

RAPPORT

Présenté à

I' UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE LILLE

pour l'obtention de

L' HABILITATION A DIRIGER DES RECHERCHES

Spécialité : Sciences physiques

par

CHARLEY Jacques

DYNAMIQUE DE STRUCTURES COMPLEXES

HYDROACOUSTIQUE ET COUPLAGE FLUIDE-STRUCTURE

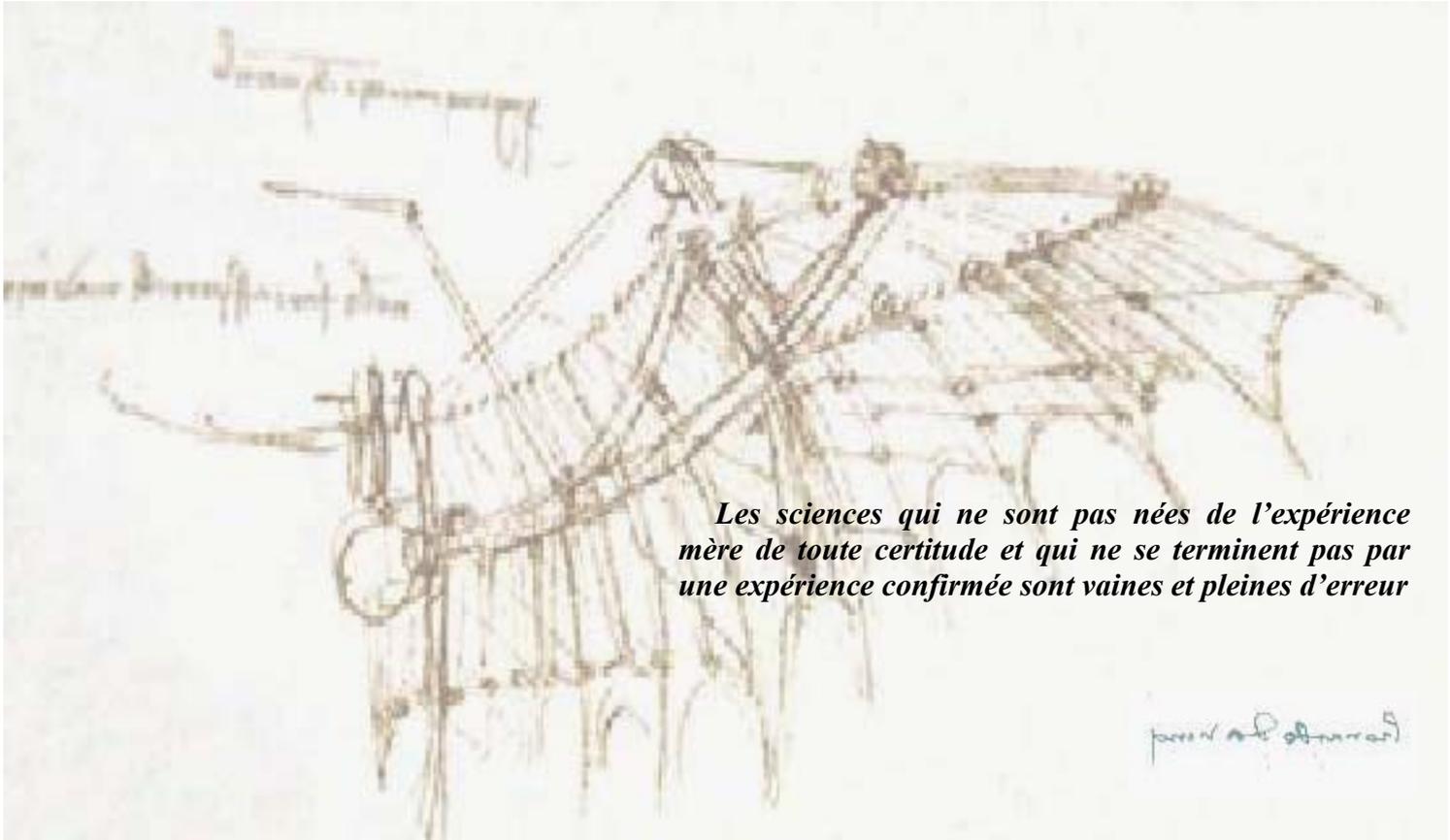
soutenue le 1 Octobre 2001 devant le jury composé de :

Rapporteurs :

P. LEVEL	Professeur UVHC - Valenciennes
J.L. KUENY	Professeur ENSHMG - Grenoble
M. TOURATIER	Professeur ENSAM - Paris

Membres :

J.P. BARRAND	Professeur émérite ENSAM - Lille
D. BUISINE	Professeur USTL - Lille
G. CAIGNAERT	Professeur ENSAM - Lille
G. DEGALLAIX	Professeur EC - Lille



*Les sciences qui ne sont pas nées de l'expérience
mère de toute certitude et qui ne se terminent pas par
une expérience confirmée sont vaines et pleines d'erreur*

pour le charley

AVANT PROPOS

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été réalisés au sein du Laboratoire de Mécanique de Lille. Ils s'inscrivent dans le cadre de l'opération "Hydro-acoustique des pompes centrifuges" ou de l'axe "Fiabilité Mécanique des Matériaux et des Structures". Ils se sont déroulés majoritairement au Laboratoire de Mécanique du CER de Lille.

J.P Barrand a pris la direction du Laboratoire de Mécanique l'ENSAM en 1985, l'autonomie d'action qu'il m'a laissée, le sérieux scientifique qu'il a communiqué à toute l'équipe, ses qualités d'écoute sont, sans aucun doute, des impulsions indispensables aux recherches présentées. Je le remercie de m'avoir incité à cette rédaction qui, malgré les difficultés rencontrées pour aboutir à cette synthèse, m'a permis de dresser un bilan sur les travaux et les diverses actions que j'ai pu mener.

J'adresse ma gratitude à G. Caignaert qui m'a permis, au travers de mon sujet de thèse, d'associer mes activités en dynamique à celles développées par le laboratoire autour de l'axe turbomachine et écoulement. Ces conseils et critiques constructives m'ont toujours été précieux, en particulier pour la première version de ce mémoire. Je lui adresse ma profonde reconnaissance pour ses qualités humaines, les relations établies et les nombreux échanges et partages qui jalonnent vingt ans de vie professionnelle à l'ENSAM.

Je tiens à remercier les Professeurs qui ont accepté d'être rapporteurs sur ce travail :

- P. Level, Professeur à l'Université de Valenciennes, pour les suggestions qu'il a bien voulu m'adresser afin d'améliorer la lisibilité de ce document, et ce malgré sa nouvelle charge en temps que président de l'UVHC,
- J.L. Kueny, Professeur à l'EPFL, avec lequel de nombreuses collaborations ont été établies au sein de la SHF ou sur des thèmes de recherches de membres du Laboratoire de Mécanique de Lille portant sur l'étude d'écoulements dans les turbomachines,
- M. Touratier, Professeur à l'ENSAM-Paris, ses conseils avisés, ses critiques constructives, son intégrité m'ont permis d'améliorer très sensiblement ce travail de synthèse. La qualité de son écoute et sa chaleur humaine sont de précieux soutiens.

Je souhaite remercier D. Buisine Professeur à l'USTL, responsable du DEA de mécanique, et de la formation doctorale. Il témoigne par cette contribution des nombreux et constructifs échanges que nous avons eus au sein du LML.

Je tiens à témoigner ma reconnaissance à G. Degallaix Professeur à l'EC-Lille, il m'a amicalement soutenu dans la rédaction de ce rapport. Nos nombreuses rencontres, tant dans le cadre du Pôle Frein qu'au LML m'ont été très enrichissantes tout particulièrement dans le suivi et l'encadrement de chercheurs.

Je souhaite rendre un hommage à mon collègue A.L. Defretin disparu récemment. Je lui dois certains résultats présentés dans ce mémoire, issus d'un travail en commun. Il a su

insuffler un sang neuf à l'ENSAM en introduisant, en particulier dans le secteur des fabrications, les procédés d'usinage à grande vitesse.

C'est un plaisir de remercier également les étudiants et chercheurs qui ont pu participer, directement ou indirectement à ces travaux.

Je ne peux omettre le personnel de l'ENSAM et plus particulièrement les techniciens et la secrétaire du laboratoire qui, au quotidien, épaulent le travail des étudiants, des chercheurs comme des enseignants.

Enfin, j'ai une pensée toute particulière pour Pascale, mon épouse, son amour et son soutien me sont précieux, et pour mes enfants qui ont, eux aussi, partagé ces heures de rédaction.

SOMMAIRE

INTRODUCTION	8
CHAPITRE 1	11
CURRICULUM VITAE BILAN D' ACTIVITÉS	11
1 ENSEIGNEMENT	13
1.1 à l'ENSAM	13
1.2 Autres établissements	14
1.3 Formation continue	14
2 ENCADREMENT	15
2.1 Projets d'approfondissement et de dominante ENSAM 2 ^o année	15
2.2 Projets de fin d'étude ENSAM	15
2.3 Projets de fin d'étude EUDIL	16
2.4 Maîtrise et DESS	16
2.5 Encadrement de DEA	16
2.6 Mémoires d'ingénieur CNAM	17
3 ACTIVITES DE RECHERCHE	17
3.1 Activités du laboratoire	17
3.2 Thèmes abordés	18
3.3 Thèse	18
3.4 Evolution	18
3.5 Encadrement doctoral, codirection	19
4 PARTICIPATION AUX JURYS ET CONCOURS	20
4.1 Thèses	20
4.2 Jurys et Concours	20
5 RESPONSABILITES ADMINISTRATIVES ET COLLECTIVES	21
5.1 Pédagogiques	21
5.2 Administratives	21
5.3 Conseil scientifique et d'établissement	22
5.4 Organisation de colloques et congrès	22
5.5 Responsabilités diverses	22
6 POLE FREIN	23
7 RELATIONS INDUSTRIELLES	24
7.1 Assistance technique	24
7.2 Expertises judiciaires	25
8 PUBLICATIONS COMMUNICATIONS ET RAPPORTS	25
8.1 Publications dans des revues à comité de lecture	25
8.2 Communications avec actes publiés	25
8.3 Communications avec actes à diffusion restreinte	26
8.4 Communications sans actes	27
8.5 Publications et communications soumises ou en révision	27
8.6 Rapports de contrats industriels	27

CHAPITRE 2	29
DYNAMIQUE DE STRUCTURES COMPLEXES	29
NOTATIONS	30
1 INTRODUCTION – CONTEXTE	31
2 APPORT DU TRAITEMENT NUMERIQUE DU SIGNAL	31
2.1 Evolution des moyens d’essais	32
2.2 Exemples d’application	33
3 DEVELOPPEMENT DE LOGICIELS	36
3.1 Dynamique de ligne d’arbres	36
3.2 Interface CADA-X et I-DEAS	42
4 DYNAMIQUE ET PROCEDES D’USINAGE	46
4.1 Modèle d’axe de machine UTGV	47
4.2 Modèle de structure d’une machine	51
4.3 Comportement de pièces en usinage grande vitesse	58
4.4 Perspectives - travaux complémentaires	63
5 REPONSES DYNAMIQUES DANS LE FROTTEMENT PION-DISQUE	64
5.1 Contexte	64
5.2 Description du banc d’essais et du protocole	64
5.3 Principaux résultats	65
5.4 Perspectives – travaux complémentaires	72
6 BIBLIOGRAPHIE	73
CHAPITRE 3	76
HYDROACOUSTIQUE COUPLAGE FLUIDE-STRUCTURE	76
NOTATIONS	77
1 INTRODUCTION – CONTEXTE	78
2 PROBLEMATIQUE	79
3 HYDROACOUSTIQUE	80
3.1 Objectifs	80
3.2 Equations d’hydroacoustique	80
3.3 Matrice de transfert d’un élément de conduite	83
3.4 Limites du modèle	83
3.5 Autres formulations de la matrice de transfert	85
4 COUPLAGE FLUIDE-STRUCTURE	86
4.1 Contexte et analyse bibliographique	86
4.2 Modèle unidimensionnel	87
4.3 Analyse du couplage fluide-structure	89
4.4 Matrice de transfert d’un élément de conduite	90
4.5 Formulation adimensionnelle du problème	92
4.6 Comparaison des formulations	94
4.7 Limites du modèle	96

5	DESCRIPTION DES MOYENS D'ESSAIS	97
5.1	Boucle d'essais de pompes SESAME	97
5.2	Banc d'essais en air VENTIL	99
5.3	Moyens d'acquisition et de traitement des signaux	101
6	METHODES INTENSIMETRIQUES	102
6.1	Revue des méthodes expérimentales	102
6.2	Modèles de transfert d'une machine hydraulique	103
6.3	Méthode de MARGOLIS et BROWN	105
6.4	Intensimétrie à deux capteurs	110
6.5	Intensimétrie à quatre capteurs	110
6.6	Résultats comparatifs	112
6.7	Distance inter-capteurs	119
7	MATRICE DE TRANSFERT D'UNE POMPE :	123
7.1	Contexte	123
7.2	Principe	123
7.3	Procédure expérimentale	125
7.4	Résultats	125
7.5	Analyses	129
8	PERSPECTIVES - PROLONGEMENTS :	132
9	BIBLIOGRAPHIE	133
	CONCLUSIONS	137

INTRODUCTION

Ce chapitre dresse un bilan général de mes activités au centre de Lille de l'ENSAM et au sein du LML.

Il cherche à montrer la cohérence d'activités qui peuvent sembler assez éloignées les unes des autres, comme par exemple l'hydroacoustique de pompes et les vibrations en fraisage.

L'ensemble de mes travaux s'articule autour de la dynamique.

Depuis ma nomination au centre de Lille de l'ENSAM différentes charges d'enseignement m'ont été confiées. Je les ai assurées au sein de l'équipe enseignante du laboratoire de mécanique. Elles se sont centrées sur les compétences acquises en mécanique des milieux continus, qui m'ont permis d'être lauréat du concours de l'agrégation de mécanique.

J'ai relevé aussi d'autres challenges. En effet on m'a confié la mise en place d'un laboratoire de vibration et d'acoustique et introduit au centre de Lille de l'ENSAM de nouvelles disciplines en pleine expansion au début des années quatre-vingt : le traitement du signal par voie numérique et les applications de la transformée de Fourier rapide, enseignement que je dispense dans le cadre du DEA de mécanique et l'analyse modale expérimentale par identification de fonctions de transfert mesurées.

Plus récemment, dans le cadre d'enseignements d'approfondissement et de dominante, j'ai développé les techniques de corrélation entre calculs et essais, dans une optique de validation de modèle, et contribué à l'application de l'acoustique et des méthodes vibro-acoustiques en particulier dans le secteur du transport, pour le confort dans les véhicules.

Toutes ces actions ont été menées avec le souci, pour ma part, de privilégier le travail en équipe qui est le fruit d'échanges, partages et d'enrichissements.

Cet apport je l'ai également retrouvé au travers des responsabilités qui m'ont été confiées, que ce soit dans la coordination pédagogique d'un cycle d'approfondissement, l'organisation et la gestion d'un laboratoire d'enseignement. Ma participation à des instances nationales de l'ENSAM (en tant que correspondant de département ou membre de commissions de spécialistes) m'a donné l'occasion d'échanges fructueux, également au plan régional par mon appartenance au groupe de formation doctorale et à la commission de spécialistes de l'EC-Lille.

J'ai eu l'occasion de mener de nombreuses actions de transfert de technologie qui témoignent de mon insertion dans le tissu industriel tant au niveau national que régional,.

Mais c'est, sans conteste, ma fonction de chef de projet du Pôle Frein qui m'a donné le plus d'opportunités. Que ce soit au sein du GRRT ou avec les universitaires des laboratoires de la région Nord Pas-de-Calais, j'ai pu développer un réseau d'échanges et connaître les rouages des instances décisionnelles. J'ai eu en charge l'élaboration de dossiers financés par le Conseil Régional, le FEDER et au niveau national par le PREDIT, en collaboration avec de grands groupes industriels (ALSTOM, SNCF, RATP ..) et des centres de recherche (INRETS, CERG ..)

La première partie de ce document est consacrée à une synthèse de ces diverses activités tant en recherche, au sein du LML, qu'en enseignement mais aussi des nombreuses relations avec le monde industriel au travers de formations, assistance technique et d'activités de transfert.

De nombreux échanges et collaborations m'ont été offerts par ma contribution, au sein du comité d'organisation, des Journées Européennes du Freinage. De même mon appartenance à l'EUMAG, la SHF, le club CRIN sont l'occasion de découvrir les activités d'autres laboratoires de recherche français. Au niveau international, c'est au travers de présentation de communications relatives à mes activités de recherche ou aux travaux que j'ai encadrés, que j'ai pu connaître d'autres chercheurs, en particulier dans le cadre de l'ASME et des groupes de travail de l'AIH.

Mes activités de recherche se sont constamment menées autour du thème fédérateur qu'est la dynamique et ses applications. Le goût pour cette discipline est directement lié aux responsabilités qui m'ont été confiées en début de carrière. Les applications sont parfois assez différentes voire éloignées les unes des autres. Cela reflète du besoin de s'inscrire dans les thématiques de recherche de l'établissement de rattachement, comme du laboratoire universitaire d'appartenance, sans faire abstraction des besoins des industriels.

J'ai eu le plaisir d'appréhender la dynamique à plusieurs niveaux, que ce soit en modélisation, en validation expérimentale, en analyse de process industriels. J'ai pu profiter au cours de ces vingt

années des évolutions des technologies et des outils disponibles, en particulier en terme de logiciels de simulation, d'outils numériques d'investigations expérimentales en traitement du signal et en analyse modale.

Deux champs d'applications majeurs sont exposés, le premier, qui fait l'objet du chapitre 2, est relatif à la dynamique de structures complexes. Il illustre des problèmes de modélisation et d'identification sur des structures aussi différentes que :

- une ligne d'arbre de propulsion par moteur diesel pour le ferroviaire,
- un bâti de machine outil ou sa chaîne cinématique, l'interface pièce-outil broche-outil dans le secteur des fabrications par usinage à grande vitesse,
- l'interface pion disque sur un banc d'essais de freinage dans le cadre d'actions menées au sein du Pôle Frein relative à la dynamique et au bruit en freinage.

Cet ensemble témoigne de l'enrichissement du travail coopératif, de collaborations menées avec d'autres équipes ou laboratoires de recherche (LEEP, LMS-Paris, LAHIIH-LME, EC-Lille) et illustre l'apport de la mise en œuvre des techniques de simulation, de traitement du signal et d'analyse modale en essayant de faire apparaître la cohérence de ces travaux souvent différents les uns des autres.

Le chapitre 3 aborde ma contribution aux différentes techniques mises en œuvre dans l'analyse hydroacoustique de composants hydrauliques. Là aussi, il s'agit d'un problème de dynamique. La problématique de l'identification par matrice de transfert est présentée. La fin du chapitre aborde les résultats obtenus en air sur une pompe. Une part importante est consacrée à une méthode originale qui prend en compte l'influence du couplage fluide structure en conduite. Cet axe s'inscrit dans la thématique du LML d'étude des turbomachines à fluide faiblement compressible jusqu'aux machines de compression et de développement de méthodes inverses, il témoigne d'une longue collaboration avec SED et la SHF.

Ce document, présenté en vue d'obtenir l'habilitation à diriger des recherches, dresse un bilan de ma carrière et présente une synthèse des travaux de recherche et de transfert de technologie auxquels j'ai contribué, il ouvre un certain nombre de pistes que je souhaite pouvoir aborder dans le futur.

J'ai rédigé ce document en espérant qu'il puisse être une synthèse et ainsi aider d'autres chercheurs par la présentation de méthodes que j'ai mises en œuvre et par les nombreuses références bibliographiques.

CHAPITRE 1

CURRICULUM VITAE

BILAN D'ACTIVITÉS

Ce chapitre dresse un bilan des activités en recherche comme en enseignement menées au centre de Lille de l'ENSAM et au sein du LML.

Les missions administratives ou scientifiques qui m'ont été confiées sont exposées, à la fois dans le tissu industriel régional comme universitaire.

L'encadrement doctoral et l'évolution des thématiques de recherche sont abordés et font l'objet de développements détaillés dans les chapitres suivants.

CURRICULUM VITAE

Jacques CHARLEY

Age : 47 ans

Situation familiale : Marié, père de trois enfants .



Adresse personnelle :

Adresse professionnelle : ENSAM 8 Bd Louis XIV 59046 Lille Cedex



Tel professionnel :



E-mail :

- 1976** : **Diplôme ingénieur ENSAM** (promotion Lille 72)
- 1976-77** : **Auditeur libre en dernière année à l'ENSET**
- 1977** : **Lauréat des concours de CAPET et d'Agrégation de Mécanique**
- 1977-78** : Service National à Paris en tant que scientifique du contingent, **étudiant en DEA et enseignant au centre associé du CNAM de Lille**
- 1978** : **DEA de Mécanique (Paris VI - ENSAM)**
- 1978** : Nomination comme **Assistant Agrégé** au CER de Lille de l'ENSAM
- 1985** : Membre du Laboratoire de Mécanique de Lille (URA CNRS 1441 depuis 1991)
- 1993** : **Thèse de doctorat de l'ENSAM**
- 1994** : Inscription sur la liste de **Qualification aux fonctions de Maître de Conférences** (le 23-3-1994 N° QUALIFICATION : 9426027895)
- 1995** : **Maître de conférences** au CER de Lille de l'ENSAM
 N° du poste : 60MCF 0236 - établissement 075 9237 L
 (Titularisation avec reclassement en 1° Classe - 5° échelon)
- Section du CNU : 60
- Situation actuelle** : Maître de conférences (1° Classe - 6° échelon)
 au CER de Lille de l'ENSAM

BILAN D'ACTIVITÉS

1 ENSEIGNEMENT

Les différentes charges d'enseignement que j'ai assurées entrent dans le cadre pédagogique de l'agrégation de mécanique, soit dans les disciplines suivantes :

mécanique du solide, dynamique,
mécanique des milieux continus,
mécanique des fluides,
thermodynamique appliquée, énergétique.

L'évolution dans les disciplines que j'ai enseignées au cours de ma carrière s'est faite en fonction des modifications du cursus à l'ENSAM et des mouvements d'enseignants de mécanique au centre de Lille.

La spécificité du laboratoire de dynamique dont j'ai la responsabilité, m'a tout particulièrement conduit à développer un enseignement de traitement du signal appliqué aux problèmes vibratoires et acoustiques. Cet enseignement est dispensé au travers des approfondissements de deuxième année à l'ENSAM ainsi qu'en cours de tronc commun du DEA de mécanique (USTL, ENSAM, EC-Lille).

1.1 à l'ENSAM

Résumé de ma carrière :

En octobre 1978 j'ai pris mes fonctions comme assistant agrégé au centre de Lille de l'ENSAM (poste 190AS004).

Depuis le 1^o septembre 1995 j'occupe un poste de Maître de Conférences 1^o Classe (poste 60MCF 0236 - établissement 075 9237 L).

J'ai bénéficié de 1990 à 1997 d'un *contrat pédagogique*.

Détail des charges d'enseignement :

Le poste, que j'ai occupé en début de carrière, avait été créé afin de lancer un nouveau laboratoire de *Mécanique des vibrations et d'acoustique* conformément à la réforme des enseignements de 1976 de l'ENSAM.

Ma principale tâche en début de carrière fut donc de monter ce laboratoire de dynamique, de gérer les investissements nécessaires à l'équipement en moyens d'essai de ce laboratoire et de créer des manipulations servant de base aux travaux pratiques des élèves ingénieurs de deuxième année.

De 1978 à 1989 ce poste a constitué ma principale charge d'enseignement ce qui représentait par année:

- 64 heures de cours,
- 108 heures de travaux dirigés,
- 196 heures de travaux pratiques.

en parallèle à cette activité, j'ai aussi participé aux travaux dirigés de l'enseignement de *Machines thermiques et hydrauliques* de deuxième année.

Depuis 1989, des changements intervenus au niveau des postes d'enseignants, ainsi que des programmes à l'ENSAM, m'ont conduit à réduire ma participation aux activités de travaux pratiques dans le laboratoire de dynamique pour assurer :

- en 1989 l'enseignement de la *Mécanique des fluides* à une demi-promotion de première année,
- en 1992 les cours et travaux dirigés en *Théorie de machines* de deuxième année,
- depuis 1992 je participe à l'enseignement de *Mécanique des milieux continus* en première année, et de *Mécanique des solides déformables* en deuxième année. Ce dernier cours est organisé autour de la présentation de la méthode des éléments finis, avec applications en travaux dirigés réalisés avec le code de calcul SYSTUS de Framasoft,

- depuis 1995 ma charge de service est constituée uniquement de cours et travaux dirigés,
- de 1994 à 1999 j'ai pris la responsabilité de lancer et de coordonner l'un des huit thèmes d'approfondissement qui sont organisés en fin de deuxième année au centre de Lille. Ce thème est relatif à la dynamique des structures (modélisation, essais, acquisition et traitement du signal, corrélation et recalage),
 - cet enseignement en approfondissement à été remplacé, par la réforme de 1998, par un enseignement par dominante dans lequel ma contribution porte sur l'utilisation de la méthode des éléments finis en dynamique (avec application sur le code IDEAS) et la dynamique des structures avec approche par identification et analyse modale expérimentale,
 - l'an 2000 a vu au centre de Lille de l'ENSAM la création d'une année terminale. Dans la dominante transport TETRA, j'ai pris en charge l'organisation et une part de l'enseignement de l'U.V. d'expertise 'acoustique et confort' avec une introduction aux méthodes vibro-acoustique.

A titre d'exemple voici ci-dessous un tableau synthétique résumant ma charge pour l'année universitaire 1999/2000 :

Titre de l'unité de valeur	Numéro d'U.V.	Année et semestre	Total heures eq. T.D.
M.M.C.	1G01	1 - S1	58
Mécanique du Solide déformable	1G02	1 - S3 et 2 - S4	72
Dynamique Système Matériel	1G03	1 - S3 et 2 - S4	58
Dominante 1 et 3		2 - S4	18
Projet de dominante et de fin d'étude		2 - S4	76

1.2 Autres établissements

J'ai participé, avec d'autres collègues de l'ENSAM, à l'enseignement de construction mécanique au démarrage de l'ENSIMEV . J'ai dispensé ou je dispense encore des cours et travaux dirigés à l'université ou dans certaines écoles d'ingénieurs de la région qui ont sollicité ma participation à différents enseignements :

CNAM : *Mécanique des fluides A0 et Résistance des matériaux B1, B2; Mécanique Industrielle B2, Mécanique cycle C.* Depuis la mise en place en 1995 du nouveau cursus de mécanique du CNAM (Mécanique des structures et des systèmes), on m'a demandé d'assurer les cours et travaux dirigés de *Mécanique des Milieux Continus B2*, la moitié de l'unité de valeur *Mécanique des Milieux Continus B3*, *Dynamique expérimentale B5* ainsi qu'une partie de l'U.V. de *Mécanique des Structures C1*.

EUDIL : *Traitement du signal*

EC-Lille : *Traitement du signal, Mécanique et Energétique*

USTL : à la demande des Professeurs DYMENT puis BUISINE j'assure, depuis 1988 dans le cadre du **DEA** commun (USTL, EC-Lille, ENSAM), l'un des deux cours du tronc commun qui porte sur *la Mesure et le Traitement du signal* (20 heures) et l'introduction aux méthodes temps fréquence.

ESTIT : *Thermodynamique appliquée et Energétique.*

1.3 Formation continue

J'ai eu la responsabilité d'organiser et d'assurer plusieurs actions de formation continue sur les thèmes suivants :

- vibrations, analyse modale
- maintenance préventive
- traitement du signal

pour le personnel de sociétés telles que Sollac (Dunkerque), CDF chimie, Cerchar, Pompes Hibon, Sté NorPlast-Namkey.

Les dernières actions de formation continue que j'ai dispensées furent :

- pour ACB-CERG à Grenoble en Juin 1996 sur le thème analyse modale, signature de machine tournante et formation au logiciel CADA-X LMS
- formation à la méthode des éléments finis appliquée aux problèmes de dynamique, application au logiciel I-DEAS pour la société NC2 en 1999
- pour la Société Dassault Aviation, analyse du signal et identification en 2000, avec application à la théorie des lobes de stabilité en fraisage UGV.

2 ENCADREMENT

Je n'aborderai ici que les activités d'encadrement entrant dans la scolarité des différents établissements (ENSAM, EUDIL, USTL); ce qui relève davantage des activités de recherche sera abordé ultérieurement.

2.1 Projets d'approfondissement et de dominante ENSAM 2^e année

Depuis 1994, date de lancement de cette activité pédagogique, j'ai eu le plaisir de diriger un certain nombre de projets d'approfondissement qui ont abordé les thèmes suivants:

- corrélation calculs-essais en analyse modale,
- similitude en dynamique,
- conception d'un capteur de force 6 composantes,
- comportement dynamique de plaque en matériau composite,
- étude de faisabilité d'un dispositif de mesure de coefficient de frottement roue-rail,
- vibration de plaque nervurée en fraisage,
- modification structurelle,
- analyse modale de couvre-culasse en plastique injecté,
- modes de vibration de lames précontraintes axialement,
- influence de la prise de pièce sur le fraisage de couvre-arbre à cames,
- équilibrage de vilebrequin sur plaque modèle de fonderie
- banc d'essai pour analyse de bruit en freinage.

2.2 Projets de fin d'étude ENSAM

J'ai assuré avec différents collègues des centres de Paris et de Lille la codirection de projets de fin d'étude d'élèves ingénieurs de troisième année sur les sujets suivants :

- 1982 : Sensibilité en dynamique
- 1985 : Etude vibratoire d'un rotor de turbomachine (prise en compte du fluide)
- 1986 : Optimisation en masse-résistance d'une bielle de moteur automobile
- 1989 : Développement de techniques d'intensimétrie acoustique
- 1994 : Analyse mécanique d'un vilebrequin d'automobile, transfert de base de données EUCLID vers I-DEAS
- 1996-97 : Caractérisation du comportement dynamique d'une machine d'usinage UGV (Decottigines – Souillart)
- 1997-98 : Vibration en usinage de pièce aéronautique à fonds et voiles minces sur machine d'usinage TGV – Dassault Aviation (Judez - Lepoutre)
- 1998-99 :

- Analyse vibratoire de pièces aéronautiques à fonds minces pour leur usinage sur machine UTGV – Dassault Aviation (Blangy - Ricq)
- Modification d'un banc à moteur linéaire pour reproduire les phénomènes dynamiques d'une machine outil à hautes performances (Mulliez - Leclercq)
- 1999-2000 :
 - Optimisation des conditions de coupe en fraisage sur machine UTGV – Dassault Aviation (Asbai - Millot)
 - Analyse de bruit en freinage (Beauviere – Dechassey)

2.3 Projets de fin d'étude EUDIL

J'ai assuré, avec des collègues de l'EUDIL la codirection de projets de fin d'étude d'élèves ingénieurs de dernière année sur les sujets suivants :

- 1994-95 : Caractérisation dynamique d'un axe de Machine-Outil (Sté B.M.O. Forest-Liné)
- 1995-96 : Elaboration d'un modèle de comportement d'un système multi-axes de Machine-Outil pour UTGV
- 1996-97 : Simulation du comportement dynamique d'une commande d'axe de Machine-Outil pour UTGV
- 1997-98 : Elaboration d'un modèle de comportement d'un système multi-axes de machines-outils pour usinage TGV (Dejean - Jacquinet)
- 1997-98 : Méthodes temps fréquence appliquées aux bruits générés par le tribomètre de freinage (J.Garot)

2.4 Maîtrise et DESS

- 1994 : Réalisation d'un interface, en langage Fortran, entre les logiciels SYSTUS et IDEAS-MS (récupération d'un maillage automatique I-DEAS - fichier universel) – dans le cadre du DESS de physique de l'USTL (Elgha).
- 1998 : Caractérisation acoustique du tribomètre de freinage. Propriétés acoustiques de la salle d'essais, choix des méthodes (pression ou intensimétrie) (L. Stepien MST physique USTL).
- 1999 : Méthode temps fréquence appliquée aux transitoires de freinage. (S. Pasteur MST mesures et contrôles USTL).

2.5 Encadrement de DEA

Le Laboratoire de Mécanique du Centre de Lille de l'ENSAM est une des composantes du LML (Laboratoire de Mécanique de Lille). A ce titre nous accueillons des stagiaires du DEA de mécanique de l'USTL (DEA commun à USTL, ENSAM, EC-LILLE) ainsi que des chercheurs en thèse.

Les compétences que j'ai acquises dans le domaine de la mécanique, de la mesure et du traitement numérique du signal ainsi qu'en informatique (système Vax-VMS, Unix, réseau NS ARPA NFS, compilateurs Fortran et C, graphique avec Starbase ...) m'ont conduit tout naturellement à participer à l'encadrement des différents stagiaires et thésards qui sont passés dans le laboratoire de mécanique du centre de Lille de l'ENSAM.

Les stages de DEA que j'ai plus particulièrement dirigés ou co-dirigés sont les suivants:

- 1985 : Contribution à l'étude du comportement dynamique de machines à mesurer tridimensionnelle- Coorevits (co-encadrement partiel à 10% avec J. David).
- 1986 : Modification de structure à partir d'une analyse modale – Baklouti (co-encadrement partiel à 60% avec G. Caignaert).
- 1989 : Technique de cohérence partielle et multiple – Ghelici (co-encadrement partiel à 50% avec G. Caignaert).

- 1994 : Couplage fluide structure, intensimétrie – Carta (encadrement à 100%).
- 1995/96 :
 - Paramètres effectifs, masse effective, mise en place dans le logiciel I-DEAS – Lamiaux (encadrement à 100%).
 - Caractérisation hydroacoustique par une technique impulsionnelle– Bour (co-encadrement partiel à 10% avec G. Caignaert).
- 1996/97 :
 - Comportement dynamique du tribomètre de freinage – Bodovillé (co-encadrement partiel à 50% avec G. Degallaix EC-Lille)
 - Base de données bruit de freinage, méthodes de mesure – Meyer (encadrement à 100%).
 - Analyse modale de la structure du plateau-cible d'un coupleur hydraulique de transmission automobile – Vancopernolle (encadrement à 100%).
- 1998/99 : Etude de la cavitation d'une pompe centrifuge – A. Dazin (co-encadrement partiel à 20% avec G. Caignaert).
- 2000/2001 : Analyse vibro-acoustique de composants de circuit d'alimentation de moteur d'automobile – V. Mathez (encadrement à 100%, collaboration avec la société Namkey).

2.6 Mémoires d'ingénieur CNAM

▪ F. Lefebvre :

Titre : Analyse de bruit de freinage sur le tribomètre du LML

Se travail s'inscrit dans les travaux du Pôle frein, il a permis la mise en œuvre de méthodes temps-fréquence pour l'analyse de signaux transitoires de pression sonore lors de simulation de freinage sur banc (1998-2000).

La soutenance est prévue au premier semestre 2001 (encadrement à 100%).

▪ F. Olbecq :

Titre : Analyse d'un nouveau pantographe

En partenariat avec la SNCF, se travail, qui débute cette année, doit permettre d'optimiser le comportement dynamique d'une nouvelle mécanique de pantographe pour application aux TGV (encadrement à 100%).

3 ACTIVITES DE RECHERCHE

3.1 Activités du laboratoire

Mon implication dans le laboratoire de mécanique du CER de l'ENSAM et au LML m'a conduit tout naturellement à collaborer aux différents thèmes de recherche qui s'y sont développés essentiellement centrés autour des turbomachines hydrauliques. L'activité hydro-acoustique s'est particulièrement développée dès 1987 suite à l'installation de la boucle d'essais de pompes SESAME qui est le siège d'actions concertées du groupe de travail "Hydraulique et Bruit" de la SHF. C'est sur cette installation que l'ensemble des travaux expérimentaux nécessaires à ma thèse ont été effectués.

Comme je l'ai déjà souligné, ce sont plus précisément mes compétences en mécanique et celles acquises en informatique d'une part, dans le domaine de la mesure de phénomènes dynamiques, de l'acquisition et du traitement numérique du signal d'autre part, qui sont à l'origine de cette collaboration et des diverses tâches d'encadrement qui en résultent.

Le regroupement au sein du LML de différentes composantes de l'université et d'écoles d'ingénieur est une richesse et favorise les échanges et les collaborations, ce qui se traduit par certains thèmes de recherche que j'ai été amenés à aborder.

3.2 Thèmes abordés

Mes premières actions de recherche ont été menées, au début des années 1980, en dynamique et en vibrations de structures, en lien direct avec le laboratoire d'enseignement dont j'avais la responsabilité, sur des problèmes d'étude de sensibilité.

Néanmoins, l'ensemble du laboratoire de mécanique du CER de l'ENSAM étant plus spécifiquement organisé autour du thème énergétique et mécanique des fluides, il m'est devenu ensuite indispensable de réorienter mes activités. Ceci m'a conduit au choix du sujet abordé dans ma thèse "*Intensimétrie en conduite - Prise en compte du couplage fluide structure*", qui associe la dynamique de structure et la mécanique des fluides.

L'activité dominante est donc l'hydro-acoustique des turbomachines, écoulement interne et externe (Opération 3, thème 3.1 du LML).

Les descriptifs précédents des sujets traités en DEA et en projets, montrent aussi une autre activité autour d'une composante forte de l'ENSAM qui est l'usinage et la conception des machines. Dans cette discipline on est confronté, au fil de l'évolution technologique à un certain nombre de problèmes de dynamique, tout particulièrement dans le cadre de l'usinage à très grande vitesse.

Enfin une dernière activité émerge autour de la problématique du freinage ferroviaire et des nuisances qui y sont associées, ce dernier thème est en rapport direct avec mes responsabilités prises en 1993 au sein du Pôle Frein, composante du G.R.R.T. (Groupement Régional pour la Recherche dans les Transports). Cet axe est reconnu, par le CNRS, comme un axe original et qui se doit d'être développé. Mon travail s'inscrit plus particulièrement dans l'opération 6 : Etude des systèmes de freinage, du matériau de friction à la structure.

3.3 Thèse

Présentation d'une thèse, dirigée par le Professeur Guy Caignaert, pour l'obtention du titre de Docteur de L'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers en Mécanique sur le thème :

" *Intensimétrie en conduite - Prise en compte du couplage fluide structure* " (N° ordre : 1993-41).

La soutenance a eu lieu le 23 décembre 1993 à Lille, sous la présidence de Monsieur le Professeur *TOURATIER* (ENSAM), Messieurs les Professeurs *HAMDI* (UTC) et *OHAYON* (CNAM) en étaient les rapporteurs. Les autres membres du jury étaient Messieurs les Professeurs *BARRAND* et *CAIGNAERT* (ENSAM-LML) ainsi que Messieurs *TOURRET* (CETIM) et *TROLLE* (EDF/DER).

Le travail réalisé dans le cadre de l'axe Mécanique et Turbomachine (LML URA-1441) opération ' hydro-acoustique des pompes centrifuges ' s'est traduit par la mise au point d'une nouvelle technique de mesure en hydro-acoustique qui améliore sensiblement la qualité des grandeurs d'état estimées dans une section droite de conduite grâce à la prise en compte du couplage fluide structure.

La qualité de ces grandeurs est primordiale dès qu'on fait appel à des méthodes par matrice transfert pour analyser le comportement d'un circuit hydraulique ou pour la caractérisation de composants hydrauliques tels qu'une pompe. Cette approche par matrice transfert entre dans un contexte plus général d'investigations basées sur des méthodes inverses. Ce travail ainsi que les développements qui ont suivi, ont donné à plusieurs communications et publications qui sont détaillées au paragraphe 8 (cf. C 2, C 4).

La soutenance de cette thèse m'a permis ensuite d'être inscrit sur les listes de qualification aux fonctions de Maître de Conférences le 23 mars 1993 puis titularisé et reclassé en première classe (poste 60 MCF 0236) en septembre 1996.

3.4 Evolution

Cet axe hydro-acoustique reste d'actualité puisque je suis codirecteur avec G. Caignaert de deux thèses dans ce domaine, l'une de ces thèses a fait l'objet d'un contrat avec EDF. Plusieurs résultats importants ont été obtenus et ont fait l'objet de publications [P 3, P 4] et communications à des congrès internationaux en 1998 (ASME-San Diego [C 4], AIRH-Singapour [C 6], INTERNOISE-ChristChurch.[C 7]).

Depuis trois ans je suis aussi impliqué dans un autre domaine plus tourné vers la mécanique des structures. En effet, une équipe se monte peu à peu au Centre de Lille de l'ENSAM autour de l'utilisation et la conception des machines à Usinage Très Grande Vitesse. Les automaticiens, en particulier, ont besoin de données sur le comportement mécanique de la structure de ces machines et de la cinématique des axes de mouvement. Les valeurs de fréquence propre et d'amortissement généralisé permettent de trouver les lois de commande optimales garantissant stabilité et précision dans les phases d'usinage (collaboration avec le Laboratoire d'Electronique et d'Electrotechnique de Puissance [C 3, C 20, P 1 et P 5]).

D'autre part je collabore aussi aux problèmes soulevés par la société DASSAULT Aviation relatifs aux phénomènes vibratoires rencontrés au cours d'usinage UTGV de pièces de voilure à fonds minces [C 24 et C 26].

Une autre voie est actuellement en développement, en rapport direct avec ma responsabilité en tant que chef de projet du Pôle Frein. L'acquisition récente d'un banc d'essai de freinage appelé 'tribomètre' nous conduit à mener plusieurs études autour de cette machine d'essais. Deux DEA et un mémoire d'ingénieur CNAM sont consacrés à l'étude de la dynamique de cette machine et aux méthodes de mesure permettant d'exploiter les essais afin de constituer une base de données sur le bruit et les vibrations en freinage et leur lien avec la physique du contact (collaboration avec l'équipe de G. Degallaix EC-Lille au sein du LML). Nous cherchons également, en collaboration avec le Laboratoire d'Automatique et de Mécanique Industrielles et Humaines de Valenciennes (LAMIH, URA CNRS 1775, EA 1380), à mettre en évidence des lois de corrélation entre bruit, vibration et propriétés mécaniques et tribologiques des couples de frottement [C 2, C 10 et C 25].

3.5 Encadrement doctoral, codirection

- **A. Haous :**

Titre : Contribution à la caractérisation hydroacoustique d'un circuit hydraulique – matrices de transfert et bruit hydraulique.

Direction : Professeur G.CAIGNAERT

La soutenance s'est déroulée le 26 janvier 1995 (N° d'ordre: 1995-2) (encadrement partiel à 20%). Ce travail s'est particulièrement centré sur le développement de méthodologies et l'analyse des performances de la boucle d'essais de pompe SESAME.

- **F. Carta :**

Titre : Etude théorique et expérimentale de l'acoustique d'une roue de pompe centrifuge en air - validation de calculs EDF (code EOLE).

Co-direction : Professeur G.CAIGNAERT

La soutenance s'est déroulée le 22 septembre 1999 (N° d'ordre: 9927) (encadrement partiel à 50%). Ce travail entre dans le cadre d'une collaboration avec EDF/DER Chatou. Parmi les résultats obtenus, on peut souligner la possibilité d'identifier la matrice de transfert d'une pompe indépendamment de ses conditions de fonctionnement.

- **G. Bodovillé :**

Titre : Modélisation thermomécanique de disques de frein TGV et simulation à échelle réduite.

Direction : Professeur G.DEGALLAIX

La soutenance est prévue en octobre 2001. Ma contribution dans ce travail s'inscrit dans le cadre des collaborations inter-établissement développées au sein du pôle frein, elle porte plus spécifiquement sur l'approche des phénomènes dynamiques. Les campagnes d'essais de freinage ont été exploitées afin d'analyser les problèmes vibratoires et de génération de bruit.

- **Ould Abdallahi :**

Titre : Intensimétrie en conduite, formulation adimensionnelle avec couplage fluide-structure, analyse des problèmes de conditionnement.

Co-direction : Professeur G.CAIGNAERT

La soutenance s'est déroulée le 23 juillet 2001 (encadrement partiel à 80%). Ce travail consiste en une prolongation de mon travail de thèse, par une formulation adimensionnelle et une analyse des problèmes de conditionnement. Il contribue aux développements de méthodes inverses, d'intensimétrie en conduite, et exploite des campagnes d'essais réalisés tant en eau qu'en air.

▪ **Stéphanie VIOLON :**

Encadrement de travail Post-Doctoral en collaboration avec la société Norplast-Namkey (2000/2001)

Titre : Participation au programme européen SVEN (Sound quality of Vehicle Exterior Noise).

En prolongement à sa thèse en psycho-acoustique, Stéphanie VIOLON suit ce programme européen, et contribue à la mise en place de procédure d'essais sur piste au sein de CRIT M2A dans la région Nord.

4 PARTICIPATION AUX JURYS ET CONCOURS

4.1 Thèses

Membre du jury de thèse de Abdelaziz Haouas, doctorant ENSAM, qui a soutenu le 26 janvier 1995 ses travaux portant sur la 'contribution de la caractérisation hydro-acoustique d'un circuit hydraulique' (N° Ordre 1995-2). Le jury était constitué des Professeurs JP. BARRAND (ENSAM-LML), D. BUISINE (USTL-LML), G. CAIGNAERT (ENSAM-LML), B. DESMET (ENSIMEV) et M. PLUVIOSE (CNAM).

Membre du jury de thèse d'Eric Dumetz, doctorant ENSAM, soutenue le 22 décembre 1998. Le titre de cette thèse est " Modélisation et commande par modèle de référence d'un axe de machine-outil à dynamique rapide "(N° Ordre 1998-44). Les personnalités constituant le jury furent les Professeurs JC. BOQUET (EC-Paris), M. BONIS (UTC), P. BORNE (EC-Lille), J.P. HAUTIER (ENSAM), P.J. BARRE Professeur Agrégé (ENSAM) et M. BERGEON Ingénieur à la Sté NUM.

Membre du jury de thèse de Fabrice Carta, doctorant ENSAM, soutenue le 22 septembre 1999. Le titre de cette thèse est "Analyse expérimentale de la matrice de transfert hydroacoustique d'une pompe centrifuge". Le jury fut constitué par les Professeurs JP. BARRAND (ENSAM-LML), D. BUISINE (USTL-LML), G. CAIGNAERT (ENSAM-LML), B. DESMET (ENSIMEV), J-L KUENI (INPG-Grenoble) et M. GUIVARCH Ingénieur EDF-DER.

Membre du jury de thèse de Mohamed Ould Abdallahi, doctorant de l'USTL, soutenue le 23 juillet 2001. Le titre de cette thèse est "Contribution à la mise en place d'une méthode d'intensimétrie à quatre capteurs". Le jury fut constitué par les Professeurs D. BUISINE (USTL-LML), G. CAIGNAERT (ENSAM-LML), G. COFFIGNAL (ENSAM-LMS), G. PAVIC (INSA-LVA).

4.2 Jurys et Concours

J'ai été sollicité à participer comme membre à divers jurys d'examens et de concours, de niveau régional ou national :

- **ENSAM** : Membre du jury des épreuves écrites du concours commun ENSAM de 1981 à 1985 (épreuve de thermodynamique), ainsi qu'en 1993, 1997 et 1998 (épreuve de mécanique).

- **CNAM** : Participation à quarante-deux oraux probatoires du centre associé de Lille du CNAM ainsi qu'à douze jurys de mémoire d'ingénieurs CNAM en mécanique.

- **EUDIL** : Membre du jury d'admissibilité sur titre à l'Ecole Universitaire d'Ingénieurs de Lille depuis 1990.

- **DEUG** : Membre depuis 1988 du jury rectoral de DEUG pour le contrôle de connaissances d'élèves de l'école HEI de l'Institut Catholique de Lille.

5 RESPONSABILITES ADMINISTRATIVES ET COLLECTIVES

5.1 Pédagogiques

- *Création et lancement du Laboratoire de Mécanique des Vibrations et d'Acoustique* du centre de Lille de l'ENSAM conformément à la mise en application de la réforme de 1976.

Ceci signifie la mise en place d'un nouvel enseignement traitant des problèmes d'analyse modale, de maintenance vibratoire ainsi que de traitement du signal, tant par voie analogique, que numérique.

Afin d'accueillir les étudiants j'ai du aussi gérer les investissements nécessaires à l'équipement de ce laboratoire et concevoir, monter les manipulations sur lesquelles travaillent les étudiants de deuxième année.

- *Responsable d'un nouvel enseignement " d'approfondissement"* qui s'est mis en place en 1994 à Lille sur le thème de la dynamique des systèmes matériels.

Cet enseignement est optionnel et s'adresse à un groupe de 24 élèves ingénieurs de deuxième année.

Je suis le coordinateur de cet approfondissement dans lequel huit enseignants sont impliqués, et participe également aux deux unités de valeur de cours en traitement du signal et analyse vibratoire de structure, ainsi qu'à l'encadrement de projets.

- *Responsable d'un nouvel enseignement " acoustique et confort"* qui s'est mis en place en 2000 à Lille sur le thème du transport de l'année terminale en province.
- *Correspondant pour Lille du département Mécanique et Structure* de L'ENSAM depuis 1992.
- *Participation aux réunions de coordination* sur les programmes de physique des classes préparatoires.
- *Représentant du Centre de Lille à la commission pédagogique nationale* de L'ENSAM de 1983 à 1989.

5.2 Administratives

5.2.1 Gestion du Laboratoire de dynamique du CER de Lille de l'ENSAM.

Installation, équipement et maintenance de ce laboratoire qui dispose, entre autres, des éléments suivants, 5 excitateurs électrodynamiques, 3 marteaux de choc, 2 analyseurs FFT, 3 analyseurs analogiques, équilibrage, sonométrie, intensimétrie acoustique, transducteurs et conditionneurs pour la mesure de force, déplacement, accélération, pression ...

5.2.2 Mise en place et gestion d'un centre de calcul et de mesure pour le laboratoire

En 1988 j'ai installé la première station UNIX du CER de Lille de l'ENSAM, puis ensuite un cluster avec station diskless. La configuration actuelle compte huit stations de travail Hewlett Packard (HP 9000 série 300-700 et classe B et J sous HP-UX) et quatre terminaux X en réseau (TCP-IP) avec partage des ressources en périphériques et partage d'unités de stockage par NFS (80 Giga de disque).

J'assure l'installation et les mises à jour sur ces machines des logiciels suivants :

CADA-X LMS	acquisition, traitement du signal, analyse modale,
I-DEAS	CFAO, éléments finis, test (version complète éducation)
FLUENT	calcul d'écoulements
MATHEMATICA	calcul formel et numérique
C3D et NUMECA	calcul d'écoulement en turbomachine.

J'ai d'autre part collaboré au développement du réseau informatique du centre de Lille, qui est un réseau hétérogène comprenant des stations UNIX, des Vax, MicroVax, Vaxstations et serveur Alpha ainsi que des P.C. et Mac. En 1994 j'ai participé à la mise en place d'Internet via RENATER, la messagerie est opérationnelle sur chaque station, la principale station de notre laboratoire a été configurée comme serveur de nom local (DNS) puis serveur POP pour la messagerie (EUDORA sur P.C. et Mac).

Début 1999, suite au choix du logiciel I-DEAS pour la CAO en remplacement d'EUCLID, j'ai mis en place un serveur de licence pour site mixte (UNIX et Windows-NT). A la fin de l'été 1999 j'ai dirigé les travaux de rénovation du réseau informatique du laboratoire de mécanique du CER de Lille, celui-ci est désormais basé sur une fibre optique (100-FX) avec distribution via commutateur-switch et hubs (10-100 TX).

5.2.3 Gestion financière

De 1990 à 2000 j'ai assuré, en relation avec un technicien, la gestion financière des crédits de fonctionnement et d'investissement associés aux activités pédagogiques du laboratoire de mécanique du CER de Lille de l'ENSAM.

Les fonctions de chef de projet du Pôle Frein, que j'assume depuis 1993 (cf. § 6), m'ont conduit également à gérer les différents budgets afférents au Pôle Frein.

5.3 Conseil scientifique et d'établissement

Depuis 1998 je suis membre des Commissions de Spécialistes d'Etablissement (60ème section) de l'ENSAM (membre élu, suppléant), de l'Ecole Centrale de Lille (membre nommé, suppléant depuis 1999) et de l'ISTV Université de Valenciennes (membre nommé, titulaire depuis 2001).

Je suis également représentant élu des enseignants du collège B au Conseil d'Etablissement du CER de Lille de l'ENSAM.

En tant que Chef de Projet du Pôle Frein je suis membre du Directoire et du Conseil Scientifique de cette instance (cf. § 6).

Dans le cadre des activités du DEA de Mécanique, je suis membre du Groupe de Formation Doctorale de mécanique à l'Université de Lille I.

5.4 Organisation de colloques et congrès

Membre du comité d'organisation du deuxième colloque 'Journées Européennes du Freinage' JEF 95 qui se déroulèrent à Lille en fin 1995. Les 190 congressistes ont pu nouer des échanges fructueux à propos des thèmes contenus dans les 44 communications retenues (23 émanant d'industriels, 16 proposées par des participants de 9 pays européens et 9 présentant des travaux réalisés dans le cadre du Pôle Frein).

Membre du comité d'organisation du troisième colloque 'Journées Européennes du Freinage' JEF 98 qui s'est déroulé à Lille les 9 et 10 décembre 1998. Sur les 182 participants 139 sont issus du monde industriel, 12 pays étrangers ont été représentés par 48 participants. Six conférences et 43 communications ont été présentées. Pour la première fois une réelle ouverture a été réalisée par le Pôle Frein. L'automobile était représentée (Renault, RVI, PSA) tout comme l'aéronautique (Messier Bugatti).

5.5 Responsabilités diverses

- *Participation aux groupes de travail* :
 - table ronde MV2 sur le thème recalage de modèles dynamiques basés sur une description multicorps,
 - EUMAG
 - SHF (Bruit des ventilateurs, Interaction Fluide Structure)
 - AIRH (hydraulic machinery under steady oscillatory conditions)
- *Expert* pour un appel d'offre du Plan Productique Régional 1996 des Pays de Loire.
- *Membre de l'ASME (American Society of Mechanical Engineers N° 5186150)* et membre du bureau de la section française de l'ASME
- *Membre de l'AUM-AFM*
- *Membre d'EUROMECH (EM 01803-AU)*
- *Membre du CUF1 (club des Utilisateurs Français d'I-DEAS)* et collaboration aux journées du CUF1

- *Président de l'Association Sportive* du Personnel de l'école des Arts et Métiers (ASPAML) depuis 1986

6 POLE FREIN

- *Chef de projet* du Pôle Frein depuis 1993 :

Cette association a été fondée le 19 septembre 1990 à l'initiative de GEC ALSTHOM TRANSPORT (GAT).

Elle est devenue l'une des composantes du G.R.R.T (Groupement Régional de Recherche sur les Transports terrestres), et bénéficie de l'appui d'organismes de recherche régionaux et nationaux ainsi que des pouvoirs publics. La Région Nord/Pas-de-Calais constitue un pôle privilégié dans le domaine du transport.

Le Pôle Frein regroupe des laboratoires universitaires (LML, LAMIH- UVHC, LME- UVHC, LMC-INSA) des groupes industriels (ALSTOM, RATP, SNCF ..) des équipementiers en dispositif de freinage (FLERTEX, FAIVELEY, CARBONE LORRAINE...) afin de mettre en commun moyens et connaissances pour créer, à terme, un savoir-faire de haut niveau dans le domaine du freinage, plus particulièrement ferroviaire. L'équipe de l'axe 'Fiabilité mécanique des matériaux et des structures' du LML y participe activement.

Mon rôle en tant que chef de projet est de *coordonner le fonctionnement* du Pôle Frein (Conseil Scientifique et Directoire), de *favoriser les échanges* entre les laboratoires universitaires et les industriels en lançant les études réalisées au travers de DEA ou Thèses, *d'assurer la gestion financière* des dotations régionales ou nationales, de *participer aux montages de dossiers*.

Depuis 1997 cette dernière activité s'est concrétisée par la préparation de quatre dossiers à caractère pluridisciplinaire et finalisé en vue d'une présentation dans le cadre du PREDIT (Frein à performances améliorées - Adhérence en freinage - Contrôle commande du système de freinage - Frein d'extrême).

Deux de ces dossiers ont été présentés récemment au PREDIT. Le dossier "Frein à performances améliorées" (d'un montant de 9,3 MF) est en cours de signature avec le Ministère avec financement de 50% par le MNERT.

Le 2 octobre 1998, avec le Professeur G.CAIGNAERT j'ai présenté deux dossiers devant le Conseil Scientifique du GRRT en réponse à l'appel d'offre de la Région (Projets coopératifs et prospectifs) ces deux dossiers ont reçu un avis très favorable des experts, leurs titres sont :

- "METROLOGIE DU CONTACT EN FREINAGE"
- "ETUDE DE LA FISSURATION DES DISQUES DE FREIN, Cyclage thermique sur un point chaud".

Ces deux dossiers ont été retenus par la Direction de la Recherche du Conseil Régional. Un financement de 300 kF est acquis dans ce cadre, qui est complété par une dotation de 120 kF du Feder pour le dossier relatif à la métrologie (OBJ-2-99.3-01b-n°84).

Depuis 1996 le Pôle Frein s'est doté d'une installation d'essais, le tribomètre de freinage. Premier équipement important spécifiquement défini par les partenaires du Pôle en vue d'accéder à la caractérisation tribologique, dans des conditions représentatives des conditions de service, de couples de matériaux utilisés pour la réalisation des pions et des disques de freinage, il a été financé en 1994 avec le concours de GEC-ALSTHOM et de fonds européens de développement régional (FEDER).

- *Membre du comité d'organisation* des congrès ' Journées Européennes du Freinage' JEF 95 et JEF 98.
- *Participation* à la procédure de recette du tribomètre de freinage (ACB-CERG Grenoble 1996)
- *Gestion des CONVENTIONS REGION - POLE FREIN :*

Convention n° 93.26.0048 (Réalisation d'une étude sur la commande d'un circuit de freinage et d'une étude tribologique du freinage ferroviaire) en partenariat avec INSA de Lyon, IUT de Lille de décembre 1994 à juin 1996

Convention n° 93.37.0105 (Réalisation d'une étude sur la phase de conception industrielle du tribomètre et sur l'approche thermodynamique couplée fluide-solide des disques de freins) en partenariat avec EC-LILLE et ENSIMEV Valenciennes de mars 1995 à septembre 1997.

Convention n° 95.11.0001 (Animation du pôle frein, qualification du tribomètre, étude de la dynamique de la timonerie, étude de l'adhérence rail-roue) en partenariat avec EC-LILLE, IUT-A, EUDIL et ENSIMEV de mars 1995 à mars 1997.

Convention n° 96/050 (Comportement tribologique de couples disque-garniture pour freins ferroviaires à friction jusqu'aux grandes vitesses et/ou hautes énergies) en partenariat avec EC-LILLE d'avril 1996 à avril 1997.

Convention n° 98530067 (Métrologie du contact en freinage et étude de la fissuration des disques) en partenariat avec EC-LILLE, EUDIL, LAMIH et LME UVHC d'une durée de deux ans qui a débuté en janvier 1999.

➤ *Création d'un site Web http://www.univ-lille1.fr/pole_frein*

Ce site donne un descriptif du Pôle Frein, il a surtout été utilisé en 1998 pour l'organisation des journées JEF 98.

7 RELATIONS INDUSTRIELLES

L'ensemble des actions que j'ai eu pour mission de mener auprès d'industriels s'inscrit dans le cadre des activités déjà mentionnées (*assistance technique, formation continue, projets de fin d'étude, mémoires de DEA, travaux de recherche, thèses, partenariat au sein du Pôle Frein*).

Le tissu industriel de la Région Nord/Pas-de-Calais est riche et favorable à ces relations. C'est, en général sur la base de compétences acquises ou de moyens spécifiques que s'établissent ces collaborations. Pour ma part, ces actions se sont focalisées autour des thèmes suivants :

analyse modale et vibration de structure, traitement du signal, hydro-acoustique des pompes, bruit, vibration en usinage.

