



HAL
open science

Caractérisation locale des couples de matériaux mis en jeu lors du contact rotor/stator dans une turbomachine

Marion Cuny

► **To cite this version:**

Marion Cuny. Caractérisation locale des couples de matériaux mis en jeu lors du contact rotor/stator dans une turbomachine. Autre. Université de Lorraine, 2012. Français. NNT: 2012LORR0059 . tel-01749230

HAL Id: tel-01749230

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01749230>

Submitted on 29 Mar 2018

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.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

THÈSE

Présentée à



l'Université de Lorraine

par

Marion CUNY

Pour l'obtention du grade de :

Docteur de l'Université de Lorraine

Discipline : Mécanique et Énergétique

**CONTRIBUTION À LA CARACTÉRISATION LOCALE
DES COUPLES DE MATÉRIAUX MIS EN JEU
LORS DU CONTACT ROTOR/STATOR
DANS UNE TURBOMACHINE**

Thèse soutenue le 9 mars 2012 devant le jury composé de :

Yannick DESPLANQUES	Professeur des universités (LML, ECLille)	Rapporteur
Jean-Philippe PONTHOT	Professeur des universités (LTAS, ULg)	Rapporteur
Michel JEANDIN	Professeur des universités (Mines ParisTech)	Président
Xavier BOIDIN	Docteur (LML, ECLille)	Examinateur
François GARCIN	Ingénieur (SNECMA, Groupe Safran)	Invité
Antoine MILLECAMPS	Docteur (SNECMA, Groupe Safran)	Invité
Jean MERIAUX	Docteur (SNECMA, Groupe Safran)	Invité
Pierre CHEVRIER	Professeur des universités (LaBPS, ENIM)	Directeur de Thèse
Sylvain PHILIPPON	Docteur (LaBPS, ENIM)	Codirecteur de Thèse

Remerciements

Je souhaite tout d'abord remercier mes encadrants et en premier lieu mon directeur de thèse, Pierre Chevrier pour m'avoir accueilli au sein de son équipe de recherche, pour la qualité de son encadrement et la confiance qu'il m'a témoignée. Je remercie également et tout particulièrement Sylvain Philippon de m'avoir fait bénéficier de son expertise et de m'avoir transmis sa passion pour la recherche expérimentale.

J'adresse ensuite mes remerciements à Yannick Desplanques, Professeur des Universités à L'École Centrale de Lille, et Jean-Philippe Ponthot, Professeur des Universités à l'université de Liège, pour avoir accepté d'être les rapporteurs de cette thèse et d'avoir ainsi apporté leur caution scientifique à mes travaux. Je remercie également Michel Jeandin, Professeur des Universités à l'École des Mines ParisTech d'avoir présidé mon jury de thèse et Xavier Boidin, Maître de Conférence à l'École Centrale de Lille, pour y avoir participé.

Je tiens également à témoigner ma reconnaissance à François Garcin, Antoine Millecamps et Jean Meriaux, ingénieurs de la société SNECMA, pour leur participation à mon jury, mais également pour le soutien technique et financier et la confiance qu'ils m'ont accordée tout au long de ces trois années de thèse.

J'adresse aussi mes plus sincères remerciements à David Stinger pour l'aide inestimable qu'il m'a apportée lors du développement du banc d'essai, à l'ensemble du corps professoral de l'ENIM et les membres du LaBPS pour leur accueil et leurs conseils ainsi qu'aux doctorants du laboratoire pour les très bons moments passés ensemble et la solidarité qu'ils m'ont témoigné.

Je remercie également le personnel technique et administratif de l'ENIM et plus particulièrement Viviane Ludmann, qui maintient le bateau à flot quand tout part à vau-l'eau, à Marie Claude Chenot et Thierry Cassou, qui m'ont plus d'une fois sauvée du syndrome du PC maudit, et à tous les techniciens de l'école sans qui je serais peut être encore en train de courir après le marteau à bomber le verre.

Je souhaite aussi remercier mes amis qui m'ont portée et supportée pendant ces trois années de thèse et en particulier Mélanie, Chris, Pauline et Pascale pour leurs encouragements à coup de tartes à la rhubarbe et de bredeles ainsi que pour les corrections minutieuses qu'elles ont apportées à mon manuscrit.

Enfin, je tiens à exprimer toute mon affection et ma gratitude à ma famille, à ma mère, à mon père, à ma sœur, à Hélène et Bernard, pour leur soutien inconditionnel et la compréhension sans faille dont ils ont fait preuve à mon égard et sans qui rien n'aurait été possible.

Table des matières

Introduction générale	7
1 Problématique du contact aube-carter dans les turbomachines	13
1.1 Introduction	15
1.2 Les turboréacteurs d'avions civils	15
1.2.1 Fonctionnement des turboréacteurs	15
1.2.2 Étanchéité et rendement	17
1.2.3 Revêtements abrasables	19
1.3 Les matériaux abrasables	20
1.3.1 Généralités et abrasabilité	20
1.3.2 Le matériau Metco M601 et les Aluminium-Polymère	22
1.4 Les mécanismes d'endommagement identifiés lors de l'interaction aube/carter	24
1.4.1 La coupe et l'abrasion	24
1.4.2 Fatigue et fretting	24
1.4.3 Décohésion	25
1.4.4 Usure adhésive	25
1.4.5 Déformation plastique	26
1.4.6 Mécanismes thermiques	26
1.4.7 Érosion, corrosion et tribo-oxydation	27
1.5 Caractérisation des matériaux abrasables	28
1.5.1 Caractérisation de l'abrasabilité	28
1.5.2 Résistance à l'érosion	32
1.5.3 Comportement mécanique	35

1.5.4	Efforts d'interaction	37
1.6	Modélisation de l'interaction rotor/stator	39
1.6.1	Modélisation du comportement dynamique des abradables	39
1.6.2	Modélisation de l'interaction aube/carter	41
1.7	Conclusions	44
2	Développement d'un banc d'essai	45
2.1	Étude préliminaire à la conception	47
2.2	Description du fonctionnement du banc d'essai	53
2.2.1	Lanceur	53
2.2.2	Projectile et son guidage	55
2.2.3	Mesure de la vitesse du projectile	56
2.2.4	Ajustement et mesure de la profondeur d'incursion	59
2.2.5	Description d'une séquence de tir	59
2.3	Conclusion	61
3	Conception et analyse des performances d'un capteur dédié à la mesure d'efforts dynamiques	63
3.1	Introduction	65
3.1.1	Technologies de mesure	65
3.1.2	Techniques de correction des signaux d'efforts dynamiques	73
3.1.3	Conclusion	84
3.2	Conception d'un capteur d'effort	84
3.2.1	Description des systèmes de mesure et d'acquisition	84
3.2.2	Caractérisation de la réponse dynamique des capteurs	87
3.2.3	Méthode de correction des signaux dynamiques	89
3.2.4	Paramètres influents	91
3.2.5	Calibration dynamique des capteurs	93
3.3	Caractérisation des performances du dispositif de mesure d'effort	95
3.3.1	Comparaison des technologies de mesure	96
3.3.2	Performances et limites de la méthode de correction	98

3.3.3	Offset post-interaction	109
3.3.4	Répétabilité du dispositif de mesure	110
3.4	Optimisation du protocole expérimental	111
3.5	Analyse des performances du dispositif optimisé	114
3.6	Conclusion	122
4	Application à l'interaction d'un matériau abradable M601 et d'un outil en alliage de titane TA6V	125
4.1	Introduction	127
4.2	Étude de l'interaction Acier/M601	129
4.2.1	Influence de la nature du matériau testé sur la variation de la profondeur d'incursion	130
4.2.2	Influence de la vitesse et de la profondeur d'incursion sur l'effort d'interaction	132
4.2.3	Mécanismes d'endommagement	140
4.3	Étude de l'interaction Titane/M601	141
4.3.1	Mesure de l'effort de coupe	143
4.3.2	Usure des outils	145
4.3.3	Influence des paramètres d'interaction sur les efforts et les états de surface post-mortem	147
4.3.4	Influence des paramètres d'aube sur les efforts et les états de surface post-mortem	150
4.4	Conclusions et perspectives	154
	Conclusions et perspectives	161
	Bibliographie	167
	Liste des symboles	173
	Liste des figures	179
	Liste des tableaux	184

Introduction générale



FIGURE 1 – Airbus A380, propulsé par 4 moteurs GP7200, survolant une mer de nuage

Dans le contexte technique, économique et politique actuel, l'augmentation des rendements des turbomachines et la réduction de leur consommation en kérosène par kilogramme transporté font plus que jamais partie des priorités des motoristes aéronautiques. Ces deux impératifs impliquent, entre autres, de limiter les fuites de gaz inter-étage et, par de voie de conséquences, de réduire les jeux de fonctionnement présents entre les parties fixes et mobiles des turbomachines. Malheureusement, les fortes contraintes thermomécaniques supportées par les moteurs génèrent de très fortes déformations du rotor comme du stator qui rendent impossible la parfaite maîtrise des jeux de fonctionnement. Elles peuvent donc conduire à l'annulation de ces derniers et générer un choc entre les aubes et le carter assez violent pour entraîner l'endommagement des aubages et la destruction des moteurs.

Depuis les années soixante, des revêtements abrasables sont donc placés sur la paroi interne des carters des turbo réacteurs afin de former un joint sacrificiable entre le rotor et le stator. Leur rôle principal est d'assurer l'existence de jeux de fonctionnement optimaux tout en limitant les effets destructeurs d'un contact avec les aubages. Pour cela, ils doivent faire preuve d'une bonne *abradabilité*, c'est-à-dire se désagréger facilement en cas d'interaction avec le rotor sans endommager celui-ci. Les conditions d'utilisation de ces matériaux varient de façon trop importante, de la soufflante à la turbine d'un réacteur, pour permettre la conception d'un matériau abrasable unique et universel, pouvant être déposé à tous les étages des turbo réacteurs. Il existe donc une très grande diversité de matériaux abrasables, de composition et de mise en œuvre différentes, destinés à être utilisés aux différents étages des moteurs.

Cependant, malgré la présence de ces joints, les contacts aube/abrasable ont des effets non négligeables sur la dynamique des moteurs et plus particulièrement sur celle du rotor. Les efforts générés lors de ces interactions peuvent être suffisants pour conduire à la vibration des aubes et à la rupture par fatigue de celles-ci. Pour éviter cela, la problématique du contact rotor/stator doit être prise en compte directement lors de la conception des moteurs.

Toutefois, les ingénieurs aéronautiques ne disposent, à l'heure actuelle, que de peu d'outils leur permettant de prendre en considération ces interactions. Les efforts générés ainsi que les phénomènes ayant lieu lors de ces dernières sont, en effet, très mal connus. Cela s'explique d'une part par la jeunesse et la complexité des matériaux abrasables, qui pour la plupart sont fortement anisotropes et hétérogènes. D'autre part, les conditions d'utilisation de ces matériaux sont extrêmes, aussi bien en terme de température que de vitesse de sollicitation ou de profondeur d'incursion de l'aube. Cela rend ces revêtements et ces contacts extrêmement difficiles à modéliser, aussi bien numériquement qu'analytiquement.

Du point de vue expérimental, ces matériaux sont également délicats à caractériser si bien que seules quelques propriétés mécaniques de base sont connues. Elles sont généralement obtenues pour des sollicitations statiques, très éloignées des conditions réelles d'utilisation de ces matériaux.

L'objectif des travaux présentés dans ce mémoire était de concevoir un banc d'essai permettant de simuler expérimentalement une interaction aube/abradable et de caractériser un matériau abradable présent à l'étage du compresseur basse-pression des moteurs SNECMA : le Metco M601. Le contact rotor/stator n'a pas été étudié dans toute sa complexité. L'influence du comportement dynamique de l'aube, par exemple, n'a, volontairement, pas été pris en compte. Par ailleurs, le matériau abradable étudié, le Metco M601, est un matériau obtenu par projection thermique de poudre d'aluminium-silicium et de polyester. À ce titre, il est extrêmement hétérogène et dispose de propriétés mécaniques variables à l'échelle microscopique. Toutefois, seul son comportement macroscopique a été étudié. Le but était en effet de recueillir des informations permettant la création de lois matériau caractérisant le comportement dynamique du revêtement abradable et de lois d'usure tenant compte des mécanismes d'endommagement mis en jeux lors de ces interactions. Ces données expérimentales devaient également pouvoir être utilisées pour la validation de modèles numériques développés au sein d'autres laboratoires travaillant pour la société SNECMA.

La suite de ce mémoire se décompose en quatre chapitres :

- Le chapitre 1 apporte quelques données importantes relatives à la problématique du contact rotor/stator. Il approfondit la description du contexte de l'étude et définit plus précisément ce qu'est un matériau abradable. Il présente également les différentes familles d'abradables en s'intéressant plus particulièrement à ceux obtenus par projection thermique et à leurs propriétés. Il aborde également les différents mécanismes d'endommagement associés au contact rotor/stator. Enfin, il présente quelques techniques expérimentales de caractérisation appliquées à ces matériaux ainsi que les stratégies envisagées pour modéliser leur comportement.
- Le chapitre 2 présente le dispositif expérimental permettant la simulation de l'interaction aube/abradable. Celui-ci, monté sur banc balistique, génère une interaction entre une éprouvette d'abradable M601 et un outil rigide jouant le rôle de l'extrémité d'une aube. Ses paramètres d'entrée sont la vitesse d'interaction, la profondeur d'incursion, et les paramètres géométriques de l'extrémité de l'aube de compresseur.

- Le chapitre 3 présente le capteur conçu pour mesurer les efforts générés lors de l'interaction ainsi que le protocole de post-traitement mis en œuvre pour supprimer les perturbations affectant les signaux d'effort, liées au comportement dynamique du banc d'essai. Il analyse également les performances du dispositif et propose quelques optimisations.

- Le chapitre 4 présente les données expérimentales relatives au comportement dynamique du Metco M601 obtenues lors des essais de validation du dispositif, ainsi que ceux obtenus lors d'une campagne d'essais simulant l'interaction avec une aube en TA6V. Les influences sur les efforts d'interaction et les mécanismes d'endommagement des paramètres d'interaction - vitesse et profondeur d'incursion - ainsi que des caractéristiques géométriques de l'extrémité de l'aube - épaisseur, rayon, etc. - sont analysées.

Chapitre 1

Problématique du contact aube-carter dans les turbomachines

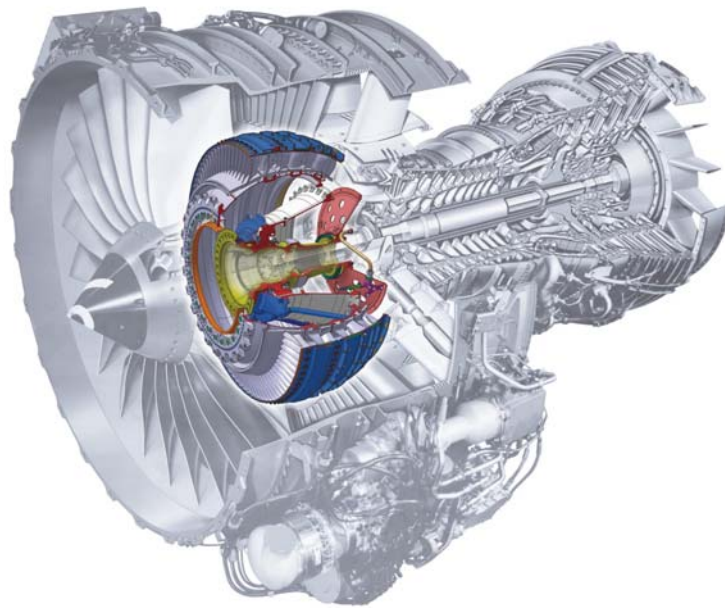


FIGURE 1.1 – Vue en coupe d’un CFM 56, le moteur d’avion civil le plus vendu au monde, mettant en évidence le compresseur [SNECMA 11].

Résumé :

Ce chapitre propose quelques données disponibles dans la littérature relatives aux interactions aube-carter dans les turboréacteurs. Il rappelle le contexte scientifique et technique de l’étude ainsi que les caractéristiques principales des matériaux abrasables. Il présente également les techniques expérimentales de caractérisation de ces matériaux en conditions extrêmes de sollicitation (vitesse et température) et les stratégies envisagées pour modéliser leur comportement.

1.1 Introduction

Les avionneurs ont de tout temps cherché à augmenter les performances des turboréacteurs tout en respectant les impératifs de sécurité inhérents au transport aérien. Or, l'optimisation du taux de compression des compresseurs des moteurs et de leur rendement nécessite l'adoption de jeux très serrés entre le rotor et le stator. Cependant, un tel choix technologique peut entraîner des contacts aube/carter, principalement lors des régimes transitoires, dus aux fortes sollicitations thermiques et mécaniques. Pour prévenir les effets destructeurs de ces contacts, le carter est revêtu de matériaux abrasables destinés à être sacrifiés en cas de contact sans endommager l'aube. Malgré tout, ces interactions peuvent avoir de graves conséquences pouvant porter atteinte à l'intégrité des moteurs et notamment conduire à l'endommagement rapide des aubages. Le challenge industriel actuel est donc de prédire au plus tôt dans le cycle de développement le comportement sous chargement dynamique des roues aubagées et d'en limiter l'impact. Pour cela, il est primordial de comprendre les mécanismes mis en jeu et de quantifier les efforts générés lors de ces interactions.

Ce chapitre présente le contexte scientifique et technique de la problématique du contact aube-carter, et plus particulièrement :

1. Le fonctionnement d'un turboréacteur et les raisons qui ont conduit à l'adoption des matériaux abrasables.
2. Les différents types de matériaux abrasables : leur composition, leur mode de déposition et de mise en œuvre, leur utilisation.
3. Les mécanismes d'endommagement observés lors du contact entre une aube et le revêtement abrasable.
4. Les moyens expérimentaux de caractérisation des matériaux abrasables et leurs propriétés mécaniques.
5. Les modèles numériques ou analytiques existants simulant les interactions rotor/stator ainsi que les lois matériau utilisées pour reproduire le comportement dynamique des matériaux abrasables.

1.2 Les turboréacteurs d'avions civils

1.2.1 Fonctionnement des turboréacteurs

Les turboréacteurs ont pour rôle de propulser l'avion. Pour cela, ils génèrent une force de poussée en créant un mouvement d'air dont le débit et la vitesse sont importants.

La grande majorité des turboréacteurs d'avions civils modernes sont de type "double-flux/double-corps". Pour ces moteurs, on distingue le flux primaire, qui subit la totalité du cycle de compression-combustion-détente, et le flux secondaire qui, après avoir été comprimé par le compresseur fan, rejoint directement le flux primaire à la sortie du réacteur.

