



**HAL**  
open science

## Vibrations et usinage

Lionel Arnaud

► **To cite this version:**

Lionel Arnaud. Vibrations et usinage. Vibrations [physics.class-ph]. Institut National Polytechnique de Toulouse, 2017. tel-04412558

**HAL Id: tel-04412558**

**<https://hal.science/tel-04412558v1>**

Submitted on 23 Jan 2024

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Université de Toulouse  
Laboratoire Génie de Production  
de l'École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes

Mémoire d'Habilitation à Diriger des Recherches

Vibrations et usinage :  
de l'analyse en laboratoire aux applications pédagogiques et industrielles

Lionel ARNAUD

Soutenue le : 26/01/2017

Jury :

M. Jean-Yves HASCOET	Professeur des Universités	Rapporteur
M. Emmanuel DUC	Professeur des Universités	Rapporteur
M. Philippe LORONG	Professeur des Universités	Rapporteur
M. Philippe ROUCH	Professeur des Universités	Examineur
M. Jean-Yves FOURQUET	Professeur des Universités	Examineur
M. Vincent HIRSCHAUER	Personnel RENAULT	Membre Invité
M. Éric ROMAGNE	Personnel RENAULT	Membre Invité
M. Jaouher SELMI	Personnel RENAULT	Membre Invité

# Table des matières

1. Curriculum Vitæ . . . . .	3
2. Activités de recherche . . . . .	5
2.1 Travaux de DEA et de thèse. . . . .	5
2.2 Travaux préparatoires sur les vibrations d'usinage . . . . .	8
2.3 DEA de Laurent Menanteau . . . . .	9
2.4 DEA de Vincent THEVENOT . . . . .	10
2.5 Thèse de Vincent THEVENOT . . . . .	11
2.6 Thèse de Sébastien SEGUY et développements ultérieurs . . . . .	17
2.7 Travaux suite à la thèse de Sébastien SEGUY . . . . .	28
2.8 Thèse de Toufic WEHBE . . . . .	35
2.9 Thèse de Jean-Baptiste LIBOT (en cours) . . . . .	38
2.10 Travaux en cours sur l'impression 3D (en démarrage) . . . . .	38
2.11 Bilan des activités de recherche . . . . .	38
3. Activité de transfert . . . . .	40
3.1 Bilan des activités réalisées. . . . .	40
3.2 Logiciel et méthode ChatterMaster® . . . . .	42
4. Travaux d'enseignement. . . . .	58
5. Conclusions et perspectives . . . . .	60
6. Liste des publications. . . . .	61

# 1. Curriculum Vitæ

## 1.1 État civil et scolaire

**Nom d'usage : ARNAUD      Prénom : Lionel      NUMEN : 29E9735229WET**

Âge : 45 ans      Nationalité : Française      Établissement : ENI de Tarbes

Fonction : Maître de conférences (échelon 7)      Laboratoire de Génie de Production, EA 1905

**Titres et diplômes** (tous obtenus à l'ENS Cachan) :

- Licence de mécanique (1993), Maîtrise de mécanique(1994), Agrégation de mécanique (1995).
- DEA (1996), Doctorat (2000), sous la direction de Pierre Ladevèze.

## 1.2 Indicateurs de production scientifique

Domaine de recherche : Vibrations, usinage, impression 3D.      **H-index & H-10-index : 10**

**3 Thèses co-encadrées soutenues : 150 % cumulé      1 thèse en cours (1ère année) : 10%**

Publications : **Revue internationale référencées : 15** (dont 1 special issue)  
(disponibles sur <http://oatao.univ-toulouse.fr>)

Communications internationales avec actes : 6	;	Nationales avec actes : 1
Communications sans acte : 12	;	Autres communications : 9

Rédaction d'**articles de vulgarisation** sur le thème des vibrations d'usinage :

Article détaillé de 18 pages dans l'ouvrage collectif «[Techniques de l'Ingénieur](#)», réf. BM7030.

Articles de 2-3-4 pages dans les revues «[MachPro](#)», «[Trametal](#)», «[La production](#)», «[La forge](#)», «[La fonderie](#)», «[Technologie](#)» (<http://eduscol.education.fr/sti/medias/revue-technologie>), [Wikipedia](#) (plusieurs articles, en français et en anglais).

Membre de **comité scientifique** :

3ème assises MUGV, Clermont-Ferrand, 10-11 mars 2004.

3ème colloque «Analyse vibratoire expérimentale», Blois 20-21/11/2012

Reviewer récurrent de «[Machining Science and Technology](#)» (Impact Factor : 0.733): 18 reviews (depuis 2014) (Review occasionnel pour diverses conférences : non comptabilisé)

Réfèrent ENIT pour le projet européen (2 pays) Aerosfin, 2005-2008, c.f. [www.aerosfin.org](http://www.aerosfin.org), c.-à-d. gestion scientifique et administrative des « Works packages » (environ 300 k€).

Montage complet d'un projet international (3 pays), dans le cadre du 7ème PCRD (projet «MAM», ayant validé tous les filtres, mais non retenu pour cause de restriction budgétaire), participation à la rédaction préliminaire du projet ACCENT (version du 12/03/2007).

«Bonus Qualité Recherche», le premier obtenu par le LGP, en 2004, avec un budget de 10 k€ pour le développement d'un capteur vibratoire avec le directeur du LEN7 de l'ENSEEIGH de Toulouse, Thierry BOSCH.

Projet FUI «USINAE» (6M€) auquel ne participait pas directement le laboratoire, mais pour lequel j'ai été

fortement sollicité, par un contrat d'association, en 2009, pour l'analyse experte du logiciel STORMibox et pour la conception d'un actionneur magnétique innovant, pour la caractérisation du comportement vibratoire des machines-outils.

Participation active au lancement du réseau universitaire «Manufacturing 21», de 2001 à 2004.

Accueil sur mai-août 2006 du chercheur senior américain, Mustafa Fofana (accueilli 2 mois à l'ENIT puis 2 mois à mon domicile), mathématicien de formation, pour approfondir l'analyse mathématique des vibrations d'usinage. Cette venue a été un révélateur pour le laboratoire, qui a depuis accueilli d'autres chercheurs confirmés, mais sans atteindre la même durée de séjour.

### 1.3 Partenariats industriels

- Financement de thèses :

Turbomeca (financement d'une thèse **CIFRE** à l'ENIT), Fatronik (projet **INTERREG IIIa**, financement d'une thèse à l'ENIT et une thèse à l'UPV de Bilbao)

- Expertises :

Bosch (2 contrats, avec signature d'un partenariat avec l'ENIT sur 3 ans), ACS - Airbus - Aircelle - Boostec - Dassault - Ford Aquitaine - Ford Getrag - FP Alu - Liebherr - Mecachrome - Molenat - Renault - PCI - Praxair - RGI - Sagem, Vibration (**start-up** du laboratoire, en contrat avec l'ENIT de 2009 à 2016).

- Participation motrice à l'acquisition de matériels majeurs du laboratoire :

- centre d'usinage 5 axes Mikron® avec broche Ibag® à paliers magnétiques Mecos® : validation initiale du principe (par simulations E.F.), obtention de l'ouverture totale des paramètres et algorithmes de contrôle de la broche à paliers magnétique auprès de Mecos®.

- Structure Mutualisée de Recherche sur la fabrication additive métallique (3M€ sur 3 ans) : préparation technique détaillée du projet, définition et obtention d'engagements financiers auprès des partenaires industriels fondateurs de la plate-forme, qui couvrent toute la chaîne de valeur de la fabrication additive (fabrication poudre, fabrication machine, conception de pièce, imprimeurs 3D, usineurs, clients finaux).

- Organisation et animation de journées techniques sur les vibrations d'usinage :

- Journée technique à l'ENIT, le 26 mars 2006, sur le thème exclusif des vibrations d'usinage qui a fait venir une [soixantaine d'industriels de toute la France](#), au sein du laboratoire LGP : Ford, Airbus France, Figeac Aéro, PY Industries, Kendu, Diatomic, Sandvik, Turbomeca, Alma, Latécoère, Forest Liné, Microturbo, Snecma, Siemens, Socata, Alstom, Boostec, et d'autres.

- Depuis 2006, avec Vibration, avec plus de 10 journées en 2013-2014 auxquels ont participé plus de 200 entreprises d'usinage françaises et quelques étrangères (Espagne, Allemagne, Suisse).

(c.f. par exemple les journées dans les lycées d'[Annecy](#), de [Tarbes](#), Bordeaux, Mirepoix, Argenteuil, Cachan, Bayonne, Tours, Versailles, Figeac, au CNIP en suisse, l'École Centrale de Nantes, etc., liste complète sur le site web [www.vibration.fr](http://www.vibration.fr))

- Créateur de la méthode et du logiciel ChatterMaster, propriété du laboratoire LGP

(Logiciel qui a reçu le prix spécial du jury innovation au salon industrie de Lyon en 2011.)

Fondateur de la Jeune Entreprise Universitaire (JEU) Vibration, en 2009, et gérant pendant 3 ans, avec un contrat de royalties envers l'ENIT de 2009 à 2015 (18 k€ reversés).

Utilisé dans tous les lycées (BTS IPM) de l'académie de Toulouse et dans 3 lycées de région parisienne.

Utilisé dans l'industrie : Sandvik (Allemagne), Mecachrome, Snecma, Airbus, Renault, Liebherr, Adixen, General Electric, AQMO, Exameca, Figeac Aero, Freyssinet Aero, Halgand, Ibag, Micron précision, Mon-

tupet, Präewest (Allemagne), Sanden, et d'autres ponctuellement ou de façon récurrente.

## 1.4 Responsabilités collectives à l'ENIT :

- Membre du **Conseil de Laboratoire** du LGP (2001-2012).
- Membre de la commission de lancement de la filière BTP à l'ENIT, 2003-2004 (période de lancement).
- Administrateur et coadministrateur des plateformes Ganesha puis Moodle (2002-2016), ainsi que formateur, et chargé de mission du développement de l'ergonomie de la plateforme Moodle.
- Membre de la **commission TICE** depuis sa création (2013-2015), responsable de la sous-commission PAM (c.-à-d. Moodle) (2014-2015).
- Web Master pour la communauté enseignante (universitaire et lycées), avec édition de code (html, php, mysql) et hébergement sur serveur propre de diverses plateformes pour la communauté enseignante : plateformes pédagogiques Ganesha / Moodle / Chronoform / Dolibarr / Wiki / sites web / blogs / etc.
- Jury de BTS IPM, et de baccalauréat, occasionnellement.
- Référent du logiciel Mathematica à l'ENIT.
- **Chargé de mission TICE** (lettre de mission et décharge de 24h): animation d'un groupe de travail sur les TICE, de 20 personnes à l'ENIT, développements Moodle, depuis octobre 2015.

## 1.5 Activités pédagogiques à l'ENIT :

Enseignement en L3 M1 M2 : vibrations, conception mécanique, optimisation topologique, mécanique du solide et chocs. 194 h TD en 2013-2014. (36 h de C, 32 h de TD, 108 h de TP informatique et mécanique), 252h TD en 2014-2015.

Encadrements de stages en entreprise : de façon générique (participation minimale à l'effort commun) et en lien avec mes compétences (PFE sur les vibrations et récemment sur l'impression 3D métallique).

Développement de plateformes pédagogiques (Ganesha dès 2002, puis Moodle depuis 2014) et de ressources pédagogiques (par ex., récemment «comprendre les vibrations d'usinage», séquence interactive de 45 min environ, sur [www.atelier-permanent-usinage.fr](http://www.atelier-permanent-usinage.fr)).

Développement de l'ergonomie Moodle à l'ENIT : Ergonomie générale (avec l'aide de graphistes), développement d'un plug-in Moodle (aide INPT, budget 40 k€).

Formation de collègues à Moodle.

(Sur mon temps libre, actuellement : développement d'une application d'apprentissage des mathématiques, niveau lycée : [www.revismath.fr](http://www.revismath.fr))

## 2. Activités de recherche

(Un résumé est présenté au paragraphe «2.11 Bilan des activités de recherche», page 41)

### 2.1 Travaux de DEA et de thèse

**Titre** de la thèse : Modélisation et simulation des vibrations moyennes fréquences par la théorie variationnelle des rayons complexes (TVRC).

**Jury** de thèse : Denis Aubry (président), Louis Jézéquel (rapporteur), Roger Ohayon (rapporteur), Claude Blanzé (Examineur, co-encadrant de thèse), Samia Gil (Examinatrice), Jean-Paul Grelier (Examineur), Pierre Ladevèze (Examineur, directeur de thèse).

Thèse soutenue le 17 janvier 2000 au sein de l'ENS de Cachan, avec les félicitations du jury.

Le problème de départ, en DEA et en thèse, était d'obtenir un modèle prédictif des vibrations de structures dans la gamme des Moyennes Fréquences (MF). En effet le domaine des Basses Fréquences (BF), c.-à-d. en deçà des 100 premiers modes est généralement atteignable par les méthodes Éléments Finis (EF). Le domaine des Hautes Fréquences (HF), c.-à-d. typiquement au-delà des 10 000 premiers modes, ne nécessite plus de distinguer les résonnances des différents modes, car les différents pics de résonnances se recouvrent très largement, et est traité par des méthodes statistiques.

Cette problématique était industriellement liée au besoin de simuler les vibrations des structures de satellites artificiels, que les méthodes Éléments Finis peinent à modéliser. Dans le domaine automobile, les problématiques d'acoustique conduisaient à des problèmes de simulation similaires.

En première approche, la simulation des vibrations de plaques planes était le point de départ (la simulation des poutres a été un préalable traité en DEA).

La Figure 1 ci-dessous illustre l'allure des déformées vibratoires d'une plaque rectangulaire dans ces différents domaines fréquentiels.

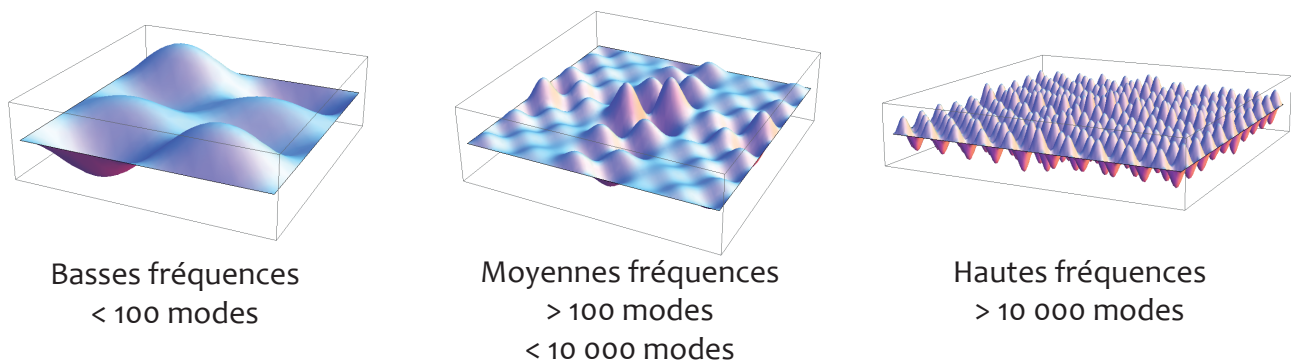


Figure 1 : Les basses, moyennes et hautes fréquences.

Les méthodes de type EF utilisent généralement des fonctions de base relativement simples, polynomiales par morceaux, ce qui facilite grandement le respect des conditions aux limites et les calculs, mais rend trop coûteuse la représentation de fonctions fortement oscillantes comme en MF ou HF.

À contrario, l'utilisation de fonctions plus riches dans les approches par EF, de type sinus-cosinus-exponentielle, se heurte à la difficulté de respecter les conditions aux limites, et n'est généralement faisable qu'en milieu semi-infini.

Les méthodes EF classiques sont appelées méthodes de Rayleigh-Ritz, et consistent essentiellement à utiliser des fonctions de base simples (polynomiales par morceaux en général) qui respectent facilement exactement les conditions aux limites, mais respectent l'équilibre uniquement au sens variationnel (c.-à-d. en moyenne, pas exactement en tout point). Donc en résumé pour les EF classiques les conditions aux limites sont respectées précisément, mais l'équilibre est respecté en moyenne.

Comme alternative, il existe les méthodes de Trefftz, dites aussi méthodes d'éléments de frontière, qui pour résumer respectent exactement l'équilibre intérieur, mais ne respectent qu'en moyenne les conditions aux limites. En pratique les méthodes de Trefftz sont bien plus complexes à manipuler et elles sont presque exclusivement utilisées quand il est trop difficile de faire autrement, c.-à-d. pour les milieux semi-infinis.

La Théorie Variationnelle des Rayons Complexes (TVRC) est une méthode de Trefftz, utilisant des fonctions de base vérifiant l'équilibre intérieur et ayant un sens mécanique très fort, des « rayons », par analogie avec l'optique géométrique. Le terme « complexe » vient du fait que le système numérique à résoudre porte sur des nombres complexes. Le détail des équations en jeu est donné dans le manuscrit de thèse et les articles associés, documents tous téléchargeables dans les archives ouvertes de l'université de Toulouse, <http://oatao.univ-toulouse.fr>.

En DEA, qui était en pratique le démarrage de la thèse, j'ai eu pour objectif, en binôme avec mon camarade Philippe Rouch, de décliner la TVRC dans le cas des poutres, car elle n'avait été formalisée que dans le cas de l'élasticité 2D. Il s'est alors avéré que comme prévu (car l'espace des solutions est de

dimension finie), la TVRC permettait d'obtenir la solution exacte, c.f. Figure 2. De plus, cette approche permettait de gérer naturellement les problèmes surdéterminés c.-à-d. ceux considérés comme « mal posés » en général, par exemple des essais de flexion où les déplacements et les efforts sont connus sur tous les appuis. Il est en effet remarquable que pour simuler des essais, les méthodes par éléments finis obligent à devoir choisir quelles conditions aux limites conserver, et lesquelles ignorer, pour éviter la redondance, faisant ainsi perdre des informations.

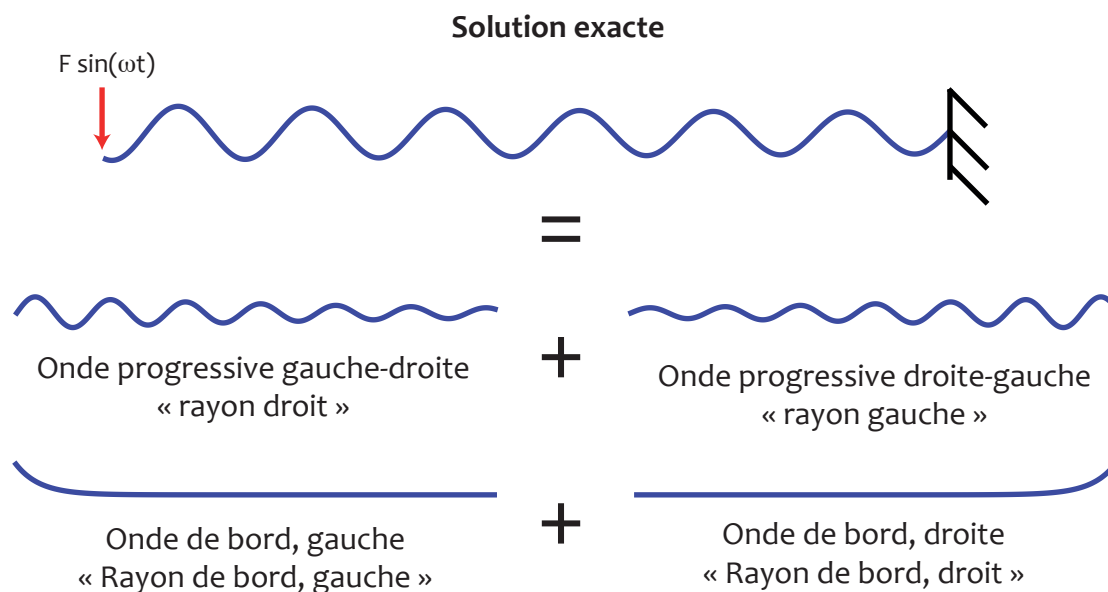


Figure 2 : Solution exacte comme somme de rayons, cas exact 1D.

En thèse, après ce premier apprentissage en DEA des outils nécessaires au maniement de la TVRC, il m'a été proposé comme sujet de thèse de décliner la théorie au cas des plaques de Kirchhoff-Love (les plaques de Reissner-Mindlin se sont révélées être d'un traitement très similaire, sans intérêt particulier). Il m'a donc fallu intégrer les différentes subtilités des différentes théories (Kirchhoff-Love et Reissner-Mindlin), pour écrire correctement la formulation variationnelle associée aux rayons complexes.

Le travail de thèse a d'abord consisté à déterminer quels « rayons » associer à la théorie dans ce contexte, c.f. Figure 3, puis à implémenter informatiquement l'analyse dans le logiciel Mathematica (ce qui permettait de manipuler aussi bien des calculs algébriques exacts qu'approchés), ainsi que les méthodes d'intégration approchées adaptées, en cherchant le plus possible des intégrations exactes. Les « rayons complexes » vérifiant exactement l'équilibre intérieur, la qualité de l'approximation se mesure à l'aide de différents indicateurs liés au respect des conditions aux limites, par exemple résidus en déplacements, en effort en en intensité vibratoire.

Par la suite, j'ai implémenté des routines en C++ afin d'accélérer les calculs et la résolution du système complexe. Une particularité importante à prendre en compte étant que toutes les grandeurs manipulées sont des nombres complexes et qu'il faut préserver le caractère défini positif de la partie symétrique des opérateurs complexes, car cela assure précisément l'unicité de la solution.



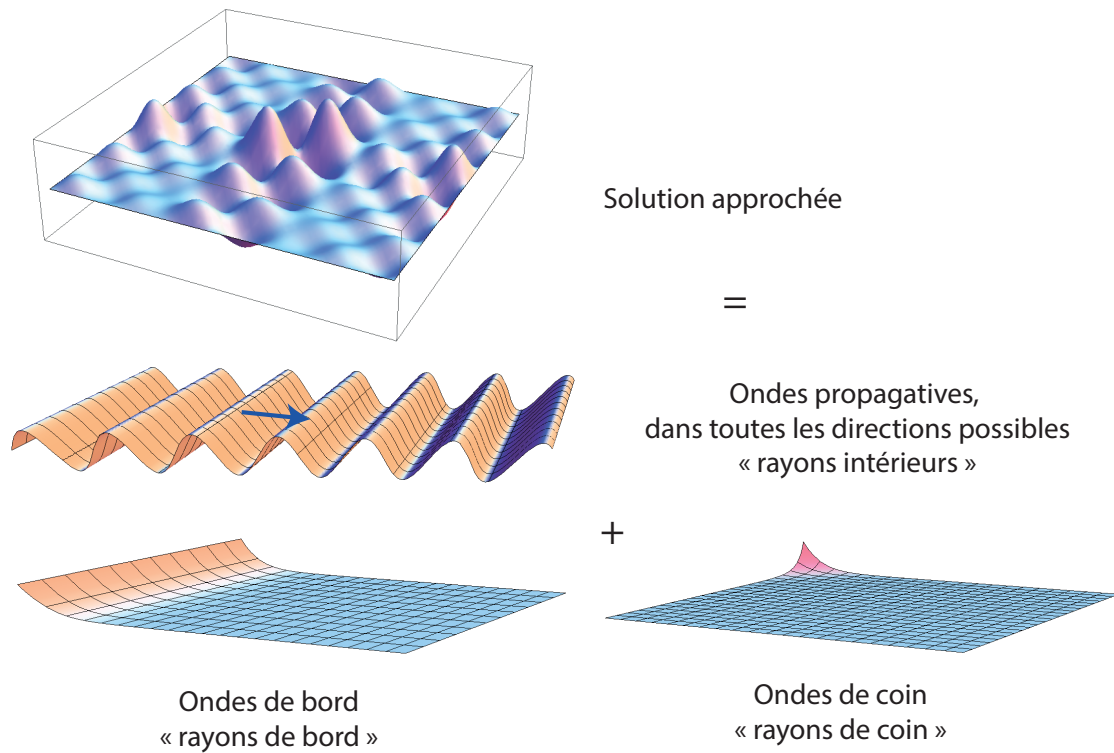


Figure 3 : Solution approchée 2D, comme somme de rayons

Mon travail a ensuite consisté à analyser l'influence de tous les paramètres de discrétisation et à comparer avec des solutions de référence, exactes ou approchées.

Dans le domaine des moyennes fréquences, il est illusoire de vouloir reproduire la moindre petite résonance, c.f. Figure 4 qui représente l'amplitude moyenne vibratoire. Les modes en jeu étant très nombreux (des centaines), il faut définir des grandeurs dites effectives, déduites des grandeurs complexes, qui traduisent en quelque sorte le niveau moyen vibratoire, sur une bande fréquentielle et sur une zone déterminée de la structure. De même les puissances actives et réactives traversant une frontière sont des paramètres dits effectifs.

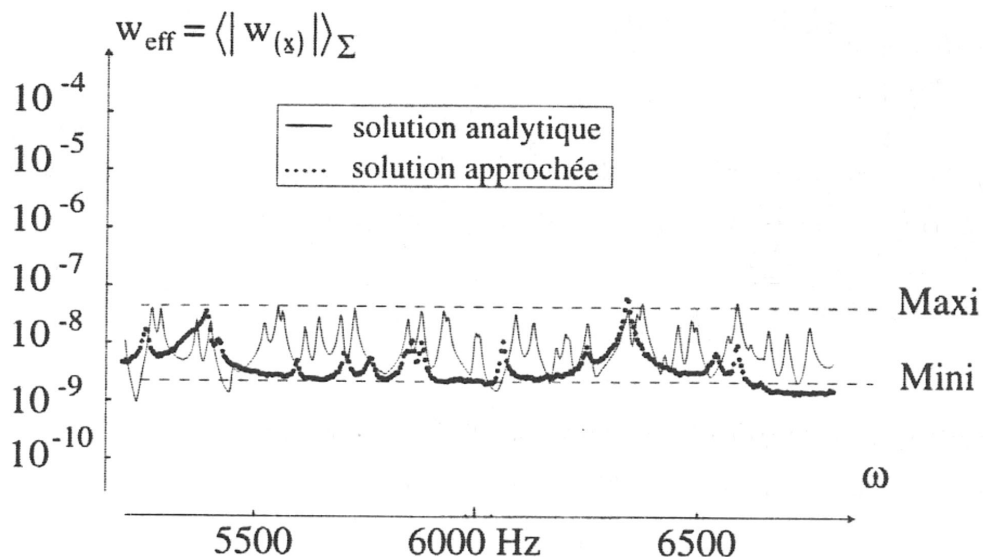


Figure 4 : Grandeurs effectives, ici amplitude moyenne sur la structure.

La TVRC ayant un important potentiel de développement, une seconde thèse avait déjà démarré avec un an de décalage, dans le but d'implémenter les algorithmes dans le logiciel Castem 2000, du CEA. Il s'agissait pour moi de fournir les premiers algorithmes numériques et d'élargir le domaine d'application, c.-à-d. au-delà des simples poutres et plaques planes. Pour ma part, j'ai étendu en fin de thèse

l'application de la théorie aux cas d'assemblages de plaques et à la présence de masses ponctuelles.

Ces travaux de thèse, soutenue en 2000, ont fait l'objet de plusieurs publications en revue et 7 thèses se sont enchaînées sur le même thème, en 2001, 2004, 2005, 2005, 2006, 2011, 2012, généralisant encore plus la méthode notamment au cas des plaques percées, des coques, de l'acoustique et des régimes transitoires. Récemment, de 2008 à 2012, le projet européen FP7 «Mid-Frequency», a été entièrement consacré à la simulation numérique des vibrations moyenne fréquence, dans le but de mettre en relation tous les spécialistes européens et toutes les méthodes disponibles, ce qui montre la persistance de la problématique des moyennes fréquences.

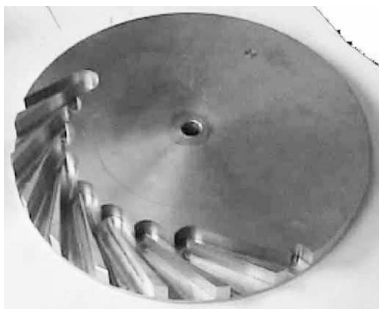
En pratique j'ai été très impliqué dans la seconde thèse, celle de Philippe ROUCH, puis j'ai volontairement coupé le cordon ombilical avec mon laboratoire d'origine, avide d'explorer par moi même d'autres domaines de recherche.

Ainsi, après 7 ans d'études à Cachan, j'ai eu l'opportunité d'être recruté en MdC à Tarbes, sur le thème les vibrations d'usinage.

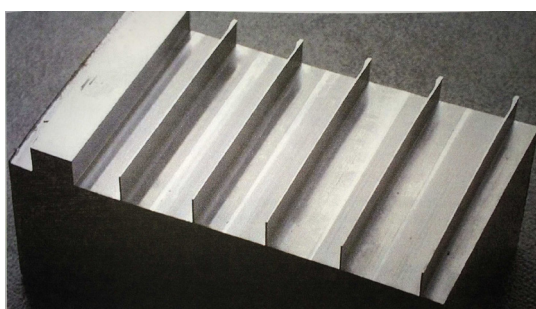
## 2.2 Travaux préparatoires sur les vibrations d'usinage

Juste avant mon recrutement au LGP de l'ENIT Tarbes, des séries d'essais d'usinage sur parois minces avaient été réalisés au laboratoire pour divers industriels (Liebherr, JEL, Giat industrie, notamment) et se sont heurtés à des phénomènes vibratoires, insolubles avec les plans d'expérience réalisés, ceci de façon répétée, ce qui a motivé un recrutement, en tant que spécialiste des vibrations de parois minces. À mon arrivée, un étudiant en DEA (Alain Schweitzer, actuellement chez Snecma Propulsion Solide au Haillan), venait tout juste d'étudier la bibliographie sur le domaine et avait identifié que la théorie dite des lobes de stabilité devrait permettre de définir les conditions d'apparition des vibrations. Il a ainsi réalisé quelques essais d'usinage sur des montages de plus en plus simples, c.f. Figure 5, pour débroussailler ce terrain, totalement nouveau pour le laboratoire LGP à l'époque.

La petite et jeune sous-équipe que nous étions dans le laboratoire (nous étions 2 MdC) s'est alors attelée à 100 % au problème des vibrations d'usinage.



1



2



3

Figure 5 : Premiers montages expérimentaux étudiés

Dans un domaine voisin, le sciage, l'entreprise SERMAS Industrie a aussi sollicité le laboratoire pour étudier les vibrations en sciage. Le sciage était en fait aussi un problème de vibration d'usinage de parois minces, sauf que c'est la lame coupante qui est la paroi mince cette fois, c.f. Figure 6.

Ce travail n'a pas abouti à court terme, mais 12 ans plus tard, les nouveaux membres de leur équipe de R et D ont travaillé avec la start-up Vibration, issue du LGP, pour analyser des phénomènes vibratoires.

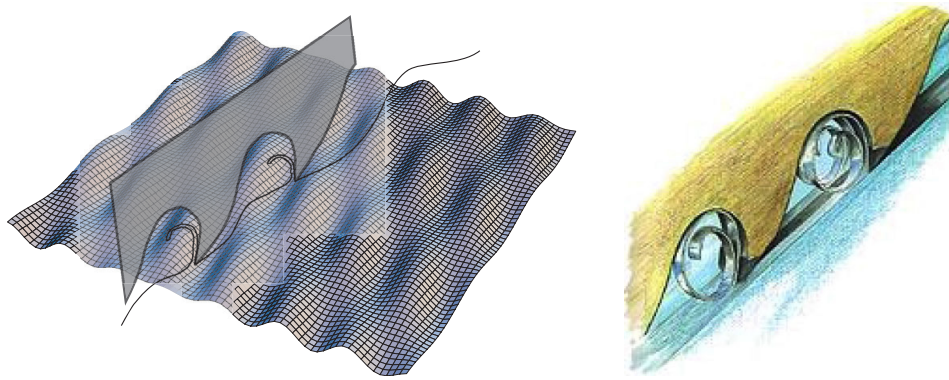


Figure 6 : Vibrations en sciage

### 2.3 Première approche des vibrations d'usinage et définition du «test en rampe» (DEA de Laurent Menanteau)

Laurent Menanteau a réalisé son DEA en 2001, sur « l'Application de la théorie des Lobes de Stabilité à l'usinage de parois minces en Usinage à Grande Vitesse ».

En repartant du problème du diffuseur (c.f. première image de la Figure 5), il a méthodiquement analysé la bibliographie et testé différents montages d'usinage visant à analyser les paramètres en jeu, puis il a confronté la théorie des lobes de stabilité à l'expérience (c.f. graphe de la Figure 7).

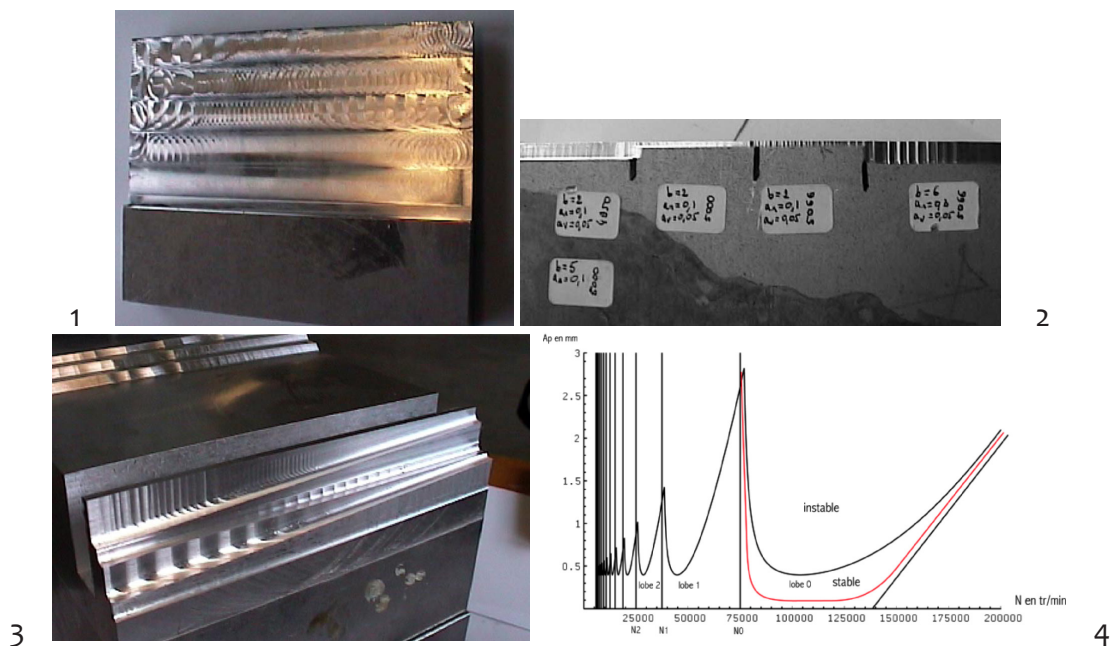


Figure 7 : Première confrontation théorie-expérience

Ces travaux nous ont surtout montré la difficulté des vibrations de parois minces, pour lesquelles le simple fait de réaliser la pièce de départ peut être une gageure (c.f. première image de la Figure 7). À ce stade nous avons dû rester modestes et nous contenter de corréler essai et théorie sur un simple modèle masse-ressort à 1 degré de liberté (3ème image de la Figure 7).

En effet, les vibrations des parois minces font intervenir généralement plusieurs modes propres à la fois, avec des phénomènes de superposition (qui créent du battement) et de couplage.

De plus, deux paramètres nécessaires à la théorie des lobes de stabilité, c.-à-d. l'amortissement et le coefficient spécifique de coupe, sont difficiles à mesurer de façon fiable dans ce contexte. En effet les prises de passe étant faibles, les efforts de coupe sont faibles, ce qui rend les mesures difficiles. De plus, l'ajout d'un capteur de force modifie le comportement dynamique du système et perturbe donc le test

d'usinage, avec même un risque de mise en vibration non prévue du fait de la flexibilité apportée par le capteur de force. Le coefficient d'amortissement quant à lui est une approximation d'un phénomène très complexe en usinage, lié notamment au contact entre l'outil et la pièce, ce qui le rend difficile, voire impossible à mesurer en situation d'usinage.

Il est à noter qu'une procédure dite de « test en rampe » a été définie, et publiée [38], afin de déterminer très rapidement la limite de stabilité d'un usinage. Cette procédure a été ensuite reprise par la communauté scientifique et fait maintenant partie des tests classiques en vibrations d'usinage, dans la littérature scientifique et industrielle.

(par exemple : <https://community.plm.automation.siemens.com/t5/Tech-Tips-Knowledge-Base-NX/A-practical-approach-to-identify-feeds-and-speeds-settings-for/ta-p/1648>)

Actuellement, Laurent Menanteau, travaille dans l'entreprise Samtec, en région parisienne, et travaille sur « SAMCEF for Machining », un logiciel de simulation par E.F. prenant spécifiquement en compte les flexions et vibrations d'usinage dans les simulations.

## 2.4 Première approche des parois minces et premières difficultés (DEA de Vincent THEVENOT)

Les travaux précédents ont montré la difficulté de résolution du problème, en terme de modélisation et en terme de mesures.

Le premier travail du DEA a consisté à analyser et à tester les différents moyens de mesure disponibles, notamment les mesures de forces par platine piézoélectrique, les mesures de vibration par accéléromètre piézo, vélocimètre laser, microphones (omnidirectionnels, directionnels, canon), et sonde d'intensité acoustique.

Encore une fois, en repartant du cas industriel de départ, Figure 5, des modèles de calcul et des mesures plus précises ont été réalisés.

Un modèle EF, corrélé par des mesures de sonnage, et évoluant au fur et à mesure de l'usinage a permis de mieux évaluer l'évolution des lobes de stabilité le long de l'usinage.

Ainsi, ce modèle, illustré par l'image n°1 de la Figure 8, a permis pour la première fois à notre connaissance d'adapter le modèle classique des lobes de stabilité (image n°3) aux évolutions de comportement d'une paroi mince, et d'obtenir un graphe (image n°4) qui indique les variations continues des fréquences idéales (c.-à-d. les asymptotes du graphe de l'image 3) et permet aussi de mieux comprendre l'évolution des motifs générés sur la pièce (image n°2).