7.1 Assistance technique

De 1978 à 1999 j'ai eu la responsabilité de la direction et du suivi de nombreux contrats d'assistance technique (63 à ce jour) avec les sociétés suivantes :

PEUGEOT Fives	SOLLAC	SDRC
ROSSIGNOL	BRAMPTON REYNOLDS	COTEP
REYDEL	DASSAULT	ALSTHOM GAT
HIBON	ICI FRANCOLOR	ARBEL FAUVET RAIL
FIVES CAIL	ALSTOM	A&T
RENAULT Machine-outil	STA	CREPELLE
RENAULT SEIV	ARBEL	GUINARD
NAMKEY NORPLAST	SIEMENS	

L'ensemble des ces travaux représente un montant total de contrats de 1270 kF et porte notamment sur les thèmes suivants :

- la mesure et l'analyse de vibration et d'acoustique, tests de qualification par exemple qualification et réception de matériels pour la Marine Nationale selon les instructions IT-1570 et 1571. Qualification aux vibrations de sirène électronique, qui équipe les navettes "trans-manche", fabriquée par la société (HIBON [R 18 et suivants], A&T ARBEL [R 23])

- l'analyse modale (skis ROSSIGNOL ou DYNASTAR – broyeur FIVES CAIL - machine d'usinage transfert RENAULT, machine d'usinage UGV [cf. R 2, R 4, R 7, R 9, R 24, R 25])
- le calcul en dynamique des structures (SOLLAC, HIBON, CREPELLE [cf. R 1, R 3, R 13, R 10 et suivants]),
- mise au point de banc d'essais (Vibrations de planche de bord, REYDEL [R 14]),
- la fourniture de logiciels spécialisés (ex calcul dynamique de ligne d'arbre ramifiée pour diesel ferroviaire – ALSTHOM [R 13]),
- réalisation d'interfaces entre logiciels (ex interface entre CADA-X LMS et I-DEAS).

7.2 Expertises judiciaires

J'ai été sollicité à contribuer à deux expertises judiciaires relatives à des problèmes de vibration de machines. Ma fonction a été d'assister, en tant qu'expert sapiteur, Messieurs MANET et RIGAL experts auprès des tribunaux de commerce de Paris et de Caen. En 2000 l'affaire concernait la fissuration d'un crible vibrant pour sucrerie et sur 2000/2001 des dispersions de production de parpaing d'une machine à pondre les moellons utilisant une table vibrante pour l'homogénéisation du béton [R 26, R 27 et R 28].

8 PUBLICATIONS COMMUNICATIONS ET RAPPORTS

8.1 Publications dans des revues à comité de lecture

- P 1: L'analyse modale au service de la commande d'axe; P.J. Barre, J. Charley, JP. Hautier *Mécanique Industrielle et Matériaux*, (pp19-23, Vol 506 N°1 Mars 1997)
- P 2: Caractérisation expérimentale du comportement hydroacoustique de turbomachines hydrauliques, G. Caignaert, J. Charley.- *La houille Blanche* N° 3-4 2000; ISBN: 0018-6368 pp 53-58
- P 3: Transfer matrices of single centrifugal volute pumps; F. Carta, J. Charley, G. Caignaert - *International Journal of Acoustics and Vibration(IJAV)* – USA (Vol 5, N°4, pp 159-166, Dec 2000 - ISSN 1027-5851 <http://www.rcm.ru/IJAV/index.htm>)
- P 4: Application of the auto and crosspower spectra to hydro & aeroacoustics; J. Charley, F. Carta. - *Mechanical Systems and Signal Processing –Academic Press –UK* (Vol 15, N°2 pp 399-417, Mar 2001 - N°2000.1332 - ISSN: 0888-3270 <http://www.academicpress.com/mssp>)
- P 5: Dynamic characterisation of high speed machine tool; E. Dumetz, P.J. Barre, J. Charley - *Revue Internationale d'Ingénierie des systèmes de Production Mécanique* (ISPM-551 pp -, Dec 2000 -N°)
- P 6: Hydroacoustic Source Characterization of Centrifugal F. Carta, S. Bolpaire, J. Charley, G. Caignaert - *International Journal of Acoustics and Vibration(IJAV)* – USA (Vol, N°, pp -, 2001 - ISSN 1027-5851 <http://www.rcm.ru/IJAV/index.htm>)

8.2 Communications avec actes publiés

- C 1 : Analyse de fluctuations de pression en conduite ; J. Charley, A. Haouas - *1st International Symposium : Pump Noise And Vibrations* - Société Hydrotechnique de France - Clamart 7,9 July 1993- (pp 389-396 - CETIM Publication 4E08, ISBN: 2-85400-274-1)
- C 2 : Vibroacoustical analysis of flow in pipes ; J. Charley, F. Carta, G. Caignaert - *ASME ' Sound structure interaction* ' Boston – USA - 17,21-September 1995 (pp 791-798, ISBN: 0-7918-1718-0)
- C 3 : The use of modal analysis to improve the axis control; P.J. Barre, J. Charley, JP. Hautier - *Fourth International congress on sound and vibration* St Petersburg -Russia - June 24-27 1996, (pp1531-1538; M.J. Crocker & N.I. Ivanov - International Scientific Publications Auburn, AL 36831 USA)
- C 4 : Fluid-Structure Interaction : Vibroacoustical analysis of flow in piping system; J. Charley, F. Carta, M.O. Abdallahi - *ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping Conference* - Advances in fluids, structures, and fluid/structures interactions, July 26-30 1998, San Diego, California. (PVP-Vol 377-1, pp 245-252 ; ISBN: 0-7918-1873-X)

- C 5 : Waves propagation in a single volute centrifugal pump: hydroacoustical behaviour and transfer matrix; F. Carta, J. Charley, G. Caignaert - *ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping Conference* - Advances in fluids, structures, and fluid/structures interactions, July 26-30 1998, San Diego, California. (PVP-Vol 377-1, pp 237-243 ; ISBN: 0-7918-1873-X)
- C 6 : Waves propagation in a single volute centrifugal pumps. Comparison of transfer matrices in various tests conditions; F. Carta, J. Charley, G. Caignaert (LML-ENSAM), A. Boyer, J.F. Lauro (EDF-DER) - *XIX IAHR Symposium Hydraulic and cavitation* - Sept 9-11 1998, Singapore. (Vol II, pp 711-719 ; ISBN: 981-023962-9 World Scientific)
- C 7 : Waves propagation in a single volute centrifugal pump: hydroacoustical behaviour and transfer matrix; F. Carta, J. Charley, G. Caignaert - *INTER-NOISE 98 Sound and Silence: setting the balance*, 21-6 Flow noise, aerodynamic sound - paper 60 - November 16-18 1998, Christchurch, New Zealand. (Publisher IEEE-ICASSP – ISBN: 0-473 05443 4)
- C 8 : Dynamic behaviour of railway disc brakes- Application to hot spot and brake noise; M. Musial, P. Duffrenoy, J. Charley, D. Majchercjak, N. Benseddik (LML), D. Weichert (Institut für Allgemeine Mechanik - Aachen Allemagne), J.Seidermann (Flertex SA) *JEF 98- Lille Décembre 1998* (pp 81-92 ; ISBN: 2- 913087-05-1)
- C 9 : Experimental and numerical study of the dynamic response of sliding pin-on-disk tests; G. Bodovillé, J. Charley, Y. Desplanques, G. Degallaix (LML), R. Copin (Alstom CIMT - Petite Forêt) - *JEF 98- Lille Décembre 1998* (pp 151-159 ; ISBN: 2- 913087-05-1)
- C 10 : Acoustic and Dynamic Phenomena during a sliding Pin-on-disc test; G. Bodovillé, J. Charley (LML), R. Copin (Alstom CIMT - Petite Forêt) Y. Desplanques, G. Degallaix (LML) - *Vibration, Noise & Structural Dynamics Venice April 29-30 1999 Staffordshire University* (pp 463-471; ISBN: 1- 897898-00-3)
- C 11 : Analysis of the dynamic transfer matrices for two centrifugal pumps , S. Bolpaire, F. Carta, JP. Barrand, G. Caignaert, J. Charley – INCE-11.6.3 2 - *1999 International Congress and Exposition on Noise Control Engineering* – Fort Lauderdale USA-Florida 1999 December 6-8 (pp 95-100; ISBN: 0-9622072)
- C 12 : Caractérisation expérimentale du comportement hydroacoustique de turbomachines hydrauliques, G. Caignaert, J. Charley. - *Interactions mécaniques entre fluides et structures- Colloque SHF AFM d'hydrotechnique* 23-24 Nov 99 Chatou (pp 163-170; ISBN: 2-906831-44-1)
- C 13 : Characterisation of dynamic behaviour of machine tool axis high speed machining, E. Dumetz, P.J. Barre, J. Charley, J.P. Hautier - *II International Seminar on Improving Machine Tool performance-ECN* - July 3-5 2000 La Baule France (A21)
- C 14 : Hydroacoustic source characterization of centrifugal pumps, F.Carta, S. Bolpaire, J. Charley, G. Caignaert. - *ICSV 7 - Seventh International Congress on Sound and Vibration DY-07* (4-Oscillatory and vibration problems in power plant and pumping station systems and fluid-structure interaction) July 4-7 2000 - Garmisch-Partenkirchen, Germany (pp 1733-1740)
- C 15 : Hydroacoustic behaviour of a centrifugal pump in non-cavitating and cavitating operation, A. Dazin, G. Caignaert, J. Charley, G. Bois. DY-07 - *IAHR 2000 symposiumon hydraulic machinery and systems* August 6-9 2000 Charlotte North Carolina USA
- C 16 : Pressure fluctuations in the suction and delivery pipes and in the volute of a radial flow pump in non-cavitating operating conditions, A.Dazin, J. Charley, G. Bois, G. Caignaert,– *USA – 2001 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting* May 29- June 1, 2001 (fedsm 2001-18083)

8.3 Communications avec actes à diffusion restreinte

- C 17 : Analyse du comportement fluide structure lors de démarrage rapide d'une pompe centrifuge ; J. Charley, D. Dourneau, N. Ghelici - *10° Congrès de Mécanique AUM* Paris 2,6-Septembre 1991 - Vol 1, (pp 261-264)
- C 18 : Vibroacoustical analysis of flow in pipes by transfer matrix with fluid-structure interaction ; J. Charley, G. Caignaert - *Work group IAHR on the behavior of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions* - 6th International Meeting, 8,10 -September 1993, Lausanne Suisse, (1-3, pp 1-9)
- C 19 : Corrélations calculs essais en dynamique ; J. Charley - *4 ème colloque sur la conception mécanique intégrée – PRIMECA* - La Plagne 3,5 Avril 1995, (pp 255-261)

- C 20 : Method of mechanical modelling for high speed machining servocontrol; P.J. Barre, J. Charley, E. Dumetz, JP. Hautier - *5 ème colloque sur la conception mécanique intégrée – PRIMECA* - La Plagne 2, 4 Avril 1997, (pp 91-98)
- C 21 : Propagation d'ondes dans une pompe centrifuge; F. Carta, G. Caignaert, J. Charley, J.F. Lauro, M. Guivarch - *Work group IAHR on the behavior of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions* - 8th International Meeting, 18-19 September 1997, Chatou, France, (C-5)
- C 22 : Contribution à l'optimisation de la mise en position par modélisation – application aux pièces automobiles ; J. Charley, A.L. Defretin - *Séminaire n°2 PPF-ENSAM ' Maîtrise globale du procédé d'enlèvement de matière et des techniques associées '* 21 Janvier 1999 Aix en Provence, France (pp 34-42)
- C 23 : Transfer Matrices of single volute centrifugal pumps; F. Carta, J. Charley, G. Caignaert - *Work group IAHR N°1 : Behavior of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions* - 9th International Meeting, 7-9 September 1999, Brno, CZECH Republic, (B-7)
- C 24 : Vibrations en fraisage de pièces à fond mince; J. Charley, P. Lorong, G. Vanneste - *Assises Machines et Usinage à Grande Vitesse – SYMAP- AUTGV*, 6-7 Mars 2000, Senlis France (3.1-3.6)
- C 25 : Analyse de bruit en freinage sur banc d'essais; J. Charley, G. Degallaix - *Instabilités et frottement: crissement , broutement – Club CRIN "tribologie"*, 29 Mars 2000, Marseille France
- C 26 : Essais-calcul, Vibrations en fraisage; J. Charley - *Séminaire n°5 PPF-ENSAM ' Maîtrise globale du procédé d'enlèvement de matière et des techniques associées '*, 4 Mai 2000, Lille France (5.1-5.6)

8.4 Communications sans actes

- C 27 : Analyse modale d'une machine à mesurer tridimensionnelle , J. Charley -J.M. David - Journée d'études "Analyse du signal en mécanique" - ENSAM-ADEIR 20 Novembre 1980
- C 28 : Etude vibratoire d'une pale de ventilateur; J. Charley - Journée CFAO ENSAM 9-Mars 1984
- C 29 : Analyse vibratoire de structures; J. Charley - Recherche et transfert technologique en mécanique - Pôle mécanique de la Région Nord/Pas-de-Calais 16,17-Décembre 1987

8.5 Publications et communications soumises ou en révision

- S 1 : A one dimension model based on fluid structure interaction for vibroacoustical analysis of flow in pipe; J. Charley (LML) - *Journal of Fluid Structure Interaction*.
- S 2 : Analysis of braking noise and vibration measurements by Time/Frequency approaches, J. Charley, G. Bodovillé, G.Degallaix *Journal of mechanical engineering science Part C Professional Engineering Publishing –UK* - <http://www.imeche.org.uk> - http://www.pepublishing.com/frm_journal.asp (soumise le 10 Août 2000 - N° de soumission : C07500 – 2° révision juillet 2001)
- S 3 : Hydroacoustic source characterization of centrifugal pumps, F.Carta, S. Bolpaire, J. Charley, G. Caignaert. - *International Journal of Acoustics and Vibration(IJAV) – USA* - <http://www.rcom.ru/IJAV/index.htm> (soumise le 12 Décembre 2000, révision 13 Mars 2001)
- S 4 : Pressure Fluctuations in the Suction and Delivery Pipes and in the Volute of a Radial Flow Pump in Non-Cavitating and Cavitating Operating Conditions - *Journal of Fluids Engineering. –USA* (soumise le 6 Juillet 2001) - <http://vega.lib.vt.edu/ejournals/JFE/>

8.6 Rapports de contrats

Depuis ma nomination en 1978 au CER de Lille de l'ENSAM, j'ai été amené à rédiger cinquante quatre rapports relatifs aux contrats industriels, dont j'ai eu la responsabilité menés, en majorité, dans le cadre de la SERAM. A titre d'exemple, voici quelques uns de ces rapports :

- R 1 : Calcul de vibrations de torsion de ligne d'arbre de chalutier Rapport de contrat SERAM 10982. - J. Charley – J.L. Fallon - Moteur DUVANT 1980
- R 2 : Analyse modale d'un bâti de machine-outil – Renault-RMO, 1981- Rapport SERAM 11523
- R 3 : Isolation mécanique de surpresseur. Fourniture d'un logiciel de prédimensionnement, essais sur site - Rapport de contrat SERAM 11599 - Pompes Hibon à Roubaix 1981

- R 4 : Analyse des causes de rupture de pales de ventilateurs axiaux. G.Caignaert - J. Charley – B.Desmet. Rapport de contrat SERAM CdF Chimie à Bully les mines 1982
- R 5 : Analyse modale de broyeur à charbon. – Rapport de contrat SERAM 11556 Fives-Cail 1982
- R 6 : Etude bibliographique sur le bruit des pompes centrifuges. G.Caignaert - J. Charley – B.Desmet et D.Stevenaert. Rapport de contrat SERAM Sté FAPMO à OUTREAU 1983
- R 7 : Analyse modale de carter moteur. J. Charley – Rapport de contrat SERAM 11734 Renault-RMO 1984
- R 8 : Mesure et analyse de fluctuations de pression et de vibration d'un compresseur d'hydrogène à membrane. G.Caignaert - J. Charley. Rapport de contrat SERAM Sté BURTON-CORBLIN à Nogent sur Oise 1986
- R 9 : Analyse modale de pompe verticale. – Rapport de contrat SERAM 25271 USINOR-SOLLAC 1986
- R 10 - R 11 :- R 12 : Calcul par éléments finis de réseau de tuyauterie.. Rapport de contrat SERAM 25062 & 25063 - USINOR 1985 - Rapport de contrat SERAM 25428 - SOLLAC 1992
- R 13 : Réalisation, mise au point et industrialisation d'un logiciel de calculs de comportement dynamique d'une ligne complexe d'arbres en rotation fréquences propres, réponses aux sollicitations quelconques. AC.Bayeul - J. Charley. Rapport de contrat SERAM 25138 - Alstom ferroviaire. Juin 1989
- R 14 & R 15 : Essai d'endurance de chaîne de distribution automobile. J. Charley. Rapport de contrat SERAM 25314 et 25337 - Brampton Reynolds 1989
- R 16 & R 17 : Mesure de temps de réverbération – caractérisation acoustique d'un local industriel. Rapport de contrat SERAM 25314 et 25337 - Hibon 1989
- R 18 - R 19 - R 20 :- R 21 : Contrôle de compresseur suivant IT1570 et 1571 'réception marine' Sté Hibon. J. Charley. Rapports de contrats SERAM 25453–1992 , 50017–1993 , 50036–1994, 50114-1998
- R 22 : Puissance acoustique d'une centrale de protection NBC. J. Charley. Rapport de contrat SERAM 25448 - SP DEFENSE 1992
- R 23 : Qualification vibratoire de sirène pour navette trans-manche L J. Charley. Rapport de contrat SERAM 50034 - A&T - ARBEL FAUVET RAI 1994
- R 24 : Analyse de vibration en fraisage UGV de pièces à fond mince. J. Charley. Rapport de contrat SERAM 50131 – Dassault Aviation 1999
- R 25 : Lobe de stabilité pour en fraisage UGV de pièces d'alliage léger pour aviation. J. Charley. Rapport de contrat– Dassault Aviation 2000
- R 26 : Contrôle vibratoire sur crible de sucrerie J. Charley. Rapport d'expertise SERAM 50151
- R 27 : Contrôle vibratoire sur presse de parpaing (carrières d'Etavaux) J. Charley. Rapport d'expertise SERAM 50155
- R 28 : Contrôle vibratoire et sonore sur broyeur (Sté Placoplatre) J. Charley. Expertise judiciaire SERAM 50156
- R 29 : Métrologie du contact en freinage Thème bruit et vibration - Convention Région Nord-Pas-de-Clais / Feder n° 98530067

CHAPITRE 2

DYNAMIQUE de STRUCTURES COMPLEXES

Ce chapitre porte essentiellement sur les problèmes de modélisation et d'identification rencontrés en dynamique. Une large part est faite à l'utilisation des techniques de traitement du signal et d'analyse modale.

Les collaborations menées avec d'autres équipes ou laboratoire de recherche y sont exposées, et illustrées dans un ordre non chronologique, mais par thématiques très différentes telles que les procédés d'usinage ou l'analyse de bruit et des vibrations en freinage.

DYNAMIQUE DE STRUCTURES COMPLEXES

Approche mixte par modélisation et analyse modale expérimentale

NOTATIONS

$[M]$	matrice de masse, $[K]$ matrice de raideur, $[C]$ matrice d'amortissement carrées de dimension (n.n)
$\{q\}, \{\dot{q}\}, \{\ddot{q}\}$	matrice des déplacements, vitesses et accélérations
$\{f(t)\}, F(\omega), F(f)$	terme d'excitation et sa transformée de Fourier
ω_r et $\{\phi_r\}$	pulsation et forme propre du mode r
ω_{nr}	pulsation propre du mode r du système non amorti
m_r et k_r	paramètres généralisés (masse et raideur modale du mode r)
δ_r	amortissement réduit, ou facteur d'amortissement du mode r
$[\phi]$	matrice modale
δ_{rl}	symbole de Kronecker
$[p]$	matrice diagonale des pôles (valeurs propres)
$G_{xx}(f), G_{xy}(f)$	fonction d'auto et d'interspectre
$\gamma_{xy}^2(f)$	fonction de cohérence
S	variable de Laplace
$H_{kl}(\omega) = \frac{q_k(\omega)}{F_l(\omega)}$	fonction de transfert entre les degrés de liberté k et l
A_{kl}^r et \bar{A}_{kl}^r	résidu et son conjugué du mode r, relatifs aux degrés de liberté k et l

1 INTRODUCTION – CONTEXTE

Tous les thèmes abordés dans ce chapitre s'articulent autour de la dynamique des structures, en associant souvent, la modélisation et l'approche expérimentale. La modélisation est issue de modèles discrets ou par discrétisation en application de la méthode des éléments finis. Certains développements ont conduit à l'écriture de logiciels spécialisés. J'ai largement contribué à la forte compétence dans le domaine expérimental, acquise par le laboratoire de mécanique de l'ENSAM de Lille. Ceci justifie la large part qui est consacrée, dans ce chapitre, à l'application de techniques de traitement du signal et d'analyse modale.

Ces travaux ont été menés dans divers cadres et résultent souvent d'un travail élaboré au sein d'une équipe :

- partenariat industriel dans le cadre d'assistance technique, dont seuls quelques applications sont présentées ici (cf. Chapitre 1 § 7),
- contribution à l'encadrement de DEA ou thèses,
- collaboration avec d'autres laboratoires de recherche (LEEP, équipe EC-Lille et EUDIL du LML, LMS-Paris)
- participation aux activités du groupement PRIMECA,
- développements résultants de mes responsabilités au sein du Pôle-Frein,
- contribution au programme pluri-formations (PPF) de l'ENSAM 'Maîtrise globale du procédé d'enlèvement de matière et des techniques associées'.

Après avoir dressé un bilan de l'évolution des moyens disponibles en traitement du signal et des applications que j'ai eu l'occasion de mettre en œuvre au long de ma carrière, ce chapitre présente quelques réalisations, parmi les plus significatives, parfois sous forme de fourniture de logiciel.

La seconde partie de ce chapitre est consacrée à l'application de la dynamique dans le contexte de l'usinage et des machines dénommées UTGV.

Enfin j'aborde la collaboration entamée dans le cadre du Pôle Frein relative à la dynamique et au bruit en freinage.

J'ai réparti ces travaux en trois thèmes. Cette classification ne cherche pas à respecter un ordre chronologique, mais a pour but de mieux faire apparaître la cohérence de ces travaux, parfois effectués à plusieurs années d'intervalle, en essayant d'y faire transparaître mon inclination pour le travail en équipe, activité vitale dans le contexte d'un laboratoire.

2 APPORT DU TRAITEMENT NUMERIQUE DU SIGNAL

Dans l'analyse de phénomènes dynamiques, les outils de modélisation sont précieux, mais ne constituent pas à eux seuls l'unique moyen de résolution de problèmes souvent complexes.

Les informations issues de mesures faites sur le terrain sont très précieuses. Les moyens disponibles en traitement du signal, au début des années 70, ne permettaient pas d'envisager des techniques de corrélation calculs / essais. Ma nomination à l'ENSAM en 1978 a coïncidé avec l'arrivée au Laboratoire de Mécanique du premier dispositif de traitement numérique du signal dans la région lilloise.

La compétence acquise sur ces techniques basées sur la Transformée de Fourier Rapide m'a d'ailleurs valu de participer, avec ce matériel, à une campagne d'essais sur site des premières voitures du VAL (Véhicule Automatique Léger) qui étaient confrontées à des problèmes de vibration.

2.1 Evolution des moyens d'essais

De tels moyens modernes ont conduit à de nouveaux développements de techniques expérimentales d'analyse modale qui n'étaient jusqu'alors réservées qu'à des laboratoires ou des centres d'essais très spécialisés dans des applications aéronautiques.

Au début des années 80 l'ENSAM m'a chargé d'intégrer dans les activités de recherche et d'assistance technique un système HP-5423A dont elle s'est dotée dans le cadre de l'ADEIR (Association des Écoles d'Ingénieur de la Région – Pôle de Mécanique). Ce système de traitement du signal et d'analyse modale expérimentale, unique dans la région, a été par la suite largement utilisé dans des applications en mécanique des structures et en mécanique des fluides. Cette approche par analyse modale repose sur un ensemble de mesures réalisées sur une structure excitée soit par un bruit large bande, soit par une impulsion avec mesure des excitations et des réponses en un certain nombre de degrés de liberté.

En pratique, le contrôle de la qualité des mesures peut se faire par analyse de la fonction de cohérence déduite des combinaisons des fonctions d'auto et d'interspectre [P 4] [BEND80]:

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f)G_{yy}(f)} \quad (\text{II - 1})$$

Les fonctions de transfert $H_{kl}(\omega)$ ou les réponses impulsionnelles $h_{kl}(t)$ sont mesurées et enregistrées entre différents points géométriques (ou degrés de liberté) k et l de la structure. Leur détermination se fait par l'intermédiaire de l'un des estimateurs disponibles H_1, H_2 ou H_v en techniques numériques de traitement du signal et de leur transformée inverse.

$$H_{kl}(\omega) = \sum_r \frac{R_{kl}^r}{1 + 2j\delta_r \omega/\omega_r - (\omega/\omega_r)^2} \quad (\text{II - 2})$$

L'extraction des paramètres modaux s'effectue indépendamment sur l'une ou l'autre de ces fonctions, néanmoins l'exploitation des réponses en fréquence (Figure II-1) présente l'avantage d'interprétations physiques plus directes [EWIN86] [JEZE86].

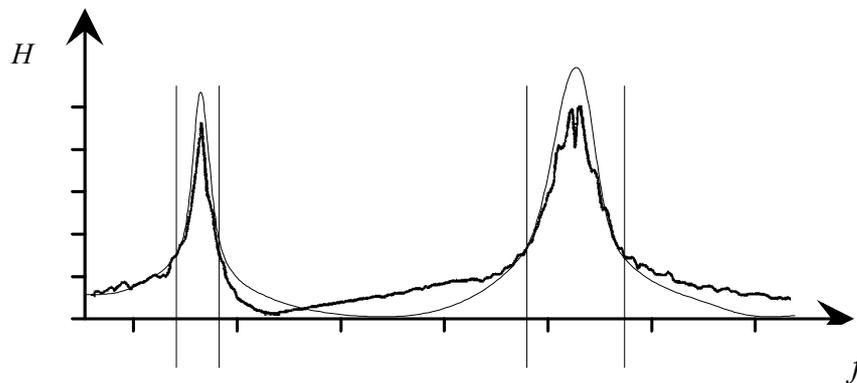


Figure II-1 : Fonction de transfert mesurée et synthétisée

Les formulations équation (II - 2) conduisent à une matrice de fonctions de transfert, dont la connaissance d'une ligne ou d'une colonne suffit à l'obtention des modes propres, cette matrice s'écrit :

$$[H(\omega)] = \sum_r \frac{\{\Phi_r\} \{\Phi_r\}^T}{m_r \omega_r (1 + 2j\delta_r \omega/\omega_r - (\omega/\omega_r)^2)} \quad (\text{II - 3})$$

Chacun des termes peut être développé en éléments simples, sous la forme de pôles et de résidus, permettant ainsi de retrouver les propriétés de chaque mode :

$$H_{kl}(\omega) = \frac{q_k(\omega)}{F_l(\omega)} = \sum_r \left(\frac{A_{kl}^r}{j\omega - p_r} + \frac{\bar{A}_{kl}^r}{j\omega - \bar{p}_r} \right) \quad (\text{II - 4})$$

Cette forme très générale peut être complétée par des termes résiduels qui prennent en considération la troncature de la base modale, les mesures étant bien souvent réalisées sur une gamme de fréquence réduite. Si l'amortissement dans la structure est considéré comme proportionnel (amortissement de Rayleigh, ou hypothèse de Basile), les modes φ_r sont réels et les résidus A_{kl}^r sont purement imaginaires. Dans le cas d'un amortissement quelconque, les modes φ_r et les résidus A_{kl}^r sont complexes.

La plupart des logiciels d'analyse modale offrent désormais des méthodes d'extraction des paramètres modaux qui travaillent soit en temps (sur la réponse impulsionnelle) soit en fréquence (sur la fonction de transfert). Parmi les algorithmes utilisés, on peut réaliser un lissage de la fonction de transfert par une méthode des moindres carrés, ce qui permet d'obtenir une expression analytique de la fonction de transfert et donc de réaliser la synthèse de celle-ci.

Parmi les choix que doit prendre l'opérateur on retiendra :

- le type de méthode,
- le calcul de modes réels ou complexes,
- la prise en compte des termes résiduels.

la qualité des modes ainsi estimés peut être contrôlée de diverses façons:

- observation des déformées modales,
- utilisation de critères d'assurance modale,
- synthèse de fonctions de transfert et comparaison avec celles qui ont été mesurées (cf. Figure II-1).

2.2 Exemples d'application

2.2.1 Machine transfert

L'une des premières applications industrielles que j'ai menée pour le compte de Renault Machine-Outil en 1981, m'a permis de valider un certain nombre d'hypothèses couramment employées dans les codes de calcul [DS11523].

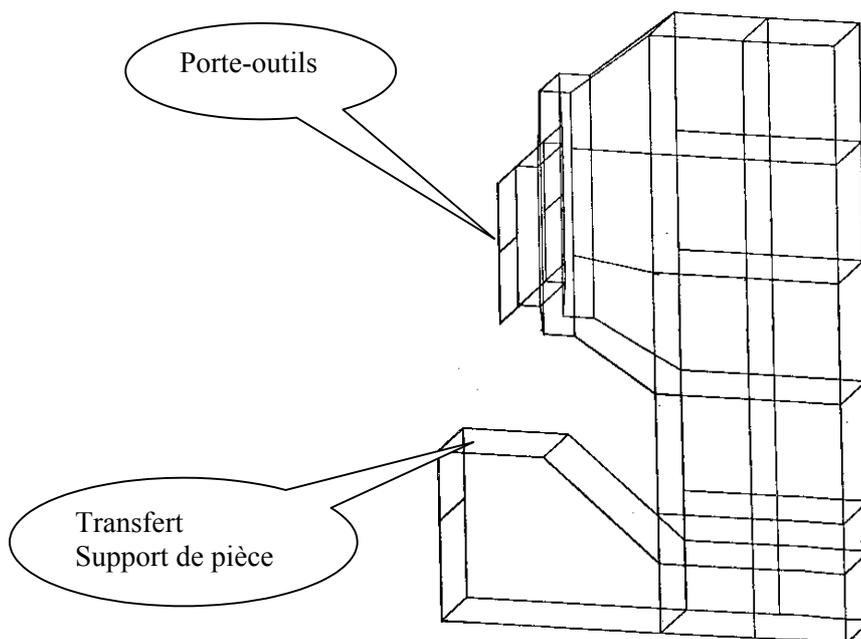


Figure II-2 : Modélisation de la machine transfert en vue de son analyse modale expérimentale

En effet lors de la recherche de réponses aux excitations, l'amortissement joue un rôle primordial bien qu'il soit souvent méconnu. L'une des démarches couramment adoptée consiste à faire un calcul de modes propres sur une structure conservative, puis à introduire un amortissement réduit dans le calcul des réponses par projection dans la base modale. Bien souvent cet amortissement est pris comme variant de façon inversement proportionnelle à la fréquence.

Dans cette étude, Renault souhaitait connaître le comportement dynamique d'un élément de chaîne de transfert d'usinage de pièces pour l'automobile, et les conséquences sur la précision des pièces ainsi fabriquées.

L'excitation est réalisée par un pot vibrant alimenté par un générateur de signaux aléatoires de type bruit blanc. L'analyse modale que j'ai menée s'est faite avec une résolution spectrale de 0,78 Hz sur une bande de 200 Hz et sur plus de 120 degrés de liberté [R 2].

Le tableau ci-dessous résume les résultats relatifs aux premiers modes de vibration. Les valeurs des amortissements modaux (donnés en pourcentage d'amortissement critique, en Hz et rad/s) qui ont été déterminées ne respectent pas totalement l'hypothèse de décroissance en fonction de la fréquence :

MODE NO.	F R E Q U E N C Y		%	D A M P I N G	
	HZ	R/S		HZ	R/S
1	14.482	90.994	6.235	904.726 m	5.685
2	36.228	227.830	1.854	671.690 m	4.220
3	67.264	422.631	3.099	2.086	13.106
4	97.717	613.974	1.403	1.371	8.615
5	119.018	747.815	2.752	3.277	20.591
6	137.638	864.808	856.190 m	1.178	7.405
7	162.023	1.018 K	856.010 m	1.063	6.878

Tableau II- 1

Deux explications peuvent être proposées:

- la faible résolution spectrale lors des essais,
- un amortissement non uniforme sur la structure, en particulier localisé plus spécifiquement dans les liaisons cinématiques de la machine (liaison porte-outils / bâti).

Le premier mode de la structure peut s'apparenter à un mode de flexion d'une poutre cantilever, le bâti étant fixé rigidement au sol (Figure II- 3).

Ce mode est très sensible à une excitation induite par le balourd des moteurs de broches situés en haut du porte-outil dont la vitesse de rotation est voisine de 900 tours/min, cette fréquence est en effet voisine de celle du premier mode de la structure.

Cette déformation de la structure risque d'engendrer des mouvements préjudiciables à la qualité des pièces fabriquées.

Dans le cas du deuxième mode (Figure II- 4), on constate une déformation importante du porte-outils autour d'un axe vertical, ce mouvement est une fois de plus préjudiciable à la qualité de l'usinage.

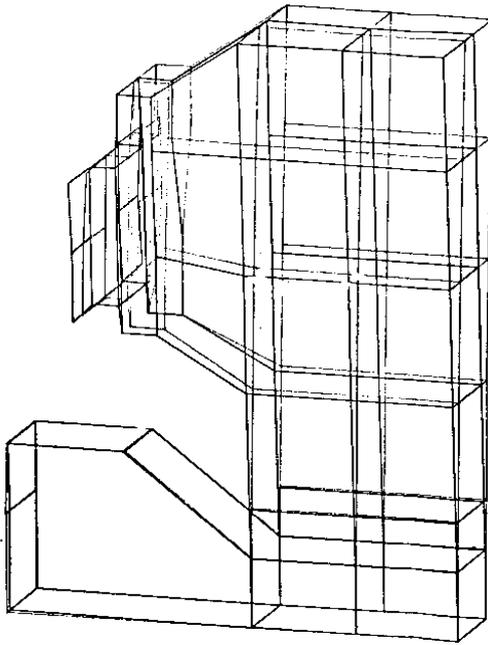


Figure II- 3: Premier mode

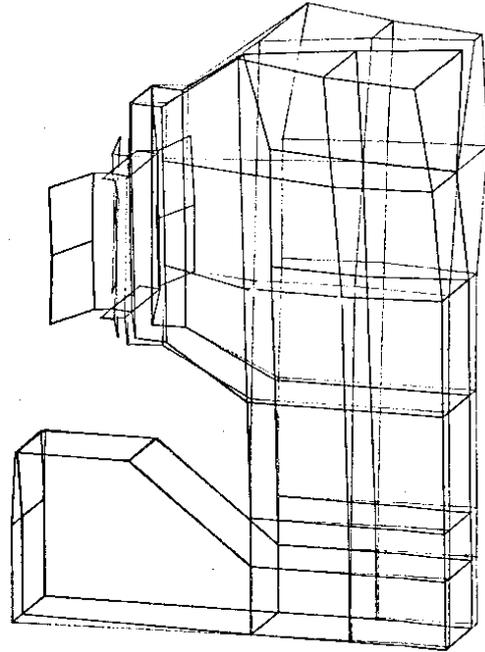


Figure II- 4 : Deuxième mode

2.2.2 Couvre culasse

Une autre application concerne l'étude que j'ai menée en 1995 sur un couvre culasse de moteur d'automobile fabriqué par la société Namkey. Les particularités de cette pièce concernent la géométrie et le matériau et son application qui regroupe plusieurs fonctionnalités technologiques :

- chapeau de culasse,
- filtre à air,
- orifice de remplissage d'huile moteur.

Cette pièce est réalisée en matière plastique avec de nombreux renforts et inserts métalliques. Une analyse basée sur une approche par éléments finis aurait été relativement longue afin d'avoir un modèle correctement recalé. Par contre l'analyse modale expérimentale, qui a été effectuée sur une description géométrique même sommaire, a permis de mettre en évidence l'origine de fuites d'huile.

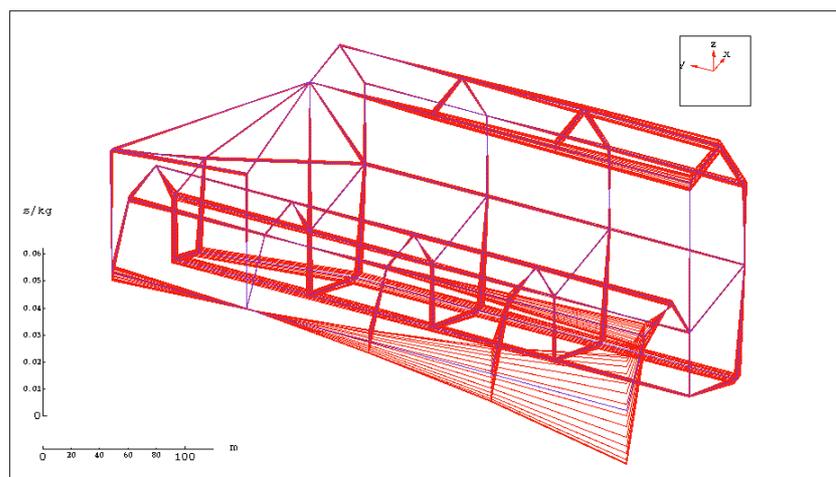


Figure II- 5: Premier mode de déformation du couvre culasse

En effet le premier mode de déformation de cette pièce en libre-libre se situe à 170 Hz et révèle une déformation importante en extrémité de pièce (Figure II- 5), c'est à dire dans la zone du joint d'étanchéité entre la culasse et son chapeau.

3 DEVELOPPEMENT DE LOGICIELS

3.1 Dynamique de ligne d'arbres

En tout début de carrière, j'ai été confronté aux problèmes de vibration de torsion de ligne d'arbre. L'expérience acquise au cours d'une expertise de ligne d'arbre de chalutier [DS10982] [R 1], m'a montré à quel point il est important de procéder à une analyse dynamique de l'ensemble de la chaîne cinématique. Bien souvent les modes propres du moteur sont recherchés par le motoriste. De même ceux de l'ensemble réducteur et arbre d'hélice sont aussi déterminés par le constructeur du réducteur. Hélas, on ignore trop souvent la dynamique de l'ensemble de la chaîne de transmission de puissance.

Cette expérience m'a conduit à développer un logiciel dédié à l'analyse des problèmes de vibration de torsion. Ce logiciel, élaboré avec deux collègues, pour le compte de la société ALSTHOM, a pour objet l'étude de la dynamique de lignes d'arbres ramifiées pour application aux locomotives à moteur Diesel [DS25138] [R 13].

3.1.1 Objectifs :

La finalité de cet outil est de donner une aide aux choix de caractéristiques et de dimensionnement des différents organes, en particulier les raideurs, les inerties, les accouplements. Cette aide se base sur le dimensionnement d'arbre en fonction des contraintes induites par les sollicitations dynamiques qui y sont rencontrées. Les excitations sont essentiellement provoquées par le moteur Diesel, mais certains auxiliaires tels que les compresseurs doivent aussi être pris en considération.

Un ensemble d'exploitations graphiques a été mis au point sur la base de bibliothèques graphiques GKS® afin de créer des tracés sur terminal Tektronix® et des fichiers pour traceur de type graphique neutre.

L'outil informatique élaboré permet de traiter :

- la ligne d'arbre de transmission de traction (environ 10 éléments massiques)
- les lignes d'auxiliaires de la locomotive (jusqu'à 40 éléments massiques)

Le programme possède deux fonctionnalités essentielles :

- le calcul des fréquences et modes propres
- la détermination des réponses aux excitations. Plus précisément, les niveaux d'accélération et de contrainte tangentielle, induite par la torsion, sont estimés dans les différents composants.

3.1.2 Modélisation :

L'ensemble constitue une ligne simple ou ramifiée aux différentes extrémités.

Le schéma torsionnel représentant la ligne est constitué d'éléments massiques correspondant aux volants d'inertie et d'ensembles ressort-amortisseur modélisant les tronçons d'arbre et les accouplement élastiques.

L'amortissement, de type visqueux, est aussi localisé sur chaque ligne de piston du moteur Diesel. Les rapports de multiplication ou de réduction des vitesses de rotation sont traités afin de constituer une ligne d'arbre équivalente.

Les excitations sont traitées comme :

- des fonctions harmoniques
- des fonctions connues par les coefficients du développement en série de Fourier pour diverses vitesses de rotation
- des données de couple moteur sous forme de courbes issues des motoristes qui sont ensuite décomposées en série de Fourier
- dans le cas de description par ligne de cylindre, les phases relatives entre lignes sont prises en compte (moteur V12 Bombardier par exemple).

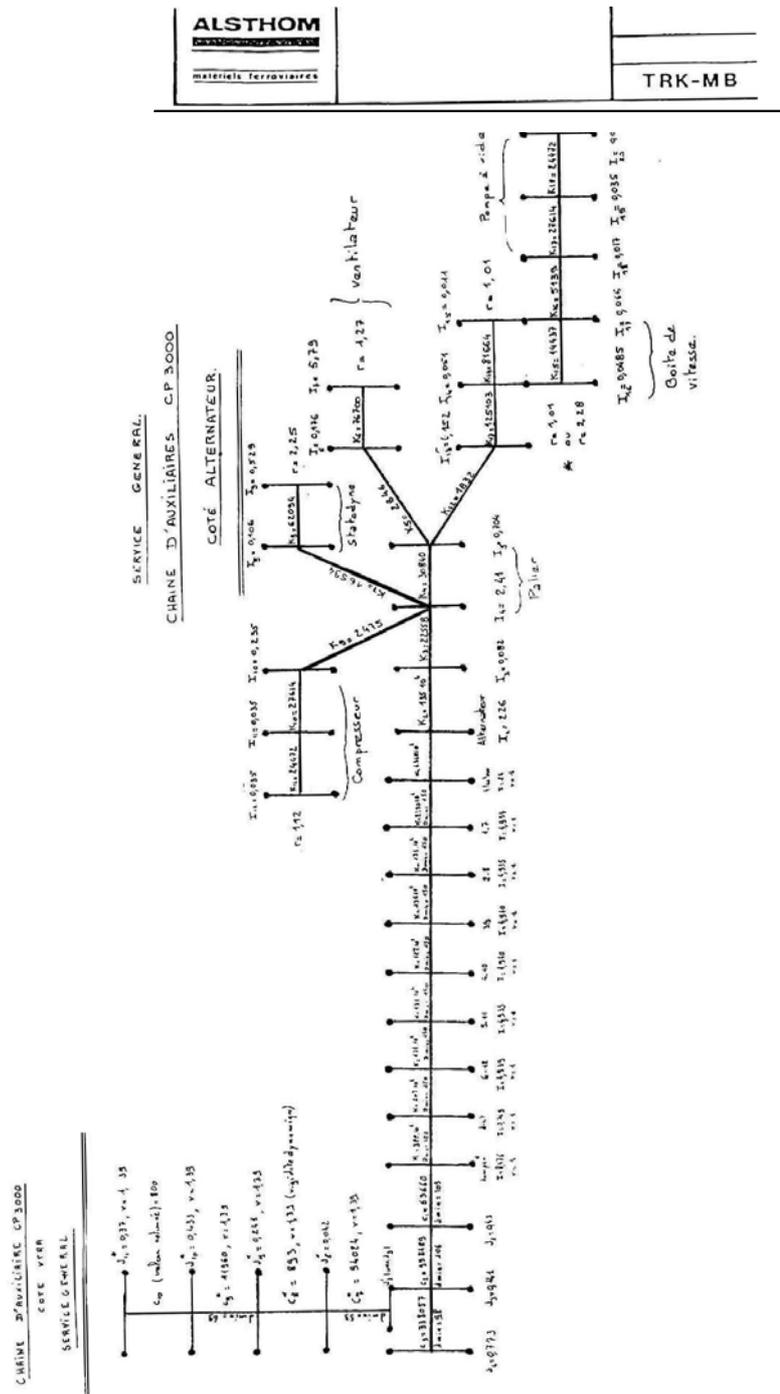


Figure II- 6 : Exemple de données de lignes d'arbres

3.1.3 Spécificités :

Contrairement aux problèmes plus classiques de dynamique de ligne d'arbres, tels que ceux rencontrés sur des réducteurs, ligne d'arbres d'hélice de navire, pour lesquels tous les organes sont en série les uns derrière les autres, le problème posé ici se particularise par des ramifications multiples de la ligne (Figure II- 6).

De plus la liaison entre arbres peut être de deux types :

1. liaison supposée rigide (cas de transmission par engrenage) (Figure II- 7),
2. liaison élastique (cas de transmission par poulie et courroie, accouplement élastique ou damper) (Figure II- 8).

Rigide :

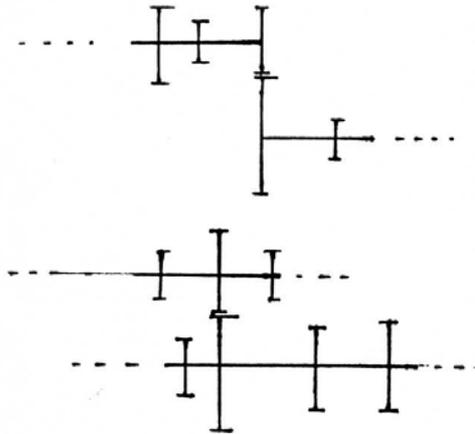


Figure II- 7 : Exemple de ramification par liaison rigide

Elastique :

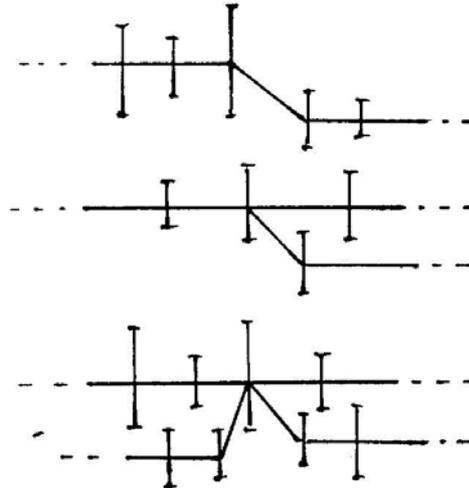


Figure II- 8 : Exemple de ramification par liaison élastique

En conséquence, la matrice de masse $[M]$ du problème reste diagonale comme dans une approche par masse concentrée, par contre la matrice de raideur $[K]$, qui est en général une matrice bande (tri-diagonale) lorsque les organes sont en série devient ici quelconque. L'une des difficultés rencontrées dans ce problème était donc de trouver une description topologique facilitant la mise en données et la construction des différentes matrices.

L'amortissement dans ce type de problème se trouve être localisé essentiellement dans le ou les amortisseurs (damper) de vibration de torsion qui équipent souvent ces ensembles, mais aussi dans le frottement entre pistons et cylindres. En conséquence le modèle d'amortissement proportionnel ou de Rayleigh [IMBE79] (combinaison linéaire des matrices de masse et de raideur) ne peut être utilisé.:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \tag{II - 5}$$

Dans ces conditions les modes propres ne sont plus réels mais deviennent complexes. De même l'hypothèse de Basile souvent adoptée ne pouvait être ici utilisée, cette démarche suppose que les modes propres $\{\phi_r\}$, du système conservatif associé, permettent de conserver des propriétés d'orthogonalité, ou plus précisément que les termes extra diagonaux résultant du calcul suivant sont faibles.

$$[\phi]^T [C] [\phi] \tag{II - 6}$$

3.1.4 Méthode de calcul :

1 Définition des modes propres :

On recherche en premier lieu les propriétés modales du système conservatif associé, la résolution pouvant être faite par l'algorithme Householder-QR qui permet de ramener les matrices à des formes quasi triangulaires, il est aussi utilisable pour la recherche des vecteurs propres réels ou complexes [MOLE73]. Le problème général aux valeurs propres est défini par :

$$[A]\{\phi\} = \lambda[B]\{\phi\} \tag{II - 7}$$

soit à rechercher une solution de la forme $\{q(t)\} = \{\phi\}e^{pt}$ au système d'équations :

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\} \tag{II - 8}$$

2 Ecriture des équations en variables d'état :

La recherche des réponses ne peut pas se faire par méthode modale. Les propriétés d'orthogonalité ne sont vérifiées que sur le système conservatif associé (pour les matrices masse et raideur) :

$$\begin{aligned} \{\phi_r\}^T [M] \{\phi_l\} &= m_r \cdot \delta_{rl} & \text{et} \\ \{\phi_r\}^T [K] \{\phi_l\} &= k_r \cdot \delta_{rl} \end{aligned} \quad (\text{II - 9})$$

L'équation du mouvement

$$[M] \{\ddot{q}\} + [C] \{\dot{q}\} + [K] \{q\} = \{f(t)\} \quad (\text{II - 10})$$

est réduite à l'ordre 1 suivant la méthode de DUNCAN [HART80] [EWIN86] en transformant les équations initiales du mouvement par leur formulation en variables d'état :

$$\begin{bmatrix} [0] & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \dot{q} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ q \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} \{0\} \\ \{f(t)\} \end{pmatrix} \quad (\text{II - 11})$$

Soit un nouveau système :

$$[A] \{\dot{y}\} + [B] \{y\} = \{z\} \quad (\text{II - 12})$$

Auquel est associé le vecteur d'état qui est défini par : $\{y\} = \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ q \end{Bmatrix}$. Les matrices $[A]$ et $[B]$ sont des matrices de dimension double et la recherche des modes propres conduit à trouver 2n valeurs et vecteurs propres qui sont complexes conjugués solutions de :

$$[A] \{\dot{y}\} + [B] \{y\} = \{0\} \quad (\text{II - 13})$$

3 Réponses aux excitations :

En ce qui concerne la détermination des réponses aux excitations, l'étude des réponses n'a physiquement de sens que lorsque la structure est amortie. Dans le cas contraire les réponses évaluées aux différentes résonances auraient une valeur pouvant tendre vers l'infini. La démarche retenue pour cette recherche est la méthode de superposition modale.

On réalise donc le changement de base $\{y(t)\} = [\Psi] \{\rho(t)\}$ avec comme matrice de passage la matrice constituée de la base modale étendue (de dimensions 2n x 2n).

$$\begin{aligned} [\Psi] &= [\{\Psi_1\} \quad \{\Psi_2\} \quad \dots \quad \{\Psi_{2n}\}] \text{ ou} \\ [\Psi] &= \begin{bmatrix} [p][\bar{\phi}] & [\bar{p}][\bar{\phi}] \\ [\phi] & [\bar{\phi}] \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{II - 14})$$

Les propriétés d'orthogonalité conduisent aux équations découplées données par :

$$[\Psi]^T [A] [\Psi] \{\dot{\rho}\} + [\Psi]^T [B] [\Psi] \{\rho\} = [\Psi]^T \{z\} \quad (\text{II - 15})$$

On obtient alors la participation de chacun des modes et le retour dans l'espace physique est donné par

$$\{q(t)\} = \sum_{r=0}^{2n} \{\phi_r\} \rho_r \quad (\text{II - 16})$$

Dans le cas d'excitations harmoniques, la détermination des réponses se fait pour chaque fréquence apparaissant dans la décomposition en série trigonométrique de la loi d'excitation. Le système d'équations à résoudre est de la forme :

$$[M] \{\ddot{q}\} + [C] \{\dot{q}\} + [K] \{q\} = \{F\} \cos(\omega t) \quad (\text{II - 17})$$

Un exemple de telles données fournies par le motoriste est tracé dans la courbe ci-dessous (cf. Figure II- 9) en fonction du PME (Pression Moyenne Effective).

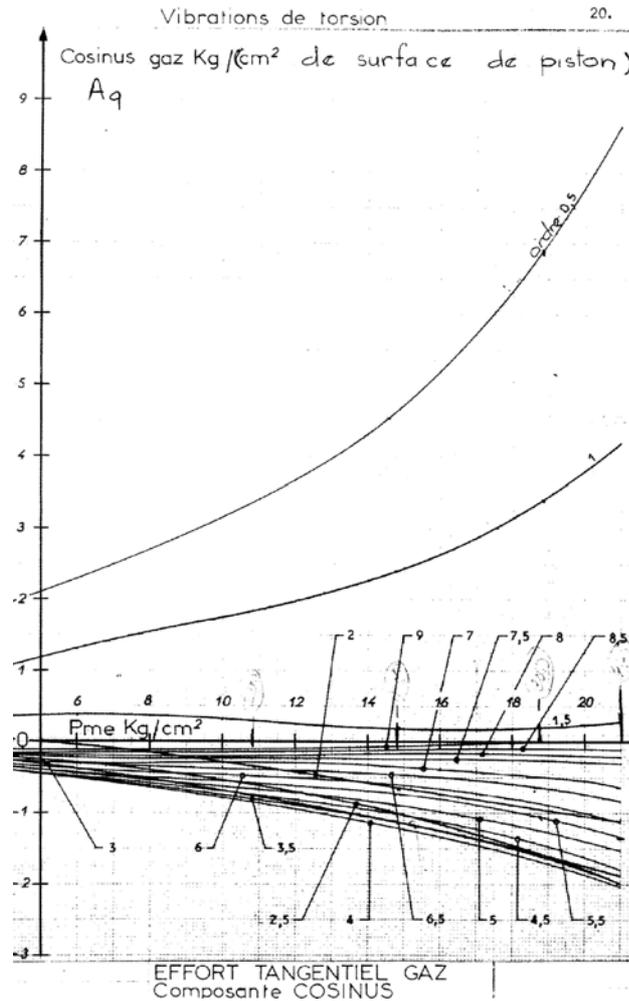


Figure II- 9 : Exemple de données de motoriste

Le passage en variables d'état conduit à résoudre deux systèmes :

$$\begin{aligned} [A]\{\dot{y}_1\} + [B]\{y_1\} &= \{G\}\cos(\omega t) \\ [A]\{\dot{y}_2\} + [B]\{y_2\} &= \{G\}\sin(\omega t) \end{aligned} \tag{II - 18}$$

avec un second membre défini par :

$$\{G\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F \end{Bmatrix} \tag{II - 19}$$

La résolution de l'équation (II - 17) peut ainsi se traiter dans le plan complexe

$$\begin{aligned} [A]\{\dot{Z}\} + [B]\{Z\} &= \{G\}e^{i\omega t} \text{ avec} \\ \{Z\} &= \{y_1\} + \{y_2\} \end{aligned} \tag{II - 20}$$

En utilisant la projection dans la base modale $\{Z(t)\} = [\Psi]\{\rho(t)\}$, on obtient les solutions des contributions des différents modes sous la forme :

$$\begin{aligned} \{p(t)\} &= \{W\}e^{i\omega t} \text{ avec} \\ \{W\} &= [i\omega[I_{2n}] + [B^*]]^{-1} \cdot \{G^*\} \end{aligned} \tag{II - 21}$$

L'inversion matricielle s'effectue sans soucis car la matrice est diagonale, $[I_{2n}]$ est en effet la matrice identité d'ordre $2n$, et la matrice $[B^*] = [\Psi]^T [A]^{-1} [B^*] [\Psi]$ est elle même diagonale.

La matrice du second membre est définie par $[G^*] = [\Psi]^T [G]$.

Le retour à l'espace des déplacements physiques s'obtient en extrayant les n premières composantes de

$$\{y(t)\} = Re([\Psi]\{W\}e^{i\omega t}) \tag{II - 22}$$

3.1.5 Mise en œuvre et résultats :

Ce logiciel a été mis au point en 1987 en Fortran F77 sur machine DIGITAL VAX® 11750 et 11780 et porté sur PRIME®. Il a nécessité l'écriture d'environ cent cinquante mille lignes de programmation en langage Fortran et l'élaboration de vingt programmes et sous programmes.

Ce choix était imposé par la société ALSTHOM afin de lui garantir l'indépendance par rapport à tout logiciel du commerce.

Il est clair qu'aujourd'hui, d'autres orientations pourraient être prises en s'appuyant sur les logiciels de calcul mathématique (Mathlab®, Mathematica®) ou sur des logiciels de dynamique de corps rigides tels que ADAMS®.

A titre d'illustration voici des résultats de recherche de modes propres :

```

TABLEAU DES AMPLITUDES RELATIVES : TRANSMISSION TMST                PAGE 1
=====oOo=====

NUMERO DE L ARBRE : 1      ARBRE DE REFERENCE: 1      VOLANT DE REFERENCE
-----

;=====;=====;=====;=====;=====;
;  NUMERO MODE      :      1      ;      2      ;      3      ;      4      ;
;=====;=====;=====;=====;=====;
;  FREQUENCE (Hz)   :  0.0000E+00 ;  0.1788E+02 ;  0.9285E+02 ;  0.1253E+03 ;
;  VOLANT \ (t/mn) :  0.0000E+00 ;  0.1073E+04 ;  0.5571E+04 ;  0.7520E+04 ;
;=====;=====;=====;=====;=====;
;  1 ROTOR          :  0.1000E+01 ;  0.1000E+01 ; -0.1000E+01 ; -0.1000E+01 ;
;  2 PIGNON         :  0.1000E+01 ;  0.9935E+00 ;  0.8238E+00 ;  0.6790E+00 ;
;  3 ROUE INT       :  0.1000E+01 ;  0.9466E+00 ; -0.4380E+00 ; -0.1616E+01 ;
;  4 ROUE ATT       :  0.1000E+01 ;  0.8988E+00 ; -0.1690E+01 ; -0.3842E+01 ;
;  5 ROUE ENT       :  0.1000E+01 ;  0.1846E+00 ; -0.1921E+02 ; -0.3312E+02 ;
;  6 ROUE ESS       :  0.1000E+01 ;  0.1307E+00 ; -0.1886E+02 ; -0.3011E+02 ;
;  7 ROUE RLT       :  0.1000E+01 ; -0.6085E+00 ; -0.1729E+00 ;  0.5159E+02 ;
;  8 ROUE RLT       :  0.1000E+01 ; -0.6351E+00 ;  0.1339E+01 ; -0.4880E+02 ;

```

Tableau II- 2 : Résultat de calcul de modes

ou sous forme de déformée de la ligne d'arbre :

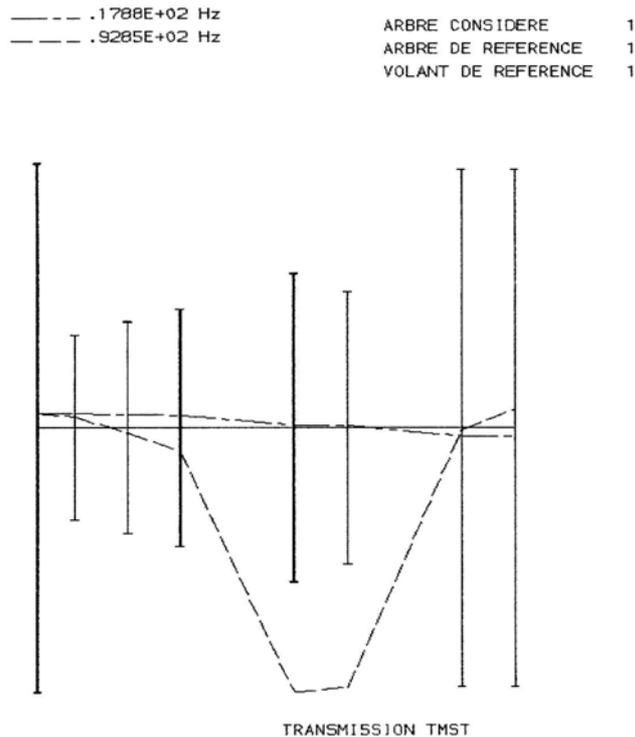


Figure II- 10 : Modes de torsion

Ma contribution dans cette réalisation, outre les tâches affairant à la gestion de ce projet dont j'avais la responsabilité, s'est surtout centrée sur la mise en équation, la résolution du problème et toute la partie relative à la mise en données assez délicate compte tenu de l'arborescence complexe des lignes d'arbres.