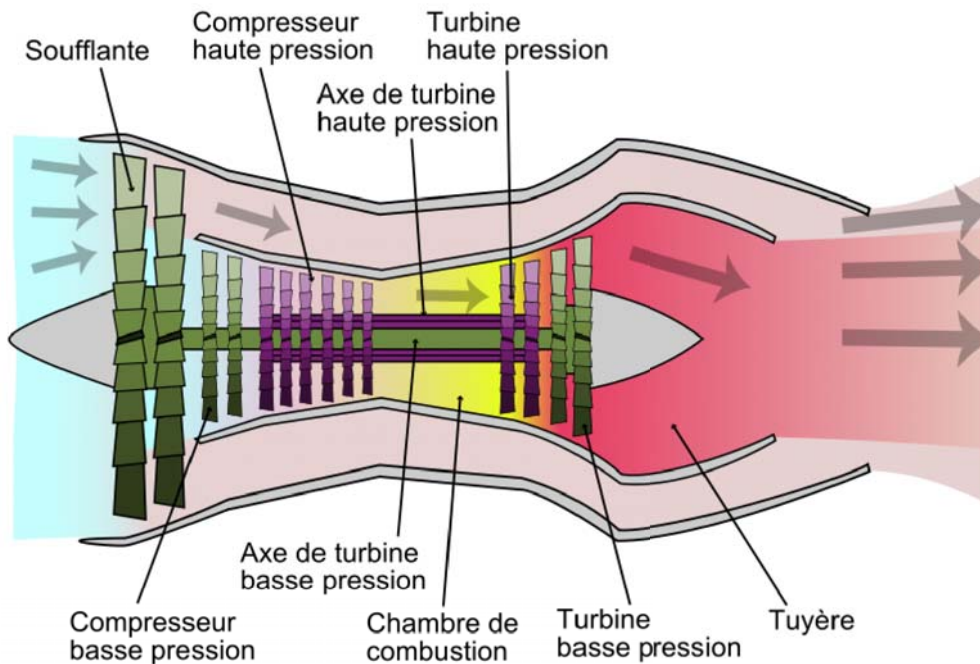


FIGURE 1.2 – Schéma d'un turbocompresseur

Le flux d'air primaire traverse un certain nombre de sections :

- **Le Fan ou soufflante.** Il s'agit du premier étage de compression chargé de l'accélération de l'air admis à l'entrée du réacteur. Il se compose d'une roue à aubes longues, fines et présentant un certain vrillage. La vitesse tangentielle à l'extrémité des aubes peut atteindre 460 m/s. La température à cet étage est faible ($T < 100^\circ\text{C}$).
- **Les étages du compresseur,** composés de deux rotors tournant indépendamment. Le compresseur basse pression puis le compresseur haute pression augmentent progressivement la pression du flux d'air. Les aubes sont courtes et vrillées. La vitesse tangentielle en vol de l'extrémité de celles-ci est de l'ordre de 500 m/s. La température en fonctionnement varie entre 100 et 300°C pour le compresseur basse pression et entre 300 et 800°C pour le compresseur haute pression.
- **La chambre de combustion,** qui augmente brusquement la pression et la température de l'air. L'énergie apportée au flux d'air provient de la combustion du kérosène.

- **Les étages de la turbine.** La turbine haute pression puis la turbine basse pression récupèrent une partie de l'énergie fournie lors de la détente de l'air pour entraîner les compresseurs en rotation. Pour cela, la turbine et le compresseur haute pression sont liés au même arbre. Il en va de même pour la turbine et le compresseur basse pression. Les aubes de ces étages sont larges, droites et épaisses. Elles sont couvertes d'un revêtement en céramique et refroidies dans la masse par une circulation continue de fluide pour résister aux hautes températures présentes à ces étages (parfois supérieures à 1000°C).
- **La tuyère** convertit une partie de l'énergie thermique acquise par les gaz dans la chambre de combustion en énergie cinétique. Grâce à sa section conique convergente, elle accélère le flux gazeux tout en abaissant sa température et sa pression. Cette accélération génère une importante différence de vitesse des gaz entre l'entrée (le fan) et la sortie (la tuyère) du turboréacteur. L'effort de poussée ainsi créé permet, par réaction, de propulser l'avion.

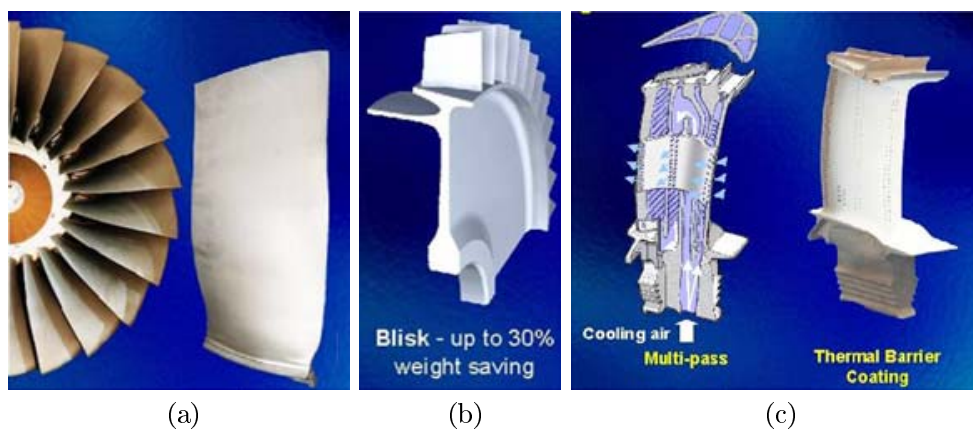


FIGURE 1.3 – Aubes d'un turboréacteur [Cervenka 00]
 (a) Aube de fan, (b) Aube-disque de compresseur,
 (c) Aube de turbine avec son circuit de refroidissement

1.2.2 Étanchéité et rendement

La différence de pression d'un côté et de l'autre des aubes de compresseur, associée aux jeux fonctionnels existants entre celles-ci et le carter, génère des fuites de la zone haute pression vers la zone basse pression sous la forme d'écoulements le long du carter. Ces fuites affectent directement l'efficacité du moteur en réduisant son travail mécanique utile et la poussée produite. Elles augmentent également la consommation de carburant. Par ailleurs, des fuites trop importantes peuvent provoquer un phénomène de pompage, c'est-à-dire une instabilité de la compression, qui peut mettre le moteur hors service. Pour

satisfaire cette contrainte d'étanchéité, de nombreux motoristes choisissent de réduire le plus possible les jeux de fonctionnement. L'adoption d'une telle solution technologique ne va cependant pas sans poser de problème. En effet, au cours du fonctionnement du moteur, les éléments fixes et mobiles du turboréacteur se déforment de façon non négligeable sous l'effet :

- Des températures élevées (aube, joint, reste du réacteur) ;
- Des charges centrifuges radiales ;
- Des charges inertielles couplées aux mouvements d'origine vibratoire (effet gyroscopique, interaction modale) ;
- Des charges dues aux phénomènes aérodynamiques complexes affectant les pales ;
- Des jeux inhérents au mécanisme ;
- De l'impact de corps étrangers : (oiseau, glace).

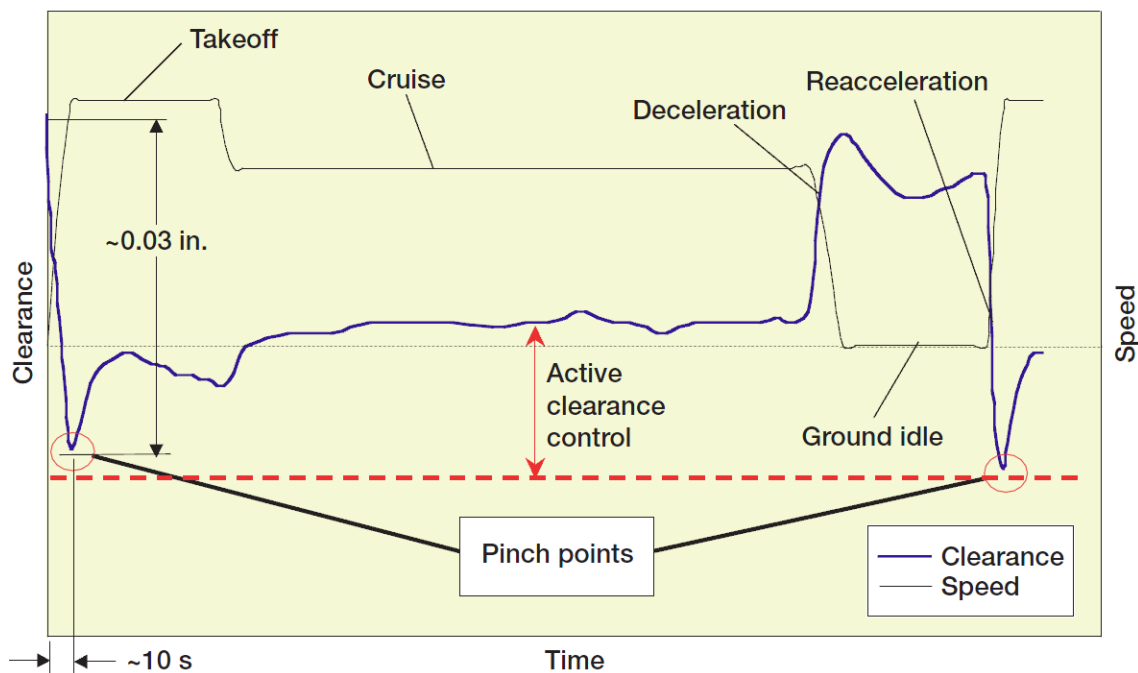


FIGURE 1.4 – Évolution du jeu entre une aube de turbine haute pression et son carter au cours d'un vol [Hendricks 04]

Il est à noter que SNECMA considère que « *les interférences entre les parties fixes et mobiles sont dues essentiellement aux dilatations différentielles des parties fixes et mobiles lors des régimes transitoires de fonctionnement des compresseurs. Des phénomènes de fluage d'aube, de balourd et de vibration peuvent également engendrer de telles interactions* ». Autrement dit, les changements de régime du moteur conduisent à la variation importante de la vitesse et de la température et, par voie de conséquence, à la déformation du carter ainsi que des aubages. La dilatation du carter étant moins importante que celle

des aubes, les jeux se réduisent jusqu'à devenir nuls ou négatifs (Fig. 1.4). Cela génère des chocs entre le rotor et le stator qui peuvent avoir de graves conséquences sur les aubes et le moteur en général.

1.2.3 Revêtements abrasables

La solution technologique développée pour réduire les jeux de fonctionnement sans mettre en péril la structure consiste à déposer un joint abrasable entre le rotor et le stator. Ce joint est conçu pour être sacrifié en cas de contact rotor/stator sans engendrer d'effort trop important et sans endommager l'aube ou le carter.

Le revêtement abrasable est généralement placé sur le carter pour optimiser l'étanchéité et réduire les fuites [DeMasi-Marcin 94, Dalzell 02, Dorfman 02]. Dans le cas contraire, si l'abrasable est placé sur les aubes (Fig. 1.5 - I), son usure en cas de contact rotor/stator entraîne la réduction du diamètre du rotor. Les fuites sont alors plus importantes que dans le cas d'une usure localisée du stator. Par ailleurs, cette solution impose une maintenance complexe et coûteuse car elle nécessite le remplacement complet du rotor une fois que l'usure du joint abrasable a dépassé un seuil critique défini par le bureau d'études.

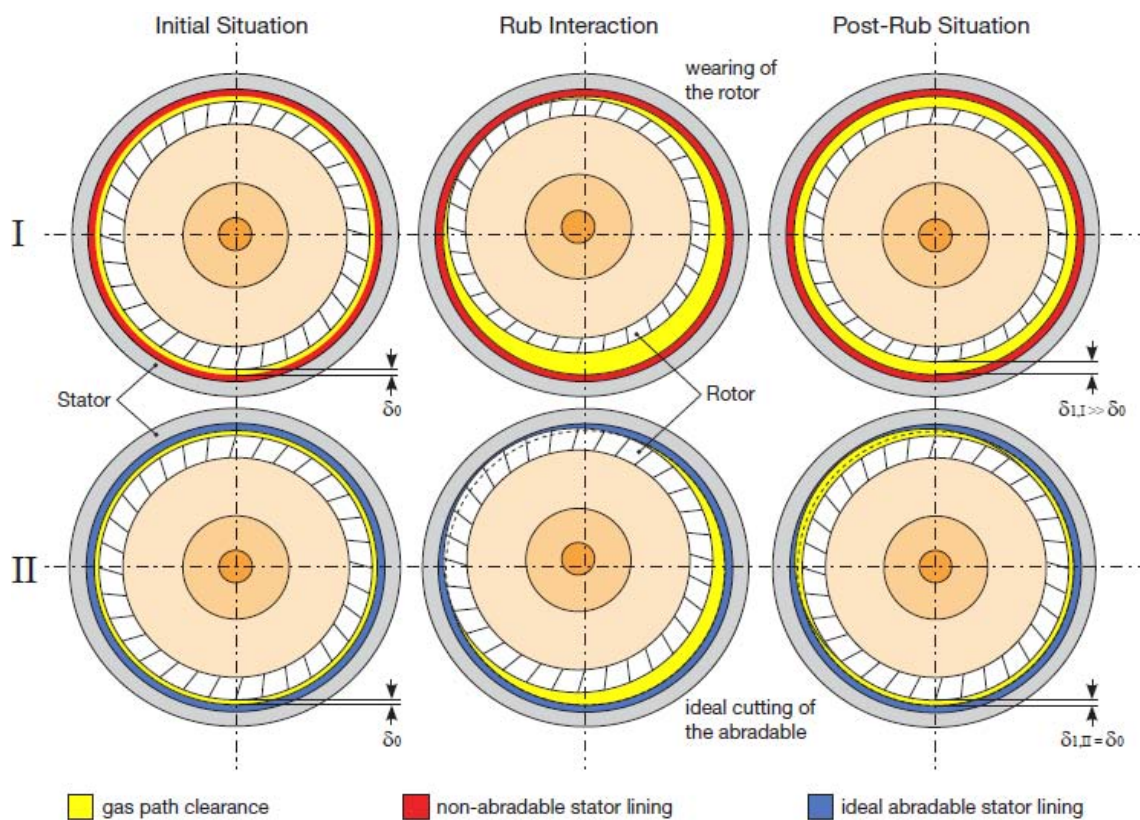


FIGURE 1.5 – Influence du positionnement du revêtement abrasable sur l'augmentation du jeu rotor/stator [Sulzer 11]. (δ_0 jeu rotor/stator initial, δ_1 jeu rotor/stator après contact aube/abrasable)

Le choix de placer le revêtement abradable sur le stator (Fig. 1.5 - II) simplifie sa mise en place sans imposer une grande précision lors du dépôt. Le rodage réalisé avant la mise en service du moteur permet un usinage du revêtement abradable tenant compte de la cinématique globale du rotor. Un jeu de fonctionnement optimal entre les aubes et le carter est alors obtenu relativement simplement.

1.3 Les matériaux abradables

1.3.1 Généralités et abradabilité

Les matériaux abradables se caractérisent par leur propriété «d'abradabilité», c'est-à-dire leur capacité, en cas de contact avec un corps mobile, à se désagréger facilement et préférentiellement au corps en mouvement. Le mot même d'abradabilité sous-entend l'idée que l'extrémité de l'aube vient abraser le revêtement. Cependant, derrière ce terme se cache une large gamme de mécanismes d'usure qui interviennent à des échelles diverses selon les matériaux et les conditions d'interaction..

Ces joints sont également soumis à des conditions de fonctionnement extrêmes, notamment en termes de températures. Les matériaux abradables doivent donc présenter d'autres «qualités» qu'une bonne abradabilité pour pouvoir être utilisés dans les turbomachines.

Ils doivent tout d'abord posséder une bonne résistance à l'érosion, c'est-à-dire à l'usure causée par l'impact des fines particules transportées par le flux d'air traversant le réacteur. Cette propriété s'oppose à l'abradabilité. Il est donc nécessaire de trouver un compromis entre abradabilité et résistance à l'érosion.

Les hautes températures d'utilisation peuvent également générer de la corrosion à chaud liée au sel contenu dans le flux d'air, et de l'oxydation à chaud facilitée par les porosités des matériaux ainsi que par le fort taux d'oxygène, particulièrement dans le compresseur. De même, le frottement entre le revêtement abradable et l'aube ne doit pas entraîner une surchauffe excessive de cette dernière, ce qui pourrait provoquer non seulement une usure prématurée des aubes, mais également des feux de titane.

Enfin, ils doivent aussi conserver une surface lisse après l'interaction pour éviter les traînées parasites et assurer une bonne imperméabilité à l'air pour obtenir une étanchéité optimale. Il est de plus très important que les débris libérés soient suffisamment fins pour ne pas endommager ou gêner le bon fonctionnement du compresseur et du moteur.

Par ailleurs, au sein d'un même turboréacteur, les températures des gaz ainsi que les vitesses tangentielles à l'extrémité des aubes varient très fortement selon les étages du moteur (-70°C à 1500°C , 200m/s à 650 m/s). La probabilité d'interaction entre l'aube et le revêtement fluctue également selon le régime, transitoire ou permanent, du moteur. Cette très large gamme de conditions de fonctionnement rend impossibles la conception et l'utilisation d'un seul type de revêtement pour l'ensemble du moteur ; c'est pourquoi, de nombreux types de matériaux abrasables ont vu le jour depuis la fin des années soixante. On pourra citer par exemple :

- Les matériaux abrasables massifs, réalisés à base de polymères, de feutres métalliques, de poudres métalliques frittées ou de structures en nid d'abeille en aluminium ou en super-alliage.
- Les matériaux obtenus par projection thermique de poudres métalliques parfois associées à un polymère et des lubrifiants solides.

Pour classer ces matériaux dont les compositions, les modes de fabrication et de dépôt ainsi que les propriétés mécaniques et les conditions d'utilisation diffèrent fortement, deux critères ont tout d'abord été utilisés indépendamment :

1. La température d'utilisation

- Pour les basses températures ($T < 400^{\circ}\text{C}$), dans les étages basse pression du compresseur.
- Pour les températures moyennes ($400^{\circ}\text{C} > T > 760^{\circ}\text{C}$), dans les étages basse et haute pression du compresseur.
- Pour les hautes températures ($T > 760^{\circ}\text{C}$), dans les étages haute pression de la turbine.

1. Le mode de dépôt

- Moulage pour les polymères.
- Brasage pour les nids d'abeille et les fibres métalliques.
- Projection thermique pour les composites poudreux.

Une autre classification, basée sur le concept de famille d'abrasables, a ensuite été proposée par Sulzer, principal fabricant de matériaux abrasables pour l'aéronautique, avant d'être rapidement adoptée par l'industrie en raison de sa praticité (Fig. 1.6).

