires est proposée. Les études numérique et t apparaître en fonction du rapport de la force d'excitation et de la du frotteur: le glissement pur, le blocage et un régime de blocage- odélisation du contact bloqué est délicate et que la disparité et la ns l'organisation des vibrations et les niveaux de réponses.	
Laboratorie (s) de recherches.	Laboratoire des Mach	ines et des Structures LDMS	
Directeur de thèse: Georges JACQ	UET-RICHARDET		
Président de jury :			
Composition du jury :	JJ. BARRAU P. BONNEFOI B. COCHELIN J. DER HAGOPIA G. JACQUET-RIC	4N CHARDET	