3.2 Interface CADA-X et I-DEAS

En dynamique, la modélisation à partir de codes par éléments finis peut se compléter harmonieusement par des résultats expérimentaux. L'étude des réponses par projection dans la base modale repose sur la bonne connaissance des amortissements modaux et des déformées modales [ALLE82].

La mise en œuvre pratique d'une démarche de simulation peut se heurter à plusieurs difficultés [C 19] :

- difficulté de maillage du fait de la complexité de la géométrie et des zones de raccord,
- traduction correcte des conditions aux limites,
- hypothèses sur l'amortissement.

En conséquence, il est souvent indispensable de valider le modèle par une confrontation avec des données expérimentales. Deux applications importantes découlent de la complémentarité entre modélisation et essais :

- l'analyse dynamique de structure, qui se prête assez bien aux techniques de validation et de recalage sur la base de données expérimentales et à la réanalyse [LEVE88]
- le calcul de réponses de structure aux excitations requiert la connaissance convenable de l'amortissement qui est malheureusement difficile à introduire dans les codes de calcul autrement que par un amortissement modal. L'estimation de cet amortissement réduit est bien souvent issu de mesures.

3.2.1 Contexte :

Les utilisateurs de codes de calcul et d'analyse modale expérimentale se sont souvent heurtés au cloisonnement entre logiciels différents rendant impossible l'échange d'informations indispensable à la mise en œuvre de ces techniques de comparaison et recalage [CHAR87].

À la fin des années 80 ce sont essentiellement les deux sociétés SDRC et LMS qui se partageaient le marché des codes industriels de calcul et de traitement du signal appliqués à la dynamique, chacun des logiciels ayant sa spécificité [LIEV86].

De grands groupes européens, en particulier des constructeurs automobiles (Fiat), et américains utilisaient chacun de ces deux logiciels et souhaitaient bénéficier de leur complémentarité pour l'étude de structures complexes :

- La société SDRC proposait des fonctionnalités en moyens de simulation par éléments finis (Supertab®) et aussi en outils d'analyse d'essais (Tdas® Test Data Analysis 4.1), ce logiciel est l'un des composants d'un outil de CAO plus connu maintenant sous l'appellation I-DEAS®.
- La société LMS distribuait un logiciel efficace dans l'acquisition et le traitement du signal et l'analyse modale (Cada-X® 2.1).

En 1989 la société SDRC m'a demandé de concevoir un logiciel interface pour l'exportation des données du logiciel Cada-X vers Tdas. À cette époque, en effet, le logiciel Cada-X était préféré pour sa facilité d'utilisation et ses performances en acquisition et traitement du signal, par contre Tdas demeurait pour certains utilisateurs la référence en terme d'analyse modale et d'outil de corrélation.

3.2.2 Corrélation - MAC :

Les deux approches présentées, soit par un calcul sur un modèle par éléments finis (MEF) ou par une analyse modale expérimentale sur un modèle testé (qui peut être un prototype ou la structure réelle), sont complémentaires. La simulation par éléments finis peut guider au choix des points à instrumenter et de la bande de fréquences à exciter, les mesures peuvent permettre un recalage du modèle et donnent une idée précise des taux d'amortissement.

En dynamique, la comparaison entre calculs et essais peut se faire à divers niveaux:

- comparaison des fréquences propres,
- comparaison des déformées modales.

La comparaison entre modes peut se faire en recherchant une relation linéaire entre deux modes sous la forme $\{\varphi_p\} = \lambda \{\varphi_q\}$ ce qui permet de définir une erreur moyenne quadratique qui sera calculée à partir des composantes des vecteurs propres :

$$\varepsilon^2 = \sum_j (\varphi_{pj} - \lambda \varphi_{qj}) (\overline{\varphi}_{qj} - \lambda \overline{\varphi}_{qj}) \quad (\text{II} - 23)$$

La valeur du paramètre λ qui minimise cette erreur conduit à l'expression suivante souvent désignée MSF (Modal Scale Factor), dont l'écriture est d'une forme similaire à la fonction de transfert H_1 :

$$MSF(p, q) = \frac{\sum_j \overline{\varphi}_{pj} \varphi_{qj}}{\sum_j \overline{\varphi}_{pj} \varphi_{pj}} = \frac{\{\overline{\varphi}_p\}^T \{\varphi_q\}}{\{\overline{\varphi}_p\}^T \{\varphi_p\}} \quad (\text{II} - 24)$$

On préfère, en général, utiliser un coefficient de corrélation entre deux modes ou critère d'assurance modale, souvent désigné MAC (Modal Assurance Criterion) [ALLE82], dont la définition est similaire à celle d'une fonction de cohérence et qui s'exprime en fonction des deux vecteurs propres par la relation :

$$MAC(p, q) = \frac{\left| \sum_j \bar{\varphi}_{pj} \varphi_{qj} \right|^2}{\sum_j \bar{\varphi}_{pj} \varphi_{pj} \sum_j \bar{\varphi}_{qj} \varphi_{qj}} = \frac{\left(\{\bar{\varphi}_p\}^T \{\varphi_q\} \right)^2}{\{\bar{\varphi}_p\}^T \{\varphi_p\} \{\bar{\varphi}_q\}^T \{\varphi_q\}} \quad (\text{II} - 25)$$

Il faut remarquer que ce calcul ne constitue pas un test d'orthogonalité et qu'une valeur proche de l'unité est juste un indicateur de la bonne corrélation entre deux modes. Cependant on ne peut distinguer les degrés de liberté qui peuvent être à l'origine d'une chute de corrélation. Dans ce cas, il est préférable d'utiliser un calcul de MAC pour chaque degré de liberté (ou chaque composante du vecteur propre) qui est désigné CoMAC [LIEV86].

Cette technique peut s'appliquer à la comparaison de modes calculés avec ceux mesurés. Cependant il est indispensable de réaliser auparavant la mise en conformité des deux modèles (celui ayant servi aux essais avec celui sur lequel la méthode des éléments finis a été appliquée). En effet, la géométrie retenue et le maillage peuvent être sensiblement différents, le nombre de degrés de liberté est très nettement supérieur dans le modèle aux éléments finis [CHAR95]. Il est possible de réduire le modèle aux éléments finis aux seuls degrés de liberté du modèle de test, ou de réaliser une condensation de type Guyan ou bien encore d'effectuer une expansion du modèle d'essai [KAMM87] [SERGE90].

La comparaison deux à deux des composantes des vecteurs propres ne peut se faire correctement qu'aux seuls degrés de liberté communs aux deux modèles.

3.2.3 Mise en œuvre :

L'implantation de cette passerelle entre les deux logiciels s'est faite sur une station de travail HP 9000-380 sous Unix, dotée des compilateurs C et Fortran et sur laquelle le logiciel LMS Cada-X était implanté. Sur cette station les bibliothèques de programmes externes (Open Architecture) des modules de Tdas (Test Data Analysis) du logiciel I-DEAS ont été installées par SDRC France.

Le transfert de la base de données binaires de Cada-X vers Tdas s'effectue soit par l'intermédiaire de fichiers ADF (Associated Data Files) ou de fichiers universels. Parmi les fichiers ADF j'ai utilisé plus particulièrement AFU (FUnction) pour les fonctions telles que cohérence ou fonction de transfert, ATI (TIme) pour des données temporelles ou réponses impulsionnelles et ASH (mode SHape) pour les modes propres. Les fichiers universels sont au format ASCII. On les retrouve dans de nombreux interfaces de logiciels (ANSYS, ABAQUS, ADAMS ...). Leur structure est définie par la société SDRC et ils peuvent contenir aussi bien des données géométriques de maillage, que des fonctions temporelles ou fréquentielles.

Les difficultés majeures que j'ai rencontrées dans la mise au point de cet interface furent :

- la discordance entre la représentation géométrique utilisée sous Cada-X et celle d'I-DEAS. En effet, la notion de composante (sous-ensemble d'une structure pouvant être définie dans un repère local différent) n'existe pas sous I-DEAS.
- le manque de documentation sur la subroutine externe proposée par LMS d'accès à la base de Cada-X : `CALL DATABASE (DBVIEW, DBNAME, CADA_DB, 0, 0)`, ce qui m'a contraint à de nombreux essais afin de retrouver les arguments dont j'avais besoin.

L'ensemble de ce développement a conduit à l'écriture de sept sous-programmes en Fortran basés sur les outils d'Open Architecture de Tdas. Cet interface permet d'exporter vers Tdas toutes les informations nécessaires à une analyse modale (géométrie, fonctions de transfert ou de réponse impulsionnelle) comme celles issues d'une analyse modale effectuée sous Cada-X (géométrie, fréquences et modes propres ainsi que l'amortissement modal).

3.2.4 Résultats :

Un cas test a été traité. La structure étudiée est constituée de tôles d'acier soudées entre elles d'épaisseur 10 mm, de dimensions globales 56x100x200 (mm). La modélisation a été totalement

construite sous I-DEAS. Le maillage est constitué d'éléments bi-dimensionnels à 4 nœuds représentant un total de 375 degrés de liberté, pour lequel un calcul des modes libre-libre de la structure a été mené.

Les mesures sont effectuées la structure, qui a été posée sur une mousse très souple afin de recréer les mêmes conditions aux limites libre-libre. Le modèle utilisé pour les tests a été instrumenté en 18 points, seules les composantes normales aux plaques ont été relevées. L'excitation est de type impulsionnelle réalisée à l'aide d'un marteau de chocs PCB 86B03. Les réponses sont mesurées par un accéléromètre DJB A23E. L'acquisition et le traitement des signaux sont réalisés au travers d'une centrale DIFA pilotée par le logiciel Cada-X, la bande de fréquence analysée est de 3200 Hz.

Les fonctions de transfert ainsi obtenues sont utilisées pour extraire les paramètres modaux. Le tableau suivant donne les fréquences propres des modes de déformation obtenus par ces deux approches :

Modèle Eléments Finis		Modèle Testé	
mode	fréquence (Hz)	mode	fréquence (Hz)
7	1327	1	1420
8	1662	2	1771
9	2841	3	3040

Tableau II- 3 : Fréquences des premiers modes

Les déformées du premier mode de flexion de ces deux modèles sont très similaires :

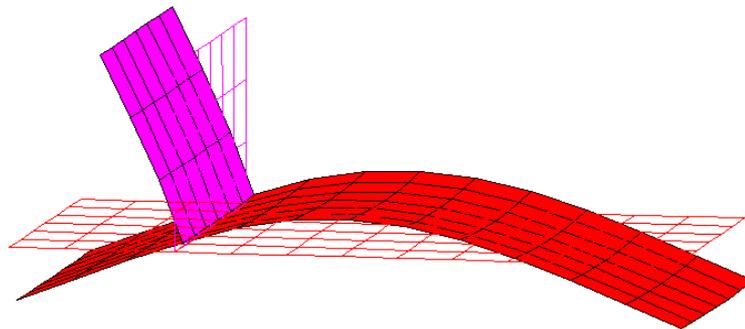


Figure II- 11 : Premier mode de déformation du modèle par éléments finis

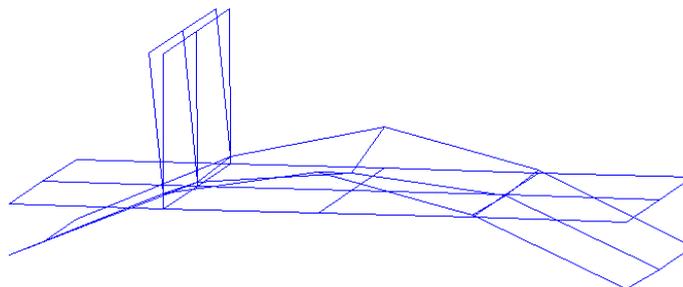


Figure II- 12 : Premier mode du modèle testé

Dans un second temps les modes propres sont extraits de la base de données du logiciel Cada-X à l'aide du logiciel d'interface développé, puis convertis au format des fichiers universels en code ASCII du logiciel I-DEAS. On peut ensuite construire une matrice de MAC à partir des données issues des tests et de l'analyse par éléments finis dans le logiciel I-DEAS.

La comparaison n'a été menée que sur les seuls degrés de liberté ayant fait l'objet de mesures, ce qui conduit au diagramme et au tableau récapitulatifs suivants relatifs au critère d'assurance modale :

Modal Assurance Criteria Matrix

ROW	COLUMN						
	4	5	6	7	8	9	10
1	0.000	0.006	0.099	0.702	0.013	0.129	0.006
2	0.029	0.207	0.031	0.000	0.947	0.001	0.014
3	0.025	0.089	0.044	0.030	0.339	0.174	0.004

Tableau II- 4 : Valeurs de MAC

La corrélation qui peut sembler faible (70 et 95 %) entre ces deux approches, s'explique par le fait que seul les déplacements orthogonaux aux surfaces ont été mesurés.

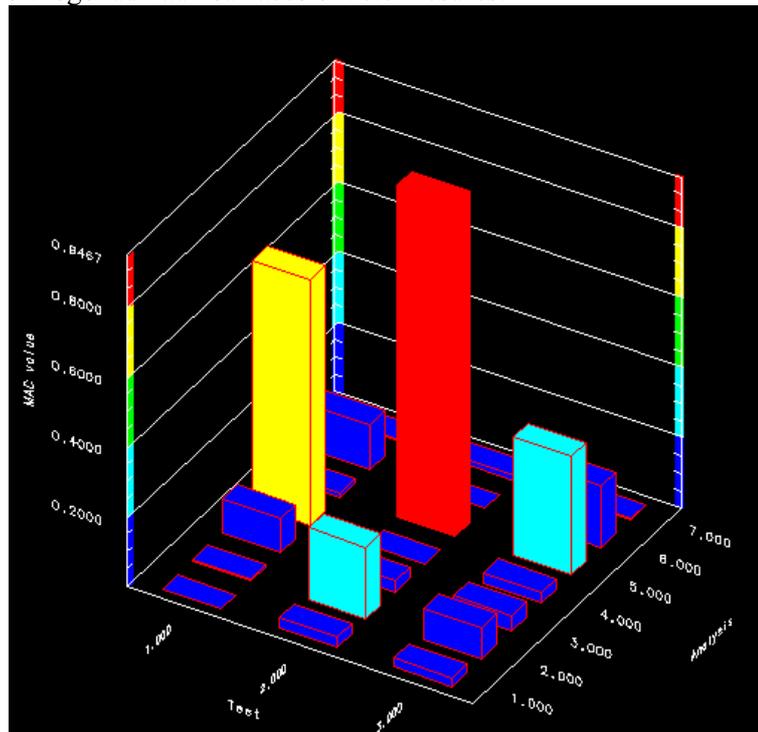


Figure II- 13 : Matrice de MAC

4 DYNAMIQUE ET PROCÉDES D'USINAGE

La démarche générale qui est maintenant suivie lors de la conception d'une machine consiste à bâtir une machine 'virtuelle' en s'appuyant sur les outils numériques de conception et de simulation. L'objectif visé est de garantir des performances à la fois sur la dynamique de la machine (position, accélération ..) mais aussi en terme de qualité des pièces fabriquées.

Les outils actuels de simulation des 'process', de simulation d'automatisme en temps réel utilisés pour l'évaluation des performances exploitent des modèles souvent très simplifiés de la machine. Néanmoins se sont des aides appréciables à l'évaluation des performances. Les corrections à apporter, si nécessaire, en cas de non respect de ces performances, peuvent porter sur la conception mécanique de la machine, comme sur l'adaptation de la stratégie de commande. Les nombreuses hypothèses prises qui conduisent au modèle pour la simulation se doivent d'être justifiées. Les paragraphes qui suivent témoignent d'une contribution à cette démarche, aussi bien en ce qui concerne la machine, qu'au niveau des interfaces outil-pièce-machine.

4.1 Modèle d'axe de machine UTGV

4.1.1 Contexte :

Sous l'impulsion de notre collègue A.L Defretin, qui a eu à cœur de développer de nombreuses relations dans le monde de la machine outil, en particulier au niveau régional avec la société DASSAULT-Aviation, le Centre de Lille de l'ENSAM s'est doté en 1993 d'une fraiseuse à Usinage Très Grande Vitesse [R 24]. En parallèle une équipe, associant mécaniciens et automaticiens, s'est constituée dont l'objectif est de chercher à optimiser les lois de commande et de programmation de telles machines [P 1, P 5].

La spécificité de ces machines, est de produire une quantité de copeaux très abondante, en particulier dans la fabrication d'éléments de fuselage et de voilure pour l'aviation. Ceci justifie la conception de telles machines avec une broche horizontale et une table verticale, comme l'illustre la photographie de la H1350 de la société FOREST-LINE (Figure II- 19).

Cette technique de fabrication a surtout pris son essor dans les années 80 bien que nous devons à un chercheur américain, R. King, le concept de la coupe à très grande vitesse breveté par le docteur Carl J. Salomon en 1931. À l'époque, cette théorie n'a pu être approfondie par manque de moyens techniques. Cet essor est essentiellement imposé par l'industrie aéronautique, mais d'autres secteurs de l'industrie mécanique commencent à chercher à tirer profit de cette technologie [GREF89].

Dans le cadre de l'usinage TGV, on peut atteindre des vitesses d'avance jusque 120 m/min et des vitesses de coupe avoisinant 6 km/min pour des alliages d'aluminium, les accélérations rencontrées atteignent 10 m/s^2 ce qui sollicite tout particulièrement la structure mécanique de la machine. L'objectif visé est, bien évidemment, une réduction des temps d'usinage et une diminution de l'élévation de la température de la pièce pendant la coupe [CORE89] [KOMA84].

Cette technique de fabrication est bien adaptée à l'usinage de formes complexes ou de faible épaisseur (raideur d'épaisseur inférieure à 2 mm), mais pose des problèmes de précision car les régimes de fonctionnement des différents axes utilisés sont le plus souvent des régimes transitoires.

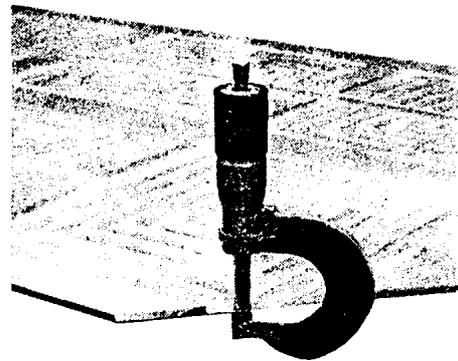
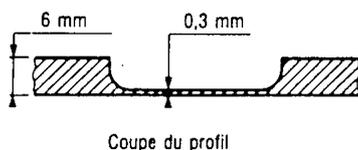


Figure II- 14 : Profil de pièce mince pour l'aéronautique

Les deux problématiques auxquelles nous sommes confrontés sont :

- la dynamique et les vibrations de l'ensemble outil-pièce-machine en cours d'usinage,
- l'obtention d'un modèle suffisamment simple et fiable pouvant être intégré, si possible en temps réel, dans les directeurs de commande qui traduisent néanmoins le comportement réel de la machine.

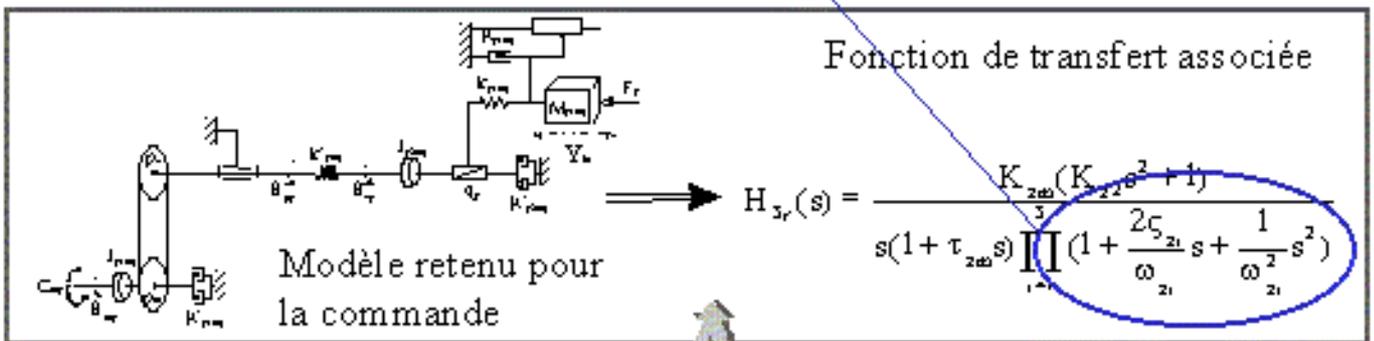
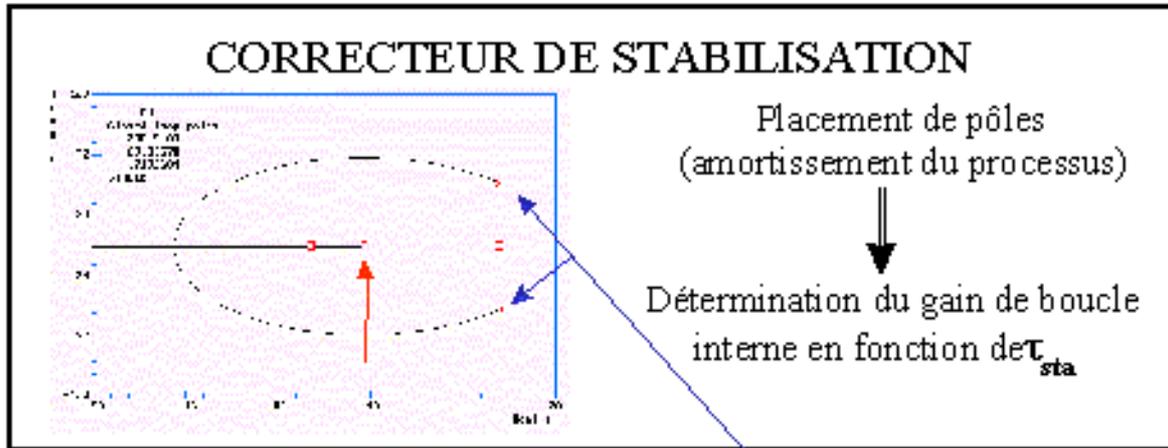
4.1.2 Stratégie de commande :

La chaîne cinématique et sa commande doivent remplir les différentes fonctions :

- entraîner l'organe mobile
- respecter les consignes de déplacement pour assurer les tolérances de fabrication
- atténuer les vibrations engendrées par la coupe et les discontinuités dans les déplacements.

Le comportement de cette chaîne cinématique peut être étudié soit sur un modèle ou à partir de données issues de procédures expérimentales. En particulier, l'analyse des fonctions de transfert et de leur expression analytique est un outil précieux (Figure II-15). On peut agir ensuite sur le placement des pôles, ou adapter le gain des boucles d'asservissement, ou introduire des correcteurs afin d'adapter au mieux la loi de commande aux exigences de précision et de stabilité [C 20, P 5].

Cette stratégie d'analyse est résumée par le schéma ci-dessous.



OU

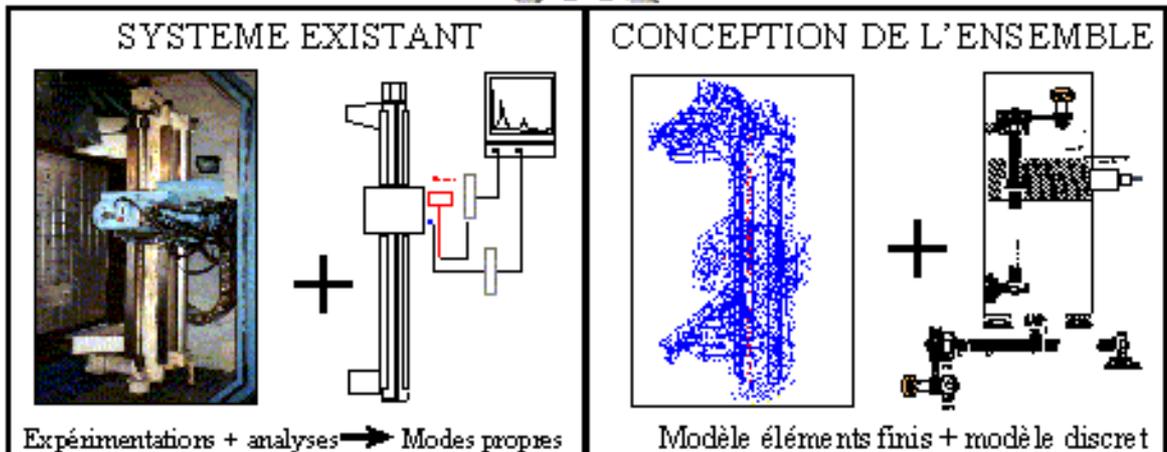


Figure II-15 : Stratégie de choix de commande [DUM98]

4.1.3 Schématisation d'axe de machine UTGV :

Toute tentative d'amélioration de la programmation de l'automate de telle machine requiert une simulation préalable incluant la dynamique des axes. Les mouvements donnés à l'outil se font par l'intermédiaire de trois axes X, Y, Z pilotés par une commande numérique.

L'analyse de la dynamique de la machine peut se faire en premier lieu en ne considérant qu'un seul axe (en ignorant les problèmes liés au contourage), et en ne s'intéressant qu'à la chaîne cinématique de transmission, la structure de la machine étant supposée infiniment rigide.

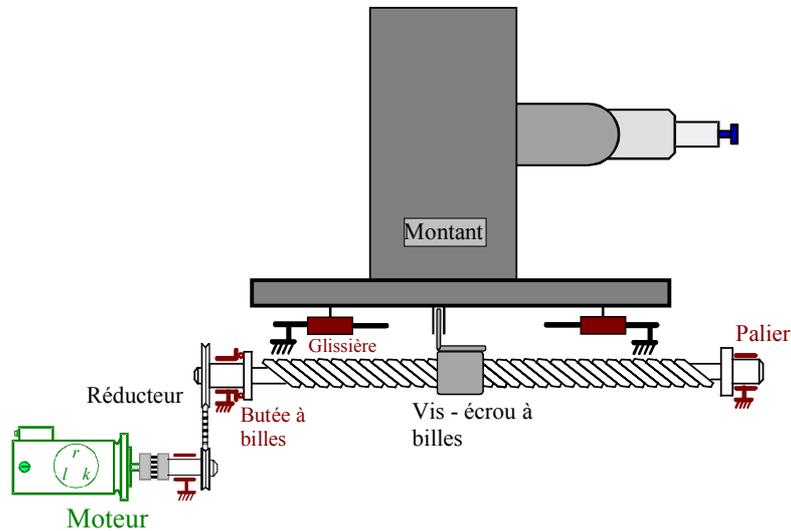


Figure II- 16 : Cinématique de la transmission de l'axe Z de la FIMAX 150 [DUM98]

Il est possible de développer une approche de type dynamique de corps rigide, sur la base d'un modèle combinant masse, raideur et amortissement (Figure II- 17), cette modélisation est assez naturelle pour les éléments de la chaîne cinématique. Néanmoins, une simulation plus réaliste n'est possible qu'à partir d'un modèle capable de décrire la machine complète en incluant les différents composants, dont certains nécessitent de développer une approche par éléments finis. Cette démarche a été retenue dans le travail de thèse de P.J. Barre [BARR95] et E. Dumetz [DUM98] auquel j'ai contribué pour la partie relative à l'identification mécanique.

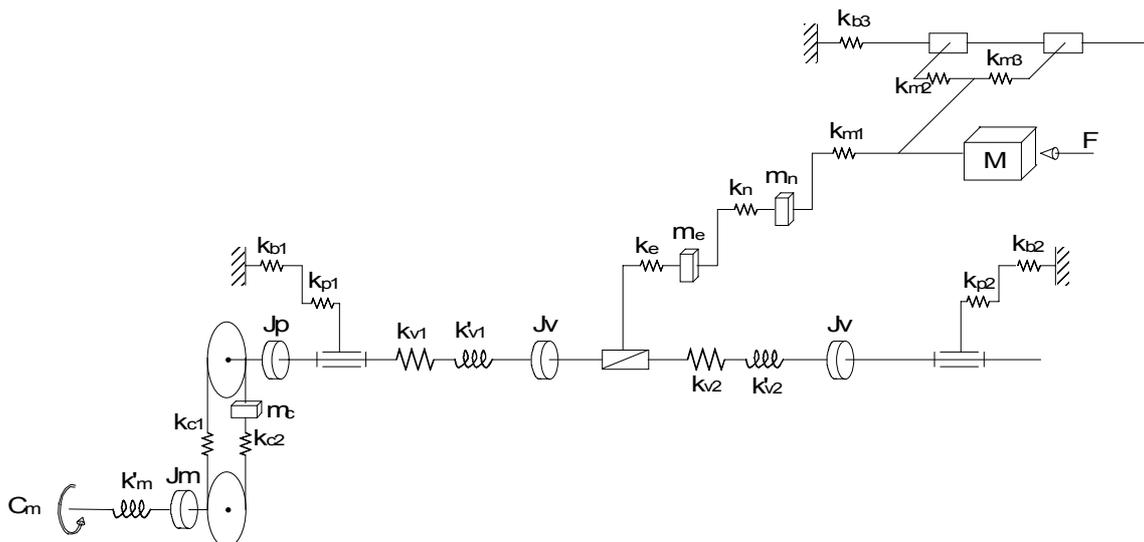


Figure II- 17 : Modèle discret de la transmission de l'axe Z de la FIMAX 150 [DUM98]

L'axe de la machine peut être étudié dans son comportement dynamique, par l'analyse de sa fonction de transfert, définie en variables de Laplace par le rapport du déplacement au couple moteur :

$$H(s) = \frac{X_M(s)}{C_m(s)} \tag{II - 26}$$

Le but de cette analyse consiste à développer une démarche expérimentale afin d'identifier la réponse de l'axe Z et de valider le modèle discret élaboré. La recherche de la fonction de transfert ou d'une partie de celle-ci (termes du deuxième ordre ou associés aux modes propres) a pour objet de permettre un recalage du modèle.

$$H(s) = \frac{K_m}{s(1 + \tau_m s)} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{2\delta_1 s}{\omega_{n1}} + \frac{s^2}{\omega_{n1}^2}\right) \left(1 + \frac{2\delta_2 s}{\omega_{n2}} + \frac{s^2}{\omega_{n2}^2}\right)} \quad (\text{II - 27})$$

avec K_m : gain statique
 τ_m : constante de temps

Partie à identifier

L'excitation de la transmission s'effectue à l'aide d'un signal de bruit blanc qui est envoyé dans le moteur et qui agit comme un générateur de couple en entrée de la transmission, sur une bande de fréquence suffisamment large [BARR96]. Néanmoins le relevé du courant circulant dans l'induit du moteur montre que le variateur se comporte comme un filtre passe-bas : le signal présente un spectre (cf. Figure II- 18), proche de celui d'un bruit rose.

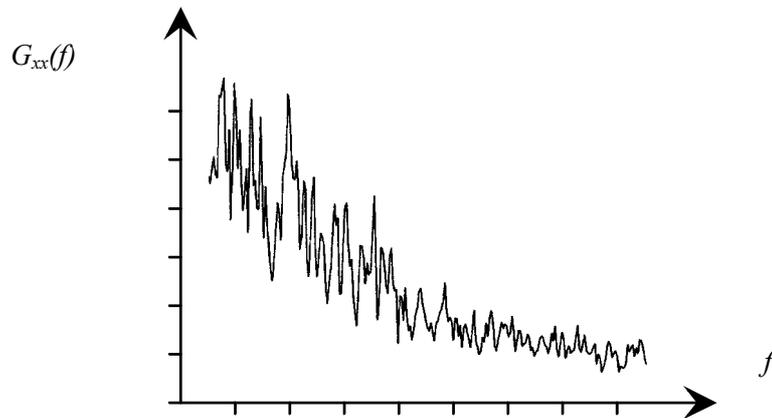


Figure II- 18 : Autospectre du courant dans le moteur

Le traitement numérique par transformée de Fourier rapide des signaux d'intensité et d'accélération (ou de déplacement) donne accès à la fonction de transfert. Son exploitation (cf. équation (II - 4)), qui consiste essentiellement à obtenir les pôles et les résidus, peut se faire en utilisant des outils d'analyse modale intégrés à l'analyseur de spectre, ou à l'aide de logiciels spécialisés tels que : Cada-X ou I-DEAS...

4.1.4 Résultats :

L'analyse de la fonction de transfert expérimentale obtenue permet de trouver les deux premières fréquences propres à $f_1 = 17,5$ Hz et $f_2 = 51,4$ Hz. Ces résultats sont proches des valeurs prévues par le modèle ($f_{1th} = 20,4$ Hz et $f_{2th} = 51,5$ Hz) [BARR97]. La différence peut s'expliquer par une répartition des masses et des ressorts non optimale et justifie l'intérêt de ces techniques d'identification. Les facteurs d'amortissement trouvés sont $\delta_1 = 0,03$ et $\delta_2 = 0,044$. Ceci conduit par conséquent à une expression de la fonction de réponse en fréquence dont les blocs du second ordre présentent des pôles d'expression :

$$p_r = -\delta_r \omega_{nr} + j\omega_{nr} \sqrt{1 - \delta_r^2}$$

Dans le cas traité ici les valeurs sont : $p_1 = -1,65 + 54,95j$
 $p_2 = -14,21 + 322,65j$

Les pôles complexes sont pratiquement des imaginaires purs en raison du coefficient d'amortissement très faible. La cartographie des pôles de la fonction de transfert, dans le plan complexe, est un outil précieux utilisé par les automaticiens afin d'analyser des stratégies de commande, d'optimiser les performances de l'ensemble dans un soucis constant de stabilité, même en présence de vibrations mécaniques.

4.2 Modèle de structure d'une machine

4.2.1 Amélioration du modèle :

Dans la recherche d'une loi de programmation optimale, il faut tenir compte non seulement de la dynamique des axes de mouvement, mais aussi de la structure complète de la machine.

Dans le modèle précédent (Figure II- 17) la machine est considérée uniquement sous son seul aspect inertiel, et donc assimilée à un corps rigide. La souplesse de la structure, des coulisseaux, de la traverse, de la broche sont à prendre en compte pour aboutir à un modèle mieux représentatif.

Cette démarche a été appliquée sur la fraiseuse H 1350 de la société FOREST LINE.

Cette machine U.G.V. a été cédée par DASSAULT-Aviation à l'ENSAM de Lille en 1994, elle était utilisée pour l'élaboration de composants d'avions en alliages d'aluminium.



Figure II- 19 : Fraiseuse H1350

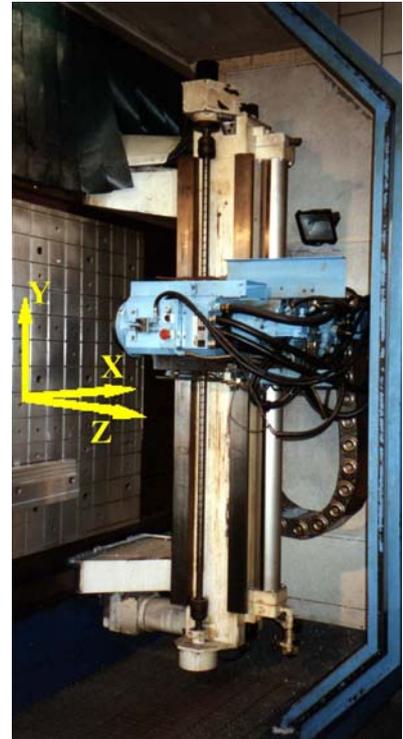


Figure II- 20 : Portique de la machine H1350

Les principaux éléments constitutifs de la géométrie de cette machine sont représentés ci-dessus (Figure II- 21), son plan de travail est vertical et la broche horizontale,.

La puissance nominale est de 20 kW, la vitesse de rotation de la broche en usinage peut varier de 3000 à 45000 tr/min et la vitesse d'avance est entre 10 et 30 m/min suivant les axes.

Le modèle aux éléments finis qui a été retenu suppose que le bâti (pièce en fonte, rigidifiée dans les trois dimensions, et dont la masse est d'environ 17 tonnes) est infiniment rigide. L'ensemble du portique (coulisseau + traverse + broche) a été modélisé en éléments finis en essayant de respecter au mieux la cinématique et les liaisons entre composants.

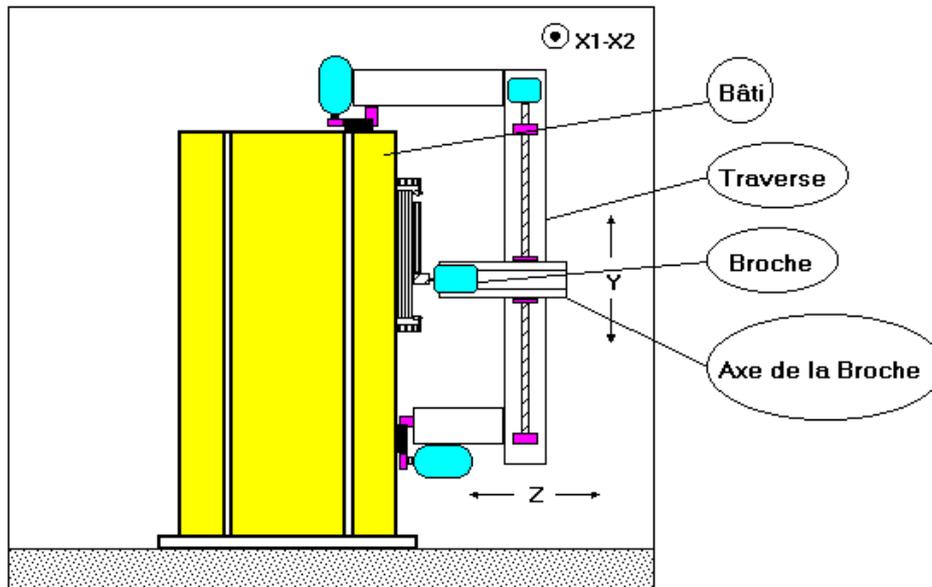


Figure II- 21 : Schéma de la machine H1350

4.2.2 Modèle aux éléments finis :

La broche et son support, partie massive et compacte, dont la masse est d'environ 200 kg est considérée comme une pièce unique.

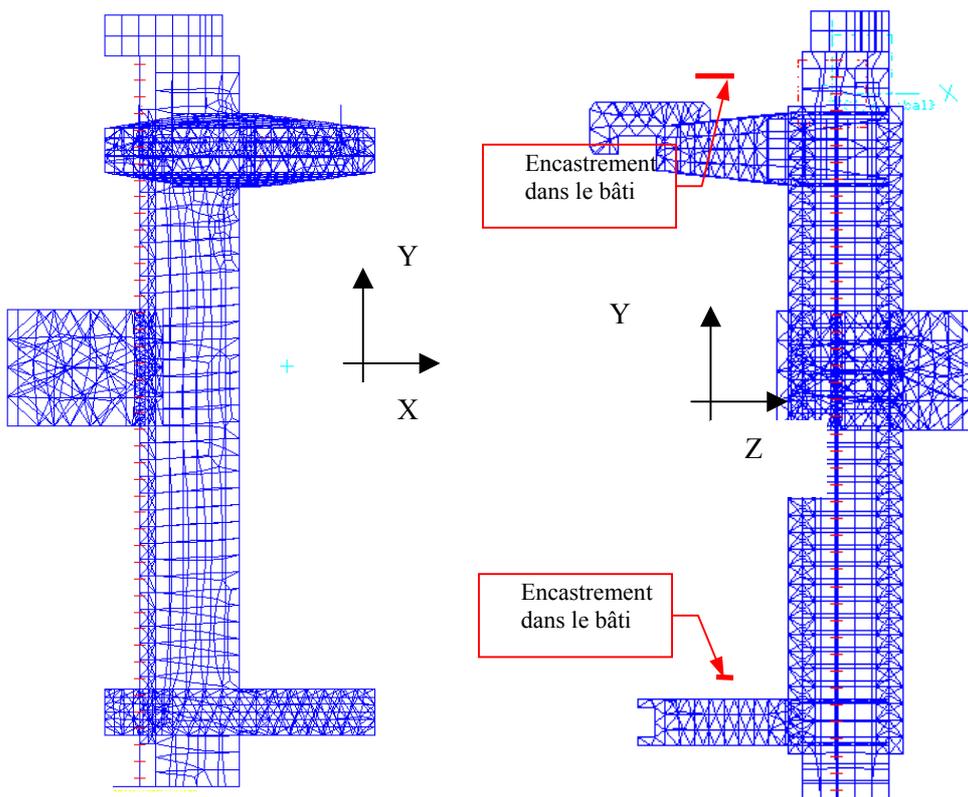


Figure II- 22 : Maillage du portique

La structure étudiée est une structure mécanosoudée en acier d'une épaisseur de 12 mm. Elle est modélisée par des éléments "plaques" à 3 ou 4 nœuds ayant 6 degrés de liberté par nœud.

Les autres parties de la machine (broche, glissières , raidisseurs) sont modélisées par des éléments volumiques de type "tétraèdre" à 4 nœuds. La vis a été modélisée par des éléments de type "poutre" de section circulaire.

Les liaisons d'assemblage des différents éléments sont les suivantes:

- la vis est assemblée aux extrémités et au niveau de la broche (liaison vis - écrou) par couplage des nœuds en translation et en rotation,
- la broche est couplée aux glissières en laissant libre la translation verticale.

Les conditions aux limites sont définies par un encastrement du portique au niveau de ses deux "bras" dans le bâti (face intérieure des glissières). En réalité la liaison est technologiquement obtenue par des coussins aérostatiques.

Les efforts dans le plan X/Z sont transmis par la broche via les liaisons glissières au portique Y. Les efforts dans le plan vertical sont transmis au portique via l'écrou puis la vis.

Pour respecter dans le modèle certaines liaisons, telles que les glissières, des degrés de liberté ont été couplés (« coupled DOF » dans le logiciel I-DEAS).

Par contre les masses inconnues des câbles électriques et hydrauliques (Figure II- 21), tout comme la masse du moteur de broche qui était également inconnue, ont été ignorées dans le modèle mis en œuvre.

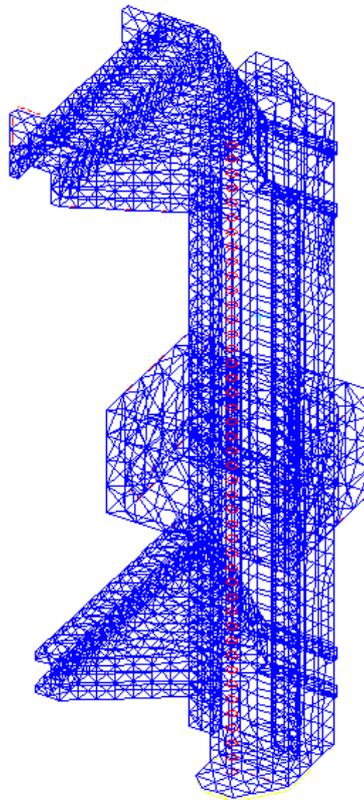


Figure II- 23 : Maillage du portique

Le modèle ainsi élaboré (Figure II- 23) est relativement volumineux : il présente 5700 éléments et 16000 nœuds.

4.2.3 Objectifs et résultats attendus :

Le développement de ce modèle et les calculs qui ont été menés ont pour finalité de :

- calculer les fréquences propres (pôles pour une simulation d'asservissement),
- trier les modes dont il faut tenir compte (en fonction des mouvements associés) dans la commande d'axe,
- mettre en évidence les couplages entre les différents axes (X, Y et Z),
- recalculer le modèle sur des informations expérimentales, et vérifier la validité des différentes hypothèses,

- obtenir du modèle par éléments finis les fonctions de transfert significatives du comportement dynamique de la machine.

Le premier mode obtenu se situe à une fréquence de 65,1 Hz. Le mouvement résulte d'une flexion dans le plan YZ et d'une torsion autour de l'axe Y du portique.

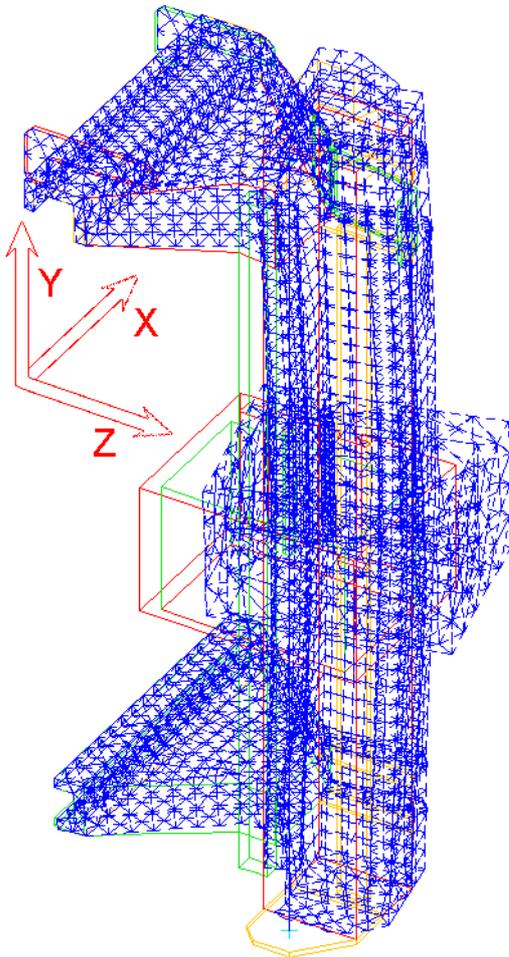


Figure II- 24 :
Déformée modale du 1^{er} mode

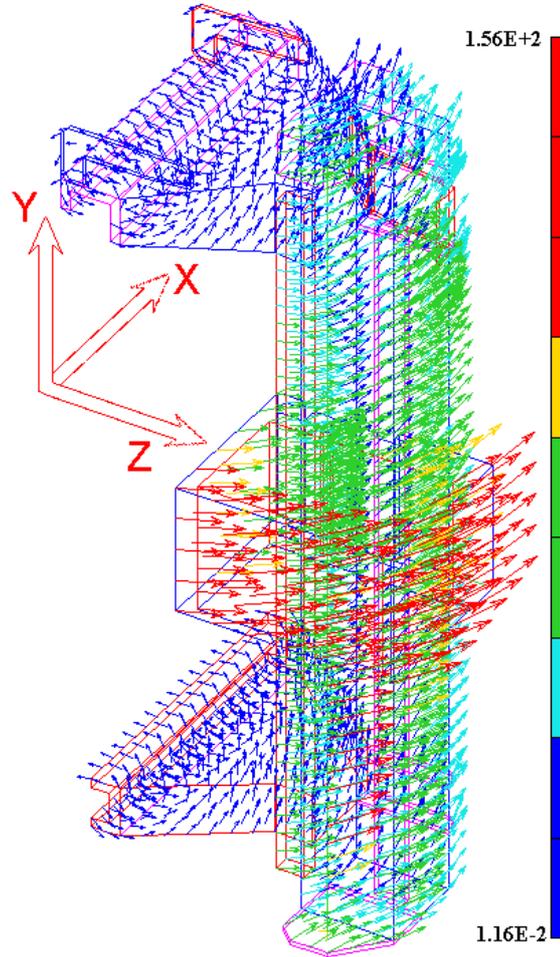


Figure II- 25 :
Représentation vectorielle des déplacements nodaux du 1^{er} mode

La zone d'amplitude maximale de déplacement (Figure II- 25) se situe au niveau de la broche et son support.

Ce mouvement introduit donc des perturbations sur la position en Z de l'outil et, par conséquent, nuit à la qualité de l'usinage.

Le second mode issu du calcul sous I-DEAS présente une fréquence à 70,4 Hz. Ce mode se caractérise par une déformée en parallélogramme de l'ensemble de la colonne.

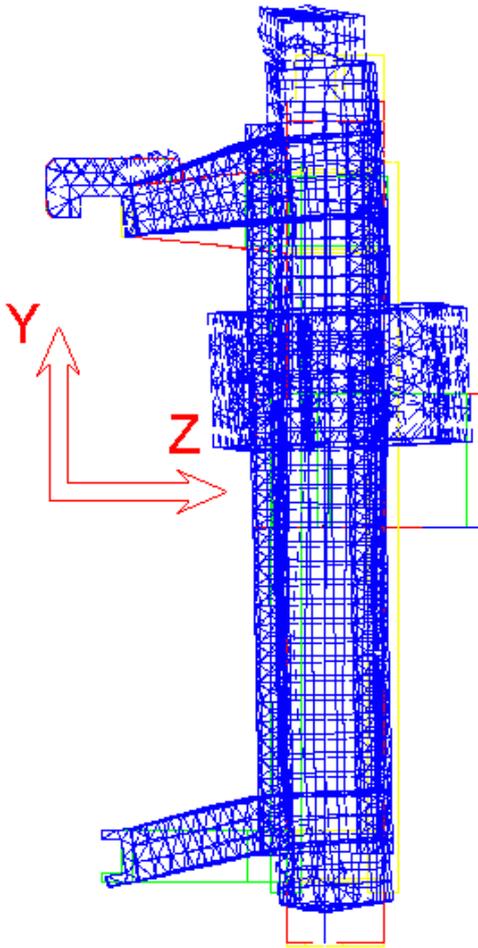


Figure II- 26

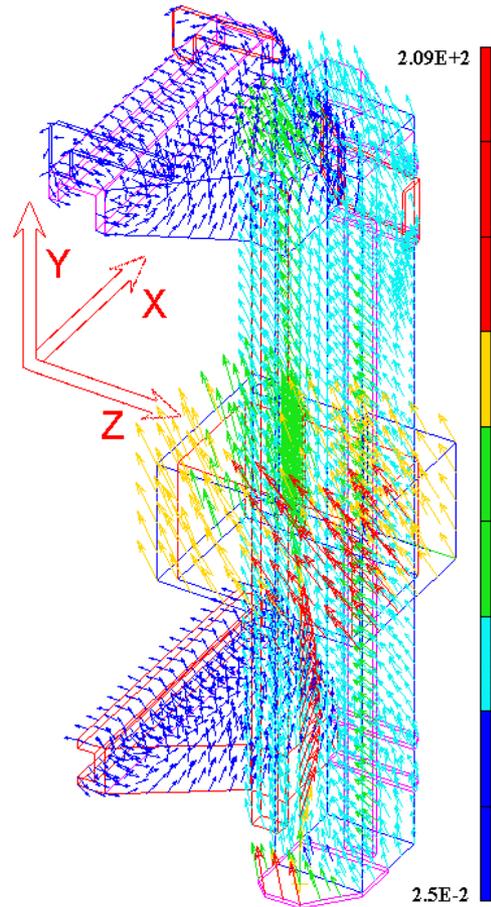
Déformée du 2^{ème} mode

Figure II- 27

Représentation vectorielle des déplacements
nodaux du 2^{ème} mode

Ce mode met en évidence la faible rigidité des supports de la vis de transformation de mouvement, suivant l'axe Y, par rapport aux bras du portique. Il en résulte un mouvement au niveau de la broche qui se trouve ainsi amplifié par rapport à celui de la colonne.

Ces premiers résultats permettent d'envisager des modifications sur la conception du montant de la machine notamment par renfort des supports de vis et de la structure en parallélogramme.

L'introduction dans le modèle d'amortissement permet ensuite d'envisager des calculs de réponses aux excitations et de recherche de réponse en fréquence. La fonction de transfert ainsi déterminée peut être utilisée dans les simulations d'asservissement.

Expérimentalement des déformées modales similaires ont bien été retrouvées, sur une géométrie très simplifiée, les valeurs de fréquence s'avérant nettement plus faibles. Le premier mode apparaît à 35 Hz alors que le calcul le prévoit à 65 Hz, comme en témoignent les fonctions de transfert estimée et mesurée (Figure II- 28) qui ont néanmoins un module du même ordre de grandeur. Ceci montre bien l'importance d'un recalage, qui dans ce cas n'a pu encore être réalisé.

La justification de ces écarts tient, selon moi, à trois points :

- une mauvaise définition des conditions aux limites : en effet la liaison du portique au bâti dans les glissières est schématisée par des encastremets, en fait des patins aérostatiques assurent ce guidage,
- une rigidité surestimée de la structure dont certains plans de définition nous manquaient,
- la masse du câblage hydraulique et électrique et du moteur de broche n'a pas été prise en compte.

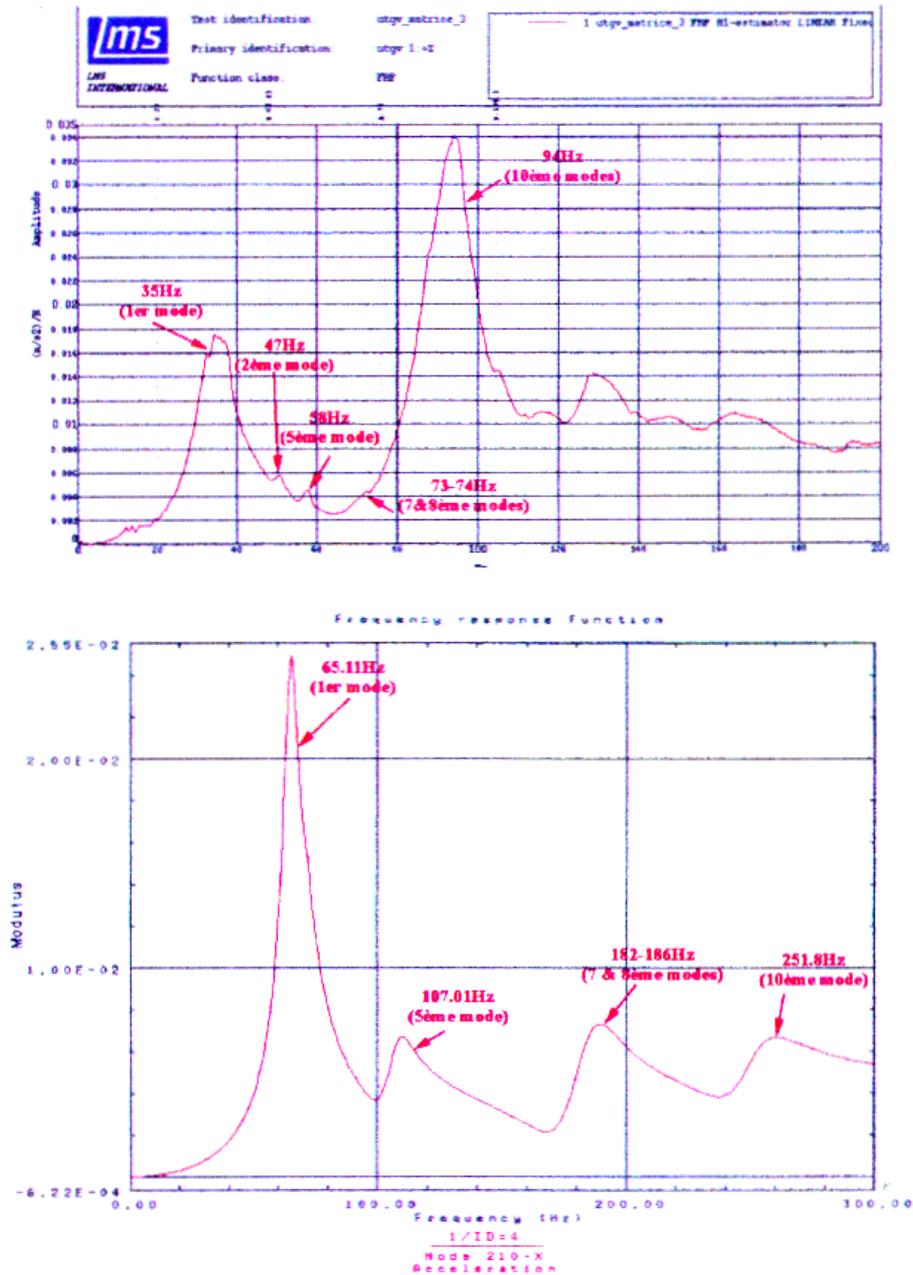


Figure II- 28 : Identification des modes à partir des fonctions de transfert mesurées

Une fois encore les algorithmes d'extraction des paramètres modaux peuvent être utilement utilisés pour obtenir une expression analytique de la fonction de transfert pour chacun des modes.

Ici seul le premier mode a été exploité. En effet, ce mode intervient directement sur la loi de commande relative à l'axe Z de la machine. La superposition de la fonction de transfert synthétisée avec celle mesurée (Figure II- 29), donne une indication sur la qualité de l'estimation.

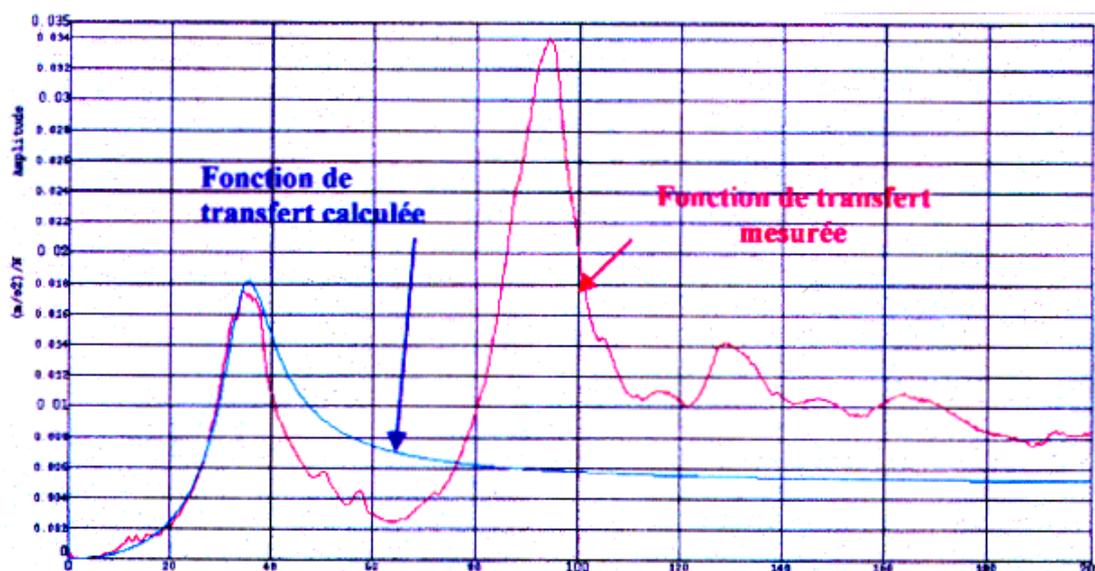


Figure II- 29 : Superposition de la fonction de transfert synthétisée (pour le premier mode) avec celle mesurée

L'expression analytique ainsi obtenue de cette fonction de transfert se présente sous la forme :

$$H_{kl}(\omega) = \frac{-18,7 - 0,58.j\omega}{4,2.10^3 + 61.j\omega - \omega^2}$$

cette expression donne directement accès aux pôles afin de permettre une analyse de stabilité ou la prise en compte de la dynamique de la machine dans la loi de commande.

Cette démarche s'intègre dans une procédure de :

- validation de modèle,
- choix de stratégie de commande,
- simulation du comportement global.

4.3 Comportement de pièces en usinage grande vitesse

4.3.1 Problématique :

En usinage grande vitesse, les contraintes principales sont la rugosité (R2 à R10), et l'état de surface. Les vitesses de rotation élevées des broches génèrent en effet des vibrations.

Il devient donc primordial, pour des pièces déformables usinées sur de telles machines, de définir un montage d'usinage répondant aux exigences dynamiques de la coupe à grande vitesse.

La modélisation peut ici apporter des indications précieuses sur le comportement futur de la pièce sur ses appuis pendant les phases d'usinage. Elle peut être couplée à celle donnant le comportement de la broche (outil monté) conduisant à la définition des fenêtres d'utilisation de la fraise (zones de stabilité).

Deux démarches sont concevables :

Réponses de la pièce simulées au préalable :

- comportement dynamique de la pièce connue,
- influence des appuis connue,
- loi d'excitation connue,

C'est la démarche idéale qui consiste à prédéterminer la réponse de la pièce montée lors de l'usinage. Disposant souvent d'une CAO de la pièce, cette simulation est possible si les efforts induits par la coupe sont correctement connus.