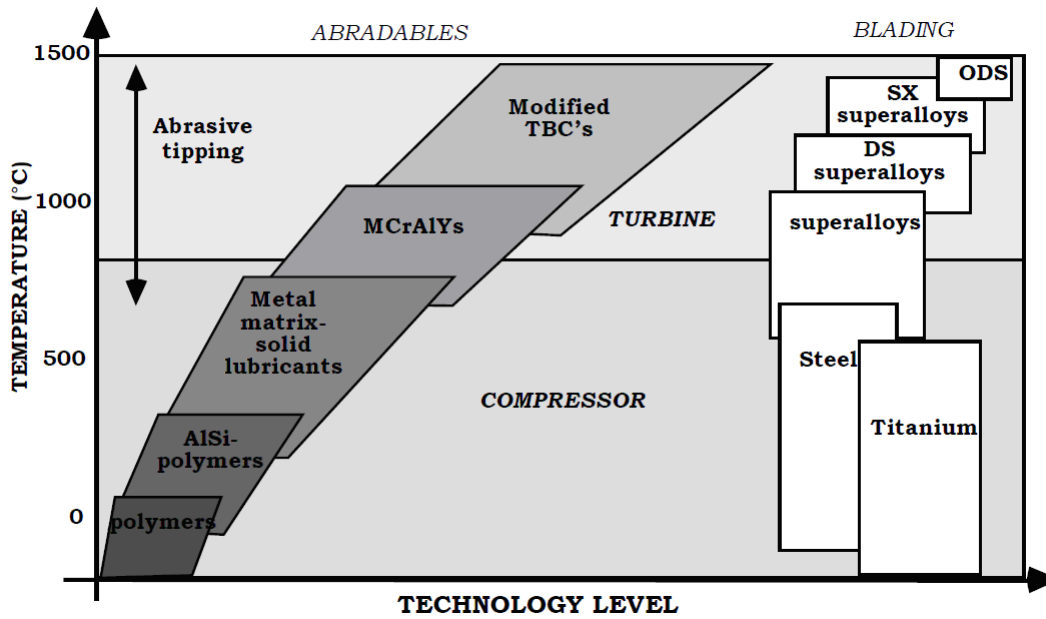


FIGURE 1.6 – Familles d’abradables
[Faraoun 05]

1.3.2 Le matériau Metco M601 et les Aluminium-Polymère

Le Metco M601, étudié dans le cadre de ces travaux de recherche, est un matériau abradable appartenant à la famille des aluminiums-polymères (AlSi-polymère). Historiquement, ces abradables ont été parmi les premiers matériaux abradables hétérogènes développés. Ils font partie des abradables offrant les meilleures performances en matière d’abradabilité. Du fait de leurs bonnes propriétés ainsi que de leur facilité de mise en œuvre et de maintenance, ils sont très utilisés pour les étages à température moyenne ou basse tels que les compresseurs basse pression. Ils sont particulièrement reconnus pour limiter l’usure à l’extrémité des aubes. Ils sont obtenus et déposés par projection thermique : un procédé de mise en forme grâce auquel un matériau d’apport poudreux est fondu ou porté à l’état plastique par le biais d’une source de chaleur. Il est ensuite projeté sur la surface à revêtir, appelée substrat, sur laquelle il se solidifie [Proner 99]. Un revêtement se forme alors par couches successives sur le substrat. Ils sont principalement constitués d’une matrice métallique en aluminium, ou plus exactement en alliage aluminium-silicium AlSi, et d’un polymère. La matrice joue un rôle structural et confère au matériau sa résistance à la corrosion et à l’oxydation. Le polymère permet de contrôler le taux de porosité et d’optimiser l’abradabilité et la résistance à l’érosion du matériau. Un lubrifiant solide peut également être ajouté. Il agit comme un dislocateur et permet de favoriser la fragmentation du matériau en cas de contact rotor/stator. Il minimise ainsi le transfert de matière sur l’aube et réduit la taille des débris libérés dans le moteur.

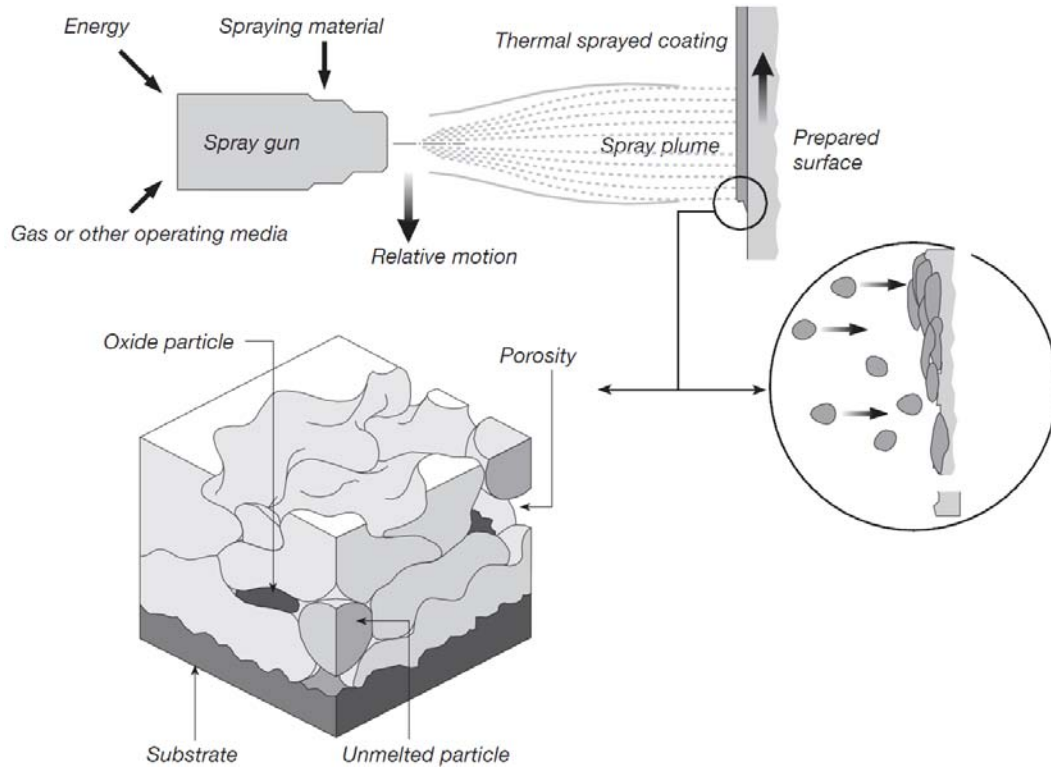


FIGURE 1.7 – Principe du dépôt par projection thermique [Sulzer 11]

Les polymères utilisés sont généralement du polyester ou du polyamide. L'utilisation du polyamide permet au revêtement de supporter des températures légèrement supérieures ainsi que de disposer d'une meilleure abrasabilité qu'en cas d'utilisation de polyester (350°C pour les AlSi-Polyamide contre 320°C pour les AlSi-Polyester). Cependant, le polyamide se fixe moins bien à l'AlSi que le polyester. Cela impose, pour éviter la ségrégation, d'agglomérer les deux composants avant la projection et d'utiliser une méthode de projection thermique très coûteuse : la projection à flamme supersonique. Pour cette raison, les abrasables AlSi-Polyamide sont le plus souvent utilisés pour des applications militaires et les AlSi-Polyester pour des applications civiles.

Par ailleurs, de par leur composition et leur mode de mise en forme, ces matériaux abrasables sont particulièrement hétérogènes et poreux. Le dépôt par couches successives contribue également à une forte anisotropie de ces matériaux ainsi qu'à une importante influence de l'épaisseur déposée [Peyraut 08] et des paramètres de projection [Fiala 05] sur leurs propriétés mécaniques. Toutefois, cette variation des propriétés mécaniques au sein du revêtement n'est pas aisée à prendre en compte, que ce soit dans les études analytiques, numériques ou expérimentales. C'est pourquoi, un comportement macroscopique et isotrope, voir orthotrope, est généralement utilisé pour définir les revêtements abrasables.

1.4 Les mécanismes d'endommagement identifiés lors de l'interaction aube/carter

Des études expérimentales menées in situ ou sur des bancs de caractérisation dédiés ont permis d'identifier les mécanismes responsables de l'usure des revêtements abrasables lors de leur service dans les différents étages des moteurs. Les travaux de Borel et al. [Borel 89] propose une classification des principaux mécanismes d'endommagement que sont la coupe, le transfert adhésif, la fusion, la déformation plastique, la densification ainsi que la tribo-oxydation, l'érosion, l'oxydation et enfin la corrosion. Cependant, il existe également d'autres mécanismes pouvant affecter le couple rotor/stator [Faraoun 05].

1.4.1 La coupe et l'abrasion

1.4.1.1 Coupe

Ce mécanisme peut intervenir lors du contact entre l'aube et le matériau abradable du revêtement. L'extrémité de l'aube se comporte comme un outil de coupe et provoque la rupture fragile d'un copeau de matériau abradable. Ce mécanisme se rapproche donc de l'usinage à grande vitesse. Après le passage de l'ailette, la nouvelle surface générée est lisse et brillante, ce qui est tout à fait souhaitable au regard des propriétés aérodynamiques désirées pour le revêtement. Le rotor quant à lui ne subit pas, ou extrêmement peu de dégradation, de déformation ou de transfert de matière. La coupe est le mécanisme le plus souhaitable en cas de contact entre l'aube et le revêtement.

1.4.1.2 Usure abrasive

Un autre mécanisme pouvant intervenir lors d'une touche est l'usure abrasive, c'est-à-dire le déplacement de matière produit par des particules ou des protubérances dures intervenant lors du frottement de deux surfaces l'une sur l'autre. Elle se distingue du frottement par un taux d'arrachement de matière beaucoup plus élevé. Il fait intervenir une surface possédant des aspérités dures, appelée surface abrasive, et une surface abrasée moins dure. Une autre variante de l'usure abrasive existe et implique des particules abrasives piégées entre deux surfaces abrasées en mouvement relatif.

1.4.2 Fatigue et fretting

Le frottement répété de l'aube sur le revêtement est susceptible de créer des fractures dues à la propagation de fissures. Bien que la structure en couches des revêtements abrasables

favorise l'apparition d'usure par fatigue, les durées de vie opérationnelle des joints abrasables sont généralement limitées par d'autres facteurs, si bien que l'on peut considérer la fatigue comme un mécanisme d'endommagement négligeable. Le frottement répété peut également conduire à l'effritement du revêtement abrasable et à la création d'une quantité conséquente de petits débris très souvent oxydés ou corrodés.

1.4.3 Décohésion

1.4.3.1 Micro-rupture et rupture

Les matériaux abrasables sont généralement déposés par projection thermique en couches successives plus ou moins liées entre elles. Le frottement répété de l'aube peut faire apparaître des hétérogénéités locales affectant directement la cohésion entre les couches de matériau abrasable. Il y a alors micro-rupture, c'est-à-dire séparation de lamelles d'abrasable du reste du revêtement. La rupture est un mécanisme tout à fait similaire puisqu'il s'agit de la fracture massive du revêtement. C'est un phénomène particulièrement indésirable puisqu'il conduit à la formation de débris de taille relativement importante pouvant endommager les aubes du compresseur ainsi que le reste du moteur.

1.4.3.2 Éclatement

L'éclatement est un mécanisme intervenant en cas de décohésion entre le joint abrasable et son substrat, c'est-à-dire le carter. Il engendre le détachement de larges plaques de matériau abrasable. Il génère donc les mêmes risques que la rupture concernant l'endommagement des aubes et du moteur et porte atteinte à l'étanchéité du joint abrasable. Ce mécanisme est donc hautement indésirable.

1.4.4 Usure adhésive

L'usure adhésive peut apparaître lors du contact entre l'aube et l'abrasable. Durant celui-ci, il se forme une jonction adhésive d'origine chimique ou mécanique entre l'aube et le revêtement abrasable. Si la jonction est peu résistante, les deux matériaux finissent par se séparer sans modification ni endommagement. Dans le cas contraire, il y a formation d'une fissure dans le matériau le moins résistant et rupture de ce dernier. Il y a alors transfert de matière de l'abrasable vers l'aube ou inversement. La matière transférée peut conserver ou changer de forme par oxydation, déformation plastique, etc. Le transfert de matière de l'aube vers le joint abrasable est particulièrement nuisible car il se traduit par l'usure de l'ailette et la formation de couches dures sur le revêtement qui s'opposent aux incursions

ultérieures de l'aube dans le matériau. À l'inverse, le transfert de matière du revêtement abrasable vers l'aube peut être admissible en faible proportion dans la mesure où il permet la constitution à l'extrémité de l'aube d'une couche protectrice. Cependant, il demeure indésirable en grande proportion car il provoque des fuites et le dysfonctionnement du joint.

1.4.5 Déformation plastique

Lors de l'interaction, il arrive que le matériau abrasable se déforme plastiquement. Cette déformation peut prendre différentes formes et conduire à des phénomènes de «beurrage», de densification et de rainurage. Le « beurrage » correspond à l'étalement des phases non métalliques du matériau abrasable sur les phases métalliques. Dans tous les cas, ces mécanismes ne sont pas souhaitables, aussi bien du point de vue de l'usure de l'aube et du revêtement que du point de vue des propriétés aérodynamiques du système d'étanchéité.

1.4.5.1 Densification

Les matériaux abrasables sont généralement des structures poreuses. Le contact de l'aube et du revêtement peut provoquer, plutôt qu'un enlèvement de matière, un compactage du matériau abrasable. Cela engendre une réduction du degré de porosité et donc une densification du matériau. Ce mécanisme modifie de façon importante les propriétés mécaniques et tribologiques du matériau et notamment son degré d'abrasabilité. Il peut donc être particulièrement nuisible, spécialement lors des contacts rotor/stator qui suivront.

1.4.5.2 Rainurage

Le rainurage se caractérise par l'apparition à la surface du joint abrasable de stries profondes. Dans ce cas de figure, l'extrémité de l'aube présente un profil en denture correspondant au négatif de celui de l'abrasable. Ce profil en denture peut être dû à un transfert adhésif local du revêtement vers l'aube ou à une usure locale de cette dernière. Dans les deux cas, le rainurage est un bon indicateur de la fin de vie du joint.

1.4.6 Mécanismes thermiques

1.4.6.1 Points chauds

Les points chauds apparaissent lors d'une surchauffe ponctuelle du revêtement. Ils peuvent conduire à des modifications locales de la microstructure et des propriétés mécaniques. Les

points chauds sont des phénomènes indésirables qui peuvent faciliter le transfert adhésif et conduire à l'apparition de rainures.

1.4.6.2 Usure par fusion

L'usure par fusion est provoquée par la fusion, totale ou partielle, due à l'échauffement par friction de l'extrémité de l'aube ou du joint abradable. Ce mécanisme d'usure se limite aux zones superficielles et conduit à l'apparition de surfaces lisses couvertes de matériaux fondus en couches minces. Il est un des mécanismes d'usure de l'aube les plus actifs. La déformation plastique du revêtement abradable peut également engendrer un échauffement adiabatique responsable d'une fusion en profondeur impliquant généralement des points chauds.

1.4.6.3 Chocs thermiques

Des contraintes thermiques importantes, intervenant lors du contact rotor/stator, peuvent provoquer des fractures du revêtement, particulièrement dans le cas des revêtements céramiques. Ce mécanisme s'accompagne généralement de transferts de matière du revêtement vers l'extrémité de l'aube.

1.4.7 Érosion, corrosion et tribo-oxydation

1.4.7.1 Usure corrosive

Ce mécanisme d'usure est généré par une réaction chimique ou électrochimique entre l'aube, le matériau abradable et le milieu environnant. L'énergie nécessaire à cette réaction est apportée par frottement de l'aube sur le joint abradable. Ce mécanisme d'usure peut conduire à la formation d'une couche superficielle qui modifie les propriétés tribologiques des deux surfaces et peut nuire au bon fonctionnement du joint abradable.

1.4.7.2 Usure érosive

L'érosion est une forme d'usure causée par l'action mécanique d'un fluide chargé ou non de matières solides sur une surface. Dans le cas des moteurs d'avion, les flux d'air traversant à grandes vitesses le turboréacteur transportent de fines particules solides hautement énergétiques de sable, de poussière, de glace ainsi que les débris résultants d'autres phénomènes d'usure (coupe, usure abrasive, etc.) ou produits lors de la combustion. Ces particules impactent et endommagent aussi bien les aubages que les revêtements abrasables.

Dans les compresseurs, l'érosion augmente les jeux de fonctionnement, réduit la corde des aubes, émousse leurs arrêtes et détériore la rugosité du revêtement abrasable [Hamed 06]. Ce mécanisme d'usure est donc hautement dommageable. Il cause d'importantes pertes de matière et s'associe généralement avec de la déposition de particules sur les aubages. Il peut conduire à une usure très rapide et à l'arrêt des moteurs, particulièrement lorsque ces derniers sont utilisés dans des conditions extrêmes (tempête de sable en haute altitude, éruption volcanique, etc.). On peut citer l'exemple de deux incidents survenus lors des vols Londres-Auckland de la British Airways du 24 juin 1982 et Tokyo-Anchorage de Singapour Airline du 15 décembre 1989. Ces deux Boeing 747 ont vu leurs 4 moteurs s'arrêter après avoir traversé un nuage de cendres volcaniques.

1.4.7.3 Tribo-oxydation

La tribo-oxydation, c'est-à-dire l'oxydation induite par le frottement, est un mécanisme d'usure qui apparaît lors du contact entre les joints « labyrinthe » et le revêtement abrasable : le frottement intermittent à grande vitesse et haute température provoque l'oxydation très forte des points de contact générant des films d'oxyde s'écaillant de temps en temps. Ce mécanisme peut être considéré comme mineur et n'est pas très spectaculaire, mais peut causer une usure significative du joint abrasable en un temps très court.

1.5 Caractérisation des matériaux abrasables

1.5.1 Caractérisation de l'abrasabilité

1.5.1.1 Essais d'abrasabilité

Les matériaux abrasables sont des matériaux complexes (polyphasés, poreux, hétérogènes, anisotropes, etc.) dont le développement est relativement récent. Leurs conditions d'utilisation et d'usure sont également extrêmes (très grandes vitesses d'interaction, hautes températures, etc.). Du fait de cette jeunesse et de cette complexité, les données relatives aux propriétés mécaniques de ces matériaux sont rares et très difficiles à obtenir. De plus, leur comportement lors d'une interaction réelle avec une aube n'est pas prédictible car elle implique une trop grande variété de mécanismes d'usure (voir Section 1.4). C'est pourquoi les premiers essais de développement et de validation étaient effectués directement sur un moteur en fonctionnement. Pour réduire les coûts très importants de ces essais, des bancs de caractérisation (*rig test facility*) ont été mis au point pour reproduire le passage d'une aube sur les revêtements et étudier le comportement de ces derniers.

Il existe de nombreux bancs [Sulzer 11, Bounazef 09, Rathmann 07] dont les capacités diffèrent légèrement, mais tous basés sur le même principe : ils se composent d'un rotor tournant à grande vitesse, d'un porte-échantillon mobile, d'un système de mise à température et d'une conduite hydraulique (Fig.1.8). Deux aubes factices sont fixées sur un rotor et un échantillon de matériaux abradables est amené à leur contact grâce à un moteur pas à pas. On peut ainsi contrôler la profondeur et la vitesse d'incursion. Ces dernières sont mesurées avec précision par des capteurs piézoélectriques. Un générateur de flamme permet également de chauffer l'échantillon d'abradable à des températures du même ordre que celles présentes dans un moteur en fonctionnement. L'ensemble du rotor est placé dans une enceinte isolante qui canalise les gaz chauds issus de la combustion. On estime alors la température de ceux-ci, ainsi que celle des aubes, en mesurant la température de l'isolant durant le test.