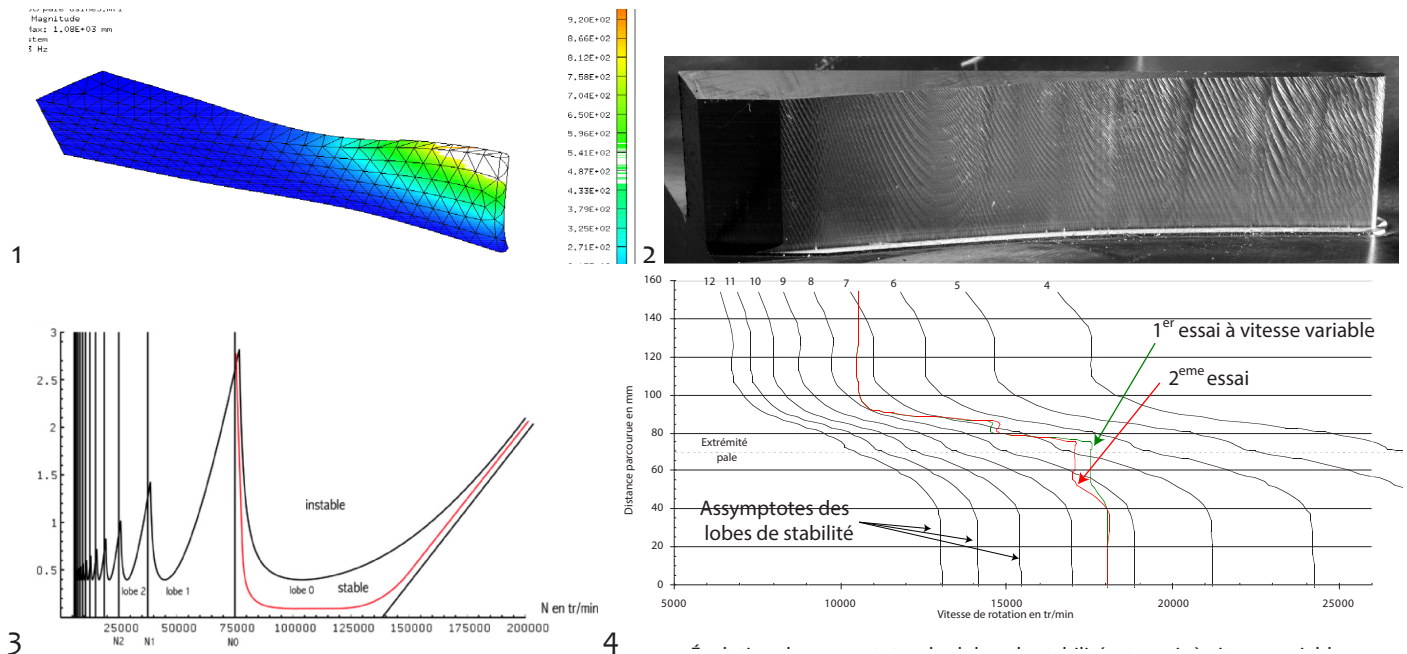


Figure 8 : Modèles de calcul

La première conclusion de ce travail a été qu'il était ici impossible de déterminer une fréquence de rotation outil idéale, comme c'était le cas classique pour les vibrations d'outil.

La seconde conclusion était qu'il fallait affiner notre modèle, car nous ne prenions pas en compte l'effet du contact outil-pièce sur l'amortissement et sur la rigidité de la pièce, mais qu'industriellement il fallait aussi explorer d'autres techniques d'usinage pour contourner ce problème.

En fin de DEA il a été testé une variation continue de la rotation outil le long de l'usinage, pour suivre les fréquences idéales (c.f. Figure 8, image n°4, «1er essai» en rouge et «2eme essai» en vert), mais nous ne savions pas à cette époque comment faire accepter à notre machine-outil des variations en continu. Les essais étaient donc marqués par des arrêts de l'avance à chaque changement de consigne de broche.

Parallèlement, une étude sur l'effet du talonnage sur la stabilité de l'usinage a été réalisée en marge du DEA et publiée à IDMME 2002 à Clermont-Ferrand, montrant que le talonnage n'a pas qu'un effet stabilisateur comme il était souvent dit dans la littérature, mais il peut en pratique aussi augmenter significativement les efforts et rendre la coupe plus instable.

Ainsi, forts de nos premières expériences, nous avons réussi à lancer une thèse CIFRE avec Turbomeca sur le sujet des vibrations de parois minces.

## 2.5 Première analyse approfondie des usinages de parois minces (Thèse de Vincent THEVENOT)

Titre de la thèse : Contribution à la maîtrise des phénomènes vibratoires en usinage de parois minces - Application à l'usinage de pales aéronautiques.

Jury de soutenance de thèse (le 18/11/2005) : Pascal Ray (rapporteur), Alain Gérard (rapporteur), Pierre Lagarrigue (Président), Gilles Cazenave Larroche (membre), Serge Caperaa (membre), Gilles Dessein (membre), Lionel Arnaud (membre).

### • Modélisations et essais réalisés

La problématique initiale industrielle (Safran-Turbomeca) consistait à comprendre et à réduire les vibrations d'usinage d'un rouet, c.f. Figure 9. Il s'agissait en pratique d'un usinage en contact ligne (surface

réglée), sur une paroi mince, vrillée, en 5 axes continus, avec un outil conique à angle d'hélice variable.

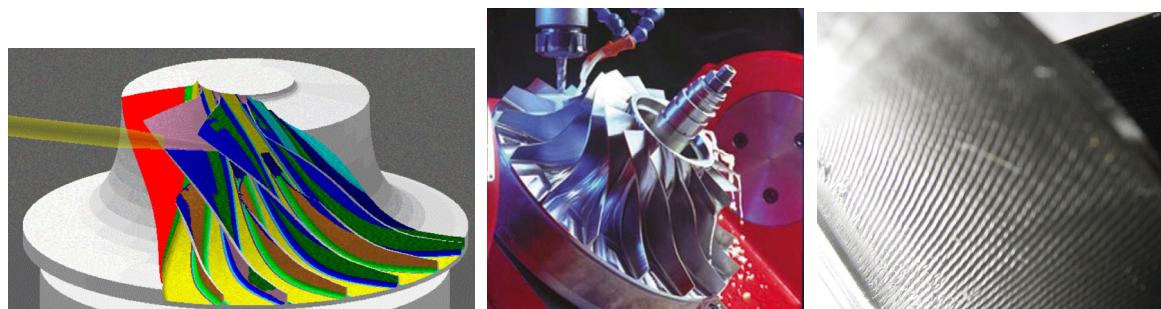


Figure 9 : Contexte

Un modèle vibratoire pour les vibrations d'usinage régénératives, amenait classiquement à la théorie des lobes de stabilité, c.f. Figure 10. L'enrichissement progressif de ce modèle a été la ligne directrice de cette thèse, et des deux suivantes.

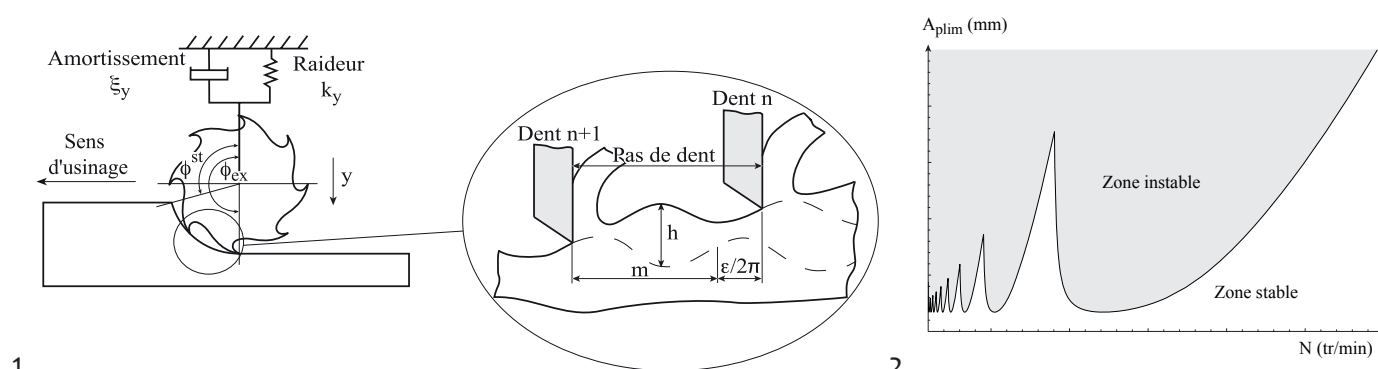


Figure 10 : Modèle des lobes de stabilité

Nous avons d'abord cherché à obtenir une loi de coupe à partir de coefficients de coupe oblique, avec intégration sur toute la hauteur de l'outil, en prenant en compte la variation de rayon et d'inclinaison (outil conique à hélice variable), et en distinguant l'effet lié à la section du copeau et l'effet lié au frottement de l'arête, ce qui conduit à des lois affines (c.f. Figure 11). La mesure des efforts en fonction de l'avance montre que cette approximation linéaire convient assez bien (c.f. image n°3 de la Figure 11).

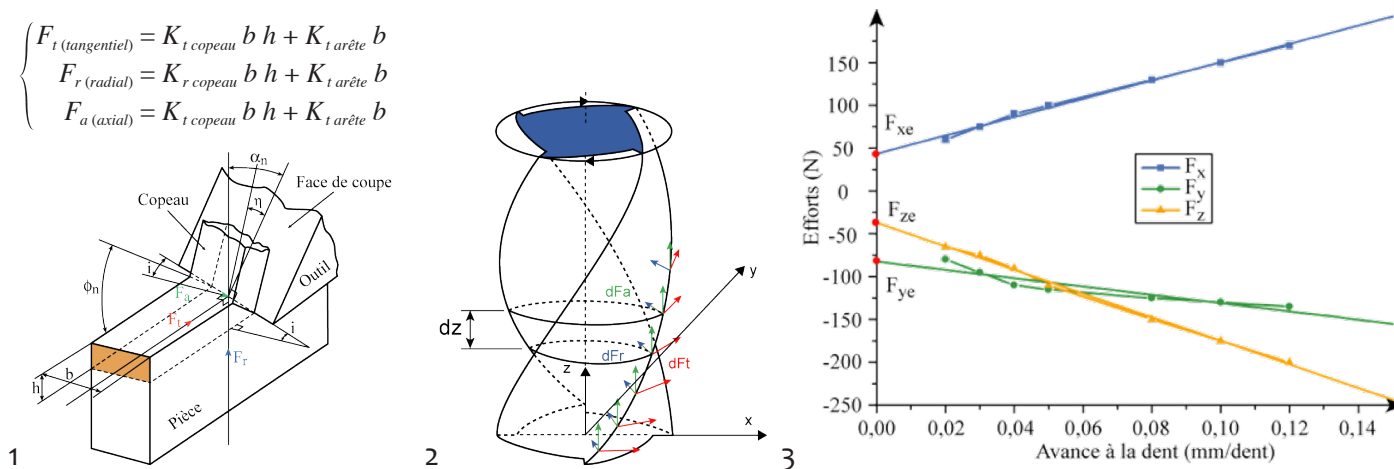


Figure 11 : Loi de coupe et recalage expérimental

L'outil et la pièce ayant des flexions importantes (de 20 à 80 % de l'engagement radial programmé), il était très difficile de déterminer la prise de passe réelle sur toute la hauteur du contact outil-pièce. D'ailleurs, dans un tel contexte de pièce et d'outil déformables, tout le savoir-faire de l'usineur est juste-

ment de « programmer faux pour obtenir juste ».

Les premiers essais d'usinage nous ayant démontré le caractère majeur du contact-outil pièce sur les fréquences propres de la pale, nous avons tenté de le prendre en compte sur les modèles de déformation et de vibration (c.f. Figure 12) de l'outil (image n°1) et de la pièce (image n°2). Les comparaisons calculs-essais nous ont montré malheureusement la difficulté à modéliser parfaitement cette interaction outil-pièce, car des écarts très significatifs apparaissent même après recalage sur un modèle simplifié d'usinage dans un bloc matière indéformable (c.f. image n°3).

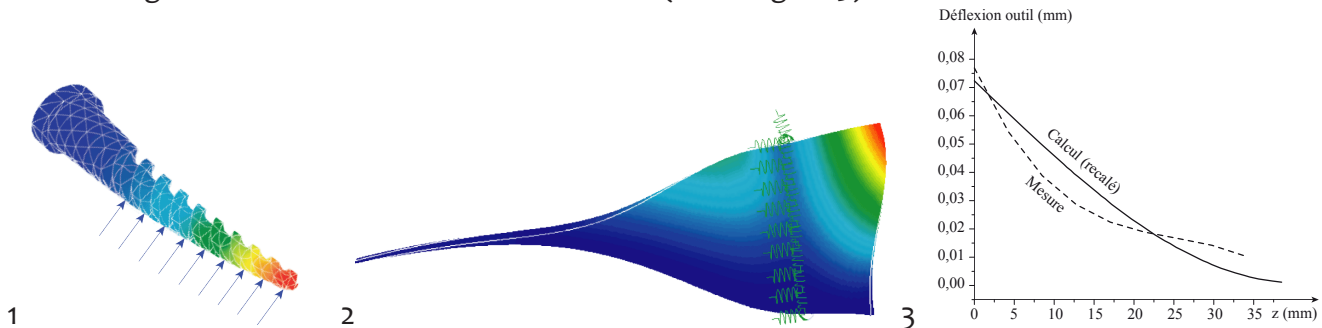


Figure 12 : Modèles de déformation outil et pièce

Ayant obtenu des modèles de coupe, de déformation et de vibration intégrant au mieux les phénomènes de déformation observés, nous les avons utilisés pour modéliser les vibrations régénératives d'usinage.

Tout d'abord, du fait de la présence de nœuds et de ventres sur les modes de vibrations, il apparaît que la rigidité apparente d'un mode varie fortement lorsque l'outil parcourt la pièce. Ainsi au lieu d'avoir un diagramme de lobes de stabilité comme vu sur l'image n°2, Figure 10, ces lobes montent et descendent avec la rigidité apparente et conduisent à considérer des lobes 3D, comme illustré Figure 13, image n°1. De même, les variations importantes de fréquence propre dues au contact mobile outil-pièce conduisent à décaler les modes en fréquences, comme illustré image n°2, Figure 13. On obtient aussi des variations de fréquences en prenant en compte l'enlèvement progressif de matière, mais cet effet était négligeable ici.

Ainsi, quand on combine les 5 premiers modes, qui interviennent significativement pendant l'usinage, avec leurs évolutions spatiales et leurs évolutions en fréquence, on obtient l'image n°3, Figure 13. Ce diagramme montre qu'il est difficile, voire impossible ici de trouver une vitesse de rotation (fixe ou variable) qui permette d'éviter les vibrations.

Il faut bien réaliser ici que toute recherche de stratégies d'usinage légèrement différentes (engagement outil différent, outil avec un autre nombre de dents ou avec des angles différents, nombre de passes axiales différent, etc.), rend la plupart du temps indispensable de recommencer toute la procédure d'identification et de modélisation, ce qui prend plusieurs semaines, par configuration.

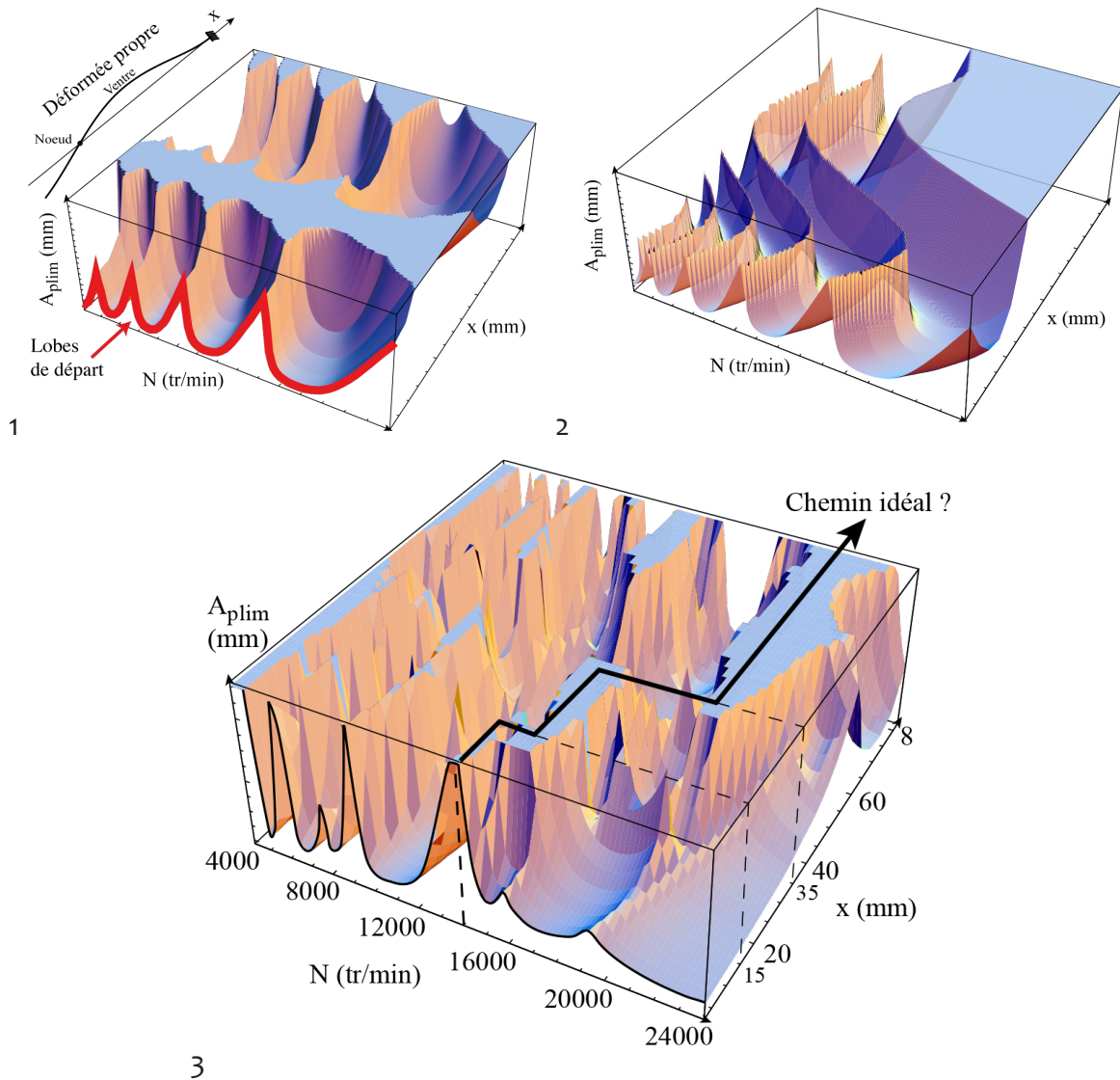


Figure 13 : Modèles de vibrations (effet de la raideur apparente variable, effet des fréquences propres évolutives, combinaison des 5 premiers modes propres)

Il apparaît donc que la généralisation de la théorie des lobes de stabilité aux parois minces nous conduit à une impasse, car il n'est généralement pas possible de trouver une vitesse de broche (fixe ou variable) qui permette d'éviter les vibrations et toute simulation des variantes possibles est très coûteuse.

Afin d'approfondir notre compréhension des phénomènes, notamment le fait que l'outil semble jouer le rôle d'appui pour la pièce pendant son usinage, un modèle simplifié de plaque a été analysé expérimentalement et numériquement, pour faciliter la multiplication d'essais et de modélisations.



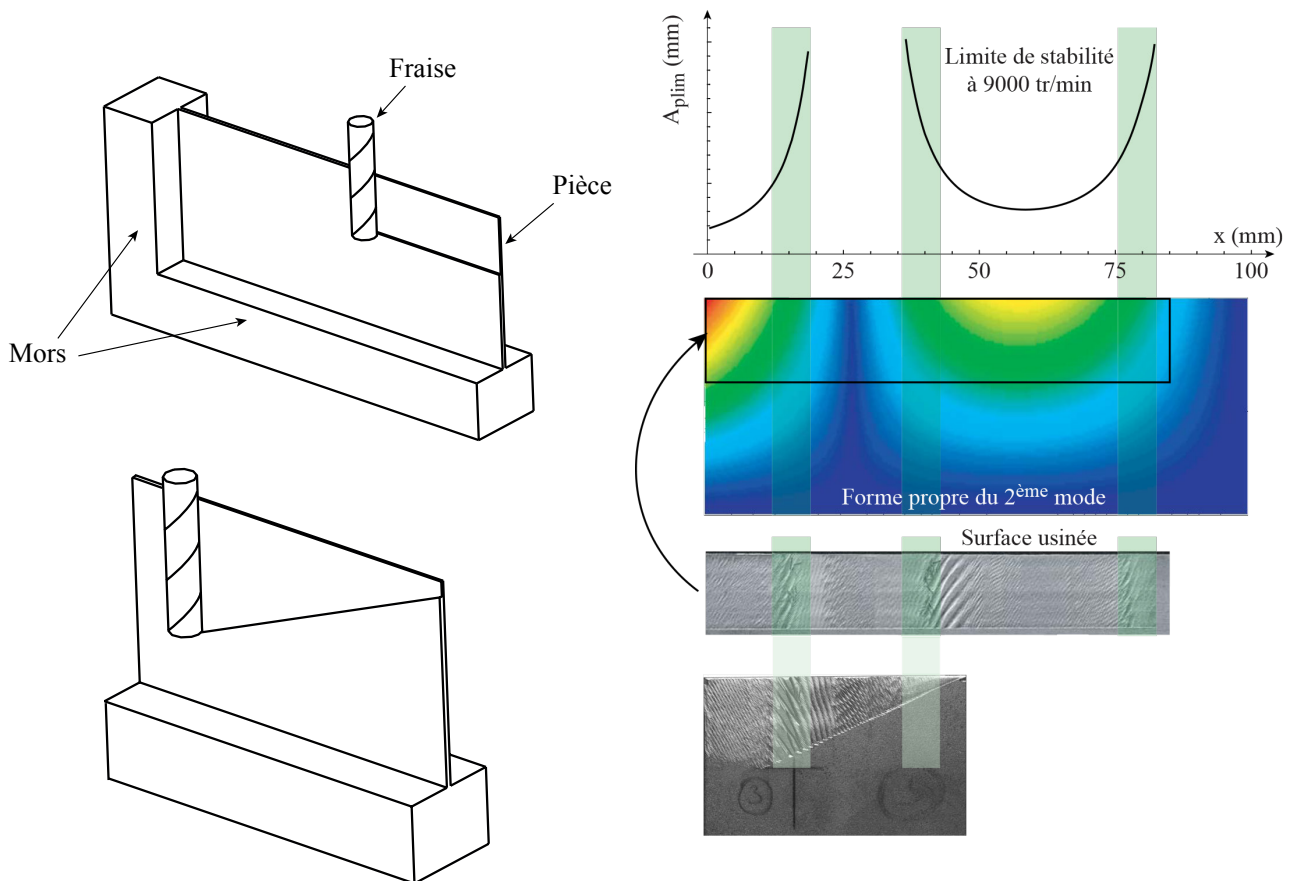


Figure 14 : Modèles simplifiés de plaque plane

Le modèle de plaque plane a permis de constater clairement le rôle des nœuds et ventres des modes propres sur le déclenchement ou l'extinction des vibrations, c.f. Figure 14, mais a aussi montré notre difficulté à comprendre finement l'interaction pièce-outil en présence de vibrations.

Il y a d'abord le fait qu'en général plusieurs modes coexistent pendant l'usinage, mais qu'assez souvent un seul de ces modes prend le dessus sur les autres pendant toute une période, alors que les lobes de stabilité montrent qu'il aurait dû laisser la place à d'autres modes plus instables que lui.

Il y a aussi le fait que le contact outil-pièce permette parfois de stabiliser l'usinage dans des zones supposées très instables (c.f. Figure 14, les ventres à  $x = 0$  et  $x = 60$  mm sont des zones de relative stabilité), sans que l'on comprenne le mécanisme de stabilisation en jeu.

Ces difficultés profondes, spécifiques aux vibrations d'usinage de parois minces, ont été le ferment des deux thèses suivantes, qui ont notamment exploré l'interaction des différents modes propres et le rôle apporté par le contact outil-pièce, éléments qui semblent mettre en difficulté la méthode classique de superposition modale en mécanique.

Au-delà d'une meilleure compréhension du phénomène, l'industriel souhaitait naturellement maximiser à court terme la productivité de ses usinages. Ainsi la recherche de solutions à court terme a conduit à optimiser un outil à pas variable, ce qui a réduit les vibrations et augmenté la productivité.

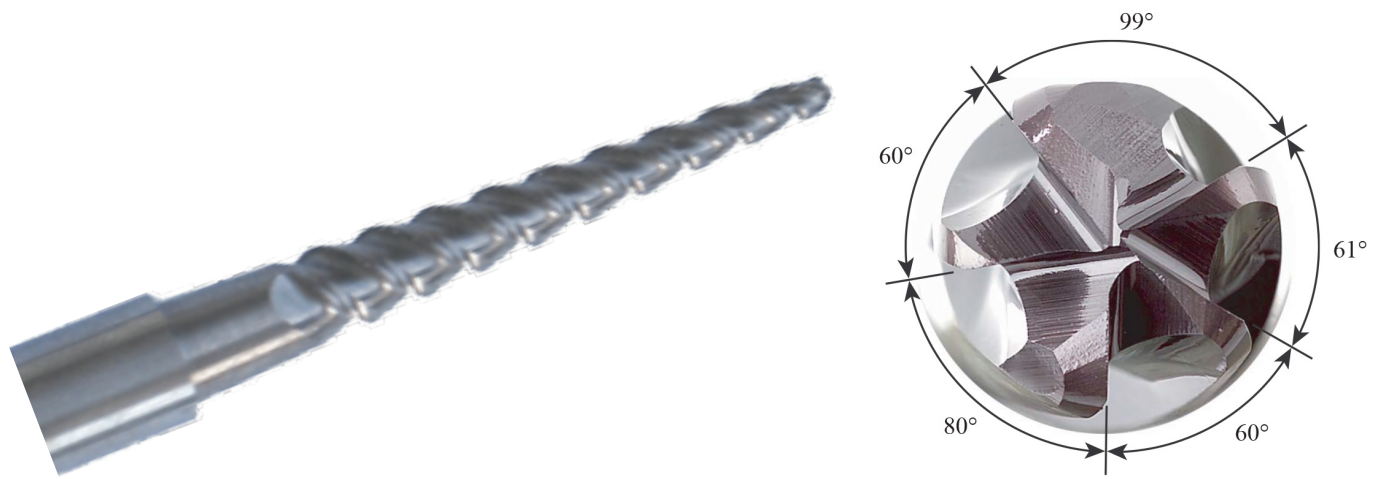


Figure 15 : Outil à pas variable

Les vibrations d'usinage en présence d'outil à pas variable étaient déjà bien établies dans la théorie des lobes de stabilité. Par contre, la détermination des angles optimaux n'était en fait basé sur des heuristiques assez basiques, par exemple en décalant les dents de façon constante, ou linéairement, ou en loi sinus, pour un mode propre donné. Compte tenu du fait que nous avons 5 modes propres à gérer, nous avons exploré toutes les heuristiques proposées, mais aussi simulé de nombreux tirages aléatoires, pour trouver les meilleurs candidats possible.

Ainsi, l'industriel a obtenu des gains de productivité importants, jusqu'à 75 % sur certaines opérations (l'outil pouvant tourner plus vite et avec une plus grande avance), et avec des états de surface meilleurs qu'auparavant.

Ceci dit, cela a bien marché pour les phases d'usinage en coupe continue, où les lobes sont associés à des instabilités dites de « Hopf », mais cela a été plus difficile en coupe discontinue, où les lobes sont liés à des instabilités dites « flip », pour lesquels nous n'avons pas de théorie disponible dans la littérature et nous avons dû développer des théories simplifiées (c.-à-d. en faisant l'hypothèse d'une coupe très discontinue), moins efficaces en terme de prédiction, ce qu'on confirmé les essais d'usinage.

- Conclusions et perspectives.

Du point de vue industriel cette thèse a été un succès très important, avec des gains importants (jusqu'à 75 % sur certaines opérations) et une compréhension plus fine du phénomène qui a permis à l'entreprise de réorienter les futures stratégies d'usinage, pour limiter les vibrations de telles parois. En parallèle de cette thèse, dans le même groupe Safran, une thèse similaire a été réalisée.

(<https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00002483>).

Cette thèse focalisait sur la validation d'un modèle temporel de l'usinage. Cela n'a pas apporté de gains significatifs à l'industriel et peu fait avancé la compréhension des phénomènes, ce qui montre la réelle difficulté des vibrations de parois minces, et la chance que nous avons eu que notre approche porte ses fruits assez rapidement.

Du point de vue scientifique, nous avons découvert que les lobes de stabilité s'avèrent en pratique inefficaces dans un tel contexte de paroi mince, car plusieurs modes sont à l'œuvre simultanément et la variation complexe des rigidités et des fréquences propres rend impossible l'obtention d'une vitesse de rotation optimale, même si on s'autorise à la faire évoluer pendant l'usinage.

De plus, le rôle du contact outil-pièce est toujours mal compris, car certaines mesures semblent montrer que l'outil exerce des forces de coupe, mais joue aussi le rôle d'appui pour la pièce, modifiant fortement les modes propres pendant l'usinage. D'autres essais ne montrent pas cet effet.

Après sa thèse, Vincent Thevenot a travaillé dans l'industrie de l'usinage, puis a été cogérant puis gérant de la société Vibration et il est actuellement sur un poste de R et D du groupe Mecachrome, où

il développe notamment l'approche ChatterMaster dans les usines du groupe et de ses sous-traitants.

## 2.6 Deuxième analyse approfondie des parois minces (Thèse de Sébastien SEGUY et développements ultérieurs)

Titre de la thèse : De l'adaptation à la variation continue de la vitesse de broche afin de contrôler le broutement en fraisage de parois minces - modélisations et études expérimentales.

Jury de soutenance de thèse (3/12/2008) : Jean-Yves Hascoët (rapporteur), Henri Paris (rapporteur), Gérard Coffignal (Président), Moussa Karama (membre), Gilles Dessein (membre), Lionel Arnaud (membre).

- Analyse bibliographique et organisation de l'étude

Le contexte de financement de cette thèse, c.-à-d. le projet Interreg Franco-Espagnol « Aerosfin », nous assignait comme rôle la modélisation des vibrations d'usinage de pièces à parois minces dans un contexte de pièces de structures aéronautique.

Notre première tâche était naturellement d'analyser finement la bibliographique pour bien distinguer toutes les approches disponibles, et déterminer leurs forces et faiblesses, c.f. la Figure 16.

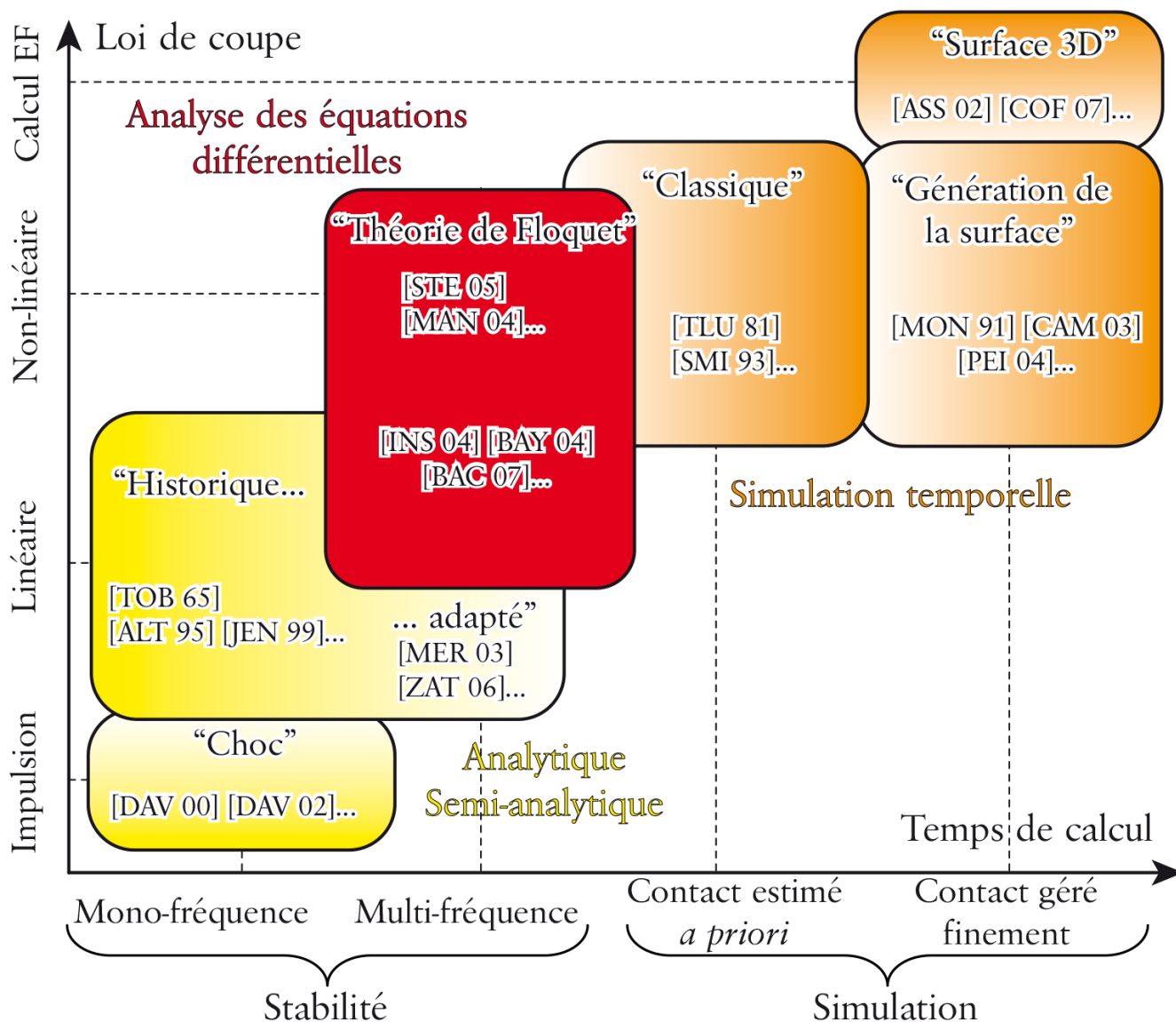


Figure 16 : Synthèse des approches dans la bibliographie.

Nous avons alors décidé d'investiguer plusieurs axes :

- Étendre l'utilisation de la théorie des lobes de stabilité à des pièces complexes aéronautiques à parois fines.
- Déterminer pourquoi quasiment toutes les modélisations de vibrations d'usinage de parois minces présentées dans la littérature montrent des écarts de facteurs  $\times 5$  à  $\times 10$  entre théorie et expérience.
- Rechercher des approches pragmatiques pour limiter les vibrations de telles pièces.

Ce travail a été extrêmement riche et ses développements nous ont conduits à de nombreuses collaborations avec d'autres chercheurs ( $\approx 10$  articles coécrits avec Sébastien Seguy) [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 16, 17, 27, 31, 34, 35].

La Figure 17 illustre le déroulement de cette thèse, qui est parti d'un problème concret, puis a entraîné le développement de nouveaux modèles et la recherche de solutions pragmatiques.

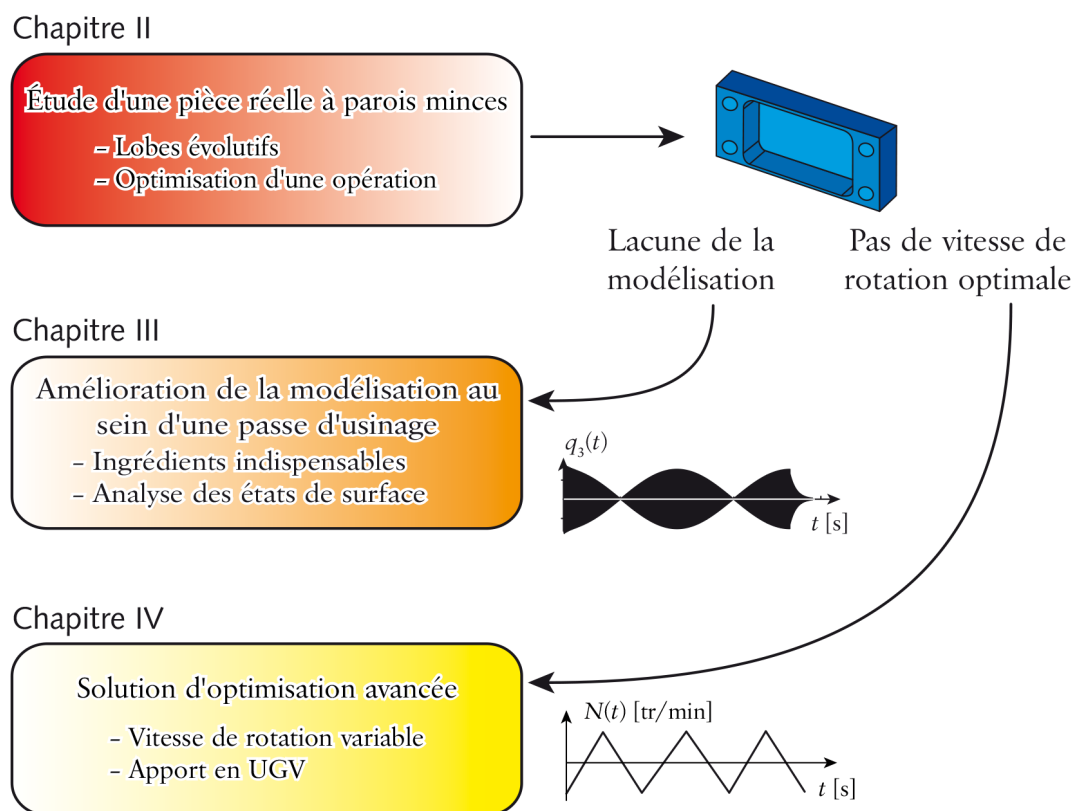


Figure 17 : Structure du mémoire de Thèse de Sébastien Seguy

#### • Étude approfondie d'une pièce réelle

Le projet Aerosfin regroupait des laboratoires et des industriels travaillant dans le domaine des pièces de structure aéronautique, nous avons donc proposé une pièce simple fixée en 4 points, mais représentative des pièces industrielles de type poche à parois minces, comme illustré Figure 18.