Bandes de fréquences à exclure :

- comportement dynamique de la pièce connue,
- influence des appuis connue,
- loi d'excitation incertaine,

Si les excitations sont mal déterminées (en valeur ou direction), pour éviter toute vibration indésirable lors de l'usinage, on peut chercher à éliminer certaines plages de fréquence (cf. Figure II- 30) qui induiraient des résonances locales de la pièce durant son usinage, en adoptant une vitesse de rotation de broche adéquate.

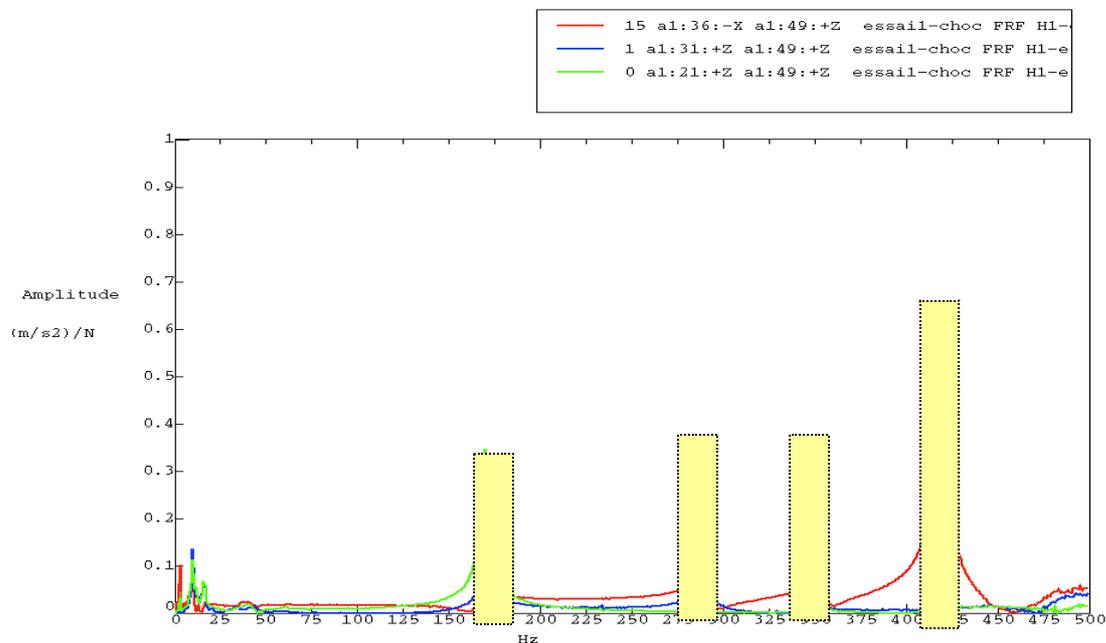


Figure II- 30 : Bande de fréquences à exclure

4.3.2 Élément de voilure :

L'intérêt que porte DASSAULT-Aviation à l'usinage à grande vitesse est lié à la fabrication d'éléments intégraux, structures taillées dans la masse.

De tôles de plus d'une tonne, ce procédé économique conduit à une pièce finie (Figure II- 31) de quelques dizaines de kilogrammes au prix de puissance à la broche de 40 kW pour une vitesse de 40000 tr/min et de vitesses d'avance de 20 m/min.

Cet usinage à grande vitesse présente l'intérêt d'avoir des efforts de coupe moindres et une chaleur évacuée exclusivement par le copeau. Des pièces de faible épaisseur peuvent ainsi être usinées sans déformation.

Cependant cette technologie se heurte à un certain nombre de problèmes, particulièrement pour l'usinage de fonds suspendus d'épaisseur de quelques millimètres.

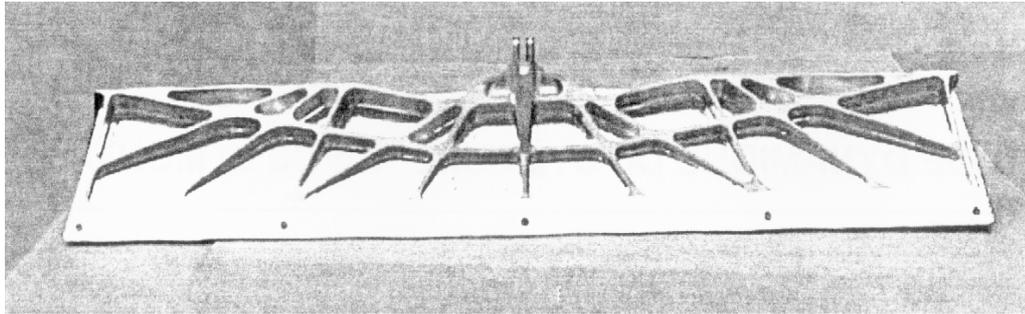


Figure II- 31 : Aérofrein détouré sur machine UGV

L'objet du travail en cours, développé pour le compte de DASSAULT-Aviation, dans le cadre de projets de fin d'étude ENSAM ou de contrats industriels depuis 1997, consiste à analyser les difficultés inhérentes à ce procédé, afin d'optimiser la fabrication :

- exploitation des données CAO de la pièce,
- ablocage spécifique des pièces,
- prédiction des vibrations en cours d'usinage,
- détermination des fréquences propres des pièces et de leur évolution au cours des opérations d'usinage,
- choix des vitesses de broche optimales (en fonction de la position de l'outil sur la pièce),
- évaluation des efforts de coupe,
- réduction des défauts induits par le détourage (Figure II- 33) sur la pièce comme le niveau sonore (80 dB),
- maîtriser l'état de surface et la rugosité qui peut présenter, dans des conditions extrêmes, des ondulations en surface de 0,2 mm,
- adopter un parcours d'outil le plus judicieux.

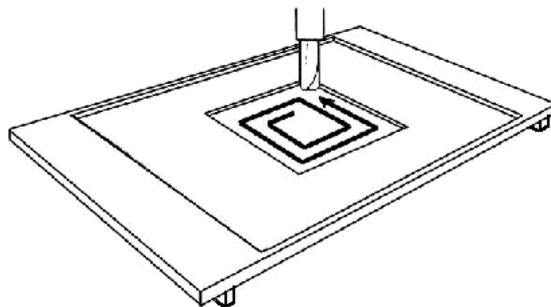


Figure II- 32 : Usinage d'une alvéole

L'étude que j'ai menée a montré l'importance du système de posage et d'ablocage sur les fréquences propres de la pièce [R 24]. Le transfert direct des gammes d'usinage conventionnel sur machine UGV ne peut se faire en raison des vibrations induites lors de l'usinage de fonds minces suspendus sur de telles machines.

Les développements actuels consistent à déterminer une vitesse de broche optimale en fonction de la position de l'outil sur la pièce. La démarche que j'ai proposée avec P. Lorong (LMS-Paris) part d'une pièce qui est modélisée par éléments finis, elle est paramétrée géométriquement sous ANSYS afin que le maillage puisse suivre les diverses phases de fraisage (cf. Figure II- 32) en tenant en particulier compte des différentes épaisseurs des alvéoles.

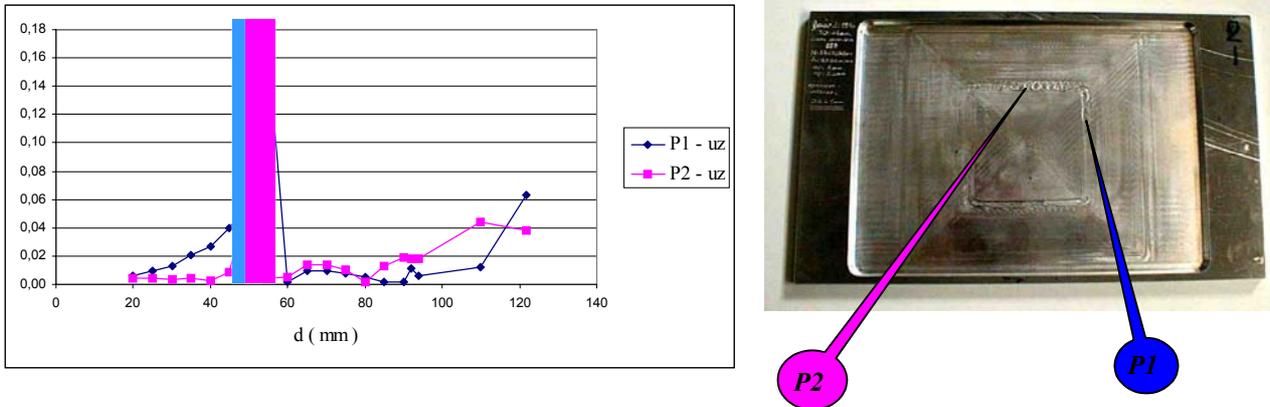


Figure II- 33 : Défauts simulés et constatés en fraisage de fond mince

Les modes propres sont calculés à chaque étape et un calcul de réponse en régime harmonique permet de déterminer l'amplitude de vibration du fond. Il est ainsi possible de choisir de façon optimale la vitesse de broche en évitant de créer une résonance [C 24]. Les simulations faites ont permis de retrouver avec une bonne corrélation (cf. Figure II- 33) les zones de défaut lors d'usinage de fonds minces suspendus.

La piste étudiée l'an dernier est basée sur les travaux d'Altintas et Budak [ALTI95]. L'objectif est de définir des zones de stabilité de fraisage donnant la profondeur de passe axiale en fonction de la vitesse de rotation de la broche comme l'illustre la figure ci-dessous.

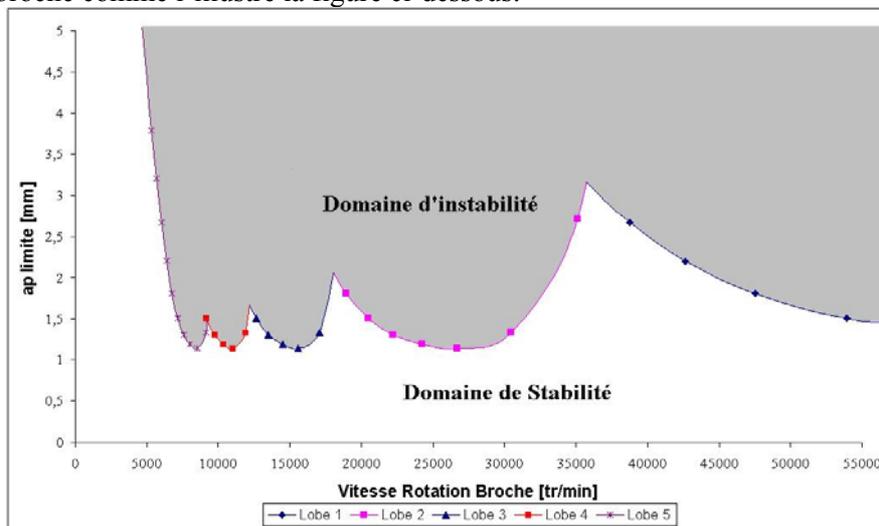


Figure II- 34 : Lobes de stabilité

Les propriétés dynamiques de la broche sont identifiées à partir de la fonction de transfert mécanique mesurée en pointe d'outil. Une loi de coupe est introduite (fraisage dans le plan, avec une loi harmonique) pour en déduire les zones instables. S'agissant d'un problème bouclé entre la broche et l'outil, l'analyse de la stabilité se fait par étude des parties réelles des valeurs propres de ce problème.

Le travail mené en 2000 a conduit au développement d'un outil sous MATHEMATICA de détermination des lobes, il a été validé en retrouvant les lobes donnés d'Altintas et Budak. Une exploitation en a été faite sur une fraiseuse de l'ENSAM équipée d'une broche FISCHER. Les essais ont été menés avec une avance a_p entre 1 et 2,1 mm et une vitesse de broche de 17500 à 40000 tr/min. Cette campagne de mesure doit être poursuivie cette année sur machine AEROSTAR de DASSAULT.

4.3.3 Poutre-chapeau de culasse :

Dans le cadre d'une collaboration avec mes collègues enseignant en fabrication, j'ai participé aux travaux sur l'optimisation du posage des pièces déformables usinées sur machine UGV. L'analyse a porté sur la modélisation de celui-ci afin de connaître l'évolution des modes de vibrations lorsque l'on ajoute des points de soutien aux points dit d'appui (montage isostatique).

La pièce que nous avons étudiée est un chapeau de culasse (celle du moteur RENAULT F9Qt) ; elle vient coiffer l'arbre à cames sur ses cinq paliers [C 26]. Cette pièce est usinée sur machine de fraisage grande vitesse : machine URANE 20 (Figure II- 35) de RENAULT AUTOMATION.

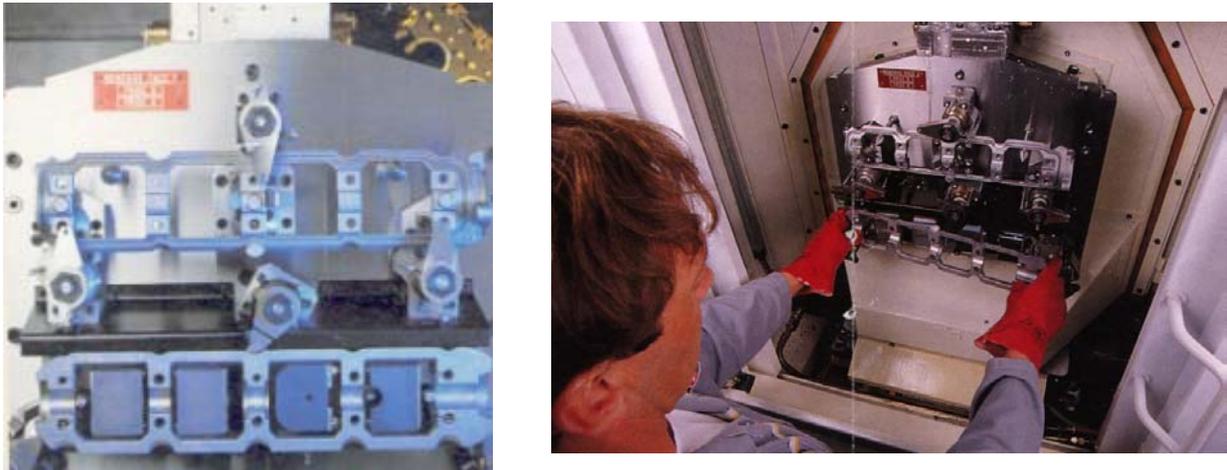


Figure II- 35 : Mise en place du chapeau de culasse sur URANE

Le modèle élaboré (Figure II- 36) comporte 2671 éléments (briques à 8 nœuds). Afin de le valider un calcul des modes et une analyse modale expérimentale sont effectués sur la pièce dans des conditions aux limites de type libre-libre.

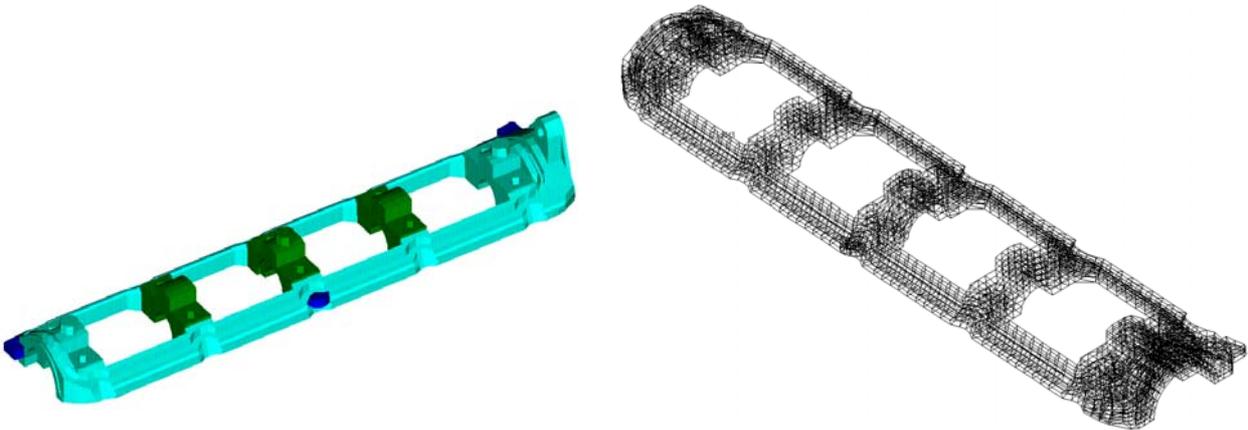


Figure II- 36 : Modèle volumique et maillage de la pièce

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau et le graphe ci-dessous :

Mode n°	1	2	3	4	5
Fréquence propre calculée (Hz)	179	512	530	858	1060
Fréquence propre mesurée (Hz)	174	485	512	862	980

Tableau II- 5

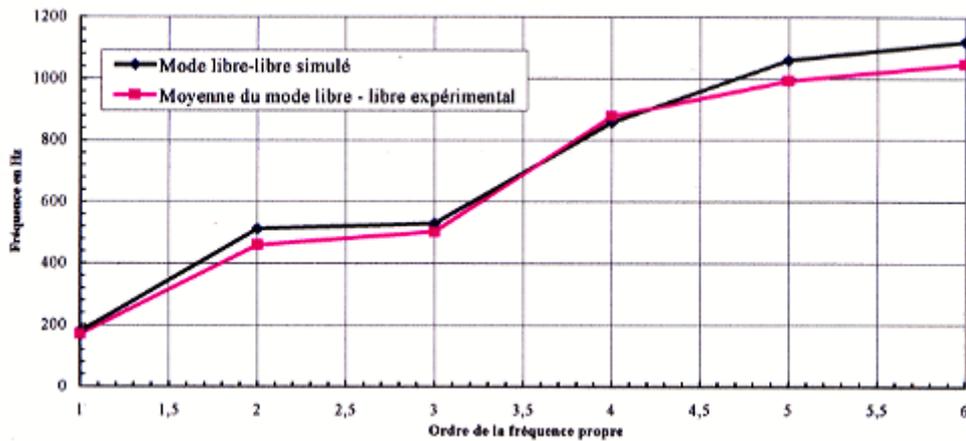


Figure II- 37 Comparaison des fréquences propres

En dehors du problème de la qualité de l'usinage, les vibrations parasites diminuent considérablement la durée de vie des outils, particulièrement des fraises à plaquettes diamant. L'étude menée a consisté à simuler l'influence de la prise de pièce sur les fréquences propres de la pièce.

Le modèle étant validé il est aisé de faire plusieurs calculs avec des conditions aux limites différentes (Figure II- 38) :

- point de soutien par ressort de raideur connue (mesurable), limitant le déplacement dans une direction,
- choix d'autres points d'appui.

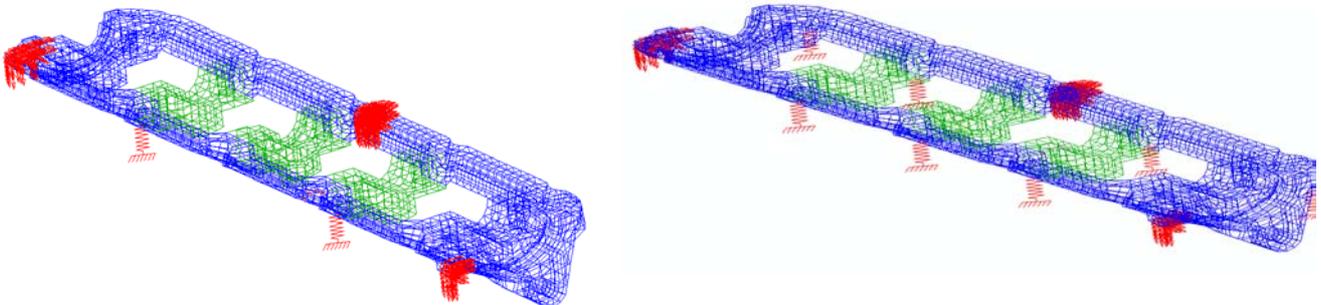


Figure II- 38 : Différentes conditions d'ablocage

Selon le montage, le premier mode voit sa fréquence passer de 800 à 1320 Hz ce qui permet de dépasser largement les fréquences d'excitation qui sont associées à la vitesse maximale de 24000 tr/min de la broche de cette machine. De plus, les amplitudes relatives des différents points de la pièce (Figure II- 39) peuvent être comparées par analyse des modes. La pièce est rigidifiée au maximum avec 7 ressorts placés sous les 5 paliers.

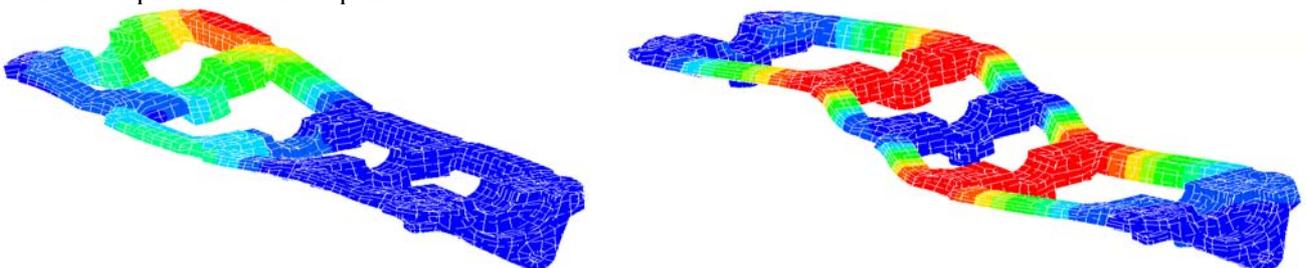


Figure II- 39 : Déformée du premier mode de vibration pour

deux ablocages différents

4.4 Perspectives - travaux complémentaires

Un pôle régional PRISM (Pôle Régional d'Ingénierie des Systèmes Mécaniques) se met en place à l'ENSAM au Centre d'Etudes et de Recherche de Lille.

Parmi les thématiques affichées, une large place est donnée à l'Usinage à Grande Vitesse. Dans ce domaine, le partenariat, initié dès 1995, avec les industriels dans le domaine de l'UGV, doit s'intensifier compte tenu des investissements lourds en machines-outils de ce type consentis par certaines entreprises de la région, notamment par DASSAULT-Aviation, la FRANÇAISE DE MECANIQUE ou AEROSPATIALE.

(i) Concernant la dynamique des machines-outils et leur commande, je mettrai mes compétences en œuvre en collaborant à des projets coopératifs avec les laboratoires tels que le Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance de Lille (L2EP) et des industriels (Société NUM), en continuité aux travaux déjà effectués.

Un banc d'essais d'axe à moteur linéaire de machine-outil est désormais opérationnel. Ce banc permet de tester cette solution technologique déjà utilisée sur certaines machine à UGV. Les procédures d'identification déjà mises en œuvre seront appliquées à ce banc.

(ii) La technique d'identification d'axe de machine doit être prolongée vers les machines multi-axes. Le couplage entre des déplacements suivant plusieurs axes différents ajoute une difficulté.

De même, il serait souhaitable de disposer d'un modèle qui puisse s'adapter, en temps réel, en fonction des positions relatives des différents organes (broche, table, coulisseau).

(iii) Pour l'usinage de pièces sur machine UGV, les simulations sur un modèle corrélé permettent de guider dans l'adoption de paramètres optimaux d'usinage :

- dans le choix optimal du posage de pièce,
- dans la recherche de la vitesse de broche qui ne provoquera pas de résonance locale et donc de défaut de rugosité,
- dans la détermination des vitesses d'avance.

Cependant ces simulations de comportement dynamique de pièces se heurtent souvent à une méconnaissance des efforts liés à la coupe, surtout en UTGV.

Une piste qui est suivie en ce moment, est d'essayer de mettre en place une méthode inverse.

Partant de fonctions de transfert de la pièce montée, qui sont soit mesurées, soit déduites du modèle aux éléments finis, on cherche à évaluer les efforts par mesure sur la pièce des vibrations induites par l'usinage :

(iv) Une autre voie, actuellement en développement, consiste à envisager un paramétrage de la vitesse de broche de la fraiseuse, afin d'adapter celle-ci en fonction de la position de l'outil sur la pièce. Il serait ainsi possible d'éliminer les diverses résonances de la pièce induites par l'excitation de l'outil, l'objectif visé est en effet de réduire les vibrations lors des opérations de fraisage.

(v) Enfin la mise en œuvre de la méthode des 'lobes de stabilité' [ALTI95] entreprise en 2000 a été menée avec succès. Des essais complémentaires sont menés cette année et devront être effectués en condition de production sur le site de Seclin de DASSAULT [R 25].

5 REPONSES DYNAMIQUES DANS LE FROTTEMENT PION-DISQUE

5.1 Contexte

Le travail présenté ici s'inscrit dans la cadre de collaborations entre laboratoires et industriels développées au sein du Pôle Frein, dont j'assume les fonctions de chef de projet (cf. Chapitre 1 § 6).

Il contribue à la recherche d'une meilleure connaissance de la tribologie du contact entre disque et garniture de frein et à la lutte contre les nuisances sonores des véhicules ferroviaires.

Ce thème est soutenu par les instances régionales et nationales (dossier "Métrologie du contact en freinage" en réponse à l'appel d'offre de la Région Nord/Pas-de-Calais 1998 et dossier PREDIT "Frein à performances améliorées").

Cette thématique s'inscrit dans l'opération 6 du LML (recherches appliquées aux transports terrestres) de l'axe "Fiabilité Mécanique des Matériaux et des Structures". Les aspects qui y sont abordés concernent la conception des systèmes de freinage. Au sein du LML, plusieurs équipes complémentaires sont associées afin d'analyser les mécanismes physiques du frottement, la thermomécanique, la fiabilité, la dynamique.

Ce Pôle Frein s'est doté d'un moyen d'essai tribologique spécifique, dont le domaine d'exploration s'étend des petites aux grandes vitesses et des faibles aux hautes énergies dissipées. Il s'agit d'un banc d'essais de freinage sur disque qui est capable de reproduire les conditions de freinage de moyens de transports modernes (TGV et métros en particulier). Ce banc d'essais désigné 'tribomètre' (cf. Figure II-40) est ainsi destiné à l'étude fine du comportement de couples de matériaux de friction dans différentes configurations de freinage.

Le tribomètre subit des sollicitations dynamiques induites par le contact. Ces sollicitations constituent alors une excitation qui perturbe les conditions de contact, modifie le frottement et génère du bruit.

Les résultats partiels présentés ci-dessous résultent du travail qui est mené depuis 1997 en collaboration avec l'équipe du Professeur G. Degallaix de l'EC-Lille. Les compétences acquises en vibration et traitement du signal m'ont permis d'y contribuer en encadrant G. Bodovillé lors de son DEA et dans le déroulement de sa thèse, J. Garot en projet de fin d'étude à l'EUDIL, L. Stepien et S. Pasteur stagiaires en maîtrise de l'USTL et F. Lefevre qui prépare son mémoire d'ingénieur CNAM.

5.2 Description du banc d'essais et du protocole

Ce banc d'essais dont le développement a duré trois années, a été financé grâce au soutien de la Région Nord/Pas-de-Calais, du FEDER et de GEC ALSTHOM.

Les campagnes menées sur ce banc d'essai ont pour objet d'étudier la tribologie du contact, le comportement thermomécanique des matériaux de friction, mais aussi d'analyser l'impact sur l'environnement, en particulier acoustique, pour qualifier des couples de matériaux.

Ce banc inertiel (inertie fixe et simulée) de type pion-disque permet de reproduire les conditions de freinage partiel répété, d'arrêt et de maintien couvrant ainsi les applications de type métro et trains en particulier à grande vitesse tout en respectant des règles de similitude (vitesse simulée de 0 à 460 km/h).

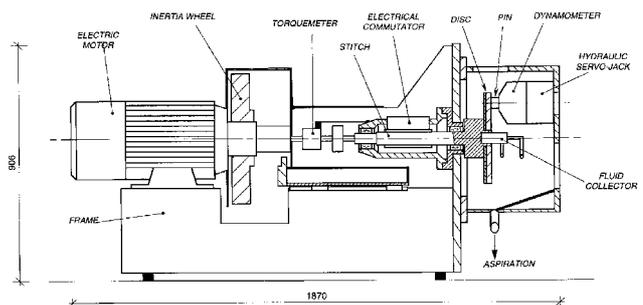
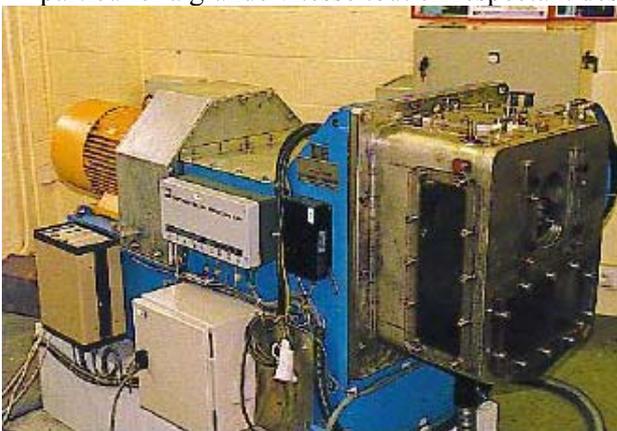


Figure II- 40 : Banc d'essais de freinage

Son instrumentation, par balance dynamométrique et couplemètre, donne accès aux composantes d'effort nécessaires à la caractérisation du contact.

Ces principales caractéristiques sont :

- vitesse maximale du moteur : 4000 tr/min
- couple maximal : 25 mN
- énergie cinétique supérieure à : 1 MJ
- effort normal maximal : 800 N
- rayon de frottement : 95 à 165 mm

En premier lieu une identification de la signature dynamique du banc d'essais a été conduite. Afin de permettre une meilleure compréhension de son comportement, les modes de vibration des éléments sensibles du banc d'essais ont été caractérisés en combinant modélisation par éléments finis et analyse modale expérimentale [BODO97].

De même, la signature acoustique de cette machine, tout comme les propriétés acoustiques du local dans lequel elle se situe, ont été déterminées. Conformément aux spécifications de la DGA (IT1570 & 1571) ou à la norme NF EN 20354-1993, une mesure de temps de réverbération a été réalisée afin de choisir la méthode d'exploitation du niveau sonore la mieux adaptée, soit par méthode pression ou bien par intensimétrie [LEFE97] [LEFE98] [STEP98] [PAST99].

Enfin, l'étude dynamique lors d'essais de frottement, pour différents couples de matériaux, est analysée par une approche temps-fréquence, ou spectres en cascade, très riche en informations, concernant aussi bien le niveau sonore que le comportement vibratoire [BODO98] [C 10, S 2].

L'ensemble de ces premiers résultats a donné lieu à plusieurs communications (journées JEF98 organisées par le Pôle Frein et congrès 'Vibration, Noise & Structural Dynamics Venise 1999' organisé par Staffordshire University) [BODO98] [MUSI98] [BODO99] [C 8, C 9, C 10].

5.3 Principaux résultats

5.3.1 Vibrations de la broche

La signature dynamique du banc d'essais peut influencer l'interprétation des résultats de mesures des grandeurs tribologiques.

Une première illustration en est donnée par cette courbe de couple (cf. Figure II- 41), enregistrée lors d'un essai d'un couple de friction carbone/carbone, qui fait apparaître, au cours de la décélération, plusieurs phénomènes oscillatoires, notamment aux fréquences 12,5 et 25 Hz.

L'origine de ce phénomène peut provenir :

- d'une instabilité dans le contact pion-disque,
- du comportement thermomécanique des matériaux en friction,
- d'une résonance d'un composant mécanique du banc,
- d'un défaut géométrique ou mécanique d'un élément de la chaîne cinématique.

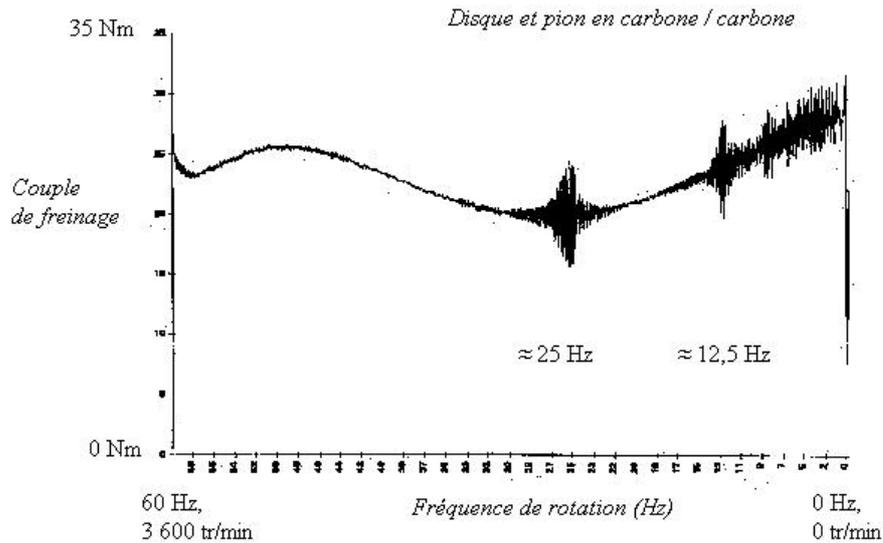


Figure II- 41 : Évolution du couple lors d'un freinage d'arrêt

Les modélisations faites par éléments finis, corrélées par une analyse modale expérimentale, des principaux composants mécaniques du banc d'essais de freinage permettent de comprendre certains des phénomènes mis en évidence sur cette courbe de couple [BODO98]:

1. dynamique la broche :

Afin de connaître les modes de déformation en torsion de la broche du banc d'essais, deux modèles ont été utilisés :

- maillage par éléments finis de type poutre (cf. Figure II- 42),
- approche en système discret (inerties et raideurs torsionnelles) (cf. § 3.1).

Les résultats ont été contrôlés par une analyse spectrale des accélérations angulaires sur le disque de frottement consécutives à une excitation de type impulsionnelle.

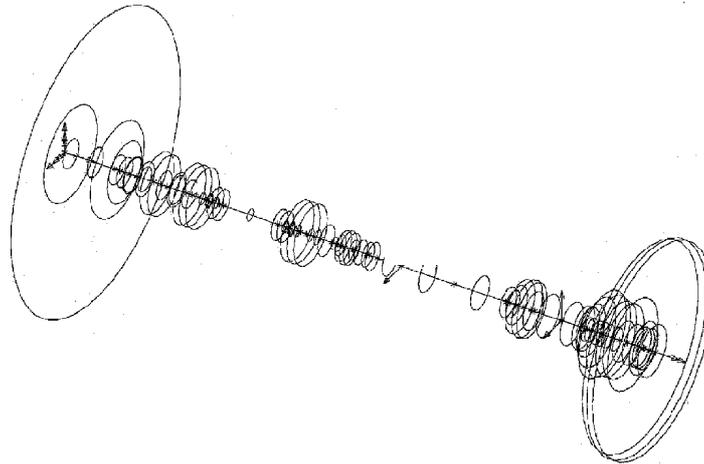


Figure II- 42 : Maillage de la broche

Les fréquences des modes propres de torsion obtenues par ces diverses approches sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Mode de torsion	Résultats I-DEAS	Résultats du système discret	Résultats d'analyse modale CADA-X LMS
1	0	0	/
2	23,7 Hz	21,3 Hz	23 Hz
3	713,6 Hz	751,7 Hz	679 Hz
4	2038 Hz	1524 Hz	1857 Hz

Tableau II- 6 : Fréquences de torsion

2. disque de frottement :

La photographie ci-dessous (cf. Figure II- 43) laisse apparaître la cellule de mesure, et plus particulièrement le pion, son dynamomètre ainsi que le disque de frottement

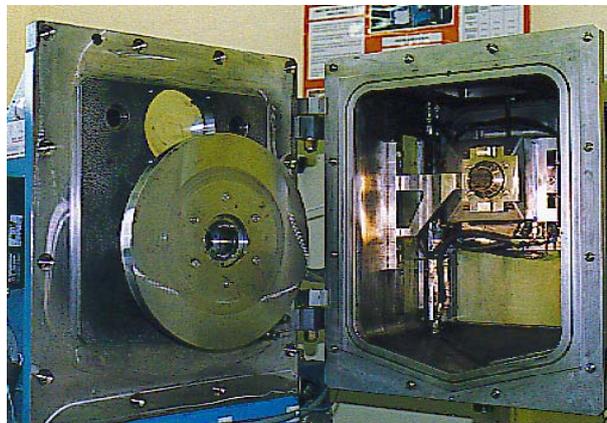


Figure II- 43 : Cellule d'essai

L'analyse des propriétés d'un disque non ventilé (28CrMoV5-8), dont les propriétés modales peuvent modifier les résultats d'essais, s'est faite en premier lieu avec des conditions aux limites libre-libre sous une température ambiante :

Mode de flexion libre-libre	Résultats I-DEAS	Résultats d'analyse modale CADA-X LMS
1	823 Hz	824 Hz
2	1360 Hz	1360 Hz
3	2000 Hz	2000 Hz

Tableau II- 7 : Fréquences de flexion du disque

L'influence de l'échauffement du disque a été analysé par variation des caractéristiques mécaniques du matériau, les conditions aux limites introduites dans le modèle correspondant au montage du disque dans le banc d'essais de freinage :

Mode de flexion	Résultats I-DEAS à 20°C	Résultats I-DEAS à 200°C
1	1100 Hz	918 Hz
2	1120 Hz	933 Hz
3	1330 Hz	1100 Hz

Tableau II- 8 : Effet de la température sur les fréquences de flexion

3. bras raidisseur :

La fonction de ce bras, encastré dans l'enceinte de la cellule d'essai est d'augmenter la rigidité tangentielle du guidage du pion. Le modèle développé utilise des éléments de coque bi-dimensionnels.

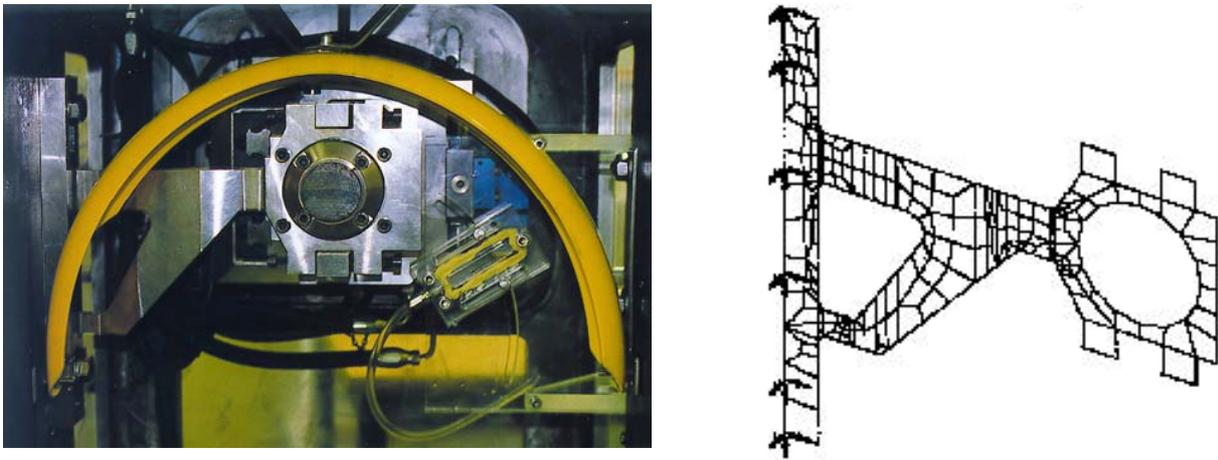


Figure II- 44 : Bras raidisseur de pion et maillage associé

Les modes de flexion, qui génèrent un déplacement dans le plan moyen du bras, pouvant affecter la mesure des composantes tangentielles de l'effort de contact, sont donnés dans le tableau ci-dessous :

Mode de flexion	Résultats I-DEAS	Résultats d'analyse modale CADA-X LMS
1	830 Hz	860 Hz
2	1261 Hz	/
3	2572 Hz	/

Tableau II- 9 : Comparaison des fréquences

Ces derniers résultats ont été obtenus en imposant des conditions aux limites qui représentent le mieux possible le montage dans la cellule d'essai (encastrement du bras dans la porte et dans le support de pion).

4. interprétations :

L'ensemble de ces investigations permet d'en conclure que les fréquences constatées lors de l'essai de freinage (cf. Figure II- 41) correspondent en fait à une réponse du premier mode de déformation en torsion de la broche (cf. Tableau II- 6) dont la fréquence est voisine de 24 Hz. En effet, un contrôle de la géométrie du disque a mis en évidence un voile de la surface frottante présentant deux ondulations par tour.

C'est la raison pour laquelle on retrouve, sur la courbe de relevé du couple (cf. Figure II- 41), par deux fois ce phénomène oscillatoire au cours de la décélération, respectivement à une fréquence de rotation de la broche voisine de 25 puis 12 Hz.

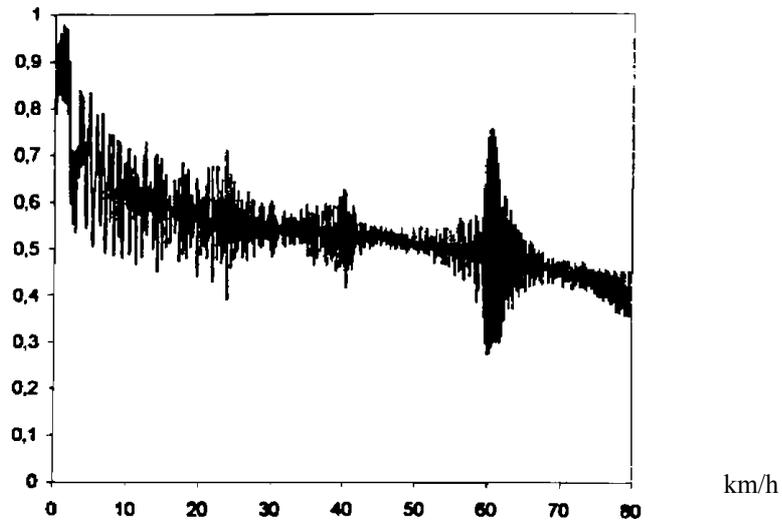


Figure II- 45 : Évolution du coefficient de frottement

Pour les vitesses de rotation encore plus faibles, l'origine de l'oscillation est à rechercher dans le comportement des matériaux de friction. Des constats identiques sont possibles sur la courbe donnant l'évolution du coefficient de frottement (cf. Figure II- 45) en fonction d'une vitesse simulée de 80 km/h à l'arrêt, lors d'un essai entre disque 28CrMoV5-08 et un pion BM40.

5.3.2 Bruits et vibrations en freinage

En complément aux informations données par les moyens d'acquisition du banc d'essais, un équipement a été installé pour permettre l'analyse des bruits et vibrations (cf. Figure II- 46) :

- accéléromètres BK 4370 – 4371 sur la balance dynamométrique du pion et sur le palier de la ligne d'arbre,
- microphone d'1/2 pouce BK 4165,
- tachymètre photoélectrique BK MM0024.
-

L'exploitation des signaux est obtenue par analyse par transformée de Fourier rapide. L'acquisition des signaux est réalisée en mode rapide (Throughput) par une centrale d'acquisition SCADAS-DIFA pilotée par le logiciel CADA-X LMS.

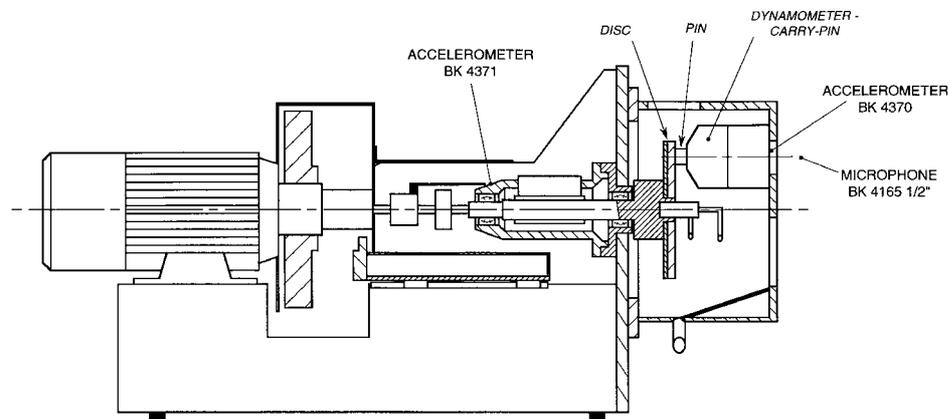


Figure II- 46 : Instrumentation complémentaire

Les illustrations suivantes résultent d'un freinage d'arrêt sous humidité et sont extraites d'une procédure d'accréditation qui requiert un ensemble de 75 essais en combinant différents freinage à sec et sous humidité.

La vitesse initiale du TGV Thalys PBKA est simulée à 200 km/h avec un effort normal de 10 kN, ce qui correspond sur le banc d'essais, par similitude aux paramètres suivants :

- une vitesse de rotation initiale de 2110 tr/min,
- une force normale est de 555 N (pression de 0,44 MPa).

Outre les caractéristiques tribologiques, ces essais ont permis d'appréhender un certain nombre de problèmes :

- influence du couple de matériau,
- variation du niveau sonore au cours du freinage,
- condition d'apparition du bruit,
- indépendance du bruit et des vibrations à la vitesse de rotation,
- influence des propriétés modales du banc d'essais

Les représentations en cascade (temps / fréquence ou vitesse de rotation / fréquence) sont dans ce contexte un outil appréciable d'exploitation.

Ce premier tracé (cf. Figure II- 47) donne l'évolution du niveau de pression sonore lors d'un freinage d'une vitesse de 2110 tr/min jusqu'à l'arrêt.

On peut constater que :

- le bruit n'apparaît qu'à partir de 1800 tr/min et demeure jusqu'à quasiment l'arrêt (80 tr/min),
- la raie d'amplitude maximale se situe à une fréquence de 1000 Hz,
- son amplitude n'évolue quasiment pas

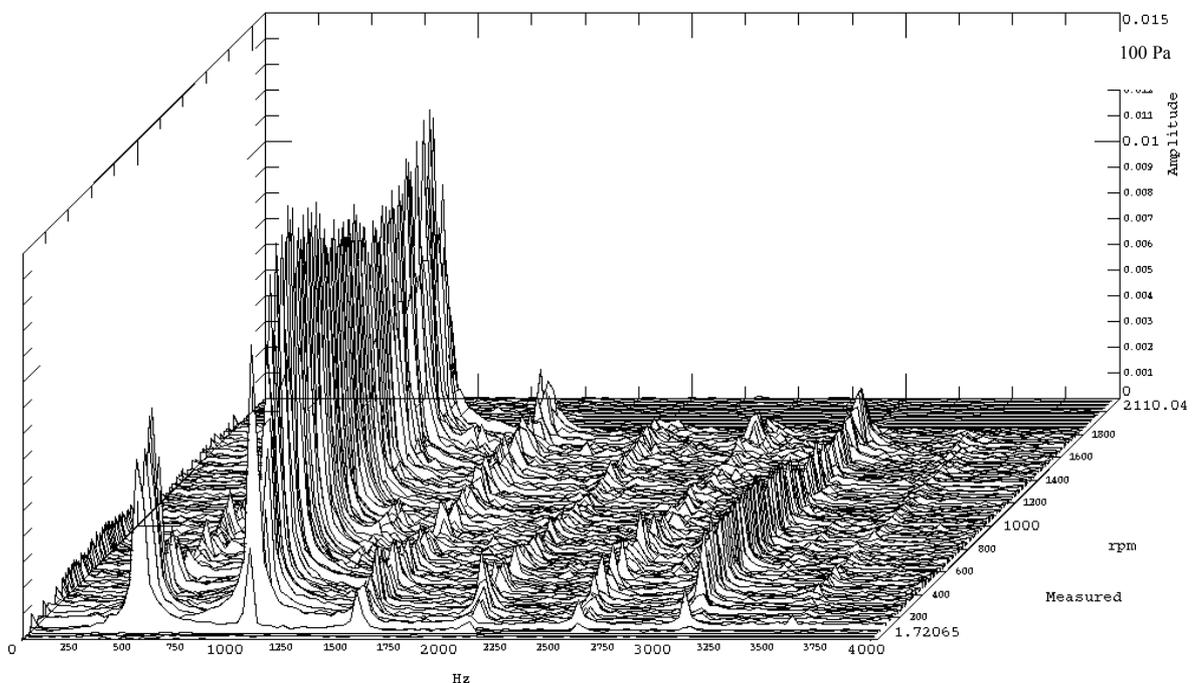


Figure II- 47 : Evolution du niveau de pression sonore au cours du freinage

Ce bruit est associé au phénomène de crissement 'squealing' [PICO89]: il s'accompagne d'un niveau global de pression sonore élevé (100 dB) qui demeure constant.

On peut constater que les pics de fréquence sont nettement visibles (Figure II- 47), qu'ils ont une amplitude d'un niveau quasiment constant (environ 1,5 Pa ou 97,5 dB), qu'ils sont harmoniques de la fréquence de 500 Hz, et sont indépendants de la vitesse de rotation.

Des interprétations tout à fait similaires sont envisageables sur les signaux issus des accéléromètres localisés en différents points du banc de freinage (cf. Figure II- 48).

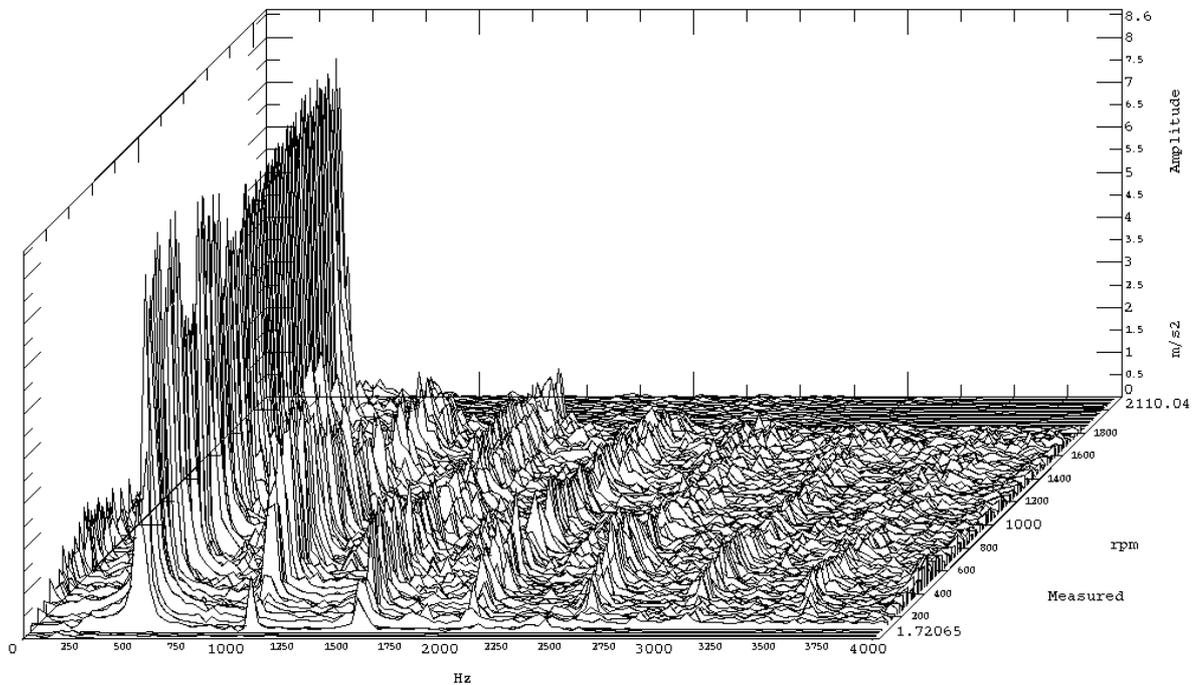


Figure II- 48 : Evolution du niveau vibratoire du palier au cours du freinage

Ces premiers résultats sont conformes aux travaux réalisés par d'autres équipes (Picot ou Holton et al.) qui ont utilisé un mode opératoire similaire Singh et al. ont fait un constat similaire sur le crissement en freinage automobile par disque, [PICO89] [HOLT95] [SING98] :

- la corrélation entre bruit et vibration
- l'indépendance des fréquences à la vitesse de rotation
- la constance du phénomène de crissement dans une plage de vitesse
- l'indépendance vis à vis des modes propres du banc d'essais.

Les résultats présentés par d'autres équipes du Pôle Frein (Drobecq et al. , Musial et al.) sur des installations différentes confortent ces observations, notamment sur le banc à échelle 1 de la société FLERTEX [MUSI98] [DROB98].

On peut constater un renforcement des raies à 1000 Hz sur les spectres en cascade du signal de pression par rapport au tracé similaire issu du signal d'accélération (cf. Figure II- 47 et Figure II- 48). Le disque participe en effet au rayonnement acoustique dans la mesure où il présente une densité modale importante dans la bande de fréquence voisine de 1000 Hz (cf. Tableau II- 8).

L'origine du crissement et des vibrations est liée à une instabilité locale (phénomène de 'stick-slip') comme l'ont montré Shi et al. [SHI97]. Les premières études de ce phénomène ne sont pas récentes car elles ont été initiées à la fin des années 30 notamment par Lamarque et Rabinowicz [LAM35] [RABI57].

Dans le cas de nos observations, il s'agit en effet d'un phénomène périodique dont la période est voisine de 2 ms comme l'indique la courbe d'accélération ci-dessous (cf. Figure II- 49) relevée sur le palier, pour une vitesse de rotation de 1300 tr/min [BODO98].

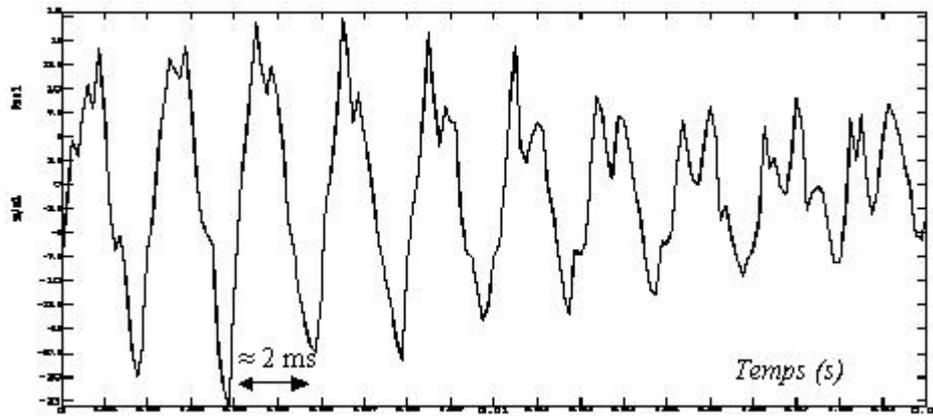


Figure II- 49 : Signal d'accélération sur le palier

Les travaux d'Ibrahim ont montré que lorsque le coefficient de frottement est fonction de la vitesse de glissement, ou lorsqu'il présente une décroissance par rapport à cette vitesse, le frottement peut introduire un amortissement négatif. Il s'en suit des instabilités ('stick-slip'), des oscillations quasi-harmoniques et du crissement [IBRA94] [QIAO99].

5.4 Perspectives – travaux complémentaires

(i) Partant de la modélisation déjà réalisée des principaux composants de la zone de mesure du banc d'essais (broche, bras raidisseur, porte), il me semble intéressant de construire un modèle de l'ensemble par assemblage des composants existants.

Ce modèle sera complété par une analyse modale in situ de cet ensemble. Le pion sera remplacé par un pot vibrant. Cette analyse donnera également une connaissance de la fonction de transfert mécanique locale dans la zone de mesure.

Une analyse plus fine du comportement dynamique du banc d'essais sera ainsi disponible.

(ii) Il importe également de pouvoir prédire les conséquences tant vibratoires qu'acoustiques.

Un modèle local, dans la zone de frottement, reste à développer afin de confirmer l'hypothèse d'instabilité, ce modèle pourrait reprendre l'approche proposée en 1993 par Nishiwaki [NISH93].

(iii) Une analyse de la résonance acoustique de la porte et donc de la zone de mesure et de radiation acoustique viendra compléter la connaissance des propriétés du banc d'essais.

(iv) Il me semble intéressant également de développer une approche par analyse de corrélation. En effet, il faut être capable de relier le bruit et les vibrations aux propriétés tribologiques et mécaniques des matériaux de friction ainsi qu'à d'autres paramètres tels que l'état de surface.

(v) L'analyse des signaux par transformée de Fourier rapide n'est pas, dans ce contexte, totalement rigoureuse. En effet, les phénomènes analysés en cours de freinage sont essentiellement transitoires. La mise en œuvre de méthodes temps-fréquence, par fenêtre glissante, par ondelettes ou basées sur des transformées comme celle de Wigner-Ville, a été essayée dans ce contexte [C 25]. Ces techniques sont souvent utilisées dans d'autres secteurs que la mécanique (radar, sonar, communication) et particulièrement adaptées aux phénomènes non-stationnaires [SCHL90][FLAN89][VILL48].

(vi) L'utilisation de méthodes modernes de type vibro-acoustique peut également donner un outil de prédiction judicieux. Elle sera mise en œuvre dans le cadre du projet de 'frein à performances améliorées' (FAPA) soutenu par le PREDIT

(vii) Enfin, en dehors du couple de matériaux de friction lui-même, il me semble intéressant d'analyser l'effet de la sous-couche.

Les travaux récents de Singh et al. ont montré l'influence des matériaux viscoélastiques, entrant dans la constitution de cette sous-couche des plaquettes, sur le crissement en freinage automobile [SING98]. Cette technique par plaque anti-bruit (PAB) est couramment utilisée en freinage automobile [OLIV93].