Les capacités de ces bancs en termes de températures, de vitesses tangentielles des aubes, de profondeurs ou de vitesses d'incursion varient selon les dispositifs. Néanmoins, à titre d'exemple, le banc Sulzer présenté en Fig.1.8 permet de réaliser des tests sur une plage de température variant de 25 à 1200 °C et pour des vitesses tangentielles des aubes pouvant aller jusqu'à 410 m/s. Le pas minimal d'incursion est de 0,15 μm dans une gamme de vitesse variant de 2 à 2000 $\mu\text{m/s}$ [Sulzer 11].

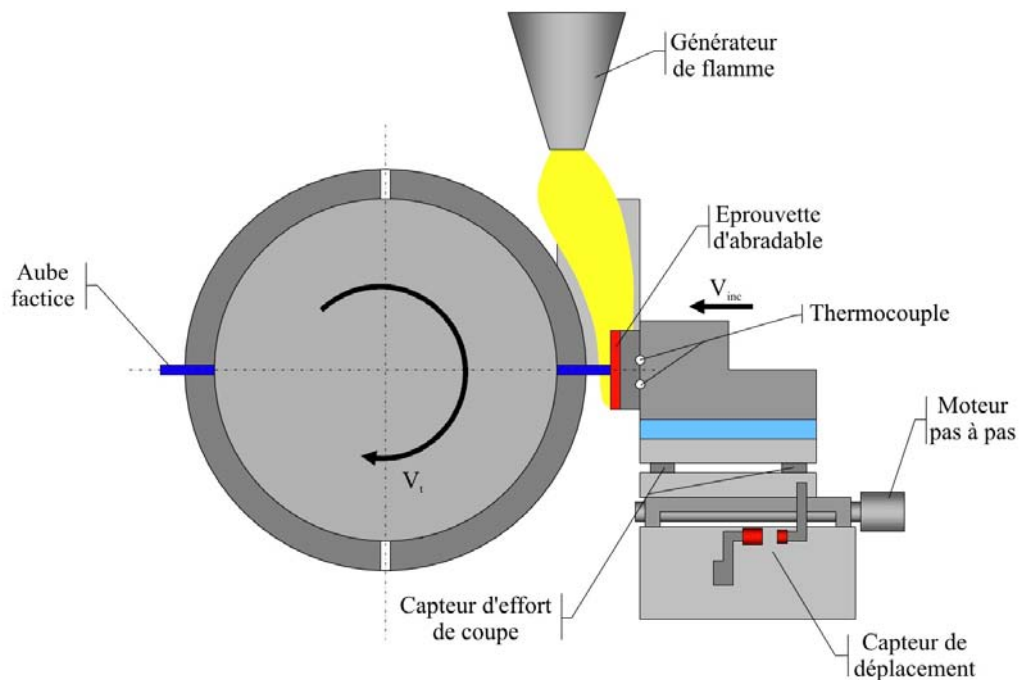


FIGURE 1.8 – Banc d'essais Sulzer Innotec [Sulzer 11]

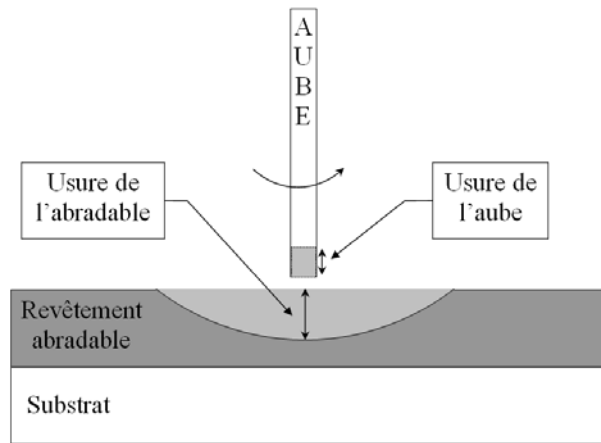


FIGURE 1.9 – Usure de l'aube et du revêtement abrasable

L'objectif de ce type d'essai est d'évaluer l'abrasabilité des matériaux testés. Il permet de caractériser l'usure du revêtement et de l'aube (Fig. 1.9) en fonction des conditions de fonctionnement grâce à des observations post-mortem. Ces mêmes observations permettent aussi de définir les mécanismes d'usure mis en jeu pour chaque condition de fonctionnement (Fig. 1.10).

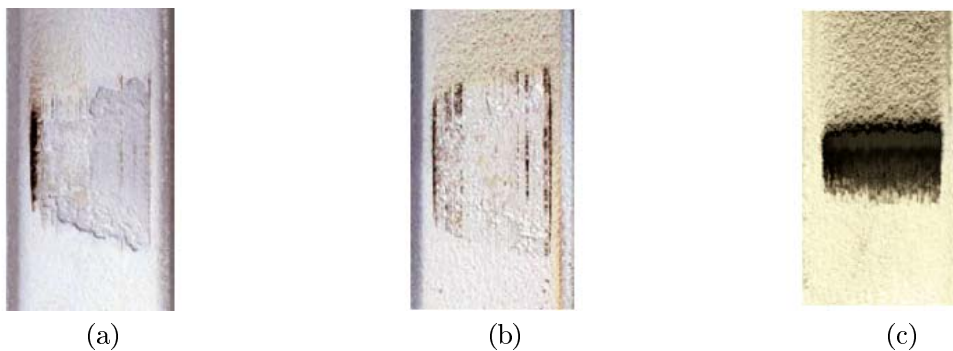


FIGURE 1.10 – Exemple d'échantillon d'abrasable post-mortem
 (a) Décohésion, (b) Décohésion, coupe et léger transfert de matière,
 (c) Transfert de matière aube → abrasable

1.5.1.2 Cartes d'usure

Les cartes d'usure font la synthèse du grand nombre de données obtenues grâce aux tests d'abrasabilité. Elles représentent séparément l'usure de l'aube et celle du revêtement en fonction de la vitesse tangentielle de l'extrémité de l'aube et de la vitesse d'incursion, qui sont considérées comme les deux paramètres expérimentaux les plus importants. Les grandeurs permettant de juger de l'usure de l'aube et du revêtement sont respectivement la perte de masse de l'ailette et la rugosité du revêtement ainsi que la perte d'épaisseur du matériau abrasable.

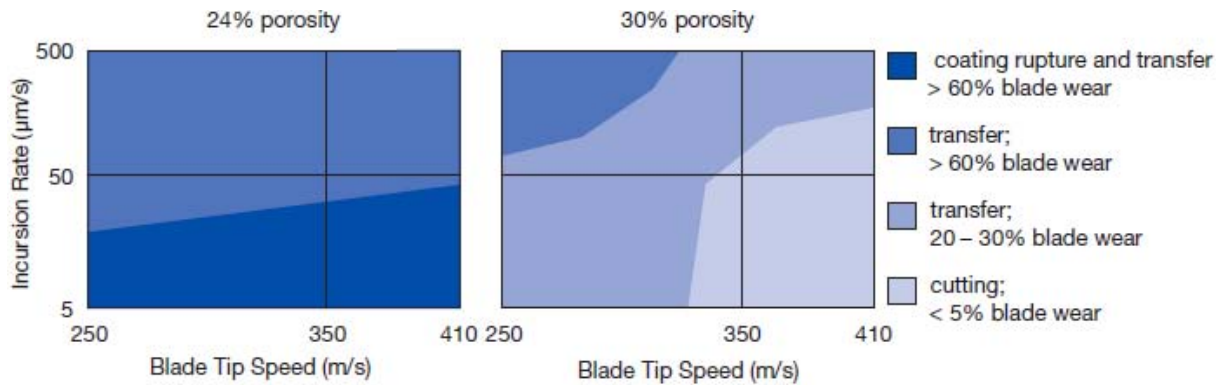


FIGURE 1.11 – Exemples de cartes d’usure du revêtement [Sulzer 11]

Ces cartes sont très utilisées par les ingénieurs de bureau d’études car elles :

- transmettent simplement des résultats d’analyses complexes,
- résument un grand nombre d’essais aux conditions expérimentales d’obtention variées et pas toujours aisément reproductibles,
- donnent une représentation simplifiée de mécanismes tribologiques complexes,
- permettent de connaître facilement les conditions d’utilisations dans lesquelles un matériau abrasable spécifique peut être utilisé,
- offrent un outil de comparaison entre différents systèmes d’étanchéité ou différentes conditions de tests pour un même système.

1.5.1.3 Essais de dureté et d’indentation

Les résultats quantitatifs obtenus par les essais d’abrasabilité peuvent varier assez fortement selon le banc et le protocole expérimental mis en œuvre. C’est pourquoi d’autres méthodes d’évaluation de l’abrasabilité ont été proposées.

Ainsi, les essais de dureté superficielle, normalisés et peu coûteux, sont régulièrement employés à cette fin. En effet, plusieurs études ont montré qu’il existe une forte corrélation entre la dureté et l’abrasabilité d’un matériau et que plus la première est importante, plus la seconde sera faible. La dureté, et plus précisément la dureté Rockwell HR15Y, est donc régulièrement utilisée comme critère de contrôle et de comparaison. Toutefois, Maozhong et al. [Maozhong 99] ont montré que la dureté superficielle ne pouvait pas être à elle seule considérée comme un critère d’abrasabilité dans la mesure où deux matériaux de compositions différentes pouvaient présenter la même dureté sans avoir la même abrasabilité. Par ailleurs, il s’agit là d’une propriété mécanique obtenue en condition d’essai quasi-statique. Elle ne permet donc pas de préjuger du comportement dynamique des matériaux abrasables testés.

Les essais d'indentation [Ma 07, Ma 09] proposent d'utiliser la dureté progressive d'abradabilité (Progressive abrasability hardness : PAH) comme outil de mesure de l'abradabilité d'un matériau. Au cours de ces essais, un indentateur sphérique en diamant vient pénétrer l'échantillon puis translate à faible vitesse pour former un sillon dans le matériau abradable testé (Fig.1.12). La charge normale appliquée sur l'indentateur, sa profondeur de pénétration, sa vitesse de translation et l'angle d'attaque de l'indentateur peuvent être ajustés et les efforts normaux et tangentiels sont mesurés au cours des essais. PAH est ensuite calculée comme le rapport de l'énergie dissipée lors du processus d'indentation et le volume d'abradable retiré. Ainsi, plus PAH est important, moins bonne sera l'abradabilité.

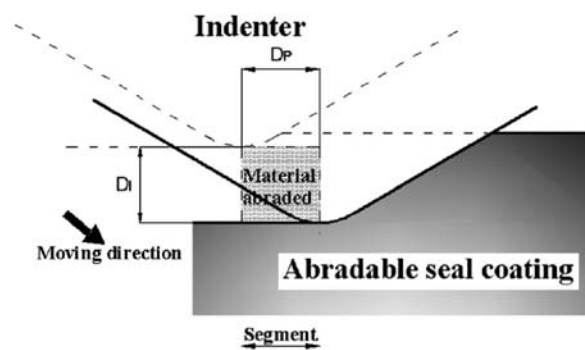


FIGURE 1.12 – Déplacement de l'indentateur lors des essais d'indentation [Ma 09]

Les essais réalisés pour différents matériaux abradables ont également montré que la valeur de PAH augmentait avec la distance parcourue par l'indentateur dans l'échantillon. Ce phénomène met en évidence l'érouissage lié à la densification du matériau au cours de l'essai. Ma et Matthews [Ma 07] ont constaté que, plus le matériau testé est poreux, plus il se densifie et plus PAH augmente avec la longueur de rayure. A contrario, dans le cas du matériau M601, faiblement poreux (5%), PAH se stabilise rapidement, ce qui suggère que le mécanisme d'usure prédominant dans ce cas est la déformation plastique et non la densification.

1.5.2 Résistance à l'érosion

L'érosion correspond à l'usure causée par l'impact des fines particules transportées par le flux d'air traversant le réacteur. Comme nous l'avons vu dans la section 1.4.7.2, ce mécanisme d'usure est hautement dommageable et doit être évité autant que possible. Cependant, la résistance à l'érosion s'oppose généralement à l'abradabilité (Fig.1.13) : plus un matériau résiste à l'érosion moins il se désagrègera facilement en cas de contact avec une aube. Il est donc nécessaire de trouver un bon compromis entre l'abradabilité et la résistance à l'érosion.

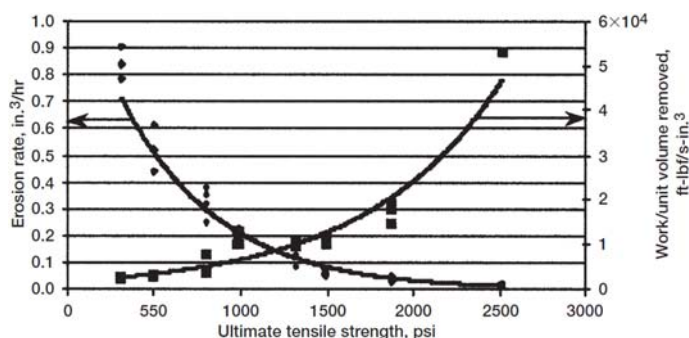


FIGURE 1.13 – Évolution de l'érosion et de l'abradabilité en fonction de la résistance à la rupture [Chappel 01]

La résistance à l'érosion tend généralement à augmenter avec la dureté du revêtement. Cependant, comme nous l'avons vu précédemment, la dureté superficielle ne peut, à elle seule, être considérée comme un critère d'abradabilité ou la résistance à l'érosion des matériaux abradables.

L'érosion a donc fait l'objet de plusieurs études expérimentales [Maozhong 02, Hamed 06] qui ont abouti à la mise au point de plusieurs bancs d'essai dont deux exemples sont présentés en figure 1.14. Ces bancs permettent de faire varier la vitesse V_p et l'angle α_p d'impact des particules ainsi que leurs composition, taille et forme. Les échantillons testés disposaient également de compositions, de modes de fabrication, de microstructures et de duretés différents.

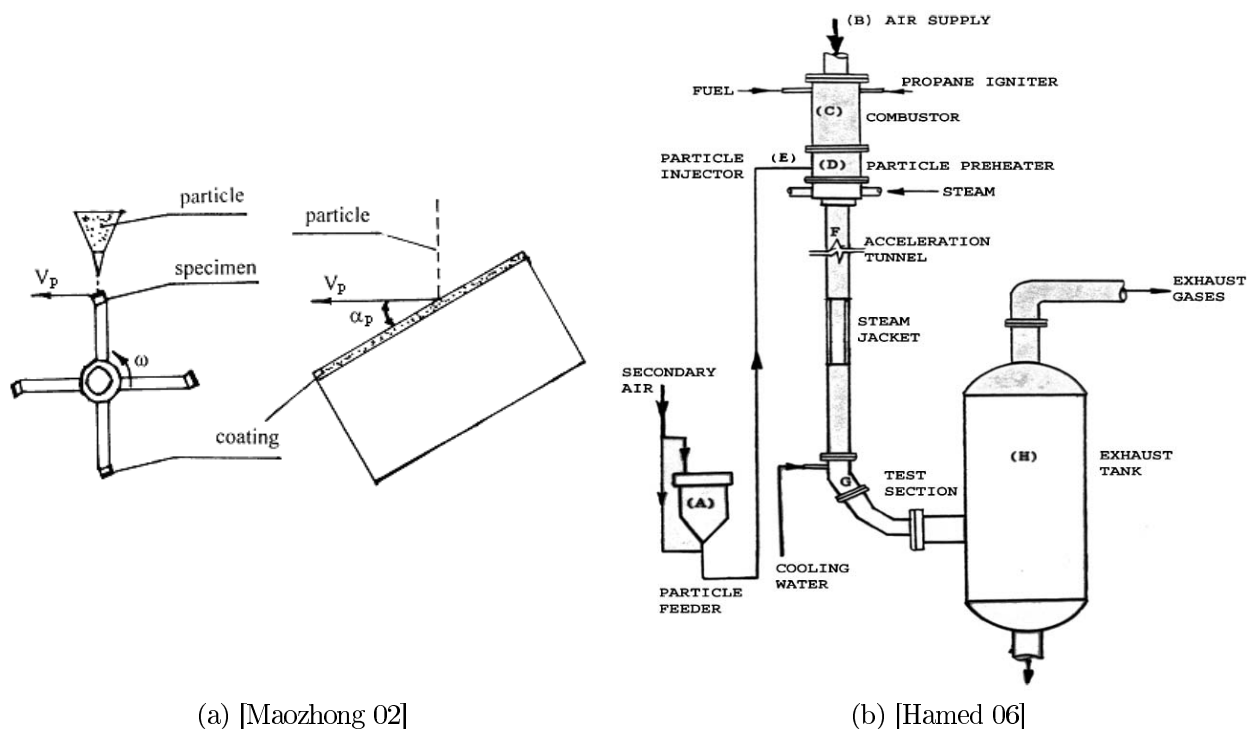


FIGURE 1.14 – Exemples de dispositifs expérimentaux d'étude de l'érosion

Ces études montrent que le taux d'érosion est indépendant du temps ou de l'épaisseur du revêtement, mais dépend très fortement des caractéristiques du matériau testé ainsi que de la forme, de la composition et de la vitesse des particules impactantes. Elles ont également mis en évidence deux mécanismes d'érosion :

- Le premier intervient pour de forts angles d'impact ($\alpha_p = 90^\circ$) et est comparable à de l'extrusion. Les particules frappent et extrudent la surface du revêtement. Les impacts répétés de particules génèrent des contraintes de cisaillement produisant des fissures qui se propagent aux joints interphase et dans les porosités.
- Le second mécanisme intervient pour les faibles angles d'impact et s'apparente à de la micro-coupe et du rainurage. La perte de matière lors du phénomène d'érosion est une combinaison de ces deux mécanismes. Leur contribution sera plus ou moins importante en présence d'un matériau fragile - prédominance de l'extrusion - ou ductile - prédominance de la micro-coupe (Fig.1.15).

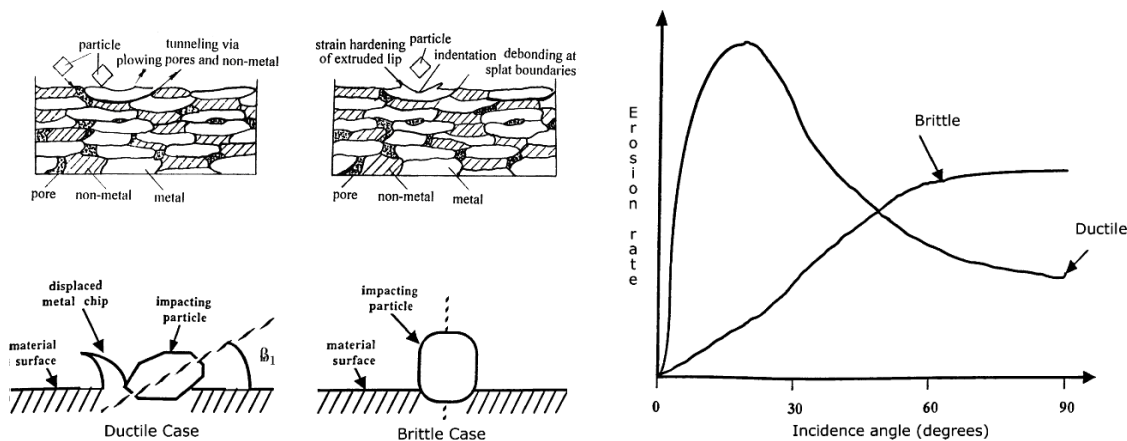


FIGURE 1.15 – Mécanismes d'érosion en fonction de l'angle d'impact
[Maozhong 02, Hamed 06]

En tenant compte de ces mécanismes, Maozhong et al. [Maozhong 02] ont proposé une loi empirique définissant le taux d'érosion E , c'est-à-dire le rapport entre la perte en masse de l'échantillon et la masse de grains nécessaire pour obtenir cette érosion, en fonction de l'angle d'impact α_p (Eq. 1.1). Cette loi est construite en superposant le comportement d'un matériau fragile et celui d'un matériau ductile.

$$E = A \cos^2(\alpha_p) \sin(m\alpha_p) + B \sin^2(\alpha_p) \quad (1.1)$$

Avec :

α_p l'angle d'impact. A, B, m, sont des constantes caractérisant le matériau obtenues expérimentalement.