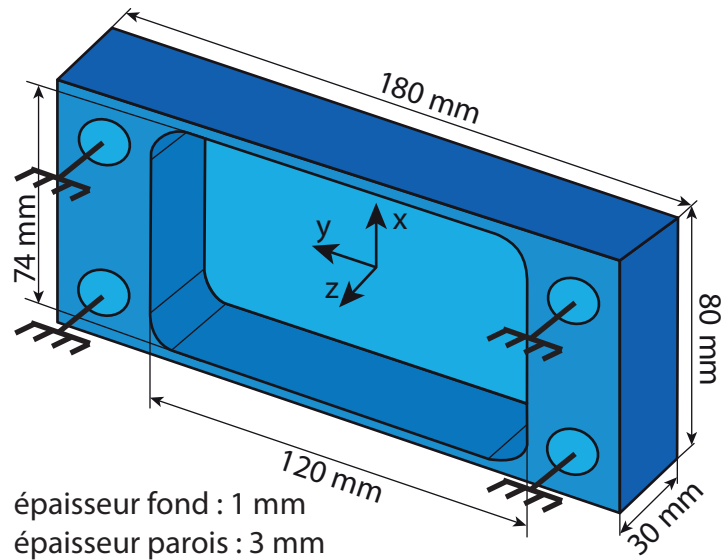


Figure 18 : Pièce étudiée

Le premier objectif de cette étude était de comparer et d'optimiser diverses stratégies d'usinage pour limiter les vibrations d'usinage de telles pièces.

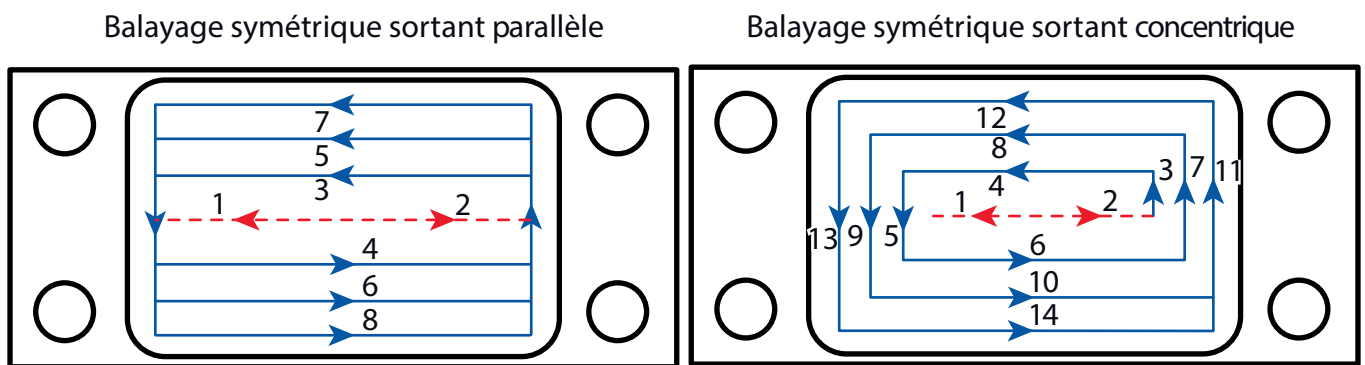


Figure 19 : Exemple de trajectoires outil analysées

Pour simuler les rigidités et modes vibratoires présents le long de l'usinage, une approche par Éléments Finis nous a montré qu'un modèle 3D était hors de portée. En effet, il faut réaliser au minimum une cinquantaine de calculs (10 minutes chacun) pour modéliser correctement les évolutions le long de l'usinage et il faut reproduire ce genre de calculs pour chaque variante étudiée (trajectoire et engagement outils), ce qui conduit à des dizaines d'heures de calcul, sans compter la préparation (même avec automatisation des calculs) et le post-traitement des résultats.

Nous avons donc réduit nos ambitions en réalisant uniquement des modèles plaques de la pièce lors des dernières passes d'usinage, et ce modèle s'est montré assez proche de la réalité.

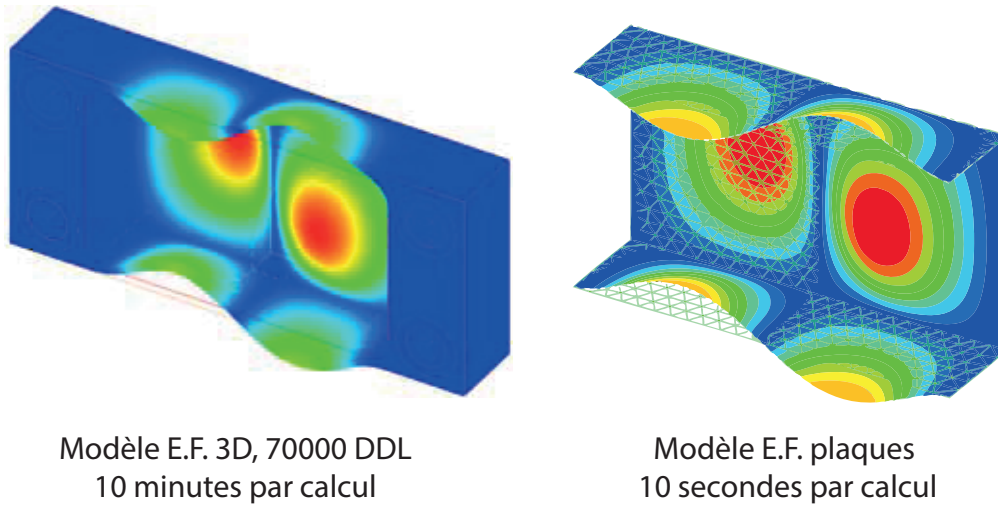


Figure 20 : Modèles EF 3D et plaques

L'analyse ainsi réalisée sur plusieurs stratégies d'usinage, dont celles de la Figure 19, nous a d'abord montré que les évolutions des rigidités et des raideurs locales le long de l'usinage étaient extrêmement complexes et qu'il serait difficile d'obtenir des réponses simples à nos questions.

Ceci dit, il est quand même apparu que la stratégie concentrique sortante était en moyenne la meilleure en terme de rigidité pièce, ce qui est le premier critère pour limiter les vibrations d'usinage.

La deuxième étape de ce travail était d'étudier la stabilité vibratoire par la théorie des lobes de stabilité, avec notamment une adaptation spécifique de la théorie pour l'usinage en bout de la paroi du fond. Ceci a été réalisé en complémentarité avec les partenaires espagnols, qui ont focalisé leur travail sur le modèle de la paroi du fond pendant que nous travaillions sur les parois latérales.

Ainsi ont été réalisés des lobes 3D pour les parois latérales et pour le fond, en utilisant des modèles simplifiés, c.-à-d. : calcul EF à base de plaque au lieu de 3D, modèle de coupe continue, modèle analytiques des lobes de stabilité.

Ces calculs de stabilité vibratoire ont tout d'abord confirmé que la stratégie concentrique sortante était bien la meilleure des stratégies étudiées. Ensuite il est apparu que pour la phase d'usinage des parois latérales, il existe une vitesse optimale, autour de 15000 tr/min, comme illustré image 1, Figure 21. Par contre, l'usinage du fond de poche avec un engagement axial  $A_p = 5$  mm nécessite d'adapter la vitesse de broche le long de l'usinage, comme illustré image n°3, Figure 21. Pour certaines stratégies étudiées, il n'y avait aucune vitesse fixe ou évolutive possible, ce qui peut s'interpréter comme un manque de rigidité tel qu'il n'est plus compensable par l'optimisation de la vitesse de rotation.

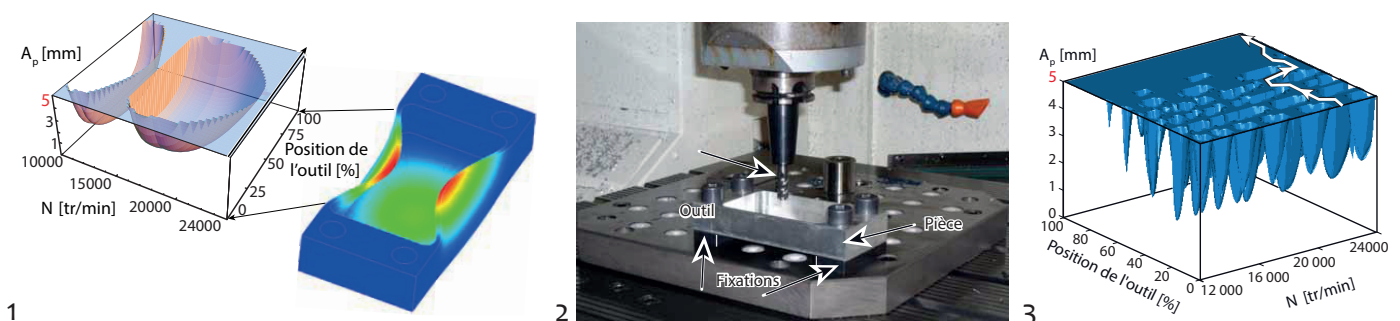


Figure 21 : Lobes 3D paroi latérale et fond

Les essais d'usinage, réalisés à Bilbao et à Tarbes, ont montré une nette amélioration de l'état de surface du fond de poche, grâce aux lobes 3D, mais il restait souvent des petites zones impossibles à stabiliser. De plus, les essais ont montré des phénomènes qu'on ne savait pas modéliser, notamment le fait que la fréquence de broutement évolue légèrement, indépendamment de l'évolution naturelle des modes propres due à l'enlèvement de matière.

Les essais d'usinage des côtés de la poche ont montré quant à eux que la tendance prédite par la théorie était bonne (car il y avait moins de modes et moins d'évolutions), mais la théorie ne prédisait pas bien la limite de stabilité mesurée pendant les usinages. Ce dernier point s'expliquait néanmoins à notre avis simplement par le fait que le modèle de coupe linéaire considéré n'est pas très adapté dans ces conditions de faible engagement radial, où il aurait fallu au minimum une loi affine. Enfin, il arrivait parfois que certains modes persistaient pendant l'usinage, alors que d'autres auraient dû prendre le relais, selon la mécanique de la superposition modale classique, sans que nous comprenions pourquoi.

La conclusion de ce travail a malheureusement confirmé que les lobes 3D ne permettaient pas de résoudre chaque fois les vibrations d'usinage des parois minces, et le travail nécessaire pour modéliser cet usinage était bien trop important et long pour être mis en pratique industriellement. Plus encore, la simulation de variantes d'usinage aurait conduit à multiplier ce travail, car les simulations ont été faites ici pour  $A_p = 5$  mm et changer ce simple paramètre conduirait à tout recalculer à nouveau (rigidités, modes, efforts de coupe).

Ce résultat nous a alors poussé à étudier plus précisément deux axes de recherche :

- Analyser plus en détail des modèles vibratoires de l'usinage des parois minces, car les modèles actuels ne représentent pas les phénomènes parasites observés.
- Analyser d'autres solutions que la simple optimisation de vitesse de broche.

#### • Analyse fine des modèles mécaniques

Une des motivations principales de ce travail était d'identifier pourquoi toutes les publications sur les vibrations de parois minces qui permettaient de comparer l'état de surface simulé et réel, montraient en fait (car c'était généralement dissimulé en mettant en avant d'autres paramètres qui corrélaient moins mal), des écarts entre mesures et simulation d'un facteur presque x10. Ainsi, petit à petit toute la bibliographie citée dans la thèse de Sébastien et concernant les parois minces, a été passé au peigne fin sans jamais montrer une réelle corrélation entre les états de surface simulés et réels.

De plus, l'apparition et la disparition des fréquences modales n'étaient jamais vraiment expliquées par les modèles jusqu'alors utilisés.

En bref, les modèles expliquaient bien, depuis 50 ans, les vibrations de systèmes massifs à 1 ou 2 DDL (c.-à-d. souvent un outil ou une pièce de type masse-ressort), mais pas bien les vibrations des parois minces.

Les études essayant de modéliser au mieux les vibrations d'usinage de parois minces conduisaient à modéliser l'état de surface 3D après chaque coup de dent, à prendre en compte des lois de coupe non linéaires et à modéliser jusqu'au talonnage de l'outil. En pratique les nombreux paramètres de ces modèles étaient difficiles à identifier et les simulations numériques étaient le plus souvent instables. Notre objectif a été de déterminer le modèle le plus simple possible capable de reproduire les phénomènes observés, notamment l'apparition et la disparition des modes qui au lieu de se superposer s'excluaient le plus souvent l'un l'autre.

Le modèle ainsi trouvé a les caractéristiques suivantes (c.f. p. 74 et suivantes dans la thèse de Seguy) :

- une loi de coupe linéaire, c.-à-d. effort proportionnel à la section du copeau.
- une non-linéarité de l'effort de coupe provoquée par la sortie de la coupe ( $F = 0$  en dehors de la matière) et par le talonnage de l'outil quand l'angle de dépouille instantané est négatif (numériquement introduit par le biais d'un amortissement très important pour modéliser le contact).
- une représentation modale classique de la paroi mince, c.-à-d. avec plusieurs équations modales qui sont couplées par le terme de force de coupe.
- un modèle de régénération de la coupe (c.-à-d. que l'épaisseur du copeau dépend de la position actuelle de l'arête de coupe, mais aussi de la position au coup de dent précédent), mais de la façon la plus simplifiée possible (c.-à-d. pas de génération de la surface exacte, mais un simple modèle de tournage équivalent).

L'algorithme ainsi réalisé représente moins d'une page de code sous MatLab et la résolution utilise la fonction DDE23 de résolution dédiée aux équations différentielles avec terme retard (Runge-Kutta (2,3) avec un pas de temps évolutif s'adaptant automatiquement aux discontinuités.

Enfin, du fait de la simplification extrême de l'effort de coupe (le copeau nominal est considéré d'épaisseur constante, comme en tournage) pour que l'instabilité puisse démarrer il a fallu introduire un bruit de fond, par exemple créé par une excitation à la fréquence du coup de dent, la forme et la fréquence exacte de cette excitation n'ont en pratique pas d'importance.

Une analyse méthodique préalable a permis de vérifier que :

- le comportement du modèle face à une simple vibration forcée est correct, c.-à-d. qu'on observe bien une superposition modale classique du fait du découplage de l'effort non régénératif, avec phénomène de résonance et sensibilité vis-à-vis de la position des nœuds et des ventres.
- le comportement de broutement classique d'un système massif à 1 DDL est aussi retrouvé, c.-à-d. qu'on retrouve les lobes de stabilité classique, mais ici l'amplitude reste bornée du fait du talonnage.

En pratique on a observé avec ce modèle que pour un usinage instable seul le talonnage limitait l'amplitude vibratoire, la sortie de l'outil dans la matière limitait la croissance, mais ne la stoppait pas.

Les simulations ainsi réalisées présentent un comportement réaliste pour les vibrations de parois minces, et montrent de fortes interactions modales, qui se manifestent sous la forme de ce que nous avons appelé un « verrouillage de modes ». La Figure 22 illustre ce phénomène en montrant les contributions des modes au mouvement total.

En effet, le mode 2 qui entre le premier en forte vibration empêche le mode 3 de vibrer, même si celui-ci est en position de dominer. Le changement de mode de vibration s'effectue uniquement lors des passages de l'outil sur les nœuds de la forme du mode dominant. En s'estompant, il permet alors aux autres modes de se manifester, et c'est un autre qui se lance. Ainsi en pratique un seul mode domine, alors que la superposition modale classique (sans couplage par le terme de force) aurait permis la coexistence des modes.

À vrai dire la cause racine de ce phénomène nous échappe, nous savons juste qu'il n'apparaît que s'il y a régénération et talonnage, car si un ingrédient disparaît, ce verrouillage disparaît des simulations.

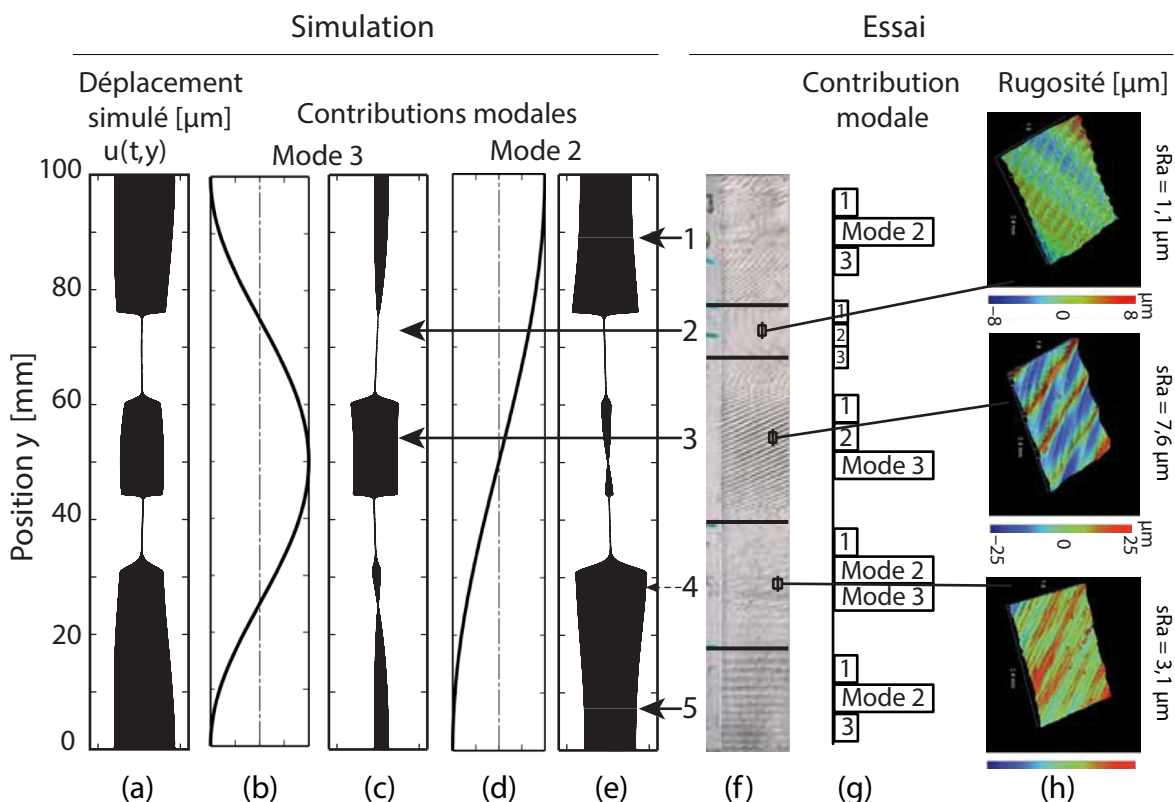


Figure 22 : comparaison modèle - essai



Une analyse plus fine du phénomène de verrouillage a permis de mieux cerner encore les conditions nécessaires. Il apparaît que si les fréquences propres sont proches l'une de l'autre, les modes peuvent être considérés comme découplés en usinage, ce qui est contre-intuitif dans le domaine des vibrations en général. Dans notre contexte, le phénomène de verrouillage apparaît uniquement au-delà de 15 % d'écart de fréquence propre entre les modes.

La comparaison avec les essais a montré une bonne corrélation. Seules les zones de transition sont très imprécises, ce qui se justifie par la simplification maximale des ingrédients du modèle (loi de coupe linéaire et pas de modélisation réelle de l'état de surface).

En conclusion, ce travail a permis pour la première fois d'obtenir un modèle simple et explicite reproduisant les phénomènes spécifiques aux vibrations de parois minces, démontrant notamment le rôle indispensable du talonnage.

#### • Modélisation et utilisation de la variation de vitesse en UGV

Des publications disponibles sur la variation de vitesse montrent des gains de stabilité spectaculaires, mais pas en UGV et généralement pas sur machine-outil réelle.

Les usieurs considéraient généralement que ce n'était pas une bonne chose à faire en UGV, car ils pensent a priori que la broche ou les variateurs ne tiendraient pas le coup. Des discussions approfondies avec les fabricants de broches et de variateurs nous ont persuadés qu'il n'y avait pas de risques particuliers, ce que nos essais ont confirmé, au moins à courte échéance (quelques heures d'essais au total).

Mathématiquement il est impossible d'obtenir une solution analytique pour une équation différentielle à terme retard, et les méthodes quasi analytiques connues ne sont même plus utilisables si le retard est variable. Il faut donc définir une stratégie de simulation adaptée, et robuste. Nous donc travaillé avec des chercheurs (principalement Grégoire Peigné et Tamas Insperger) qui avaient développé des algorithmes numériques compatibles avec la variation continue de broche et nous les avons adaptés ensemble à ce nouveau contexte. En pratique il s'agissait d'une part d'une méthode de simulation temporelle développée par Grégoire Peigné, et d'autre part de la méthode dite de « semi-discrétisation » développée par Tamas Insperger. [5, 6, 7, 16, 17, 31]

Pour simplifier l'approche, nous nous sommes restreints au cas à 1 DDL et avec un outil d'angle d'hélice nul.

La méthode de simulation temporelle est relativement coûteuse en temps de calcul, mais permet de simuler n'importe quel retard, très librement.

La méthode de semi-discrétisation quant à elle nécessite de faire apparaître une période globale, commune au coup de dent et à la fréquence de variation de vitesse, ce qui est en pratique assez peu restrictif.

La Figure 23 ci-dessous montre par exemple une période globale avec 4 périodes de variation de vitesse pour 15 coups de dents, inégalement répartis dans le temps du fait de la variation de vitesse de broche.

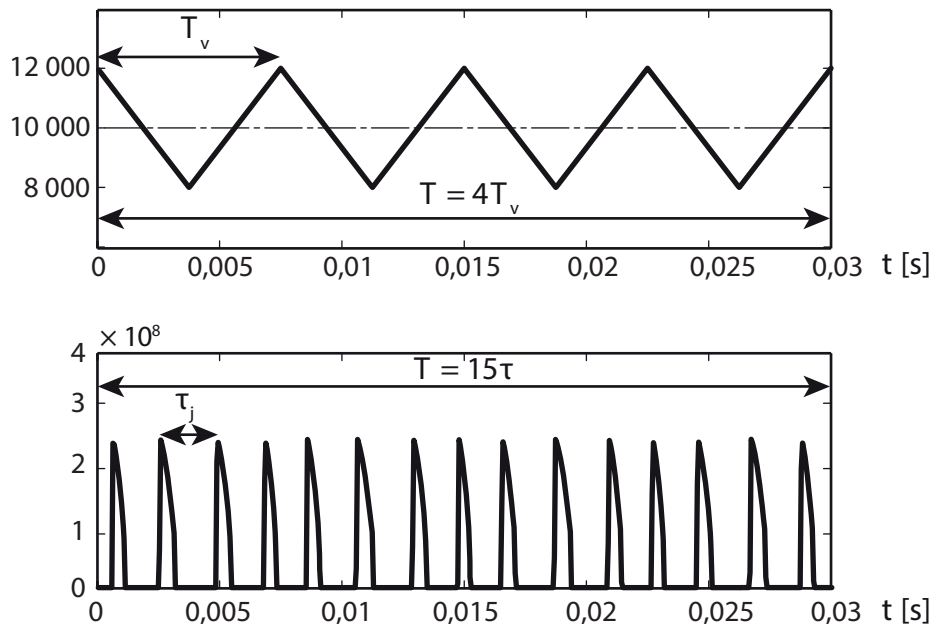


Figure 23 : Périodes imbriquées coup de dent et variation de vitesse de broche.

La notion de stabilité des simulations temporelles a dû être définie plus précisément dans le cas de la vitesse variable. En effet, pour la semi-discrétisation l'instabilité est une divergence au sens mathématique, à l'échelle de la période principale du système considéré, qui peut être ici parfois de plusieurs secondes, car il faut considérer la plus grande période commune aux coups de dents et à la variation de vitesse. Par contre, pour la simulation temporelle on cherche plutôt un critère tel qu'un décrochage non linéaire quand on augmente l'engagement, car il n'est pas forcément possible de laisser tourner en boucle la simulation pendant de nombreuses périodes communes pour détecter une divergence qui de toute façon ne va pas vers l'infini, mais se stabilise simplement à un niveau supérieur. Les critères utilisés ont fait l'objet d'analyse et de comparaisons méthodiques, ils ont montré la robustesse des modèles et la parfaite cohérence des deux méthodes utilisées. La semi-discrétisation permettant des simulations beaucoup plus rapides, c'est cette méthode qui a été utilisée par la suite.

La première conclusion de ces simulations a été que la vitesse variable permet effectivement de stabiliser certains usinages, mais aussi qu'elle peut déstabiliser certains usinages qui sont stables à vitesse constante. L'objectif a alors été de rechercher des paramètres de variation de broche optimaux (en fréquence, en forme et en amplitude).

Les résultats ont ensuite montré dans le détail que :

- La variation de vitesse permet d'avoir un gain en stabilité, mais il très souvent négligeable.
- Une grande fréquence de variation couplée à une faible amplitude n'apporte que très peu de gain en stabilité d'usinage.
- Ce n'est pas de reproduire la coupe d'un outil à pas variable qui est le plus efficace, comme cela a été suggéré par ailleurs (par ex. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695599001157>), mais de faire varier de façon importante la vitesse de broche autour de la moyenne.

La Figure 24 représente l'engagement axial de l'outil à la limite de stabilité, en fonction de la fréquence de variation (en abscisse) et de l'amplitude de variation (en ordonnée). Les zones les plus claires (en jaune) sont les plus intéressantes. Le domaine réellement atteignable par notre broche UGV est sous la courbe blanche.

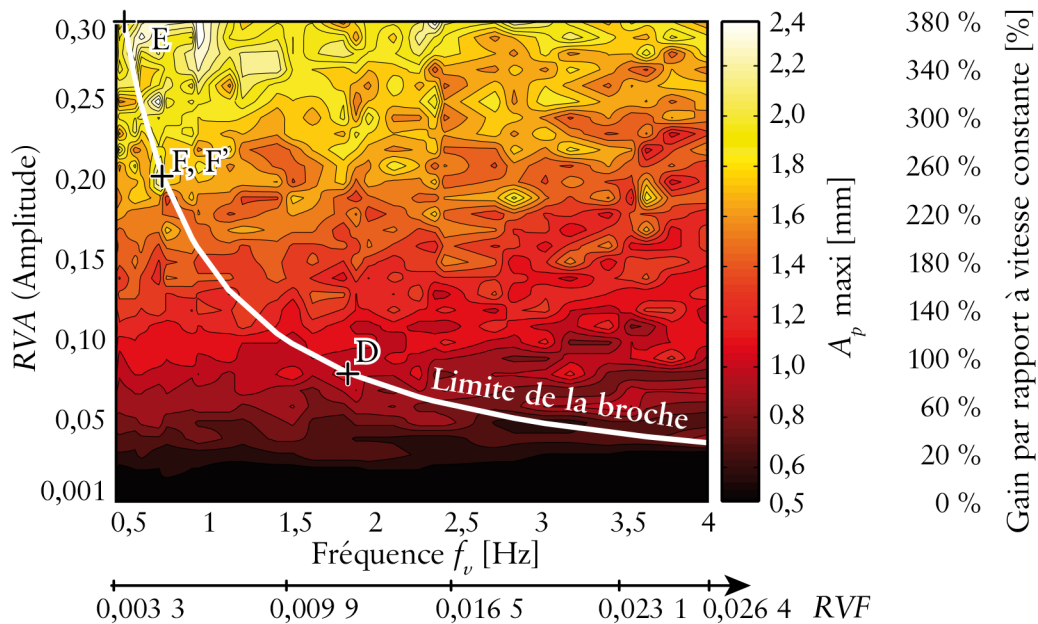


Figure 24 : Gain de stabilité en fonction de la fréquence et de l'amplitude de variation

Ce type de simulations nous a montré que :

- Une consigne de vitesse triangulaire est plus performante que sinusoïdale, probablement car la variation de vitesse est plus importante, du fait de la limitation en accélération maxi de la broche.
- Seule la zone correspondant aux instabilités de type flip (c.f. [https://en.wikipedia.org/wiki/Bifurcation\\_theory](https://en.wikipedia.org/wiki/Bifurcation_theory)), quand elles existent, permet des gains intéressants a priori (jusqu'à 300 %), sinon la variation est peu efficace, voire défavorable.

Des essais, illustré Figure 25 ont ensuite été réalisés pour évaluer les gains réels.



Figure 25 : Montage d'usinage et mesures

En pratique, la variation continue de la fréquence de broche sur une fraiseuse est difficilement compatible avec la programmation ISO standard, car il faudrait énormément sous-discrétiser la trajectoire pour indiquer les changements de vitesse de broche et de toute façon la commande stoppe par défaut l'avance tant que la vitesse de broche n'est pas atteinte. Pour cela nous avons utilisé une programmation par actions synchrones, spécifiques à la commande Siemens 840D, qui permet de réaliser des programmes indépendants pour les axes et la broche, synchronisés uniquement sur des événements choisis. De plus, il est possible de fournir des formules analytiques de type sinus ou triangle, directement.

Les résultats typiques d'essais réalisés à vitesse constante sont illustrés sur la Figure 26, avec des essais choisis instables au sens de Hopf (A), stables (B), ou instables au sens Flip (C).

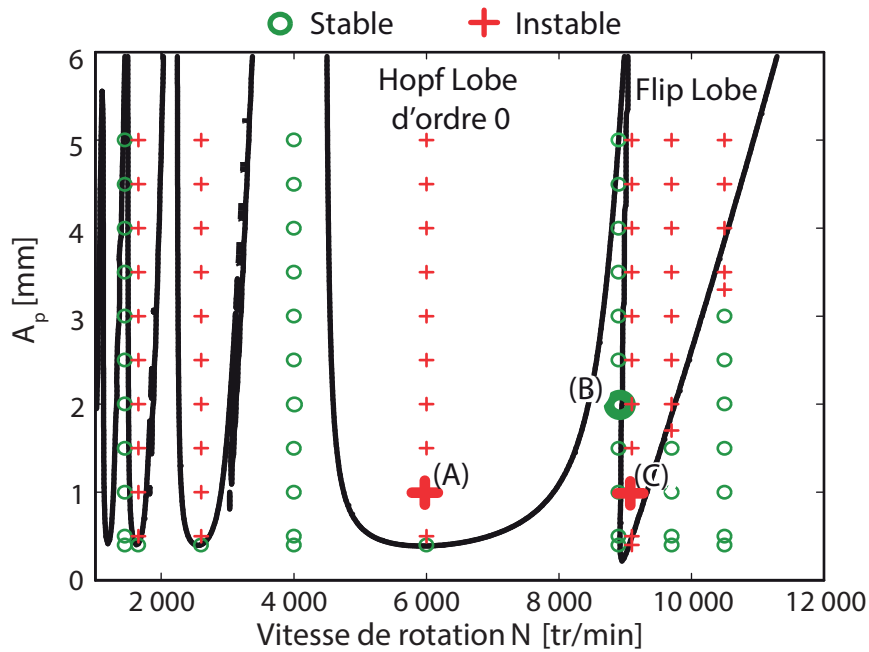


Figure 26 : Position des essais sur un diagramme de stabilité

Ainsi l'essai B, stable, représenté par son signal temporel sur la Figure 27, fait effectivement apparaître une amplitude vibratoire très modérée, avec une position échantillonnée au tour très stable, ce qui se traduit dans un diagramme de Poincaré par un attracteur ponctuel.

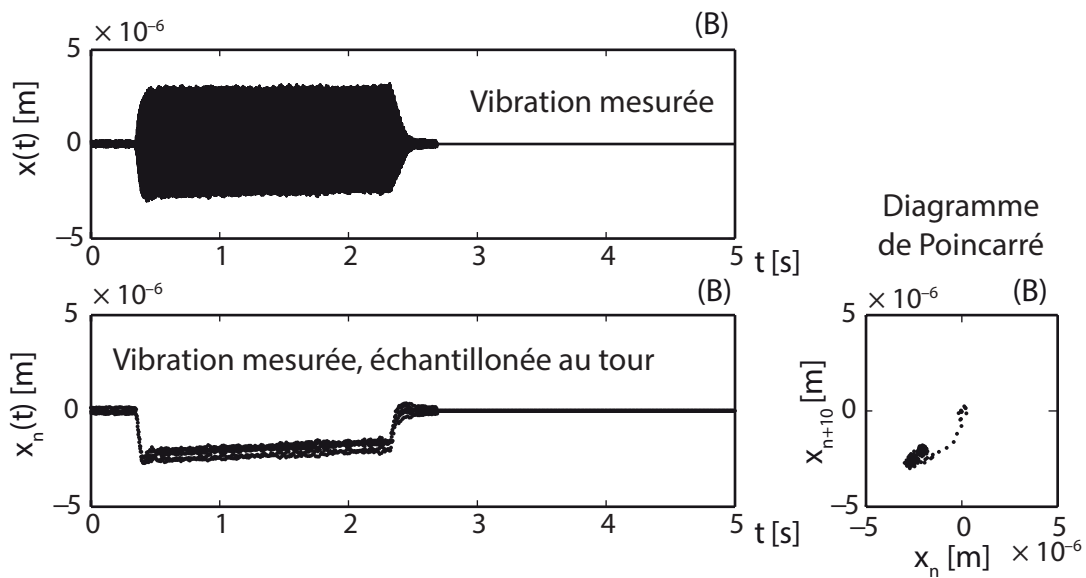


Figure 27 : Essai B, stable.

L'essai A, Figure 28, instable au sens de Hopf, montre une amplitude bien plus importante et un régime chaotique, désynchronisé avec le coup de dent, ce qui se traduit dans par un attracteur étendu sur le diagramme de Poincaré.

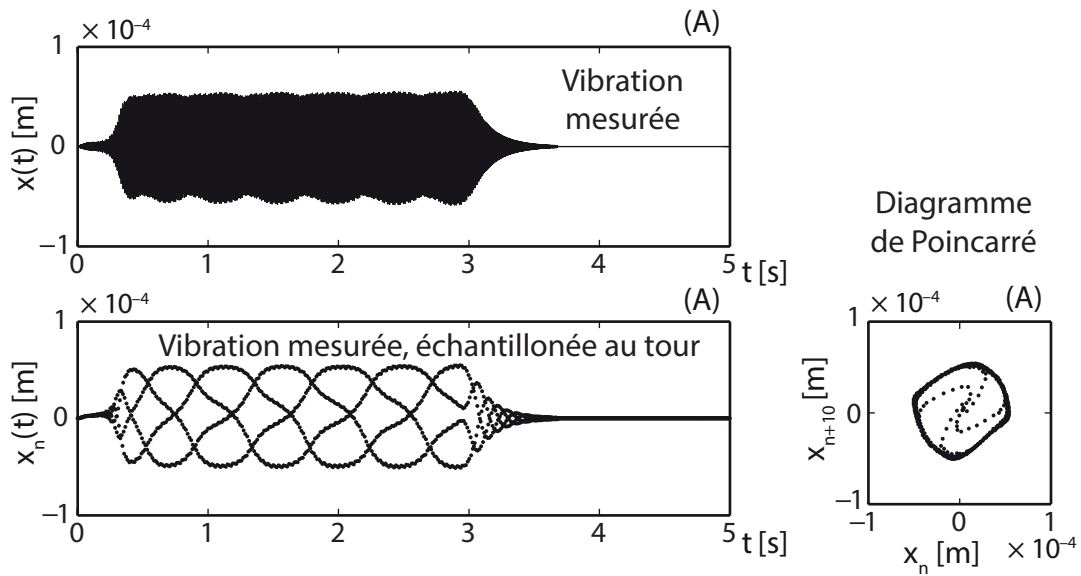


Figure 28 : Essai A, instable au sens de Hopf

L'essai C, Figure 29, instable au sens Flip (dit aussi « Period doubling » ou « Period two »), montre encore une amplitude importante et un régime instable, mais périodique sur deux coups de dent, c.-à-d. qu'une dent coupe systématiquement plus que l'autre. L'attracteur est alors formé par 2 points diamétralement opposés. On remarque cette fois que le régime transitoire en début et en fin d'usinage est très visible ici.

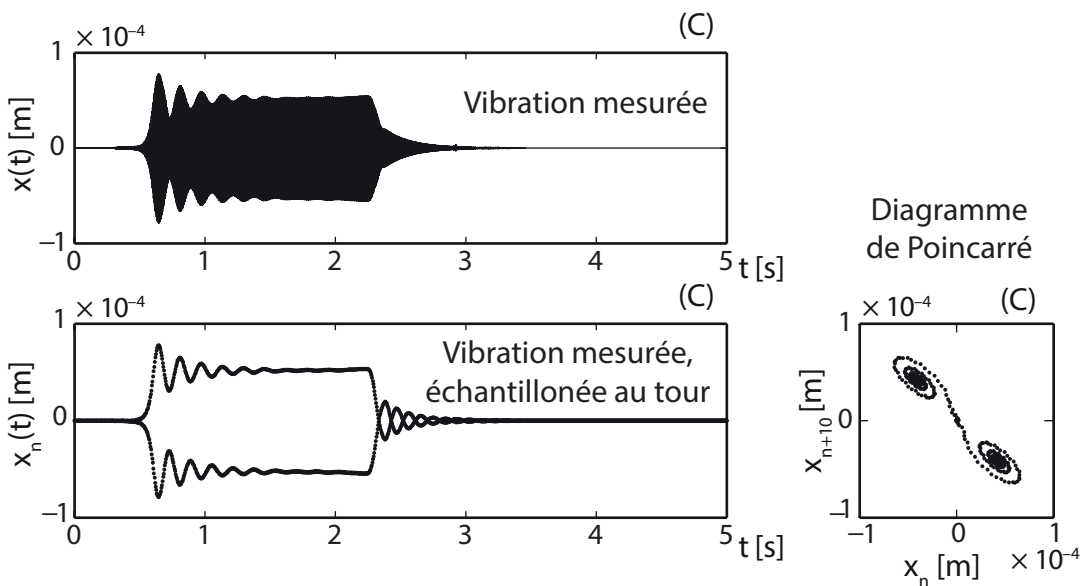


Figure 29 : Essai C, instable au sens flip

À vitesse variable, un usinage instable typique est illustré Figure 30, et fait apparaître des cycles à l'échelle de temps de la variation de vitesse. Il apparaît ici par exemple que le temps de déstabilisation est bien plus grand qu'à vitesse fixe et que le début de l'usinage est tout à fait correct, malgré que l'usinage soit instable, alors que la fin est effectivement très dégradée.