6 BIBLIOGRAPHIE

- [ALLE82] ALLEMANG R., BROWN D. - A correlation coefficient for modal vector analysis - Proc. 1st IMAC, Orlando, USA, 1982 (pp. 110-116)
- [ALTI95] ALTINTAS Y., BUDAK E - Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling - CIRP Annals, vol. 44/1, 1995, pp. 357-362.
- [BARR95] BARRE P.J. – Stratégies de commande pour un numérique de machine-outil à usinage très grande vitesse – Thèse de Doctorat – Décembre 1985 – ENSAM-1995-30
- [BARR96] BARRE P.J., CHARLEY J., HAUTIER J.P. - The use of modal analysis to improve the axis control - Fourth International congress on sound and vibration St Petersburg -Russia June; M.J. Crocker & N.I. Ivanov - International Scientific Publications –Auburn, AL 36831 USA 1996 (24-27, pp. 1531-1538)
- [BARR97] BARRE P.J., CHARLEY J., HAUTIER J.P. - L'analyse modale au service de la commande d'axe - *Mécanique Industrielle et Matériaux*, Mars 1997 (Vol 506 N°1, pp. 19-23)
- [BEND80] BENDAT J. S., PIERSOL A. G. – *Engineering applications of correlation and spectral analysis*; JOHN WILEY & SONS (USA; ISBN : 0- 471-05887-4)
- [BODO97] BODOVILLÉ G. – Caractérisation dynamique du tribomètre de freinage Mémoire de DEA – USTL –1997
- [BODO98] BODOVILLÉ G., CHARLEY J., DESPLANQUES Y., DEGALLAIX G. (LML), COPIN R. (Alstom CIMT - Petite Forêt) - Experimental and numerical study of the dynamic response of sliding pin-on-disc tests; JEF 98- Lille Décembre 1998 - (ISBN : 2- 913087-05-1, pp. 151-159)
- [BODO99] BODOVILLÉ G., CHARLEY J. (LML), COPIN R. (Alstom CIMT - Petite Forêt) DESPLANQUES Y., DEGALLAIX G. (LML), - Acoustic and Dynamic Phenomena during a sliding Pin-on-disc test; Vibration, Noise & Structural Dynamics Venice 1999 Staffordshire University (ISBN : 1- 897898-00-3, pp. 463-471)
- [CHAR87] CHARLEY J. Analyse vibratoire de structures - Recherche et transfert technologique en mécanique - Pôle mécanique de la Région Nord/Pas-de-Calais 16,17-Décembre 1987
- [CHAR95] CHARLEY J. Corrélation calculs essais en dynamique - 4 ème colloque sur la conception mécanique intégrée – PRIMECA - La Plagne 3,5 Avril 1995, (pp. 255-261)
- [CHAR99] CHARLEY J., DEFRETIN A.L. Contribution à l'optimisation de la mise en position par modélisation – application aux pièces automobiles - Séminaire n°2 PPF-ENSAM ‘ Maîtrise globale du procédé d'enlèvement de matière et des techniques associées’ 21 Janvier 1999 Aix en Provence, France
- [CORE89] COREP - Lavorazioni di taglio ad alta velocità : Analisi teorica, risultati sperimentali, applicazioni industriali. Torino, 12,13,14 Giugno 1989
- [DROB98] DROBECQ V., GALLO Y., RAVALARD Y., Étude paramétrique du bruit de crissement d'un système de freinage ferroviaire - Journées d'études de la BSMEE “Transport et environnement”, 28-29 Mai 1998
- [DS11523] CHARLEY J. Analyse modale d'un bâti de machine-outil – Renault-RMO, 1981- Rapport SERAM 11523 cf. [R 2]
- [DS10982] CHARLEY J. - FALLON J.L. Calcul de vibrations de torsion de ligne d'arbre de chalutier – DUVANT, 1980 - Rapport SERAM 10982 cf. [R 1]
- [DS25138] CHARLEY J. – BAYEUL A.C. Dynamique de ligne d'arbres de Diesel ferroviaire – ALSTHOM, 1987 - Rapport SERAM 25138 cf. [R 13]
- [DUM98] DUMETZ E. – Modélisation et commande par modèle de référence d'un axe de machine-outil à dynamique rapide – Thèse de Doctorat – Décembre 1998 – ENSAM-1998-44

- [EWIN86] **EWINS D.J.** Modal Testing – *Theory and Practice* – Research studies Press Ltd (1986)
- [FLAN89] **FLANDRIN P.** A time-frequency formulation of optimum detection – *IEEE Trans. On Acoust., Speech and Signal Proc* vol ASSP-36 n°9, pp. 1377-1384-1989
- [GREF89] **GREFFIOZ A., CRAPART J.C** - Fraisage des métaux à très grande vitesse. Techniques de l'ingénieur, 1989, B-7250
- [HART80] **HART G.C.** – *Lecture note on damping* – Dynamics of structures IPSI Paris Sept 1980
- [HOLT95] **HOLTON T.R., HODGES T., WOODWARD A.J.**, The use of advanced measurement systems in friction material development, T&N Leading Through Innovation Symposium 1995, (11, pp. 11.1-11.7)
- [IMBE79] **IMBERT J.F.** *Analyse des structures par éléments finis* - Ed. Cepadues (1979)
- [IBRA94]] **IBRAHIM R. A.** – Friction-induced vibration, chatter, squeal and chaos, part II: dynamics and modelling; *ASME Applied Mechanics Reviews* 1994 – (47-7 pp. 227-253)
- [JEZE86] JEZEQUEL L. – Three new method of modal identification ; *Journal of Vibration, acoustic, stress and reliability in design* Trans ASME Jan 1986 (Vol108 pp17-25)
- [KAMM87] **KAMMER D.** - Test-Analysis-Model development using an exact modal reduction *Corrélation Journal of Modal analysis* , Oct ,1987 (pp. 174-179)
- [KOMA84] **KOMANDURI R.** - *High speed machining*. Ed. American society of mechanical engineers. 1984.
- LAM35] **LAMARQUE P. V.** – Braque squeak: the experiences of manufacturers and operators and some preliminary experiments - Instn Auto. Engrs Rept N° 8500B 1935
- [LEFE97] **LEFEVRE F.**- Mesure de bruit aérien – Mémoire d'oral probatoire de CNAM 1997
- [LEFE98] **LEFEVRE F.**- Rapport de mesure de durée de réverbération du local d'essais du tribomètre de freinage - 1998
- [LIEV86] **LIEVEN N., EWINS D.** - Spatial correlation of mode shapes, the Coordinate Modal Assurance Criterion, Proc. 4th IMAC, Los Angeles Ca USA, 690-695 (1986)
- [LEVE88] **LEVEL P., RAVALARD Y., OUSHOORN, OUDIN J.** – Implantation d'une méthode de réanalyse dans le contexte éléments finis ; *Matériaux Mécanique Electricité* – Juin1988 (n°426 pp7-10)
- [LEUR89] **LEURIDAN J., BRUGHMANS M., BAKKERS W., DELANDSHEER A.** - FEM Model correlation and updating in a heterogeneous hardware and software environment, Proc. 14th IMASD, KU, Leuven, Belgique, 690-695 (1989)
- [MOLE73] **MOLER C.B. – STEWART G.W.** – An algorithm for generalised matrix eigen-value problems . *SIAM Journal of Numerical Analysis* - April 1973 (Vol 10 n°2, pp. 241-256)
- [MUSI98] **MUSIAL M., DUFRÉNOY P., CHARLEY J., MAJCHERCJAK D., BENSEDDIQ N., (LML), WEICHERT D.** (Institut für Allgemeine Mechanik - Aachen Allemagne), **SEIDERMAN J.** (Flertex SA) Dynamic behaviour of railway disc brakes- Application to hot spot and brake noise; JEF 98- Lille Décembre 1998 (ISBN : 2- 913087-05-1, pp. 81-92)
- [NISH93]. **NISHIWAKI M** - Generalized theory of brake noise; IMechE 1993- Part D *Journal of Automotive Engineering* (Vol 207, pp. 195-202)
- [OLIV93] **OLIVIER P., DUBOS, ALHABEGOITY** – Analyse vibro-acoustique de système de freinage – Conférence acoustique - MIRA-SIA 1993, pp.12-15
- [PAST99] **PASTEUR S.**, Méthodes de traitement du signal pour l'analyse du bruit en freinage – application au tribomètre – Rapport de stage de Maîtrise - USTL-1999.
- [PICO89] **PICOT P.**, Méthodes analytiques pour la prédiction des bruits de freinage, *Ingénieurs de l'Automobile*, 653, Décembre 1989, p. 70.
- [QIAO99] **QIAO S. L. , IBRAHIM R. A. RLEY J.** – Stochastic dynamics of systems with friction-induced vibration; *Vibration, Noise & Structural Dynamics* Venise 1999 Staffordshire University (ISBN : 1-897898-00-3, pp. 1-10)
- [RABI57] **RABINOWICZ E.** - A study of the stick-slip process, *Proc. Symp. Friction and Wear* Detroit 1957.
- [SCHL90] **SCHLEGEL R.** – Une application de la méthodes des odelettes: post traitement de résultats d'essais et de calcul. *L'Aéronautique et l'Astronautique* 1990-N° 40

- [SERG90] **SERGEANT P., HENOT F.** - Comparaison des méthodes de réduction pour la création de modèles Test/AnalyseFEM Model - *Proc. 15th IMASD*, KU, Leuven, Belgique, 1990
- [SMIT91] **SMITH S., TLUSTY J.** - An Overview of Modelling and Simulation of the Milling Process - *ASME Journal of Engineering for Industry*, May 1991, (vol. 113 pp. 169-175)
- [STEP98] **STEPIEN L.** – Caractérisation acoustique du tribomètre de freinage et de son local d’essais – Rapport de stage de Maîtrise - USTL-1998
- [SHI97] **SHI V. X., MITSCHKE M.** - Entstehungsmechanismus des Bremsenquietschens, *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, 1997 (11, pp. 666-672)
- [SING98] **SINGH R., SHEIKH A., MITCHELL M.**- Viscoelastic damping to control disc brake squeal, *Sound and vibration* October 1998 – (pp. 18-22)
- [VILL48] **VILLE J.** - 1948 *Câbles et transmissions* 2, 61-74. Théorie et application de la notion de signal analytique..

CHAPITRE 3

HYDROACOUSTIQUE

COUPLAGE FLUIDE-STRUCTURE

Ce chapitre aborde les différentes techniques expérimentales mises en œuvre dans l'analyse hydroacoustique de composants hydrauliques.

La problématique de l'identification par matrice de transfert est présentée. Elle fait appel aux méthodes par intensimétrie qui sont illustrées par la recherche de la célérité des ondes et la détermination du vecteur d'état sur les boucles d'essais disponibles à l'ENSAM. La fin du chapitre aborde les résultats obtenus en air sur une pompe.

Une part importante est consacrée à une méthode originale qui prend en compte l'influence du couplage fluide structure en conduite.

HYDROACOUSTIQUE

Couplage fluide-structure et intensimétrie

NOTATIONS

A	aire de la section droite
E, G, ν	constantes élastiques du matériau
K, K^*	coefficient de compressibilité du fluide, coefficient corrigé
ρ	masse volumique
v	vitesse d'écoulement
c	célérité des ondes dans le fluide
p	pression
q	débit
Z	impédance
e	épaisseur de la paroi
$D = 2r$	diamètre de la conduite
X	vecteur d'état
$G_{xx}(f), G_{xy}(f)$	fonctions d'auto et d'interspectre
$H(f)$	fonction de transfert
$k = 2\pi f / c$	nombre d'onde
f, ω	fréquence et pulsation
$Gp_i p_j$	interspectre des signaux de pression entre deux sections i et j
$[T_1], [T_2], [T_4], [M]$	matrices de transfert
N, T_y, T_z	composantes de la résultante du torseur de cohésion (contrainte généralisée)
M_x, M_y, M_z	composantes du moment du torseur de cohésion au centre de la section
I	moment quadratique de la section droite
J	moment polaire
u_x, u_y, u_z	composantes du vecteur déplacement
R_x, R_y, R_z	composantes du vecteur rotation

Indices :

f	indice relatif au fluide
p	indice relatif à la paroi
e	indice relatif à l'entrée
s	indice relatif à la sortie

1 INTRODUCTION – CONTEXTE

Les industriels constructeurs de pompes, ventilateurs, comme les exploitants de réseaux hydrauliques, centrent leurs préoccupations sur la réduction et le contrôle de l'émission acoustique des turbomachines et sur l'impact de leur fonctionnement sur la dynamique des réseaux hydrauliques.

Les thèmes abordés dans ce chapitre s'inscrivent dans ce contexte, et traduisent une part des activités de recherche du LML dans le domaine des turbomachines (opération 3 du LML et plus particulièrement le thème "écoulements internes et performances – hydroacoustique" [LML97]). Le champ d'application couvre les turbomachines de compression véhiculant des fluides pouvant être considérés comme incompressibles (pompes, ventilateurs). Les recherches menées, visent à comprendre les mécanismes de génération du bruit hydraulique, réduire ces sources de bruit, prévoir le comportement acoustique et dynamique des installations.

Dans ce domaine le LML développe ses compétences à la fois sur des aspects numériques et aussi expérimentaux, ce laboratoire entretient des collaborations avec des laboratoires extérieurs (EDF/DER, CNES, CETIM, IMEHF Lausanne ...).

L'équipe de recherche ENSAM du LML, dirigée par le Professeur J.P. Barrand, a le souci permanent de s'adapter aux nouvelles techniques expérimentales. Les boucles d'essais servent régulièrement à des procédures de validation de codes de calcul. L'activité hydro-acoustique s'est particulièrement développée dès 1987 suite à l'installation de la boucle d'essais de pompes SESAME qui est le siège d'actions concertées du groupe de travail "Hydraulique et Bruit" de la SHF. C'est sur cette installation que l'ensemble des travaux expérimentaux nécessaires à ma thèse ont été effectués.

La réputation de ce laboratoire dans ce domaine lui vaut d'accueillir également des équipes extérieures qui viennent profiter de ces installations, notamment des membres des départements 'Acoustique Mécanique Vibratoire' et 'Machine' de la Direction des Etudes et de la Recherche d'EDF. L'ensemble de ces travaux témoigne de l'insertion dans des groupes nationaux et internationaux (SHF Société Hydrotechnique de France, division « applications de la mécanique des fluides », Pôle FIRTECH MEMTA, AIRH-IAHR Association Internationale de Recherche Hydraulique).

L'équipe, dans laquelle je suis très largement impliqué, développe ses compétences dans le domaine expérimental, en faisant largement appel aux techniques de traitement du signal, et aux méthodes optiques appliquées à l'analyse des écoulements.

Les travaux présentés ici s'inscrivent dans le prolongement des activités qui ont été plus particulièrement initiées par B. Desmet et G. Caignaert [CAIG89].

Cette activité de recherche a pour finalité d'analyser la propagation d'ondes en conduite et de caractériser des composants hydrauliques, en particulier leur bruit hydraulique. Elle est menée dans un contexte de :

- collaborations avec des industriels (EDF-SEP)
- validations de codes de calcul (CIRCUS EDF, LACTUS) [GUIV93] [TROL95] [LAND93]
- encadrements de DEA ou co-direction de thèses (plus particulièrement F. Carta dont la thèse fait l'objet d'un contrat avec EDF, et O. Abdallahi)
- collaborations avec d'autres laboratoires de recherche (composantes du LML)
- participations aux activités des groupes de travail de l'AIRH et de la SHF

Sur la boucle d'essais SESAME implantée à l'ENSAM, le laboratoire a développé des techniques de mesures de fluctuations de pression et débit, de célérité des ondes, d'intensité hydroacoustique et de définition de matrices de transfert d'éléments de circuit.

Les derniers développements, que j'ai présentés dans ma thèse en 1993 (prise en compte du couplage fluide structure) [CHAR93], ont conduit à une méthode originale d'intensimétrie. Ils ont été exploités par F. Carta et O. Abdallahi avec un prolongement de ces techniques en air sur le banc d'essais VENTIL de l'ENSAM [CART98] [CHAR98].

Cet axe hydroacoustique et aéroacoustique reste d'actualité, comme en témoignent les derniers résultats obtenus qui ont fait l'objet de communications à des congrès internationaux. Les plus récentes de ces communications datent de 1998, 1999 et 2000 (ASME – San Diego, AIRH – Singapour, INTERNOISE – ChristChurch, AIRH –Brno et SHF-Chatou [C 11, C 12, C 14 et C 15]) complétées par deux publications et une autre en révision (*Mechanical Systems & Signal Processing*, *International Journal of Acoustic and Vibration*) [P 3, P 4 et P 6].

2 PROBLEMATIQUE

L'endommagement des circuits hydrauliques et de certains composants de ces circuits, telles les pompes ou les vannes, a souvent pour origine des phénomènes vibratoires directement associés aux excitations issues des fluctuations de pression qui se propagent dans ces circuits. Ces phénomènes sont particulièrement cruciaux pour des raisons de discrétion, dans le cas de la Marine Nationale, de sécurité pour les centrales nucléaires d'EDF par exemple.

La nature propagative des phénomènes conduit souvent à constater des dégradations de composants de circuits fort éloignés des sources principales de perturbations. L'analyse de ces phénomènes nécessite l'étude des mécanismes d'interactions entre le fluide véhiculé dans le circuit et les structures qui le contiennent. Le circuit peut être constitué d'éléments passifs (éléments de transmission des perturbations) et actifs (éléments de transmission et de source de perturbations).

L'utilisation de codes de calcul de prédiction de comportement dynamique de circuit requiert l'introduction d'informations permettant de représenter le comportement des divers composants. Pour des éléments complexes, telles les pompes ou les turbines en fonctionnement, cette caractérisation n'est à ce jour accessible qu'expérimentalement. La représentation la plus courante d'une turbomachine hydraulique, ou de tout composant d'un circuit, s'effectue par une matrice de transfert hydroacoustique qui peut être complétée par des termes sources qui traduisent le bruit interne au composant.

Les procédures expérimentales à mettre en œuvre doivent répondre à plusieurs objectifs :

- valider un modèle introduit dans un code de calcul,
- déterminer la matrice de transfert d'un composant,
- évaluer les termes source.

Pour atteindre ces objectifs les procédures actuellement employées se fondent sur :

- l'évaluation de la célérité des ondes,
- l'utilisation de procédures par intensimétrie multi capteurs.

Comme dans toute démarche expérimentale, il est nécessaire de garantir ou contrôler la qualité des mesures. Les tests qui ont été utilisés dans ces différents travaux sont :

- un contrôle de la célérité mesurée des ondes dans le fluide,
- l'analyse de la matrice de transfert identifiée par étude de son déterminant.

Dans certains cas, il est nécessaire d'introduire quelques corrections comme :

- la prise en compte de la compressibilité du fluide, par correction sur le nombre de Mach,
- l'introduction des phénomènes de couplage fluide-structure induits par la déformabilité de la conduite.

La première partie de ce chapitre dresse un bilan de cette analyse hydroacoustique et présente l'approche originale que j'ai développée par la prise en compte du couplage fluide-structure. Les méthodes d'intensimétrie et leur applications dans le cadre du laboratoire sont ensuite exposées. Leur exploitation est illustrée dans la dernière partie par l'identification de la matrice de transfert d'une pompe.

3 HYDROACOUSTIQUE

3.1 Objectifs

La nature propagative des fluctuations de pression générées par une machine (pompe) ou une singularité (vanne, coude) dans le fluide induit des phénomènes divers (bruit, vibration, variation de débit ..) observables en différents points d'un circuit même éloignés de la source. L'ensemble de ces analyses est communément désigné sous le vocable hydroacoustique.

L'analyse de ces grandeurs fluctuantes est, en général, plus commode dans le domaine fréquentiel. C'est la raison pour laquelle les techniques abordées ici font largement appel à l'utilisation de l'analyse spectrale et aux combinaisons des fonctions d'auto et d'interspectre [P 4].

De plus, une approche 'système' dans laquelle on introduit une notion de transfert d'énergie et plus exactement de matrice transfert, s'avère être efficace [BREK89]. On la trouve dans le logiciel d'analyse de circuits CIRCUS, par exemple. Cette démarche est enfin nettement plus économique qu'une approche par éléments finis pour une étude de prédimensionnement ou d'analyse dynamique de conduite. Cette approche permet la mise en œuvre de "méthodes inverses" qui consistent à utiliser des données expérimentales, issues de mesures sur une installation en fonctionnement, afin d'en déduire des caractéristiques ou certains paramètres d'un modèle [TRO89] [DEJ93].

Diverses notions peuvent être utilisées afin de quantifier les grandeurs fluctuantes, dans le contexte de l'étude des écoulements en conduite. Un modèle unidimensionnel est en général suffisant, on peut ainsi introduire les notions qui résultent des équations linéarisées de l'acoustique :

- célérité,
- nombre de Mach,
- nombre d'onde,
- intensité hydraulique,
- coefficient de réflexion ...

Que ce soit pour caractériser un écoulement, une source de bruit hydroacoustique, ou un composant passif ou actif d'un réseau hydraulique, les procédures expérimentales font appel à des méthodes intensimétriques multi-capteurs. Elles sont fondées sur l'exploitation de la fonction de transfert d'un élément de conduite rectiligne. Divers schémas peuvent être envisagés :

- conduite supposée infiniment rigide,
- prise en compte de la déformabilité de la conduite dans la vitesse de propagation,
- introduction du couplage fluide-structure.

3.2 Equations d'hydroacoustique

Le schéma d'étude le plus simple suppose une conduite indéformable, un fluide qui est peu compressible et non visqueux. L'écoulement dans la conduite est soumis à de petites perturbations de pression ou de débit, sa vitesse moyenne est supposée faible devant la vitesse de propagation des ondes. Le modèle d'onde plane est alors parfaitement adapté.

3.2.1 Equations générales de l'acoustique linéaire

Les équations suivantes sont valables dans le cas d'une conduite cylindrique de section droite constante ou lentement variable. L'approche unidimensionnelle implique que les grandeurs physiques étudiées ne dépendent que des variables d'espace x et de temps t . Les équations des écoulements unidimensionnels non permanents sont données par de nombreux auteurs en particulier E. Benjamin Wilie et Victor L. Streeter [WILI78] ou Jaeger [JAEG77].

Equation de continuité : Entre deux instants voisins t et $t+dt$ on peut écrire la variation de la masse de fluide qui traverse un volume géométriquement limité par deux sections droites voisines d'abscisses x et $x+\delta x$ à l'intérieur d'une conduite :

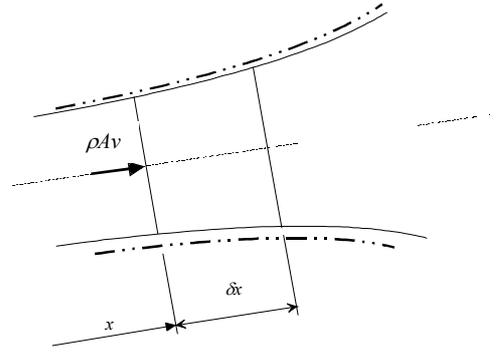


Figure III- 1 : Volume de référence

Si on tient compte de la variation ou de la déformation de celle-ci, on aboutit à l'équation de continuité :

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho A v)}{\partial x} = 0 \quad \text{(III- 1)}$$

Cette équation peut se transformer en faisant apparaître les dérivées particulières, dans le cas d'une section indépendante de x :

$$A \left(\frac{D\rho}{Dt} \right) + \rho A \frac{\partial v}{\partial x} + \rho_f \left(\frac{D A}{Dt} \right) = 0 \quad \text{(III- 2)}$$

Tous les milieux présentent une certaine compressibilité, celle-ci justifie les phénomènes de propagation d'onde. On définit un coefficient de compressibilité pour un fluide barotrope (dont la masse volumique ne dépend que de la pression) [LES88] et la célérité des ondes :

$$K = \rho \frac{\partial p}{\partial \rho} \quad \text{ou} \quad c^2 = \frac{\partial p}{\partial \rho} = \frac{K}{\rho} \quad \text{(III- 3)}$$

Equation de mouvement du fluide : dans le cas de fluide non visqueux cette équation s'écrit :

$$\rho \vec{\gamma} = \rho \vec{f} - \text{grad}(p) \quad \text{(III- 4)}$$

En absence de forces de pesanteur et pour un modèle unidimensionnel , on obtient :

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial p}{\partial x} = \rho \frac{Dv}{Dt} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad \text{(III- 5)}$$

Equations simplifiées d'hydroacoustique : si la canalisation est supposée indéformable, on est conduit à résoudre le système suivant déduit de la combinaison des équations (III- 2) et (III- 3) et de l'équation de mouvement (III- 5) :

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{Dp}{Dt} \right) + c^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad \text{ou} \quad \rho \frac{Dv}{Dt} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad \text{(III- 6)}$$

Pour des régimes d'écoulement permanents en moyenne, on peut donc distinguer un terme caractérisant la valeur moyenne et un terme de fluctuation autour de cette valeur, par souci de simplification les notations suivantes sont adoptées :

$$\begin{aligned} \rho(x, t) &= \rho_0 + \rho \\ p(x, t) &= p_0 + p \\ v(x, t) &= v_0 + v \end{aligned} \quad \text{(III- 7)}$$

Le système d'équations devient :

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial t} + v_0 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + c^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v_0 \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

(III- 8)

Pour un écoulement à faible nombre de Mach ($v_0 \ll c$), la combinaison des équations précédentes donne lieu, après linéarisation à l'équation de propagation des ondes planes ou équation de Laplace [LES88] :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0$$

(III- 9)

dont la solution est de la forme

$$p(x, t) = g(ct + x) + h(ct - x)$$

(III- 10)

qui traduit une propagation longitudinale des ondes par compression et dilatation dans le milieu, la pression sera donc identique en tout point d'une section droite de la conduite.

Cette hypothèse se justifie dans la plupart des problèmes industriels, bruit d'une machine tournante, source de bruit associée à un organe de réglage, pour lesquels les fréquences générées sont inférieures à la fréquence de coupure de la conduite.

3.2.2 Influence de la déformabilité de la conduite

Dans l'équation de continuité intervient la variation temporelle de l'aire de la section de passage du fluide. Le modèle peut donc être enrichi par la prise en compte de la déformabilité de la conduite. Une correction peut être introduite dans le terme de compressibilité du fluide qui affecte alors la célérité des ondes.

Les sollicitations dans la conduite (radiale, circonférentielle et axiale), conformément à la théorie d'enveloppe mince, sont des fonctions de la pression du fluide et des dimensions de la conduite (D, e). Les hypothèses envisageables sont [KERG77] :

- déformation plane sans effet de fond (conduite immobilisée axialement)
- contrainte uniaxiale sans effet de fond
- contrainte plane avec ou sans effet de fond (conduite libre axialement)

Ceci conduit à une définition plus générale du module de compressibilité du fluide corrigé par les constantes (E, ν) élastiques du matériau constituant la conduite (D, e). En introduisant un coefficient φ comme l'a proposé Jaeger on définit ainsi une vitesse de propagation des ondes corrigée sous la forme [JAEG77] [CHAR93] :

$$K^* = \frac{K}{1 + \frac{KD}{eE} \varphi} \quad \text{et} \quad c^{*2} = \frac{K^*}{\rho}$$

(III- 11)

Conduite indéformable	Conduite libre avec effet de fond	Autres cas
$\varphi = 0$	$\varphi = \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)$	$\varphi = (1 - \nu^2)$

Cette expression est à comparer à la formule d'Alliévi qui permet d'estimer également la vitesse de propagation des ondes, avec l'introduction d'un terme correctif associé à la géométrie de la conduite :

$$c^* = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{KD}{eE}}} \quad (\text{III- 12})$$

3.3 Matrice de transfert d'un élément de conduite

3.3.1 Objectifs

L'identification par méthode inverse d'une machine ou d'un composant d'un circuit hydraulique requiert un certain nombre de mesures dans les canalisations en amont et en aval de cet élément, c'est l'approche par matrice de transfert qui est alors retenue pour sa simplicité.

3.3.2 Définition

Pour une analyse fréquentielle, il est judicieux de rechercher les solutions particulières du système d'équations (III- 8) par séparation des variables. Les fonctions sont choisies comme harmoniques du temps [LESU88] [LIEN72]. Ce qui conduit pour le cas d'écoulement à faible nombre de Mach à :

$$p(x, t) = (Ae^{jkx} + Be^{-jkx})e^{j\omega t}$$

$$v(x, t) = \frac{-1}{\rho_0 c} (Ae^{jkx} - Be^{-jkx})e^{j\omega t} \quad (\text{III- 13})$$

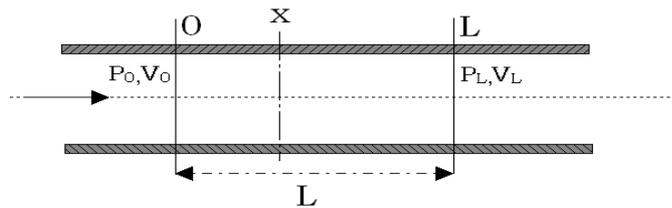


Figure III- 2 : Élément de conduite

Entre deux sections distantes de x (cf. Figure III- 2), il est possible de mettre en évidence une matrice de transfert. Afin que les termes de cette matrice soient adimensionnels, le vecteur d'état est défini, dans chaque section, par des composantes toutes homogènes à un terme de pression :

$$\{X\} = \begin{pmatrix} p(x) \\ \rho_0 cv(x) \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad \{X\} = [T] \{X_0\} \quad (\text{III- 14})$$

Il s'en suit une forme couramment utilisée de la matrice de transfert d'une conduite droite, traversée par un fluide parfait, qui satisfait aux hypothèses de l'acoustique linéaire. Dans cette formulation l'abscisse x est considérée en mesure algébrique, elle représente la distance entre les deux sections analysées :

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos(kx) & j \sin(kx) \\ j \sin(kx) & \cos(kx) \end{bmatrix} \quad (\text{III- 15})$$

3.4 Limites du modèle

Dans la plupart des applications, les excitations sont dues aux vibrations induites par l'écoulement et à la propagation d'ondes liées à une singularité ou bien aux fluctuations induites par une machine. La gamme de fréquence associée se situe en basses fréquences. Les ondes normales se propagent dans l'axe du tube, tant que la longueur d'onde est grande par rapport aux dimensions transversales de la conduite. Cette hypothèse introduit donc une notion de fréquence de coupure. Cette restriction au domaine des basses fréquences est limitée, selon différents auteurs, par la première résonance acoustique transverse dans une section de la conduite [TEPH87] [GIBE88] [LAUR93] soit :

$$\lambda = \frac{c}{f} > 2\pi D \quad \text{ou} \quad \frac{2\pi f D}{c} \ll 1 \quad (\text{III- 16})$$

Dans le cas de conduites étroites, seules les ondes à basses fréquences se propagent en ondes planes, les fréquences plus élevées font apparaître des ondes transversales. Les derniers travaux menés au laboratoire, en particulier sur le banc d'essai VENTIL, ont cherché à mieux cerner les limites de ce modèle, plus précisément à analyser la limite en fréquence du modèle d'onde plane (thèse de F. Carta 1999) [CART99].

Liénard et François [LIEN83] ont présenté la recherche des solutions de l'équation de Laplace (III- 9) en coordonnées cylindriques $\{r, \theta, z\}$ par une méthode de séparation des variables qui fait apparaître les fonctions de Bessel de 1^{ère} et 2^{ème} espèce :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \nabla^2 p = 0 \quad (\text{III- 17})$$

$$p(r, \theta, x, t) = \sum_m A_m J_m(k_r r) \cos(m\theta) e^{j(\omega t - k_x x)}$$

Sur de ces travaux, ainsi que ceux d'Akoum [AKOU97], F. Carta propose de définir une fréquence de coupure. Un formalisme similaire est développé également par De Jong [DEJO94]. Pour une conduite cylindrique dont les parois sont non-absorbantes et rigides, la solution de l'équation des ondes introduit une condition sur les nombres d'ondes dans les directions radiale et axiale, qui n'est autre que la relation de dispersion entre la pulsation ω et le nombre d'onde k :

$$k_r^2 = k^2 - k_x^2 = \frac{\omega^2}{c^2} - k_x^2 \quad (\text{III- 18})$$

Afin de déterminer le nombre d'onde radial k_r , on utilise une condition de vitesse normale nulle à la paroi intérieure du tuyau. Pour chaque mode azimutal m choisi, il existe donc une suite de n racines

$k_{mn} = \frac{2\xi_{mn}}{D}$ vérifiant $J'_m\left(k_r \frac{D}{2}\right) = 0$, où J'_m représente la dérivée d'ordre m de la fonction de Bessel. Il

est possible de définir une fréquence de coupure f_{mn}^c pour chaque mode (m, n) :

$$f_{mn}^c = \frac{c}{\pi} \cdot \frac{\xi_{mn}}{D} \quad (\text{III- 19})$$

Cette limite est donc fonction de la célérité du fluide et des dimensions géométriques de la canalisation. Les calculs menés par F. Carta, relatifs à la recherche de fréquence de coupure par application de l'équation (III- 19), sont résumés par le tableau ci-dessous qui donne les valeurs des six premiers zéros de la dérivée de la fonction de Bessel d'ordre 0 à 5.

n/m	0	1	2	3	4	5
0	0	1,8412	3,0542	4,2012	5,3175	6,4156
1	3,8317	5,3314	6,7061	8,0152	9,2824	10,5199
2	7,0156	8,5363	9,9695	11,346	12,6819	13,9872
3	10,174	11,706	13,1734	14,586	15,9641	17,3128
4	13,324	14,8636	16,3475	17,789	19,196	20,5755
5	16,471	18,0155	19,5129	20,972	22,401	23,8033

Tableau III- 1 : Premiers zéros de la dérivée de la fonction de Bessel d'ordre m.

• Cas de la boucle d'essais de pompe SESAME :

A titre d'illustration, dans ce circuit d'essais de pompe où l'eau présente une célérité des ondes $c = 1141$ m/s si on prend l'exemple d'une conduite en dérivation sur ce banc, de dimensions 75 mm de diamètre et 2 mm d'épaisseur, on obtient une limite en fréquence à 2,4 kHz (cf. (III- 16)). Quant aux fréquences de coupure de

ce banc, dont les canalisations ont pour diamètre 260 mm en amont, et 213 mm à l'aval, elles sont données par :

	Refoulement	Aspiration		Refoulement	Aspiration		Refoulement	Aspiration
Fc(0,0)	0.00	0.00	Fc(1,0)	3428.07	2795.20	Fc(2,0)	5686.52	4636.70
Fc(0,1)	7134.12	5817.05	Fc(1,1)	9926.36	8093.80	Fc(2,1)	12485.87	10180.79
Fc(0,2)	13062.12	10650.65	Fc(1,2)	15893.46	12959.28	Fc(2,2)	18561.89	15135.08
Fc(0,3)	18941.71	15444.78	Fc(1,3)	21795.02	17771.32	Fc(2,3)	24527.12	19999.04
Fc(0,4)	24806.96	20227.22	Fc(1,4)	27674.05	22565.00	Fc(2,4)	30436.88	24817.76
Fc(0,5)	30666.07	25004.65	Fc(1,5)	33542.47	27350.02	Fc(2,5)	36330.43	29623.28

Tableau III- 2: Fréquences de coupure théoriques (Hz).

La limite d'analyse de la propagation des ondes, sur cette installation, peut donc être fixée à 2,4 kHz.

- Cas du banc d'essais VENTIL :

C'est sur cette boucle d'essais en air qu'une pompe centrifuge a été étudiée afin de valider les codes de calcul utilisés par EDF (EOLE). Dans cette installation, la canalisation à l'aspiration a pour diamètre 292 mm, et 190 mm au refoulement, pour une célérité de 343 ms^{-1} , ceci conduit aux premières valeurs de fréquences f_{mn}^c suivantes :

	Refoulement	Aspiration		Refoulement	Aspiration		Refoulement	Aspiration
Fc(0,0)	0.00	0.00	Fc(1,0)	1058.05	688.45	Fc(2,0)	1755.10	1142.01
Fc(0,1)	2201.89	1432.73	Fc(1,1)	3063.69	1993.50	Fc(2,1)	3853.66	2507.52
Fc(0,2)	4031.51	2623.25	Fc(1,2)	4905.39	3191.86	Fc(2,2)	5728.97	3727.76
Fc(0,3)	5846.20	3804.04	Fc(1,3)	6726.85	4377.06	Fc(2,3)	7570.10	4925.75
Fc(0,4)	7656.46	4981.95	Fc(1,4)	8541.37	5557.74	Fc(2,4)	9394.09	6112.59
Fc(0,5)	9464.83	6158.62	Fc(1,5)	10352.61	6736.29	Fc(2,5)	11213.09	7296.19

Tableau III- 3: Fréquences de coupure théoriques (Hz).

Par conséquent l'analyse des propagation dans le banc VENTIL ne peut se faire qu'en basses fréquences, dans un premier temps en dessous de 700 Hz.

L'autre limite de ce modèle, qui permet d'aboutir à la matrice de transfert d'une conduite cf. (III- 15), concerne les hypothèses faites sur la conduite elle-même. En effet, la seule prise en compte de la déformabilité de la conduite par une correction sur le terme de célérité, est insuffisante.

Les développements présentés dans ma thèse en 1993 ont conduit à une expression plus fine de la matrice de transfert par prise en compte du couplage fluide structure [CHAR93]. Les grandes lignes de cette approche sont abordées dans le paragraphe 4 en mettant en évidence l'originalité de la méthode, ses applications et les développements ultérieurs été menés dans le cadre de DEA et de thèse.

3.5 Autres formulations de la matrice de transfert

Si le vecteur d'état est défini par les paramètres hydrauliques pression et débit dans chaque section de la conduite :

$$\{X\} = \begin{pmatrix} p(x) \\ q(x) \end{pmatrix} \quad \text{(III- 20)}$$

l'expression de la matrice de transfert d'une conduite de longueur l (III- 15) devient alors :

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos(kl) & j \frac{Z_c}{A} \sin(kl) \\ j \frac{A}{Z_c} \sin(kl) & \cos(kl) \end{bmatrix} \quad \text{(III- 21)}$$

avec la définition de l'impédance caractéristique du milieu de propagation :

$$Z_c = \rho_0 c \quad \text{(III- 22)}$$

Cette première apparition de la notion d'impédance permet d'introduire un parallèle souvent utilisé entre un circuit hydraulique et un circuit électrique, cette analogie repose sur la comparaison des grandeurs suivantes :

$$\begin{array}{ccc} \text{tension} & \longleftrightarrow & \text{pression} \\ \text{intensité} & \longleftrightarrow & \text{débit} \end{array}$$

Sur ce principe Brennen propose une autre formulation de la matrice de transfert d'une conduite en introduisant le concept de l'impédance de conduite [BREN94]. En utilisant la formulation du vecteur d'état donnée en (III- 14) la définition qu'il propose pour la matrice de transfert est :

$$[T] = \begin{bmatrix} 1 & -Z \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{III- 23})$$

pour un élément de conduite de longueur l , une impédance Z définie par sa résistance R et son inertance L :

$$\begin{aligned} Z &= R + j\omega L \\ R &= \frac{fv|v|}{D} \\ L &= \frac{l}{A} \end{aligned} \quad (\text{III- 24})$$

On peut montrer que cette formulation est associée à l'étude d'un fluide incompressible avec prise en compte de sa viscosité par le terme f qui est le coefficient adimensionnel de perte de charge. Il est aisé de montrer la ressemblance des équations (III- 21) et (III- 23) pour une application en très basse fréquence, et donc à petit nombre d'onde k .

Si la compressibilité du fluide est prise en compte, la formulation par matrice de transfert doit tenir compte du nombre de Mach de l'écoulement moyen. Pour une conduite de section constante, on aboutit alors à la formulation de cette matrice de transfert proposée par Miles [MILE81] :

$$[T] = e^{-\zeta M_0 L} \begin{bmatrix} \cos \zeta l & -j \sin \zeta l \\ -j \sin \zeta l & \cos \zeta l \end{bmatrix} \quad (\text{III- 25})$$

où $\zeta = \frac{k}{1 - M_0^2}$

D'autres formulations sont disponibles en admittance ou impédance. Au lieu de constituer les vecteurs d'état en entrée et sortie, on cherche alors une relation entre les pressions et les débits.

4 COUPLAGE FLUIDE-STRUCTURE

4.1 Contexte et analyse bibliographique

Les premières études portant sur la dynamique et la stabilité de tuyauteries contenant un fluide en écoulement datent des années 1950 [HOUS52] [LONG55]. Plus récemment d'autres développements ont été réalisés face à des problèmes de comportement vibratoire de faisceaux tubulaires, comme on en rencontre régulièrement dans l'industrie dès que l'on est amené à utiliser un échangeur de chaleur. Bien souvent, dans ce type de problème les excitations peuvent prendre un caractère aléatoire [BOUJ84].

Les différentes approches ont conduit à de nombreuses applications qui peuvent se classer en quatre thèmes :

1. analyse des coups de bélier en conduite induits par la fermeture ou l'ouverture de vanne lors d'écoulement à fort débit (i.e. Wylie & Streeter [WYLI78]),
2. analyse d'instabilités de conduites hydrauliques (i.e. alimentation de moteur de fusée [BLEV77]),

3. analyse des vibrations et du bruit dans des réseaux hydrauliques (i.e. Stulemeijer [STUL81] ou Ham [HAM82])
4. analyse de guides d'ondes dans une conduite hydraulique (i.e. Junger & Feit [JUNG86] ou Cremer et al. [CREM88]).

Parmi les équipes ayant travaillé sur ce sujet on peut citer les travaux de Chen, Everstine, Païdoussis à l'étranger [CHEN72] [CHEN83] [EVER84] [PAID86], ainsi que ceux d'Axisa, Gibert et Ohayon des équipes françaises du CEA et de l'ONERA [AXIS82] [GIBE88] [OHAY90]. C'est à la fin des années 1970 que les premières études basées sur la théorie des poutres ont été menées de préférence à une approche tridimensionnelle par la théorie des coques minces. L'analyse par la méthode des éléments finis aux canalisations hydrauliques a été introduite en premier lieu par Everstine en 1986 [EVER86]. L'approche par la méthode des caractéristiques (MOC) est utilisée par de nombreux auteurs, en particulier Wiggert et al. [WIGG87]. La combinaison de cette approche avec la méthode des éléments finis (FEM) est aussi abordée. Lavooij et Tissing ont développé en 1991 des procédures de résolution des équations par approche 'MOC-FEM' [LAVO91] pour analyser des phénomènes de coup de bélier. La théorie de la propagation d'ondes vibro-acoustiques en conduite hydraulique, modélisée par une coque cylindrique, a été présentée par Fuller et Fahy [FULL82] puis par Pavić [PAVI90].

Les ondes de pression dans le fluide exercent des efforts sur les parois qui vont se déformer, leur mouvement induisant, en retour, des fluctuations de pression dans le fluide. Ce phénomène est couramment désigné comme le couplage fluide structure '*Fluid-structure interaction (FSI)*'.

Tephany et Thomas [TEPH87] ont présenté une modélisation en basse fréquence de la réponse acoustique-mécanique des circuits. La caractérisation du système couplé fluide-structure prend en considération les vibrations des tuyaux dont la section droite est supposée indéformable; le couplage n'apparaît donc que sous la forme d'effet de fond au niveau de singularités.

Dans mon travail de thèse, je me suis essentiellement appuyé sur les publications de Wiggert, Otwell, Hatfield et Stuckenbruck [WIGG85] [WIGG87]. Le modèle proposé se base sur une approche unidimensionnelle et sur le modèle de poutre. A ma connaissance, l'application du couplage fluide structure aux méthodes expérimentales d'identification telle que l'intensimétrie n'a été menée que par Dejong et moi-même [DEJO94] [CHAR93] [CHAR98].

Le modèle élaboré présente l'avantage d'être unidimensionnel puisqu'il se fonde sur la théorie des poutres et le modèle d'ondes planes. Cette approche entre d'autre part dans le cadre des 'méthodes inverses'.

4.2 Modèle unidimensionnel

Le modèle proposé est basé sur une approche monodimensionnelle tant au niveau des propriétés de l'écoulement que de la déformation de la conduite. La canalisation remplie de fluide est assimilée à une poutre droite pour son comportement de solide déformable. L'effet du fluide est décrit par un phénomène de propagation d'ondes planes qui traduit les fluctuations de pression et de débit. Les contraintes circonférentielles dans la paroi résultent de la pression du fluide et de l'effet inertiel du au mouvement de la conduite tout comme celui du fluide.

Les équations aux dérivées partielles, qui régissent les différentes grandeurs relatives au fluide comme à la paroi, résultent de la dynamique des poutres, des relations de comportement dans la poutre et de la dynamique des fluides.

L'ensemble du problème traité fait appel à quatorze fonctions de x et t . Les équations aux dérivées partielles sont au nombre de quatorze (six équations déduites du principe fondamental, six équations de comportement entre les composantes d'effort et de déplacement dans la poutre (cf. Figure III- 3), deux équations relatives au fluide).

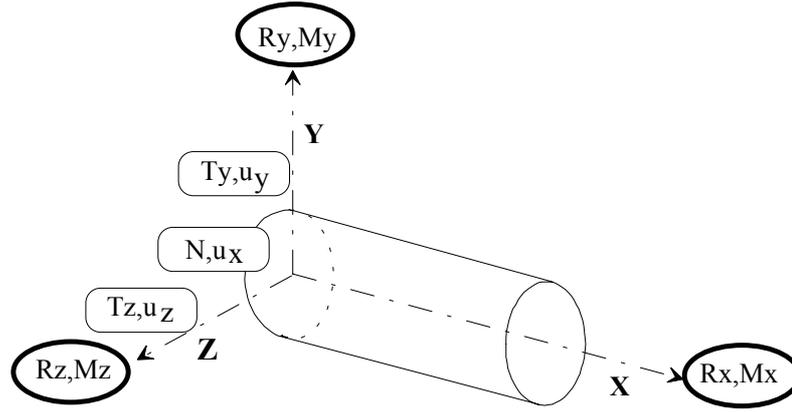


Figure III- 3 : Termes des torseurs du tronçon de canalisation

Cette formulation a été présentée par Wiggert et al. [WIGG87] sous une forme un peu plus simplifiée que celle que j'ai discutée dans ma thèse [CHAR93]. Plus récemment, Lee a pris cette approche pour parvenir à un modèle d'élément fini unidimensionnel incluant la déformation circonférentielle induite par la pression afin de prédire les vibrations d'un réseau de canalisations [LEE99]

Les hypothèses sur lesquelles cette approche est fondée sont :

- canalisation de matériau élastique linéaire isotrope
- pas d'effort extérieur induit par une fixation
- tuyau cylindrique circulaire d'épaisseur faible et de longueur grande devant le diamètre
- inertie en rotation négligée
- les modes de vibration de coque (supérieurs au mode 0), qui sont à hautes fréquences, ne sont pas excités
- écoulement à faible nombre de Mach
- valeur de pression qui reste toujours supérieure à la pression de vapeur saturante, donc écoulement sans cavitation
- fluide non visqueux

L'ensemble des 6 équations de dynamique relatives à la canalisation est le suivant (l'indice f est relatif au fluide, l'indice p désigne la paroi) :

$$\frac{\partial N}{\partial x} + \rho_p A_p \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} = 0 \quad \text{(III- 26)}$$

$$\frac{\partial T_y}{\partial x} + [\rho_p A_p + \rho_f A_f] \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} = 0 \quad \text{(III- 27)}$$

$$\frac{\partial T_z}{\partial x} + [\rho_p A_p + \rho_f A_f] \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} = 0 \quad \text{(III- 28)}$$

$$\frac{\partial M_x}{\partial x} + \rho_p J_p \frac{\partial^2 R_x}{\partial t^2} = 0 \quad \text{(III- 29)}$$

$$\frac{\partial M_y}{\partial x} + [\rho_p I_p + \rho_f I_f] \frac{\partial^2 R_y}{\partial t^2} - T_z = 0 \quad \text{(III- 30)}$$

$$\frac{\partial M_z}{\partial x} + [\rho_p I_p + \rho_f I_f] \frac{\partial^2 R_z}{\partial t^2} + T_y = 0 \quad \text{(III- 31)}$$

Les équations (III- 30) et (III- 31) correspondent au mouvement de flexion de la canalisation dans le modèle de Navier Bernoulli (gauchissement du à l'effort tranchant négligé), le moment dynamique étant négligé.

Le deuxième jeu d'équations provient des lois de comportement dans la poutre, qui modélise la canalisation, qui sont indépendantes de la pression :

Torsion suivant x :

$$M_x + GJ_p \frac{\partial R_x}{\partial x} = 0 \quad (\text{III- 32})$$

Flexion dans le plan x-z :

$$M_z + EI_p \frac{\partial R_z}{\partial x} = 0 \quad (\text{III- 33})$$

$$\frac{1}{kGA_p} \frac{\partial T_y}{\partial t} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial x \partial t} - \frac{\partial R_z}{\partial t} = 0 \quad (\text{III- 34})$$

Flexion dans le plan x-y :

$$M_y + EI_p \frac{\partial R_y}{\partial x} = 0 \quad (\text{III- 35})$$

$$\frac{1}{kGA_p} \frac{\partial T_z}{\partial t} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial x \partial t} + \frac{\partial R_y}{\partial t} = 0 \quad (\text{III- 36})$$

L'effet de la pression du fluide apparaît dans l'équation(III- 37). Ce couplage entre fluide et structure est communément désigné 'effet du coefficient de Poisson' ou '*Poisson coupling*'. La contrainte normale dans la poutre résulte en effet de la superposition des sollicitations induites par la flexion et de l'effet de la pression.

$$N = -A_p \left(E \frac{\partial u_x}{\partial x} + \nu \frac{pD}{2e} \right) \quad \text{ou} \quad (\text{III- 37})$$

$$\frac{\partial N}{\partial t} = -A_p \left(E \frac{\partial^2 u_x}{\partial x \partial t} + \frac{\nu D}{2e} \frac{\partial p}{\partial t} \right) \quad (\text{III- 38})$$

Le dernier jeu d'équations provient de la dynamique appliquée au fluide (équation de continuité et équation de mouvement) :

$$\rho_f \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v_0 \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (\text{III- 39})$$

$$\frac{1}{K^*} \left(\frac{\partial p}{\partial t} + v_0 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial v}{\partial x} - 2\nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x \partial t} + v_0 \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \right) = 0 \quad (\text{III- 40})$$

4.3 Analyse du couplage fluide-structure

Le couplage fluide-structure n'apparaît que sur quatre des quatorze équations caractérisant la dynamique du système étudié, si on considère la canalisation et l'incidence sur celle-ci de l'écoulement du fluide qui la traverse. Celui-ci est l'eau dans les applications industrielles. La grande longueur de ces réseaux y privilégie les résonances acoustiques. Leur géométrie spécifique de dimension transversale faible par rapport à la longueur justifie le modèle de poutre utilisé.

Le couplage fluide-structure pour l'écoulement dans une conduite cylindrique rectiligne (équations (III- 26) (III- 39) (III- 39) (III- 40)) ne met en jeu que les grandeurs suivantes :

- N l'effort normal dans la conduite

- u_x le déplacement axial du centre de gravité d'une section droite du tuyau
- p la pression qui règne dans le fluide
- v la vitesse débitante de l'écoulement

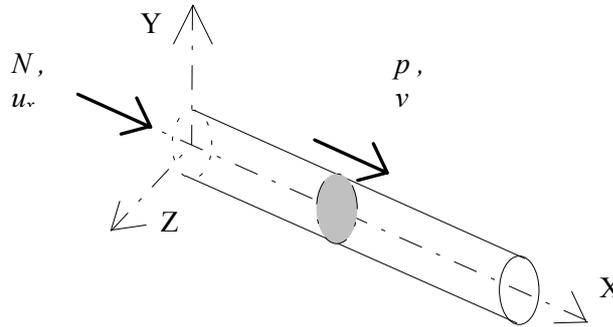


Figure III- 4 : Grandeurs du couplage fluide-structure

Wiggert et al. ont présenté cette modélisation de canalisation par une poutre élastique, le fluide interne est pris en compte à la fois comme masse ajoutée, et par la pression exercée sur la paroi. Néanmoins ils arrivent à un système d'équations dans lequel le terme convectif n'apparaît pas, ce qui revient à considérer la vitesse moyenne du fluide v_0 comme nulle [WIGG87]. Makrides et Edelstein présentent une formulation différente des équations aux dérivées partielles, ils analysent en effet le couplage pour un tube encastré à la base [MAKR92].

Le concept de 'Poisson couplage' a été introduit en 1985 par Wiggert et al. [WIGG85]. L'incidence de la pression du fluide sur la contrainte axiale dépend de la nature des conditions aux limites de la conduite hydraulique, et peut se résumer par les schémas ci-dessous :

		$\sigma_x = 0$	
Conditions : libre-libre		$\sigma_x = 0$	
Conditions : double encastrement $\sigma_x = v \frac{pD}{2e}$		$\sigma_x \neq 0$	

Tableau III- 4 : Incidence de la pression

4.4 Matrice de transfert d'un élément de conduite

La recherche de la formulation d'une matrice de transfert d'un élément de conduite rectiligne s'effectue suivant la même procédure que celle présentée au paragraphe 3.3 en exprimant la relation liant les vecteurs d'état de deux sections.

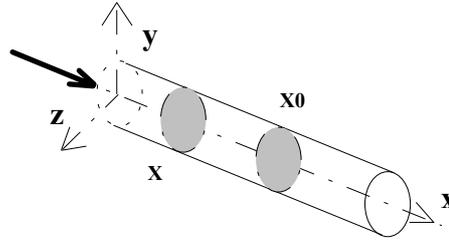


Figure III- 5 : Vecteurs d'état

Les solutions particulières du système de quatre équations aux dérivées partielles régissant le couplage fluide-structure sont choisies comme harmoniques du temps $e^{r \cdot x} \cdot e^{j\omega t}$ [LESU88]. Pour être plus proche des approches expérimentales par intensimétrie, j'ai proposé de chercher une famille de solutions en fonction des seuls termes de pression [CHAR93].

Soit à exprimer la base des solutions comme :

$$\begin{aligned}
 p(x,t) &= \left(\sum_{i=1}^4 p_i e^{j r_i x} \right) e^{j\omega t} & v(x,t) &= \left(\sum_{i=1}^4 v_i e^{j r_i x} \right) e^{j\omega t} \\
 N(x,t) &= \left(\sum_{i=1}^4 n_i e^{j r_i x} \right) e^{j\omega t} & u_x(x,t) &= \left(\sum_{i=1}^4 u_i e^{j r_i x} \right) e^{j\omega t}
 \end{aligned}
 \tag{III- 41}$$

avec comme relations entre les coefficients :

$$v_i = -\frac{r_i}{\rho_f \omega} p_i \quad n_i = -\frac{A_p \frac{Dv}{2e}}{1 - \frac{r_i^2 E}{\rho_p \omega^2}} p_i \quad u_i = -\frac{j r_i \frac{Dv}{2e}}{\rho_p \omega^2 - E r_i^2} p_i
 \tag{III- 42}$$

les racines r_i sont solution de :

$$\begin{vmatrix}
 r & -\rho_p A_p \omega^2 & 0 & 0 \\
 1 & A_p E r & A_p \frac{D}{2e} v & 0 \\
 0 & 0 & r & \rho_f (j\omega + \nu_0 r) \\
 0 & -2\nu r (j\omega + \nu_0 r) & \frac{1}{K^*} (j\omega + \nu_0 r) & r
 \end{vmatrix} = 0
 \tag{III- 43}$$

La relation matricielle entre les vecteurs d'état, dans deux sections droites de la conduite, donne accès à la matrice de transfert (cf. Figure III- 5) qui est définie pour chaque fréquence. Le vecteur d'état s'exprime par un système linéaire traduisant les quantités cinématiques et dynamiques en fonction de quatre coefficients de pressions :

$$\{X\} = e^{j\omega \tilde{t}} [A][B] \begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_2 \\ p_4 \end{pmatrix} \quad \text{soit} \tag{III- 44}$$

$$\begin{aligned}
 \{X\} &= [A][B][A]^{-1} \{X_0\} \\
 \{X\} &= [T_4] \{X_0\}
 \end{aligned}
 \tag{III- 45}$$

La matrice de transfert $[T_4]$ obtenue est de dimension quatre et constituée de termes qui sont tous sans dimension, compte tenu de la définition du vecteur d'état :

$$\{X\} = \begin{pmatrix} p \\ \rho_f cv \\ \frac{N}{A_p} \\ \rho_p gu_x \end{pmatrix} \quad (\text{III- 46})$$

avec :

$$[B] = \begin{bmatrix} e^{jr_1 x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e^{jr_2 x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e^{jr_3 x} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e^{jr_4 x} \end{bmatrix} \quad (\text{III- 47})$$

la matrice $[A]$ est définie par :

$$[A] = \begin{bmatrix} \frac{1}{\rho_f \omega} & \frac{1}{\rho_f \omega} & \frac{1}{\rho_f \omega} & \frac{1}{\rho_f \omega} \\ \frac{A_p}{2e} \frac{Dv}{Er_1^2 - 1} & \frac{A_p}{2e} \frac{Dv}{Er_2^2 - 1} & \frac{A_p}{2e} \frac{Dv}{Er_3^2 - 1} & \frac{A_p}{2e} \frac{Dv}{Er_4^2 - 1} \\ \frac{jr_1}{2e} \frac{Dv}{Er_1^2 - \rho_p \omega^2} & \frac{jr_2}{2e} \frac{Dv}{Er_2^2 - \rho_p \omega^2} & \frac{jr_3}{2e} \frac{Dv}{Er_3^2 - \rho_p \omega^2} & \frac{jr_4}{2e} \frac{Dv}{Er_4^2 - \rho_p \omega^2} \end{bmatrix} \quad (\text{III- 48})$$

La détermination de cette matrice de transfert $[T_4]$ passe par une opération d'inversion matricielle, cf. équation (III- 45), et ceci pour chaque fréquence à laquelle la matrice de transfert est calculée.

Pour permettre un meilleur contrôle de cette procédure d'inversion, G. Caignaert et moi-même avons suggéré à O. Abdallahi dans le cadre de sa thèse, de reprendre la formulation du problème afin de ne travailler qu'en grandeurs adimensionnelles et d'analyser les calculs d'inversion matricielle par étude du nombre de conditionnement [CHAR98 - C 4].

4.5 Formulation adimensionnelle du problème

Cette nouvelle formulation présente l'avantage de permettre une comparaison plus aisée de la contribution des différents termes et donc d'analyser plus finement la physique du couplage. Elle est fondée sur des variables normées (notées avec un tilde) :

- variables relatives à la paroi : $n = N\tilde{n}$, $u = U\tilde{u}$,
- variables relatives au fluide : $p = P\tilde{p}$, $v = V\tilde{v}$,
- et pour l'abscisse et le temps : $x = L\tilde{x}$; $t = T\tilde{t}$,

dans ces relations N, U, P, V, L et T représentent les dimensions caractéristiques.

Le nouveau système d'équations caractérisant le couplage fluide-structure dans la conduite rectiligne devient alors :

$$\frac{N}{L} \frac{\partial \tilde{n}}{\partial \tilde{x}} + \rho_p \frac{U}{T^2} \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{t}^2} = 0 \quad (\text{III- 49})$$

$$\begin{aligned} \frac{N}{T} \frac{\partial \tilde{n}}{\partial \tilde{t}} + A_p \left(E \frac{U}{LT} \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{t} \partial \tilde{x}} + \frac{\nu D}{2e} \frac{P}{T} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{t}} \right) &= 0 \\ \rho_f \left(\frac{V}{T} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{t}} + \nu_0 \frac{V}{L} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} \right) + \frac{P}{L} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} &= 0 \\ \frac{1}{K^*} \left(\frac{P}{T} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{t}} + \nu_0 \frac{P}{L} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} \right) + \frac{C}{L} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} - 2\nu \left(\frac{U}{LT} \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{t} \partial \tilde{x}} + \nu_0 \frac{U}{L^2} \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{x}^2} \right) &= 0 \end{aligned}$$

Les dimensions caractéristiques sont définies de façon plus ou moins libre, mais leur choix peut conditionner la validité du modèle et son efficacité numérique.

Le choix retenu est le suivant :

- temps $T = \frac{L}{V}$
- pression $P = \rho_f \frac{V^2}{2}$
- effort normal $N = P.A_f = \rho_f \frac{V^2}{2}.A_f$
- déplacement axial $U = \frac{NL}{ES_f} = L \frac{\rho_f}{E} \frac{V^2}{2}$
- $V = v_0$ qui désigne la vitesse moyenne de l'écoulement et L qui représente la longueur de conduite instrumentée.

La construction de la matrice de transfert reprend la formulation de l'équation (III- 45), cette fois les racines de l'équation caractéristique sont notées $r_i = V\omega R_i$, et sont, pour un nombre de Mach supposé très faible, solutions de :

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & \alpha & -\frac{\rho_p A_p V^2 \omega^2}{EA_f} \\ \frac{\nu D A_p}{2e A_f} & 0 & 1 & \frac{A_p \alpha}{A_f} \\ \alpha & 2j\omega & 0 & 0 \\ \frac{j\omega}{K^*} & \frac{2\alpha}{\rho_f V^2} & 0 & -\frac{2j\nu\omega}{E} \alpha \end{vmatrix} = 0 \quad \text{(III- 50)}$$

La matrice $[B]$ est diagonale, de termes $e^{jr_i V \omega \tilde{x}}$ et chaque colonne de la matrice $[A]$ est de la forme :

$$\left\{ 1 \quad -\frac{VR_i}{2} \quad -\frac{\rho_p A_p \nu D}{A_f 2e} \quad -j \frac{\nu D}{2e} \frac{R_i}{\omega V} \right\}^T \quad \text{(III- 51)}$$

O. Abdallahi a introduit dans le cadre de sa thèse une procédure de contrôle du calcul de la matrice $[T_4]$ par un nombre de conditionnement qui est défini par le rapport adimensionnel :

$$Cond(A) = \frac{1}{\|A\| \|A^{-1}\|} \quad \text{avec} \quad 0 < Cond(A) \leq 1 \quad \text{(III- 52)}$$

$$[A] \in M(n, n) \quad \mathfrak{R}^n \text{ ou } C^n$$

Si ce nombre de conditionnement est proche d'une valeur unitaire, le système est bien conditionné et la matrice $[A]$ est non singulière.