1.5.3 Comportement mécanique

Les informations qu'apportent les tests d'abrasabilité et d'érosion sont en majeure partie phénoménologiques. Les données quantitatives qu'ils fournissent sont en effet principalement utilisées pour le développement et la comparaison de différents abrasables. Elles ne permettent notamment pas de définir une loi de comportement des matériaux testés ou d'estimer les efforts générés lors de l'interaction. C'est pourquoi il est primordial d'étudier les propriétés mécaniques intrinsèques des abrasables. Cependant, ces matériaux sont complexes et difficiles à caractériser. D'une part, il n'est généralement pas possible d'utiliser des éprouvettes normalisées pour effectuer des essais mécaniques standards. Les épaisseurs de revêtement abrasable pouvant être obtenues par projection thermique sont en effet très faibles et les éprouvettes ont tendance à se désagréger du fait de leur faible résistance mécanique. D'autre part, il n'est pas aisé d'étudier leur comportement sans avoir à tenir compte du substrat sur lequel ils sont déposés. Les essais de caractérisation mécaniques existants de ces matériaux n'offrent que les valeurs du module d'Young et de la résistance à rupture en traction de manière quasi-statique. Pour cela, diverses méthodes ont été utilisées, allant des plus simples estimant le module d'Young par le biais de tests de dureté [Steinke 10] aux plus complexes nécessitant la conception de bancs expérimentaux dédiés.

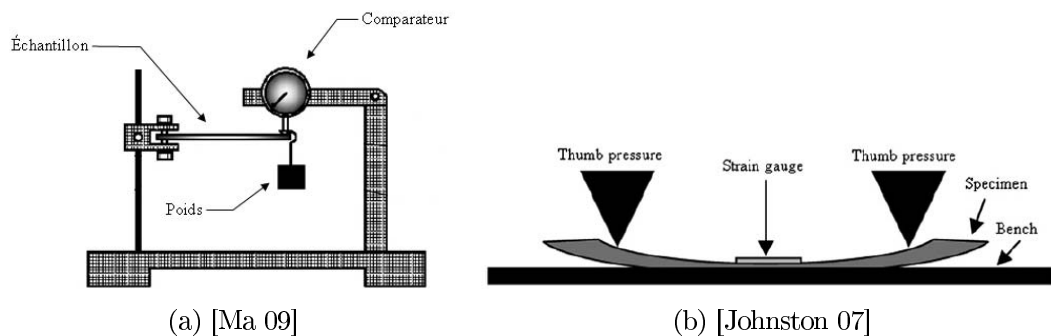


FIGURE 1.16 – Exemples de bancs de caractérisation

Ma et Matthews [Ma 09] ont, par exemple, développé un dispositif doté d'une poutre travaillant en flexion, encastrée à l'une de ses extrémités et recouverte d'un revêtement abrasable (Fig.1.16a). Une charge statique est appliquée à l'extrémité libre en y suspendant une masse et son déplacement est mesuré par le biais d'un comparateur. L'augmentation progressive des masses permet de déterminer un module d'Young et une contrainte à rupture par application de la théorie des poutres. Ces essais sont réalisés sur des éprouvettes d'abrasable non détachées de leur substrat. Les contraintes à rupture obtenues lors de ces essais ont donc été corrigées pour tenir compte de la contribution du substrat et de l'interface revêtement/substrat au comportement mécanique observé. Cependant, la

forte différence de résistance mécanique existant entre les abrasables et leur substrat peut conduire à la décohésion du revêtement de son support au cours de l'essai. Les conditions expérimentales sont donc à choisir très soigneusement en fonction du matériau testé.

Pour éviter ce phénomène, Johnston et Evans [Johnston 07] ont mis au point un protocole permettant de caractériser un revêtement abrasable sans la présence de substrat. Pour cela, une éprouvette est réalisée par projection thermique sur un moule courbe, soluble à l'eau, puis fraisée et rectifiée pour garantir une épaisseur constante. Un effort appliqué à chaque extrémité de l'échantillon sollicite la poutre courbe en flexion. Une jauge de déformation placée au centre mesure la déformation locale de l'éprouvette. Des essais de traction, de compression et de sollicitation bi-axiale quasi statique plus traditionnels ont également été réalisés sur des échantillons sans substrat [Baiz 11]. Les éprouvettes utilisées furent obtenues par projection thermique sur une plaque puis écroûtées et décollées de leur support par électroérosion. Ces deux études ont montré un comportement non linéaire fragile des matériaux testés (AlSi-hBN [Johnston 07], Metco 320NS [Baiz 11]) et mis en évidence l'importance de la densification liée à la fermeture des porosités lors de la compression de ces matériaux. Ce type de comportement est similaire à celui des matériaux rocheux fragiles.

Pour conclure, les matériaux abrasables, particulièrement ceux obtenus par projection thermique, sont des matériaux complexes car très fortement hétérogènes et anisotropes. Leurs propriétés mécaniques sont très fortement influencées par les différents paramètres de mise en forme et de dépôt, telle que l'épaisseur déposée, et varient également au sein d'un même revêtement. Leur faible résistance mécanique, leur grande capacité à se désagréger sous des contraintes réduites ainsi que leur dépendance à un substrat les rendent particulièrement difficiles à caractériser expérimentalement. C'est pourquoi les données relatives à ces matériaux sont rares, généralement macroscopiques et obtenues dans des conditions quasi-statiques bien éloignées des conditions réelles de ces matériaux. À titre d'exemple, les propriétés connues du matériau abrasable Metco M601, testé dans le cadre de cette étude sont présentées dans le tableau 1.1.

Composition chimique					
Al [%]	Si [%]	Fe [%]	C [%]	Impuretés [%]	Polyester
51 - 55	6.5 - 8.5	0 - 0.5	0 - 0.2	0 - 0.35	Complément
Propriétés mécaniques					
Dureté Vickers [kgf/mm ²]	Dureté Rockwell HR15Y	Module d'Young [GPa]	Contrainte à la rupture* [MPa]	Contrainte d'écoulement* [MPa]	Masse volumique [kg/dm ³]
20.6 ±4.7	51 - 70	1.6 - 2.5	8.6	6.9	1.9

TABLE 1.1 – Propriétés chimiques et mécaniques du M601
* en compression [Sutter 06, Maozhong 99, Ma 07, Ma 09]

1.5.4 Efforts d'interaction

Les efforts générés lors de l'interaction sont mal connus et n'ont fait l'objet que de peu d'études. Les raisons principales à cela sont la difficulté à accéder à ces données lors d'essais moteur et la diversité des phénomènes impliqués. Les grandes vitesses d'interaction, les hautes températures de fonctionnement ainsi que les très faibles profondeurs d'incursion de l'aube dans le revêtement abrasable rendent quasi-impossible une simulation expérimentale hors moteur de ces interactions qui tiendrait compte des conditions réelles de fonctionnement. Toutefois, une première estimation des efforts d'interaction est proposée par le biais d'un banc d'essai développé par Sutter et al. [Sutter 06]. Ce dispositif (Fig. 1.17) propulse une éprouvette de matériau abrasable Metco M601 à des vitesses variant de 20 à 110 m/s grâce à un canon à air comprimé. Cette éprouvette est guidée le long d'un tube lanceur jusqu'à venir interagir dans des conditions de coupe orthogonale avec deux outils en alliage de titane TA6V, fixés symétriquement sur un capteur d'effort spécifique (présenté en section 3.1.1.1). Ce banc permet à la fois de faire varier la vitesse d'interaction V_i , la profondeur d'incursion t_1 , le rayon r d'acuité des arêtes d'outils simulant l'extrémité d'une aube, et de mesurer les efforts de coupe axiaux par extensométrie.

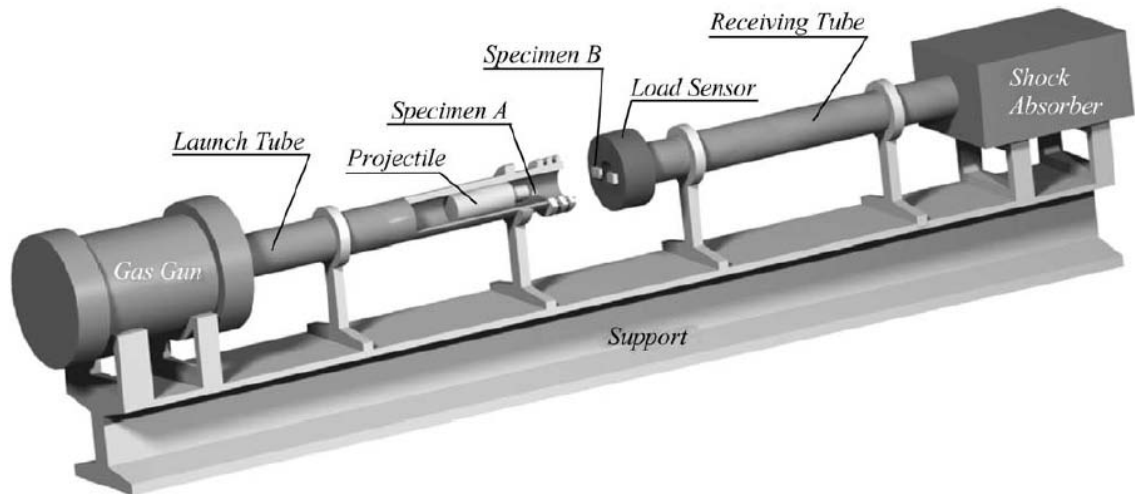


FIGURE 1.17 – Banc expérimental de mesure d'efforts axiaux en coupe orthogonale [Sutter 06]

Paramètres	Valeurs	Unité
Vitesse d'interaction (V_i)	20 à 110	m/s
Profondeur d'incursion (t_1)	0,05 à 0,5	mm
Rayon de bec de l'outil (r)	0,001 à 0,03	mm
Angle de dépouille (γ)	6	°
Température (T)	Ambiante	/

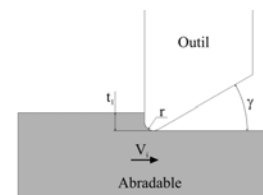


TABLE 1.2 – Conditions expérimentales des essais de coupe orthogonale

Les essais réalisés par Sutter et al., dont les conditions expérimentales sont présentées dans le tableau 1.2, ont montré que les efforts mis en jeu lors de l'interaction augmentent avec la vitesse et la profondeur d'incursion ainsi qu'avec le rayon de bec de l'outil (Fig.1.18). Le type de relation existant entre les efforts et la vitesse d'interaction n'est pas clairement définie et le choix du type de courbes de tendance utilisées par Sutter et al. n'est pas détaillé. Cependant, les résultats expérimentaux, particulièrement ceux obtenus pour les fortes profondeurs d'incursion, semblent indiquer une relation quasi-linéaire entre les efforts et les vitesses d'interaction. Par ailleurs, les auteurs ont également mis en évidence l'existence d'une force résiduelle F_r due au frottement de l'arête de l'outil en alliage de titane sur le matériau abrasable. Cette force semble exister même lorsque la profondeur d'incursion est nulle et se trouve principalement influencée par le rayon de bec de l'outil, bien qu'elle dépende aussi de la vitesse d'interaction. L'effort d'interaction F_i peut alors être définie par deux composantes F_r et F_c , avec $F_i = F_r + F_c$.

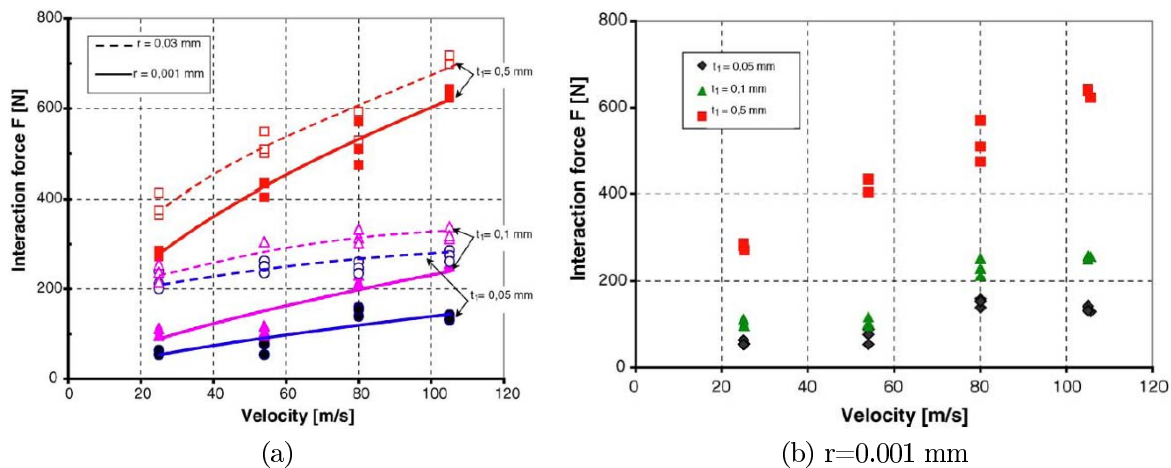


FIGURE 1.18 – Évolution de l'effort de coupe en fonction de la vitesse d'interaction V_i , de la profondeur d'incursion t_1 et de l'acuité de l'outil r [Sutter 06]

Par ailleurs, l'observation de l'interaction par le biais d'une caméra numérique intensifiée permet de constater que l'interaction ne génère pas de copeaux continus ou de grosses particules, mais au contraire de fines particules se détachant de manière fragile et mettant en évidence le mécanisme de coupe.

Cependant, les données expérimentales obtenues sont limitées dans leur pertinence par le fait que :

- Les vitesses étudiées sont bien inférieures aux vitesses relatives existantes entre l'extrémité de l'aube et le carter du compresseur de moteur ;
- Les profondeurs d'incursion sont bien supérieures à celles rencontrées dans la réalité qui ne sont de l'ordre que de quelques micromètres ;

- Les conditions de contact sont très fortement simplifiées, ne tenant pas compte de l'angle de calage des aubes ;
- L'influence de la température sur le comportement du matériau abradable n'est pas prise en compte.

Néanmoins, cette étude présente les premières - et les seules - données quantitatives exploitables pour la caractérisation du comportement dynamique des matériaux abradables ainsi que des efforts générés lors de l'interaction et responsables en partie de l'endommagement des aubes lors du fonctionnement du moteur. Toutefois, les conditions expérimentales dans lesquels sont obtenues ces données demeurent trop éloignées des conditions réelles d'interaction pour permettre la compréhension et une modélisation pertinente du contact aube/carter. Les importantes différences de vitesses d'interaction et de profondeurs d'incursion, deux paramètres très influents, sont particulièrement problématiques. On peut en conclure que ce type de banc est adapté à la caractérisation du comportement dynamique des matériaux abradables, mais demande de faire l'objet de certaines optimisations afin de combler le manque de données expérimentales relatives aux efforts générés lors des interactions aube/abradable.

1.6 Modélisation de l'interaction rotor/stator

1.6.1 Modélisation du comportement dynamique des abradables

L'approche expérimentale est à la fois intéressante et importante car elle permet de juger et de quantifier les performances des matériaux abradables, mais elle ne permet pas à elle seule de prédire leur comportement lors d'une interaction en conditions réelles. La compréhension des phénomènes liés à l'abradabilité et le développement de nouveaux matériaux seraient facilités par une modélisation analytique du comportement dynamique des matériaux abradables. Cependant, cette approche analytique se heurte à la complexité des matériaux abradables (matériaux hétérogènes, anisotropes, poreux, non périodiques, etc.) ainsi qu'à celle des sollicitations auxquelles ils sont soumis (hautes températures, grandes vitesses, faibles profondeurs d'incursion, etc.).

Toutefois, les études portant sur les propriétés des matériaux composites ont permis le développement des premiers modèles analytiques de matériaux composés d'une matrice et d'inclusions sphériques aux propriétés mécaniques et physiques différentes. Ces modèles ne sont pas adaptés aux calculs directs du comportement de matériau à structure complexe, c'est pourquoi certains auteurs utilisent la théorie de l'homogénéisation [Duisink 96]. Cette théorie permet de définir un comportement macroscopique d'un ma-

tériau hétérogène, comme s’il s’agissait d’un matériau homogène, à partir des propriétés et de l’arrangement géométrique des différentes phases présentes dans le matériau.

Malheureusement, cette théorie n’est pas la plus adaptée à la modélisation des revêtements abrasables. En effet, une telle approche est très lourde à mettre en œuvre, particulièrement dans le cadre d’applications industrielles. Néanmoins, la démarche consistant à caractériser le comportement macroscopique du matériau abrasable a été reprise sous un tout autre angle par Faraoun et al. [Faraoun 06a, Faraoun 06b]. Leur approche numérique discrète se base sur la technique de simulation numérique par éléments finis et utilise l’analyse de la microstructure pour construire le maillage du modèle. Le principe consiste à analyser la microstructure réelle des matériaux par microscopie électronique à balayage, à identifier les différentes phases et à associer à chacune d’elles des propriétés mécaniques pour construire un modèle discret, à deux dimensions, et représentatif de la microstructure matériau abrasable. Une déformation quasi-statique est ensuite appliquée à l’éprouvette numérique et la contrainte moyenne est alors calculée à partir des contraintes nodales résiduelles.

La technique de maillage utilisée pour obtenir le modèle discret représentatif du matériau peut être très simple : chaque pixel de l’image peut être considéré comme un élément du maillage. Cependant, cette méthode impose de manipuler un très grand nombre d’éléments et conduit à des temps de calculs très importants. Ainsi, il est préférable de créer le maillage par le biais d’images équivalentes. Pour la construction de ces images, Faraoun et al. proposent d’assimiler les grains de chaque phase du matériau autre que la matrice à une ellipse définie par trois paramètres (de forme, de taille, et d’orientation). Il est alors possible de tracer les courbes “contrainte/déformation” et d’obtenir les cinq paramètres de la loi de comportement bidimensionnelle d’un matériau linéaire élastique orthotrope (Fig 1.19).