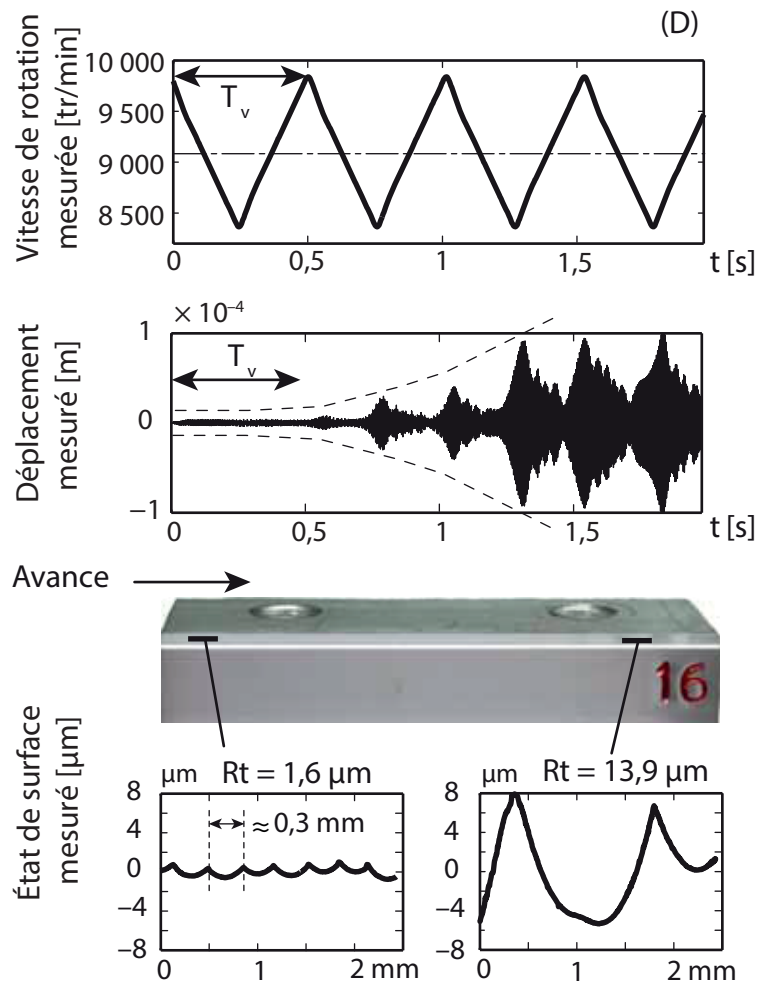


Figure 30 : test d'usinage instable, point D de la Figure 24

À contrario, des essais considérés stables, illustrés Figure 31, montrent bien une stabilisation asymptotique, mais lente ce qui conduit à une pièce entièrement dégradée en pratique, malgré la stabilité.

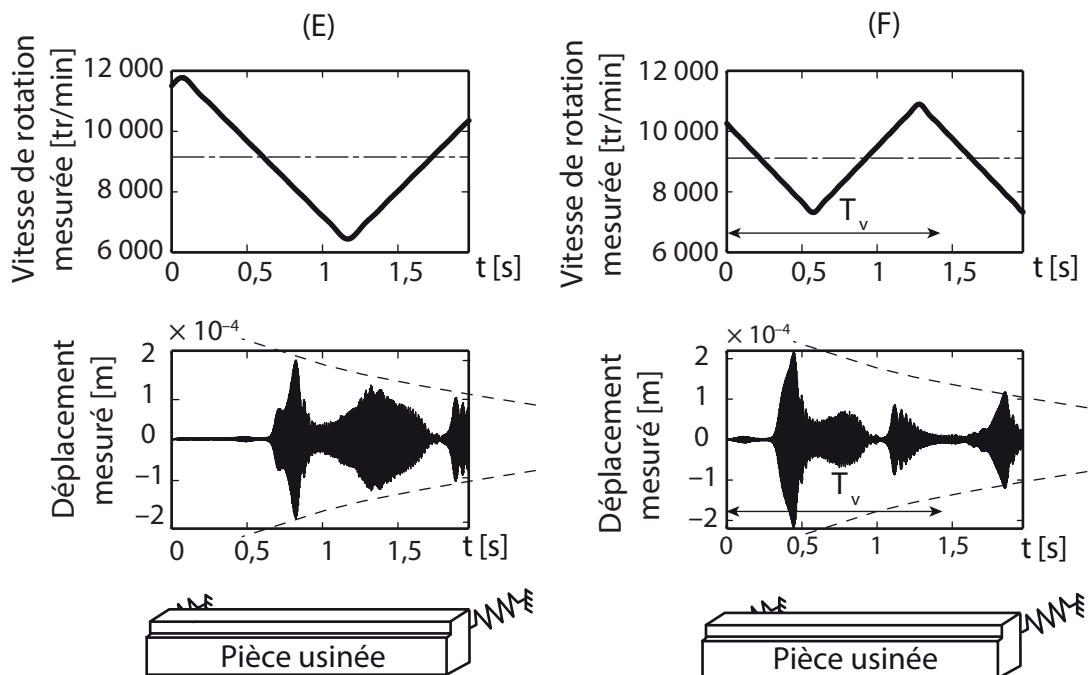


Figure 31 : tests d'usinages stables, points E et F de la Figure 24

En conclusion, ces simulations et essais de vibrations d'usinage à vitesse de broche variable nous indiquent que :

- il est possible de simuler de façon robuste les vibrations d'usinage à vitesse variable en UGV, aussi bien par une simulation temporelle que par la semi-discrétisation, cette dernière étant bien plus rapide [6].

- La notion de stabilité/instabilité devient bien plus complexe à appréhender en pratique, car de multiples échelles de temps interviennent : le temps de l'usinage, le temps de la variation de vitesse, le temps entre deux coups de dents, le temps de déstabilisation. Ce qui peut conduire à des usinages stables, mais dégradés ou instables, mais très propres, en pratique [6].

- À part pour des conditions d'usinage fortement instables au voisinage d'un lobe de type flip, ce qui n'existe en pratique qu'avec des outils à hélice nulle et avec un faible engagement radial, la variation de vitesse n'a pas d'intérêt pratique en UGV, et consomme énormément de puissance de broche. (c.f [thèse Seguy](#), § 2.6)

#### • Conclusions et perspectives

Ces travaux ont en pratique affaibli fortement deux mythes :

- la généralisation de la théorie des lobes de stabilité aux pièces à parois minces : c'est une impasse, du fait de la multiplication des modes en jeux, ce qui empêche le plus souvent de trouver une vitesse de rotation fixe ou variable satisfaisante.

- la variation systématique de vitesse de broche pour empêcher les vibrations d'apparaître : en UGV c'est un gaspillage d'énergie, car presque toute la puissance broche est consommée pour faire varier la vitesse. De plus cela n'est efficace que pour une sous-catégorie minoritaire des vibrations (les lobes flip), et pire encore cela fait apparaître d'autres types d'instabilité, à l'échelle de temps de la variation de vitesse.

Enfin, l'analyse détaillée du modèle physique de l'usinage d'une paroi mince avec plusieurs modes propres, a montré l'importance cruciale du talonnage pour obtenir des résultats de simulation acceptables et a montré notre manque d'informations sur le mouvement réel d'une paroi mince pendant son usinage. Ce qui a motivé la thèse suivante.

Le phénomène de verrouillage de mode propre a bien été reproduit par les simulations, mais nous ne disposons pas d'une explication simple.

Actuellement, Sébastien SEGUY est Maître de conférence à l'INSA de Toulouse, il travaille sur les absorbeurs non-linéaire de vibrations, avec notamment des applications en tournage.

Notre collaboration en recherche a continué, afin de finaliser certains sujets d'étude.

## 2.7 Collaborations diverses, suites de la thèse de Sébastien SEGUY, sur les broches à paliers magnétiques, les modèles de parois minces et un cas industriel complet.

#### • Broche à paliers magnétiques :

Lors de la recherche de solutions concrètes pour limiter les vibrations d'usinage, constatant qu'aucun organe de la machine-outil n'avait un temps de réponse suffisamment rapide, car il faut que le contact outil pièce soit réactif à  $\approx 1$  kHz, nous nous sommes intéressés aux broches à paliers magnétiques.

Un modèle éléments finis original a été réalisé par Sébastien Chesnel, étudiant en Master, en utilisant le logiciel PERMAS, et en intégrant le comportement vibratoire, les effets gyroscopiques et une version

simplifiée des asservissements des paliers magnétiques (sous forme de P.I.D.).

Ce travail a montré un intérêt potentiel important des paliers magnétiques pour limiter les vibrations d'usinage et peu après, le laboratoire s'est équipé d'une machine 5 axes à broche à paliers magnétiques. Fait remarquable, le fabricant nous a ouvert tous les paramètres pilotant la broche, et nous a même fourni son logiciel de paramétrage et sa documentation interne.

Ces moyens expérimentaux industriels (machine d'usinage 5 axes), uniques en France, nous ont alors permis d'explorer profondément le comportement d'une broche à paliers magnétiques, à grande vitesse (40000 tr/min).

Le modèle d'asservissement selon les 6 axes de la broche s'est révélée d'une grande complexité et il nous a fallu du temps pour l'appriivoiser et explorer l'entière liberté qui nous été donnée. Un schéma simplifié de cet asservissement est représenté en partie supérieure de la Figure 32. Le bas de la Figure 32 illustre quant à lui un palier magnétique radial, un mode vibratoire du rotor guidé et un mode de solide rigide de l'arbre suspendu sur un des paliers magnétiques.

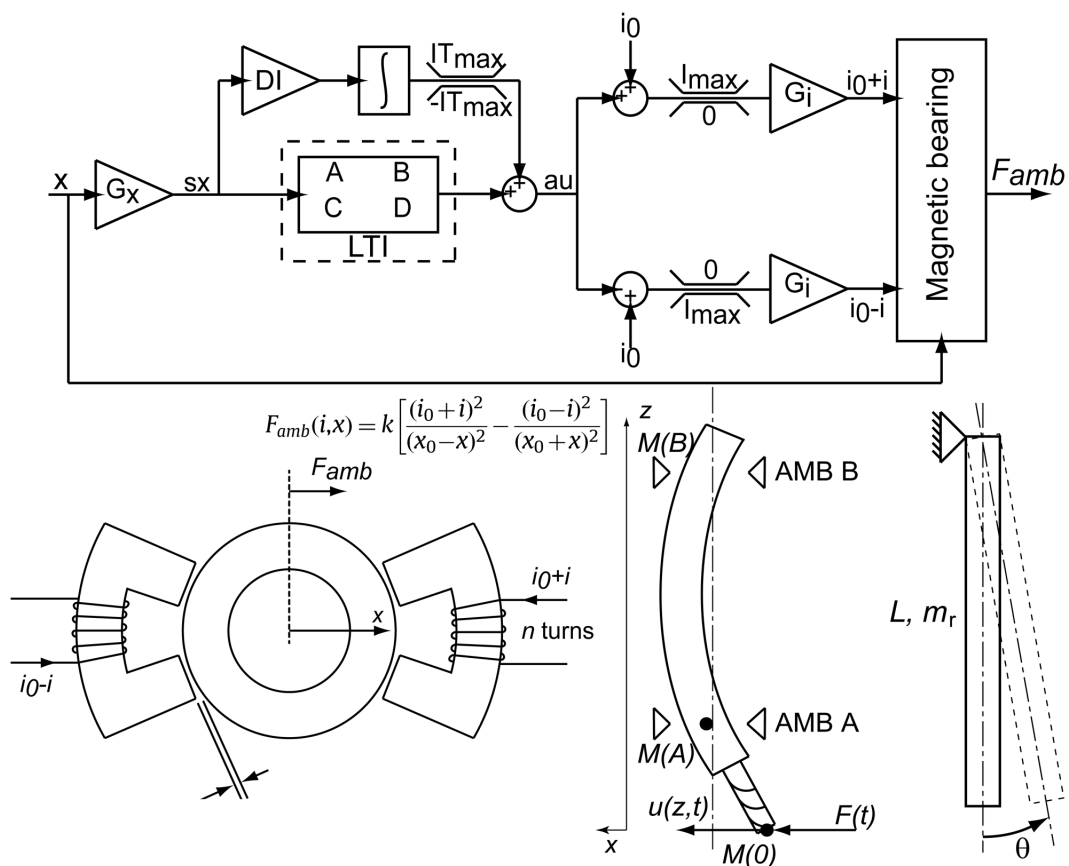


Figure 32 : Schéma d'asservissement de la broche à paliers magnétiques

L'objectif visé était de modifier si possible l'asservissement pour ajouter une boucle dédiée au contrôle des vibrations d'usinage, ce que la simulation sous Permas avait semblé pouvoir être très efficace. Idéalement, on pouvait ainsi imaginer mesurer en permanence les moindres vibrations de l'outil ou de la pièce pour compenser ces vibrations en temps réel et garantir ainsi un bon état de surface. Les simulations avaient certes montré un potentiel énorme (les vibrations pouvaient être parfaitement étouffées), mais la réalité fut tout autre.

Tout d'abord nous avons constaté que les marges de manœuvre pour un tel contrôle étaient très réduites, car :

- seul un tiers de la course du palier magnétique est utilisable, en effet :

- 1/3 de la course est préservé pour un jeu de sécurité. En cas d'excentration trop importante les paliers magnétiques sont coupés et ce sont les roulements de sécurité qui prennent le relais jusqu'à l'arrêt, il faut donc prévoir un peu de jeu entre le rotor et les roulements de secours.

- 1/3 de la course est gardé pour les dilatations thermiques, qui sinon sont trop difficiles à maîtriser en pratique malgré les capteurs de température et les compensations calculées.



1/3 de la course est réellement utilisable pour le pilotage de l'axe broche en temps réel.  
 - Il est déjà délicat d'avoir une rotation à vide stable, et il apparaît que de petites variations des paramètres d'asservissement peuvent suffire à déstabiliser le rotor, et cela même à l'arrêt (rotation nulle).

Les premiers résultats obtenus ont été le fruit de simulations, qui nous ont montré qu'il était fondamental que les nœuds des modes propres soient le plus près possible des centres des paliers, sinon les vibrations d'usinage déstabilisent trop facilement l'asservissement. Cette règle est aussi valable pour les broches à roulements à billes, mais pour d'autres raisons, car il s'agit alors de minimiser les efforts vibratoires sur les roulements à billes en les plaçant sur les nœuds du premier mode.

La Figure 33 illustre les lobes de stabilité obtenus et montre ainsi l'influence de la position des nœuds des modes 1 et 2 vis-à-vis de la position des centres des paliers magnétiques. On constate qu'il est difficile d'espérer des gains sur les lobes de stabilité (c.-à-d. de montrer les courbes) et qu'en général on a tendance à déstabiliser le système au plus on s'éloigne de la coïncidence des nœuds (en pratique  $\varphi_1 \approx \varphi_2 \approx 0.01$  à  $0.03$ , c.-à-d. 1 à 3 % d'écart sur les nœuds).

Malheureusement cela a pour conséquence directe qu'il est quasiment impossible de contrôler les vibrations des modes avec les paliers magnétiques, justement parce que les actionneurs sont au niveau des nœuds des modes.

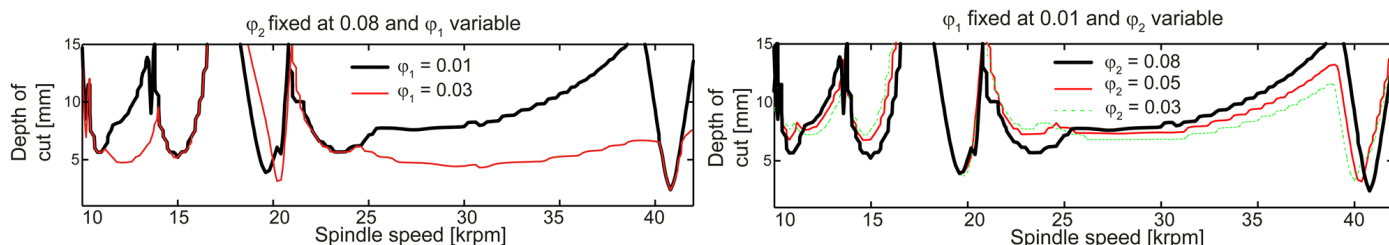


Figure 33 : influence de la position des nœuds de vibration de la broche

L'étude méthodique des nombreux paramètres de l'asservissement nous a montré que les gains envisageables étaient pratiquement nuls.

Par exemple, la Figure 34 illustre l'effet du gain général de l'opérateur LTI (Linear Time Invariant, c.f. Figure 32). Il apparaît qu'il est difficile de trouver un facteur de gain qui améliore la stabilité d'usinage, il est en effet plus facile de dégrader le comportement de la broche que de l'améliorer.

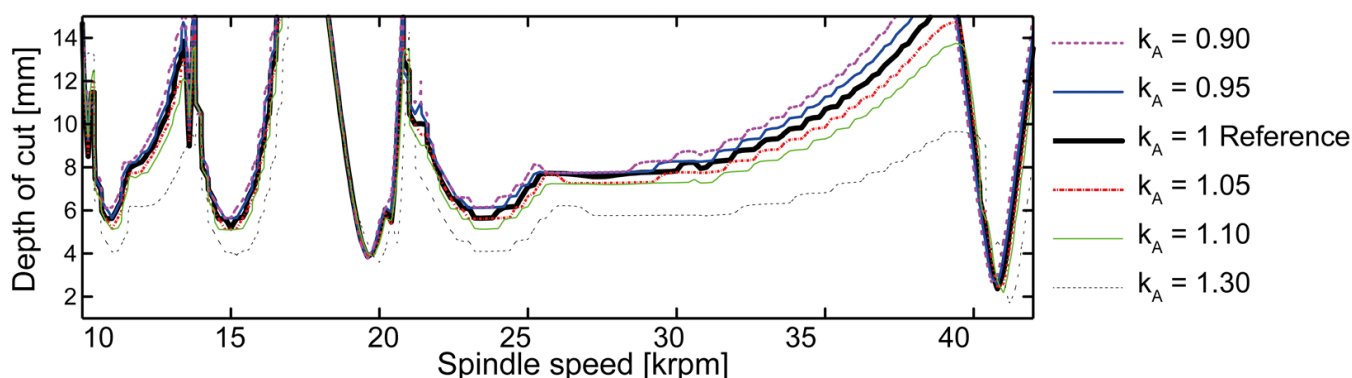


Figure 34 : influence du gain global de la boucle d'asservissement

Les conclusions de cette étude ont été finalement que :

- Les paramètres d'asservissement de la broche à paliers magnétiques sont difficilement améliorables vis-à-vis des vibrations d'usinage, les marges de manœuvre sont trop réduites.

- les broches à paliers magnétiques sont encore plus sensibles aux vibrations d'usinage que les broches à roulements à billes. Cela explique sans doute leur quasi-abandon en usinage, actuellement.

La perspective de mesurer et compenser en temps réel les vibrations d'usinage de parois minces a été alors abandonnée dans notre laboratoire, principalement du fait de la difficulté de mesurer précisément les vibrations des pièces pendant l'usinage (présence du lubrifiant, du copeau, etc.) et de la faible marge de manœuvre envisageable (1/3 de la course du palier magnétique, soit quelques 1/100<sup>ème</sup> de mm). D'autres laboratoires étrangers (USA, Allemagne) semblent chercher à développer leur propre architecture de broche à paliers magnétiques pour l'usinage, mais rien n'apparaît clairement pour le moment.

- Approfondissement de la modélisation d'usinage de parois minces. (Collaboration ENIT, Tekniker (Espagne), INSA (Toulouse), Mitis)

Ce travail d'approfondissement expérimental et de modélisation, a été réalisé uniquement entre chercheurs seniors, spécialistes des vibrations d'usinage, et s'est déroulé sur 7 ans [4]. Nous avons choisi de développer une modélisation poussée, dans des conditions d'usinage cohérentes avec une productivité élevée de pièces aéronautiques. Il s'agissait en pratique, comme l'illustre la figure Figure 35, d'étudier un usinage de paroi mince avec un engagement axial croissant, avec un engagement radial important (2 mm pour une paroi de 3 mm).

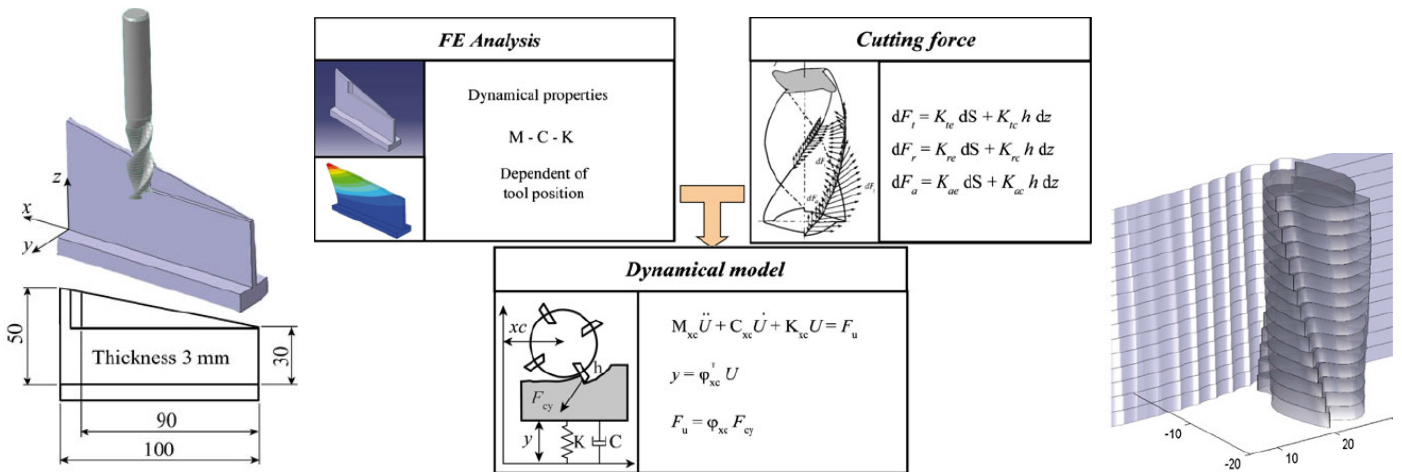


Figure 35 : Usinage d'une paroi mince, en rampe, montage et principes de modélisation

Les principales hypothèses retenues pour la modélisation sont les suivantes :

- Les modes propres sont modélisés très précisément, avec leurs évolutions le long de l'outil, selon z, et le long de l'usinage, selon x, et en prenant en compte l'enlèvement de matière qui est significatif ici. Le modèle est recalé par des mesures pour maximiser sa précision.
- Le profil usiné a été reconstitué par une discrétisation fine de la surface, la sortie de la matière a été prise en compte, le talonnage aussi.
- La loi d'effort de coupe est identifiée précisément par des mesures sur platine d'effort, en considérant des lois affines selon les 3 axes x-y-z. L'effort résultant sur l'outil étant obtenu à tout instant par intégration le long de l'arête de coupe, en reproduisant précisément la géométrie et le contact outil-pièce.

Malgré tous nos efforts de modélisation, les écarts entre les mesures et les simulations sont restés très importants, c.f. Figure 36. Cela nous est resté incompréhensible à vrai dire, nous n'avons plus aucune idée sur ce qui semble manquer à notre modèle. Ce modèle était pourtant parmi les plus sophistiqués jamais réalisés encore à ce jour, incluant les déformations 3D statiques et vibratoires de l'outil et de la pièce tout au long de son évolution (perte de masse et de rigidité), une loi de coupe non linéaire, la sortie de l'outil due aux vibrations ainsi que le talonnage. Qualitativement, les phénomènes mesurés sont bien présents, mais les ordres de grandeur sont encore différents d'un facteur presque 10. Ces difficultés ont contribué à lancer une thèse spécifiquement sur la représentation modale des parois minces en présence du contact avec l'outil, c.f. § 2.8, car ce point nous semblait important à valider.

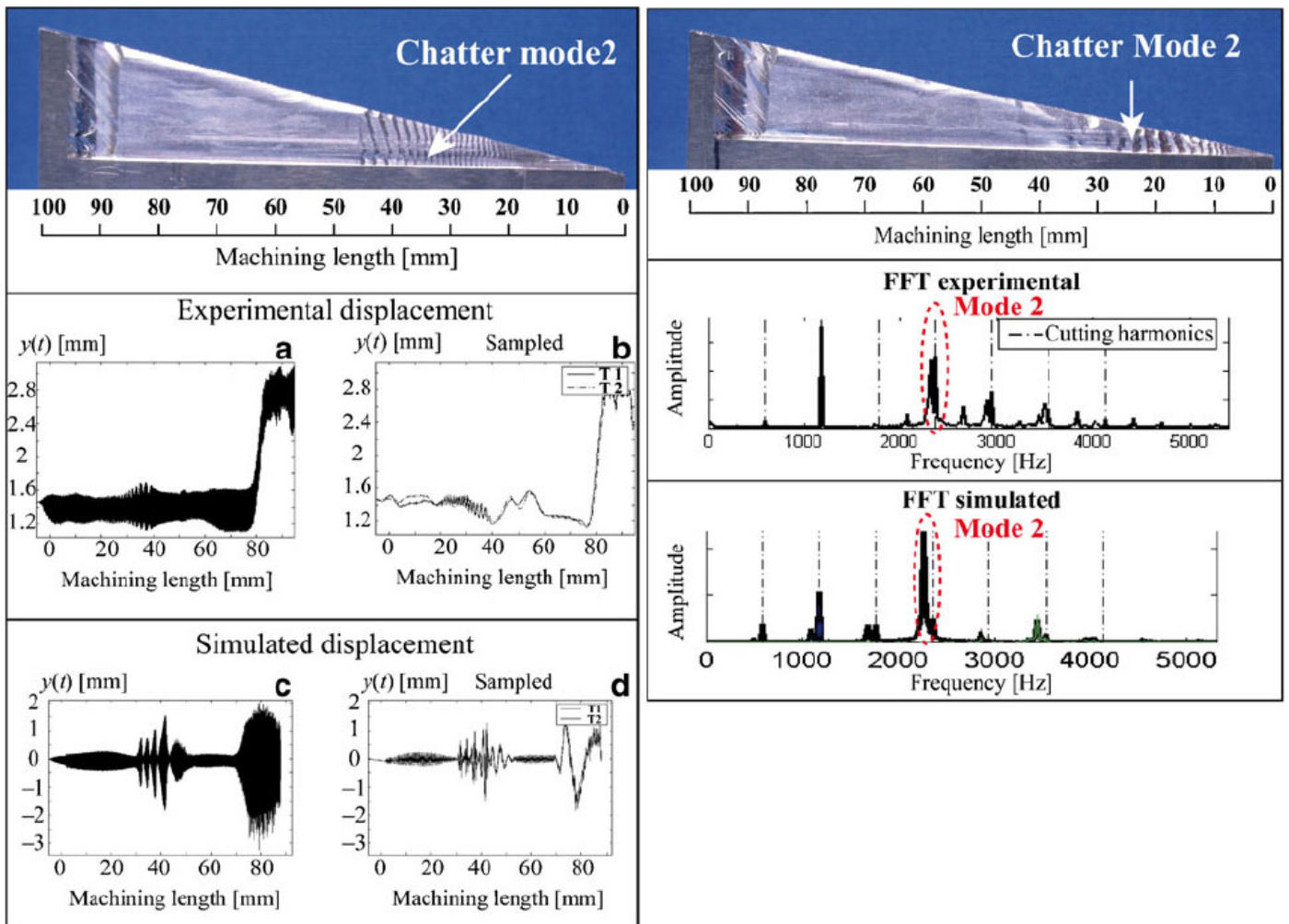


Figure 36 : Comparaisons simulations - essais

Les difficultés rencontrées pour la simulation réaliste des vibrations d'usinage des parois minces nous ont poussés à mettre en doute les mouvements pris en compte par nos modèles, notamment la représentation modale, et à faire des mesures de champs pendant l'usinage, ce qui est l'objet de la partie 2.8, page 37.

- Analyse complète des vibrations d'usinage dans un cas industriel (Collaboration ENIT, INSA (Toulouse), BUTE (Budapest)) [1]

Ce travail aussi été réalisé par des chercheurs seniors et s'est déroulé sur 8 ans, en approfondissant progressivement les modèles utilisés sur un cas industriel.

La Figure 37 illustre la boîte de vitesse automatique (a) dans laquelle une pompe à engrenage (d) est supportée par l'ensemble (b) qui comporte un axe en porte à faux avec notamment le palier bronze (c) qui parfois porte des stries de vibrations, suite à son usinage (d).

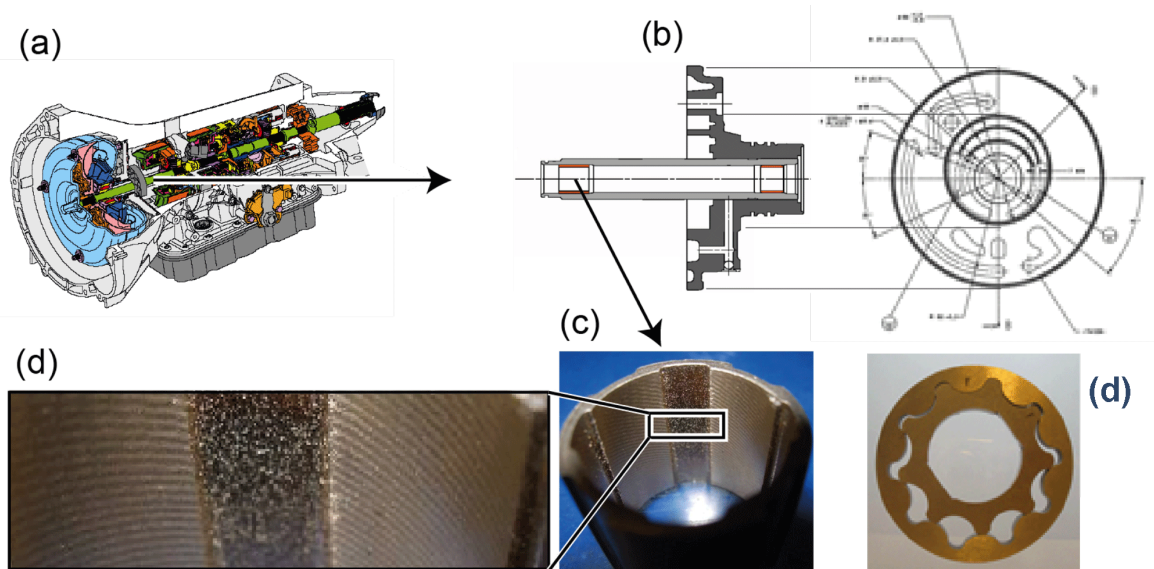


Figure 37 : Vue de la pièce automobile

Dans le contexte industriel de l'usine automobile Ford-Getrag à Blanquefort, cette pièce était réalisée en grande série (3400 pièces par jour), avec plusieurs unités d'usinage et d'assemblage travaillant en parallèle pour chaque opération. Chaque pièce et sous-système étaient traités par différents groupes de machines puisant chacune sur son stock de pièces, de telle sorte que chaque pièce subissait un enchaînement de machines parmi des centaines possibles.

Le montage d'usinage est illustré Figure 38, avec un mandrin spécifique à excentration réglable permettant d'usiner successivement deux diamètres non concentriques sur la même prise de pièce en tournage.

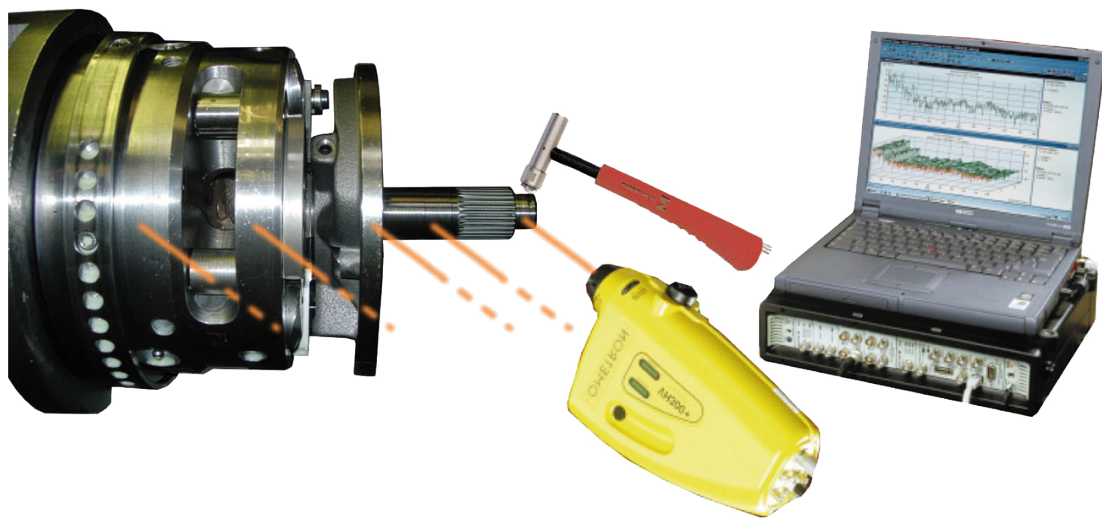


Figure 38 : Montage d'usinage et sonnage

L'analyse méthodique des défauts et des mesures réalisées sur les différents postes amont et aval n'ayant jamais permis de définir la source des marques vibratoires sur la pièce (Figure 37), un contrôle visuel à 100 % était réalisé afin de détecter et de démonter si besoin les paliers vibrés, puis de réinsérer l'assemblage dans la boucle de production (ce qui multipliait à l'infini les combinaisons pièces-machines possibles).

Le taux de rebus des paliers en bronze variant de 1 % à 3 % selon les périodes.

Une première expertise vibratoire avait été réalisée en 2006 et avait permis d'identifier le phénomène en jeu, c.-à-d. vibration de l'arbre creux, puis permis de définir un système de surveillance automatique adapté. La cause racine qui déclenchait le phénomène de 1 % à 3 % du temps, n'avait pas été déterminée à ce moment-là.

Contrairement aux études généralement réalisées au sujet des vibrations d'usinage qui approfondissent une méthode particulière, nous sommes ici partis d'un cas concret et avons déroulé et comparé des modèles susceptibles d'expliquer le phénomène. Une contrainte forte étant que dans ce contexte industriel de production de masse il nous fallait nous contenter des mesures initialement réalisées. L'analyse et la modélisation de toutes les causes possibles nous a conduit à analyser/modéliser les phénomènes suivants :

- Simples vibrations forcées en tournage interrompu.
- Broutement régénératif « standard », c.-à-d. la théorie historique des lobes de stabilité.
- Broutement régénératif avec couplage de modes, influence du faux rond, et influence de la coupe interrompue (et de l'orientation des secteurs usinés vis-à-vis des modes propres).
- Broutement primaire (c.-à-d. instabilité non régénérative par couplage de modes).
- Effet gyroscopique.

L'article ainsi publié [1], a été très apprécié de la part de plusieurs confrères de par le monde qui nous en ont fait part, car il permettait de mettre côte à côte la plupart des modèles liés aux vibrations d'usinage, de plus dans un contexte d'usinage grande série, en particulier :

- **l'effet gyroscopique**, qui de façon simplifiée s'exprime simplement analytiquement, c.f. [1], éq. (7), et qui dans la plupart des situations d'usinage ne peut pas jouer de rôle significatif, contrairement à ce qui est souvent évoqué dans la littérature. Cela est dû soit à ce que la vitesse de rotation est très basse vis-à-vis des fréquences propres, soit à ce que les vitesses de rotation sont relativement élevée, mais les pièces en rotation sont de petits diamètres et l'effet gyroscopique reste négligeable.

- **le broutement primaire**, pour lequel pour la première fois à ma connaissance nous avons proposé un critère analytique simple :  $A_p = (4m\xi\omega_0^2)/K_t$ , c.f. [1], éq. (18), c.-à-d. un minorant de l'engagement axial limite sans broutement primaire. En effet, malgré la publication en 1954, par Jiří TLUSTÝ et Ladislav ŠPAČEK, d'un ouvrage de 377 pages, largement consacré au broutement primaire («Samobuzené Kmity v obráběcích strojích», Praha, 1954), mais ne traitant que quelques problèmes particuliers, les études suivantes sur les vibrations d'usinage ont systématiquement écarté le broutement primaire (non régénératif) a priori. J'ai pourtant régulièrement constaté dans divers contextes industriels que des phénomènes de broutement s'expliquaient mieux avec le broutement primaire que le broutement régénératif, notamment sur des opérations de tournage de grandes dimensions.

Malheureusement, la difficulté que j'ai rencontrée est le manque d'études sur le(s) broutement(s) primaire(s) avec quasiment uniquement cet ouvrage en tchèque, que j'ai pu me procurer et faire une copie partielle, mais qui me reste assez hermétique. Le sujet du broutement primaire est donc l'un des thèmes prioritaires que je veux éclaircir par la suite de mon travail.

- la modélisation des **lobes de stabilité en tournage interrompu avec présence de faux rond**, avec un modèle sur mesure.

Un modèle spécifique de semi-discrétisation a été développé dans [1], § 4.1, pour réaliser des simulations et a montré, pour la première fois en tournage à notre connaissance, la présence de flip lobes. La Figure 39 illustre la prise en compte de la coupe interrompue, du faux rond et l'orientation angulaire des secteurs usinés vis-à-vis des modes propres. Les flip lobes sont les petits lobes apparaissant à la droite des graphes.