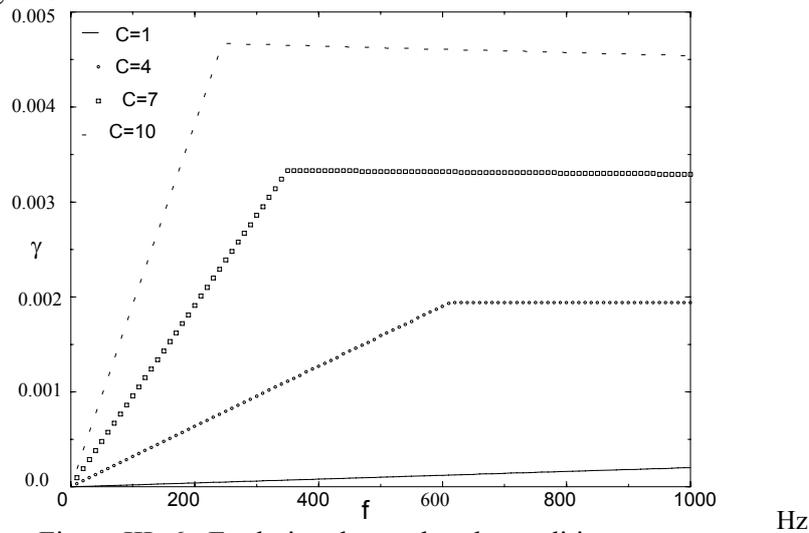


Figure III- 6 : Evolution du nombre de conditionnement

Les courbes ci-dessus (cf. Figure III- 6) illustrent l'évolution de ce nombre pour diverses vitesses d'écoulement d'eau (1 à 10 m/s) dans une conduite en acier ($D=100$ mm et $e=2$ mm).

L'exemple suivant illustre la variation du nombre de conditionnement dans le cas d'écoulement d'eau à 6 m/s, pour diverses épaisseurs d'une conduite en acier d'un diamètre de 100 mm (Figure III- 7) :

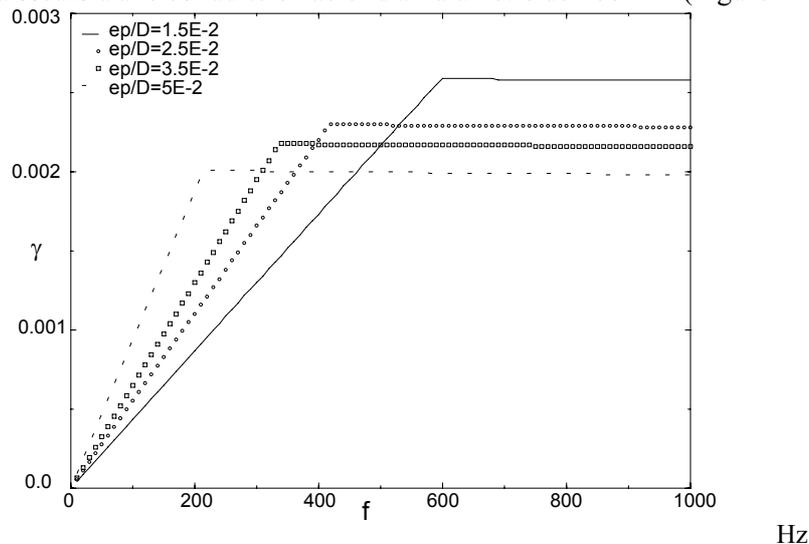


Figure III- 7 : Evolution du nombre de conditionnement

Les résultats obtenus sont satisfaisants malgré la faible valeur du nombre de conditionnement. Au delà de 200Hz, ce nombre n'évolue plus. Les valeurs restent en effet bien supérieures à la précision de 10^{-16} de l'ordinateur utilisé. Les programmes informatiques développés sont écrits en Fortran avec des variables déclarées en double précision (en complexe ou réel).

4.6 Comparaison des formulations

Les approches classiques rappelées au paragraphe (cf. équations (III- 14) et (III- 15)) ont été présentées par de nombreux auteurs (Bolleter en 1981, Desmet et al. en 1988; Frid en 1989 ...) et conduisent à une matrice de transfert que je désigne par $[T_2]$ dans laquelle le couplage fluide-structure est ignoré [BOLL81] [DESM88] [FRID89]:

$$\{X\} = \begin{pmatrix} p \\ \rho_f cv \end{pmatrix} = [T_2] \{X_0\} = \begin{bmatrix} \cos(kx) & j \cdot \sin(kx) \\ j \cdot \sin(kx) & \cos(kx) \end{bmatrix} \{X_0\} \quad \text{(III- 53)}$$

La comparaison avec la formulation de la matrice de transfert $[T_4]$, obtenue dans l'analyse des ondes axiales avec prise en compte du couplage fluide-structure, n'est possible que sur certains termes seulement compte tenu de sa définition :

$$\{X\} = \begin{pmatrix} p \\ \rho_f cv \\ N \\ A_p \\ \rho_p gu_x \end{pmatrix} = [T_4] \{X_0\} \quad \text{(III- 54)}$$

Comparons les termes représentant le rapport des pression $T_2(1,1)$ et $T_4(1,1)$ dans une plage de fréquence de 0 à 1200 Hz avec les conditions suivantes :

- conduite en acier (D=100 mm , e=2mm)
- écoulement d'eau à vitesse moyenne de 6 m/s

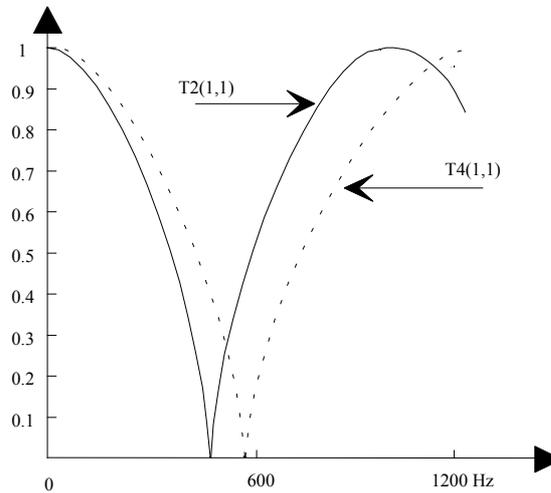


Figure III- 8 : Comparaison entre $T_2(1,1)$ and $T_4(1,1)$

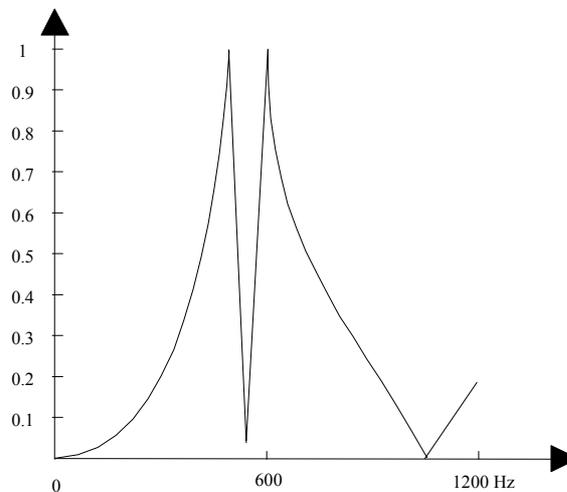


Figure III- 9 : Erreur relative $\frac{|T_2(1,1)| - |T_4(1,1)|}{\sup(|T_2(1,1)|, |T_4(1,1)|)}$

Les courbes présentées ci-dessus indiquent nettement une différence et ceci dès les fréquences basses. Pour des fréquences de l'ordre de 300 Hz l'écart entre les deux formulations, sur ce terme, est déjà de 18%. Dans le contexte d'identification de la matrice de transfert d'une machine, il importe de disposer d'une excellente précision tout particulièrement en basses fréquences.

4.7 Limites du modèle

Le modèle proposé se fonde essentiellement sur une approche unidimensionnelle dont les limites sont liées à :

- l'application de la théorie d'ondes planes.
- l'utilisation du modèle de poutre soumis à des contraintes axiales et circonférentielles dues à la pression du fluide,

Le domaine d'application du modèle proposé se situe en basses fréquences car il ne peut pas prendre en compte, dans l'approche unidimensionnelle, les modes propres de vibration de coque de la conduite.

Dans ce cas, une approche tridimensionnelle des déformations de la conduite s'impose et fait appel à la théorie des coques. Différents auteurs Soedel [SOED81], Blevins [BLEV84], Lesueur [LESU88] présentent la mise en équations, ainsi que les solutions des modes de vibration de telles structures, souvent basés sur les travaux de Donnel [DONN33].

Pour un tuyau de longueur L, les composantes du déplacement d'un point de surface moyenne de la conduite (cf. schéma de la Figure III- 10) sont choisies sous la forme ci-dessous :

$$\begin{aligned}
 u &= A \cos(k_m x) \cos(n\theta) \exp(j\omega_{mn} t) \\
 v &= B \cos(k_m x) \cos(n\theta) \exp(j\omega_{mn} t) \\
 w &= C \cos(k_m x) \cos(n\theta) \exp(j\omega_{mn} t)
 \end{aligned}
 \tag{III- 55}$$

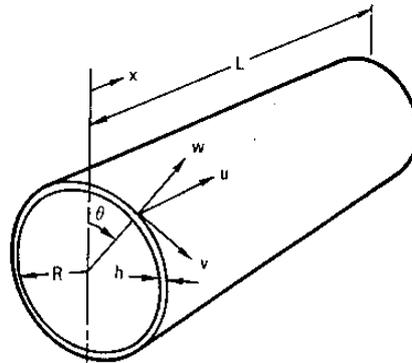


Figure III- 10 : Déplacement d'un point de la conduite

Outre les modes de flexion de la canalisation, cette description aboutit à la distinction entre les modes de vibration :

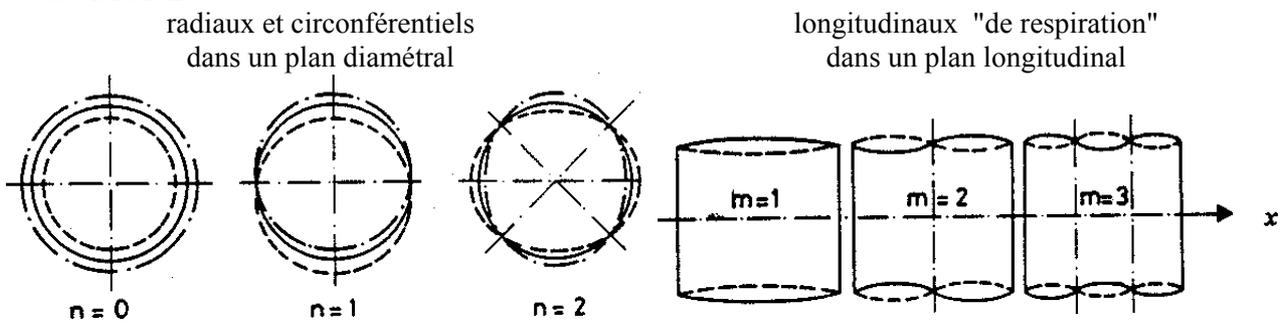


Figure III- 11 : Modes de déformation

Dans l'approche unidimensionnelle retenue pour l'analyse du couplage fluide-structure, la section droite de la poutre peut se dilater, ce qui correspond au mode $n=0$ des sollicitations radiales et circonférentielles. Le mode $n=1$, qui n'est pas considéré dans un tel modèle, devient par conséquent celui qui fixe la limite en fréquence du domaine d'application de ce modèle.

Sans tenir compte de la présence du fluide, et pour une conduite de longueur L finie simplement appuyée à ses extrémités [BLEV84] on obtient :

$$f_{mn} = \frac{\psi_{mn}}{\pi \cdot D} \sqrt{\frac{E}{\rho_p (1-\nu^2)}} \quad (\text{III- 56})$$

avec :

$$\psi_{mn} = \frac{\left\{ \left(1-\nu^2\right) \left(\frac{n\pi D}{2L}\right)^4 + \left(\frac{e^2}{3D^2}\right) \left[m^2 + \left(\frac{n\pi D}{2L}\right)^2 \right]^4 \right\}^{1/2}}{\left(\frac{n\pi D}{2L}\right)^2 + m^2} \quad (\text{III- 57})$$

A titre d'exemple, pour une conduite en acier, de dimensions 75 mm de diamètre, 1.5 mm d'épaisseur et de longueur 4 m, utilisée sur la boucle d'essais de pompe SESAME, la fréquence limite a pour valeur 1067 Hz.

5 DESCRIPTION DES MOYENS D'ESSAIS

5.1 Boucle d'essais de pompes SESAME

La boucle d'essai "SESAME" est destinée à l'étude des pompes, plus particulièrement sous les aspects hydroacoustique et vibratoire [CAIG88]. Il est possible d'y mesurer les performances moyennes de la pompe mais aussi les grandeurs fluctuantes. Dans ce but, des conduites droites d'assez grandes longueurs (entre 4 et 6 m) sont placées à l'aspiration et au refoulement entre la pompe et les réservoirs ayant pour rôle d'isoler la zone d'essais des autres singularités, la capacité totale de fluide est d'environ 10 m^3 .

On peut également mettre en place des conduites en matériau viscoélastique qui jouent partiellement le rôle de terminaisons anéchoïques afin de réduire le caractère réverbérant de l'installation [OUAK88].



Figure III- 12 : Photographie partielle de la boucle SESAME

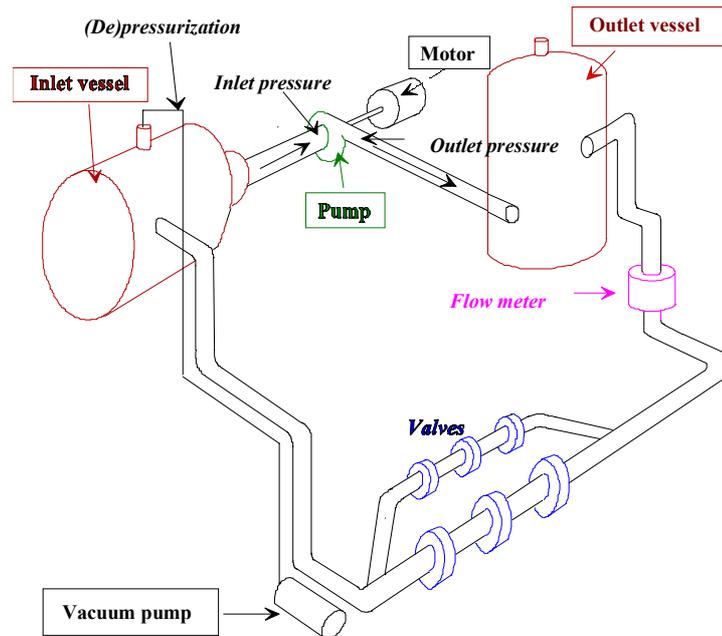


Figure III- 13 : Boucle SESAME

La dissipation d'énergie se fait à l'aide de trois vannes, de type Monovar, afin d'obtenir une détente étagée ajustable sans cavitation dans les vannes.

Parmi les performances, on peut indiquer le débit qui peut varier de 3 à 600 m³/h, les pressions maximales qui ont respectivement pour valeur 7 et 15 bar absolu à l'aspiration et au refoulement; le NPSH disponible à l'aspiration de la pompe est ajustable entre 0,15 et 50 m. La qualité de l'eau peut y être contrôlée tant en température, qu'en gaz dissous. A l'aspiration ainsi qu'au refoulement, des dispositifs d'excitation peuvent être placés afin de générer éventuellement des fluctuations de pression. En effet, la recherche de la matrice de transfert d'une pompe, par exemple, requiert la résolution d'un système d'équations qui est obtenu en disposant de plusieurs conditions différentes. Entre les réservoirs de refoulement et d'aspiration il est possible d'installer une conduite additionnelle dans laquelle on dérive une partie du débit de la pompe. Dans les résultats décrits au paragraphe 6 la pompe installée est la pompe SHF A0.

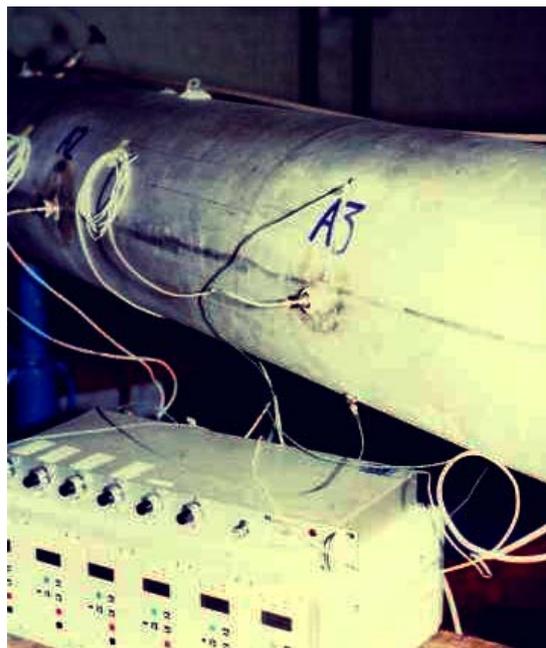


Figure III- 14 : Montage de capteurs de pression

Les différentes conduites sont équipées de prises de pression pour le montage, en membrane affleurante, de capteurs piézo-électriques Kistler ou PCB.

Les conduites sont en acier inoxydable de caractéristiques principales :

	aspiration	refoulement
diamètre intérieur (mm)	260	213
épaisseur (mm)	7,5	3,5

5.2 Banc d'essais en air VENTIL

Ce banc a été conçu pour la détermination expérimentale de la matrice de transfert et l'analyse du comportement hydroacoustique d'une pompe centrifuge par des essais en air. La principale originalité de cette installation est son corps de pompe. Il est en effet constitué en Plexiglas, matériau complètement transparent, qui permet notamment de visualiser directement la roue en rotation, cf. Figure III- 1, sa volute de section rectangulaire permet, le cas échéant, des analyses par vélocimétrie laser. Les conduites à l'aspiration de la machine, ainsi qu'au refoulement, sont également constituées de matériaux légers comme le Plexiglas et le PVC [CART98].

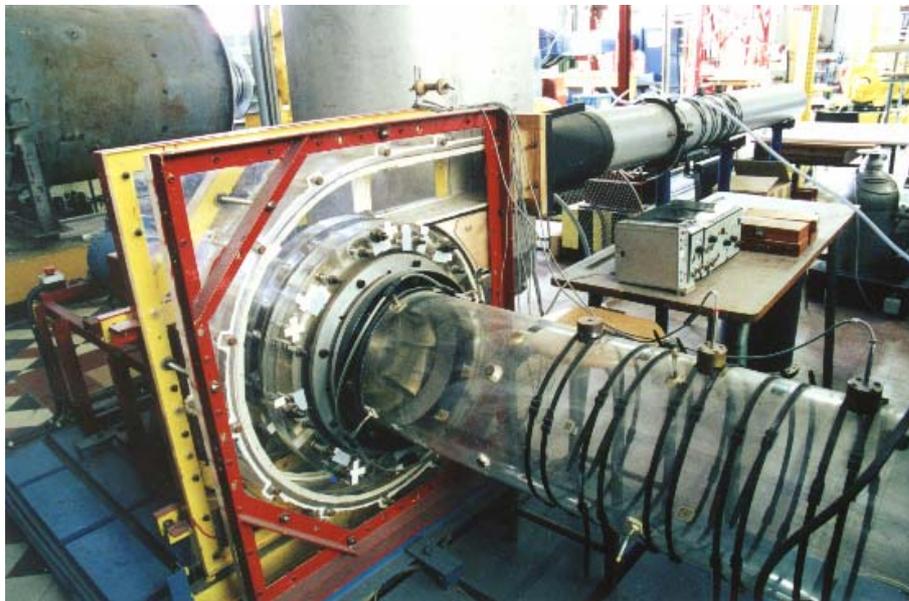


Figure III- 15 : Vue générale du banc VENTIL

L'avantage de réaliser des essais en air, en comparaison avec l'eau, est de disposer d'un fluide de masse volumique plus faible afin de minimiser considérablement le couple sur la roue de la pompe et donc de limiter l'interaction fluide-structure. De plus, la vitesse de propagation des ondes en air est quatre fois moindre qu'en eau, ce qui permet de mieux appréhender l'analyse des grandeurs fluctuantes au travers du système, particulièrement en basse fréquence.

La roue de pompe qui équipe le banc expérimental est couramment appelée roue SHF, elle a servi au groupe de travail de la Société Hydro-Technique de France afin de mettre en évidence les phénomènes de recirculation. Ces principales caractéristiques sont :

diamètre de la roue D_2 (sortie)	516,8mm
diamètre d'entrée D_1	284,5mm
nombre d'aubages Z	7
débit nominal Q_n (2500 tr/min)	0,5023m ³ /s
Coefficient manométrique (gH/ω^2R^2)	0,481

Le schéma (Figure III- 16) résume les dimensions du banc VENTIL implanté au laboratoire de Mécanique de l'ENSAM-Lille.

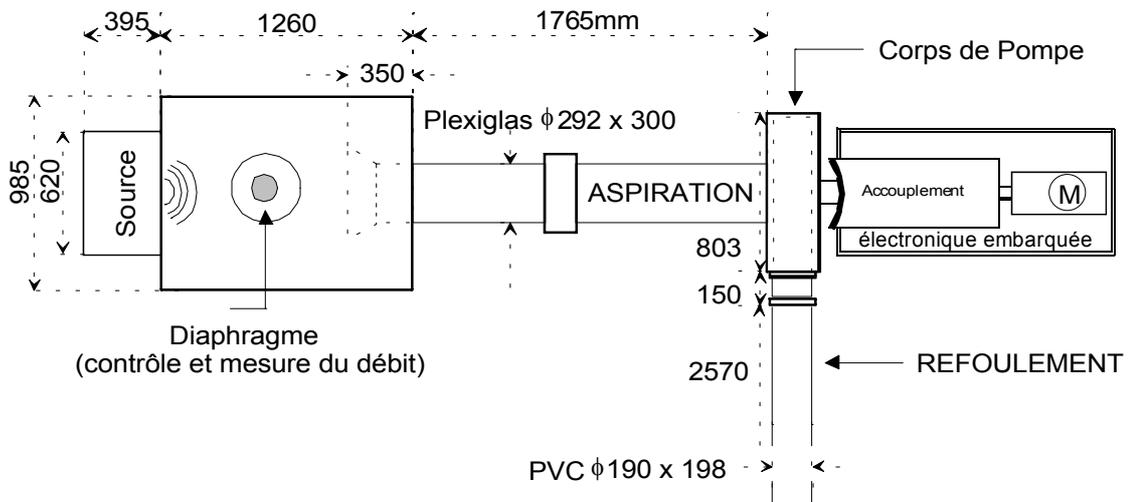


Figure III- 16: Schéma et dimensions du banc expérimental VENTIL.

Le moteur d'entraînement est à courant continu, d'une puissance de 3 kW à 3000 tr/min, permet une variation de vitesse de 0 à 3000 tr/min.

La conduite d'aspiration est précédée d'un caisson de tranquillisation d'environ 1m³ comportant un tissu servant de filtre et un nid d'abeille permettant de régulariser l'écoulement à l'entrée de la pompe. Ce caisson a aussi pour finalité la mesure des performances de la pompe (pression et débit d'entrée de la machine) par l'intermédiaire de différents diaphragmes normalisés. Une terminaison anéchoïque est aussi disponible (cf. Figure III- 17).



Figure III- 17: Terminaison anéchoïque.

La source d'excitation est constituée d'une enceinte acoustique munie d'un haut-parleur d'une puissance de 300 Watt RMS, d'une bande passante de 15 à 1500 Hz. Cependant sa puissance est parfois insuffisante notamment lors d'essais à débits partiels. Il est alimenté par un générateur de bruit blanc. Pour déterminer la matrice de transfert de la pompe, qui est considérée comme un système hydraulique passif, il faut disposer d'un niveau de bruit suffisamment élevé afin de couvrir les sources de bruit induites par le fonctionnement de la pompe.

Six capteurs de pression, au maximum, instrumentent l'ensemble du banc d'essai (cf. Figure III- 18 et Figure III- 19), il s'agit de microphones capacitifs B&K 1/4" de type 4135 appairés, les enregistrements

des pressions fluctuantes devant être réalisés simultanément sur les conduites amont et aval de la machine étudiée.

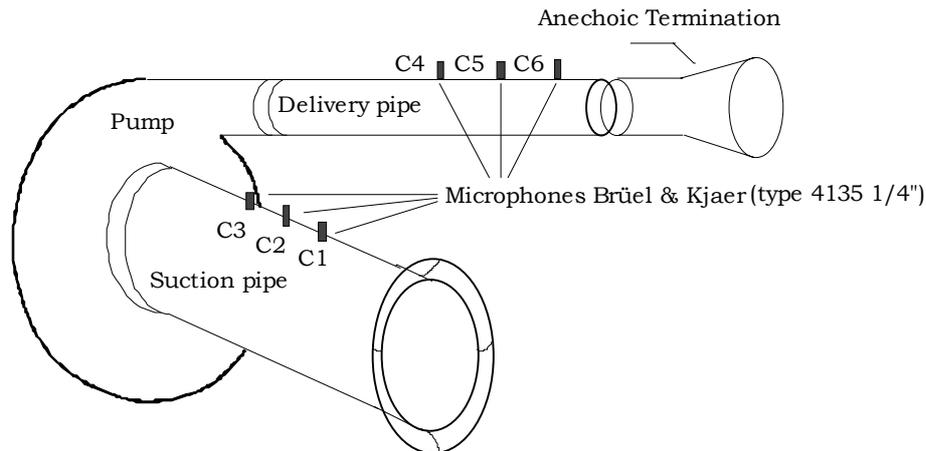


Figure III- 18: Instrumentation des conduites d'aspiration et de refoulement

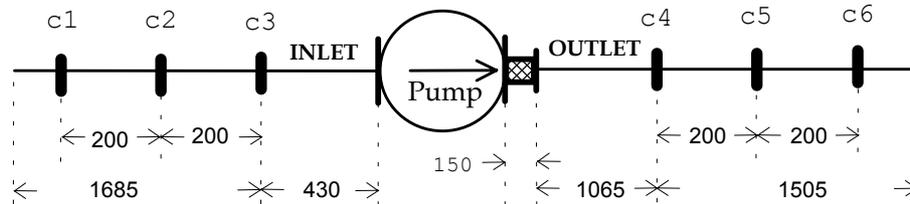


Figure III- 19: Implantation des microphones du banc VENTIL

Diverses configurations sont envisageables afin de modifier les conditions aux limites du système, d'un point de vue acoustique. Concernant les mesures avec pompe en fonctionnement, le caisson de tranquillisation ne pouvant être déplacé, seules les configurations de terminaison libre et anéchoïque au refoulement de la machine ont été envisagées.

5.3 Moyens d'acquisition et de traitement des signaux

Les moyens de mesure disponibles au laboratoire permettent de réaliser aussi bien des mesures statiques que dynamiques, dans les divers domaines de la mécanique, ce qui nous permet d'envisager des analyses de déformation et de contrainte, des relevés de niveau vibratoire, des mesures de vitesse ou de pression dans le fluide, etc...

Pour ce qui est des grandeurs fluctuantes, le choix s'est porté, depuis plusieurs années, vers des moyens numériques en acquisition et traitement des signaux. L'acquisition et le traitement de l'ensemble des données sont donc confiés à une station de travail HP 382 série 9000 qui pilote une centrale d'acquisition DIFA-Scadas (cf. Figure III- 20) équipée de 16 voies de convertisseur analogique numérique comprenant chacune un filtre anti-repliement ainsi qu'un échantillonneur bloqueur. Le logiciel d'acquisition et de traitement du signal implanté sous HP-UX qui a été utilisé est Cada-X FMON de la société LMS.

Le générateur interne du Scadas de type Q-DAC permet, entre autre, de produire un bruit blanc pour l'excitation, facilement paramétrable en largeur de bande et en niveau de sortie.



Figure III- 20 : Calculateur HP et Station DIFA-Scadas

Les opérations de traitement des signaux sont effectuées sur la station de travail, le logiciel Cada-X gère les acquisitions et donne accès, par transformation de Fourier, aux fonctions comme l'interspectre, la cohérence, la réponse impulsionnelle, etc

Les autres traitements sont en général réalisés de façon externe. La procédure qui est adoptée, consiste à générer un fichier ASCII de type universel, qui peut être soit exporté soit importé de la base de données CADA-X LMS.

6 METHODES INTENSIMETRIQUES

6.1 Revue des méthodes expérimentales

L'hydroacoustique a pour finalité de donner les éléments nécessaires à l'analyse de la puissance portée par les perturbations qui se propagent dans un réseau de conduites. Les objectifs de ces investigations expérimentales sont les suivants :

- la détermination du vecteur d'état dans une section,
- une contribution à la maintenance d'installations hydrauliques,
- la détermination de la célérité des ondes,
- la détermination de terme de source de bruit,
- l'identification de composants hydrauliques.

Les méthodes de décomposition d'ondes ont été introduites dans les années 70, le champ initial d'application concerne l'acoustique et l'analyse des vibrations de structure. Quelques années plus tard, Taylor et Halkyard ont introduit les méthodes multicapteurs pour l'analyse des ondes de flexion de poutre [TAYL90] [HALK93].

En acoustique aérienne, ces techniques sont communément désignées sous l'appellation de méthodes intensimétriques. L'utilisation d'une paire de microphones conduit à la détermination d'une grandeur vectorielle : l'intensité acoustique. Cette procédure passe par un traitement des données souvent mené par transformée de Fourier rapide et une exploitation de fonctions d'interspectres [PAVI77] [FAHY77] [CHUN77]. La caractérisation complète d'ondes quasi-stationnaires requiert, en effet, non seulement les niveaux de pression mais aussi le déphasage entre ces signaux.

L'utilisation de l'interspectre présente l'avantage de fixer un certain nombre de problèmes liés au déphasage entre signaux [P 4]. En effet, dans l'analyse d'écoulement en conduite hydraulique, la

longueur d'onde liée aux fluctuations de pression peut être du même ordre que la distance inter-capturs (pour une célérité en eau de 1230 m/s, la longueur d'onde à 1 kHz est de 1,23 m). La différence de phase entre les signaux mesurés peut donc introduire des erreurs dans le contexte d'exploitation en temps ou par le spectre. La référence de phase introduite par l'interspectre ou la fonction de transfert permet de fixer ce problème.

Pour l'analyse des écoulements, ces techniques intensimétriques, à deux ou trois capteurs [NOIS70] [MARG76] [CHUN80] [BOLL81], ont pour objet de déterminer le vecteur d'état (terme de pression et débit) dans une section de canalisation et de contrôler certaines conditions expérimentales, en particulier la vitesse de propagation. En effet, la présence de particules gazeuses dans un liquide affecte sensiblement le coefficient de compressibilité du fluide et induit une réduction de la célérité des ondes [JUNG86], le contrôle de la vitesse de propagation est donc important.

6.2 Modèles de transfert d'une machine hydraulique

La connaissance des vecteurs d'état en plusieurs sections peut être utilisée afin de donner ensuite accès à la matrice de transfert d'un composant hydraulique, ou aux termes de source de fluctuations de pression, en particulier pour des machines telles que des pompes [SANO83] [TROLL89] [DEJO93].

Différents modèles ont été proposés pour caractériser une machine. Outre les paramètres hydrauliques, il est possible d'introduire dans le modèle d'autres paramètres physiques tels que le couple [FANE80]. Les modèles les plus classiquement employés correspondent à un quadripôle.

La représentation la plus courante des émissions acoustiques de la machine se compose d'un ou deux vecteurs sources [ANGE87] :

- la matrice de transfert décrit le comportement passif de la machine, un terme additionnel introduit la source de bruit hydraulique interne à la machine :

$$\begin{pmatrix} p_2 \\ \rho c v_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_1 \\ \rho c v_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} p_s \\ \rho c v_s \end{pmatrix} \quad (\text{III- 58})$$

- Trollé propose une décomposition en deux sources considérées comme des singularités locales, l'une étant située à l'aspiration de la machine et l'autre au refoulement [TROLL89] [TROLL95] :

$$\begin{pmatrix} p_2 \\ \rho c v_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_1 + p_{sa} \\ \rho c v_1 + \rho c v_{sa} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} p_{sr} \\ \rho c v_{sr} \end{pmatrix} \quad (\text{III- 59})$$

- Sano propose une représentation matricielle simplifiée de pompe, en pression et débit masse fluctuants, en assimilant la pompe à une conduite de section constante et de longueur équivalente L_{eq} [SANO83] :

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ q_1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\omega \frac{L_{eq}}{c}) & jZ \sin(\omega \frac{L_{eq}}{c}) \\ j \frac{1}{Z} \sin(\omega \frac{L_{eq}}{c}) & \cos(\omega \frac{L_{eq}}{c}) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_2 \\ q_2 \end{pmatrix} \quad (\text{III- 60})$$

Dans un tel contexte la détermination des vecteurs d'état de part et d'autre de la machine est insuffisante.

Parmi les termes M_{ij} de la matrice de transfert, l'impédance de la pompe est caractérisée par la quantité M_{12} dont la partie réelle traduit, si elle est positive, une instabilité. Cette partie réelle est représentative de la résistance de la pompe et correspond, aux fréquences voisines de zéro, à la pente de la courbe caractéristique de la pompe. Quant à la partie imaginaire de ce terme, appelée inertance, elle représente les effets d'inertie de la machine et permet d'introduire la notion de conduite équivalente [LAUR93] [KAWA88].

De même, par la quantité M_{21} est désignée compliance ou admittance de la pompe, il donne des indications sur l'élasticité de celle-ci, sur la compressibilité du liquide ou sur la présence de cavitation et de poche de vapeur [KAWA88].

La détermination des termes complexes M_{ij} de la matrice de transfert nécessite de recourir à des tests indépendants par modification des conditions aux limites. Le travail de thèse qu'a mené F. Carta depuis 1995, soutenu par EDF-DER, illustre parfaitement ces techniques, que ce soit machine à l'arrêt ou en fonctionnement [CART98].

Ces méthodes intensimétriques exploitent les signaux délivrés par des capteurs de pression qui sont montés en membrane affleurante afin de ne pas perturber l'écoulement. La mise en œuvre de techniques ne nécessitant pas de piquages dans la conduite présente de nombreux avantages. Pavić a proposé l'utilisation de jauges de déformation collées sur la paroi extérieure de la canalisation [PAVI93].

Sur la base de la prise en compte du couplage fluide-structure (cf. 4.2), j'ai exploré cette approche vibro-acoustique de façon similaire par montage d'accéléromètres orientés dans l'axe de la conduite. Ces essais ont été menés, avec fluide en écoulement, sur la boucle d'essai de pompes SESAME du laboratoire [CHAR93]. De Jong, pour sa part a utilisé un montage analogue lors d'un test de validation mené sur un tuyau vertical rempli d'eau, l'excitation étant réalisée par un exciteur électrodynamique [DEJO93].

Les méthodes à quatre capteurs de pressions sont apparues en 1993. Elles sont une suite logique du développement des méthodologies d'intensimétrie.

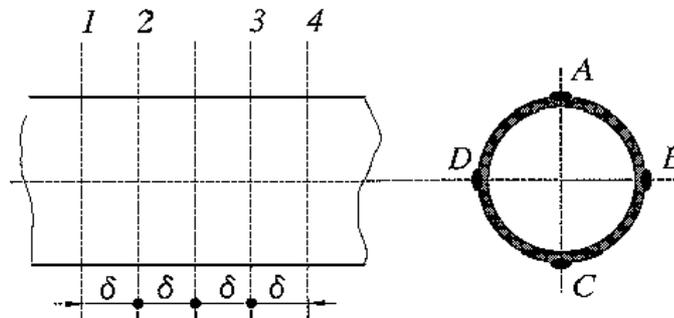


Figure III- 21 : Positionnement de capteurs [PAVI93]

Pavić et al. ont proposé une analyse des chemins de transfert d'énergie dans une conduite hydraulique en séparant le flux d'énergie solidienne du flux hydroacoustique [PAVI93].

La décomposition dans la conduite en ondes :

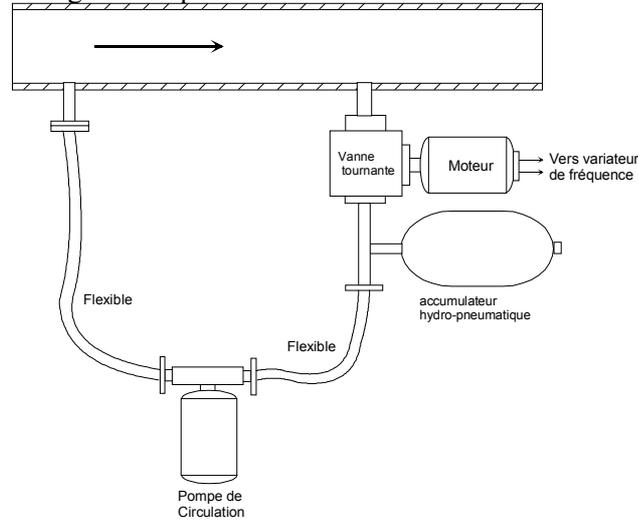
- quasi axiales dans la paroi,
- quasi axiales dans le fluide,
- de torsion dans la conduite,
- de flexion dans la paroi,

nécessite la combinaison de quatre sections instrumentées (cf. Figure III- 21) et de montage en pont ou demi-pont dans chacune des sections.

La prise en compte du couplage fluide-structure m'a conduit à développer une méthode originale d'intensimétrie à quatre capteurs qui donne d'excellents résultats tant en eau qu'en air pour la recherche du vecteur d'état [CHAR93] [C 2] [C 4]. Cette méthode est plus représentative des phénomènes physiques, mais plus exigeante en instrumentation. Il semble très intéressant, en perspective de développements complémentaires aux travaux menés par F. Carta durant sa thèse, de l'intégrer dans la démarche adoptée pour la détermination de la matrice de transfert d'une machine.

En ce qui concerne l'analyse hydroacoustique de machines, et plus particulièrement des pompes centrifuges, il faut avoir recours à une technique d'excitation afin de pouvoir caractériser ses propriétés de transfert. Les essais menés sur les bancs d'essais du LML implantés à l'ENSAM SESAME et VENTIL ont permis de tester ces divers moyens d'excitations :

- vanne rotative telle que celle mise au point par EDF ou l'IMEHF à Lausanne. Il s'agit d'une vanne à boisseau couplée à un moteur, la pompe de circulation prélève de l'eau côté haute pression, le débit d'injection est régulé par variation de la fréquence de rotation du moteur de l'excitatrice afin de moduler en fréquence la grandeur perturbatrice.



- excitation par membrane actionnée par un pot vibrant électrodynamique,
- méthode impulsionnelle utilisant une source à étincelle développée conjointement par les équipes de l'IEMN et de l'EC-Lille
- analyse en air par excitation large bande délivrée par un haut-parleur.

Les divers résultats de ces travaux reposent sur les hypothèses de l'acoustique linéaire et du modèle unidimensionnel de propagation acoustique par ondes planes en conduite, un contrôle rapide est donc nécessaire avant toute campagne de mesures afin de vérifier la validité de ces diverses hypothèses. Une méthode relativement aisée consiste à mesurer la célérité des ondes dans les conduites, suffisamment loin d'une singularité ou de la pompe pour que l'on soit bien en régime de petites perturbations propagatives dans les tuyauteries [JACO-91].

Margolis et Brown ont proposé une procédure commode qui est basée sur une technique hydroacoustique à trois capteurs montés en membrane affleurante, mesurant les pressions fluctuantes en conduite cylindrique [MARG76].

6.3 Méthode de MARGOLIS et BROWN

6.3.1 Principe :

La célérité des ondes peut être mesurée de façon élémentaire par l'analyse du temps de propagation d'une onde entre deux sections. Néanmoins ceci conduit à des intervalles de temps faible (10^{-4} s pour une propagation en eau à une vitesse de 1300 m/s pour une distance intercapteurs de 0,13m).

On préfère donc une méthode qui exploite dans le domaine fréquentiel les fonctions d'interspectre ou de transfert. Cette méthode de Margolis et Brown a été reprise par de nombreux auteurs, en particulier Bolleter [BOLL81], ou Jacob et Trollat [JACO91], elle est basée sur les informations obtenues dans trois sections droites quelconques d'un tronçon de conduite (cf. Figure III- 22) issues des mesures des pressions fluctuantes dans chacune de ces sections $p_1(x_1,t)$, $p_2(x_2,t)$ et $p_3(x_3,t)$ dont un calcul de transformée de Fourier est effectué.

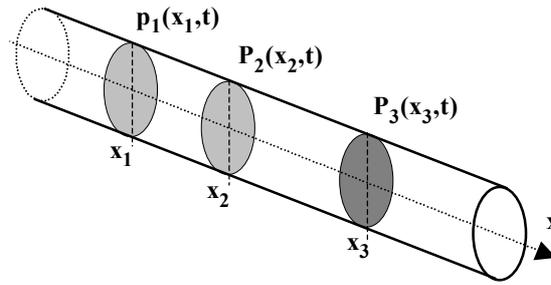


Figure III- 22 : Méthode des 3 capteurs

Sous les hypothèses de petites perturbations et d’ondes planes, la matrice de transmission d’un élément de conduite s’écrit sous la forme adimensionnée suivante (cf.3.3) :

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos(kx) & j \sin(kx) \\ j \sin(kx) & \cos(kx) \end{bmatrix} \quad \text{(III- 61)}$$

Dans cette formulation on suppose que l’interaction entre la structure et le fluide, sous la forme d’une masse ajoutée ou par l’influence des fluctuations de pression et de vitesse sur les sollicitations axiales, est négligeable. L’utilisation de la relation (III- 61) permet ainsi d’exprimer la pression fluctuante $p_3(x_3, f)$ en fonction de celles mesurées dans les deux autres sections :

$$\frac{p_2(x_2, f) \sin kx_1 - p_1(x_1, f) \sin kx_2}{\sin k(x_1 - x_2)} = p_3(x_3, f) \quad \text{(III- 62)}$$

Cette dernière équation reste valable si les fonctions d’auto et d’interspectre moyennées sont utilisées. L’expression s’écrit alors en prenant comme section de référence celle d’abscisse x_3 :

$$\sin k(x_1 - x_2) = \frac{G_{p_2 p_3} \cdot \sin kx_1 - G_{p_1 p_3} \cdot \sin kx_2}{G_{p_3 p_3}} \quad \text{(III- 63)}$$

ou encore, si on introduit les fonctions de transfert $H_{p_i p_3}$:

$$\sin k(x_1 - x_2) = H_{p_2 p_3} \cdot \sin kx_1 - H_{p_1 p_3} \cdot \sin kx_2 \quad \text{(III- 64)}$$

Ceci donne accès à une détermination graphique de la célérité des ondes dans la conduite. Pour des sections symétriquement disposées de part et d’autre de la section d’abscisse x_3 ($x_1 = -x_2 = L$ et $x_3 = 0$), avec L qui représente la distance inter-capteurs, la relation (III- 64) prend alors la forme simplifiée suivante :

$$\frac{1}{2}(H_{p_1 p_3} + H_{p_2 p_3}) = \cos kL \quad \text{(III- 65)}$$

On peut remarquer que cette demi-somme des fonctions de transfert est réelle. L’analyse des parties réelles et imaginaires des fonctions mesurées donne des indications sur la nature de l’onde présente dans la conduite. La recherche graphique des zéros de l’équation (III- 65) permet une détermination relativement précise de la vitesse de propagation.

En notant f_i les fréquences pour lesquelles la demi-somme des fonctions de transfert s’annule, on obtient :

$$c = \frac{4f_i L}{2i + 1} \quad i = 0, \dots, n \quad \text{(III- 66)}$$

En général, on utilise le premier zéro pour obtenir la valeur de la célérité, un lissage de la courbe par une méthode des moindres carrés peut améliorer la procédure de détermination de la célérité en donnant une précision de l'ordre de 5%.

6.3.2 Résultats en eau:

Une première série de résultats illustrant cette méthode de détermination de la célérité est issue du banc d'essais DERAP. La particularité de ce banc d'essais de pompe (cf. Figure III- 23) est l'accouplement par embrayage électromagnétique qui permet un démarrage très rapide (vitesse nominale atteinte sur moins de trois tours).



Figure III- 23 : Banc DERAP

La conception de ce banc d'essais entre dans le cadre d'un partenariat avec la SEP pour y analyser les problèmes rencontrés lors de démarrage de pompe de moteur de fusée ARIANE. Une mesure de la célérité dans l'eau a été réalisée en amont de la pompe, comme dans la canalisation de refoulement, pour deux configurations hydroacoustiques.

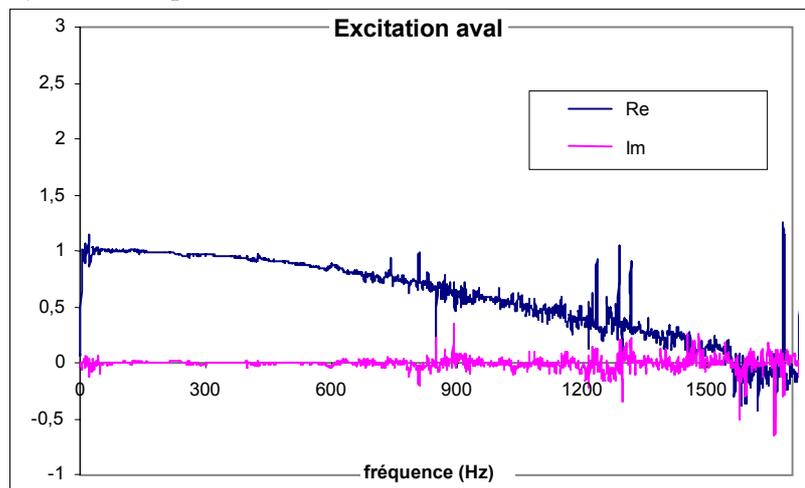


Figure III- 24 : Mesure de célérité à l'aval de la pompe

La demi-somme des fonctions de transfert obtenue au refoulement est tracée, on peut constater qu'on retrouve bien une partie imaginaire nulle et une partie réelle qui varie selon une loi en cosinus (cf.(III-65)). La partie réelle s'annulant à 1610 Hz, la canalisation ayant pour diamètre intérieur 44 mm et une épaisseur égale à 2,1 mm la célérité est $c_{\text{refoulement}} = 1288$ m/s. Les zones bruitées, s'expliquant par les perturbations induites par la rotation de la pompe, ne gênent pas l'évaluation de la vitesse de propagation des ondes.

La formule d'Alliévi cf. (III- 12) permet d'estimer également cette vitesse de propagation des ondes, avec une correction associée à la géométrie de la conduite :

K	coefficient de compressibilité de l'eau	$1,96 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$
c_0	célérité des ondes de pression en milieu libre ($c_0=1410 \text{ m/s}$)	
E	module d'Young du matériau ($2 \cdot 10^{11}$)	
e	épaisseur de la conduite (m)	
D	diamètre de la conduite (m)	

Ce qui conduit sur ce banc d'essais aux valeurs $c_{\text{aspiration}} = 1244 \text{ m/s}$ et $c_{\text{refoulement}} = 1276 \text{ m/s}$

La prise en compte de la déformabilité de la conduite (cf § 3.2.2) et l'application de la formule de JAEGER cf. (III- 11), donne dans ce cas $c_{\text{aspiration}} = 1264 \text{ m/s}$ et $c_{\text{refoulement}} = 1289 \text{ m/s}$

Ces valeurs de célérité déterminées expérimentalement sont donc conformes à ce qui est attendu pour l'eau froide non chargée en gaz.

6.3.3 Résultats en air :

Une autre série de résultats est issue du travail mené par F. CARTA dans la recherche de la matrice de transfert d'une pompe menée sur le banc VENTIL. De façon systématique, je lui ai conseillé d'utiliser la mesure de célérité comme test de contrôle de la qualité de ses mesures et des différents réglages de la chaîne d'acquisition. Les fluctuations de pression sont mesurées par des microphones distants de 0,2 m (cf. § 0 et Figure III- 19).

Le calcul de matrice de transfert nécessite au moins deux configurations acoustiquement indépendantes. Plusieurs dispositifs expérimentaux ont été testés :

- localisation du haut-parleur, source d'excitation soit à l'aspiration ou au refoulement
- modification des conditions aux limites, terminaison libre ou anéchoïque, mise en place de laine de roche. (cf. figure III- 25).

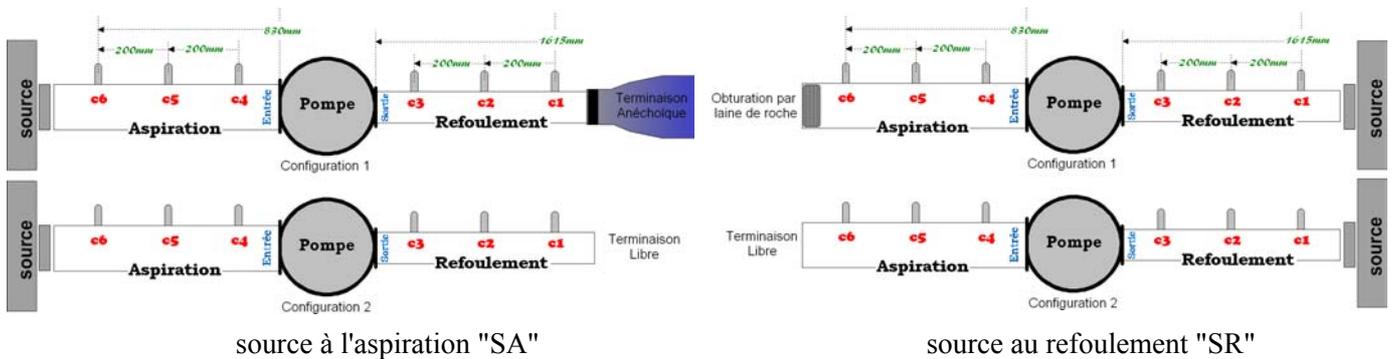


figure III- 25: Configurations du montage, pompe à l'arrêt

Pour l'ensemble des mesures, l'acquisition des signaux de pression est menée simultanément sur six voies, pour une analyse sur la gamme de fréquences 0-800 Hz et pour plusieurs position de la roue.

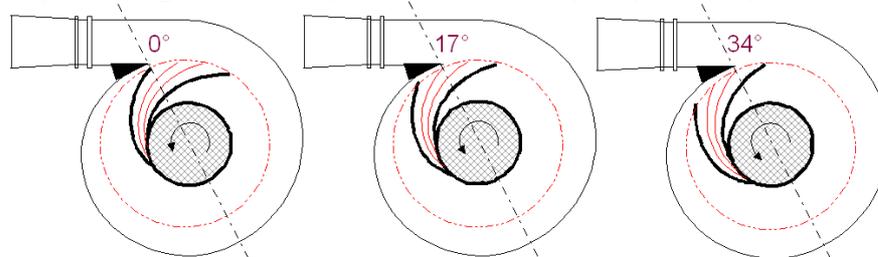


Figure III- 26 : Positions de la roue

Cette roue SHF présente sept aubes, la première position angulaire de la roue de pompe (0°) est obtenue pour un bord de fuite de l'aubage face au bec de volute, les autres positions (cf. Figure III- 26) sont obtenues par rotation de 17°, puis 34°.

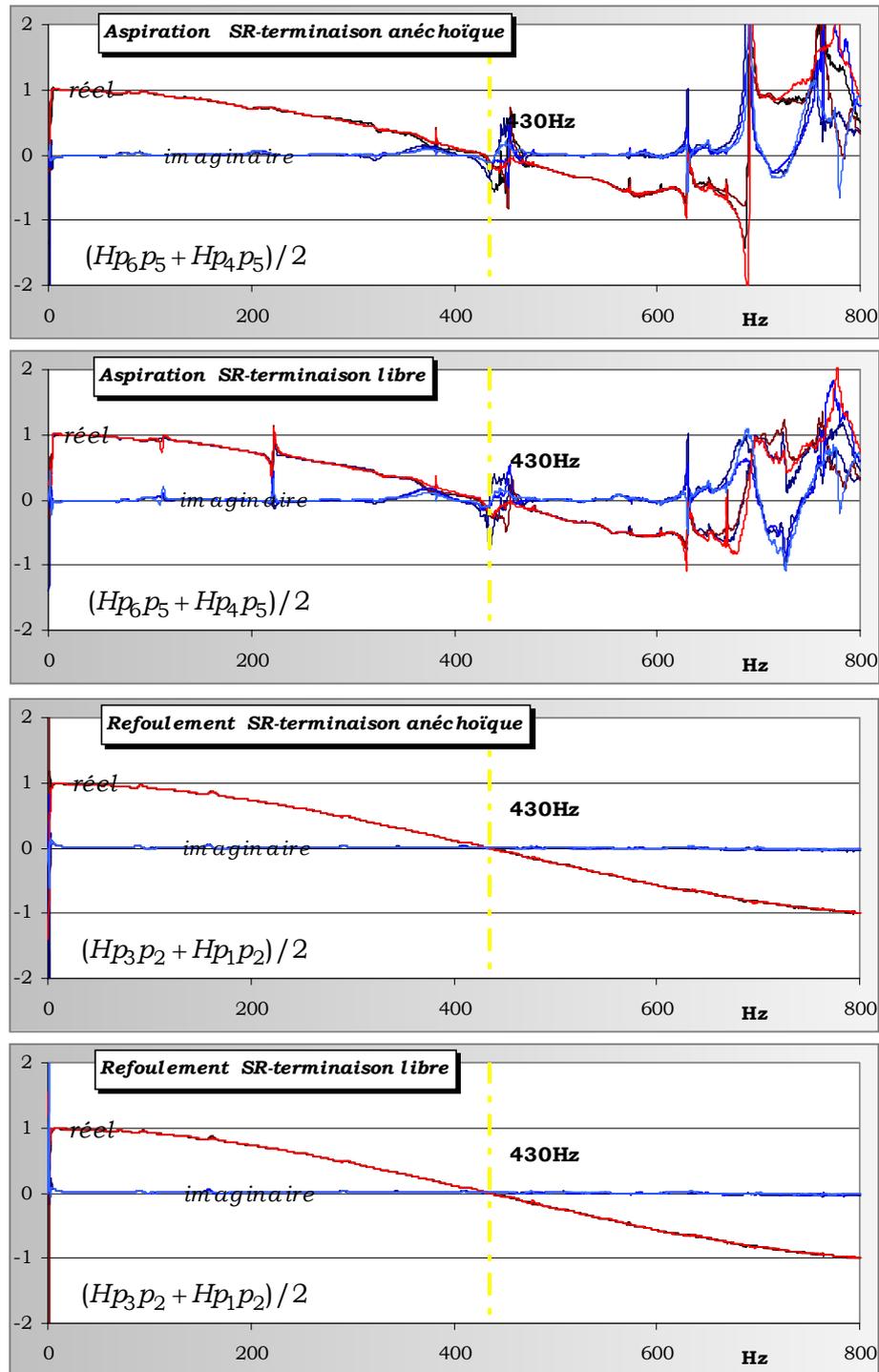


Figure III- 27 : Demi-somme de fonctions de transfert pour diverses configurations

Les courbes tracées ci-dessus sont les parties imaginaires et réelles, des demi-sommes des fonctions de transfert $H_{p_i p_j}$ superposées pour chacun des trois calages de roue envisagés. Leur superposition est parfaite en dessous de 600Hz. La position de la roue n'influe donc pas sur le calcul de célérité [P 3].

Au-delà de 620Hz les courbes sont bruitées par les perturbations qui proviennent de l'amont témoignant des limites de propagation en ondes planes dans les conduites et de la notion de fréquence de coupure (cf. équation (III- 19) et Tableau III- 3).

La première fréquence qui annule les parties réelles est d'environ 430Hz. Compte tenu de l'espace inter-capturs de 20 cm, ceci conduit à une célérité de 344 m/s par application de l'équation ((III- 66)).

Cette valeur correspond bien à ce que l'on doit obtenir pour des essais en air, les conditions expérimentales étant normales (101300 Pa, 293 K).

D'autres essais menés avec la pompe en fonctionnement conduisent aux mêmes résultats pour la célérité, les divers points de fonctionnement de la machine testés sont :

- à débit nominal $Q_n = 0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ ou partiel $0,6 Q_n$ et $1,3 Q_n$
- pour une vitesse de rotation de 2500, 1500 ou 1000 tr/min

6.4 Intensimétrie à deux capteurs

Pour l'analyse des écoulements, la technique d'intensimétrie a pour objet de déterminer le vecteur d'état dans une section de canalisation afin d'y caractériser les grandeurs fluctuantes.

Pour une conduite droite, supposée indéformable, on a recours à la méthode dite à deux capteurs [SEY88] afin de caractériser le couple pression et débit. Une application possible consiste à obtenir un modèle hydro-acoustique d'une pompe par des relevés réalisés de part et d'autre de celle-ci donnant accès aux vecteurs d'état [LAUR93].

La matrice de transfert d'un élément de conduite rectiligne indéformable est donnée par la relation (III-15). On peut alors, dans une section, déterminer un vecteur d'état, ou seulement le terme de pression, par le traitement des signaux de pression mesurés dans deux sections différentes. Ces capteurs sont montés en membrane affleurante afin de ne pas perturber l'écoulement.

L'exemple suivant (cf. Figure III- 28) présente le calcul du vecteur d'état dans la section 0 à partir des mesures de pression relatives aux sections 1 et 2. La relation matricielle (III- 15) permet d'écrire les composantes du vecteur d'état et de trouver les valeurs des fluctuations de pression et de vitesse, ou de débit en zéro. Après transformée de Fourier des différents termes on obtient :

$$p_0(x_0, f) = \frac{p_1(x_1, f) \cdot \sin kx_2 - p_2(x_2, f) \cdot \sin kx_1}{\sin k(x_2 - x_1)} \quad \text{(III- 67)}$$

$$v_0(x_0, f) = - \frac{p_1(x_1, f) \cdot \cos kx_2 - p_2(x_2, f) \cdot \cos(kx_1)}{j \cdot \sin k(x_2 - x_1)}$$

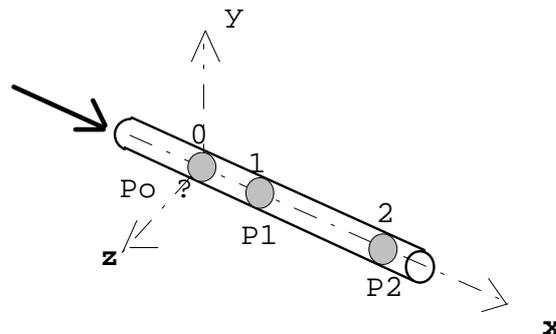


Figure III- 28 : Méthode à deux capteurs

Afin d'éviter des soucis avec le repérage de phase des différents signaux, on fait ce calcul à partir des auto et interspectres. Par exemple, en prenant comme référence de signal la pression p_1 , et en moyennant sur plusieurs acquisitions on obtient :

$$G_{p_1 p_0} = \frac{G_{p_1 p_1} \cdot \sin kx_2 - G_{p_1 p_2} \cdot \sin kx_1}{\sin k(x_2 - x_1)} \quad \text{(III- 68)}$$

ou de façon similaire, en divisant par l'autospectre de p_1 , on aboutit cette fois à une relation qui fait intervenir les fonctions de transfert.

6.5 Intensimétrie à quatre capteurs

La prise en compte du couplage fluide-structure dans des problèmes d'écoulement en conduite, m'a conduit à développer une méthode originale d'intensimétrie à quatre capteurs. Cette procédure donne

d'excellents résultats tant en eau qu'en air pour la recherche du vecteur d'état, elle a fait l'objet d'un certain nombre de communications tant dans le cadre de l'AIRH que de l'ASME.

Cette méthode est plus représentative des phénomènes physiques, mais plus exigeante en instrumentation. En effet, elle peut être considérée comme une extension de la méthode à deux capteurs qui requiert deux mesures afin d'estimer un vecteur d'état à deux composantes. Elle se fonde sur la formulation exposée au paragraphe 4.4 et exploite plus particulièrement la matrice de transfert T_4 présentée dans l'équation (III- 45).