Cette approche ne permet cependant que de construire un modèle bidimensionnel des abrasables basé sur une loi linéaire élastique, ce qui s’écarte du comportement non linéaire fragile, proche de celui des matériaux rocheux, observé expérimentalement [Baiz 11]. Elle ne modélise également le matériau que dans des conditions quasi-statiques, très éloignées des conditions dynamiques dans lesquelles il est utilisé.

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_x} & -\frac{\nu_x}{E_x} & 0 \\ -\frac{\nu_y}{E_y} & \frac{1}{E_y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix}$$

avec $\frac{\nu_x}{E_x} = \frac{\nu_y}{E_y}$

FIGURE 1.19 – Approximation bidimensionnelle de la loi de Hooke pour un matériau linéaire élastique orthotrope

1.6.2 Modélisation de l'interaction aube/carter

L'un des objectifs principaux associés à l'étude de l'interaction aube/carter est la modélisation du moteur complet ou partiel caractérisant son comportement dynamique. Il permettrait entre autres de définir les types d'aubes et de revêtements abrasables optimisant les performances des turboréacteurs tout en limitant les risques de rupture d'aube. Du fait de l'aspect à la fois multi-physique et multi-échelle de la problématique, les nombreuses études s'y intéressant portent sur [Millecamps 10] :

1. La dynamique de l'ensemble du moteur : il s'agit généralement de modèles analytiques plus ou moins complexes, présentant une géométrie simplifiée à un ou plusieurs rotors, permettant d'étudier la réponse vibratoire du rotor. Ils ont montré l'influence de la vitesse de rotation sur le mouvement vibratoire du rotor. Ils ont également mis en évidence des phénomènes vibratoires néfastes tels que la précession du rotor (c'est-à-dire la modification de la direction de l'axe de rotation), ou l'accordage de façon synchrone ou asynchrone de la fréquence de rotation sur les fréquences propres du rotor.
2. La dynamique d'un étage : ces études, numériques ou analytiques, s'intéressent à la fois au comportement dynamique de l'aube, du carter et couplage vibratoire existant entre deux étages. Elles ont montré d'une part que le couplage mécanique inter-étage ainsi que la réponse dynamique de l'aube influencent très fortement le comportement du rotor et de l'ensemble du moteur. D'autre part, le comportement de l'aube dépend de sa géométrie (plate ou vrillée) et du type de contact qu'entretient son extrémité avec le carter (frottement, impacts, etc.).
3. L'étude locale du contact aube/carter : les modèles définis précédemment simulent en général l'interaction rotor/stator en introduisant un défaut (balourd, mauvais alignement, etc.) ou considèrent les efforts et les températures générés lors de l'interaction comme des variables d'entrée. Toutefois, comme nous l'avons vu tout au long de ce chapitre, ces données sont très peu nombreuses. De fait, plusieurs études se sont intéressées à la modélisation du seul contact aube/abrasable.

1.6.2.1 Modèle phénoménologique du contact aube/abrasable

Après une étude détaillée des mécanismes d'usure lors de l'interaction, Schmid et al. [Schmid 97, Ghasripoor 97, Ghasripoor 98] ont proposé un modèle de l'interaction aube/abrasable parfaite. Le glissement continu de l'aube provoquant l'apparition de mécanismes d'usure indésirables (échauffement, transfert de matière, etc.) et étant par conséquent à éviter, le contact rotor/stator doit générer rapidement un débris pour interrompre le contact.

L'énergie d'interaction entre l'extrémité de l'aube et le revêtement abrasable doit donc être principalement dissipée par la rupture fragile du joint abrasable plutôt que par la génération de chaleur. Dans le cas contraire, il y aura formation d'une surface lisse, glissement de l'aube sur le revêtement, usure par fusion et transfert de matière entre l'aube et l'abrasable; autant de mécanismes d'usure qui sont particulièrement préjudiciables à l'aube.

Lors des essais d'abrasabilité (cf Section. 1.5.1.1) réalisés à plus de 100 m/s, les débris sont rejetés à l'arrière de l'aube. Ghasripoor et al. interprètent ces observations par le mécanisme d'usure efficace et souhaitable suivant (Fig.1.20) :

1. Les particules (I et II) sont accélérées vers l'intérieur du revêtement, générant une contrainte de compression dans le matériau abrasable.
2. L'énergie élastique emmagasinée repousse les particules vers la surface après le passage de l'aube (III). Cela conduit à la rupture fragile des liaisons existant entre les particules (IV et V) et à leur détachement du revêtement (VI). La majeure partie de l'énergie de collision est donc libérée lors de la rupture des liaisons interparticules.

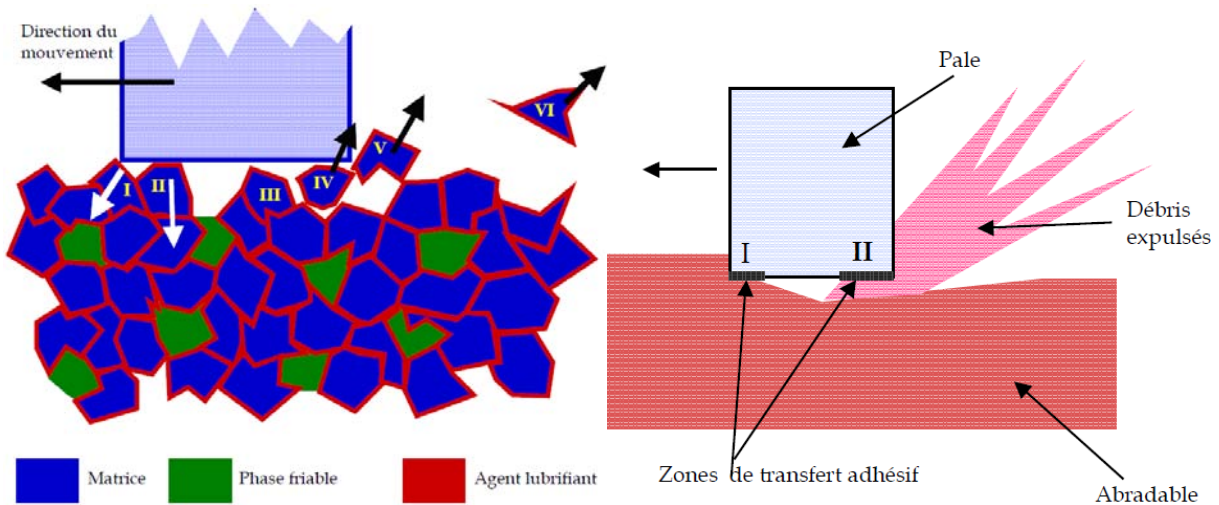


FIGURE 1.20 – Modèle d'abrasabilité parfaite
[Schmid 97]

Pour que la majeure partie de l'énergie de collision soit libérée lors de la rupture des liaisons inter-particules, il est nécessaire que l'extrémité de l'aube soit fine. Si elle est trop large en regard du volume de débris produit, des fragments seront emprisonnés entre l'aube et l'abrasable. Il y aura alors du transfert de matière et de l'usure, notamment par fusion. Par ailleurs, il est également nécessaire que les liaisons inter-particules soient fragiles, pour que les particules puissent se détacher facilement. Enfin, la matrice métallique, ayant un comportement ductile, doit être encapsulée dans un agent lubrifiant pour que la déformation de l'abrasable soit fragile.

1.6.2.2 Modèle quantitatif et prédictif

Un des premiers modèles étudiant l'influence de l'interaction aube/carter sur la réponse vibratoire de l'aube et tenant compte du comportement et de l'usure du revêtement abrasable a été proposé par Legrand et al. [Legrand 09]. Il considère l'interaction entre une aube en rotation et un revêtement abrasable déposé sur un carter (Fig.1.21). Ce dernier est supposé rigide indéformable mais est pré-déformé pour tenir compte de phénomènes tels que l'ovalisation du carter.

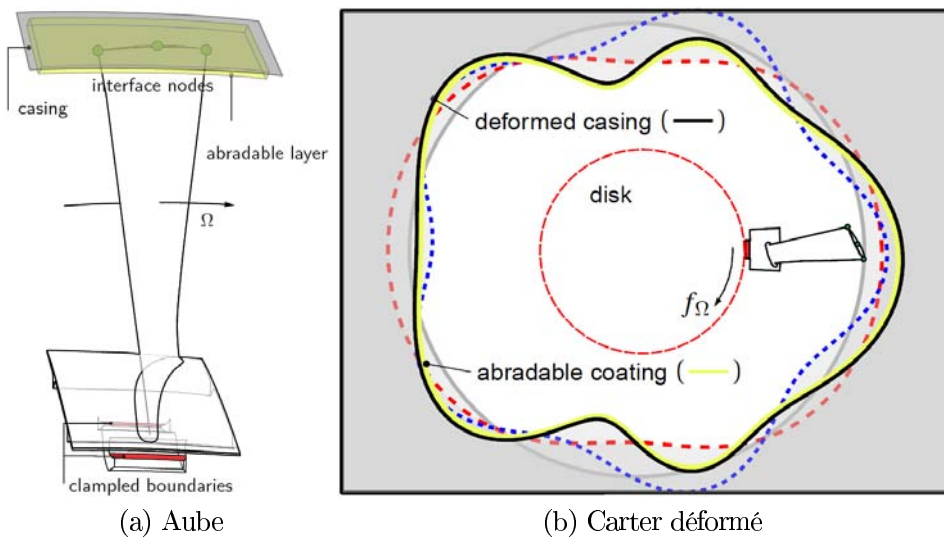


FIGURE 1.21 – Modèle numérique d'interaction aube/carter [Legrand 09, Batailly 11]

La couche de matériau abrasable est modélisée par une série d'éléments finis de type bar associés à une loi élasto-plastique bilinéaire uni-axiale tenant compte de l'écrouissage du matériau (Fig. 1.22). L'usure du revêtement n'est pas simulée par la rupture du matériau abrasable mais uniquement par sa déformation plastique radiale quasi-statique. Toute l'énergie d'interaction est dissipée par déformation plastique. Ce modèle ne tient donc pas compte des efforts et des températures générés lors du frottement de l'aube ainsi que de l'influence de la vitesse d'interaction sur le comportement mécanique du revêtement abrasable.

Par ailleurs, le manque de données expérimentales ne permet pas de définir les valeurs des paramètres de la loi matériau du revêtement abrasable de façon exacte. Ainsi, les résultats obtenus par ce modèle sont, à l'heure actuelle, principalement qualitatifs et phénoménologiques. Ils ont cependant montré que les propriétés mécaniques du revêtement abrasable influencent directement et très fortement la réponse vibratoire de l'aube et cela aussi bien en fréquence qu'en amplitude. En cas de déformation très faible ou très importante du matériau abrasable, l'amplitude de vibration de l'aube est réduite ce qui réduit les risques

de rupture des aubes. Par opposition, lorsque l'usure est faible sans être négligeable, les efforts générés lors du contact peuvent entretenir la vibration et conduire à des amplitudes de battement très importantes. Batailly et al. [Batailly 11] suggèrent également que certains matériaux pourraient conduire à des amplitudes de vibration plus grandes que celles générées lors d'un contact direct aube/carter, sans revêtement abrasable.

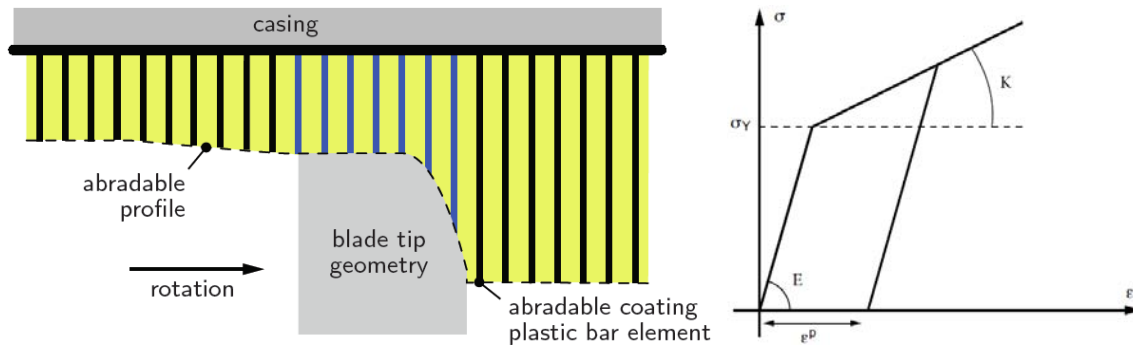


FIGURE 1.22 – Modélisation du revêtement abrasable [Batailly 11]

1.7 Conclusions

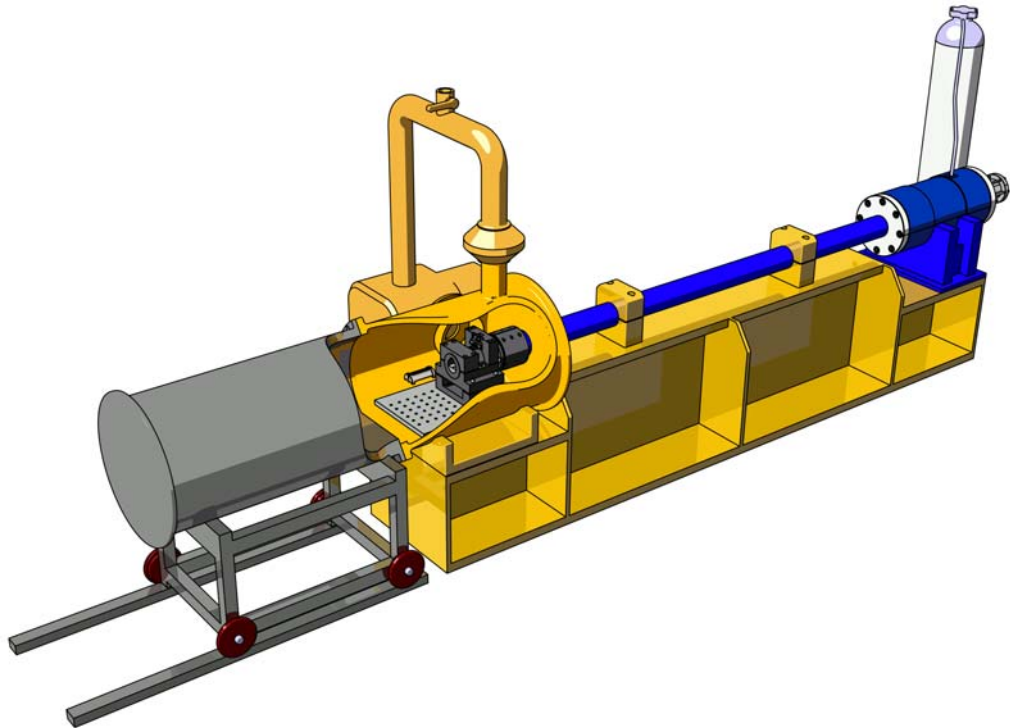
Les interactions dynamiques aube/carter sont des phénomènes complexes qui font intervenir des matériaux composites, fortement hétérogènes et encore mal connus dans des conditions extrêmes de vitesse et de température. Mal maîtrisées, elles peuvent avoir de graves répercussions et mener à la détérioration rapide des aubages et des turboréacteurs. Leur compréhension et leur modélisation sont primordiales donc pour la conception de moteurs plus performants et plus fiables.

Cependant, s'il existe de très nombreuses données phénoménologiques décrivant notamment les modes d'usure des matériaux abrasables ou l'influence de certains paramètres sur l'abrasabilité, très peu de données quantitatives sont disponibles. Seules quelques propriétés mécaniques, très basiques, des matériaux abrasables peuvent être mesurées. Plus encore, les efforts appliqués à l'extrémité des aubes lors des contacts sont parfaitement inconnus. Or, ils influencent directement la dynamique de l'aube dont la vibration peut conduire à leur rupture par fatigue.

Ces efforts, ainsi que la loi d'usure des revêtements abrasables, sont deux paramètres d'entrée importants des modèles simulant la dynamique des aubages et des turbomachines. Le manque de données expérimentales les concernant handicape donc très fortement toute tentative de modélisation de la dynamique des moteurs, notamment à l'échelle d'un étage.

Chapitre 2

Développement d'un banc d'essai



Résumé :

Ce chapitre présente le dispositif expérimental conçu dans le cadre de ce travail. Celui-ci génère une interaction entre une éprouvette d'abradable M601 et un outil rigide jouant le rôle de l'extrémité d'une aube de compresseur basse pression. Monté sur un banc balistique, il permet d'atteindre des vitesses d'interaction proches de 450 m/s ainsi que la possibilité de faire varier la profondeur de pénétration de l'aube dans le revêtement et les paramètres de forme d'aube.

2.1 Étude préliminaire à la conception

Le manque de données expérimentales relatives à l'interaction aube/carter, et plus particulièrement aux efforts générés par celle-ci, s'explique en partie par la complexité des matériaux mis en jeu mais également par les conditions extrêmes, aussi bien en terme de vitesses de sollicitation que de températures de fonctionnement, dans lesquelles elles ont lieu. À l'étage du compresseur basse pression par exemple, les interactions interviennent dans les conditions suivantes :

- **Aube** : TA6V, vrillée
- **Matériau abrasable** : Metco M601 (AlSi- Polymère)
- **Vitesse** tangentielle en extrémité d'aube : 450 à 550 m/s
- **Température** de fonctionnement : environ 300°C
- **Incursion** estimée de l'aube à chaque touche : quelques micromètres

L'utilisation de lois de comportement dynamique simplifiées validées à partir de données expérimentales obtenues en conditions quasi-statiques n'est également pas possible. Les premières données présentées par Sutter et al. [Sutter 06] montrent en effet une influence non négligeable, bien que mal définie, de la vitesse d'interaction, de la profondeur d'incursion et des caractéristiques géométriques de l'extrémité de l'aube sur le comportement dynamique des matériaux abrasables. Une caractérisation expérimentale pertinente de ce dernier demande donc de faire varier ces paramètres jusqu'à atteindre leurs valeurs maximales en conditions réelles d'interaction dans un moteur. Celles-ci étant particulièrement difficiles à reproduire en laboratoire, il n'existe que peu de dispositifs expérimentaux dédiés à la simulation des contacts aube-abrasable pouvant être classés en deux catégories : les bancs rotatifs et les bancs balistiques.

Dans la première catégorie, on retrouve les bancs d'abrasabilité, présentés en section 1.5.1.1 et apportant principalement des données phénoménologiques relatives au mode d'usure des abrasables, mais également le banc développé par l'ONERA [Baiz 11]. Ce dernier se compose d'un tambour revêtu par projection thermique de matériau abrasable Metco 320NS et d'une aube instrumentée à géométrie simplifiée qui translate pour venir pénétrer le revêtement abrasable en rotation (Fig. 2.1).

Ce dispositif est principalement dédié à l'étude du couplage existant entre le comportement vibratoire de l'aube, les conditions cinématiques d'incursion et l'usure du revêtement abrasable. Il permet en effet de générer des touches de durées très courtes, de prendre en compte le passage répété de l'aube sur une même surface et d'activer les phénomènes thermiques pouvant modifier les comportements dynamiques du revêtement abrasable et de l'aube.