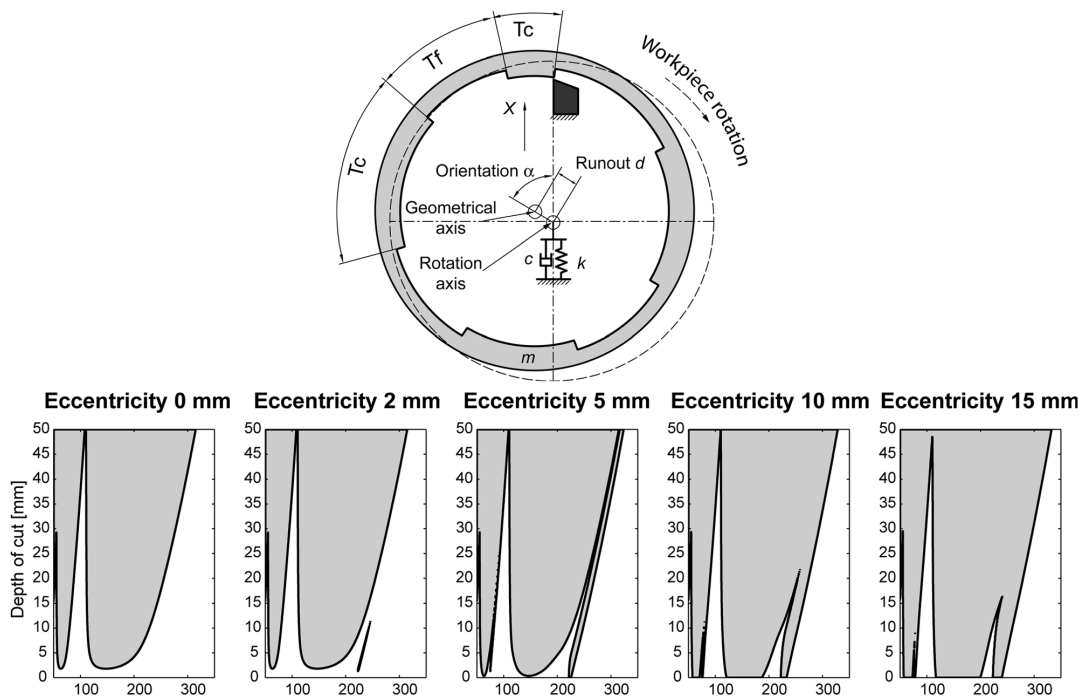


Figure 39 : Modèle avec excentration et flip-lobes en tournage

Cette simulation a montré que l'apparition de flip lobes était uniquement liée à l'excentration.

En conclusion, ce travail a eu pour premier mérite de présenter côte à côte différents modèles simplifiés pour une même application, en prenant en compte les défauts géométriques des pièces.

Enfin, il est à noter que c'est l'étude d'un cas industriel, avec ses défauts géométriques, qui a permis de découvrir que les flip lobes existent aussi en tournage.

Suite à cette analyse, la cause racine du phénomène vibratoire s'est avérée être simplement les vibrations forcées par la coupe interrompue (12ème et 13èmes harmoniques), qui dominaient tous les autres phénomènes envisagés.

## 2.8 Mesure par champ des vibrations de paroi mince (Thèse de Toufic WEHBE)

Titre de la thèse : Étude des vibrations de pièce mince pendant l'usinage, par stéréocorrélation d'images.

Membres du jury ( ) : Evelyne Toussaint (rapporteur), Olivier Cahuc (rapporteur), Walter Rubio (président), Serge Caperaa (membre), Gilles Dessein (membre), Lionel Arnaud (membre).

### • Problématique de départ :

Dans le cas des faibles engagements radiaux en fraisage, la modélisation de la coupe est plus difficile à établir, car la loi de coupe est clairement non linéaire (affine en première approximation) et les efforts faibles, ce qui rend délicat les mesures pour valider les modèles. De plus, à faible engagement radial la moindre vibration modifie significativement la longueur d'arête en contact avec la pièce, ce qui limite encore plus la validité des critères de stabilité basés sur une loi de coupe linéaire à longueur de contact outil-pièce déterminé à l'avance.

Dans le cas des parois minces, le contact outil-pièce peut en outre changer radicalement la forme des modes propres. Ainsi, parfois on peut considérer que l'outil joue quasiment le rôle d'un appui, c.f. thèse de Vincent Thevenot, mais pas toujours, c.f. thèse de Seguy où les modes libres constituent une très bonne base de représentation, malgré que le talonnage joue un rôle majeur dans la stabilisation. Quantitativement, les simulations numériques sont toujours loin de la réalité en termes d'amplitude de déplacement et de rugosité (de l'ordre d'un facteur 10), ce qui nous a fait réaliser que personne ne

savait vraiment comment les parois minces vibrent pendant l'usinage, personne n'a fait de mesure de champ notamment.

L'objectif de la thèse était donc de faire des mesures de champs, ce qui serait une première en usinage, et d'essayer de quantifier à quelles conditions la base modale libre est une bonne base ou pas.

- Mesures effectuées

Les caméras CCD ont alors pris des photos 3D pendant l'usinage, comme illustré Figure 40.

L'usinage pose de multiples difficultés à la mesure de champ par caméra, notamment :

- Éloignement important des caméras vis-à-vis de la pièce usinée, ce qui limite fortement le champ de vision, l'éclairage et donc la précision, notamment hors plan.
- Déplacements de pièce usinée relativement faibles ( $\approx 0.1$  mm typiquement), ce qui est ici relativement proche des résolutions de mesure ( $\approx 0.01$  mm).
- Phénomènes très transitoires en UGV ( $\approx 1$  seconde d'usinage), ce qui limite le nombre d'images pendant l'usinage.

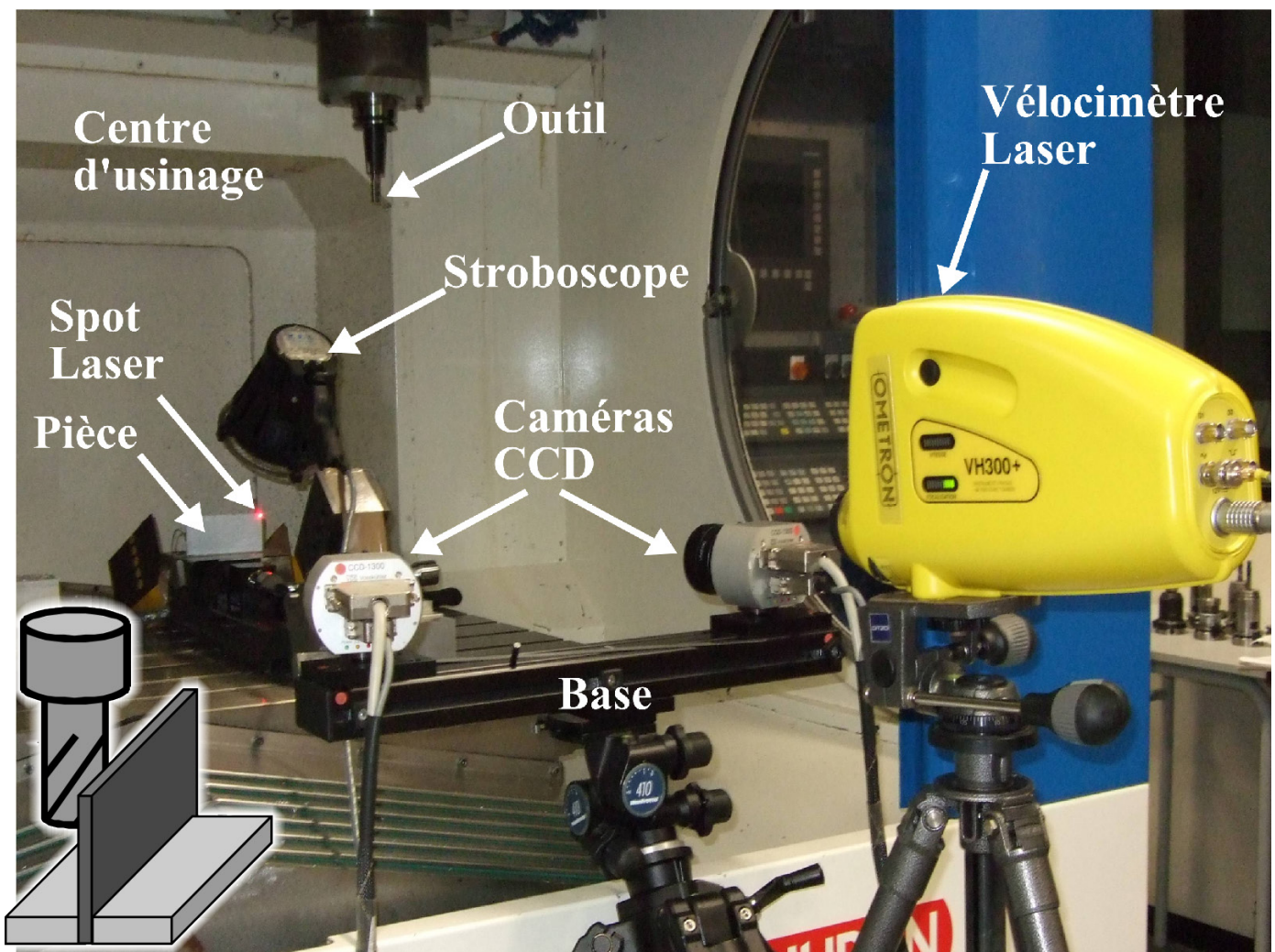


Figure 40 : usinage et mesures associées

En pratique, l'optimisation d'une mesure par stéréo corrélation d'image nécessite d'optimiser plusieurs facteurs, de façon parfois contradictoire, à tel point que dans notre contexte nous avons constaté qu'il n'était pas facile du tout de trouver un jeu de paramètres compatibles avec les précisions visées.

Une étude très méthodique nous a alors conduit à identifier toutes les limites de mesure et à les reporter sur un graphique, comme illustré Figure 41. Ainsi sur ce graphique uniquement la zone jaune est acceptable, et la maximisation de l'angle de vision, pour maximiser la résolution hors plan, nous conduit au point de fonctionnement indiqué par un rond noir.

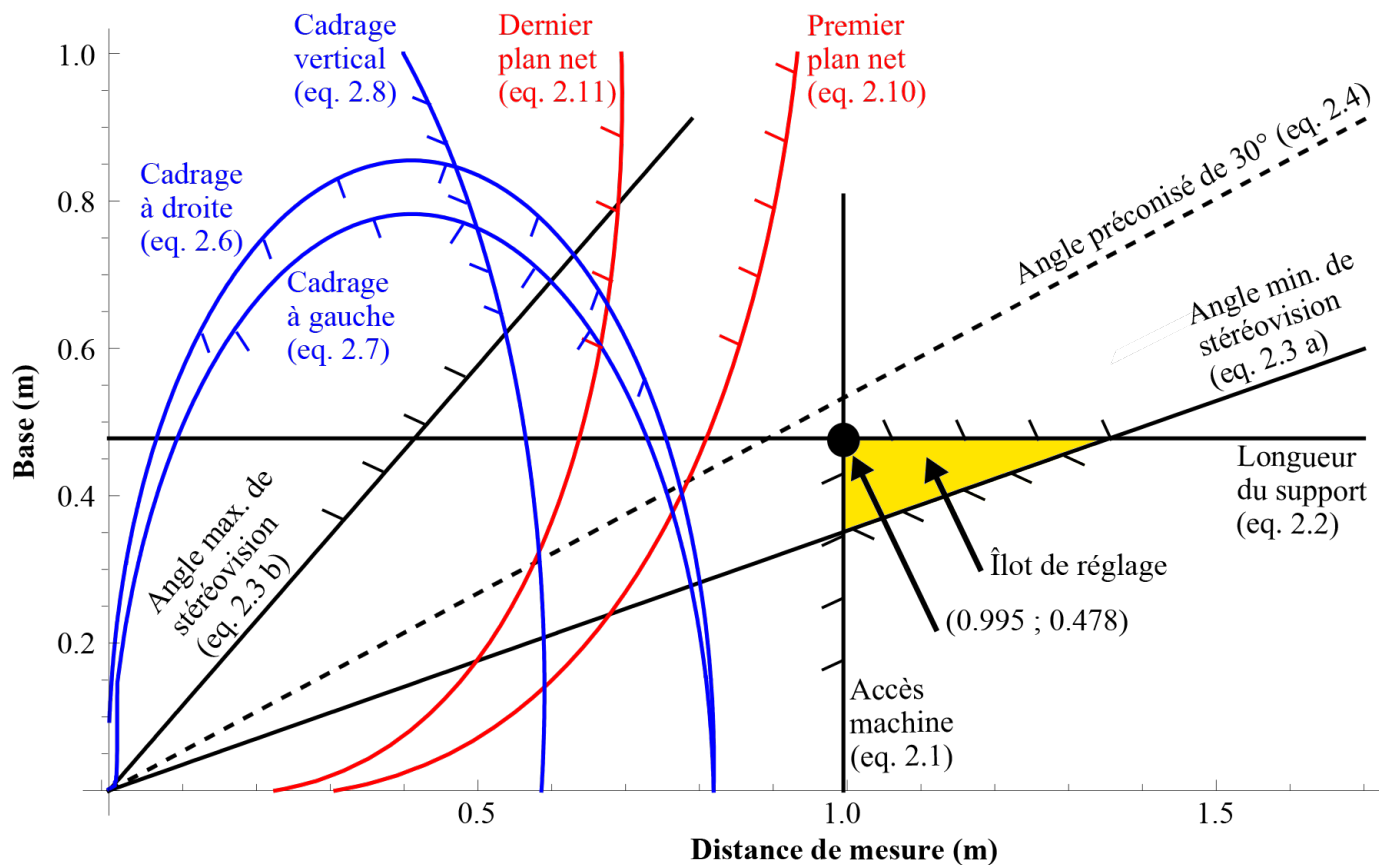


Figure 41 : Faisabilité d'une mesure en stéréocorrélation

Ce travail, nécessaire dans notre contexte très défavorable, a permis des échanges fructueux avec d'autres utilisateurs de la technique de stéréocorrélation, notamment les chercheurs du thème « Mesure de champs » du laboratoire, mais plus largement des membres du GDR 2519 « Mesures de champs et identification en mécanique des solides ». Ceux-ci n'avaient pas eu le besoin d'arpenter ainsi les paramètres de réglage, car leurs conditions de proximité et d'éclairage étaient bien meilleures, mais étaient intéressés d'ainsi mieux connaître les limites des mesures.

#### • Analyse des résultats

L'objectif final était de valider ou d'invalider la pertinence de la représentation modale des modes libres, c.-à-d. sans le contact de l'outil.

Le dépouillement des mesures de champs, corrélées à des mesures par spot laser et par accéléromètres, s'est révélé en pratique extrêmement laborieux, car nous étions proches des limites de résolution de mesure et nous cherchions de tout petits écarts qui trahiraient une incohérence de la représentation modale classique.

Un premier résultat surprenant de notre analyse a été de constater qu'au cours de son usinage, une même pièce à paroi mince peut vibrer fortement dans son ensemble, mais ne pas vibrer au niveau du contact outil-pièce (donc la qualité de l'usinage est assez bonne), puis de vibrer un peu plus loin très fortement au niveau du contact outil-pièce (donc la qualité est très dégradée), et toutes les situations intermédiaires existent. Autrement dit, l'outil peut être tantôt comme un nœud de vibration, tantôt un ventre de vibrations, avec des niveaux faibles ou importants.

Un deuxième résultat, très décevant, a été que malgré tout notre soin il nous était impossible de déterminer si la base modale libre était mieux adaptée qu'une base modale modifiée par le contact de l'outil. Tout au plus, nous avons pu constater qu'une base modale libre permettait de toute façon de s'approcher très près de la déformée réelle, même lorsque la déformée semblait mettre en évidence un nœud de vibration sous l'outil.



J'en ai conclu personnellement que les modes propres libres étaient de toute façon une base acceptable, alors que la loi de coupe et notamment le talonnage étaient finalement le domaine le moins bien maîtrisé dans nos modèles. Je me suis alors résolu à attendre un peu que les moyens de mesure deviennent plus performants pour pouvoir investiguer plus précisément le contact entre l'outil et la pièce à parois fine, et en attendant, à diffuser dans l'industrie quelques connaissances concrètes utilisables sur le terrain.

Toufic Wehbe est actuellement intervenant universitaire au Liban.

## 2.9 Étude annexe : appui méthodologique au sujet des vibrations de composants électroniques (Thèse de Jean-Baptiste LIBOT, en cours, depuis 2014)

Titre de la thèse (en cours depuis 2014) : Méthodologies d'évaluation de la durée de vie des assemblages électroniques sans plomb en environnement thermique et vibratoire.

Depuis avril 2014, je participe à l'encadrement de la thèse de Jean-Baptiste Libot (CIFRE SAGEM), au LGP, en appui sur les aspects vibratoires de la thèse sur le sujet de la tenue en fatigue de cartes électroniques.

Il s'agit notamment de valider certains choix pour les essais vibratoires (type, paramètres utilisés, etc.) et d'aider à l'interprétation des résultats de mesure et de calcul. Ce travail a déjà fait l'objet de publications [23, 24, 25], et d'autres sont en préparation.

## 2.10 Préparation et lancement de la Structure Mutualisée de Recherche « CEF3D », sur la fabrication additive métallique (lancement prévu début 2017).

Depuis décembre 2014 j'anime activement un groupe de 7 collègues pour introduire l'impression 3D métallique dans le laboratoire, avec de nombreuses rencontres industrielles déjà réalisées en 2015 (ITD concept, Aerospace Valley, Prismadd, Esteve Fusia, Liebherr, Airbus, Microturbo, SLM, Renishaw, Phenix, etc.), pour préparer des collaborations ainsi que les axes stratégiques de recherche sur ce domaine en pleine effervescence.

Ce travail a conduit à plusieurs réalisations :

- Stages de fin d'études avec l'entreprise Alstom, avec déjà un premier étudiant, Antoine Viguière, au second semestre 2015 accompagné d'un contrat de 12k€ avec le laboratoire et un deuxième étudiant, Julien Bessac, au premier semestre 2016 avec un contrat de 30k€, et la promesse d'Alstom de continuer ainsi pendant probablement 3 ans. (contrat d'étude déjà en cours 2ème semestre 2016).
- Thèse CIFRE avec l'entreprise Prismadd sur l'impression 3D polymère haute performance (PIC), démarrée en décembre 2015, dans l'équipe « Interface et Matériaux Fonctionnel » du LGP.
- Thèse Cifre avec l'entreprise Couso, qui doit aussi démarrer pour fin 2016, dans l'équipe M2SP, thèse que je devrais pouvoir diriger.
- Soumission d'un projet d'investissement de Structure Mutualisée de Recherche auprès de la région Midi-Pyrénées-Languedoc-Roussillon, d'un montant global de  $\approx$  3 millions d'euros, sur l'ALM sur lit de poudre (machines + personnel technique). Projet est qui actuellement le projet majeur d'investissement en matériels du laboratoire.

Plusieurs entreprises (notamment Prismadd, Creatix3D, Phenix Systems, I3D concept, Alstom, Hépaïstos-Couso) se sont déjà engagées formellement à participer activement au projet (moyens humains et matériels  $\geq$  400k€), couvrant toute la chaîne de valeur : production de poudres métalliques, production de machines d'impression 3D métal, calcul/conception de pièces, réalisation de pièces, utilisateurs finaux.

Ces projets sur l'impression 3D sont transverses dans le laboratoire et devraient permettre d'exprimer encore plus la multidisciplinarité du laboratoire.

## 2.11 Bilan des activités de recherche

Ma recherche est restée centrée de 2000 à 2015 sur les vibrations d'usinage, puis s'est diversifiée vers la fabrication additive depuis 2016.

Dès 2001, j'ai contribué à définir une procédure dite de « test en rampe », [38], pour déterminer rapidement la limite de stabilité d'un process d'usinage. Cette procédure a ensuite été mentionnée et reprise dans de nombreuses publications depuis.

(par exemple : <https://community.plm.automation.siemens.com/t5/Tech-Tips-Knowledge-Base-NX/A-practical-approach-to-identify-feeds-and-speeds-settings-for/ta-p/1648>)

Ces premiers travaux ont permis à la jeune équipe que nous étions (2 MdC) de décrocher une première thèse CIFRE avec la société Turbomeca, sur l'usinage de parois minces en titane.

Cette thèse était co-encadrée à égalité avec Gilles Desein, et dirigée par Serge Caperra (hors de son domaine d'expertise, et non présent sur les publications), avec pour référent Turbomeca M. Gilles-Caze-nave Larroche.

Ainsi, en 2004, cette thèse de M. Vincent Thevenot a dévoilé la première modélisation spécifique des vibrations d'usinage de pièces à parois minces et a conduit à la construction de surfaces appelées « lobes 3D », que nous étions les premiers à publier (mars 2004 conférence en français [38], mai 2004 conférence en anglais [36], février 2005 article en anglais [11], reçu en fait le 22 décembre 2003, accepté le 21 avril 2004). Ces lobes 3D sont maintenant un standard des publications sur les vibrations d'usinage de parois minces. La paternité nous en est parfaitement reconnue en France et en partie en Europe. En Asie et en USA, il est plutôt considéré une origine espagnole de collègues qui ont publié cela environ un an après nous : [U. Bravo, O. Altuzarra, L.N. López de Lacalle, J.A. Sánchez, F.J. Campa, «Stability limits of milling considering the flexibility of the workpiece and the machine», IJMT, Volume 45, Issue 15, December 2005, Pages 1669–1680.](#) (reçu en fait le 29 novembre 2004, accepté le 3 mars 2005).

L'industriel Turbomeca a quant à lui obtenu une optimisation des différentes techniques pour éliminer les vibrations (stratégie d'usinage et outils coupants à pas différentiel), ce qui lui a permis d'augmenter de 75 % la productivité de l'opération étudiée et de reconcevoir des gammes d'usinage plus performantes.

Nous avons ensuite participé au projet européen franco-espagnol « [Aerosfin](#) », dédié à la production de pièces aéronautiques, notamment l'usinage de pièces faiblement rigides. Nous sommes devenus in fine les contributeurs scientifiques majeurs de ce projet.

Ce projet a permis de financer la thèse de Toufic Wehbe, co-encadrée à égalité avec Gilles Desein, et dirigée par Moussa Karama (non présent sur les publications).

Ainsi, en 2008 la thèse de Sébastien Seguy a dévoilé une modélisation générique des pièces à parois minces et plusieurs stratégies d'optimisation ont été testées numériquement et expérimentalement. Il est notamment apparu que contrairement à la croyance générale de la communauté scientifique, la généralisation des lobes 3D aux pièces de formes complexes ne permet pas de maîtriser les vibrations d'usinage. En effet, la multiplication des intersections de graphes 3D à prendre en compte fractionne le domaine acceptable en de nombreux îlots non interconnectés.

Il est aussi apparu que les stratégies de variation automatique de la vitesse de rotation, imaginées pour empêcher les vibrations d'apparaître, ne fonctionnaient pas en Usinage Grande Vitesse. En effet la puissance consommée par la variation de rotation est trop importante et un nouveau type d'instabilité apparaît, décrit pour la première fois, qui annule complètement le bénéfice de la stratégie visée.

Cette deuxième thèse nous a incités à mettre en doute la représentation modale par modes libres dans le contexte d'un contact outil-pièce, nous avons alors profité d'une bourse du ministère pour investiguer ce point de façon plus détaillée.

Cette thèse a aussi été co-encadrée à égalité avec Gilles Desein, et dirigée par Serge Caperaa.

Ainsi, en 2010, la thèse de Toufic Wehbe a dévoilé une analyse précise des vibrations d'usinage de parois minces par vidéo et par stéréocorrélation d'images [26, 30, 33], ce que personne n'avait jamais réalisé auparavant. L'objectif était d'approfondir la compréhension du mouvement des parois pendant l'usinage, car aucun modèle n'arrivait à prédire ces vibrations. Un point clef était notamment de préciser si les représentations par base modale vibratoire étaient effectivement bien adaptées à la vibration d'une plaque en contact avec un outil coupant, c.-à-d. en usinage.

L'exiguïté de l'espace disponible dans une machine-outil et le caractère transitoire du phénomène d'usinage (pièce usinée en UGV en 1 seconde) ont poussé la technique à ses limites, jusqu'à nous pousser à modéliser les phénomènes optiques dans les caméras. De plus, la précision nécessaire pour détecter les insuffisances des modèles mécaniques et pour valider de nouvelles hypothèses de calcul s'est révélée inatteignable, du fait des besoins contradictoires en termes de profondeur de champ, de résolution et de rapidité d'acquisition.

Les images 3D d'usinage de parois minces ainsi réalisées sont à présent toujours les seules disponibles pour visualiser les vibrations de pièces à parois minces.

Ces résultats, qui n'ont pas permis de trouver dans la représentation modale l'origine des insuffisances de nos modèles, m'ont incité à explorer encore plus analytiquement et numériquement le phénomène vibratoire. Ainsi un long travail solitaire m'a permis de construire un modèle étonnamment simple de vibration d'usinage de paroi mince, [8], qui simule des amplitudes cohérentes avec les essais ainsi que le phénomène de verrouillage des modes (c.f. Figure 22), montrant ainsi le caractère fondamental du talonnage. De tels travaux d'exploration m'ont conduit à plusieurs publications d'approfondissement avec des chercheurs seniors internationaux, notamment [1, 4, 5, 6].

Des modèles très sophistiqués mécaniquement et mathématiquement ont ainsi été publiés avec des collègues français, espagnols et hongrois. Un collègue américain, Mustapha Fofana, actuellement au laboratoire MIRAD du Worcester Polytechnic Institute, Massachusetts, USA, mathématicien de formation, est même venu passer 4 mois, de mai à août 2006, dans notre laboratoire sur le thème des vibrations d'usinage, hébergé 2 mois à l'ENIT puis 2 mois à mon domicile. Cette collaboration avec un chercheur hors normes (qui ne publie rien) m'a lancé sur la série des 8 dernières publications en revue.

En parallèle, j'ai contribué à l'acquisition par le laboratoire d'une broche d'usinage à paliers magnétiques, car cette technologie semblait très prometteuse pour contrôler les vibrations d'usinage en temps réel (j'avais réalisé des simulations numériques préalables). Elle reste à ce jour en France la seule broche de ce type opérationnelle sur une machine-outil. De plus, j'ai obtenu un accès total à la structure de contrôle des asservissements, avec le logiciel de paramétrage utilisé par le fabricant lui-même. Ce travail a conduit à une publication en 2011, [2], qui reste la seule publication à ce jour qui décrit l'architecture complète et le comportement d'une telle broche. Il a été démontré que contrairement à ce qui était annoncé par les constructeurs et des laboratoires (n'ayant que des broches sur banc d'essai), ces broches sont en fait tellement sensibles aux vibrations que même l'optimisation de leur comportement vibratoire les laisse toujours loin derrière les broches classiques à roulements.

Suite à des tensions au sein de l'équipe, fin 2007, et à la quasi-impossibilité de poursuivre mes activités de recherche au sein du laboratoire sur l'usinage, je me suis alors rapproché du tissu industriel afin d'essayer de leur transmettre concrètement les quelques connaissances qui me semblaient pouvoir leur être utile face aux vibrations d'usinage. Ces activités font l'objet de la partie 3, «Activités de transfert».

En 2014, mes activités de transfert étaient en grande partie finalisées et il s'est présenté l'opportunité de travailler au laboratoire dans un nouveau contexte, sur le thème de la fabrication additive.

Enseignant déjà l'optimisation topologique depuis 2006, qui conduit naturellement à l'impression 3D, et ayant rencontré lors de mes activités de transfert des usineurs intéressés par cette technologie, je m'y suis alors intéressé de très près, multipliant les rencontres. Ainsi, suite à quelques contacts industriels rapidement fructueux j'ai été amené naturellement à animer depuis 2014 un groupe de 7 collègues

motivés, pour préparer le lancement possible de cette activité au laboratoire.

En pratique il s'agissait d'une part de collecter des informations, de préparer un réseau industriel et académique autour d'un projet, et de permettre aux multiples acteurs du laboratoire de se positionner activement vis-à-vis de ce projet.

Ce travail a déjà abouti à :

- une collaboration récurrente avec Alstom Transport pour qui nous établissons petit à petit (depuis 2015) une banque de caractéristiques matériaux et des méthodologies de conception adaptée à leur contexte.
- une thèse Cifre avec Prismadd (depuis sept. 2016), sur le domaine des polymères où je n'interviens pas directement, pour développer l'impression laser sur lit de poudre du PAEK, pour l'aéronautique.
- une demande de financement pour créer une structure mutualisée de recherche sur l'impression métallique sur lit de poudre, liant le laboratoire à des partenaires industriels qui couvrent toute la chaîne de valeur (poudre, machine, logiciels, conception, impression, post-traitement, clients finaux), d'un montant de 3M€.

Les perspectives de recherche sont reprises dans la conclusion générale, mais en résumé il s'agit pour moi de finaliser certaines études sur les vibrations d'usinage (notamment le broutement primaire, délaissé depuis près d'un siècle par la communauté scientifique) et de développer au laboratoire l'impression 3D, notamment métallique, qui est une véritable révolution en marche.

### 3. Activités de transfert

#### 3.1 Bilan des activités réalisées

En 2006, dans le cadre du projet européen Aerosfin, nos collègues espagnols avaient organisé une journée technique, en invitant des industriels dans leur laboratoire, avec des démonstrations. Nous avons alors imposé de faire de même à l'ENIT (ce n'était pas prévu dans le projet). Le thème de la journée que nous organisions était les vibrations d'usinage. Le succès a été très vif ( $\approx 30$  entreprises présentes) et les questions des industriels très concrètes. Il m'est alors apparu clairement qu'au-delà de la recherche en laboratoire il fallait aussi proposer des solutions concrètes à leurs problèmes.

En effet certains industriels étaient venus ce jour-là avec soit des plans, soit des pièces usinées, et ils espéraient une aide technique et scientifique concrète pour résoudre leurs problèmes.

Avec l'aide du service des relations industrielles, il leur a été proposé de réaliser des expertises sur site. Ainsi de 2006 à 2008, j'ai réalisé huit expertises d'une ou deux journées sur site chacune (Boostec, Bosch x2, Dassault, Ford Aquitaine, Ford Getrag, Sagem, ACS, total  $\approx 30$  k€). Cela a développé mon savoir-faire et a fourni des budgets à l'équipe pour du matériel et des déplacements en congrès.

Progressivement, j'ai ainsi mis au point une méthode personnelle systématique, et poussé par les relations industrielles et l'AVAMIP (Agence de VALorisation et de la recherche en Midi Pyrénées) j'ai créé le logiciel ChatterMaster<sup>®</sup>, ce qui m'a demandé 2 ans de travail réellement acharné, de 2007 à 2009.

ChatterMaster<sup>®</sup> est un outil méthodologique et de calcul intégrant une base de données, des modèles physiques et un moteur d'inférence avec logique floue. Le logiciel guide l'usineur à travers des questionnaires autoadaptatifs vers les procédures de mesure les plus adaptées à la situation, puis en fournissant un diagnostic précis. Enfin des préconisations chiffrées des solutions possibles au problème rencontré sont fournies, avec des indicateurs de fiabilité.

Pour continuer à développer le logiciel ChatterMaster et pour diffuser l'information, car ni l'ENIT ni le LGP ne souhaitaient investir, j'ai créé une Jeune Entreprise Universitaire (JEU) ayant pour mission notamment la valorisation du logiciel ChatterMaster, et je l'ai fait sur mes fonds propres (10 k€ de

capital plus 30 k€ d'investissement la première année). Je l'ai gérée de 2009 à 2011, en accord avec les lois sur l'innovation et avec la commission de déontologie, puis j'ai nommé Vincent Thevenot comme gérant. Vibration ne m'a versé aucune rémunération pendant cette période, j'ai tout réinvesti dans son développement.

Cette société a permis de diffuser progressivement la méthode ChatterMaster dans l'industrie et dans l'éducation nationale (≈ 10 lycées actuellement), l'ENIT percevant les royalties, avec actuellement 20 licences actives.

La société Vibration a maintenant cessé ses activités, qui ont été reprises d'une part par le groupe Mecachrome, qui a recruté Vincent Thevenot, et d'autre part l'ENIT où j'assure le développement de ChatterMaster et je réalise quelques expertises et formations.

L'ENIT aura perçu, fin 2015 au total 18 k€ de royalties via Vibration pour ChatterMaster et en 2015-2016, >150 k€ de prestations sous forme d'expertises ou de formations sur les vibrations d'usage.

L'entreprise Liebherr Aerospace a réalisé un film témoignant de leur utilisation de ChatterMaster, qui illustre bien l'utilisation en entreprise, c.f. [www.vibration.fr/fr/mailling-newsletter/Newsletter25/letter201404.html](http://www.vibration.fr/fr/mailling-newsletter/Newsletter25/letter201404.html)

Le jury des trophées de l'innovation du salon industrie 2011 a décerné le [prix spécial à ChatterMaster](#), en compétition avec des grands noms de l'usinage (Siemens, Heidenhain, Esprit, MasterCam, Nikon, Renishaw, Keyence, Trumpf, etc.)

Le logiciel ChatterMaster est la propriété du LGP et reconnue comme « success stories » par l'université de Toulouse, c.f. <http://en.univ-toulouse.fr/node/510>

Cette expérience de création de Start-up m'a permis de me former à de multiples compétences, notamment :

- Étude de marché, avec un accompagnement par l'incubateur Midi-Pyrénées pendant 1 an.
- Réalisation d'un logiciel et d'un produit industriel : logiciel ChatterMaster et mallettes de matériels de mesure.
- Réalisation d'expertises sur site industriel : plus de 150 expertises de terrain réalisées.
- Rencontre avec des centaines d'entreprises d'usinage.
- Montage juridique : dépôts de marques, dépôts chez huissier, contrats avec des institutionnels et des industriels, respect de toutes les contraintes administratives et industrielles, contrats de confidentialités, etc.
- Recrutement et formation de collaborateurs : 1 expert technique et 2 technico-commerciaux.
- Réalisation de supports de communication : site web, plaquettes, brochures, stands d'exposition (10 salons, dont Industrie, Midest, Siane), films promotionnels, animations, newsletters (27 newsletters techniques, ≈ 2500 destinataires chaque fois), communication avec la presse (articles dans l'Usine Nouvelle, Technologie et industrie, Revue de la Forge, Revue de la Fonderie, etc.).
- Gestion complète d'une petite entreprise (gérance, comptabilité, gestion et animation commerciale, et expert technique sur site client).
- Développement d'une base de contacts (≈ 3000 contacts nominatifs dans l'industrie de l'usinage).
- Organisation et animation de conférences (>10 conférences en 2013-2014, >200 industriels rencontrés).

### 3.2 Logiciel et méthode ChatterMaster®

Le logiciel ChatterMaster est un logiciel de type expert, sous forme d'un questionnaire intelligent, fournissant un diagnostic et proposant des solutions aux problèmes de vibrations d'usage.

Dans le panorama des logiciels et méthodes utilisables pour analyser les vibrations d'usage, ChatterMaster occupe une position spécifique par sa capacité à prendre en compte de très nombreux paramètres et à proposer des solutions impliquant tous les paramètres de l'usage, en prenant en compte les incertitudes.

La Figure 42 précise ce positionnement selon une liste de critère précise (détaillés dans l'article BM7030 de la base documentaire des Techniques de l'Ingénieur [43]).

	généralistes utilisés dans les laboratoires		dédiés à l'analyse des vibrations	simulation de la coupe			spécialisés dans les vibrations d'usinage			
	traitement signaux et simulation mathématique (MatLab, etc.)	calculs E.F. (Abaqus, Samcef,...)	Pulse (@B&K), Oros@, DataBox (@Mitis), Montronix@, MarPoss@, ...	MasterCam, NX Cam, Catia, Pro-Engineer, EdgeCam, ...	Vericut (@CG Tech), NC Simul + ToolSimul (Spring@)	Advant edge + production module (Third Wave System@)	TXF, Milsim, PcScope, Harmonizer, SPA (MLI@), DashBoard, ...	CutPro/ShopPro/MachPro (MAL@)	SimMil, SimUsine, AccordMill (ELPS@)	ChatterMaster (Vibration@)
géométrie outil	☆...★★★★			★	★	★★	★★	★★	★★	★★☆
surface usinée	☆...★★★★			★	★	★★☆	★	★★		
géométrie copeau	☆...★★★★			★			★	★	★	★
mécanique outil	☆...★★★★			★	★	★	★★	★★	★★	★★
mécanique pièce	☆...★★★★			★	★	★	★	★★	★★	★★
loi de coupe	☆...★★★★			★	★	★★	★★	★★	★★	★★☆
paramètres pris en comptes							★	★★☆	★★☆	★★★☆☆
solutions générées							★	★★	★	★★★★
prise en compte des incertitudes										★★★★
capitalisation	★		★★	★	★★	★	★	★★	★	★★★★
clef en main	★		★				★★	★★★☆☆	★★	★★★★
durée apprentissage	★		★★☆	★★☆	★★☆	★	★★☆	★	★★☆	★★★★

Figure 42 : Comparatif des solutions logicielles

Le logiciel ChatterMaster contient notamment :

- Une liste structurée de toutes les questions à se poser.
- Une collection de procédures de mesure simples, adaptées à l'usineur.
- Une vaste base de données de solutions à appliquer.

Ces points sont largement illustrés par les figures suivantes.

La méthode d'analyse est caractérisée par :

- Un algorithme d'inférence couplant un peu plus de 100 paramètres.
- Des modèles mécaniques de l'usinage et des vibrations (15 modèles).
- Une prise en compte de toutes les incertitudes sur les données d'entrée et les données de sortie.
- Une optimisation pour rendre l'analyse la plus rapide possible, en s'adaptant au fur et à mesure aux informations fournies par l'utilisateur.

En pratique le logiciel est utilisé de trois façons très distinctes, selon le temps et les connaissances dont dispose l'utilisateur :

- Utilisation comme simple « check-list », pour que l'usineur fasse bien le tour de son problème et éventuellement détecte rapidement l'origine du problème.
- Utilisation comme « couteau suisse », pour faire un calcul simple de telle ou telle grandeur (par ex. calcul de la rotation idéale de l'outil, calcul de rigidités d'outils ou de pièces, calcul d'outil à pas variable, etc.).
- Utilisation pour une analyse complète, pour établir un diagnostic précis et obtenir les meilleures solutions possible en intégrant absolument toutes les informations disponibles (numériques, booléennes, objectives et subjectives), avec leurs degrés d'incertitude.
- Utilisation pour interagir avec l'expert (le logiciel fonctionnant par le web, l'expert peut guider l'utilisateur dans la réalisation des mesures/calculs, dans le diagnostic et la recherche de solutions).