Quatre informations sont donc nécessaires à la détermination du vecteur d'état. Toute combinaison de transducteurs (capteur de pression, accéléromètre, fil piézoélectrique disposé sur une circonférence, jauges de déformation par exemple) est envisageable, néanmoins il est plus judicieux de choisir une même grandeur physique. Le choix s'est porté sur des prises de pression en membrane affleurante afin de disposer d'informations plus proches des analyses de sources de bruit hydraulique des machines.

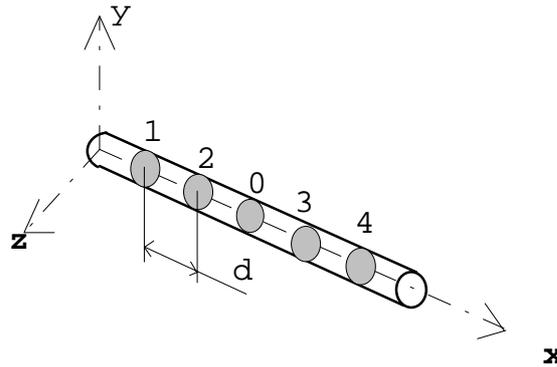


Figure III- 29 : Méthode à quatre capteurs

Partant des signaux issus de quatre capteurs de pression (repérés de 1 à 4) situés le long de la conduite, il est possible d'écrire des relations entre ces pressions et le vecteur d'état recherché dans une autre section (repérée 0).

$$\begin{aligned} \dot{p}_i &= T_4(1,i)(x_i)\dot{p}_0 + T_4(1,2)(x_i)\dot{v}_0 + T_4(1,3)(x_i)\dot{u}_0 + T_4(1,4)(x_i)\dot{n}_0 \\ \text{avec } i &= 1, \dots, 4 \end{aligned} \quad \text{(III- 69)}$$

Soit le système :

$$\begin{pmatrix} \dot{p}_1 \\ \dot{p}_2 \\ \dot{p}_3 \\ \dot{p}_4 \end{pmatrix} = [S] \{X_0\} \quad \text{(III- 70)}$$

en posant les termes du vecteur d'état, cf. équation (III- 46), pour simplifier sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \dot{p}_i &= p(x_i, t) \\ \dot{v}_i &= \rho_f c^* v(x_i, t) \\ \dot{n}_i &= \frac{N(x_i, t)}{A_p} \\ \dot{u}_i &= \rho_p g u_x(x_i, t) \end{aligned} \quad \text{(III- 71)}$$

Le système de quatre équations à quatre inconnues donné par l'équation (III- 70) peut être résolu par une méthode de type Gauss. Il est donc possible de retrouver le vecteur d'état de la section zéro. L'acquisition numérique des signaux des pressions mesurées permet, par l'utilisation de la transformée de Fourier d'accéder aux fonctions d'auto et interspectres des différentes grandeurs. En prenant comme référence le signal de pression p_1 , on obtient :

$$\begin{pmatrix} G_{p_1 p_0} \\ G_{p_1 v_0} \\ G_{p_1 n_0} \\ G_{p_1 u_0} \end{pmatrix} = [S]^{-1} \begin{pmatrix} G_{p_1 p_1} \\ G_{p_1 p_2} \\ G_{p_1 p_3} \\ G_{p_1 p_4} \end{pmatrix} \quad (\text{III- 72})$$

Dans cette expression, si on dispose de n acquisitions et si on note F la transformée de Fourier, on peut définir les interspectres suivants :

$$\begin{aligned} G_{p_1 v_0} &= \frac{\rho_f c^*}{n} \sum_{l=1}^n \overline{F_l(p_1)} F_l(c_0) \\ G_{p_1 n_0} &= \frac{1}{n A_p} \sum_{l=1}^n \overline{F_l(p_1)} F_l(N_0) \\ G_{p_1 u_0} &= \frac{\rho_p g}{n} \sum_{l=1}^n \overline{F_l(p_1)} F_l(u_{x_0}) \end{aligned} \quad (\text{III- 73})$$

Il faut enfin noter que la résolution d'un tel système se fait fréquence par fréquence. De même le calcul de la matrice $[T_4]$ nécessite à chaque fréquence d'inverser la matrice $[A]$ (cf. équations (III- 45) et (III- 48)). Pour permettre un meilleur contrôle de ces différentes inversions, O. ABDALLAHI dans le cadre de sa thèse, a complété les programmes informatiques que j'avais mis au point, en y adjoignant un calcul du nombre de conditionnement comme cela a été présenté au paragraphe 4.5 [C 4].

6.6 Résultats comparatifs

6.6.1 Conduite avec un diaphragme :

Le premier essai présenté est relatif à l'analyse que j'ai menée de perturbations dans un écoulement. Une canalisation est placée en dérivation sur le circuit de la boucle SESAME, dans laquelle circule une partie du débit d'eau de la pompe. Un diaphragme y est installé dont on cherche à identifier les termes sources [CHAR93].

Les caractéristiques principales sont :

- conduite en acier inoxydable :
 - diamètre extérieur $D = 100$ mm
 - épaisseur $e = 2$ mm
 - espacement des prises de pression $d = 0.5$ m
- écoulement :
 - eau froide
 - vitesse moyenne 2 m/s soit un nombre de Mach $M=0,0016$
 - différence de pression au diaphragme 2 bar (rapport de contraction égal à 0,4)
 - vitesse de rotation de la pompe 1027 tr/min

Les fonctions mesurées, qui sont utilisées pour la mise en œuvre des méthodes d'intensimétrie à deux ou quatre capteurs, sont issues des prises de pression en quatre sections distinctes mesurées sur la gamme de fréquence 0-1200 Hz :

- l'autospectre du signal de pression p_1 ,
- l'interspectre entre les pressions p_1 et p_2 , de même entre p_1 et p_3 , enfin p_1 et p_4 .

Afin de procéder à la comparaison entre les méthodes d'intensimétrie à deux ou quatre capteurs, le vecteur d'état est calculé dans une cinquième section (section zéro cf. Figure III- 30) selon chacune de ces deux procédures.

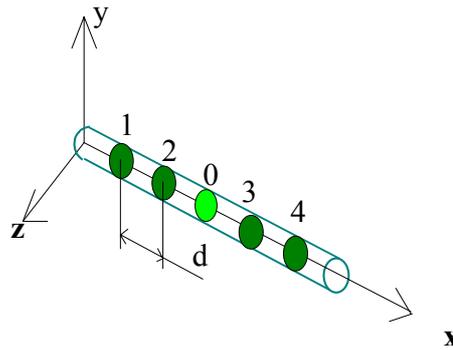


Figure III- 30 : Sections instrumentées

Une mesure de pression dans la section zéro permet de réaliser une comparaison partielle portant sur un terme du vecteur d'état (cf. équations (III- 14) et (III- 46)), en l'occurrence le terme de pression, par comparaison des résultats donnés par l'intensimétrie avec la pression effectivement mesurée dans cette section.

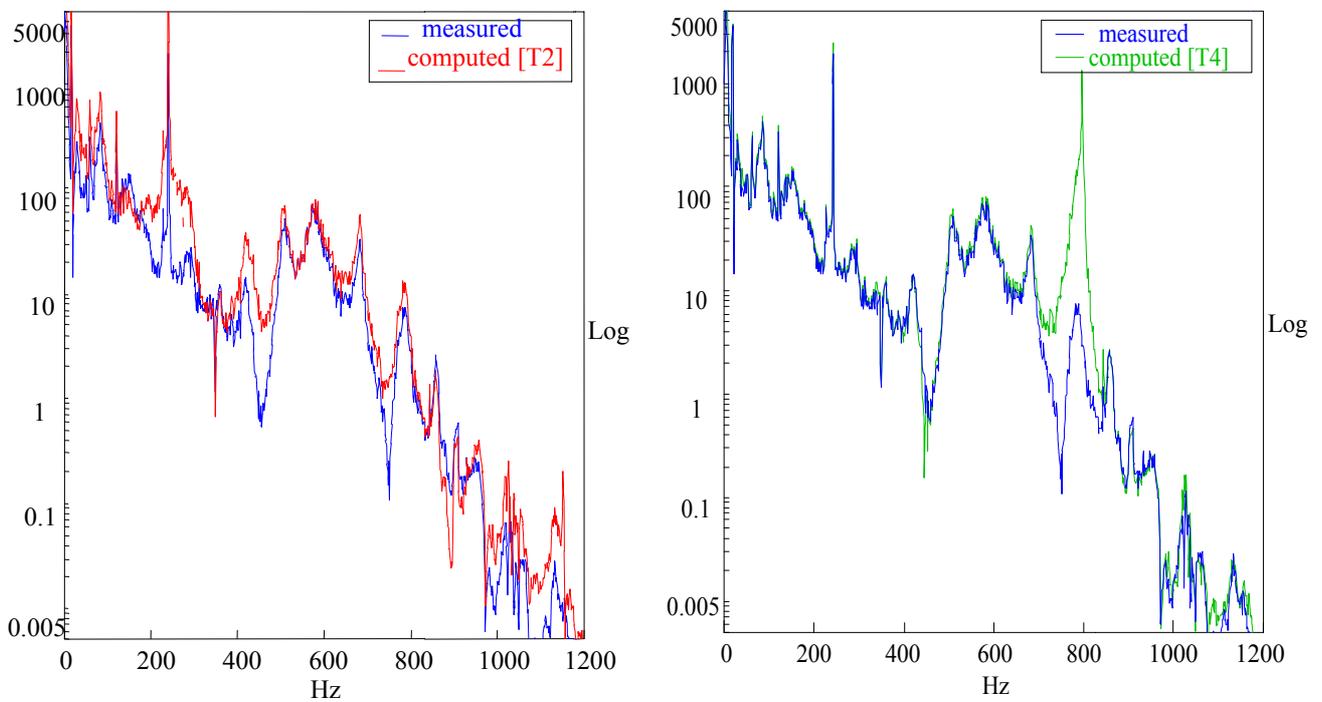


Figure III- 31 : Comparaison en module (Log),
 Mesure (—), méthode 2 (—) et 4 capteurs (—)

Les courbes présentées ci-dessus donnent les modules des interspectres de pression dans la section zéro en échelle logarithmique.

La comparaison entre mesure et calcul du terme de pression du vecteur d'état est réalisée en superposant les courbes, ceci par chacune des méthodes d'intensimétrie à deux ou quatre capteurs, soit respectivement dans l'hypothèse de conduite indéformable, ou avec prise en compte du couplage fluide-structure, ce qui correspond aux matrices de conduite désignées par [T2] et [T4].

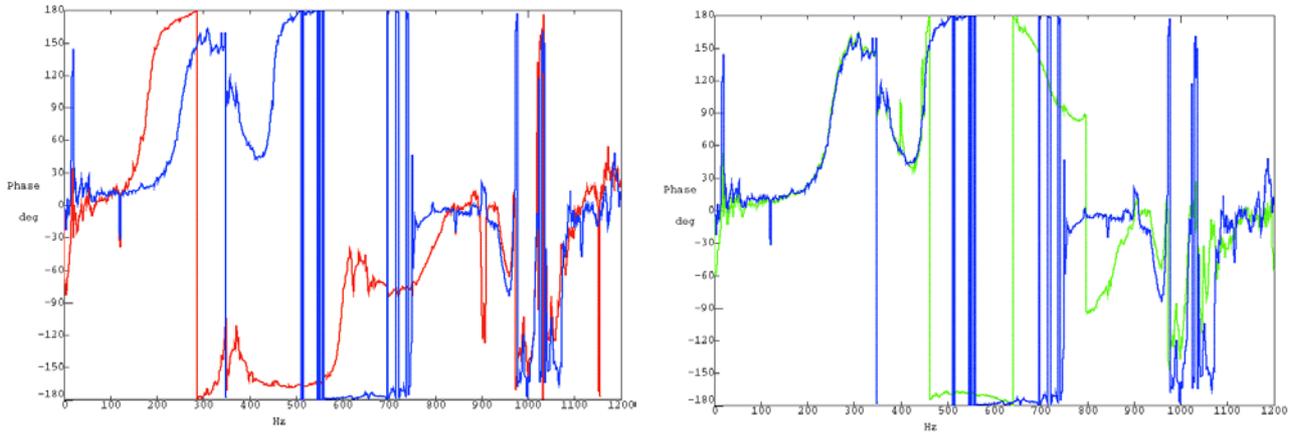


Figure III- 32 : Comparaison en phase,
Mesure (———), méthode 2 (———) et 4 capteurs (———).

La comparaison entre les deux approches [T2] et [T4] montre très nettement l'intérêt de la prise en compte du couplage fluide-structure, la superposition des courbes est parfaite en basses fréquences, il en est de même pour les phases des interspectres (cf. Figure III- 32).

6.6.2 Conduites d'aspiration et de refoulement de la pompe :

Ce second exemple résulte d'essais réalisés sur la canalisation qui est placée à l'aspiration de la pompe sur le circuit de la boucle SESAME.

Un nombre important de prises de pression est prévu dans cette zone pour accéder aux données nécessaires à la détermination de la matrice de transfert de la pompe (cf. Figure III- 33).

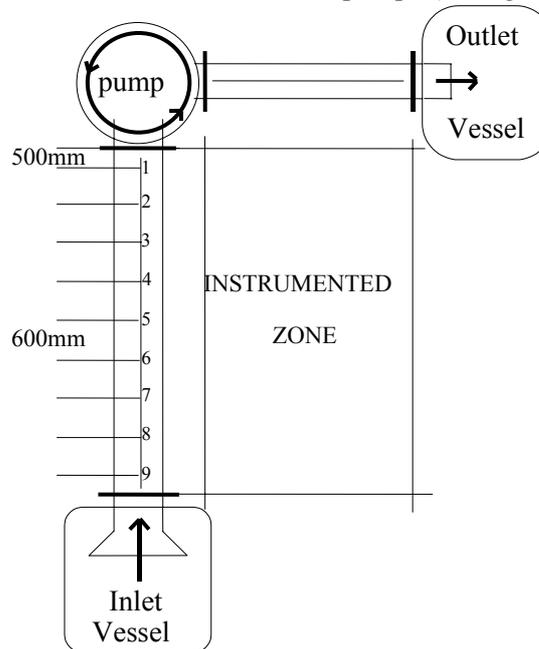


Figure III- 33 : Zone instrumentée en entrée de pompe

Les caractéristiques essentielles sont :

- conduites en acier inoxydable :
 - Aspiration :
 - diamètre intérieur $D = 260$ mm
 - épaisseur $e = 7,5$ mm
 - espacement des prises de pression $d = 0,6$ m
- écoulement :

- Refoulement :
 - diamètre intérieur $D = 200$ mm
 - épaisseur $e = 3,5$ mm

- eau froide
- vitesse moyenne 2,6 m/s soit un nombre de Mach $M=0,0021$
- différence de pression à la pompe 2,55 bar
- vitesse de rotation 1330 tr/min

Les courbes suivantes (cf. Figure III- 34) présentent les modules (en échelle logarithmique) des interspectres de pression entre la section zéro et la section une (cf. Figure III- 30), sur la gamme de fréquence 0-1200 Hz. La comparaison entre mesure et calcul par le vecteur d'état est réalisée en superposant les courbes, ceci pour les deux approches [T₂] (à gauche) et [T₄] (à droite).

Comme dans l'essai précédent, il est remarquable de constater que la composante de pression du vecteur d'état est meilleure en utilisant le calcul par la matrice [T₄].

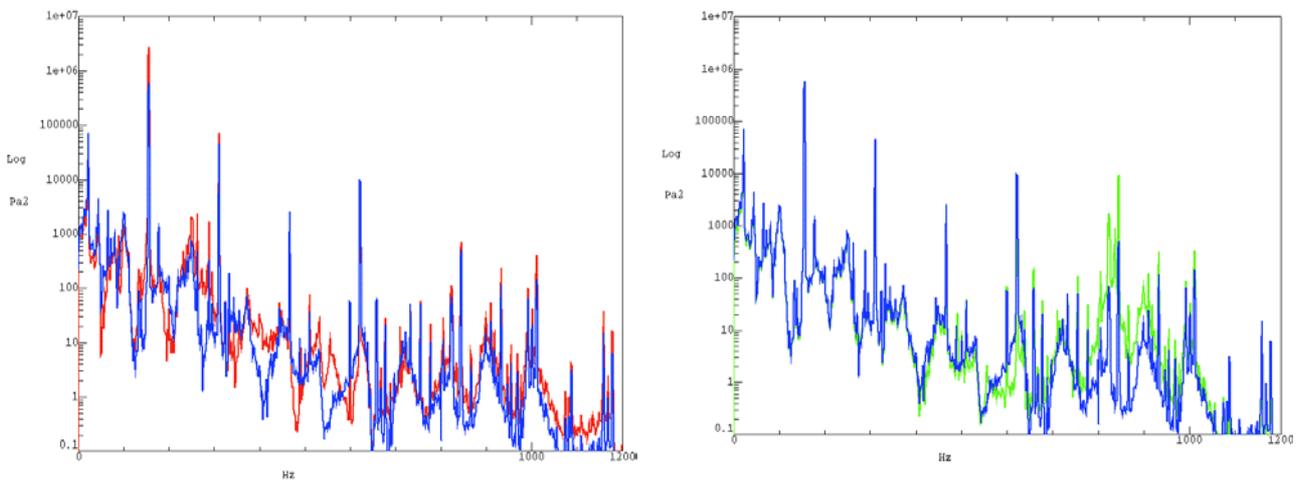


Figure III- 34 : Comparaison en amplitude (Log),
mesure (—), méthode 2 (—) et 4 capteurs (—)

L'analyse des courbes de pression est ici moins aisée, en effet la configuration étudiée est ici en entrée de la pompe, cette canalisation est directement solidaire du corps de pompe. Par conséquent, on retrouve sur les courbes des pics très marqués à la fréquence de 155 Hz (fréquence de passage des 7 aubes de la roue devant le bec de volute) ainsi qu'aux harmoniques correspondantes.

La dynamique élevée de ces raies, nuit à la bonne comparaison des courbes. Il faut néanmoins noter ici que pour l'analyse de l'hydroacoustique des pompes (en vue par exemple d'obtenir une bonne discrétion acoustique), ce sont ces valeurs de raies qui sont les plus intéressantes. Or sur ces pics l'approche par [T₄] est plus fidèle, en revanche, entre 750 et 900 Hz on constate à nouveau que le calcul par [T₄] surévalue les niveaux de pression dans la section étudiée.

Des constats similaires sont possibles sur les courbes ci-dessous associées aux mesures des pressions sur la conduite placée au refoulement de la pompe (cf. Figure III- 35).

Les conditions de ce dernier essai sont :

- eau froide
- vitesse moyenne 3,8 m/s
- différence de pression à la pompe 2 bar
- vitesse de rotation 1027 tr/min.

Sur les interspectres de pression on retrouve également les raies de fréquence qui sont associées au passage des aubages ainsi qu'aux harmoniques de cette fréquence dont la valeur est ici de 120 Hz.

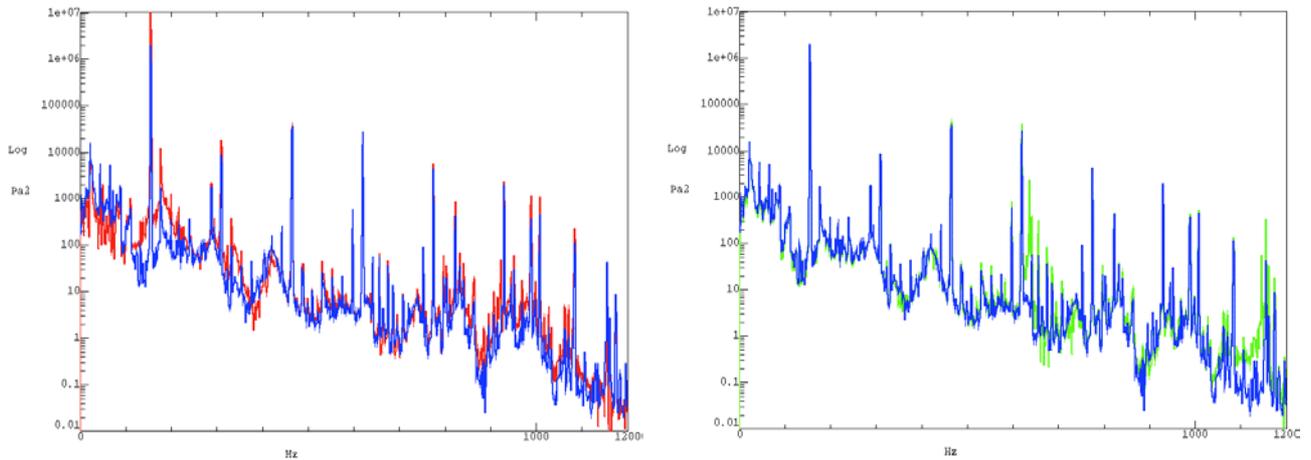


Figure III- 35: Comparaison en amplitude (Log),
mesure (—), méthode 2 (—) et 4 capteurs (—)

Quelques calculs d'erreur relative sur ces dernières estimations de fluctuation de pression au refoulement (cf. Figure III- 35) donnent, par exemple :

à 110 Hz	pour [T2] : 56 %	- à 350 Hz	pour [T2] : 200 %
	pour [T4] : 5 %		pour [T4] : 40 %

6.6.3 Tests en air :

Ces essais ont été menés sur le banc d'essais VENTIL décrit au paragraphe 5. La pompe est munie de la roue SHF et d'un diffuseur lisse, les tests sont menés en air [CHAR98 - C 4].

Cinq microphones capacitifs, régulièrement espacés de 100 mm, équipent diverses sections de la conduite d'aspiration, dans une zone de 800 mm, qui est en Plexiglas d'épaisseur de 4 mm.

L'excitation, par bruit blanc, est délivrée par un haut-parleur situé en entrée de la conduite d'aspiration.

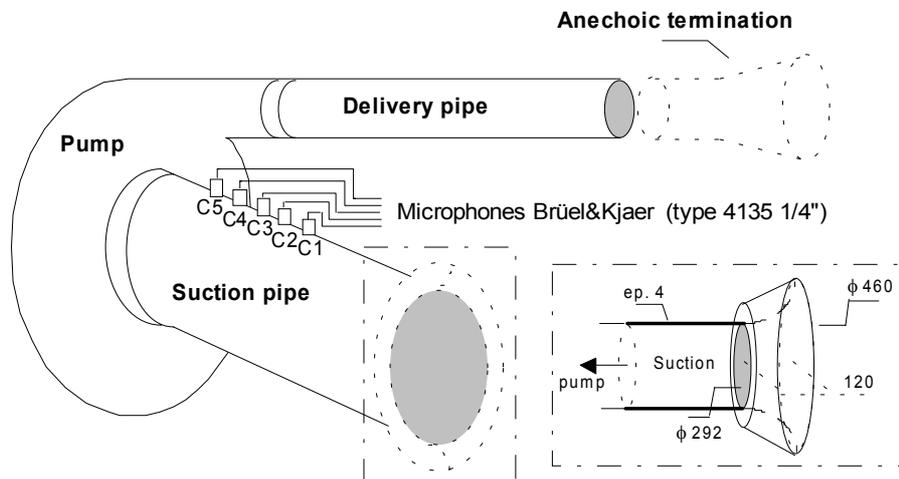


Figure III- 36 : Instrumentation partielle du banc VENTIL

La même technique de comparaison a été retenue. En effet, l'information délivrée par le capteur c3 est comparée à l'estimation de la pression qui est faite résultant de l'intensimétrie à deux microphones [T2], comme celle menée après prise en compte du couplage fluide-structure dans la conduite [T4].

Les résultats ci-dessous résultent d'essais menés pompe à l'arrêt.

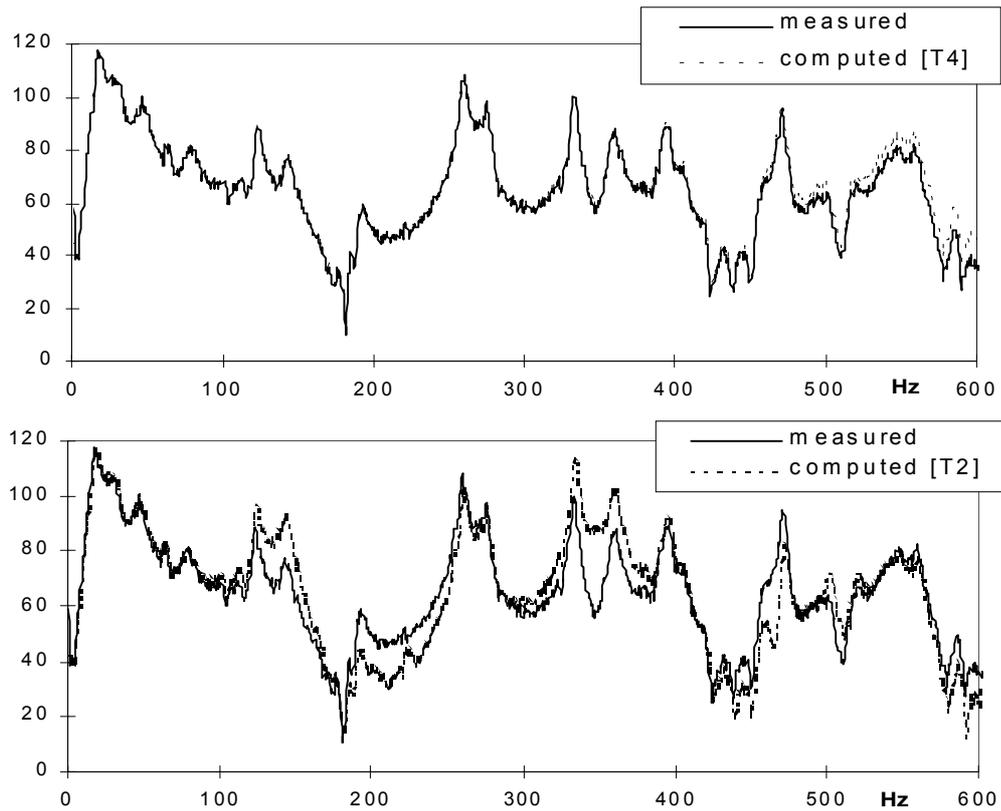


Figure III- 37 : Comparaison d’essais en air [C 4]

Les interspectres des signaux de pression présentés ci-dessus, sont tracés en module, la représentation est donnée en décibel sur la bande de fréquences 0-600 Hz. On peut nettement constater que la formulation [T4] avec prise en compte du couplage-fluide structure donne une meilleure estimation du terme de pression du vecteur d’état. L’erreur, en particulier en dessous de 400 Hz, est inférieure à 2 dB.

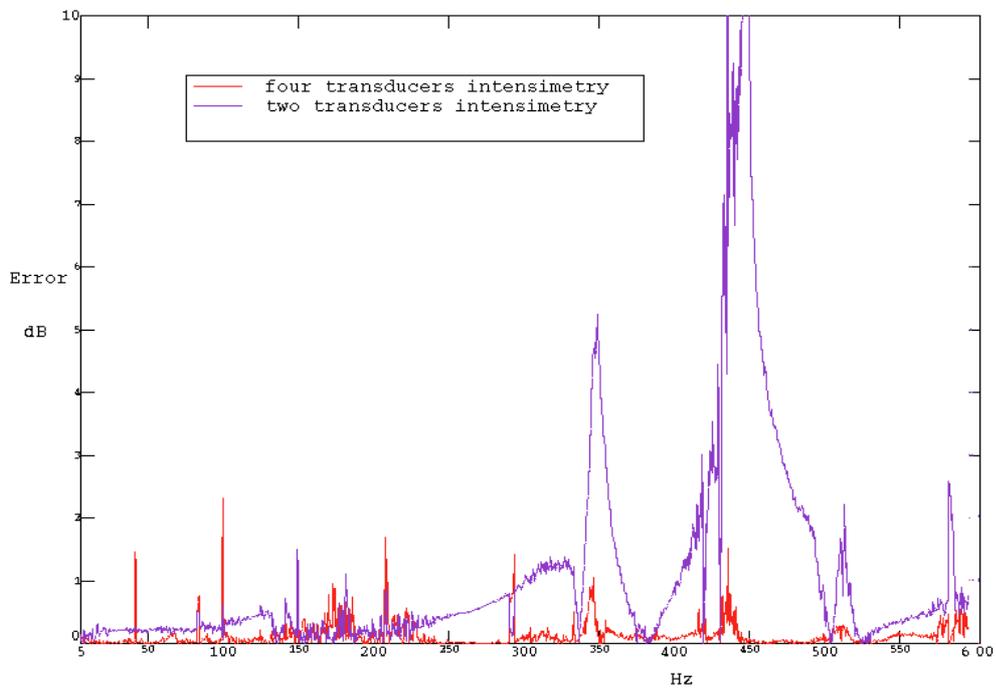


Figure III- 38 : Comparaison des erreurs

Bien que la masse volumique du fluide soit ici nettement plus faible que dans l'ensemble des résultats obtenus sur la boucle SESAME, l'intensimétrie à quatre capteurs avec prise en compte du couplage fluide-structure donne de bien meilleurs résultats, même en air.

6.6.4 Commentaires généraux :

On voit bien que la prise en compte du couplage fluide-structure améliore de façon très sensible la qualité des résultats et donc l'estimation du vecteur d'état. La méthode d'intensimétrie à quatre capteurs se révèle efficace sur les quatre conduites qui ont été instrumentées, qu'elles soient en acier ou en Plexiglas. Sur la première (cf. § 6.6.1) le résultat est plus spectaculaire. Cette conduite étant placée en parallèle au circuit principal de la boucle d'essai par des tuyaux souples, il s'en suit un découplage mécanique par rapport aux excitations directement induites par la pompe.

La corrélation est excellente jusqu'aux fréquences de 650 - 700 Hz. Au-delà on peut constater des écarts variables suivant la conduite.

Les résultats sur les pressions sont bons, par contre il n'en est pas de même pour les vibrations axiales de la conduite (terme de déplacement dans le vecteur d'état). Ces résultats, présentés dans ma thèse [CHAR93] n'ont pas été repris ici. Ils sont en contradiction apparente avec des travaux tels que ceux réalisés au CETIM. PAVIC obtient exactement l'inverse, mais la procédure expérimentale utilisée met en œuvre une canalisation avec un fluide à l'arrêt que l'on excite mécaniquement à l'aide de pots vibrants [PAVI93]. Dans ce cas les résultats sont meilleurs sur l'accélération que sur la pression.

Plusieurs voies d'interprétation sont possibles :

- erreurs dans les mesures en intensimétrie qui sont inhérentes au phénomène de propagation d'onde. Les méthodes à n capteurs de pression, basées sur l'exploitation des fonctions d'autospectres et d'interspectres, conduisent à des singularités dans l'estimation du vecteur d'état s'il y a coïncidence entre les prises de pression et les nœuds de pression. Le schéma ci-dessous présente un tel phénomène pour la longueur d'onde la plus grande ($n=1$).

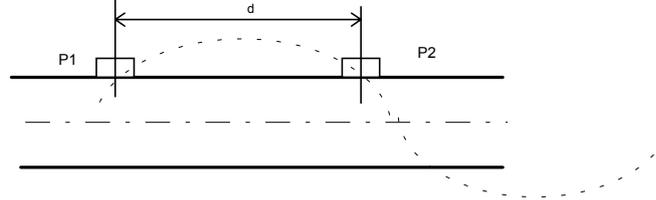


Figure III- 39 : Nœuds de pression

Soit pour les longueurs d'onde : $\lambda_n = 2d/n$		ou pour les fréquences ceci correspond à : $f_n = na/2d$
$n = 1, 2, 3...$		

Dans le cas des essais sur la boucle SESAME la distance entre le premier capteur de pression et le plan 'zéro' variait entre 1 m et 1,2 m ce qui donne une première fréquence singulière entre 600 et 700 Hz.

- absence de considération des modes de déformation de coque de la conduite. L'estimation des fréquences est plus délicate. En effet, les relations indiquées au paragraphe 4.7 ne prennent pas en compte l'eau dans la conduite. Un calcul de la première fréquence propre d'une conduite sans eau donne dans la première configuration testée (cf. § 6.6.1) :

- si on considère une longueur infinie : 536 Hz
- si elle est considérée comme reposant sur deux appuis simples distants de 6 m : 799 Hz

Ces dernières valeurs se situent bien dans la plage de fréquence dans laquelle le modèle élaboré est en défaut.

Le fluide peut être pris en compte par la masse modale ajoutée. Un facteur correctif sur les fréquences est alors appliqué.

Pour une conduite cylindrique, remplie de fluide peu compressible, Gibert propose une correction des fréquences de la forme [AITA84] :

$$f_n' = \frac{f_n}{\sqrt{1 + \frac{\rho_p D n}{\rho_f 2e n^2 + 1}}}$$

6.7 Distance inter-capteurs

6.7.1 Condition sur les microphones :

Åbom et Boden ont analysé les erreurs occasionnées par les techniques de mesure intensimétrique à deux microphones pour des écoulements en conduite cylindrique [ÅBOM88]. Ils montrent en fait qu'il est au moins indispensable de travailler avec des microphones appariés, montés en membrane affleurante, et qu'une condition de distance est à respecter entre les différents capteurs afin de minimiser les erreurs :

$$0,1.\pi.(1 - M^2) < k_{\max} \cdot \Delta x < 0,8.\pi.(1 - M^2) \quad (\text{III- 74})$$

où M est le nombre de Mach de l'écoulement, k_{\max} le nombre d'onde relatif à la largeur de bande fréquentielle maximale à étudier, et Δx l'espacement entre les microphones.

Dans le cas d'écoulement à faible nombre de Mach, cette relation s'écrit encore [AKOU97] :

$$\frac{1}{20} \lambda_{\min} < \Delta x < \frac{2}{5} \lambda_{\min} \quad \text{avec} \quad \lambda_{\min} = \frac{2\pi}{k_{\max}} = \frac{c_0}{f_{\max}} \quad (\text{III- 75})$$

Ce critère a été appliqué sur le banc d'essais VENTIL afin d'optimiser la distance inter-capteurs pour l'ensemble des essais.

Pour une bande de fréquence analysée de 600Hz, et en prenant comme valeur de la célérité 343 ms^{-1} , la distance Δx séparant les microphones doit être comprise entre 0,028 et 0,228 m, si le nombre de Mach est négligé. L'erreur commise est relativement faible, en effet pour une vitesse d'écoulement moyenne de 15 m/s rencontrée sur l'installation du banc VENTIL, le nombre de Mach est de 0,04 et l'erreur introduite, en négligeant ce nombre de Mach dans le calcul de l'espace inter-capteurs, atteint 0,4 %.

6.7.2 Analyse par nombre de conditionnement :

Pour la méthode à quatre capteurs De Jong a analysé plusieurs configurations [DEJO94], soit par quatre capteurs de pression ou par combinaison de paires d'accéléromètres et de capteurs de pression.

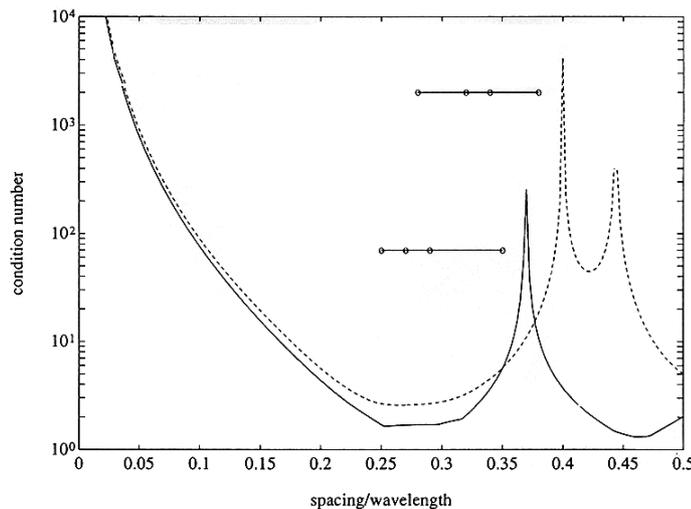


Figure III- 40 : Nombre de conditionnement pour décomposition des ondes axiales dans une conduite en eau de rapport $e/D = 0,025$, disposition symétrique (—) , asymétrique (- - -) [DEJO93]

L'analyse de l'erreur a porté sur l'étude du nombre de conditionnement des matrices. Sa conclusion est de privilégier une configuration symétrique des différents capteurs, avec un espacement inter-capteurs correspondant sensiblement au quart de la longueur d'onde.

J'ai retenu une procédure analogue. En effet le nombre de conditionnement associé à la matrice [S] (cf. équation (III- 72)) a été calculé. Il faut noter que dans la procédure d'intensimétrie à quatre capteurs, l'inversion de cette matrice s'effectue à chaque pas de fréquence et que cette matrice est totalement indépendante des mesures de pression à traiter.

Pour identifier la matrice de transfert d'un composant hydraulique, il importe de pouvoir estimer le vecteur d'état de part et d'autre, au plus près de ce composant. J'ai analysé avec O. Abdallahi dans le cadre de sa thèse, la configuration optimale sur la conduite d'aspiration de la boucle SESAME. Cinq configurations différentes ont été testées. La section zéro, où est recherché le vecteur d'état, est située dans une position médiane par rapport aux sections instrumentées en capteurs de pression, ou au contraire décalée par rapport à ces sections. Les configurations en amont et aval de la section où le vecteur d'état est recherché sont également traitées. La figure ci-dessous résume ces différentes conditions.

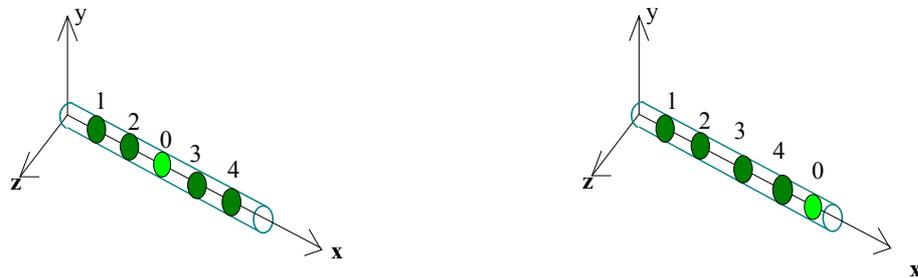


Figure III- 41 : Différents choix de configuration

Bien que le nombre de conditionnement évolue fortement en fonction de la fréquence, il faut noter que la configuration symétrique est celle qui donne les meilleurs résultats, en particulier en basses fréquences.

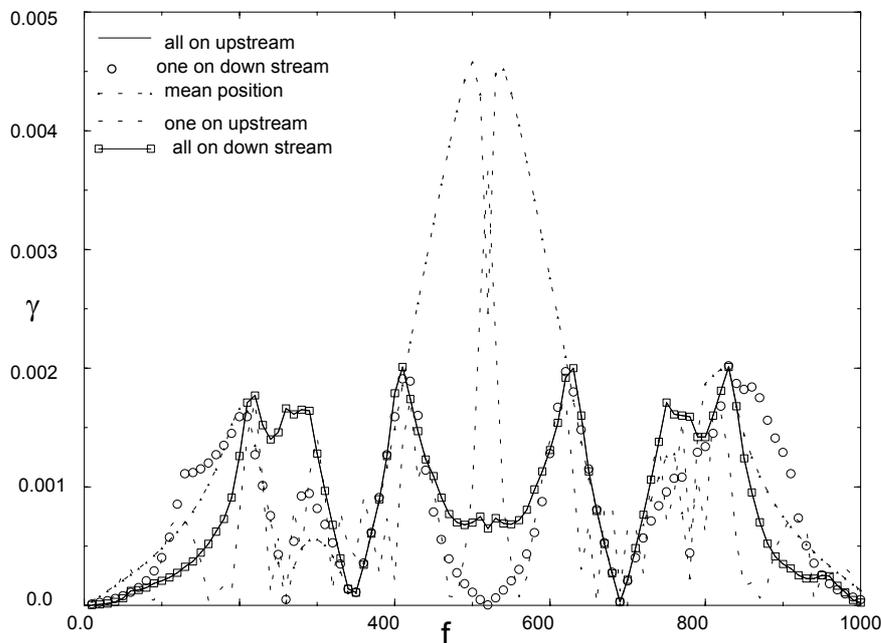


Figure III- 42 : Comparaison du nombre de conditionnement [C 4]

6.7.3 Erreur relative :

Cette autre série d'essais, qui a été menée dans le cadre du DEA de F. Carta sur la conduite d'aspiration de la boucle SESAME, illustre l'influence des choix de sections dans la méthode à quatre capteurs [CHAR95]. Les conditions de fonctionnement de la pompe SHF A0 sont :

- eau froide
- débit de 495 m³/h
- différence de pression à la pompe 2,45 bar
- vitesse de rotation 1330 tr/min

L'exploitation porte sur les signaux issus de neuf sections instrumentées régulièrement espacées de 600 mm (cf. Figure III- 33). Dans chacune des trois configurations envisagées (cf. Figure III- 43), l'erreur relative sur l'estimation du terme de pression du vecteur d'état est évaluée en comparant les modules des interspectres (cf. équation (III- 76)) sur la gamme de fréquence 0-300 Hz.

$$\mathcal{E} = \frac{\left| G_{pp0}^m \right| - \left| G_{pp0}^c \right|}{\left| G_{pp0}^m \right|} \quad \text{Où 'm' désigne le terme mesuré et 'c' celui calculé.} \quad \text{(III- 76)}$$

Cette comparaison a également été menée en mettant en œuvre les deux méthodes d'intensimétrie [T2] or [T4], au total ce sont 78 fonctions qui ont été exploitées.

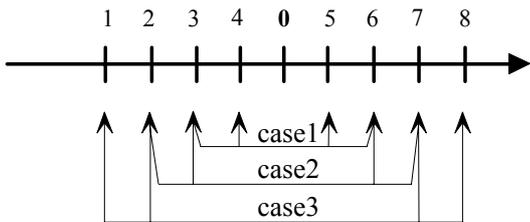


Figure III- 43 : Cas analysés

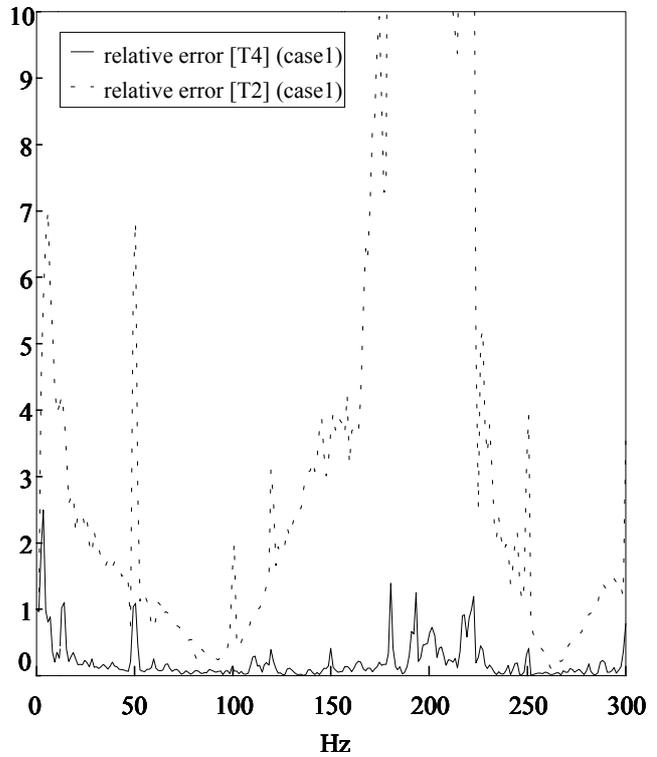


Figure III- 44 : Erreur relative (dB) cas1

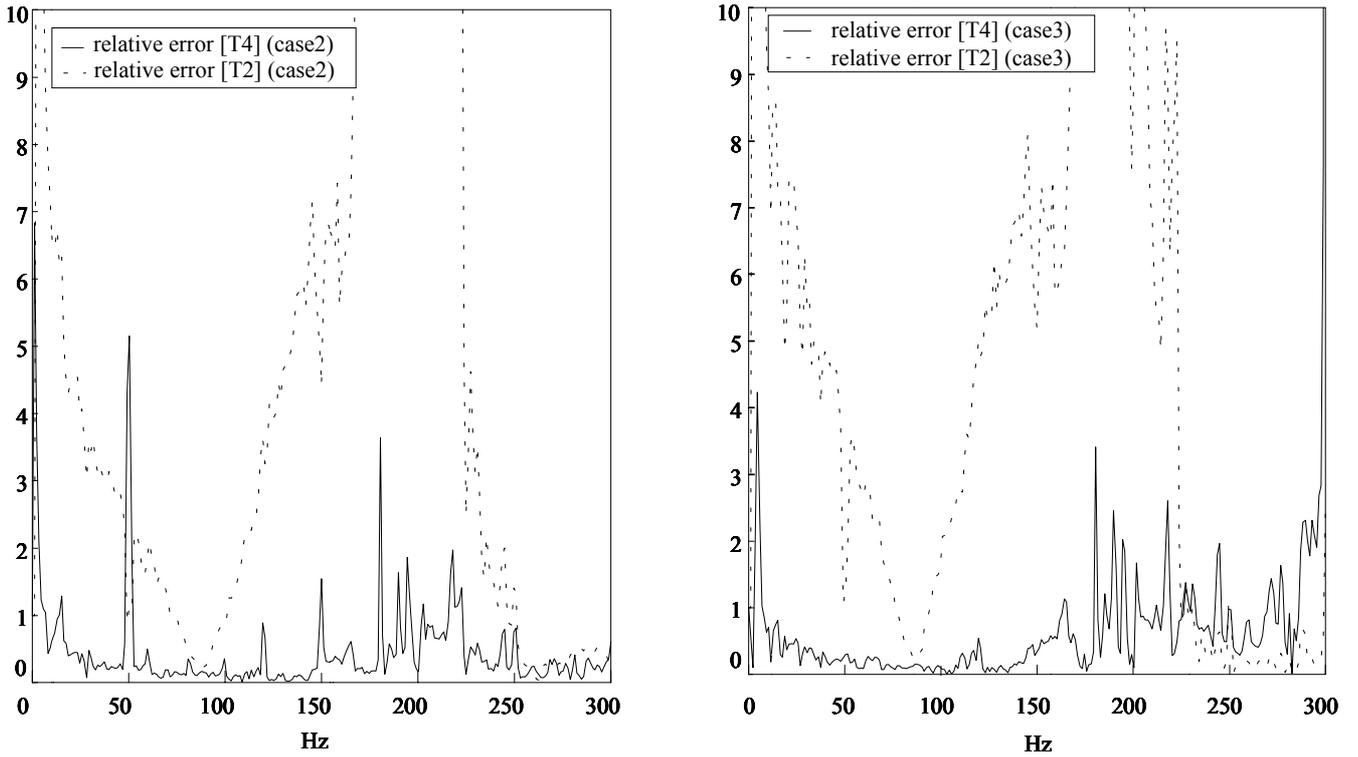


Figure III- 45 : Erreur relative cas 2 et 3

La dernière figure présentée ci-dessous indique que l'erreur commise dans l'évaluation des fluctuations de pression par $[T_4]$ demeure globalement identique quel que soit la combinaison des capteurs.

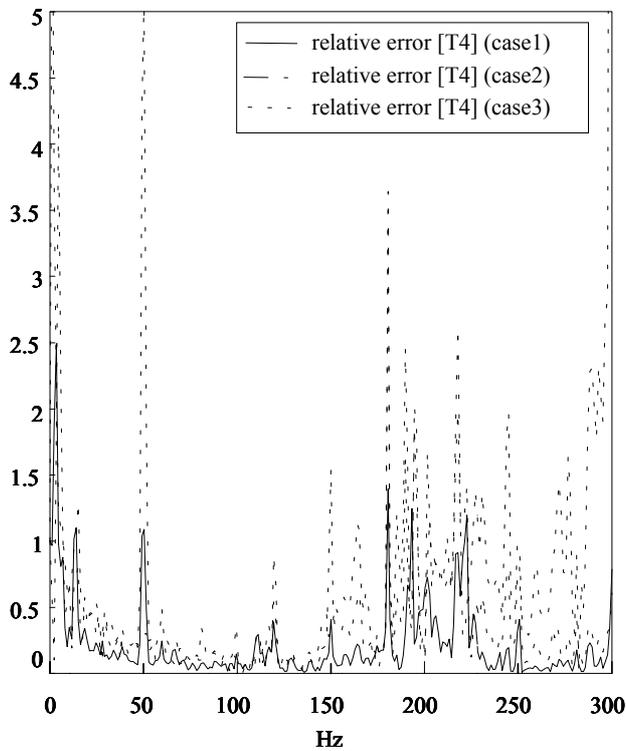


Figure III- 46 :
Erreur relative (dB) $[T_4]$
cas 1 à 3

7 MATRICE DE TRANSFERT D'UNE POMPE :

7.1 Contexte

L'objectif est la caractérisation du comportement hydroacoustique d'une turbomachine et des phénomènes de transfert qui s'y opèrent.

La partie expérimentale a été confiée à F. Carta en 1994. Il l'a mise en œuvre sur le banc d'essais VENTIL disponible à l'ENSAM. La machine étudiée comporte une roue de pompe centrifuge, dite roue SHF, déjà testée à échelle réduite sur différentes boucles hydrauliques comme celles de l'INSA de Lyon ou d'HYDROART à Milan. Cette roue est suivie d'un diffuseur lisse puis d'une simple volute de section rectangulaire à largeur constante. Le corps de pompe ainsi que la volute sont en Plexiglas.

Le choix de ce banc d'essais en air se justifie ici parce qu'on espère mieux comprendre, observer et modéliser les phénomènes de propagation dans cette pompe, la vitesse de propagation des ondes de pression est en effet plus faible en air qu'en eau (quatre fois moindre environ).

Des travaux en air réalisés précédemment sur ce même banc ont déjà permis une bonne comparaison entre des approches numériques et expérimentales de la propagation d'ondes acoustiques dans l'ensemble roue-volute de la pompe à l'arrêt. Ils ont d'ailleurs fait l'objet de la thèse soutenue par D. Dourneau en 1995 [DOUR95]. Ce dernier avait pu montrer, lors de premiers travaux sur la pompe du banc acoustique VENTIL, les limitations du code EOLE, dans sa version 2D, pour simuler l'écoulement dans certaines régions de la pompe.

Ce code de calcul fait partie de la base de modules qui s'insèrent dans le logiciel de conception et de diagnostics de circuits CIRCUS d'EDF [TROL95].

7.2 Principe

La machine, assimilée à une singularité ponctuelle, est placée entre deux tronçons de conduites rectilignes cylindriques. La procédure consiste donc à déterminer dans un premier lieu la matrice de transfert globale de l'ensemble (cf. Figure III- 47), puis d'en déduire la matrice de la pompe. Les tronçons de conduites considérés en amont et aval de la pompe, sont instrumentés afin de définir deux zones de mesure des pressions fluctuantes dans lesquelles les méthodes d'intensimétrie peuvent être mises en œuvre.

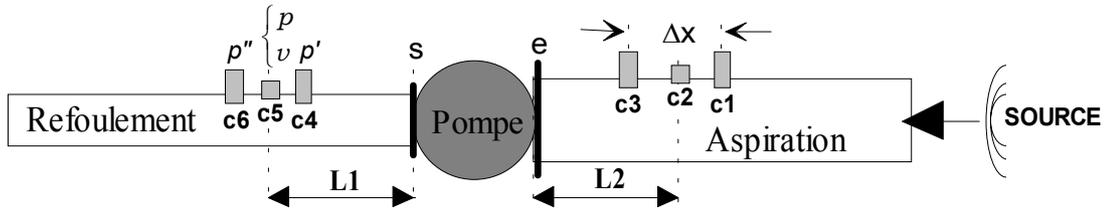


Figure III- 47 : Procédure de recherche de matrice de transfert

Pour cet ensemble, système supposé passif et linéaire, on définit une matrice globale $[M_g]$, par la relation matricielle liant les vecteurs d'état relatifs aux deux sections localisées en L1 et L2 (cf. Figure III- 47), sur les conduites d'entrée (indice e) et de sortie (indice s) de la pompe.

Sous sa forme adimensionnée, cette relation conforme à la définition du vecteur d'état donnée par l'équation (III- 14) s'écrit dans le cas où les termes de source interne de bruit sont négligés :

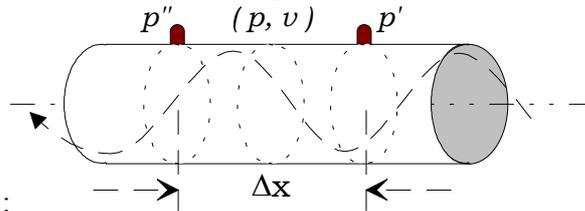
$$\begin{pmatrix} p_s(f) \\ \rho c_0 v_s(f) \end{pmatrix} = [M_g] \begin{pmatrix} p_e(f) \\ \rho c_0 v_e(f) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_e(f) \\ \rho c_0 v_e(f) \end{pmatrix} \quad \text{(III- 77)}$$

Le modèle utilisé est donc celui d'une transmission homogène. L'influence des sources acoustiques internes sur les oscillations hydrauliques est négligé. Cette approximation est légitime lorsque le rayonnement hydro-acoustique de la machine en essai est faible devant celui de la source excitatrice utilisée expérimentalement [JACO93]. Les quatre coefficients a_{ij} de cette relation sont à déterminer.

Deux séries de mesures linéairement indépendantes sont donc nécessaires. En donnant les indices 1 et 2 pour chacune des ces configurations et en simplifiant les notations, les coefficients a_{ij} s'écrivent :

$$\begin{aligned}
 a_{11}(f) &= \frac{\frac{p_{s1}}{v_{e1}} - \frac{p_{s2}}{v_{e2}}}{\frac{p_{e1}}{v_{e1}} - \frac{p_{e2}}{v_{e2}}} & a_{12}(f) &= \frac{\frac{p_{s1}}{v_{e1}} - \frac{p_{s2}}{v_{e2}}}{\rho c_0 \left(\frac{v_{e1}}{p_{e1}} - \frac{v_{e2}}{p_{e2}} \right)} \\
 a_{22}(f) &= \frac{\frac{v_{s1}}{p_{e1}} - \frac{v_{s2}}{p_{e2}}}{\frac{v_{e1}}{p_{e1}} - \frac{v_{e2}}{p_{e2}}} & a_{21}(f) &= \frac{\rho c_0 \left(\frac{v_{s1}}{v_{e1}} - \frac{v_{s2}}{v_{e2}} \right)}{\frac{p_{e1}}{v_{e1}} - \frac{p_{e2}}{v_{e2}}}
 \end{aligned}
 \tag{III- 78}$$

Si les mesures ne sont issues que de capteurs de pression, en supposant la conduite indéformable, l'intensimétrie à deux capteurs est utilisée (cf. § 0) permettant ainsi l'élimination dans ces relations des termes de vitesse fluctuante non mesurés. Pour des capteurs, distants de Δx , sur les conduites rectilignes



les relations (III- 67) s'écrivent :

$$\begin{aligned}
 p(f) &= \frac{p'(f) + p''(f)}{2 \cos k \frac{\Delta x}{2}} & \rho c v(f) &= j \frac{p''(f) - p'(f)}{2 \sin k \frac{\Delta x}{2}}
 \end{aligned}
 \tag{III- 79}$$

On obtient finalement les coefficients a_{ij} de la matrice globale $[M_g]$:

$$\begin{aligned}
 a_{11} &= \frac{A_1.B_2 - A_2.B_1}{A} & a_{22} &= \frac{D_2.C_1 - D_1.C_2}{A} \\
 a_{12} &= j \cdot \frac{A_1.C_2 - A_2.C_1}{A} \cdot \text{tg} \left(\frac{\pi f \Delta x}{c_0} \right) & a_{21} &= j \cdot \frac{D_1.B_2 - D_2.B_1}{A} \cdot \cot g \left(\frac{\pi f \Delta x}{c_0} \right)
 \end{aligned}
 \tag{III- 80}$$

avec la définition suivante des coefficients :

$$\begin{aligned}
 A &= 2 \left(\frac{p''_{e2}}{p'_{e2}} - \frac{p''_{e1}}{p'_{e1}} \right) & A_i &= \left(\frac{p''_{si}}{p'_{ei}} + \frac{p'_{si}}{p'_{ei}} \right) & B_i &= \left(\frac{p''_{ei}}{p'_{ei}} - 1 \right) \\
 C_i &= \left(\frac{p''_{ei}}{p'_{ei}} + 1 \right) & D_i &= \left(\frac{p''_{si}}{p'_{ei}} - \frac{p'_{si}}{p'_{ei}} \right) & & \text{avec } i = 1, 2
 \end{aligned}
 \tag{III- 81}$$

Avec F. Carta, j'ai mis en évidence les risques de singularités introduits par le dénominateur commun A dans l'équation (III- 80). Il est donc nécessaire de disposer d'un jeu de conditions de fonctionnement de la pompe suffisamment indépendantes. De plus le calcul de la matrice de transfert de la pompe passe par celui de la matrice globale, la précision finale est donc étroitement liée à celle des coefficients a_{ij} .

Cette matrice globale s'écrit comme le produit de trois matrices, deux sont relatives aux conduites en amont et aval de la pompe, la troisième représente celle de la pompe. On accède finalement à la matrice de la pompe pour chaque fréquence par :

$$[M_p] = \begin{pmatrix} \cos \frac{2\pi f}{c} L_1 & j \sin \frac{2\pi f}{c} L_1 \\ j \sin \frac{2\pi f}{c} L_1 & \cos \frac{2\pi f}{c} L_1 \end{pmatrix} [M_g] \begin{pmatrix} \cos \frac{2\pi f}{c} L_2 & j \sin \frac{2\pi f}{c} L_2 \\ j \sin \frac{2\pi f}{c} L_2 & \cos \frac{2\pi f}{c} L_2 \end{pmatrix}
 \tag{III- 82}$$

7.3 Procédure expérimentale

Les résultats présentés ici sont relatifs à la pompe centrifuge dotée de la roue SHF, testée en air sur le banc d'essais VENTIL (cf. § 5.2). Dans un premier temps, l'ensemble des essais qui est présenté concerne l'analyse de la machine à l'arrêt, et pour diverses configurations. Ils ont pour but, en plus du calcul de la matrice de transfert de la pompe centrifuge du banc d'essais, d'évaluer l'influence de la position de la roue de pompe par rapport au bec de volute sur les paramètres de transmission.

D'autres essais ont été réalisés avec la pompe en rotation, et ce pour divers points de fonctionnement obtenus par modulation du débit ou de la vitesse de rotation. Pour l'excitation, la solution retenue, pour l'ensemble de ces essais, est une excitation en bruit blanc par génération de fluctuations de pression au moyen d'un haut-parleur (cf. § 5.2). Différents contrôles sont menés (analyse des fonctions de cohérence, mesure de la célérité, contrôle de l'efficacité de la terminaison anéchoïque) afin de vérifier la faisabilité des méthodes et la validité du modèle d'ondes planes.

7.4 Résultats

Les résultats donnés ici ne représentent qu'une partie de ce que F. Carta a pu mettre en évidence dans le cadre de sa thèse [CART99], pour laquelle plusieurs communications ont été présentées, en particulier dans le cadre de congrès de l'AIRH, l'ASME ou INTERNOISE. L'analyse porte sur le résultat du calcul des quatre coefficients M_{ij} de la matrice recherchée. Les tracés présentés ci-dessous illustrent l'évolution des parties réelles et imaginaires des coefficients M_{ij} en fonction de la fréquence.

7.4.1 Pompe à l'arrêt :

Plusieurs positions (cf. Figure III- 26) de la roue respectivement 0° , 17° et 34° ont été analysées. Le premier jeu de résultats, qui est relatif à la roue calée à 0° , est présenté ci-dessous.