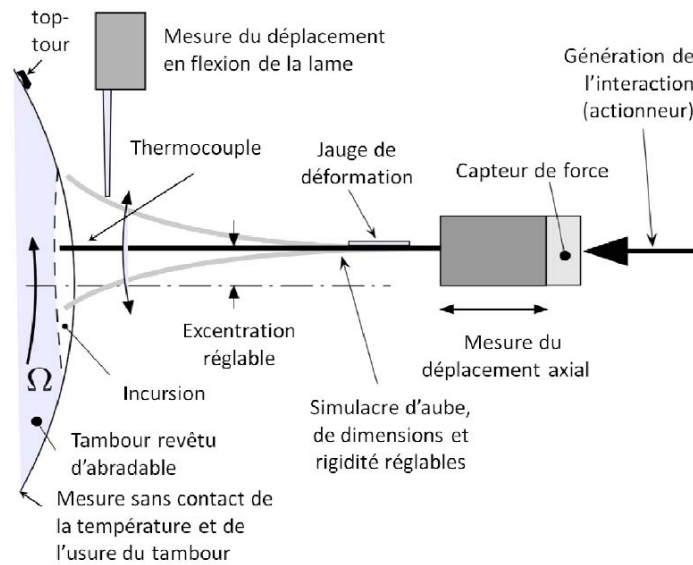


FIGURE 2.1 – Principe de fonctionnement du banc d'essai de simulation de l'interaction aube/abradable de l'ONERA [Baiz 11]

Cependant, ce banc est plus adapté à l'étude de l'influence de l'interaction sur la dynamique d'aube qu'à la caractérisation du revêtement abradable. Du fait de la complexité des interactions générées, les données quantitatives fournies par ce banc ne permettent pas d'obtenir de lois matériau caractéristiques de l'abradable testé. En effet, il n'est pas aisé de corréler les efforts d'interaction à la profondeur d'incursion ou la vitesse tangentielle du revêtement. Cela est dû, d'une part, à la très grande amplitude de vibration de l'extrémité de l'aube factice et d'autre part, à la répétition des touches.

Par ailleurs, la mesure des efforts d'interaction se limite aux efforts radiaux appliqués au pied de l'aube et ne prend pas en compte les efforts tangentiels particulièrement influents sur la dynamique de l'aube. La jauge de déformation collée sur l'aube pourrait toutefois apporter des informations sur ce point. Cependant, la mesure d'effort étant réalisée à partir de capteur calibré en condition quasi-statique, elle est fortement perturbée par le comportement dynamique de l'ensemble du banc d'essai et de l'aube en particulier. Cela est inévitable dans la mesure où la dynamique de l'aube constitue l'objet principal étudié à l'aide de ce dispositif.

Enfin, si ce banc d'essai permet de tester les revêtements abrasables à hautes températures, les vitesses d'interaction atteintes ($V_i < 20$ m/s) sont très inférieures à celles connues par les aubages en conditions réelles dans les moteurs. Il est en effet complexe d'entraîner en rotation et d'équilibrer un tambour dont le diamètre est suffisamment important pour obtenir d'aussi grandes vitesses tangentielles (de l'ordre de 500 m/s). Par ailleurs, les charges centrifuges exercées sur le revêtement abradable placé à la périphérie du tambour peuvent également conduire au détachement du matériau abradable de son substrat.

Il apparaît donc que les bancs rotatifs ne sont pas les plus adaptés à la caractérisation du revêtement abradable pour l'obtention de lois matériau indépendantes du comportement dynamique de l'aube. L'idéal serait en effet de générer des interactions :

- **unique et continue** (sans touches successives) ;
- **sans phase transitoire** (pénétration quasi-instantanée de l'aube dans le revêtement) ;
- **sans modification de l'abradable** ou de sa surface au cours de l'essai ;
- **sans variation des paramètres** durant l'interaction (vitesse, profondeur d'incursion, etc.).

L'obtention de telles spécificités nécessite de simplifier très fortement le type d'interaction généré. Pour cela, on peut noter que du fait des très faibles profondeurs de pénétration ainsi que de la nature très particulière des matériaux abradables, les contacts aube-carter mettent en jeu à la fois des mécanismes de coupe, de frottement, et d'usure. Une méthode de simplification consiste à étudier séparément ces mécanismes. Dans le cadre des travaux présentés dans ce mémoire, le parti a été pris d'étudier plus particulièrement le mécanisme de coupe à grande vitesse. Cependant, un tel choix rend très difficile la simulation d'interactions pour lesquelles la profondeur de pénétration est faible. Cela impose donc de s'éloigner un peu des conditions réelles dans lesquelles ont lieu réellement les touches aube-abradable.

Une fois cette simplification effectuée, il est possible de générer une interaction rectiligne. Ce type d'interaction permet de maîtriser plus facilement les paramètres d'entrée (vitesse d'interaction, profondeur de pénétration, durée de la touche, etc.), mais surtout de ne pas interagir plus d'une fois avec la même surface. Cependant, l'obtention de grandes vitesses d'interaction en est complexifiée. Il faut alors faire appel à des bancs balistiques (détente rapide de gaz ou explosion) tels que ceux développés par Sutter et al. [Sutter 06] et Ben Zineb et al. [Ben Zineb 06]. Tous deux reposent sur le même principe : une éprouvette de matériau abradable propulsée à grande vitesse est usinée par deux aubes factices fixées à un capteur d'effort. Ces deux bancs ont toutefois des performances et des objectifs différents.

Le banc de Sutter et al. [Sutter 06], déjà présentés en Section 1.5.4, permet de simuler la coupe orthogonale, de mesurer les efforts axiaux et d'étudier l'influence de la vitesse, de la profondeur d'incursion sur ces derniers. Pour ce faire, une éprouvette recouverte sur deux côtés de revêtement abradable est fixée sur un corps de projectile cylindrique et impacte deux outils montés sur le capteur d'effort. Celui-ci est un cylindre instrumenté de jauges de déformation (Section 3.4) et vissé à un tube récepteur.

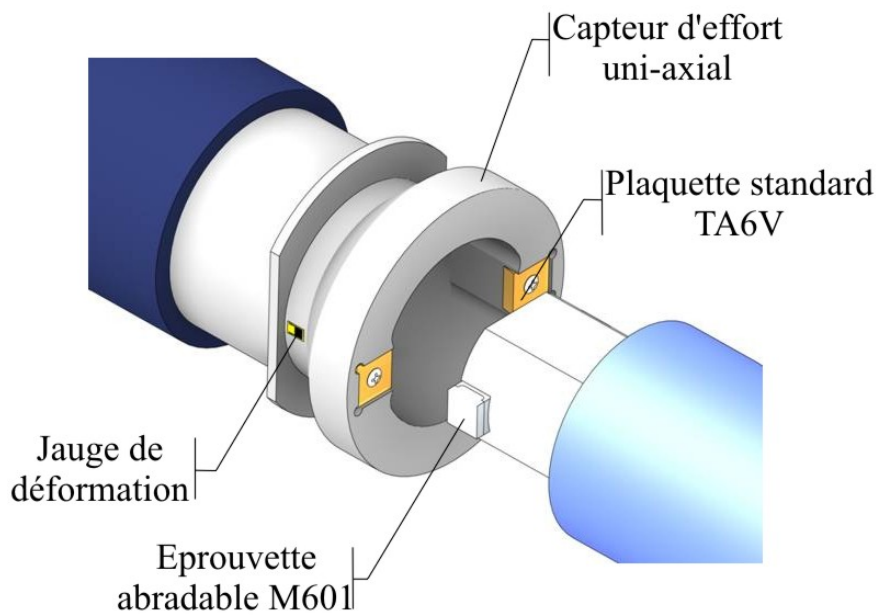


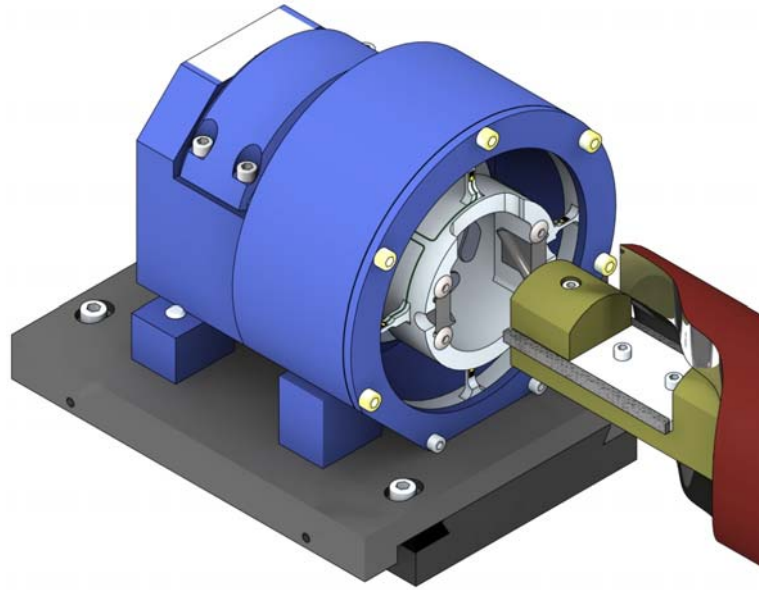
FIGURE 2.2 – Principe de fonctionnement du banc d’essai de simulation de l’interaction aube/abradable développé par Sutter et al. [Sutter 06]

Ce banc a permis d’obtenir les premières données relatives aux efforts générés lors d’une interaction aube-abradable. Toutefois, sa conception limite très fortement son utilisation, notamment sur deux points : la vitesse d’interaction ne peut excéder 100 m/s et seule la coupe orthogonale à température ambiante peut être étudiée. En effet, la vitesse d’interaction est limitée à environ 100 m/s, d’une part par la puissance du lanceur à air comprimé et d’autre part, par les capacités du capteur d’effort. Bien qu’elle ne soit pas clairement définie par les auteurs, la bande passante du capteur est relativement limitée par le fait que le système de mesure est calibré uniquement en conditions quasi-statiques et que les signaux obtenus sont filtrés et moyennés. Par ailleurs, la mesure étant limitée aux efforts axiaux, seule la coupe orthogonale peut être étudiée, la coupe oblique requérant la mesure des efforts d’interaction dans les trois directions.

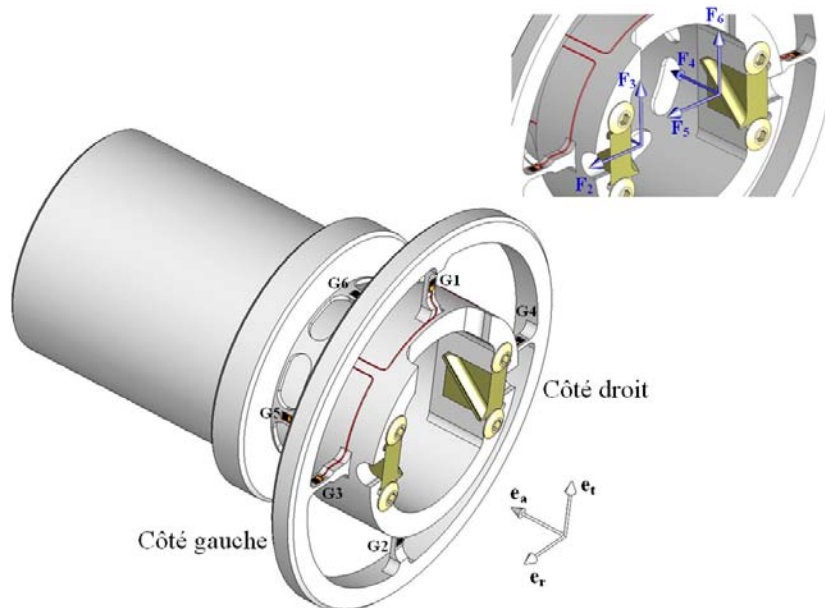
Le dispositif de Ben Zineb et al. [Ben Zineb 06] a, quant à lui, été conçu au sein du LaBPS comme une évolution du banc Sutter. Il se distingue de ce dernier par sa capacité à simuler deux interactions en coupe oblique à grande vitesse (jusqu’à 500 m/s) et à mesurer les efforts axiaux, radiaux et tangentiels subis par les deux outils. Pour cela, il utilise un capteur d’effort à base cylindrique instrumenté de huit jauges de déformation placées judicieusement. Des accidents de forme permettent en effet de concentrer les déformations dans les mêmes zones quels que soient les angles de calage de l’outil pour la plage imposée par SNECMA. Les huit signaux délivrés par les jauges de déformation $\{G\}$ sont ensuite post-traités pour obtenir les valeurs d’efforts dans les trois directions pour les

deux outils $\{F_a\}$. Ce post-traitement s'effectue en considérant l'ensemble du dispositif de mesure comme un système linéaire défini par la relation Eq.2.1 pour laquelle la matrice de correction $[H_{stat}]$ est calculée dans le domaine temporel lors d'un étalonnage statique.

$$\{G\} = [H_{stat}] \{F_a\} \quad (2.1)$$



(a) Principe de fonctionnement



(b) Capteur d'effort tri-axial

FIGURE 2.3 – Banc d'essai de simulation de l'interaction aube/abradable développé par Ben Zineb et al. [Ben Zineb 06]

Cependant, ce dispositif n'a jamais pu fournir de données expérimentales exploitables. Pour comprendre les causes de ces défaillances, une analyse de ce dispositif, réalisée en combinant une campagne d'essais expérimentaux et des simulations par éléments finis, a été conduite et a mis au jour plusieurs causes de défaillance dont les deux principales sont présentées ici.

1. Un dispositif de mesure inadapté

Les simulations numériques montrent que le dispositif, ainsi que l'outil de post-traitement sont fonctionnels dans le cas de chargement statique. Dans le cas de chargement dynamique, les résultats obtenus sont incohérents tant au niveau des signes que de l'ordre de grandeur des efforts mesurés. Plusieurs raisons à cela ont été avancées. La conception du capteur d'effort instrumenté introduit un fort couplage mécanique entre les deux outils ainsi qu'entre les trois composantes d'effort associées à chaque outil. Cela s'explique principalement par le fait qu'aucune jauge de déformation n'est dédiée à la mesure d'une composante d'effort particulière, mais intervient avec toutes les autres dans le calcul des six composantes d'efforts. La répartition symétrique des jauges sur le capteur d'effort tend également à renforcer ce couplage. Ensuite, le comportement dynamique et plus particulièrement vibratoire du capteur perturbe très fortement les efforts mesurés. Un capteur plus raide aurait permis d'obtenir une bande passante plus élevée et aurait donc été plus adapté à l'étude d'interaction dynamique à très grandes vitesses. Cependant, la précision des mesures en aurait également été affectée. Les simulations numériques ont également mis en évidence que le capteur d'effort était toutefois capable d'obtenir des résultats exploitables sous certaines conditions. En effet, dans le cas d'une interaction imposant un chargement symétrique sur le capteur, c'est-à-dire pour laquelle les efforts imposés sont les mêmes pour les deux outils, il est possible de mesurer trois composantes d'effort moyennes. Malheureusement, il n'est expérimentalement pas possible de générer des interactions symétriques, le guidage imprécis du projectile ne permettant pas de maîtriser la trajectoire du projectile et donc d'assurer une profondeur d'incursion identique pour les deux outils.

2. Un guidage imprécis du projectile

Le mauvais guidage du projectile avant et pendant l'interaction pose de nombreux problèmes et principalement celui de la maîtrise de la profondeur d'incursion. Il empêche notamment de contrôler la valeur moyenne de pénétration de l'outil dans le revêtement abradable et d'assurer une profondeur constante durant toute la durée de l'interaction. Une analyse rigoureuse a mis en évidence les principales causes de ce mauvais guidage : la trop grande complexité des surfaces de guidage, la vibration du projectile au cours de son accélération et l'interruption du guidage lors de l'interaction .

L'analyse de ces différents bancs d'essai met en évidence la nécessité de concevoir un nouveau dispositif expérimental dédié à la caractérisation des matériaux abrasables en conditions dynamiques permettant à la fois de maîtriser les paramètres d'interactions tels que la vitesse ou la profondeur d'incursion et d'atteindre des valeurs extrêmes. Elle illustre également les difficultés liées au développement d'un tel dispositif, associées d'une part à la génération d'une interaction très précise à grande vitesse et d'autre part à la mesure d'efforts en dynamique rapide. Plus particulièrement, elle montre clairement la nécessité de maîtriser les jeux de fonctionnement et d'assemblage des différentes pièces, de limiter les interactions entre les différentes composantes d'effort mesurées et de supprimer ou pour le moins réduire les perturbations liées au comportement dynamique du banc.

Un nouveau dispositif expérimental a donc été conçu. Il génère une interaction rectiligne entre un outil, représentant l'extrémité de l'aube, et une éprouvette de matériau abrasable projetée à grande vitesse par le biais d'un banc balistique. Il se devait donc de :

- générer une interaction aube/abrasable assimilée à de la coupe oblique à grande vitesse ;
- permettre de faire varier les paramètres les plus influents (vitesse, profondeur d'incursion, forme de l'extrémité des aubes) ;
- mesurer les efforts générés lors de cette interaction et de mettre en évidence l'influence des différents paramètres étudiés ;
- permettre les observations et notamment les analyses de surfaces après essai.

2.2 Description du fonctionnement du banc d'essai

2.2.1 Lanceur

La structure principale sur laquelle est montée le dispositif est un canon à gaz entièrement automatisé [Chevrier 98]. Ce dernier se compose d'un déclencheur, d'un tube lanceur de 57 mm de diamètre, et d'une enceinte étanche portée au vide par une pompe à vide bi-étagée.

L'accélération du projectile s'effectue par la décompression rapide de diazote comprimé à des pressions p_p pouvant atteindre 200 bars. Pour cela, une enceinte haute pression de 13 litres est placée autour du tube lanceur et communique avec ce dernier grâce à trois orifices.

Contrairement à la méthode généralement utilisée pour ce genre de lanceur, le projectile n'est pas chargé d'obstruer les orifices lors de la phase de montée en pression qui précède le tir. En effet, c'est un piston, vissé à l'arrière du lanceur qui remplit cette fonction. Ce dernier se rétracte pour déclencher la décompression rapide du diazote et le tir.