Les principes scientifiques et techniques sur lequel s'appuie ChatterMaster sont globalement les suivants :

- Les recherches montrent clairement que les vibrations d'usinage sont principalement sensibles à 4 familles de paramètres fondamentaux : rigidités, fréquences, amortissements, forces.
- Quelques procédures simples permettent d'estimer en pratique ces paramètres fondamentaux :

mesure de rigidités par dynamomètre, mesure de fréquences par sonnage ou pendant les mouvements à vide ou pendant l'usinage ou par l'analyse de la surface usinée.

c- Quelques modèles simples permettent d'estimer ces paramètres à partir d'autres informations (matériau et géométrie de l'outil, matériau et épaisseur pièce, technologies utilisées, etc.). La difficulté principale pour le logiciel étant d'évaluer la fiabilité des valeurs ainsi prédites.

d- L'interprétation des mesures et le choix de la meilleure action à effectuer impliquent de :

- Bien connaître les différents phénomènes en jeu, notamment savoir reconnaître les cas typiques à partir de la mesure des 4 paramètres fondamentaux.
- Prendre en compte méthodiquement toutes les interactions en jeu pour faire un diagnostic correct. De façon simplifiée, lors d'une première approche, il est possible d'interpréter séparément certaines mesures des 4 paramètres fondamentaux, notamment la rigidité et la fréquence, mais en général il faut prendre en compte l'ensemble des paramètres, ce que la partie « expert » du logiciel ChatterMaster aide à faire.

Le logiciel est actuellement en pleine refonte, pour le rendre plus accessible aux non-spécialistes, mais dans sa version actuelle les détails sur la démarche d'analyse complète sont illustrés dans la suite.

### • 1ère étape du logiciel ChatterMaster : Recueil des informations disponibles

Au démarrage de l'analyse, le questionnement est systématiquement organisé en différents niveaux d'informations :

- Modules 1.1 et 1.2 : caractérisation du problème rencontré et des objectifs, c.f. Figure 43.

Ces informations permettent de focaliser rapidement l'analyse et orienteront en partie les mesures à effectuer en priorité (par ex. l'analyse de l'état de surface, ou plutôt le bruit) ainsi que le type de solutions envisagées a priori, car on ne lutte pas forcément contre un bruit puissant en ébauche comme on lutte contre des petites marques vibratoires en finition.

Ceci dit ce n'est qu'une question de priorités, cela ne bloque pas réellement des pistes.

The screenshot displays two side-by-side panels from the ChatterMaster software. The left panel, titled '1.1 Problèmes rencontrés (page 1/6)', contains a list of diagnostic questions with dropdown menus for answers. The right panel, titled '1.2 Objectifs (page 2/6)', contains a list of objectives with dropdown menus for selection. A dropdown menu is also visible over the 'Cotes mauvaises' question in the left panel.

Module	Question	Options
1.1 Problèmes rencontrés (page 1/6) (Choisir au moins l'un des premiers, et forcément les 2 derniers)	Durée de vie outil	r.à.s. (satisfaisante)
	État de surface (globalement)	r.à.s. (satisfaisant)
	Grandes traces laissées par toute la longueur de l'arête de coupe	r.à.s. (pas de marques)
	Casse outil	✓ r.à.s. (pas de casse) pas un problème problème mineur problème à résoudre
	Cotes mauvaises	r.à.s. (satisfaisantes)
	Bruit excessif	r.à.s. (pas de problème)
	Fatigue broche	r.à.s. (satisfaisante)
	Autre problème, éventuellement mettre commentaire plus bas	r.à.s.
	Localisation du problème sur la pièce	Sur un long passage uniforme
	Fréquence du problème	Systématique, ou presque
Machines concernées	Une seule machine	
1.2 Objectifs (page 2/6) (En choisir au moins un)	Réduire le bruit	✓ Non Oui, prioritaire Oui, secondaire
	Trouver de bonnes conditions de coupe	Non
	Optimiser les conditions de coupe	Non
	Déterminer un outil optimal	Non
	Déterminer un porte-pièce optimal	Non
	Déterminer une meilleure stratégie d'usinage	Non
	Déterminer des indicateurs précurseurs	Non
Autre objectif, ev. commenter en bas de page	Non	

Figure 43 : ChatterMaster « 1.1 Problèmes rencontrés » et « 1.2 Objectifs »

- Modules 1.3 et 1.4 : caractéristiques globales de l'usinage et paramètres modifiables, c.f. Figure 44. Les caractéristiques globales de l'usinage orienteront aussi les mesures ou calculs à faire en priorité, car être en finition ou en ébauche, d'une pièce massive ou à parois minces, par exemple, rend certaines mesures prioritaires et d'autres très secondaires, au moins a priori. Ceci dit, en cas de non détermination claire d'un diagnostic ou de solution, l'algorithme réorientera automatiquement le questionnement vers les paramètres restant à déterminer ou à préciser.

La liste des paramètres modifiables quant à elle, conduit vraiment à s'autoriser ou à s'interdire a priori des familles de solution. Ceci dit, l'algorithme procède toujours par hiérarchisation et ne s'interdit pas

totallement de proposer des solutions interdites a priori, mais uniquement si elles lui semblent très efficaces ou qu'il n'a rien de mieux à proposer.

**1.3 Caractéristiques globales de l'usinage (page 3/6):**  
(Tout spécifier)

Type de mise au point envisagée: 2 à 3 pièces de test

Type de brut: Pièce usinée dans la masse

Phase d'usinage: Finition (précision élevée)

Rigidité d'outil: Outil relativement souple

Type de porte-outil: [Menu déroulant]

Type de pièce à usiner: Pièce massive (sélectionnée)

Type de bridage de pièce: [Menu déroulant]

Type de fraisage de profil: Contournage de pièce massive

Avalant/Opposition: Avalant

Interruption de la coupe (rainures ou trous dans la pièce): Coupe nominale

**1.4 Paramètres modifiables (page 4/6):**  
(En choisir au moins un)

Outil (angles, matériau, porte-outil,...): Oui, un peu

Bridage pièce: Non

Stratégie d'usinage (nb de passes, type d'opération,...): Oui, très librement

Vitesse de rotation: Oui, très librement

Engagement axial: Oui, très librement

Engagement radial et/ou avance: Oui, très librement

Figure 44 : ChatterMaster « 1.3 Caractéristiques globales » et « 1.4 Paramètres modifiables »

- Module 1.5 : recueil d'informations subjectives, sur les causes probables du problème, c.f. Figure 45. L'expérience m'a montré que le ressenti initial de l'usineur, voire de l'opérateur, permet souvent de gagner du temps en analysant en priorité la cause la plus probable pour eux. De plus, il est désagréable pour l'usineur pensant déjà cerner l'origine du problème qu'un logiciel lui impose de démarrer l'analyse sur un aspect qui lui semble secondaire. Enfin, il est toujours très pédagogique de chercher à se positionner a priori sur une cause probable puis de comparer avec le résultat de l'analyse méthodique, cela apprend aussi bien développer la confiance en soit, que la modestie.

Le logiciel ChatterMaster fait systématiquement un compromis entre ce que pense l'usineur et ce que l'algorithme obtient, pour optimiser les premiers pas de la démarche d'analyse.

Il est à noter que les informations fournies jusqu'à présent étaient déjà systématiquement graduées, par exemple par un choix « non/secondaire/prioritaire », mais ici un autre type de curseur permet de préciser la confiance associée à ces informations, car elles sont subjectives.

Il est aussi à noter que l'utilisateur peut n'avoir que peu d'idées a priori sur la cause, voire aucune, l'algorithme s'adaptera au mieux aux informations fournies de toute façon.

Ce module 1.5 est très utile dans la démarche check-list, car il force l'utilisateur à chercher un lien entre tous ces paramètres et le problème vibratoire rencontré. Il est courant qu'à ce stade, l'usineur se rappelle alors d'une situation antérieure similaire et qu'il mette ainsi le doigt sur une cause très probable voire d'une solution.



### 1.5 Cause à votre avis des problèmes de vibration (page 5/6):

Spécifiez les causes que vous soupçonnez à l'aide des listes déroulantes et donnez leur un indice de confiance (100% = information sûre).

Si vous ne suspectez aucune source, cochez la case correspondante en bas de l'écran.

Raideur trop faible de la pièce	Aucune idée ✓ NON, elle est rigide OUI, car parois minces OUI, car pièce en partie flexible OUI, autre raison	100 %
Raideur trop faible du porte-pièce ou du bridage		100 %
Raideur trop faible de l'outil		75 %
Raideur trop faible de la machine	NON, elle est rigide	100 %
Faux rond important de l'ensemble broche, porte-outil, outil (par rapport à l'avance à la dent)	Aucune idée	0 %
Défauts de positionnement de l'arête de coupe (positionnement plaquette incertain, par ex.)	Aucune idée	0 %
Défauts de la surface pièce brute (position, état de surface,...)	NON	100 %
Coupe interrompue ou à choc (trous, rainures,...)	NON	100 %
Mauvaises conditions sur l'arête de coupe (à l'échelle d'un petit bout de l'arête de coupe)	NON	100 %
Mauvais pilotage des axes machine (à-coups, vibrations)	NON	100 %
Vibrations provenant de l'extérieur	NON	100 %
<input type="checkbox"/>	Je ne suspecte aucune source	

Figure 45 : ChatterMaster « 1.3 Causes à votre avis »

- Module 1.6 : Historique des essais déjà réalisés pour éliminer le problème, Figure 46.

Face à un problème de vibration le responsable d'usinage, voire l'opérateur, tente généralement spontanément de faire quelques corrections, par exemple un léger changement de vitesse de rotation, d'avance ou un simple changement d'outil.

ChatterMaster contient une base de corrélation sur les effets classiques de telle ou telle modification en fonction de la cause racine du problème. Cela permet d'obtenir des informations sur la source possible à partir de constatations souvent perçues comme décorréées par l'utilisateur. En pratique cela est utilisé pour tenter d'accélérer l'analyse en évitant des mesures inutiles ou en focalisant sur une mesure clef qui sera discriminante dans le cas étudié.

L'aspect check-list est ici encore très clair et parfois après avoir répondu aux questions précédentes, à la simple lecture de cette liste l'utilisateur identifie immédiatement un test discriminant à faire, voire même une solution au problème.

ChatterMaster peut être ainsi utilisé comme une méthode de questionnement structurée qui aide l'utilisateur déjà expérimenté à parcourir l'ensemble des paramètres de son problème.

Par contre, l'utilisateur débutant, tel l'élève de BTS, ne tirera pas de bénéfice de cette check-list qui fait appel à la mémoire d'expériences passées, il faudra mieux pour lui s'appuyer directement sur des notions quantitatives telles que la rigidité.

Ceci dit, le logiciel va bien plus loin qu'une check-list, car il réalise un ensemble de calculs et de déductions logiques, difficiles à faire sans son aide, même pour un expert. Pour ma part ce n'est qu'après 3-4-5 années de pratique que j'ai réussi à me passer de ChatterMaster pour faire la plupart de mes analyses. Ayant programmé moi-même les algorithmes il m'a donc quand même été indispensable longtemps, mais c'est justement tout l'intérêt des logiciels de type expert.

**1.6 Qu'avez-vous essayé pour réduire les vibrations d'usinage (page 6/6):**

**Conditions de coupe :**

- Modifier la vitesse de rotation
- Modifier l'avance à la dent
- Modifier l'engagement axial  $A_p$
- Modifier l'engagement radial  $A_e$
- et/ou modifier le nombre de passes radiales
- et/ou modifier le nombre de passes axiales

deux ou trois vitesse testées  
 plage  $\pm 10\%$  explorée méthodiquement  
 plage  $\pm 50\%$  explorée méthodiquement  
 Diminué

Diminué

Une passe ajoutée

Une passe ajoutée

Choisir...  
 Sans effet  
 Effet sensible  
 Effet majeur  
 Je ne sais pas

**Outil :**

- Changer l'outil (neuf, réaffûté ou rodé)
- Modifier l'angle de dépouille
- Modifier l'angle de coupe
- Modifier l'angle d'hélice
- Modifier le rayon de bec
- Modifier le diamètre de l'outil
- Modifier la longueur de l'outil
- Modifier le matériau du corps de l'outil
- Modifier la nuance de coupe de l'outil
- Modifier le revêtement de l'outil
- Modifier le rodage d'arête
- Modifier le nombre de dents
- Angles variables entre les dents
- Détalonnage axial ou légère conicité inversée

Outil neuf

Augmentation

Coupe plus positive

Hélice augmentée

Augmenté

Augmenté

Augmentée

Un autre matériau testé

une autre nuance testée

1 autre revêtement testé

Plus vive

Augmenté

Angles optimisés pour cet usinage

Détalonnage axial

**Porte-Outil :**

- Changer le porte-outil
- Modifier le porte-outil
- Modifier la précision du porte-outil

Pour un nouveau (défaut)

Longueur

Précision du porte-outil améliorée

**Porte-Pièce :**

- Modifier ou changer le porte-pièce
- Modifier la précision du porte-pièce

modifier légèrement les appuis

Augmenter la précision de positionnement

Je n'ai rien fait de tout cela.  
(utilisez le champ de commentaires en bas, si besoin)

Figure 46 : ChatterMaster « 1.6 historique des essais »

- Module 1.7 : Caractéristiques chiffrées de l'usinage, Figure 47.

Le dernier formulaire de questions de la partie « pré-analyse » du logiciel (c.f. menu haut sur la copie d'écran ci-après) consiste à recueillir quelques informations chiffrées sur les paramètres d'usinage, illustrés ci-dessous dans le cas du fraisage de côté. Certains paramètres outils sont plus ou moins faciles

à quantifier par les usineurs, car ils ne sont pas toujours fournis par les fabricants d'outils, mais lors des formations associées à la prise en main du logiciel des techniques très simples sont expliquées pour quantifier tous ces paramètres en quelques secondes, au pied de la machine.

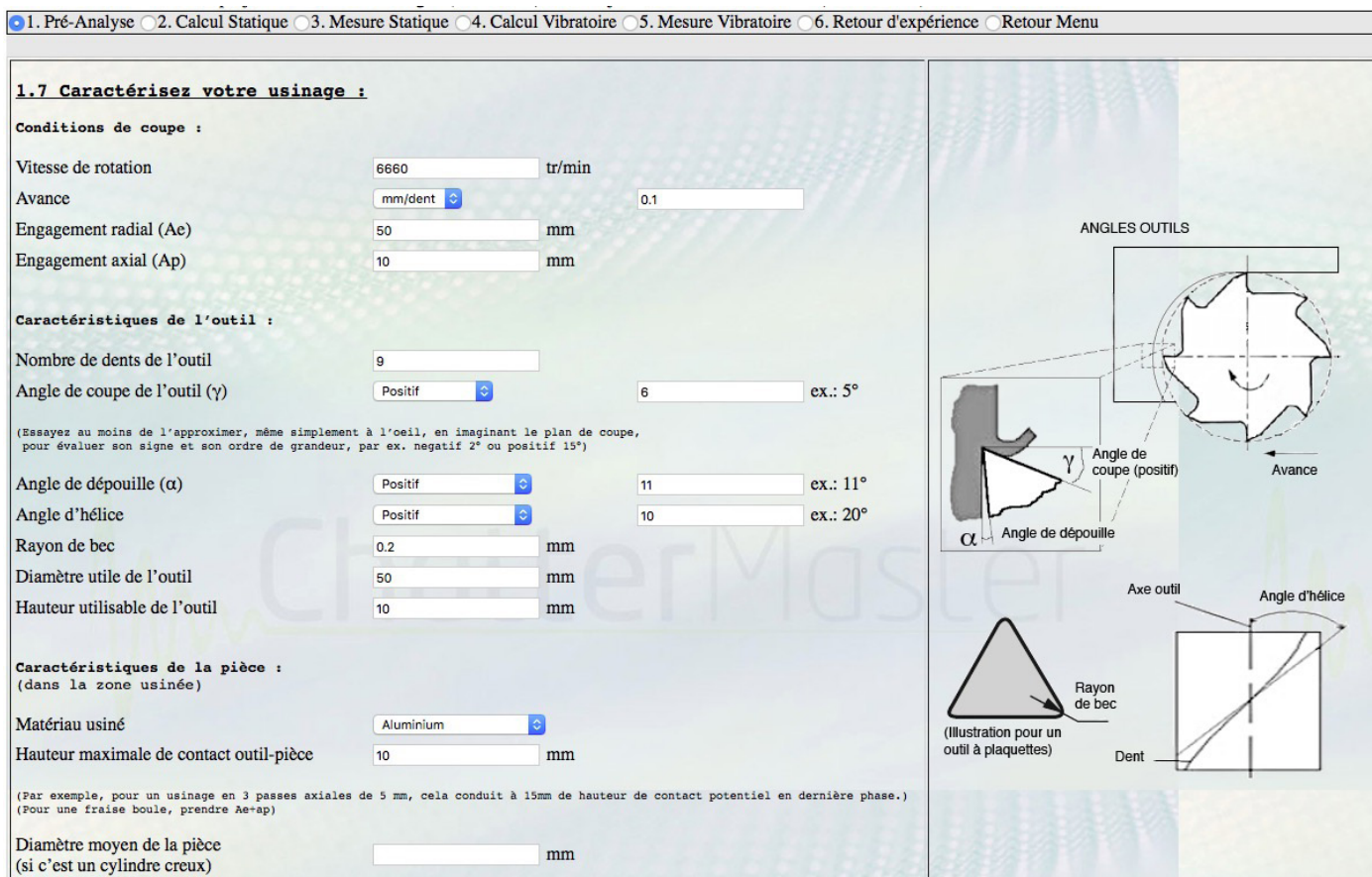


Figure 47 : ChatterMaster « 1.7 Paramètres d'usinage » (en fraisage)

Il est à noter que le logiciel vérifie au fur et à mesure la cohérence de toutes les données et informe éventuellement l'utilisateur des paramètres hors-normes ou incohérents entre eux.

- Module d'affichage de diagnostic.

Après que les modules 1.1, 1.2, ... 1.7 aient été renseignés, le logiciel dispose en général de suffisamment d'informations pour proposer une première démarche d'analyse optimisée.

Par exemple, sur la Figure 48, il est proposé d'utiliser les modules 3.3 (mesure de l'effort de coupe), 2.2 (calcul de la rigidité outil), et 3.1 (mesure de la rigidité de l'outil).

Le logiciel ne fait que proposer une stratégie jugée a priori optimale, mais l'utilisateur est libre en fonction des disponibilités du matériel et de ses propres priorités de parcourir les modules dans l'ordre qu'il souhaite, et notamment de faire d'autres mesures/calculs que ceux proposés, l'algorithme s'adaptera aux données fournies au fur et à mesure.

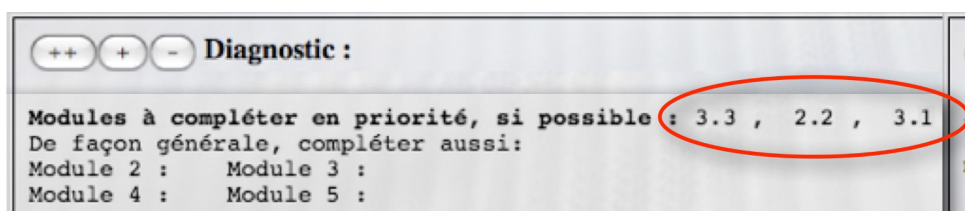


Figure 48 : ChatterMaster, proposition d'un plan de bataille

En pratique l'ensemble des modules proposés est listé ci-dessous, mais il n'est jamais nécessaire en pratique de tout mesurer et tout calculer pour faire un diagnostic précis et trouver des solutions.

Les modules sont organisés en fonction des paramètres fondamentaux qu'ils cherchent plus ou moins à déterminer.

- Modules 2, permettant la simulation des forces et déformations :

2.1 : Efforts de coupe de l'outil.

2.2 : Raideur de l'outil.

2.3 : Raideur de la pièce.

- Modules 3, permettant la mesure des forces et déformations :

- 3.1 : Mesure de la raideur outil.

- 3.2 : Mesure de la raideur pièce.

- 3.3 : Mesure indirecte de l'effort de coupe.

- 3.4 : Mesure de l'effort de coupe.

- 3.5 : Mesure indirecte des raideurs d'axe machine.

- Modules 4, permettant la simulation des fréquences :

- 4.1 : Excitations vibratoires forcées.

- 4.2 : Fréquences de vibration libre de l'outil.

- 4.3 : Fréquences de vibration libre de la pièce.

- 4.4 : Calcul d'outil à pas variable.

- 4.5 : Tracé des domaines de vibration.

- Modules 5, permettant la mesure des fréquences et amortissements :

- 5.1 : Mesure de l'état de surface observé.

- 5.2 : Mesure des vibrations pendant l'usinage.

- 5.3 : Mesure des vibrations libres de l'outil.

- 5.4 : Mesure des vibrations libres de la pièce.

Afin d'illustrer le fonctionnement de ces modules, nous en détaillerons quelques-uns ci-après, qui sont représentatifs de l'ensemble.

- Module 2.2 : Calcul de la raideur l'outil.

Le module de simulation de la rigidité des outils, illustré ci-dessous Figure 49, est à la base un simple calcul de flexion de poutres, mais qui a été recalé pour coller au plus près du comportement réel des outils, notamment l'effet des goujures et du porte-outil. De plus, ce modèle amélioré prend en compte les incertitudes sur les données d'entrée et fournit le résultat avec son incertitude, liée à celles des données d'entrée, mais aussi à celles du modèle utilisé, selon les dimensions de l'outil et de ses différents diamètres.

## 2.2 Raideur K de l'outil:

Donnez si possible une valeur obtenue par calcul de la raideur de l'outil et la fiabilité associée.

Si par contre vous avez une valeur obtenue par mesure, veuillez la renseigner dans le module 3.1

Valeur de la raideur K de l'outil

N/micron

0 %

Précisez la source

Je ne sais pas

**Si elle vous est inconnue, nous allons estimer la raideur de l'outil:**

(Si l'outil est creux, de section non quasi-circulaire ou très conique on ne pourra pas faire une estimation, passez alors à la suite; le module 3.1 peut compenser ce manque d'information par calcul)

Avec quel degré de correspondance l'un des deux schémas, N°1 ou N°2, correspond à votre outil ?

75 %

Diamètre D1 de l'outil

Diamètre

40 mm

Diamètre D2 de l'outil

Diamètre

14 mm

Longueur L1 de l'outil

170 mm

Longueur L2 de l'outil

60 mm

Matériau du corps d'outil

Acier

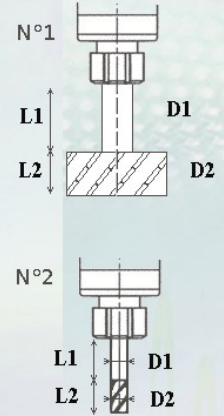
Et uniquement si connu précisément : module de Young du matériau du corps d'outil

GPa

0 %

(acier : 210, carbure : 650, alu : 70, par ex.)

déposé 7XOH93 Copyright France.com



© Droits réservés © copyright

Figure 49 : ChatterMaster « 2.2 Raideur K de l'outil »

- Module 3.1 : mesure de la raideur de l'outil.

Le module de mesure de la rigidité décrit quant à lui les procédures de mesure à utiliser, adaptées à des mesures sur machine-outil avec des contraintes d'accessibilité et de temps. La rigidité est alors mesurée simplement à l'aide d'un effort mesuré via un dynamomètre tenu en main et un comparateur. Il est important de réaliser que toutes les procédures de calcul et de mesure doivent être adaptées au contexte de l'usinage et à l'utilisation par des non-spécialistes de la mesure. Ces phases de mesure sont souvent très contraintes par le temps d'arrêt machine acceptable, de l'ordre d'une heure ou deux pour faire toutes les mesures nécessaires.

## 3.1 Mesure directe de la raideur de l'outil:

La méthode consiste à appliquer un effort connu à l'aide d'un dynamomètre au bout de l'outil et de relever la valeur du déplacement à l'aide d'un comparateur.

**Procédure point par point:**

- Le comparateur doit être en contact avec l'outil et fixe par rapport au bâti de la broche.
- Le dynamomètre doit être fixé sur la table de la machine.
- Mettez juste en contact le dynamomètre avec l'outil, continuez le déplacement de façon à obtenir une valeur significative sur les deux instruments, du même ordre de grandeur de ce qui se passe pendant l'usinage (en déplacement et en effort)
- Répétez l'opération au moins 1 fois pour vérifier la répétabilité.

Donnez les valeurs obtenues ci-dessous:

Déplacement (comparateur)

micron

100 %

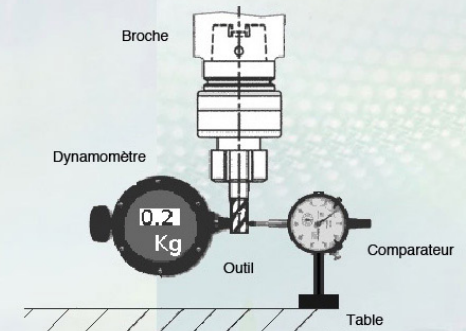
Force (dynamomètre)

Newton

100 %

(rappel : 0.2kg = 2 Newtons)

Remarque : si la rigidité outil est trop élevée pour être mesuré, mettez le plus petit déplacement mesurable et l'effort maximal que vous pouvez considérer. (Par exemple : 1 micron pour 200 Newtons)  
Mettez alors les fiabilités à 25%



© Droits réservés

Je n'ai pas de dynamomètre (cochez puis cliquez sur «ÉCRAN SUIVANT»)

Figure 50 : ChatterMaster « Mesure raideur outil »

- Module 4.5 : tracé des domaines de vibration.

Le module prédisant les niveaux vibratoires en usinage, dont le formulaire est illustré ci-dessous Figure 51, a pour objectif de fournir une information directement utile à l'usineur, au pied de la machine. Il est ainsi proposé de tracer un graphe représentant l'amplitude des vibrations dans une plage de vitesse de rotation choisie par l'usineur, dans les limites acceptables pour l'outil et pour la broche, et en fournissant au minimum la ou les fréquences propres des modes à éviter. Les paramètres définis dans la pré-analyse sont automatiquement intégrés dans le calcul (type d'usinage, caractéristiques outil,

matière, etc.). Ceci dit l'algorithme s'adapte et ce module 4.5 est un des rares à pouvoir être utilisé sans avoir donné aucune information dans la pré-analyse. Certains usineurs n'utilisent même que ce module dans ChatterMaster.

#### 4.5 Tracés des domaines de vibration

Vous pouvez ici tracer les domaines de vibration afin de déterminer la meilleure vitesse de rotation broche à utiliser. Certains paramètres ont éventuellement été pré-définis pour vous aider, mais vous pouvez les modifier.

Vitesse mini	<input type="text" value="106"/>	tr/min
Vitesse maxi	<input type="text" value="2000"/>	tr/min
Nombre de dents de l'outil	<input type="text" value="3"/>	
Avalant/Opposition	<input type="text" value="Avalant"/>	
Fréquence de l'élément le plus flexible (la pièce, l'outil ou l'axe machine)	<input type="text" value="100"/>	Hz
Raideur pièce (ou outil ou axe machine)	<input type="text" value="5"/>	N/micron
Amortissement de la vibration libre	<input type="text" value="3"/>	% (ex.: 3)
.		
.		
Éventuellement, prise en compte d'un 2ème mode :		
2ème fréquence à considérer	<input type="text" value="100"/>	Hz
2ème raideur à considérer	<input type="text" value="10"/>	N/micron
2ème amortissement à considérer	<input type="text" value="9"/>	% (ex.:3)

Figure 51 : ChatterMaster « Formulaire du tracé des domaines de vibration »

En pratique il est illusoire de chercher à prédire par exemple la rugosité d'un usinage en présence de vibrations, car toutes les recherches effectuées par la communauté scientifique ont montré l'extrême difficulté de la tâche. Même en mesurant tous les coefficients nécessaires aux modèles de calcul, et en « recalant » les paramètres au mieux, il apparaît systématiquement une erreur d'un facteur de l'ordre de 10 (!) entre les simulations et les mesures de rugosité.

Par contre, il est possible de donner des informations d'amplitudes vibratoires relatives, et non pas absolues, ce qui permet à l'usineur de choisir les meilleures conditions de coupe possible.

Le modèle qui a été développé est fondé sur une analyse classique d'instabilité, comme pour la théorie des lobes, mais au lieu d'en déduire un critère stable/instable il en est tiré une vitesse de déstabilisation du système usinant, ce qui en pratique corrèle assez bien avec l'amplitude des vibrations, moyennant quelques corrections détaillées ci-dessous.

L'effet du talonnage doit être pris en compte, notamment dans le cas des parois fines, car il a été montré que ce phénomène est absolument déterminant pour limiter l'amplitude des vibrations. La qualité de l'usinage visé doit aussi être prise en compte, car les vibrations admissibles en finition ne sont pas les mêmes qu'en ébauche, par exemple.

Enfin, et c'est très important, les incertitudes sur les paramètres d'entrée du modèle et sur le modèle lui-même sont prises en compte, ce qui est mis en évidence par un bruit sur le graphe dans les zones à bas niveau vibratoire. Parfois ce bruit couvre la plupart du graphe, ce qui signifie qu'on ne sait rien prédire avec les informations disponibles.

En pratique ce graphe permet d'identifier rapidement les zones les moins sujettes aux vibrations, régénératives ou non. De plus, le graphe indique sur ses bords à droite et à gauche ce qu'il y a un peu plus loin, en condensant cela sur les axes, afin d'extrapoler ce qui se passe au voisinage des bornes du graphe. Par contre lorsque les courbes se resserrent de plus en plus, à gauche, l'algorithme arrête de les superposer ainsi à l'infini, ce qui est parfois une source d'erreur d'interprétation pour l'usineur qui peut penser qu'il y a peu de vibrations tout à gauche du graphe. Il a été difficile pour l'instant de trouver une représentation automatique qui ne soit jamais source d'équivoque sans formation préalable.

En pratique on observe quelques situations classiques, illustrées sur la Figure 52 :

- graphe 1 : il apparaît clairement une zone avec moins de vibration qu'ailleurs, autour de 5500 tr/min.
- graphe 2 : il n'apparaît aucune zone sans vibrations importantes.

- graphe 3 : les vibrations seront présentes, mais probablement négligeables (même échelle que le graphe précédent).
- graphe 4 : seul le talonnage à basse vitesse, dominant en dessous de 200 tr/min, permettra réellement de limiter les vibrations (en considérant ici que les zones à relative faible vibration vers 1000 tr/min par exemple, ne sont pas satisfaisantes).

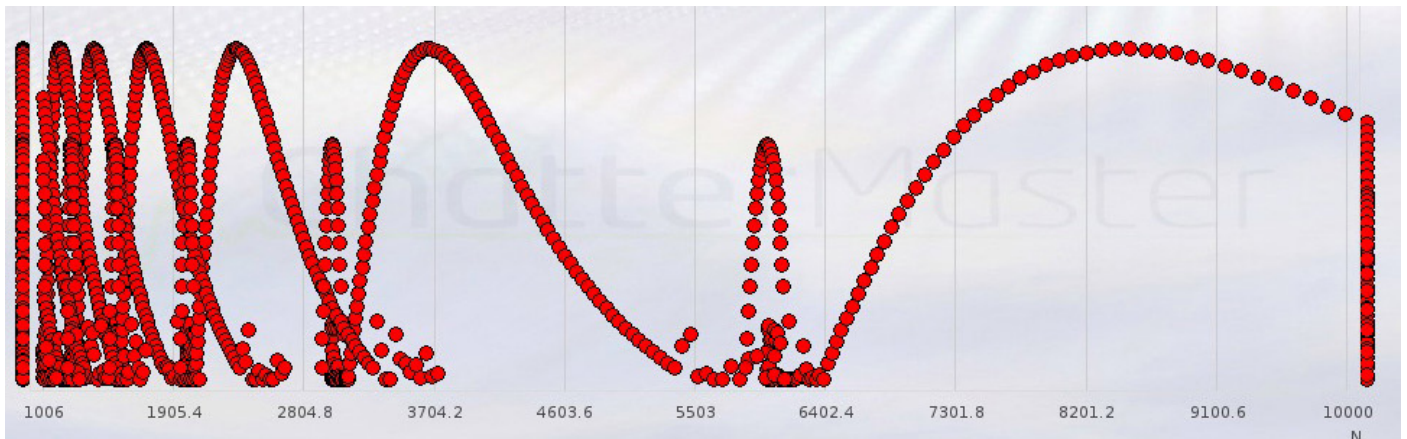


Figure 52 : ChatterMaster « Tracé des zones de vibrations » - graphe 1

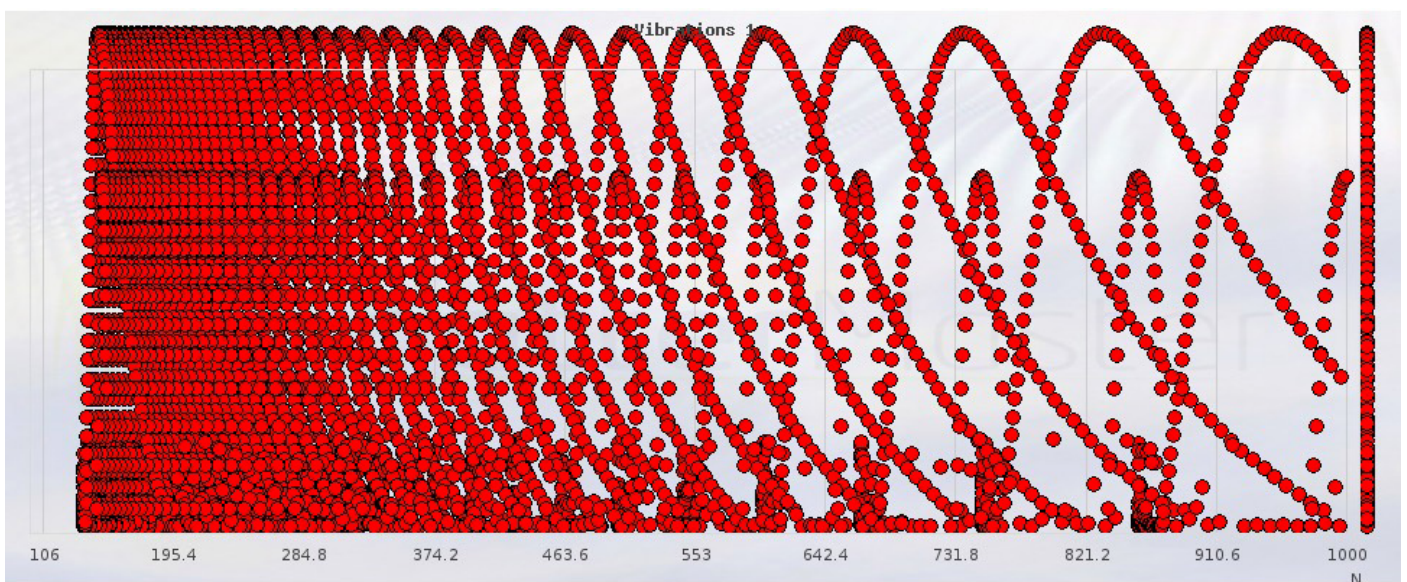


Figure 53 : ChatterMaster « Tracé des zones de vibrations » - graphe 2

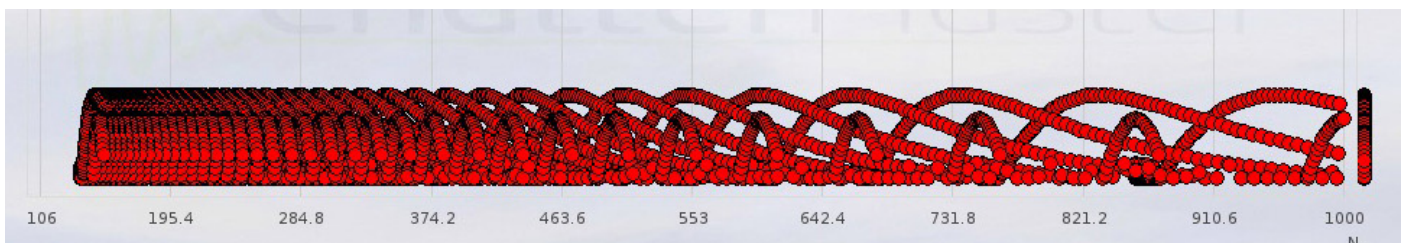


Figure 54 : ChatterMaster « Tracé des zones de vibrations » - graphe 3

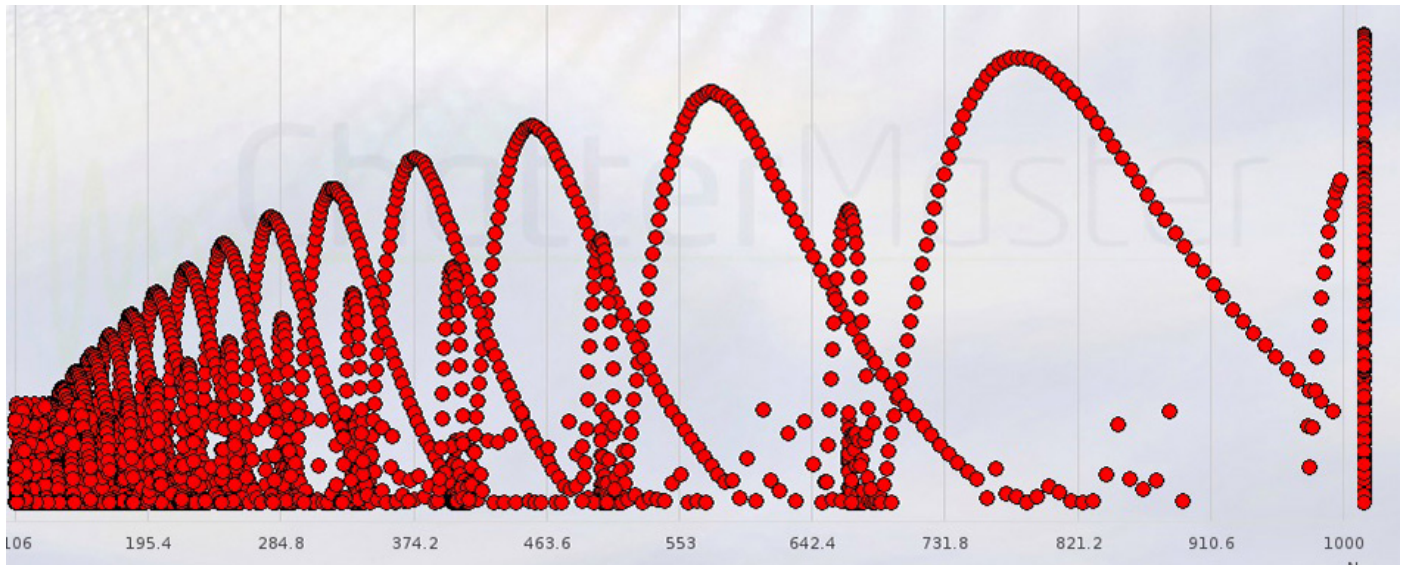


Figure 55 : ChatterMaster « Tracé des zones de vibrations » - graphe 4

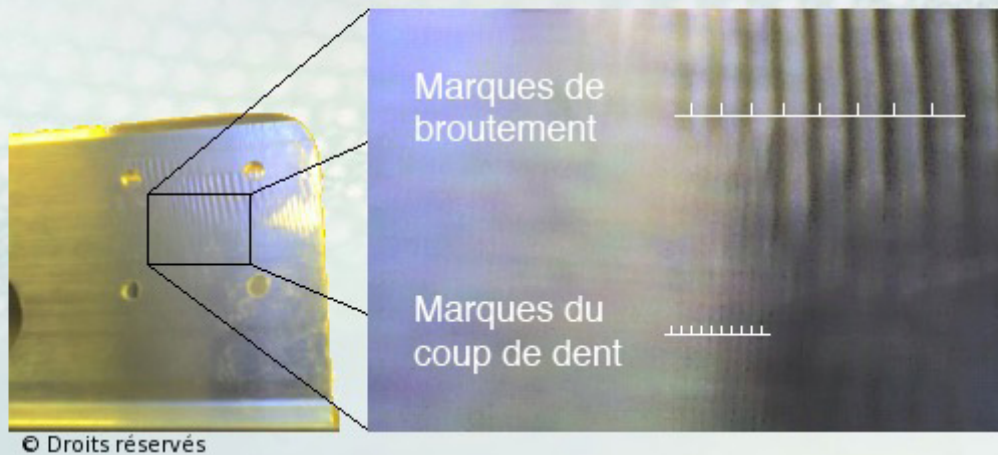
- Module 5.1 : mesure de l'état de surface.