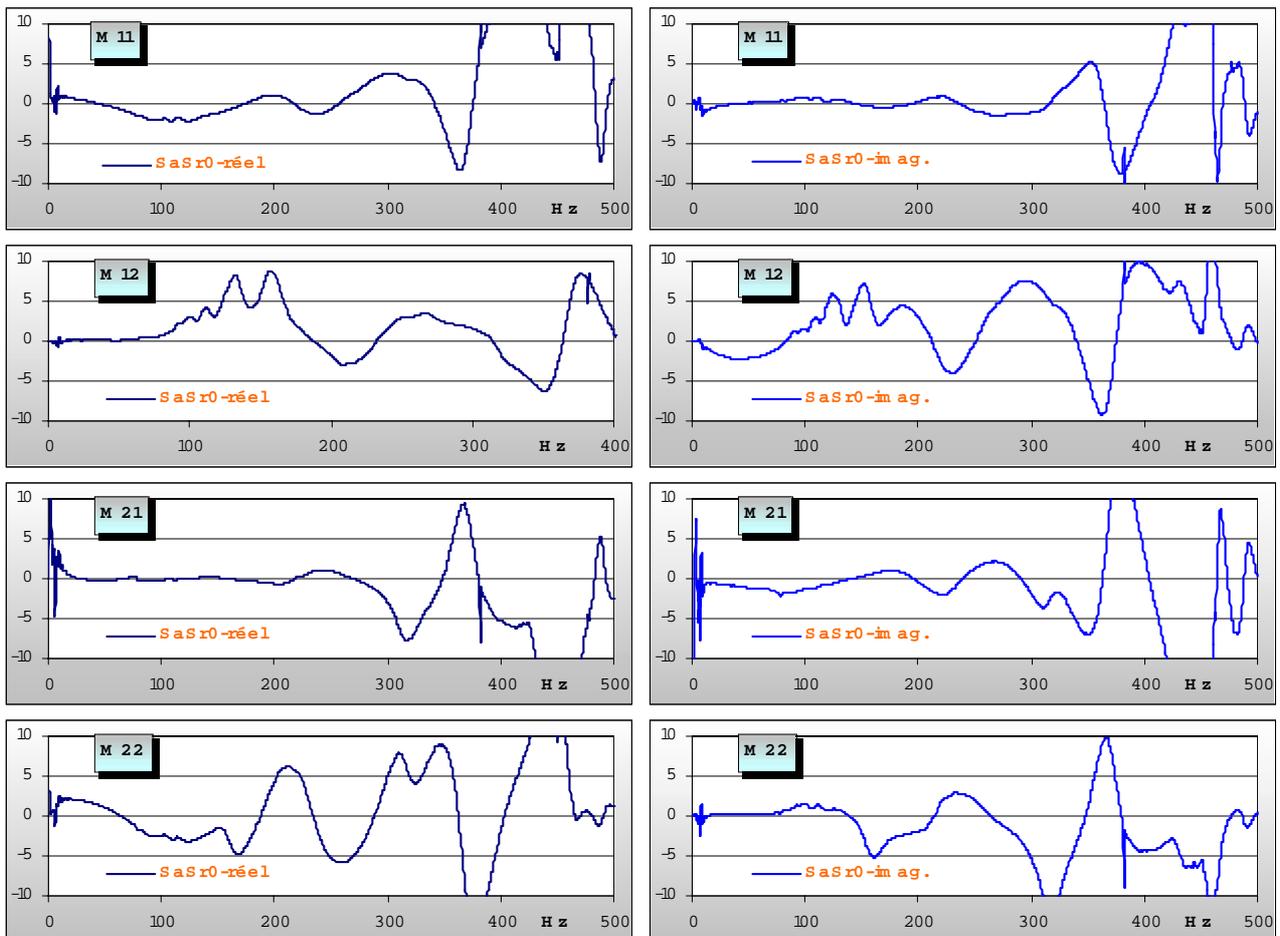


Figure III- 48 : Termes de la matrice de transfert de la pompe, calage 0°

Les configurations indépendantes requises pour l'établissement de la matrice de transfert ont été obtenues par :

- excitation à l'amont avec terminaison anéchoïque au refoulement,
- excitation à l'aval avec une canalisation fermée à l'aspiration par un "bouchon" de laine de roche.

L'excellente superposition des courbes issues des résultats (cf. Figure III- 49) obtenus sur les trois calages angulaires indique nettement que la matrice de transfert ne dépend pas du point de calage de la roue tout au moins sur la gamme de fréquence 0-300 Hz.

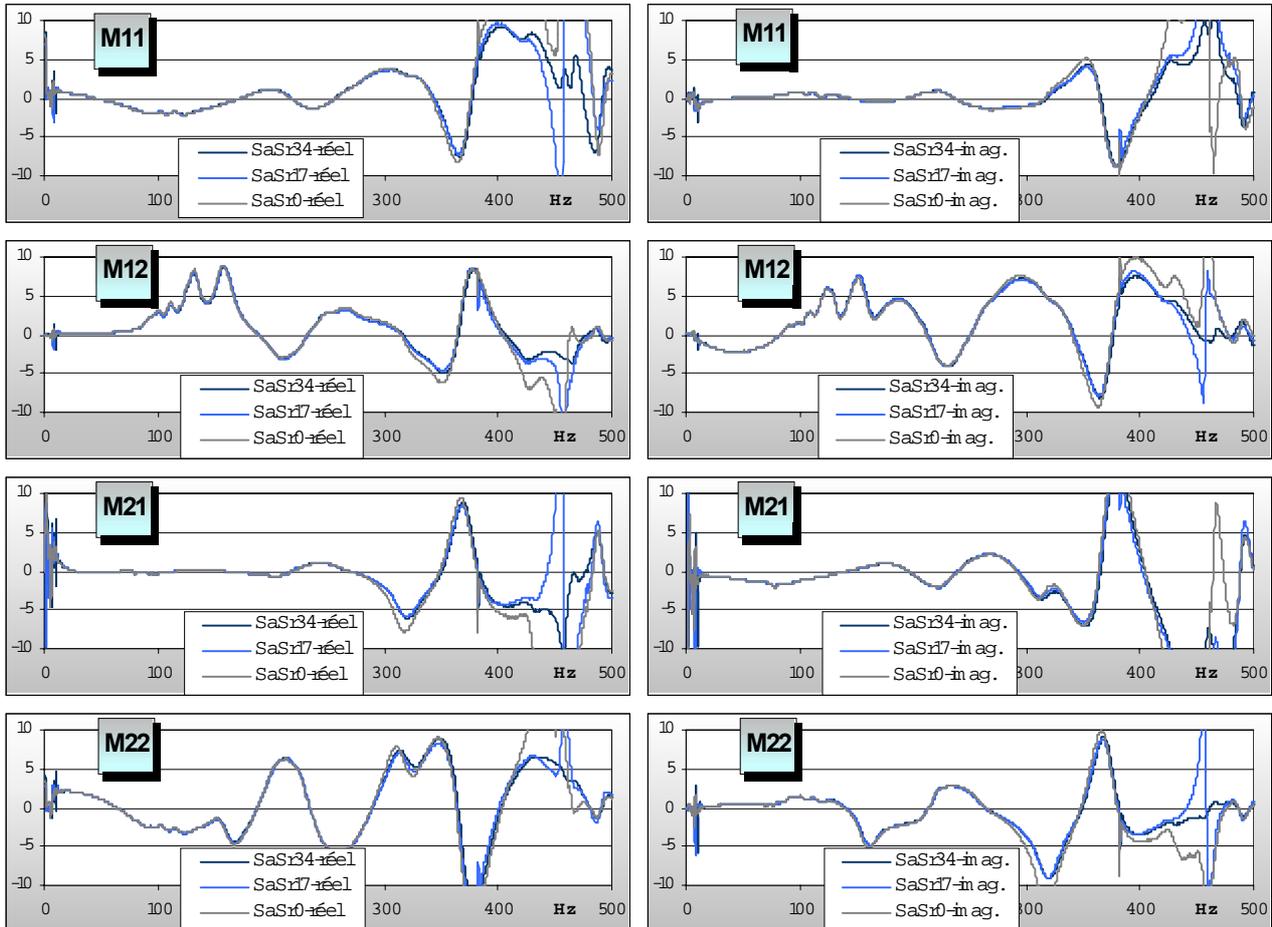


Figure III- 49 : Résultats superposés pour un calage de 0°, 17° et 34°

7.4.2 Pompe en fonctionnement :

Plusieurs points de fonctionnement différents sont analysés, ils sont obtenus par variation du débit ou de la vitesse de rotation :

- à débit nominal Q_n ($0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ à 2500 tr/min) ou partiel ($0,6 Q_n$ et $1,3 Q_n$)
- pour des vitesses de rotation de 2500 , 1500 ou 1000 tr/min

L'excitation du circuit s'effectue à l'aspiration, les conditions aux limites côté refoulement sont des conditions libres ou par terminaison anéchoïque pour disposer ainsi de deux configurations indépendantes.

La vitesse moyenne de l'écoulement varie selon les essais et la canalisation considérée entre 6 et 14 m/s ce qui correspond à un nombre de Mach compris entre $0,043$ et $0,018$.

Différents contrôles sont menés (analyse des fonctions de cohérence, mesure de la célérité, contrôle du niveau d'excitation qui doit être supérieur au bruit propre à la pompe) pour vérifier la fiabilité de la méthode.

On constate que les signaux perdent en niveau d'amplitude lorsque l'on s'éloigne de l'entrée de la pompe (côté aspiration) et donc contrairement au sens de l'écoulement.

De nombreux pics correspondant à la fréquence de rotation de la roue ou à la fréquence de passage d'aubage sont visibles sur les fonctions acquises d'auto et interspectre. La raie associée au passage d'aubage est plus visible au refoulement (291 Hz pour une vitesse de rotation de 2500 tr/min ou de 41 Hz).

Concernant la matrice de transfert de la pompe et ses divers termes, les courbes obtenues sont moins lissées (cf. Figure III- 50), attestant la présence de bruits internes à la pompe, le haut-parleur source d'excitation devient, pour ce point de fonctionnement, d'une puissance insuffisante.

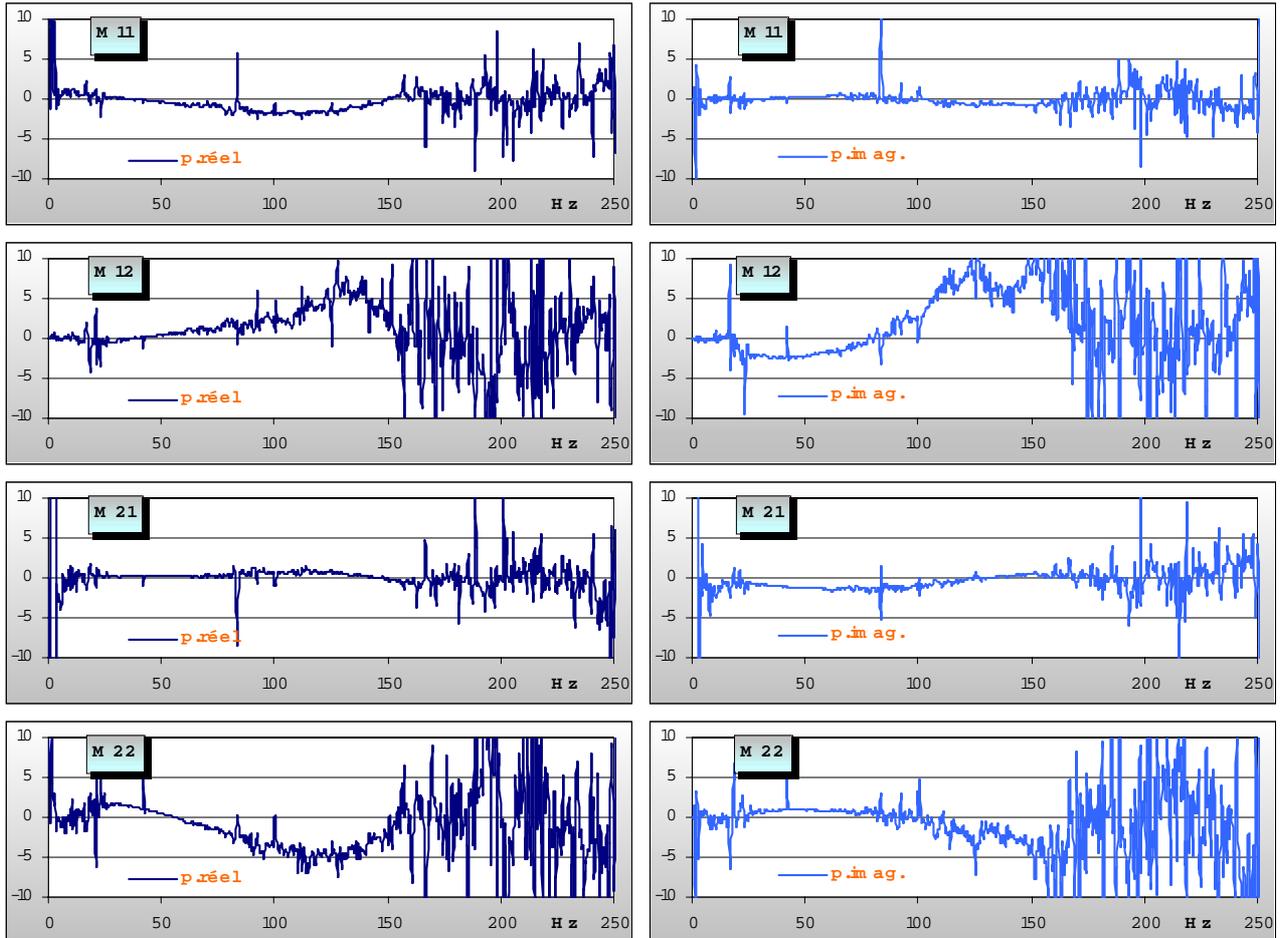


Figure III- 50 : Parties réelles et imaginaires des coefficients M_{ij} , (Q_n et 2500 tr/min)

La comparaison des courbes obtenues, sur la gamme de fréquence commune de 250 Hz (cf. Figure III- 49 et Figure III- 50) machine à l'arrêt et en fonctionnement est révélatrice de la difficulté d'une excitation convenable.

Les mesures faites sur le banc VENTIL, à débit nominal, ont montré que le niveau global de bruit, généré par la pompe centrifuge, décroît avec la vitesse de rotation de la pompe. En effet, pour des vitesses de rotation plus faibles, les sollicitations hydrauliques sont moindres, mais la fréquence de rotation et de passage d'aubage est modifiée (respectivement 25 et 175 Hz à 1500 tr/min, 17 et 117 Hz à 1000 tr/min), on peut se demander si l'estimation qui sera faite de la matrice de transfert en sera affectée.

A débit nominal Q_n , la superposition des courbes relatives aux coefficients de la matrice de transfert (cf. Figure III- 51) aux vitesses de 1000 et 1500 tr/min ne fait apparaître aucune différence flagrante, en particulier en basses fréquences (en dessous de 125 Hz).

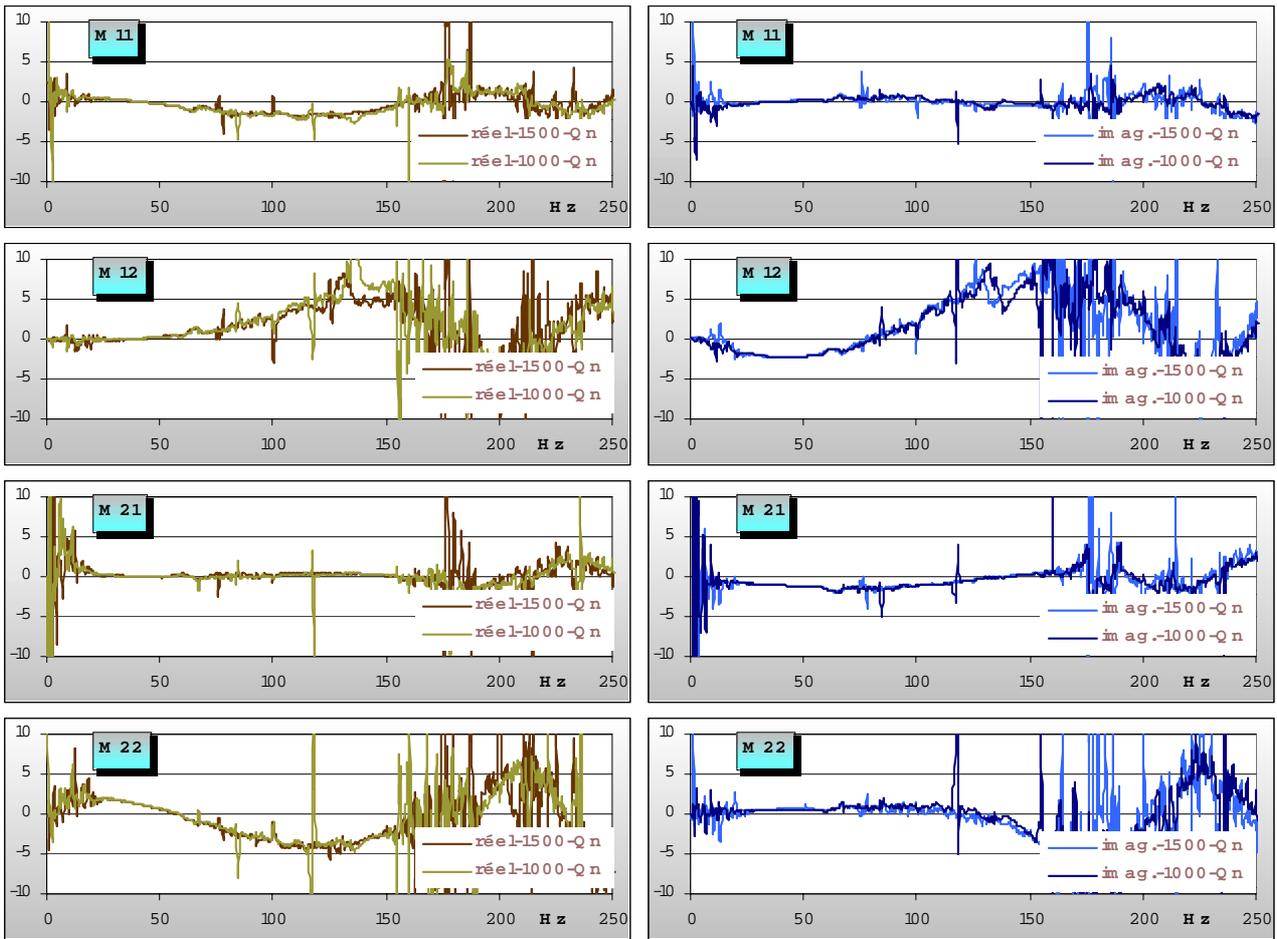


Figure III- 51 : Comparaison des termes complexes M_{ij} , (Q_n , 1000 et 1500 tr/min)

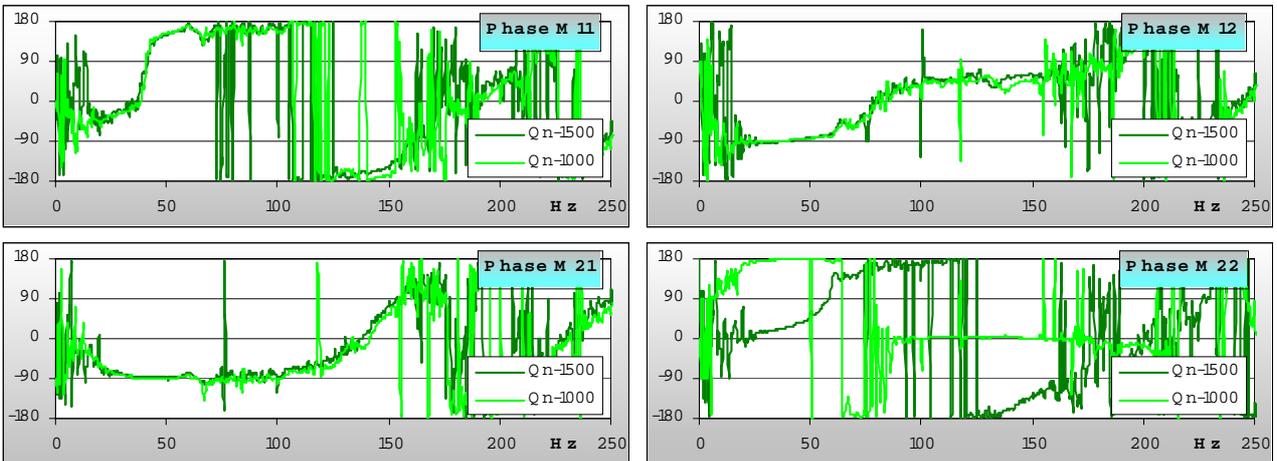


Figure III- 52 : Comparaison des phase des termes M_{ij} , (Q_n , 1000 et 1500 tr/min)

L'utilisation de pompe dans des conditions hors adaptation est parfois rencontrée en site industriel. La comparaison suivante illustre cette situation.

Les régimes analysés sont :

- à 2500tr/min débit de $0,6Q_n$ et $1,3Q_n$
- à 1000tr/min débit de $1,3Q_n$.

Comme on peut s'en douter, les résultats sont très médiocres. En effet, même en air, un trop faible débit induit une dépression en entrée de roue. A un débit partiel de $0,6Q_n$ la visualisation de l'écoulement fait apparaître une zone de recirculation qui se propage en entrée de roue jusqu'à 500 mm de

l'entrée, zone où est situé le premier microphone. Ceci est confirmé par des autospectres de pression très perturbés dans cette zone.

Même si les tracés sont relativement irréguliers, on devine néanmoins pour chacun des coefficients de la matrice de transfert, une ligne moyenne très voisine de celle obtenue lors des essais menés à l'arrêt (cf. Figure III- 53). Cette comparaison des coefficients calculés est opérée par rapport à la configuration 1,3Qn et 1000 tr/min, jugée comme référence, pour laquelle les résultats ont été estimés relativement bon, confirmant que la machine est moins bruyante, d'un point de vue hydroacoustique, à des vitesses de rotation plus faibles que la vitesse nominale de 2500 tr/min.

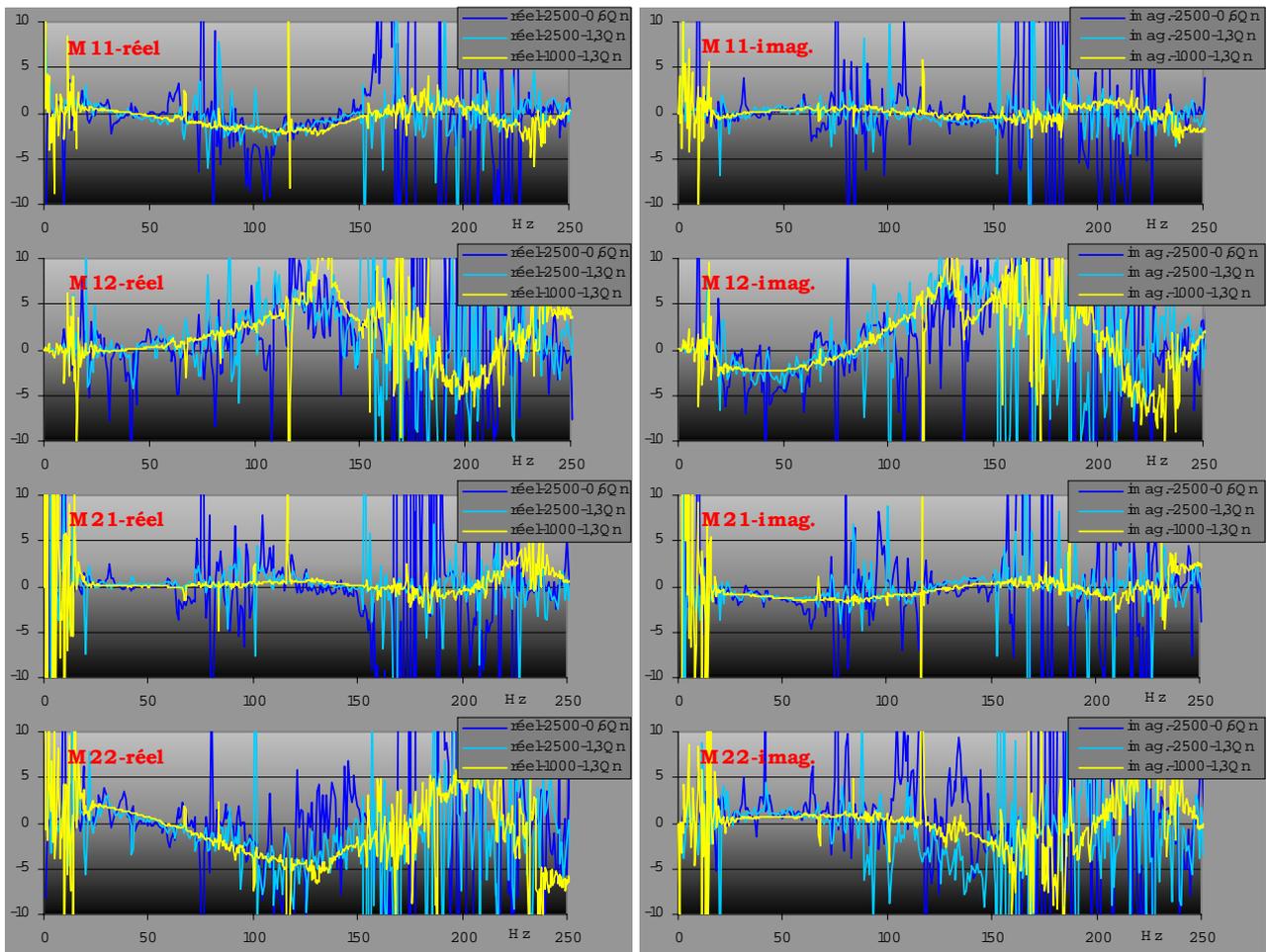


Figure III- 53 : Comparaison à débit hors adaptation (0,6Qn et 1,3Qn à 2500tr/min - 1,3Qn à 1000tr/min)

7.5 Analyses

Les différents résultats de calcul de la matrice de transfert de la pompe, à l'arrêt comme en fonctionnement, permettent de tirer les conclusions suivantes :

- le terme de transfert en pression, M_{11} , a une partie imaginaire nulle dans la gamme 0-200 Hz. La partie réelle semble approcher une fonction trigonométrique de type cosinus sur cette plage de fréquences.
- le terme de transfert en vitesse M_{22} a une partie imaginaire nulle jusque 120Hz, puis on constate une décroissance relativement rapide et une remontée dès 160Hz. Sa partie réelle semble également approcher une fonction trigonométrique de type cosinus jusqu'au moins 150Hz.

- le terme d'impédance M_{12} , a une partie réelle qui est nulle jusque 100Hz, semble ensuite décroître de façon logarithmique la bande 100-160 Hz. Sa partie imaginaire, ressemble à une fonction de type sinus sur 0-100Hz, puis rejoint l'évolution de la partie réelle.
- le coefficient de compliance de la pompe M_{21} présente une partie réelle nulle jusque 200Hz. Sa partie imaginaire évolue sur 0-150Hz comme une fonction sinusoïdale.

L'analyse de ces essais permet d'affirmer que la matrice de transfert de la pompe peut être obtenue en rotation, comme à l'arrêt, elle est indépendante de la position relative entre roue et bec de volute. L'avantage de méthodes expérimentales utilisées, en air et machine à l'arrêt est évident d'un point de vue à la fois économique et de mise en œuvre.

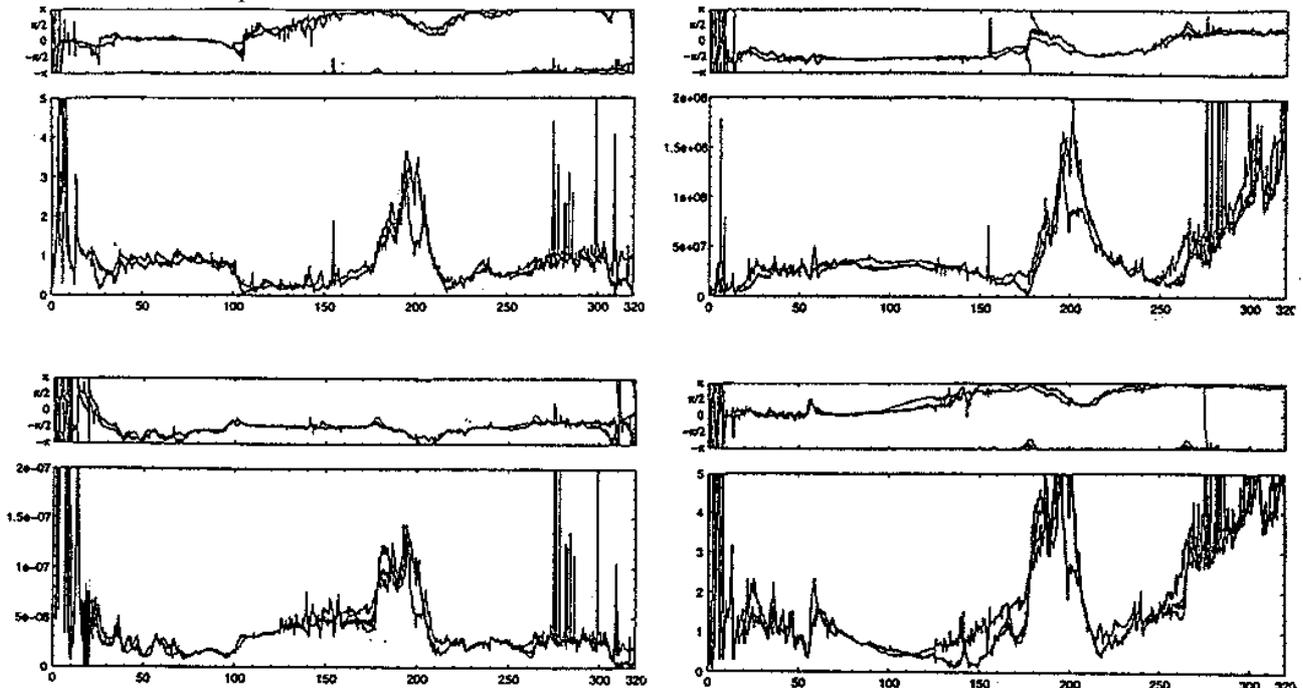


Figure III- 54 : Termes de la matrice de transfert de la pompe A0 [LAUR98]

Pour les basses fréquences (en dessous de 120 Hz dans l'exemple traité) la pompe se comporte comme un élément passif, ceci justifie la notion de canalisation et de longueur équivalente souvent rencontrée dans la littérature. Des essais menés par EDF sur la boucle d'essais SESAME avec excitation par vanne rotative (cf. § 6.1) donnent des résultats similaires qui se traduisent par les tracés en module et phase (cf. Figure III- 54) des quatre termes de la matrice de la pompe [LAUR98].

Néanmoins le recours à des essais en air présente certains inconvénients et limites en fréquences, indépendamment des notions de fréquence de coupure acoustique ou de fréquences propres de déformation de la conduite :

- difficulté à couvrir, par la source d'excitation utilisée, les sources de bruit internes à la pompe. Ceci traduit aussi un modèle de matrice de transfert de pompe inadapté dans ces conditions d'essais.
- modèle unidimensionnel de matrice de transfert de conduite insuffisant en air, du fait de la célérité plus faible que pour la propagation dans l'eau, en particulier pour des longueurs de conduite importantes.

Aux contrôles des conditions d'essais, par la mesure de célérité, s'ajoute un autre test assez facile à réaliser, le calcul du déterminant. En effet, si la matrice de transfert du système (conduites et pompe) est assimilable à celle d'un système passif ou à un tronçon de canalisation indéformable équivalente, le déterminant de cette matrice doit alors être unitaire. Ce critère est utilisé par certains auteurs, en

particulier BRENNEN, comme technique de classification de machines, ou pour justifier le choix d'un modèle linéaire unidimensionnel [BREN94].

Les résultats ci-dessous illustrent sur le banc VENTIL, à l'arrêt et pour diverses positions de la roue de pompe le calcul du déterminant (cf. Figure III- 55) pour une excitation à l'aspiration et au refoulement.

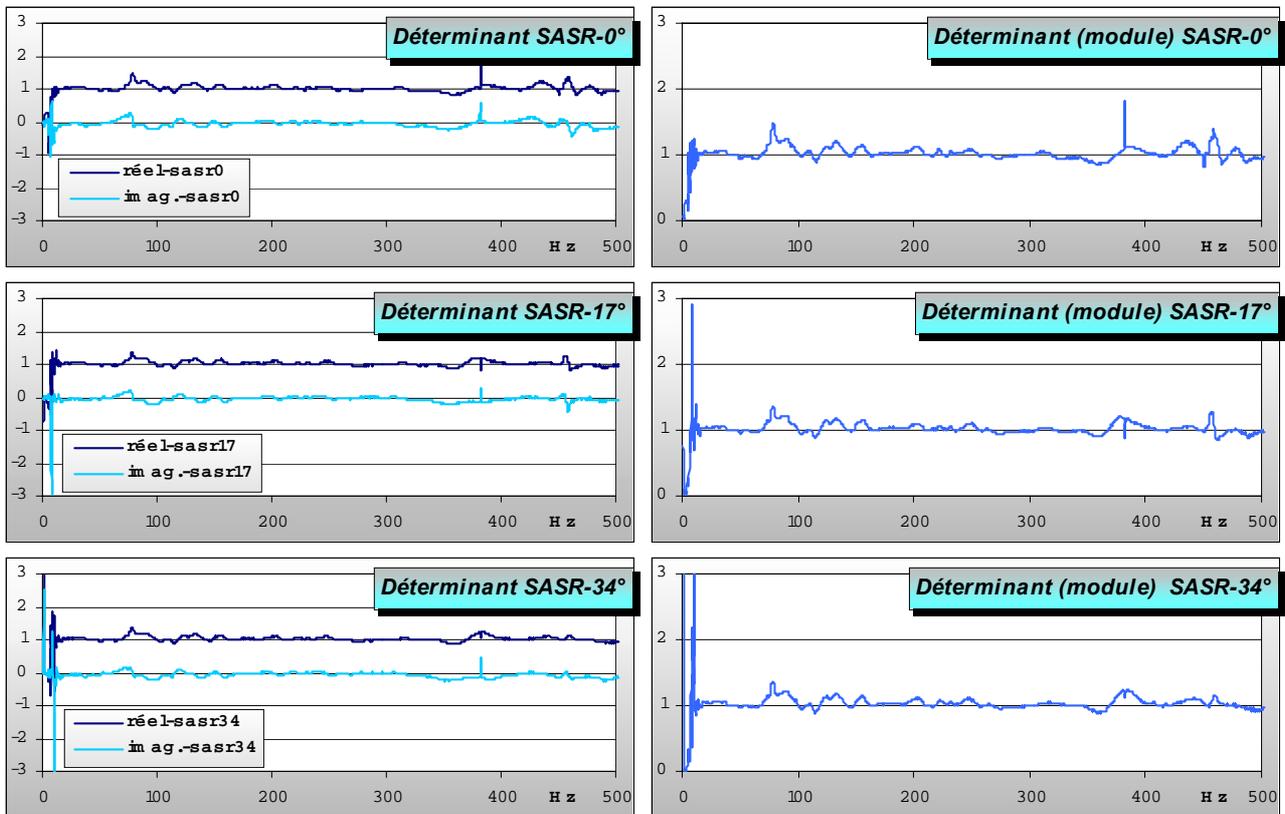


Figure III- 55 : Déterminant de la matrice de transfert de la pompe testée à l'arrêt (positions 0°, 17° et 34°)

On constate que la partie imaginaire est nulle, que la partie réelle et le module valent en moyenne 1 sur toute la plage de fréquences 0-600 Hz.

8 PERSPECTIVES - PROLONGEMENTS :

L'ensemble des travaux présentés est relatif à l'hydroacoustique, ils ont été menés en partenariat avec les départements 'Acoustique Mécanique Vibratoire' et 'Machine' de la Direction des Etudes et de la Recherche d'EDF et la SEP.

Ces travaux témoignent de l'insertion du laboratoire dans des groupes de travail nationaux et internationaux (SHF Société Hydrotechnique de France, AIRH-IAHR Association Internationale de Recherche Hydraulique).

Les différentes méthodes d'intensimétrie que j'ai exposées et mises en œuvre trouvent en particulier leur application dans la recherche de matrice de transfert de composants hydrauliques. Je propose un certain nombre de travaux complémentaires et de prolongements :

(i) Développer une procédure d'intensimétrie à partir de signaux vibratoires délivrés par des accéléromètres fixés sur la paroi extérieure de la conduite ou obtenus par jauges d'extensométrie. Cette approche, déjà testée lors de ma thèse, présente l'avantage évident d'être non intrusive en évitant les piquages pour prises de pression. Le CETIM a également commencé une étude en utilisant des fils de PVDF enroulés autour de la conduite.

(ii) Appliquer l'intensimétrie à quatre capteurs, avec prise en compte du couplage fluide-structure, à la détermination de la matrice de transfert de pompe. Même pour des essais en air, cette méthode est plus précise mais nécessite davantage de voies de mesure.

(iii) Prolonger les techniques de mesure afin d'accéder aux termes de source de bruit interne de matrice de transfert de pompe en fonctionnement, et ainsi mieux connaître la physique des écoulements internes.

(iv) Travailler sur l'analyse des erreurs est aussi fondamental. Les techniques mises en œuvre sont complexes du fait de l'instrumentation, de l'acquisition et du traitement appliqué aux signaux par méthodes numériques. Dans ce contexte, les incertitudes de mesures sont difficiles à évaluer et une action doit être engagée.

(vi) Etendre l'utilisation des procédures développées par leur intégration dans des logiciels industriels ou au travers d'autres applications, par exemple l'analyse de ligne d'admission, d'artifices acoustiques utilisés sur les moteurs à turbocompresseur ou d'échappement d'automobile. Une collaboration a démarré en 2000 dans ce sens au sein du CRITTM2A avec la société NORPLAST-NAMKEY.

(vii) Mettre en œuvre une approche numérique analogue à l'approche expérimentale qui a été utilisée sur le banc VENTIL (excitation côté amont et aval de la pompe) au moyen de codes acoustiques. En effet le code d'acoustique impulsionnelle développé par le Professeur MERLEN (LML) en collaboration avec P. VOÏNOVITCH (ACTC St Petersburg) doit permettre de simuler une tel jeu d'excitation. Une action de collaboration au sein du LML est en cours de démarrage.

(viii) Etudier l'apport des approches numériques de type 'vibro-acoustique' dans l'analyse des fluctuations de pression en conduite et pour l'identification de matrices de transfert de composants. Une collaboration est envisagée autour du code RAYON, qui est intégré sous I-DEAS, qu'a développé le Professeur HAMDI (UTC – Sté STRACO).

9 BIBLIOGRAPHIE

- [ÅBOM88] ÅBOM M., BODÉN H. - Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow - *J. Acoust. Soc. Am.*, (June 1988 - 83 (6), p. 2429-2438)
- [AITA84] AITA, S. AXISA, F. GANTENBEIN, F. GIBERT, R.J. ; Vibrations induites par les écoulements - Paris 9-11 mai 1984 -IPSI- pp 1-21
- [AKOU97] AKOUM M. - Méthode de mesure des matrices de réflexion et transmission en pression acoustique, liées aux discontinuités dans les conduits cylindriques, mars 1997, *Thèse de Doctorat en Mécanique de l'UTC*.
- [ANGE87] ANGELICO G., FANELLI M., SICCARDI F. – Hydraulic machinery as a transfer element of steady pulsation quantities IAHR W.G. Lille 87
- [AXIS82] AXISA F., GIBERT R. - Non-linear analysis of fluid-structure coupled transients in piping - Proceedings of symposium on fluid-induced vibrations of circular cylindrical structures - ASME-PVP Vol 63, pp 151-165 - 1982
- [BREN94] BRENNEN. – *Hydrodynamics of pumps* - Concepts ETI Inc., Oxford Science Publications-1994 (ISBN: 0-933283-07-5)
- BREK89] BREKKE H. LIN X. - Methode de la matrice de structure avec amortissement dépendant de l'amplitude et de la fréquence- XX° Journées de l'hydraulique SHF Lyon, (1989, pp. III.1.1-III.1.8)
- [BLEV77] BLEVINS R. D. – *Flow induced vibration* - Van Nostrand Reinhold, New York 1977
- [BLEV84] BLEVINS R. D. – *Formulas for natural frequency and mode shape* - Robert E. Krieger Publishing Company, 1984
- [BOUJ84] BOUJOT J. - Interaction fluide structure en régime transitoire - *La recherche aérospatiale* (1984 N°3 pp. 203-209)
- [BOLL81] BOLLETER U. - Using transfer function measurements to determine energy propagation in fluid lines, with applications to centrifugal pumps systems - *Proceedings of the conference on recent developments in acoustic intensity measurement*, Senlis France - Sept 30, Oct 2 - 1981
- [CART98] CARTA F., CAIGNAERT G., CHARLEY J., LAURO J.F, GUIVARCH M.,– Propagation d'ondes dans une pompe centrifuge; *Work group on the behavior of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions* - 8th International Meeting, 18-19 September 1997, Chatou, FRANCE (C-5)
- [CART98] CARTA F., CHARLEY J., CAIGNAERT G. – Waves propagation in a single volute centrifugal pump: hydroacoustical behaviour and transfer matrix - *ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping Conference - Advances in fluids, structures, and fluid/structures interactions*, July 26-30 1998, San Diego, California. (PVP-Vol 377-1, pp. 237-243; ISBN: 0-7918-1873-X)
- [CART98] CARTA F., CHARLEY J., CAIGNAERT G., BOYER A., LAURO J.F. - Waves propagation in a single volute centrifugal pumps. Comparison of transfer matrices in various tests conditions - XIX IAHR Symposium Hydraulic and cavitation - Sept 9-11 1998, Singapore (Vol II, pp. 711-719 ; ISBN: 981-023962-9 World Scientific)
- [CAIG88] CAIGNAERT G., DESMET B., OUAKED D., STEVENAERT D., BARRAND J.P. - Experimental determination of hydraulic noise of centrifugal pumps - *Inter-Noise 88*, Avignon; 30 Aout-1er Septembre 1988, (Vol 2, pp. 667-670)
- [CAIG89] CAIGNAERT G. – Mémoire d'habilitation à diriger des recherches – USTL n°H10 Janvier 1989
- [CART98] CARTA F. – Waves propagation in a single volute centrifugal pump: hydroacoustical behaviour and transfer matrix; F. Carta, J. Charley, G. Caignaert - *ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping Conference - Advances in fluids, structures, and fluid/structures interactions*, July 26-30 1998, San Diego, California. (PVP-Vol 377-1, pp 237-243 ; ISBN: 0-7918-1873-X)
- [CART99] CARTA F. – Analyse expérimentale de la matrice de transfert hydroacoustique d'une pompe centrifuge - *Thèse de Doctorat de l'ENSAM* - Septembre 1999 n° d'ordre : 9927
- [CHAR93] CHARLEY J. – Intensimétrie en conduite - Prise en compte du couplage fluide structure - *Thèse de Doctorat de l'ENSAM* - Décembre 1993 n° ordre :1993-31

- [CHAR95] **CHARLEY J., CARTA F., CAIGNAERT G., ABDALLAHI M.O.** Vibroacoustical analysis of flow in pipes ; *ASME ' Sound structure interaction '* Boston – USA - 17,21-September 1995 (p791-798, ISBN : 0-7918-1718-0)
- [CHAR98] **CHARLEY J., CARTA F., ABDALLAHI M.O.** – Vibroacoustical analysis of flow in piping system; *ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping Conference - Advances in fluids, structures, and fluid/structures interactions*, July 26-30 1998, San Diego, California (PVP-Vol 377-1, pp. 245-252 ; ISBN: 0-7918-1873-X)
- [CHEN72] **CHEN S.S.** - Vibrations of continuous pipes conveying fluid – Flow-induced structural vibrations (ed Naudascher Berlin) (1972 pp. 663-675)
- [CHEN83] **CHENS.S.** - Flow induced vibration and instability od some nuclear reactor system components - *Proceedings of SMIRT-7 conference*, (1983, Vol B ed Belytschko & Donea Amsterdam)
- [CHUN77] **CHUNG J.Y.** – Cross-spectral method of measuring acoustic intensity; *GM research publication* (1977 GMR-2617)
- [CHUN80] **CHUNG J.Y., BLASER D.A.**– Transfer function method of measuring acoustic intensity in a duct system with flow; *Journal of the Acoustic Society of America* (1980 68–6 pp. 1570-1577)
- [CREM88] **CREMER L., HECKL M. & UNGAR E.E.** – *Structure-borne sound* - Springer Verlag New York 1988
- [DEJO93] **DE JONG C., KRIESELS P.C., BRUGGEMAN J.C., VAN BOKHORST E.** – Measurement of the characteristics of a centrifugal pump as a source of pressure pulsations - *1st International Symposium : Pump Noise And Vibrations - Société Hydrotechnique de France* - Clamart 7,9 July 1993 (pp. 167-174 - CETIM Publication 4E08, ISBN : 2-85400-274-1)
- [DEJO94] **DE JONG C.** – Analysis of pulsations and vibrations in fluid-filled pipe systems; *PHD Thesis – Proefschrift - Eindhoven University of Technology* - TNO Institute of Applied Physics, Delft, Netherland (ISBN: 90-368-0074-7)
- [DESM88] **DESMET, B., TROLLE, J. L., & TEPHANY, F.** - Mécanismes d'interaction d'une pompe et d'un circuit : modèles théoriques - *La Houille Blanche*, (1988 N° 3/4, pp. 252-263)
- [DONN33] **DONNEL L.H.** - Stability of thin walled tubes under torsion - NACA Report N° 479 - 1933
- [DOUR95] **DOURNEAU D.** - Etude théorique et expérimentale de la propagation d'ondes acoustiques dans un corps de ventilateur centrifuge, rotor à l'arrêt. *décembre 1995, Thèse de Doctorat en Mécanique de l'ENSAM*
- [EVER84] **EVERSTINE G.C.** – Dynamic analysis of fluid-filled piping systems using finite element techniques; *ASME Journal of Pressure Vessel Technology* (1986 –108 pp. 57-61)
- [EVER86] **EVERSTINE G.C.** - Dynamics analysis of fluid-filled piping systems using finite element techniques. - *Proceedings of symposium on advances in fluid-structure interaction - ASME-PVP*, Vol 78, ASME-AMD, (1984 Vol 64, pp.125-139)
- [FAHY77] **FAHY F.J.** – Measurement of acoustic intensity using the cross spectral density of two microphones; *Journal of the Acoustic Society of America* (1977 62–4 pp. 1057-1059)
- [FANE80] **FANELLI M., CORTESE A.** - Analytical research of hydraulic impedance for a single-stage centrifugal pump under small harmonic disturbances of frequency f , *septembre 1966, IAHR-VDI, International Symposium On Pumps In Power Stations, Braunschweig, p. F27-F38.*
- [FULL82] **FULLER C.R., FAY F.J.** – Characteristics of wave propagation and energy distribution in cylindrical elastic shells filled with fluid - *Journal of Sound and Vibration* (1982 75–2 pp. 207-228)
- [GIBE88] **GIBERT R.J.** - Vibrations des structures - interactions avec les fluides - sources d'excitation aléatoires - Collection DER EDF - Ed Eyrolles 1988
- [GUIV93] **GUIVARCH. M.** - Propagation acoustique en écoulement complexe, juin 1993, *13^e colloque aéro et vibro acoustique SFA*, Ecole Centrale de Lyon, France, 6 pages.
- [HALK93] **HALKYARD C.R., MACE B.R.** – A wave component approach to structural intensity in beams. *Proceedings CETIM 4th international congress on intensity techniques* - Senlis France 1993 (pp. 183-190)

- [HOUS52] **HOUSNER G.W.** - Bending vibrations of a pipe-line containing flowing fluid - *Journal of Applied Mechanics* (1952 Vol 19 pp. 205-208)
- [JACO91] **JACOB T. TROLLAT C.** - Hydro-acoustic characteristics of centrifugal pumps - Work group AIRH on the behaviour of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions Milan, Sept 16-18-1991
- JACO93] **JACOB T.** - Evaluation sur modèle réduit et prédiction de la stabilité de fonctionnement des turbines Francis Thèse N° 1146 - 1993 EPFL Lausanne
- [JAEG77] **JAEGER, C.** - *Fluid transients in hydroelectric engineering practice* - Blackie 1977
- [JUNG86] **JUNGER T., FEIDT D.** - *Sound structures and their interactions* - MIT Press Cambridge 1986.
- [KAWA88] **KAWATA Y., TAKATA T., YASUDA O., TAKEUCHI T.** - Measurement of the transfer matrix of a prototype multi-stage centrifugal pump LACTUS : logiciel d'aide à la conception de réseaux de tuyauteries silencieux - *ImechE, Mechanical Engineering Science Proceedings Part C* (1988, C346/88 pp. 137-142)
- [KERG77] **KERGUIGNAS M. et CAIGNAERT G.** - *Résistance des matériaux* - Dunod 1977
- [LAND93] **LANDEL E., BLANC P., DICOSTANZO F.** - LACTUS : logiciel d'aide à la conception de réseaux de tuyauteries silencieux - *Bruit et Vibrations des Pompes, Publications CETIM lamart*, (1993, pp. 313-320)
- [LAUR93] **LAURO, J.F. TROLLAT, C.** - Modélisation hydroacoustique des pompes centrifuges - *Pump noise and vibrations SHF Symposium* ; Clamart, (July 1993; pp. 145-152)
- [LAUR98] **LAURO J.F., BOYER A.** - Matrice de transfert et sources hydroacoustiques d'une pompe centrifuge à faibles charges - *La houille blanche*; (N°3/4-1998 ; pp. 128-133)
- [LAVO91] **LAVOOIJ C.S.W., TIJSSELING A.S.** - Fluid-structure interaction in liquid-filled piping systems, *Journal of Fluids and Structure* (1991-5, pp. 573-595)
- [LESU88] **LESUEUR C.** - *Rayonnement acoustique des structures* - Collection DER EDF Ed Eyrolles - 1988
- [LEE99] **LEE U., KIM J.** - Dynamics of branched pipeline systems conveying internal unsteady flow - *ASME Journal of Vibration and Acoustics* (1999 Vol 121, pp. 114-121)
- [LIEN72] **LIENARD P., FRANÇOIS P.** - Acoustique industrielle "Eléments fondamentaux et métrologie", *Groupement des Acousticiens de Langue Française, Edition Naturalia et Biologia, 1972.*
- [LIEN83] **LIENARD P., FRANÇOIS P.** - *Acoustique industrielle et environnement* - Eyrolles - Collection DER EDF Ed Eyrolles -1983
- [LML97] **CAIGNAERT G.** - Rapport d'activité 1996-97 du LML
- [LONG55] **LONG R.H.** - Experimental and theoretical study of transverse vibrations of a tube containing flowing fluid - *Journal of Applied Mechanics* - (1955- Vol 22 pp. 65-68)
- [MAKR92] **MAKRIDES G.A., EDELSTEIN W.S.** - Some numerical studies of chaotic motions in tubes conveying fluid - *Journal of Sound and Vibration* , (Fev 1992 - 152 vol 3 pp. 517-529)
- MARG76] **MARGOLIS D.L., BROWN F.T.** - Measurements of the propagation of long-wavelength disturbances through turbulent flow in tubes - *ASME Journal of fluids engineering* (Vol 98, Mar 1976, pp. 70-75)
- [MILE81] **MILES J. H.** - Acoustic transmission matrix of a variable area duct or nozzle carrying compressible subsonic flow, *J. Acoust. Soc. Am.* (June 1981 69(6), pp. 1577-1586)
- [NOIS70] **NOISEUX D.U.** - Measurement of power flow in uniform beams and plates - *Journal of the Acoustic Society of America* (1970 47-1.2 pp. 238-247)
- [OHAY90] **OHAYON R., LAHANIER-PIET N.** - Finite element analysis of a slender fluid-structure system - *Journal of fluids and structures* (1990 Vol 4, pp. 631-645)
- [OUAK89] **OUAKED, R.** - Etude des phénomènes propagatifs en conduite dans un circuit hydraulique : intensimétrie acoustique - Thèse de doctorat - Université des Sciences et Techniques de Lille - 1989
- [PAID86] **PAÏDOUSSIS M.P. LUU,T.P. LAITHIER,B.E.** ; Dynamics of finite-length tubular beams conveying fluid - *Journal of Sound and Vibrations* (1986 Vol 106, pp.311-331)

- [PAVI77] **PAVIĆ G.** – Measurement of sound intensity - *Journal of sound and vibration* (1977 51-4, pp. 533-545)
- [PAVI90] **PAVIĆ G.** – Vibrational energy flow in elastic circular cylindrical shells - *Journal of Sound and Vibration* (1990 142-2, pp. 293-310)
- [PAVI93] **PAVIĆ G., TRDAK K., BADIE-CASSAGNET A.** – Vibroacoustical characteristics of, and energy flow in fluid-filled pipes - 1st International Symposium : Pump Noise And Vibrations - Société Hydrotechnique de France - Clamart 7,9 July 1993 (pp. 167-174 - CETIM Publication 4E08, ISBN: 2-85400-274-1)
- [SANO83] **SANO M.**, Experiments on the natural frequencies of the liquid columns in centrifugal pump piping systems), *Bulletin of JSME.*, december 1983 (Vol.26 N°222, Paper N°14, pp. 2129-2135)
- [SEYB88] **SEYBERT A.F.** - Two-sensor methods for the measurement of sound intensity and acoustic properties in ducts - *Journal of the Acoustical Society. Am.* 1988 (Vol 83-6 pp. 2233-2239)
- [SOED81] **SOEDEL W.** - *Vibrations of shells and plates* - Marcel Dekker / Nc Ed - 1981
- [TAYL90] **TAYLOR P.D. IJSSELING A.S.** – Measurement of structural intensity, reflection coefficient and termination impedance for bending wave in beams. *Proceedings CETIM 3rd international congress on intensity techniques*, Senlis France (1990 pp. 249-256)
- [TEPH87] **TEPHANY, F. THOMAS, P.** - Vibrations des tuyauteries sous écoulement : premières analyses - EDF Bulletin DER série A Nucléaire et hydraulique (1987 N°4 pp. 33-49)
- [TIJS96] **TIJSSELING A.S.**- Fluid-structure interaction in liquid-filled piping systems: a review . *Journal of Fluids and Structure* (1996-10, pp. 109-146)
- [TROL89] **TROLLÉ JL., BOYER A., BIRNIE-SCOTT X.** - Détermination de la matrice de transfert et de la source hydroacoustique de la pompe alimentaire N4 Bergeron-Rateau - Proceedings SHF XX° Journées de l'hydraulique, Lyon, 1989
- [TROL95] **TROLLÉ JL., LEDUCQ D.** - Comportement vibroacoustique de réseaux de tuyauteries excités par des écoulements, *Bulletin S.F.M, Revue Française de Mécanique*, (1995-2 pp. 99-106)
- [WYLI78] **WYLIE B., STREETER V.L.** - *Fluid transient* - Mc Graw Hill 1978
- [WIGG85] **WIGGERT D.C., OTWELL R.S., HATFIELD F.J.** - The effect of elbow restraint on pressure transients - *ASME Journal of fluids engineering* (1985 vol7 n 3 pp. 402-406)
- [WIGG87] **WIGGERT D.C., HATFIELD F.J., STUCKENBRUCK, S.** - Analysis of liquid and structural transients in piping by the method of characteristics - *ASME Journal of fluids engineering* (1987 vol 109 n 3 pp. 161-165)

CONCLUSIONS

Ce mémoire d'habilitation représente une synthèse de différents travaux effectués dans un contexte de recherche ou de contrats industriels.

Cet exercice, parfois délicat, m'a permis de rassembler un certain nombre d'actions différentes les unes des autres, qui s'étalent sur plus de dix ans, mais aussi de faire apparaître leur cohérence et un fil conducteur général qui s'articule autour de la dynamique.

Rassembler ces différents travaux m'a conduit à dresser un bilan, à mettre en évidence certaines incertitudes et à envisager des travaux complémentaires.

Que ce soit pour l'analyse et la prédiction du bruit de freinage, comme en hydroacoustique d'écoulement interne dans une turbomachine et en canalisation, mais également dans le bruit rayonné je compte utiliser les outils numériques de type vibro-acoustique. Ils amélioreront la connaissance des phénomènes physiques et permettront également de réaliser des simulations numériques préalables à une campagne d'essais afin d'optimiser celle-ci.

La prédiction ou l'analyse du bruit de freinage requiert une recherche d'instabilité locale du contact disque garniture. Les difficultés inhérentes au traitement d'un problème de dynamique non linéaire seront abordées par modèle et par étude de corrélation des mesures sur banc d'essais.

J'espère pouvoir continuer la mise en œuvre de méthodes temps-fréquence qui sont un guide dans l'analyse d'essais de freinage, phases essentiellement transitoires.

Pour l'exploitation des travaux relatifs à l'hydroacoustique, je mettrai en œuvre une exploitation de l'intensimétrie à partir de signaux vibratoires. Cette approche, s'inscrit en effet dans un contexte industriel de maintenance préventive dont l'avantage est d'éviter les piquages en conduite.

La connaissance de la physique des écoulements internes dans une turbomachine et la détermination des termes de source de bruit interne, s'inscrit dans le travail accompli sur l'identification. Il doit être prolongé dans ce sens et complété par une approche numérique au moyen de codes d'acoustique impulsionnelle. J'envisage aussi d'étendre ces approches à l'automobile, par l'analyse de lignes d'admission ou d'échappement.

La technique d'identification de comportement de machine-outil doit être prolongée vers les machines multi-axes avec prise en compte du couplage. Ceci afin de disposer d'un modèle adaptatif, qui tienne compte, en temps réel, des positions relatives des différents organes.

Pour l'usinage de pièces sur machine UGV, il importe également de simuler correctement l'influence du posage de pièces, de disposer d'informations plus précises sur les efforts de coupe pour lesquels je mettrai en œuvre une méthode de mesure inverse. Partant de fonctions de transfert de la pièce montée, qui sont soit mesurées, soit déduites du modèle aux éléments finis, il est souhaitable d'évaluer les efforts par mesure, sur la pièce, des vibrations induites par l'usinage.

L'application, au niveau industriel, des premiers résultats obtenus par la théorie des lobes de stabilité me semble prioritaire pour guider au choix optimal de paramètres de coupe.

Ces divers pistes entrent dans les objectifs du pôle régional PRISM (Pôle Régional d'Ingénierie des Systèmes Mécaniques) qui se met en place à l'ENSAM au Centre d'Etudes et de Recherche de Lille.

Parmi les thématiques affichées, une large place est donnée à l'Usinage à Grande Vitesse.

Dans ce domaine, le partenariat, initié dès 1995, avec les industriels dans le domaine de l'UGV, doit s'intensifier compte tenu des investissements lourds en machines-outils de ce type consentis par certaines entreprises de la région, notamment par DASSAULT-Aviation, la FRANÇAISE DE MECANIQUE ou AEROSPATIALE. Je travaille avec ces partenaires au montage d'un dossier visant à se doter d'un banc indispensable à la simulation de procédés d'usinage GV.

Je compte également participer à l'exploitation du banc d'essais d'axe à moteur linéaire de machine-outil qui est désormais opérationnel.

Conclusions

La diversité des éléments présentés est à l'image, je pense, de la pluridisciplinarité qu'on rencontre dans une école d'ingénieurs comme l'ENSAM, implantée en région. J'espère que ce document témoigne également de l'apport et de l'enrichissement que procure le travail en équipe, et qu'il reflète des apports des outils modernes de simulation et de mesures.

Au fil de ces années, ma conviction d'essayer de toujours associer modélisation et validation expérimentale n'a fait que s'accroître. L'analyse du comportement dynamique de machine-outil et des vibrations en usinage, exposé au chapitre 2, témoigne de l'intérêt de modèles simples mais fiables.

Ce travail de synthèse m'a conduit parfois à privilégier certains travaux. J'ai ordonné leur présentation sans respecter la chronologie, mais dans un souci de cohérence globale. J'espère que ce document pourra être utile à d'autres chercheurs. J'ai essayé de donner une synthèse de diverses méthodes et de présenter de nombreuses références bibliographiques.