Le module de mesure des marques de broutement sur la pièce est illustré ici dans le cas du fraisage, Figure 56. Il s'agit de tirer des informations sur le phénomène de broutement à partir des marques. En tournage la corrélation est assez directe, par contre en fraisage il est difficile, voire impossible, de faire la corrélation et elle n'est possible qu'en corrélant avec d'autres informations. Ce module illustre bien une particularité récurrente du logiciel ChatterMaster qui est que chaque information prise indépendamment ne donne pas forcément une information précise, mais la corrélation de ces informations peut donner au final des informations très précises sur le mécanisme de vibration à l'œuvre et les moyens de le contrer. Et encore une fois, la procédure de mesure est très simple, car il suffit de poser un réglelet sur la pièce et de mesurer l'espacement correspondant par exemple à 10 stries. L'usineur a l'habitude de regarder les états de surface, mais il n'en tire pas forcément une information quantitative sur le phénomène vibratoire.



## 5.1 Mesure des marques de broutement sur la pièce:

Il est important de bien mesurer les marques sur la pièce provoquées par la vibration. Il peut en exister plusieurs familles, il s'agit ici de repérer les plus importantes.



Mesurez l'espacement des stries, en faisant la moyenne sur 10 stries par exemple. Distinguez les marques provoquées par les coups de dents de la fraise et celles provoquées par la vibration.

Distance entre les grandes stries

(au moins plus grandes que l'avance à la dent)

mm

0 %

Figure 56 : ChatterMaster « Mesure des marques de broutement »

- Modules 5.4.1 : sonnage de la pièce.

Pour finir ce tour de quelques modules clefs, la mesure de la fréquence de vibration libre de la pièce est illustrée Figure 57, dans le cas d'une pièce à parois minces. Il s'agit alors d'utiliser le logiciel Audacity (logiciel open source), et un simple microphone (éventuellement celui intégré à l'ordinateur), pour déterminer la première fréquence propre d'une telle pièce. Cette procédure s'est avéré être très robuste sur le terrain et utilisable par des non-spécialistes, y compris des élèves en BTS première année. En pratique, il est ainsi facile de déterminer ainsi les 2-3 premières fréquences propres d'une telle pièce.

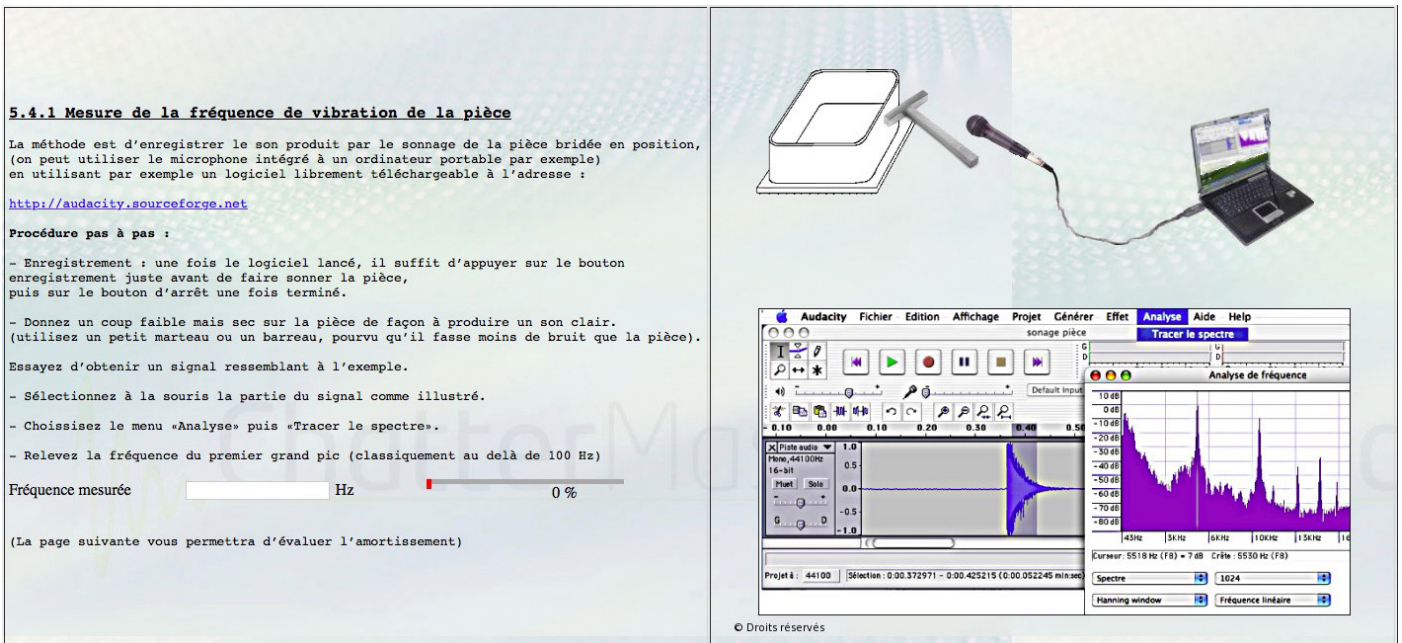


Figure 57 : ChatterMaster « Mesure de la fréquence de vibration libre de la pièce »

- Module 5.4.2. : mesure de l'amortissement.

La mesure d'un taux d'amortissement global de la pièce est tout aussi simplement réalisée, comme illustré Figure 58, en utilisant en fait le taux de décroissance logarithmique du signal vibratoire. Cela illustre aussi une propriété importante du logiciel qui assiste une telle mesure, mais accepte tout aussi bien que le taux d'amortissement ici soit donné directement, s'il a été déterminé par un autre moyen, par exemple, l'algorithme s'adaptera systématiquement aux données fournies. De façon pratique, les données sont sauvegardées à chaque changement de page et un système de commentaires permet de préciser des informations complémentaires pour toute page de mesure ou calcul, qui seront intégrés dans le rapport final pdf s'il est édité.

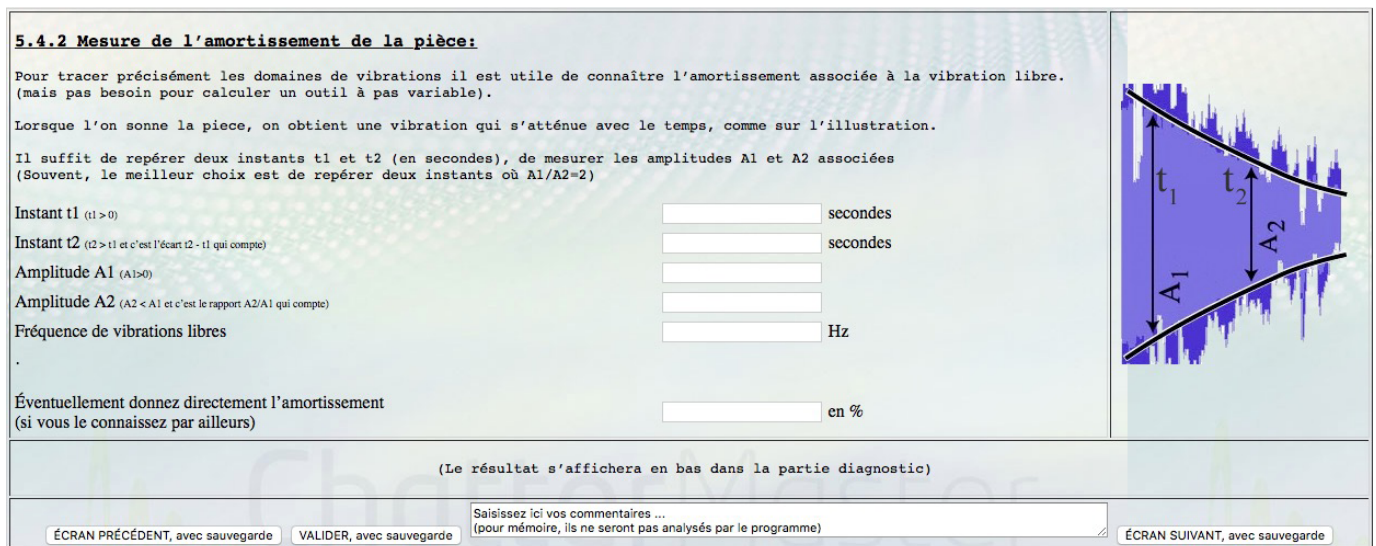


Figure 58 : ChatterMaster « mesure du taux d'amortissement »

• Diagnostic et proposition de solutions

Une fois que les informations de la pré-analyse et des quelques modules de base sont fournies, le logiciel fournit un diagnostic plus ou moins précis. Comme illustré Figure 48, le logiciel s'adapte aux informations disponibles et s'il lui manque des données cruciales, suffisamment fiables, il ne diagnostique rien et indique ce qu'il faudrait mesurer ou calculer a priori pour avancer. Ensuite, au fur et à mesure que des données supplémentaires sont fournies, même redondantes, il affine le diagnostic. La Figure 59

illustre une situation de diagnostic. On peut voir en partie supérieure que pour préciser encore plus le diagnostic il est proposé de compléter les modules 5.4, 4.3, 3.2, 5.1, ce qui correspond à des mesures ou calculs concernant la pièce, l'algorithme ayant probablement détecté un manque d'informations fiables à ce sujet.

Le premier niveau de diagnostic concerne systématiquement les rigidités en jeu. On voit par exemple sur la Figure 59 les résultats des modules 2.2 et 3.2, qui montrent que la pièce est bien plus souple que l'outil. La fiabilité du résultat du module 2.2 est faible (50%), mais cela permet quand même de conclure. Cette conclusion apparaît clairement en bas, « Bilan des raideurs les plus faibles » (il est à noter que la fiabilité de ce bilan dépend de l'ensemble des données fournies, ici le 90 % annoncé coïncide avec le 90 % de la raideur pièce, mais ce n'est pas systématiquement le cas, notamment quand on dispose de plusieurs sources d'informations se recoupant plus ou moins bien).

Afin de guider l'utilisateur, quand suffisamment d'informations sont disponibles, le logiciel estime la raideur minimale qu'il faudrait pour n'avoir aucun problème de vibration, ici estimé à 9 Newton/ $\mu\text{m}$ , mais avec une fiabilité de 50 % seulement. Ce calcul prédictif est extrêmement délicat à faire précisément et il faut rester humble pour de telles prédictions, il s'agit simplement de donner un ordre de grandeur, au cas par cas. Néanmoins cela donne par exemple ici l'indication qu'il faudrait gagner un facteur 4 sur la rigidité de l'outil.

**++ + - Diagnostic**

(cliquez « Valider » 2 fois lors d'une ré-ouverture de projet)

**Modules à compléter en priorité, si possible : 5.4 , 4.3 , 3.2 , 5.1**  
Apportez de l'information partout où vous le pouvez.  
Voici les modules qu'il vous reste à parcourir:  
Module 2 :      Module 3 :  
Module 4 : 4.4,      Module 5 :

**Valeurs calculées par les modules 2,3,4,5 :**  
2.2: K outil (calcul) = 119.8 N/micron, fiable à 50 %  
3.2: K pièce (mesure) = 2.29 N/micron, fiable à 90 %  
4.1: Le faux rond n'a pas pu être estimé  
Le balourd n'a pas pu être estimé  
4.2: Fréquence calculée de vibration libre outil = 1610 Hz, fiable à 30 %  
4.5: Tracé des zones de vibrations : [cliquer ici](#)  
5.4: La fréquence de vibration libre de la pièce est mesurée à  
813 Hz, fiable à 100 %

**Bilan des raideurs les plus faibles :**  
(Exemple de raideur minimale à avoir pour éviter les vibration dans l'aluminium : 10 N/micron)  
(Avec les données disponibles ici, on obtient un seuil de : 9 N/micron, fiable à 50%)

K[pièce] = 2.29 N/micron, fiable à 90 %

**Bilan des résonances les plus critiques :**

Figure 59 : ChatterMaster « Premier diagnostic »

Le diagnostic et la proposition de solutions sont fortement structurés par les quatre familles de paramètres fondamentaux qui gouvernent les vibrations d'usinage : rigidités, fréquences, amortissements et efforts de coupe. La figure Figure 60, illustre une proposition de solution typique.

La base de solutions contient de façon générale des solutions de type : modification des conditions de coupe (rotation outil, engagement, avance), de la stratégie d'usinage, des caractéristiques outil (nombre de dents, hélice, angles de coupe, angle de dépouille, revêtement, diamètre, conicité, longueur, pas variable), de la tenue de la pièce, la lubrification, bref tous les paramètres ayant un effet connu sur les vibrations.

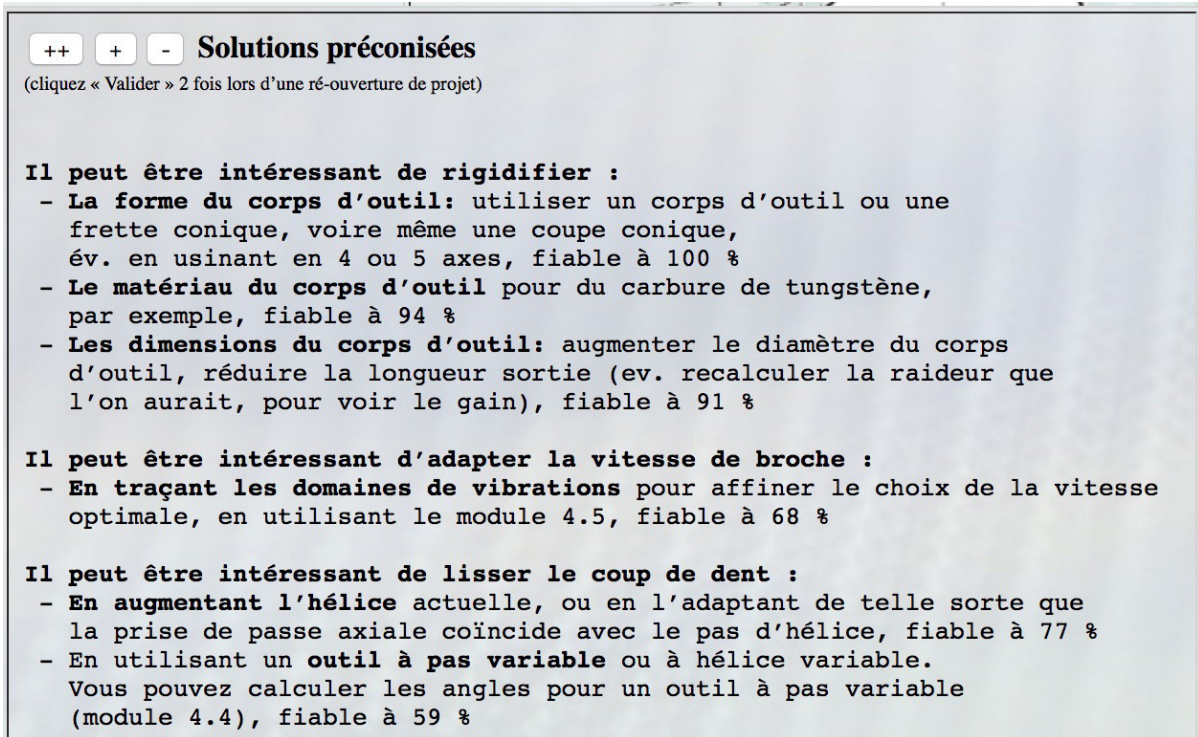


Figure 60 : ChatterMaster « Solutions proposées »

Historiquement il avait été envisagé d'utiliser un moteur d'inférence disponible, mais je n'ai pas trouvé de moteur d'inférence capable de gérer en standard le fait que certaines données peuvent être chiffrées précisément et fiables (comme les fréquences propres) alors que d'autres sont booléennes et parfois très peu fiables (comme les informations subjectives fournies par l'utilisateur).

Il était de plus difficile de prendre en compte le fait que certaines règles de calcul ou de raisonnement sont très claires mathématiquement et que d'autres sont plus floues, notamment certaines heuristiques non modélisées par des règles physiques.

De même, l'utilisation de réseaux neuronaux ne convenait pas bien non plus au fait que certaines grandeurs sont chiffrées et connues parfaitement (par exemple le diamètre de l'outil), alors que d'autres sont connues assez précisément en général, mais pas toujours (par exemple les fréquences de vibration libre) et que d'autres enfin sont très mal connues. De plus, les réseaux neuronaux sont particulièrement efficaces quand on dispose d'une vaste base de données initiale, ce qui n'était pas encore mon cas en 2009.

L'algorithme utilisé dans ChatterMaster est en quelque sorte un algorithme expert tronqué, avec des étapes bien identifiées réalisées les unes après les autres. Il y a d'abord l'application de différents modèles de calcul mécanique ( $\approx 16$ ) en fonction des données disponibles, ensuite une phase de hiérarchisation des informations et de déductions convergentes vers les quelques paramètres clefs à considérer (rigidité, fréquence, amortissement, forces). Il y a ensuite la génération d'un diagnostic et enfin la proposition de solutions. Cette démarche implique qu'il n'y a pas de boucles ni d'inférences récursives, qui sont la force, mais aussi la difficulté, voire la faiblesse des logiciels experts.

La Figure 61, illustre les informations contenues dans le logiciel, les concepts associés, et ce qu'en voit l'utilisateur.

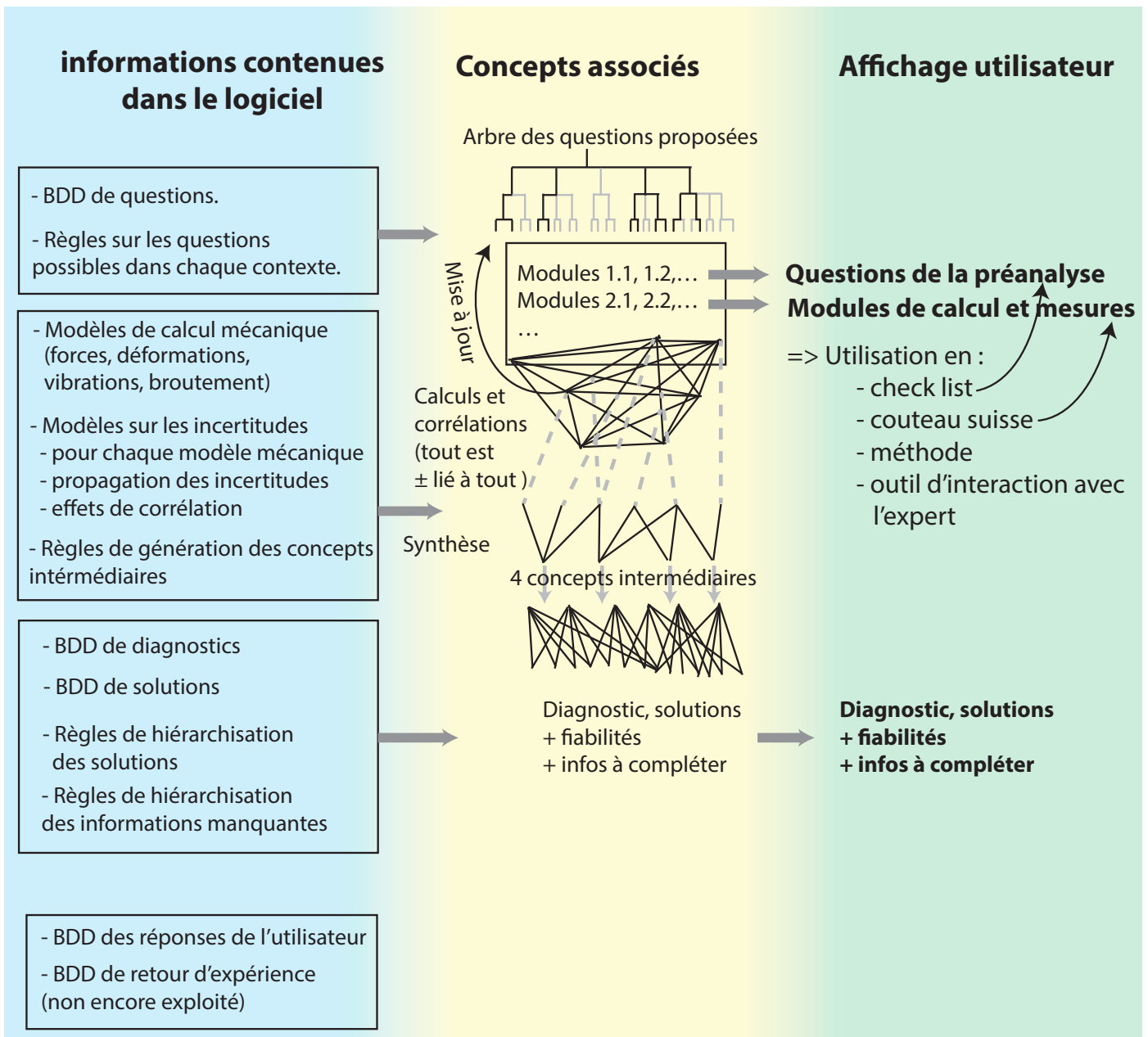


Figure 61 : Structure du logiciel ChatterMaster

En pratique, l'algorithme évalue systématiquement le potentiel de toutes les solutions envisageables, mais n'affiche que celles qui semblent les plus efficaces et les plus fiables. L'utilisateur reste libre de ses choix en fonction de la rapidité ou du coût d'application de telle ou telle solution. La proposition de solution implique naturellement des modèles de simulation spécifiques pour évaluer si les solutions envisagées auraient des effets suffisamment positifs pour atteindre l'objectif.

Toutes ces phases sont consommatrices de ressources informatiques et nécessitent en général une attente de 2 à 10 secondes avec le serveur utilisé (puissance d'un PC standard, en 2016), ce qui reste cohérent avec le temps nécessaire à l'utilisateur pour compléter une page de saisie.

L'algorithme de ChatterMaster a été ainsi progressivement développé et testé pendant maintenant presque 10 ans, à l'aide des presque 150 expertises de terrain réalisées et il peut être considéré comme assez bien stabilisé, bien qu'encore très imparfait, naturellement.

En perspectives à court terme, le logiciel ChatterMaster mériterait notamment d'être amélioré sur les points suivants :

- Graphisme et ergonomie du logiciel, notamment pour faciliter l'accès aux non-spécialistes.
- Aide à l'analyse des signaux vibratoires pendant l'usage.

- Prise en compte d'informations spécifiques au comportement des axes asservis (ce que j'utilise systématiquement sur le terrain maintenant).

En perspective à court terme, grâce aux premières années d'utilisation de ChatterMaster et à une pratique approfondie d'expertise de terrain, une refonte du logiciel et de la méthode est en cours avec l'aide d'informaticiens et de graphistes. Une illustration ci-dessous représente la nouvelle interface associée :

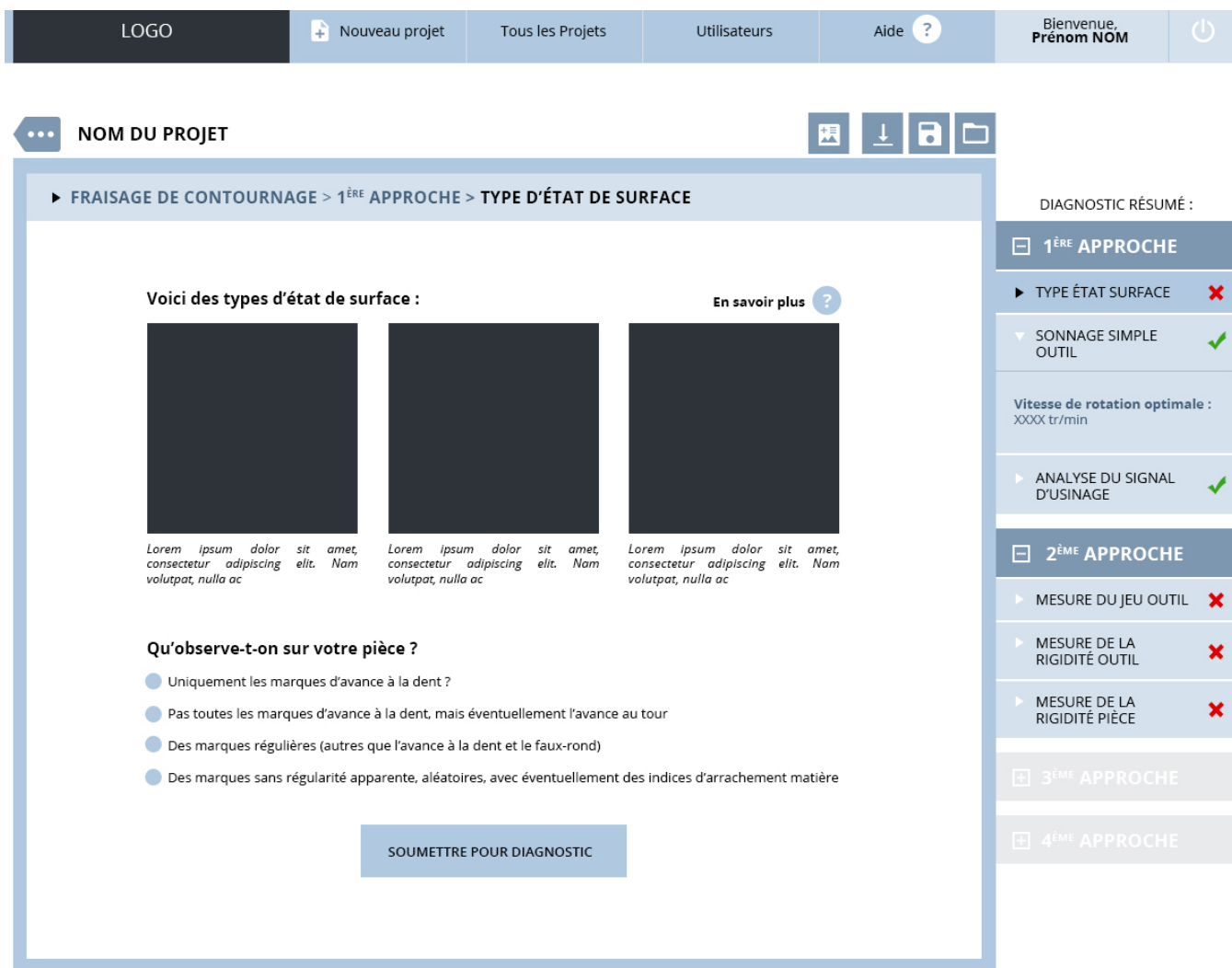


Figure 62 : Nouvelle interface ChatterMaster

En perspective à moyen terme, des discussions ont été reprises avec l'éditeur du logiciel TopSolid pour intégrer certains éléments de la méthode ChatterMaster, afin de guider l'usineur dans son choix de stratégie d'usinage.

Des premières approches avaient déjà été tentées il y a quelques années, avec les logiciels MachPro d'une part et TopSolid d'autre part, qui ont proposé une collaboration, mais les concepts manipulés et stockés par ces logiciels étaient très différents de ceux de ChatterMaster. Cela aurait nécessité une complète réécriture des algorithmes, pour une ergonomie incertaine. Avec le recul actuel, cela nous paraît maintenant réalisable, au moins pour TopSolid.

Sur le long terme les logiciels de CFAO ont pour vocation de guider de plus en plus intelligemment l'utilisateur et non pas simplement de simuler ce qu'il demande, avec ou sans ChatterMaster cette évolution aura lieu.

Cette partie clôt la présentation de mes activités de recherche et de transfert, il s'agit maintenant de présenter mes activités d'enseignements, dans lesquelles je m'investis aussi beaucoup.

## 4. Travaux d'enseignement

Depuis l'origine, j'ai principalement été amené à enseigner la conception mécanique et la mécanique des solides déformables.

Licence 2 (bac +2), pendant 6 ans + 2 semestres en 2015-2016 : projet de conception, 28h présentiel élève (CAO, mécanique) (4 enseignants en parallèle).

- Restructuration partielle de cet enseignement.
- Lien maîtres de conférences <-> agrégés (j'ai les deux cultures).
- Travail des élèves en petits groupes (4-5-6 groupes), et en «coopétition».
- 13 projets développés de A à Z, certains à finalité industrielle.

Master 1 (bac +4), 2001-2009, 2014 : projet de conception, 52 h présentiel élève, dans la continuité du projet ci-dessus.

Licence 3 (bac + 3), pendant 5 ans : cours-TD de transmission de puissance, 18h présentiel élève.

- Restructuration totale (contenu, organisation, illustrations, animations).
- Mise en œuvre d'outils de simulation (simulations par modèles de RdM, réalisation de fiches Excel permettant de simuler la phase transitoire de lancement de divers moteurs sous différentes charges, utilisation d'un logiciel basé sur un algorithme génétique pour l'optimisation des engrenages).

DEA (bac + 5), puis Master recherche, pendant 3 ans : cours, TD, accompagnement des élèves.

Pendant la phase de mise en place de DEA puis Master recherche à l'ENIT, et avant leur rapatriement total à Toulouse, j'ai ainsi été amené à réaliser plusieurs enseignements (cours, remise à niveau, préparation aux examens).

J'ai participé activement au lancement de la filière BTP à l'ENIT, avec le groupe de travail formé autour de Serge Caperra. Il s'agissait de se déplacer sur divers sites, de construire un premier projet, des premiers cours, de faire de nombreuses réunions, et de préparer l'arrivée d'Hélène Wellemene, qui avec Serge Caperra ont pu prendre en main l'essentiel des enseignements BTP à réaliser. Étant déjà assez chargé en enseignement et l'offre de formation étant suffisante j'ai préféré ensuite rester sur mon cœur de métier.

Les cours suivants sont ceux que je réalise actuellement et me permettent d'être au plus juste de ma charge.

Licence 3 (bac +3), depuis 2004 : cours de vibration (8h de cours, 10h de TD x 1 à 5 groupes).

- Consultation de tous les enseignants de vibrations des autres ENI (échange de documents)
- Restructuration des cours, TD, TP, et examen.
- Accompagnement du temps hors classe par la plateforme Ganesha (2002), puis Moodle (2014).

Cela leur permet de réviser leurs cours (QCM d'auto-évaluation) et de préparer les examens (tous les sujets posés sont disponibles, avec leur correction complète et commentée). Les élèves y passent en moyenne 2 heures (activité mesurée par le logiciel), y progressent à leur rythme (le temps de lecture des PDF n'est pas comptabilisé).

- Évaluation annuelle de l'enseignement par la plateforme Chronoform mise en ligne dès 2004.
- Renouvellement chaque année d'exemples et d'illustration de cours, grâce aux liens que je développe et entretiens avec d'anciens élèves.

Depuis 2016 : organisation du travail de TD en travail sur projets individuels.

Licence 3 (bac +3), depuis 2014 : TP de mécanique du solide (2 enseignants, 1 ou 2 groupes de TP, 2x12h)

- En appui du cours (tenseur cinétique, de déformation et de contrainte).
- Mise en place de 3 nouveaux TP en 2014-2015.
- Mise en place d'un accompagnement informatique avec la plateforme Moodle (5 TP simulta-

nés).

- Mise en place (en cours de développement) d'un accompagnement du temps hors présentiel. Le défi de cette activité pédagogique est de parvenir à ce que chaque élève développe réellement une démarche expérimentale personnelle et trouve un sens concret à ces tenseurs qui leurs semblent souvent bien abstraits.

Master 1 (bac +4), 2005-2016 : cours « Choc-ondes-vibrations » (6h de cours, 6h de TD)

- Cours transverse, liant plusieurs domaines.

En effet, lors d'un choc mécanique entre 2 solides, il y a d'abord propagation d'une onde de choc, puis par superposition de ces ondes il est généralement plus efficace de considérer qu'à plus grande échelle on a des ondes « classiques », c.-à-d. continues, puis qu'après plusieurs aller-retour d'onde les modes vibratoires deviennent la représentation la plus efficace. L'objectif est d'aider les élèves à évaluer au cas par cas quelle est la meilleure représentation et quelles sont les échelles de temps, d'espace et de niveau de contraintes à attendre.

- Évaluation par projet, chaque élève ou binôme choisissant un sujet d'étude à présenter.

Cette démarche pédagogique permet de mêler des applications pratiques que les élèves doivent décoriquer et expliquer à leurs collègues et un cours théoriques de bon niveau (la résolution des équations d'onde de choc, même graphiquement en 1D, n'est pas triviale).

Master 2 (bac +5) : Optimisation topologique (4h de cours, 6h de TP, 10 groupes), depuis 2006.

- Cours très théorique (vulgarisé, mais cela reste ardu).

- Applications très créatives (conception de formes de pièces originales).

- Évaluation par projet (chaque élève ou binôme choisit son sujet d'étude).

Ce cours-TP est extrêmement apprécié par les élèves, car ils le voient comme un aboutissement pour l'ingénieur-concepteur et ainsi « concevoir la forme idéale d'une pièce ». La réelle maîtrise des outils mathématiques et techniques et surtout la capacité d'expliquer cela simplement m'a pris plusieurs années. J'ai même été amené cette année à discuter avec un inspecteur d'académie pour proposer une façon très vulgarisée d'utiliser l'optimisation topologique en collège (sur la conception optimisée d'un pont découpé en carton, à échelle réduite).

Le lien actuellement entre l'optimisation topologique et l'impression 3D est évident (mais il y a 10 ans, quand j'ai commencé cet enseignement, ce n'était pas le cas)

Master 1 (bac + 4) : Écoconception (pour les élèves formés par apprentissage, 8h au total).

C'est un cours que j'ai démarré en 2015. Mon objectif est globalement de trouver un équilibre entre l'aspect méthodologique et règlementaire de l'écoconception, les matériaux écologiques, les nouvelles méthodes de conceptions (telles que le biomimétisme, l'optimisation topologique, etc.), et de fabrication (dont l'impression 3D). Je souhaite aussi expérimenter plus profondément la complémentarité des approches présentiels, en autonomie et en soutenance, en exploitant la plate forme Moodle récemment mise en place à l'ENIT. À vrai dire, ce cours étant aux limites de mes domaines de connaissances habituelles, j'en profite pour explorer différentes manières de faire travailler les élèves, y compris en exploitant au maximum la nouvelle salle de pédagogie active de l'ENIT bien adaptée au travail par ateliers (chaises et tables sur roulette, 6 écrans vidéo mobiles, prises 220V, Ethernet, vidéo, audio).

Master 1 : Conception pour l'impression 3D : en préparation, en collaboration avec un collègue.

Dans la continuité des enseignements de conception et pour préparer l'optimisation topologique (qui est un peu ardue pour être mise trop tôt dans la scolarité des élèves), ce cours permettra d'aider les élèves à concevoir des pièces mécaniques adaptées aux libertés offertes par l'impression 3D, et à en réaliser.

J'ai petit à petit réussi à ramener mon volume d'enseignement au plus près de ma charge. Ainsi en 2013-2014 ma charge était de 194 heures TD en 2013-2014, ce qui m'a permis de maintenir un équilibre recherche/valorisation/enseignement et focaliser mon action / ma passion d'enseignement sur les cours L3-M1-M2 précédemment évoqués, en exploitant le potentiel des plateformes Ganesha et Moodle pour



aider les élèves aussi en dehors de leurs temps de présence en cours.

Détail en 2014-2015 : 36 h de cours (pondéré 1,5), 32 h de TD, 108 h de TP , uniquement sur L3-M1-M2 (bac +3 à +5), total 194 h TD

Détail en 2015-2016 : idem + 40 h sup pour remplacer un collègue indisponible.

Détail en 2016-2017 : charge prévue 192 h.

Depuis octobre 2015, je suis chargé par la direction de l'ENIT d'une mission pédagogique intitulée « référent TICE », avec un forfait de décharge de 24 h TD, au sein du « Service d'Ingénierie Pédagogique - S.I.P. composé de 3 collègues enseignants (Directeur adjoint de la formation - chargé de l'innovation pédagogique, conseiller pédagogique, référent TICE). Il s'agit pour moi en pratique :

- D'animer le groupe de travail TICE, ce que j'ai lancé en 2016 (groupe de 18 membres d'enseignants et de non-enseignants). En février 2016, les deux premières réunions ont déjà permis de mettre en avant un plan d'action pour Moodle, un plan hiérarchisé d'équipement des salles, et de proposer collégialement de nombreuses solutions à différents problèmes divers et variés (utilisation de certaines salles ou matériels). L'intérêt majeur de cette commission est d'être suffisamment représentative, et de pouvoir présenter des synthèses sur des aspects aussi bien matériels qu'informatiques, au service de l'enseignement.

- D'accompagner le développement de Moodle à l'ENIT, pour lequel je suis un enseignant ressource pour les collègues. Deux formations avec 12 enseignants sont déjà organisées avec le S.I.P. pour mars 2016. Par ailleurs je co-développe un plug-in Moodle (c.f. plus bas).

- De développer la méthode « Actifs » à laquelle participent 14 écoles de l'INP, ce qui consiste à organiser les séances de formation des collègues puis à être une personne ressource pour l'utilisation du matériel (voteurs pour les élèves et logiciels spécifiques pour le professeur).

- De proposer des projets au niveau de la Comue, avec déjà pour janvier-juin 2016 un projet accepté avec une aide de 40 k€, visant à réaliser un plug-in Moodle. Le jury ayant souligné que « le projet est intéressant, simple, bien défini et qu'il pourra être utilisé par tous les utilisateurs de Moodle ».

L'objectif de ce plug-in est de générer facilement des documents pédagogiquement interactifs, à partir de simples PDF déjà existants.

En effet, faire des supports pédagogiques interactifs sur Moodle est toujours assez laborieux pour un enseignant, car il faut insérer séparément chaque phrase et image pour obtenir la moindre interactivité. Ce plug-in permettra, de façon simple et intuitive de réaliser par exemple de simples masquages de certaines zones d'un support de cours ou sujet d'examen corrigé, avec des zones qui deviendraient visibles après un simple clic, ou réponse dans une petite liste de choix possibles.

Le plug-in sera présenté officiellement au salon Educatec-Educaticice en novembre 2016, l'ENIT étant représentée sur le stand de Edunao (seul partenaire officiel Moodle en France).

En conclusion j'ai petit à petit beaucoup changé ma façon d'enseigner en 15 ans, et depuis cette année tous les travaux dirigés que je propose aux élèves ont comme point de départ des sujets d'étude choisis par les élèves eux-mêmes, individuellement.

Cela impose une organisation des TD très exigeante pour l'enseignant, et une intensité des séances très forte, car il faut suivre individuellement chaque élève et leur fournir des outils pour avancer de façon autonome, pour collaborer, etc., mais la motivation des élèves est beaucoup plus importante, je ne reviendrais pas en arrière.

L'étape suivante pour moi est de repenser complètement mes cours, avec cet objectif d'étude de cas individualisé pour chaque élève.

Ma volonté d'aider les industriels et les enseignants à s'approprier de nouvelles méthodes, avec ChatMaster, se traduit aussi en enseignement :

Le plug-in Moodle «mask», vise à aider les enseignants à réaliser des documents pédagogiques interactifs, et a été présenté au salon de l'éducation en novembre 2016 à Paris. Une campagne de communication complète a été réalisée, avec : site web, vidéo, articles journalistiques, présentation sur le salon de l'Éducation, flyer papier, campagne Facebook, etc.

Ci-dessous une illustration de la présentation de l'outil, que vous pouvez voir à l'adresse :

[www.edunao.com/mask](http://www.edunao.com/mask)



Figure 63 : Plug-in «Mask»

En plus de ma volonté d'aider les industriels et les enseignants de l'usage, et d'aider les enseignants du supérieur via Moodle, je développe aussi depuis deux ans, sur mon temps libre, un logiciel d'entraînement en calcul numérique et algébrique pour les étudiants de lycée, l'application visible à l'adresse : [www.revismath.fr](http://www.revismath.fr)

## 5. Conclusions

En tant qu'élève à l'ENS Cachan, sous la direction de Pierre Ladevèze, j'ai développé pendant mon DEA et ma thèse au LMT, la « Théorie Variationnelle des Rayons Complexes ». J'ai notamment appris à aborder les vibrations mécaniques d'une manière originale, avec des « rayons complexes » et ainsi à utiliser des outils mathématiques non habituels dans ce domaine. En 2000, avec la volonté farouche d'appliquer rapidement mes connaissances aux problèmes industriels, j'ai identifié le LGP comme un creuset idéal pour moi. Je n'ai postulé qu'au LGP, sur le thème des vibrations d'usinage, et j'ai été retenu.

Depuis 2000, mon activité de recherche est restée focalisée sur le thème très précis des vibrations d'usage, ce qui m'a permis de devenir un leader de ce domaine très pointu, en France, voire en Europe.

Ce travail m'a permis aussi d'aboutir à un transfert technologique vers l'industrie et l'enseignement via la création en 2009 du logiciel ChatterMaster (qui a reçu le prix spécial du jury innovation au salon industrie de Lyon en 2011) et d'une Jeune Entreprise Universitaire (Vibration) ayant pour objectif principal la valorisation des résultats du laboratoire sur ce domaine, en versant des royalties au laboratoire. Ma volonté a toujours été de faciliter l'acquisition de nouvelles connaissances dans l'industrie et l'éducation et j'ai poussé la société Vibration à tout réinvestir dans ses activités, sans en tirer aucune rémunération.

J'ai choisi de me lancer ensuite au laboratoire sur l'impression 3D, nouveau défi pour l'usineur, notamment car les pièces réalisées sont très difficiles à usiner sans vibrations. J'anime donc depuis fin 2014 un groupe de collègues motivés, pour préparer le laboratoire à cette technologie et mettre en place des collaborations académiques et industrielles.

Ce qui a toujours guidé ma carrière de chercheur a été la volonté de développer et de publier de nouvelles connaissances de pointe au sein du laboratoire puis d'aboutir à une mise en pratique industrielle et pédagogique, à tous les niveaux possibles (PME, grands groupes, Écoles d'ingénieurs, lycées, etc.).

Du point de vue pédagogique, au-delà de mes cours, TD, TP en mécanique au sens large, en vibration et en conception mécanique, j'ai été particulièrement moteur dans la mise en place de plateformes pédagogiques à l'ENIT («Ganesha» dès 2002, puis «Moodle» depuis 2014). J'ai notamment participé activement aux groupes TICE, été administrateur et formateur Moodle et développé l'ergonomie de la plateforme avec des graphistes et des informaticiens (avec notamment en cours le développement d'un plug-in Moodle). J'ai aussi écrit de nombreux articles de vulgarisation sur les vibrations d'usage dans différentes revues professionnelles (>10) ainsi que des séquences de formation interactives par le web, pour aider la communauté enseignante à s'approprier les méthodes liées aux vibrations d'usage, dont la méthode ChatterMaster. Cette méthode et ce logiciel sont d'ailleurs déjà utilisés dans tous les lycées formant au BTS IPM (usage) de l'ancienne académie de Toulouse et dans 3 lycées de région parisienne.

Au-delà de la méthode ChatterMaster, j'ai par exemple codéveloppé un vibromètre laser à rétro-injection (BQR précédemment cité), un capteur inductif vibratoire (avec la société [Sciensoria](#)), un capteur piézoélectrique très bon marché (en cours de développement), des systèmes d'amortissement pour l'usage (avec la société [ARTEC-Aerospace](#), en contrat d'exclusivité réciproque avec Vibration), une pompe HP intégrée aux porte-outils de fraisage (avec la société [MITIS](#)), la surveillance vibratoire de machine-outil via le web (avec les sociétés [IFM](#), [Distrimedia](#), et [AQMO](#)), mais j'ai surtout appris qu'il est très difficile de faire aboutir une idée, même quand on a un prototype fonctionnel entre les mains.

## 6. Projet de recherche

Mes objectifs sont principalement de finaliser le transfert industriel de la méthode ChatterMaster et de lancer le laboratoire sur l'impression 3D métallique.

### 6.1 Thème « vibrations d'usinage »

- Broutement primaire : reformuler les hypothèses et généraliser les résultats.

Le broutement régénératif, dit « secondaire », a été présenté, depuis près d'un siècle, comme toujours plus instable que le broutement non-régénératif, dit « primaire ». Pourtant la pratique m'a montré que ce dernier apparaît parfois bien en premier, notamment en tournage de grandes dimensions.

La bibliographie sur le broutement primaire est relativement pauvre, et il me semble par exemple utile d'approfondir le volumineux ouvrage en Tchèque couvrant largement le sujet, « [Samobuzené kmity v obráběcích strojích](#) », de Jiří Tlustý. En effet de nombreux auteurs en ont tiré des généralités sur le broutement non-régénératif alors qu'une lecture précise, et très laborieuse car l'ouvrage est en tchèque, m'a montré qu'il ne s'agit en fait dans l'ouvrage que de l'étude de quelques cas particuliers.

Ainsi je souhaite continuer d'approfondir cette lecture, et tenter de reformuler les hypothèses et généraliser si possible les résultats de cet ouvrage. L'article [1] était un premier pas dans ce sens, avec l'obtention pour la première fois à ma connaissance d'un critère analytique général de stabilité du broutement primaire.

- Méthode et logiciel ChatterMaster : intégrer le logiciel en FAO, et former les usineurs.

La méthode et le logiciel ChatterMaster, conçus en 2009, sont utilisés dans l'industrie et dans l'enseignement. Avec le retour d'expérience il m'est maintenant possible de complètement reformuler cette approche pour la rendre plus simple à mettre en œuvre pour les non-spécialistes, tout en gardant sa généralité.

Cette reformulation devrait se traduire très prochainement par :

- Une nouvelle version du logiciel, travail en cours, avec un partenariat avec le groupe Mecachrome.
- Une intégration de la méthode dans un logiciel de FAO, avec un projet en cours de montage avec les Sociétés Missler et Snecma.
- Une interaction plus forte avec les chercheurs et les industriels de la maintenance des machines-outil, qui exploitent rarement les informations vibratoires pendant l'usinage alors que cela leur livrerait des informations sur l'état des machines, parfois difficiles à obtenir à vide. J'ai commencé à former certains industriels du domaine et je compte me rapprocher aussi des chercheurs du domaine.

### 6.2 Thème « Impression 3D »

Un projet de Structure Mutualisée de Recherche (SMR) sur l'impression métal par fusion laser sur lit de poudre est en cours de finalisation, avec la participation financière d'une dizaine d'industriels. Ce projet est pour moi le fruit de presque 2 ans de travail et représentera sans doute mon activité majeure au laboratoire dans les prochaines années, sachant que je serai le responsable scientifique de cette plateforme.

Près de la moitié des chercheurs du laboratoire seraient impliqués de près ou de loin par cette plateforme et de nombreux axes de recherche ont été formalisés par les différentes équipes concernées.

Les axes dans lesquels je souhaite personnellement m'impliquer sont les suivants.

- Développement de bases de données matériau/structure

Comme d'autres laboratoires le LGP caractérise des éprouvettes imprimées 3D pour divers industriels. Le LGP est par exemple en train de constituer une base de données spécifique pour le compte d'Alstom Transport.

Un des objectifs majeurs de la plate-forme mutualisée en cours de montage est de favoriser des échanges d'information et la collaboration entre les différents acteurs, afin notamment que la France et l'Europe consolident leurs positions sur la fabrication additive.

Le montage de cette plate-forme, avec 10 industriels impliqués financièrement, et son esprit très collaboratif, car l'échange d'information est un des fondements de la plate forme, est ma contribution à cet effort indispensable.

Bien que non spécialiste de la caractérisation mécanique, j'ai déjà été largement impliqué dans la définition d'essais de traction, de fatigue, et de cyclage thermique sur éprouvettes imprimées brutes ou usinées. Je compte naturellement rester impliqué dans ce type d'essais, tout en m'appuyant largement sur les spécialistes du laboratoire.

- Optimisation topologique

J'enseigne l'optimisation topologique à l'ENIT depuis 2006, et j'ai par ailleurs constaté que les industriels y sont peu familiers et ont souvent besoin d'être accompagnés scientifiquement. La première difficulté est en effet de définir précisément les données d'entrées, qui sont très différentes pour l'optimisation topologique des approches habituelles des concepteurs, notamment car il faut vraiment considérer que la pièce n'a aucune forme précise a priori. La deuxième difficulté est d'interpréter correctement les résultats, qui sont bien souvent très déroutants, soit par une simple difficulté d'interprétation (car on ne visualise pas vraiment une pièce, mais un nuage de densité de matière), soit par un problème du cahier des charges (si on a oublié une contrainte à respecter qui était implicite pour le concepteur, par exemple), soit par un problème numérique (le calcul n'a pas bien convergé).

De plus, cette méthode est plutôt mathématique et abstraite, que mécanique et concrète, et ce n'est pas toujours évident à la mettre en cohérence avec le savoir-faire de l'entreprise, et donc à intégrer dans les pratiques en place.

La recherche que je souhaite mener au laboratoire sur cet axe vise à définir des méthodes pragmatiques de conception par optimisation topologique, car il y a un réel manque de méthodes accessibles aux entreprises ne disposant pas d'une culture interne de Recherche et Développement, comme en disposent les grands groupes.

J'ai déjà entamé un tel travail, avec l'appui de stagiaires, dans le cadre de contrats de recherche avec l'entité Alstom-Tarbes, depuis 2 ans, afin de fournir aux concepteurs des méthodes et des données quantitatives pour aider l'entité à s'approprier l'impression 3D. Une thèse Cifre est en préparation pour approfondir ce travail. La PME Couso a aussi souhaité lancer une telle démarche avec le laboratoire et une thèse Cifre est en cours de montage.

La mise au point de telles méthodes de conception utilisant l'optimisation topologique implique notamment la maîtrise des aléas et incertitudes liés intrinsèquement aux algorithmes numériques, qui restent très sensibles à de petites variations sur les paramètres d'entrée, et aussi à l'impression 3D, car il subsiste toujours des défauts dans les pièces imprimées 3D, qui sont plus ou moins critiques.

Ce travail se réalisera via des partenariats étroits avec les utilisateurs et les concepteurs experts (imprimeurs 3D partenaires de la plate-forme) afin de développer ces méthodes, qui se voudront accessibles aux PME.

- Modélisation des règles métier

Les règles actuelles pour guider le concepteur de pièces imprimées 3D sont largement basées sur des essais, des heuristiques et sur l'expérience déjà acquise dans l'entreprise. Il s'agit par exemple de ne pas dépasser telle ou telle valeur pour tel paramètre (épaisseur, angle, diamètre, etc.), ou de privilégier

des types de formes, d'orientation, ou de positionnement. Mises en commun, certaines règles sont parfois contradictoires, voire incompatibles, car l'origine des règles n'est pas toujours explicite, ni leur domaine de validité.

Il est indispensable que le monde académique fasse une analyse de toutes ces règles, pour les réinterpréter scientifiquement et les organiser sur des bases explicites et solides.

La recherche que j'envisage au laboratoire vise essentiellement à :

- Rendre objectives les règles connues et les mettre dans un cadre compatible avec la prédiction par simulation numérique, c.-à-d. en les reliant explicitement et quantitativement aux paramètres physiques sous-jacents.
- Rendre disponibles ces informations aux PME, pour leur permettre de s'y appuyer et de développer leurs propres spécificités concurrentielles.

Ce travail se réalisera naturellement avec des partenaires industriels, mais aussi avec la communauté académique afin d'aboutir à des consensus.

#### • Surveillance du process

La maîtrise du process dans la durée est une difficulté naturellement liée à sa relative jeunesse, et les moyens plus ou moins économiques d'assurer cette maîtrise restent encore largement à définir : surveillance des paramètres machine accessibles naturellement, surveillance externe par caméras (visible, infrarouge), analyse des pièces finies (vision, tomographie), mesures vibratoires, etc.

La barrière d'entrée pour les acteurs souhaitant se lancer dans l'impression 3D se matérialise aussi par l'impératif de réelle maîtrise du process. En effet l'acquisition du moyen de production de base reste abordable pour de très nombreux acteurs de l'industrie, mais les moyens indispensables de surveillance et de caractérisation nécessaire des pièces sont encore flous et potentiellement très coûteux (tomographe par exemple). La plupart des entreprises cherchent à s'associer aux laboratoires pour les aider dans cette démarche.

Au-delà des problèmes classiques d'industrialisation d'un procédé, domaine généralement au-delà des laboratoires de recherche, il s'agit ici de trouver de bons paramètres à surveiller et de les corrélés à de bons modèles, afin de garantir la qualité du process.

La recherche que je souhaite développer au laboratoire vise à :

- Définir des modèles du comportement des machines et du process (inhomogénéités dans le volume de production, anisotropies, champs thermiques, etc.), qui associés à des mesures, permettront de détecter rapidement des écarts au nominal, dans une plage de tolérance. Ces modèles et les mesures associées doivent être suffisamment simples pour être utilisables par des PME.
- Accompagner les industriels souhaitant développer des systèmes de surveillance innovants et/ou économiques, en leur apportant un appui scientifique.

Naturellement il s'agit aussi d'apporter humblement une contribution à l'effort collectif, en fournissant des données via des publications, pour permettre à la communauté scientifique de mettre au point les meilleurs modèles possible.

Je souhaite être personnellement actif sur les modèles de surveillance du comportement machine via les mesures vibratoires durant le process (surveillance du bruit de fond, de l'étalement de la poudre, du lasage, des montées/descentes du piston, etc.).

#### • Usinage des pièces imprimées 3D

Les étapes de parachèvement sont toujours indispensables pour les pièces imprimées 3D. Cela englobe différentes étapes de nettoyage, séparation des supports, ponçage, traitement thermomécanique, et aussi l'usinage de certaines surfaces.

Ces étapes constituent une part importante dans le coût de la pièce (jusqu'à 50 %) et les délais de production (> 50 %). Beaucoup de pièces, notamment lors de la mise au point, sont rebutées lors de ces

opérations spécifiquement.

L'usinage en particulier est un défi à part entière, car les pièces obtenues par fabrication additive sont très différentes des pièces que l'on sait usiner habituellement, elles sont en général entourées de nombreux supports de fabrication, sont assez peu rigides une fois finies, et avec des formes et des états de surface complexes.

Mon objectif est d'étudier en particulier les phases d'usinage (suppression des supports et finition des surfaces qui le nécessitent), cela implique de :

- Développer des essais et des modèles, de rigidité, de forces d'enlèvement (usinage, mais aussi rupture manuelle) et de contraintes résiduelles liées à ces supports de fabrication.
- Analyser scientifiquement le compromis à faire entre la réalisation de supports suffisamment rigides, mais faciles à enlever/détruire, et éventuellement proposer de nouveaux types de supports optimisés pour ce dilemme.
- Développer des stratégies de réalisation des surfaces finales usinées, compte tenu de la présence des supports et de la nécessité de les séparer de la pièce.
- Prise en compte des phénomènes de vibration d'usinage dans la conception même des supports, qui peuvent apporter de la rigidité, de la masse, de l'amortissement ou des efforts de coupe plus équilibrés, par exemple.

### 6.3 Thème « Pédagogie / Didactique »

Enfin, dans une perspective un peu plus lointaine, je souhaite participer ou initier des recherches en pédagogie, pour approfondir les travaux réalisés avec ChatterMaster, Mask ou Revismath.

## 7. Liste des publications (≈600 citations mesurées)

Résumé de quelques publications représentatives :

- Seguy, Sébastien and Insperger, Tamás and Arnaud, Lionel and Dessein, Gilles and Peigné, Grégoire. [Suppression of period doubling chatter in high-speed milling by spindle speed variation](#). (2011) Machining Science and Technology, vol. 15 (n° 2). pp. 153-171. ISSN 1091-0344, JCR impact factor 0.7

Cette publication est typique des travaux effectués pendant les 3 thèses encadrées sur les vibrations d'usinage et illustre mes collaborations avec un chercheur hongrois et un chercheur français. L'appui des mathématiciens a été souvent nécessaire pour comprendre la dynamique des phénomènes en jeu. Une étude amont, que je n'ai pas publiée, sur le contrôle des vibrations d'usinage en temps réel avec une broche à palier magnétique, a contribué à ce que le laboratoire parie sur le potentiel de cette technologie. La publication ci-dessous synthétise les résultats obtenus 3 ans après.

- Gourc, Étienne and Seguy, Sébastien and Arnaud, Lionel. [Chatter milling modeling of active magnetic bearing spindle in high-speed domain](#). (2011), the International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 51 (n° 12). pp. 928-936. ISSN 0890-6955, JCR impact factor 2.7

Cette publication est unique en son genre, car c'est la première fois, et la dernière jusqu'à présent, qu'un modèle de broche à paliers magnétiques sur machine-outil réelle a été explicité et comparé à des essais (nous avons à ce jour encore la seule broche à paliers magnétique en France, tournant sur une vraie machine-outil). Nos travaux ont montré que le potentiel réel de cette technologie était en pratique très limité par le fait que ces broches sont intrinsèquement très sujettes aux vibrations, et du coup moins performantes la plupart du temps que les broches sur roulements à billes, même en optimisant leurs algorithmes.

- Wehbe, Toufic and Dessein, Gilles and Arnaud, Lionel. [Analyzing feasibility of field measurements by digital image stereo correlation in restrictive conditions : Application to flexible workpiece vibrations during high speed machining](#), (2013) 19th LAAS International Science Conference Lebanese American University, Beirut, Lebanon, April 5-6, 2013

Cette publication en congrès, concerne la mesure des vibrations de parois minces par stéréocorrélation d'images, pendant l'usinage. Les images obtenues sont encore les seules images 3D disponibles à ce jour en usinage. À défaut d'apporter une réponse définitive sur l'échec de tous les modèles proposés dans la littérature pour ce phénomène de vibrations de parois minces en usinage, cette étude a permis de préciser les hypothèses susceptibles d'être remises en cause et à quelle hauteur, ce que la publication ci-dessous a essayé d'approfondir de façon plus théorique.

- Arnaud, Lionel and Gonzalo, Oscar and Seguy, Sébastien and Jauregi, Haritz and Peigné, Grégoire † [Simulation of low rigidity part machining applied to thin-walled structures](#). (2011) The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 54 (n° 5-8). pp. 479-488. ISSN 0268-3768, JCR impact factor 1.8

Réalisée uniquement avec des chercheurs seniors, français et espagnols, issus de 4 laboratoires, cette publication a été le fruit de presque 7 ans de travail, avec le modèle numérique le plus complet jamais développé pour les vibrations d'usinage de parois minces. Malheureusement, au lieu d'apporter le modèle complet que nous pensions enfin obtenir, ce modèle aussi s'est montré inopérant, malgré toutes les vérifications numériques et expérimentales que nous avons effectuées, ce qui nous a laissés sans aucune piste pour comprendre dans quelle direction aller pour progresser. Il nous a donc fallu rester très humbles face à la difficulté de modéliser et d'expliquer complètement les vibrations lors usinages de parois minces, en espérant que d'autres chercheurs trouveront un autre angle d'attaque.

- Seguy, Sébastien and Arnaud, Lionel and Insperger, Tamás. [Chatter in interrupted turning with geometrical defects: an industrial case study](#). (2014) The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 75 (n° 1-4). pp. 45-56. ISSN 0268-3768, JCR impact factor 1.8

Cette publication très récente est le fruit aussi de 6 années de travail basé sur l'étude d'un cas industriel, déjà publié en [2008](#), qui a été résolu à l'époque par les prémisses de la méthode ChatterMaster, mais dont je n'avais pas vraiment compris la cause racine, à l'époque. Ce travail a permis d'explicitier pour la première fois dans la littérature un critère analytique de stabilité du broutement primaire et a montré l'existence d'un nouveau type d'instabilité, les «flips lobes», jusqu'alors jamais décrits en tournage (c'est la présence de défauts géométriques sur une pièce particulière qui a fait apparaître cela, ce que les études académiques de systèmes idéalisés n'avaient jamais envisagé).

En conclusion, l'analyse approfondie des vibrations d'usinage a été le fil directeur depuis le début de ma carrière à l'ENIT et a permis au laboratoire de se positionner clairement en leader sur ce domaine en France et en partie dans le monde.

Liste classée des publications :

- Articles dans des revues internationales ou nationales avec comité de lecture répertoriées par l'AERES ou dans les bases de données internationales (limité à ISI Web of Knowledge et/ou Scopus, c.à.d. revues avec évaluations par des pairs et à Impact Factor reconnu) :  
15 articles (dont 1 special issue)



- 1 - Seguy, Sébastien and Arnaud, Lionel and Insperger, Tamás. Chatter in interrupted turning with geometrical defects: an industrial case study. (2014) *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 75 (n° 1-4). pp. 45-56. ISSN 0268-3768, JCR IF 1.7
- 2 - Gourc Etienne, Seguy Sébastien, Arnaud Lionel, Chatter milling modeling of active magnetic bearing spindle in high-speed domain, (2011) *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 51, pp. 928–936, ISSN 0890-6955, JCR IF 2.7
- 3 - Campa Francisco-Javier, Lopez-de-Lacalle Luis-Norberto, Urbicain Gorka, Lamikiz Aitzol, Seguy Sébastien, Arnaud Lionel. Critical Thickness and Dynamic Stiffness for Chatter Avoidance in Thin Floors Milling, *Advanced Materials Research*, (2011) vol. 188, pp. 116-121, ISSN 1662-8985, ISI 0.14
- 4 - Arnaud Lionel, Gonzalo Oscar, Seguy Sébastien, Jauregi Hartiz, Peigne Grégoire. Simulation of low rigidity part machining applied to thin-walled structures, (2011) *International Journal of Advanced Manufacturing Technologies*, vol. 54, pp. 479–488, ISSN 0268-3768, JCR IF 1.7.
- 5 - Seguy Sébastien, Insperger Tamás, Arnaud Lionel, Dessein Gilles, Peigne Grégoire. Suppression of period doubling chatter in high-speed milling by spindle speed variation (2011), *Machining Science and Technology*, 15, ISSN 1091-0344, pp. 153- 171, ISSN 1091-0344, JCR IF 0.6
- 6 - Seguy Sébastien, Insperger Tamás, Arnaud Lionel, Dessein Gilles, Peigne Grégoire, On the stability of high- speed milling with spindle speed variation (2010), *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 48, pp. 883-895, ISSN 0268-3768, JCR IF 1.7
- 7 - Seguy Sébastien, Dessein Gilles, Arnaud Lionel, Insperger Tamás. Control of chatter by spindle speed variation in high-speed milling (2010), *Advanced Materials Research*, vol. 112, pp. 179-186, ISI 0.14.
- 8 - Seguy, Sébastien and Dessein, Gilles and Arnaud, Lionel. Surface roughness variation of thin wall milling, related to modal interactions. (2008) *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 48 (n° 3-4). pp. 261-274. ISSN 0890-6955, JCR IF 2.7
- 9 - Seguy, Sébastien and Campa, Francisco Javier and López de Lacalle, Luis Norberto and Arnaud, Lionel and Dessein, Gilles and Aramendi, Gorka. Toolpath dependent stability lobes for the milling of thin-walled parts. (2008) *International Journal of Machining and Machinability of Materials*, vol. 4 (n° 4). pp. 377-392. ISSN 1748-5711, SJR 0.24
- 10 - Thevenot, Vincent and Arnaud, Lionel and Dessein, Gilles and Cazenave-Larroche, Gilles. Influence of material removal on the dynamic behavior of thin-walled structures in peripheral milling. (2006) *Machining Science and Technology*, vol. 10 (n° 3). pp. 275-287. ISSN 1091-0344, JCR IF 0.6
- 11 - Thevenot, Vincent and Arnaud, Lionel and Dessein, Gilles and Cazenave-Larroche, Gilles. Integration of dynamic behaviour variations in the stability lobes method: 3D lobes construction and application to thin-walled structure milling. (2006) *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 27 (n° 7-8). pp. 638-644. ISSN 0268-3768, JCR IF 1.7
- 12 - Thevenot, Vincent and Arnaud, Lionel and Dessein, Gilles and Cazenave-Larroche, Gilles. Influence de la position de l'outil sur le comportement dynamique en fraisage de parois minces. (2005) *Mécanique & Industries*, vol. 6 (n°4). pp. 403-410. ISSN 1296-2139, IF 0.22
- 13 - Arnaud, Lionel and Dessein, Gilles. Application of the stability lobes theory to milling of thin workpieces, experimental approach. (2003) In: *Recent Advances in Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering*. Kluwer academic publishers, pp. 271-280. ISBN 978140201163, Special Issue
- 14 - Ladevèze, Pierre and Arnaud, Lionel and Rouch, Philippe and Blanzé, Claude. The variational theory of complex rays for the calculation of medium-frequency vibrations. (2001) *Engineering Computations*, vol. 18 (n° 1-2). pp. 193-214. ISSN 0264-4401, JCR IF 1.2

15 - Arnaud, Lionel and Ladevèze, Pierre and Rouch, Philippe and Blanzé, Claude. La théorie variation des rayons complexes pour le calcul des vibrations moyennes fréquences. (2000) Revue européenne de mécanique numérique, vol. 9 (n° 1-2-3). pp. 67-88. ISSN 1779-7179

- Communications avec actes dans un congrès international : 6 articles

16 - Seguy Sébastien, Insperger Tamás, Arnaud Lionel, Dessein Gilles, Peigne Grégoire. Chatter suppression in milling processes using periodic spindle speed variation, 12th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations, pp. 887-894, 2009.

17 - Seguy Sébastien, Dessein Gilles, Arnaud Lionel, Insperger Tamás. Chatter control by spindle speed variation in high-speed milling, International Conference on Structural Analysis of Advanced Materials - ICSAAM 2009, 10 p., 2009.

18 - Wehbe, Toufic and Dessein, Gilles and Arnaud, Lionel. Experimental study of thin part vibration modes in machining. (2008) In: 17th International Conference on Manufacturing Systems – ICMA S, 13-14 Nov 2008, Bucharest, Romania .

19 - Campa, Francisco Javier and López de Lacalle, Luis Norberto and Herranz, Sergio and Arnaud, Lionel and Ukar, E. and Dessein, Gilles. Optimización del fresado de piezas de rigidez reducida mediante un modelo de estabilidad tridimensional. (2005) In: 7° Congreso iberoamericano de ingeniería mecánica - 2005, 12-14 Oct 2005, Mexico .

20 - Arnaud, Lionel and Ladevèze, Pierre and Blanzé, Claude. First applications of the variational theory of complex rays to forced vibrations of plates in medium-frequency range. In: 5th International Conference on Computational Structures Technology / 2d International Conference on Engineering Computational Technology, Louvain (Belgique), 2000, Civil-Comp Press, vol. Computational mechanics: technique and developments p. 121-128.

21 - Arnaud, Lionel and Ladevèze, Pierre. A new computational method for structural vibrations in the medium-frequency range. In: Proceedings of the VII international conference, “Numerical methods in continuum mechanics”, 6-9 October 1998, High Tatras, Slovak Republic.

- Communications avec actes dans un congrès national : 1 article

22 - Ladevèze, Pierre and Arnaud, Lionel. Une nouvelle approche pour la modélisation et le calcul des vibrations moyennes fréquences —application aux plaques—. In: 4ème colloque en calcul des structures, Vol. II, p. 499-504, 18-21 mai 1999, Giens (France).

- Communications orales sans actes dans un congrès international ou national : 15 articles

23 - J.B. Libot, L. Arnaud, O. Dalverny, J. Alexis, P. Milesi, and F. Dulondel. Mechanical Fatigue Assessment of SAC305 Solder Joints Under Harmonic Vibrations. IPC congress, Japan march 2016.

24 - J.B. Libot, L. Arnaud, O. Dalverny, J. Alexis, P. Milesi, and F. Dulondel. Mechanical fatigue assessment of SAC305 solder joints under harmonic and random vibrations, EuroSimE, Montpellier, April 17-20, 2016.

25 - J.B. Libot, L. Arnaud, O. Dalverny, J. Alexis, P. Milesi, and F. Dulondel. Mechanical fatigue assessment of SAC305 solder joints under harmonic and random vibrations, ICEP 2016.

26 - Wehbe Toufic, Arnaud Lionel, Dessein Gilles. Faisabilité de la mesure de champs par stéréo corrélation d'images en conditions restrictives. Application aux vibrations de pièces minces en Usinage Grande Vitesse / Anglais : Analyzing feasibility of field measurement by digital image stereo correlation, 19th LAAS International Science Conference, 2013.

27 - Campa, Francisco Javier and López de Lacalle, Luis Norberto and Aramendi, Gorka and Seguy, Sébastien and Arnaud, Lionel and Dessein, Gilles and Herranz, Sergio. Fresado de estructuras de rigidez reducida utilizando un modelo de estabilidad en el dominio de la frecuencia. (2006) In: XVI Congreso de Maquinas Herramienta y Tecnologías de Fabricacion, 18-20 Octubre 2006, San Sebastian, 18 October 2006 - 20 October 2006 (San Sebastian, Spain)

28 - Arnaud, Lionel and Dutilh, Vincent and Dessein, Gilles and Saussol, Antoine and Arnaud, Michel. Analyse et réduction des vibrations d'usinage d'une pièce automobile produite en grande série. (2008) In: XVIème Colloque Vibrations, Chocs & Bruit, 10-12 juin, 2008, Lyon, France .

29 - Gourc Etienne, Dessein Gilles, Arnaud Lionel. Perspectives de maîtrise des vibrations d'usinage à l'aide d'une broche à paliers magnétiques, 4ème Conférence Intercut 2010, Cluny, 2010.

30 - Wehbe, Toufic and Dessein, Gilles and Arnaud, Lionel. Étude expérimentale du comportement vibratoire d'une pièce mince en usinage. (2008) In: 5ème Assises Machines et Usinage à Grande Vitesse - Assises MUGV 2008, 5-6 June 2008, Nantes, France.

31 - Sébastien Seguy, Lionel Arnaud, Gilles Dessein, Tamas Insperger, Grégoire Peigné. Influence d'une vitesse de rotation variable sur les vibrations d'usinage en UGV, 5ème Assises Machines et Usinage Grande Vitesse, 2008, Nantes, France.

32 - Arnaud, Lionel and Dutilh, Vincent and Dessein, Gilles and Insperger, Tamás. Vibrations d'usinage en tournage intérieur fortement interrompu, d'une pièce produite en grande série. (2008) In: 5ème Assises Machines et Usinage à Grande Vitesse - Assises MUGV 2008, 5-6 June 2008, Nantes, France .

33 - Marina Fazzini, Toufic Wehbe, Gilles Dessein, Lionel Arnaud, Sébastien Séguy. Stéréo-corrélation d'image : Application aux vibrations d'une paroi mince en usinage, Huitième Colloque International Francophone Méthodes et Techniques Optiques pour l'Industrie, 2007, Arcachon, France.

34 - Toufic Wehbe, Sébastien Seguy, Gilles Dessein, Lionel Arnaud, Marina Fazzini. Mesure de champs de déplacements en vibrations : application à l'usinage de paroi mince, 18ème Congrès Français de Mécanique, 2007, Grenoble, France.

35 - Sébastien Seguy, Lionel Arnaud, Gilles Dessein, Maher Baili, Francisco Javier Campa, Gorka Aramendi. Intégration des comportements dynamiques dans l'usinage de pièces aéronautiques, 4ème Assises Machines et Usinage Grande Vitesse, 2006, Aix-en-Provence, France.

36 - Vincent Thevenot, Lionel Arnaud, Gilles Dessein, Gilles-Cazenave Larroche. Influence of material removal on dynamic behavior of thin walled structure in peripheral milling. 7th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations ENSAM Cluny, France, May 4-5, 2004

37 - Vincent Thevenot, Lionel Arnaud, Gilles Dessein, Gilles-Cazenave Larroche. Influence de la position de l'outil sur le comportement dynamique en fraisage de parois minces. Assises Machine et usinage Grande vitesse, Clermont-Ferrand, France, 10-11 mars 2004.

38 - Arnaud, Lionel and Dessein, Gilles. Application de la théorie des lobes de stabilité au fraisage de parois minces. (2002) In: 4th International Conference on Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering - IDMME 2002, 14-16 May 2002, Clermont-Ferrand, France .

- Ouvrages de vulgarisation (ou chapitres de ces ouvrages) : 4 articles

39 - Arnaud Lionel, Segulier Bruno. Les vibrations d'usinage (BTS IPM), Technologie (<http://eduscol.education.fr/sti/medias/revue-technologie>), n° 195, Février 2015, p. 60-66. (l'image pleine page de couverture étant sur les vibrations d'usinage)

40 - Arnaud Lionel. L'héritage de Taylor, Le journal de la production, février 2015

41 - Arnaud Lionel, Vibration d'usinage. la bête noire de l'usinage, Revue la forge, 2014

42 - Arnaud Lionel. Les vibrations d'usinage sont maintenant méthodiquement vaincues, Centre Technique des Industries de la Fonderie, n° 42, 2014.

- Ouvrages scientifiques (ou chapitre de ces ouvrages) : 2 articles

43 - Arnaud Lionel. BM7030 - Vibrations d'usinage - Comment les identifier et les limiter, Édition des Techniques de l'ingénieur, Mise en forme des matériaux par usinage, pp. 1-16, 2012.

- Thèse :

44 - Arnaud, Lionel. Modélisation et simulation des vibrations moyennes fréquences par la Théorie Variationnelle des Rayons Complexes, PhD, Mécanique, École Normale Supérieure de Cachan, 2000, 120 p.

- Autres productions : bases de données, logiciels enregistrés, traductions, comptes rendus d'ouvrages, rapports de fouilles, guides techniques, catalogues d'exposition, rapports intermédiaires de grands projets internationaux, etc. : 3 productions.

45 - Arnaud Lionel. Logiciel ChatterMaster (utilisé dans l'industrie, dans des lycées, primé par le jury du salon industrie 2011).

46 - Arnaud Lionel. Animations pédagogiques sur le site web [www.vibration.fr](http://www.vibration.fr).

47 - Arnaud Lionel. Comprendre les vibrations d'usinage, séquence pédagogique interactive de  $\approx 45$  min, <http://www.atelier-permanent-usinage.fr>





# Remerciements

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été effectués en tant que doctorant au LMT de Cachan puis en tant que Maître de Conférence au LGP de l'ENIT de Tarbes. À l'issue de ce travail, je souhaite remercier toutes les personnes qui de près ou de loin m'ont aidé.

Tout d'abord je tiens à remercier MM. Jean-Yves HASCOET, Emmanuel DUC et Philippe LORONG qui ont accepté d'examiner ce mémoire et d'être rapporteurs.

Je tiens à remercier M. Philippe ROUCH qui a accepté d'être examinateur<;

Je remercie MM. Vincent HIRSCHAUER, Éric ROMAGNE et Jaouher SELMI de l'entreprise RENAULT qui ont accepté d'être membres invités et d'apporter leur regard industriel.

Je remercie M. Jean-Yves FOURQUET qui a accepté d'être examinateur, d'être aussi mon référent pour le dépôt du dossier, mais aussi et surtout qui m'a incité à rédiger ce mémoire et ainsi à re-dynamiser mes activités de recherche au laboratoire, notamment en me poussant vers l'impression 3D.

Je remercie aussi M. Yusuf ALTINTAS, qui avait accepté de participer à ce jury, mais qui pour des raisons de santé a dû y renoncer.

Je remercie enfin tous les collègues du laboratoire avec lesquels j'ai interagi de près ou de loin.