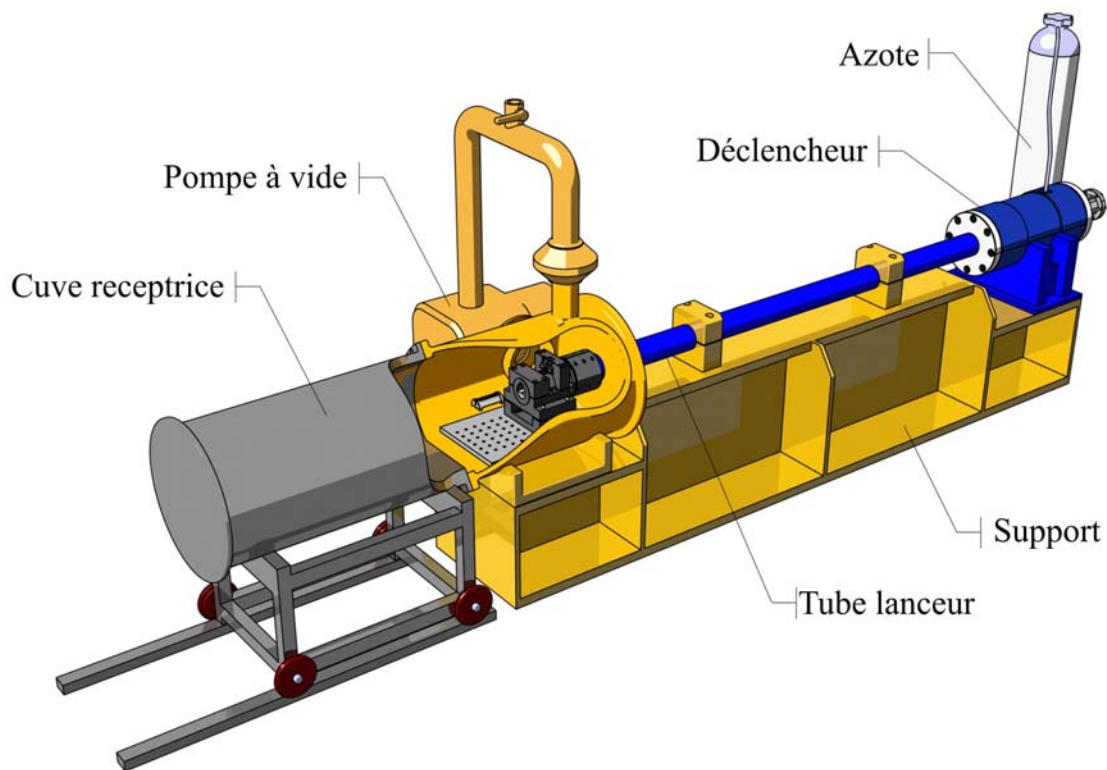


FIGURE 2.4 – Banc balistique

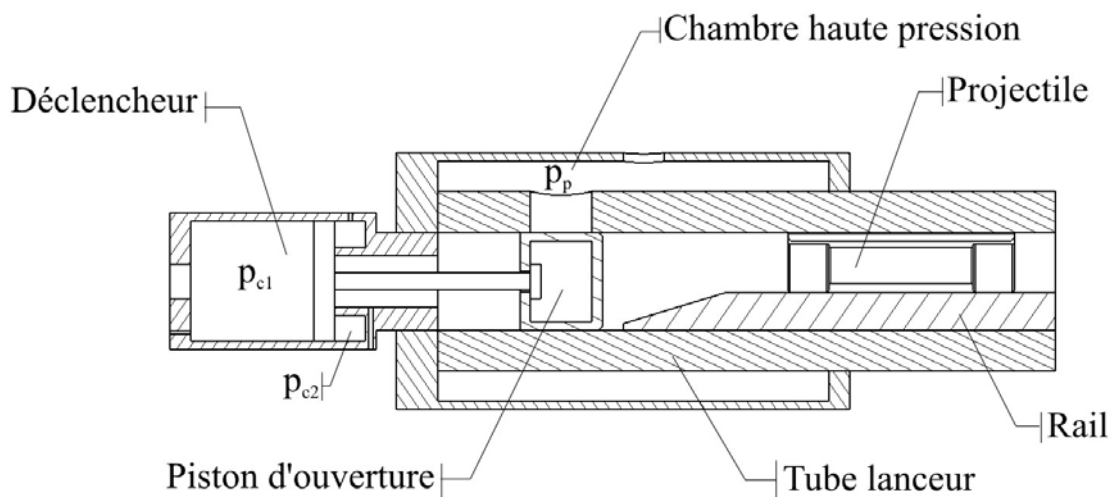


FIGURE 2.5 – Vue en coupe du déclencheur

A l'origine, cette technique fut mise en place pour permettre l'utilisation de projectiles creux - plus légers - et l'obtention de plus grandes vitesses de projection. Dans le cadre de notre étude, cela nous a également offert la possibilité d'optimiser la forme des projectiles sans nous contraindre à conserver une zone cylindrique pleine.

2.2.2 Projectile et son guidage

Le projectile est un cylindre monobloc de section semi-circulaire en aluminium AU4G. Une éprouvette revêtue d'abrasif est montée serrée et collée dans une rainure réalisée dans le projectile. La forme et le matériau du projectile ainsi que le mode de montage de l'éprouvette ont été optimisés pour :

- assurer un bon rapport masse/raideur du projectile.
- réduire l'influence du comportement vibratoire du projectile et plus particulièrement du phénomène de vibration en traction/compression axiale (pompage).
- maximiser la surface de poussée.
- simplifier les contacts de guidage du projectile.
- limiter les surfaces frottantes et les pertes d'énergie.

Par ailleurs, un bouchon en Delrin était initialement prévu pour être collé à l'arrière du projectile. Cependant, les essais préliminaires de validation ont montré que le choc généré par l'arrachage de ce bouchon (bien que très faiblement lié au projectile) génère une onde élastique qui se propage dans le tube lanceur et son extension jusqu'au capteur d'effort et perturbe la mesure. Il a donc été supprimé. L'augmentation des fuites de gaz entre l'arrière et l'avant du projectile conduit à une diminution de la vitesse du projectile.

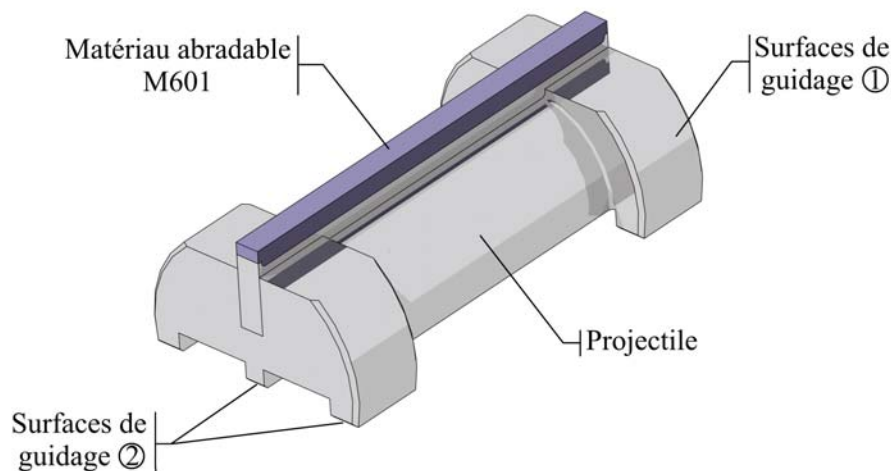


FIGURE 2.6 – Projectile supportant une éprouvette d'abrasif M601

Le guidage du projectile est réalisé d'une part par un contact arbre/alésage avec le tube lanceur (surfaces ①) et l'extension de tube, et d'autre part par un contact plan/plan avec le rail (surfaces ②). La simplification de ses contacts frottants favorise une meilleure maîtrise des tolérances appliquées aux surfaces fonctionnelles et des jeux de fonctionnement. L'ajout d'une extension de tube disposant d'une fenêtre d'insertion de l'outil, permet

également de maintenir le guidage et de maîtriser la position de l'éprouvette ainsi que la profondeur d'incursion durant toute la durée de l'interaction.

Le rail est un cylindre monobloc en acier de 3 m de long dont la section semi-circulaire est le complément de celle du projectile. Cette géométrie renforce la résistance mécanique du rail, facilite le montage et améliore la précision de positionnement. Le tube lanceur ne pouvant être percé pour des raisons de sécurité, le rail est plaqué à ce dernier par cent trente aimants puissants et arrêté en translation axiale par vissage. Ce système joue également le rôle de fusible mécanique en cas de sur-chargement du rail lors de la détente du gaz ou de blocage du projectile dans le tube lanceur.

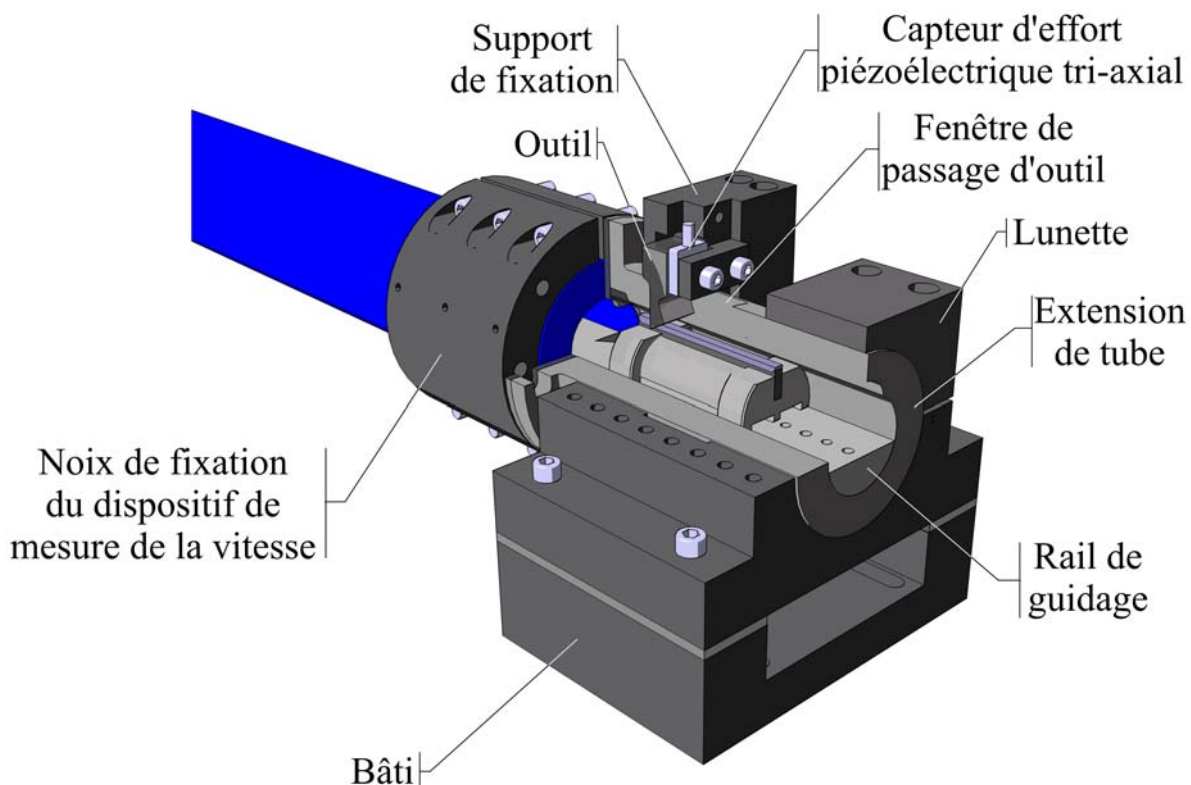


FIGURE 2.7 – Guidage du projectile

2.2.3 Mesure de la vitesse du projectile

La vitesse d'interaction est un paramètre d'entrée particulièrement important de cette étude. Il est nécessaire d'en contrôler la valeur et de s'assurer qu'elle reste constante tout au long de l'interaction de l'éprouvette avec l'outil. C'est pourquoi un dispositif optique, placé à la sortie du tube lanceur et présenté en figure 2.8, mesure, une fois couplé avec un compteur de temps, la vitesse et l'accélération du projectile.

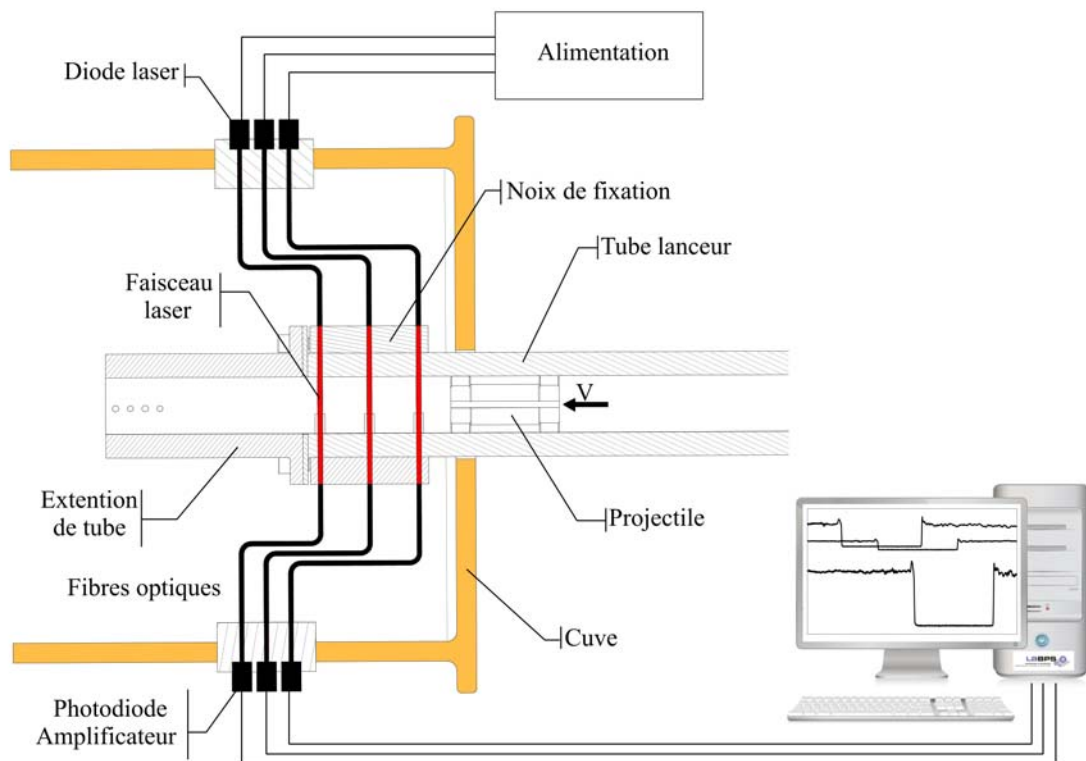


FIGURE 2.8 – Dispositif de mesure de la vitesse du projectile

Le principe de mesure de la vitesse d'interaction est basé sur trois faisceaux lumineux coupés lors du passage du projectile. Le dispositif se compose, entre autres, de trois puissantes diodes laser placées à l'extérieur de la cuve. Des fibres optiques conduisent les rayons jusqu'à une noix de fixation assurant un alignement précis des faisceaux dans le tube lanceur. Ceux-ci, espacés entre eux de 50 mm, sont captés de l'autre côté du tube lanceur par des photodiodes via des fibres optiques. Les signaux émis par les photodiodes sont ensuite amplifiés et transmis à un ordinateur.

L'analyse de ces signaux (Fig. 2.9) permet de déterminer avec précision les instants de passage du projectile devant les différents faisceaux. Il est alors possible de mesurer neuf vitesses en tenant compte :

- **des fronts descendants** : Δt_{FD} , temps nécessaire à l'avant du projectile pour parcourir la distance séparant deux ou trois faisceaux.
- **des fronts montants** : Δt_{FM} , temps nécessaire à l'arrière du projectile pour parcourir la distance séparant deux ou trois faisceaux.
- **des fronts descendants et montants de chaque signal** : Δt_D , temps passé par projectile devant chaque faisceau.

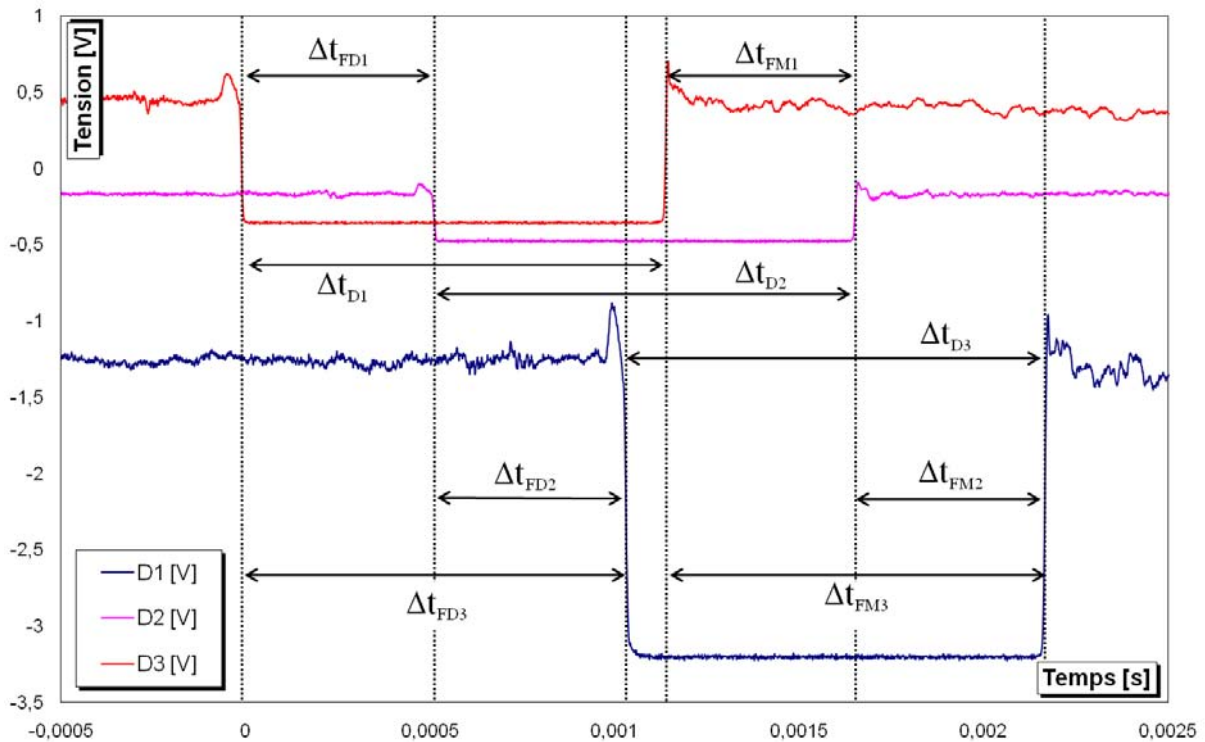


FIGURE 2.9 – Signaux de sortie des photodiodes lors du passage du projectile ($V=97$ m/s)

Ces méthodes rendent possible le calcul de la vitesse du projectile en différents points du tube et à différents instants (avant et pendant l'interaction). Les essais préliminaires ont montré de légers écarts entre ces neuf vitesses. Toutefois, les variations observées étaient inférieures à l'erreur de mesure du dispositif ($<3\%$). La vitesse du projectile est donc considérée comme étant constante durant l'interaction pour toute la gamme de vitesses et calculée en moyennant les neuf valeurs de vitesses obtenues.

On obtient également la courbe d'étalonnage expérimentale donnant la vitesse d'interaction en fonction de la pression de lancement pour des essais réalisés sous vide (Fig. 2.10). Toutefois, compte tenu des très nombreux paramètres influençant la vitesse du projectile (masse, forme, frottement, surface chargée lors de la détente du gaz, gaz utilisé, etc.), cette courbe n'est valable que dans la configuration testée et présentée ici. On notera cependant, qu'il semble très difficile d'obtenir la vitesse maximale souhaitée à savoir 550 m/s. Une voie d'amélioration pourrait être l'utilisation d'hélium comprimé en lieu et place de l'azote [Chevrier 98].

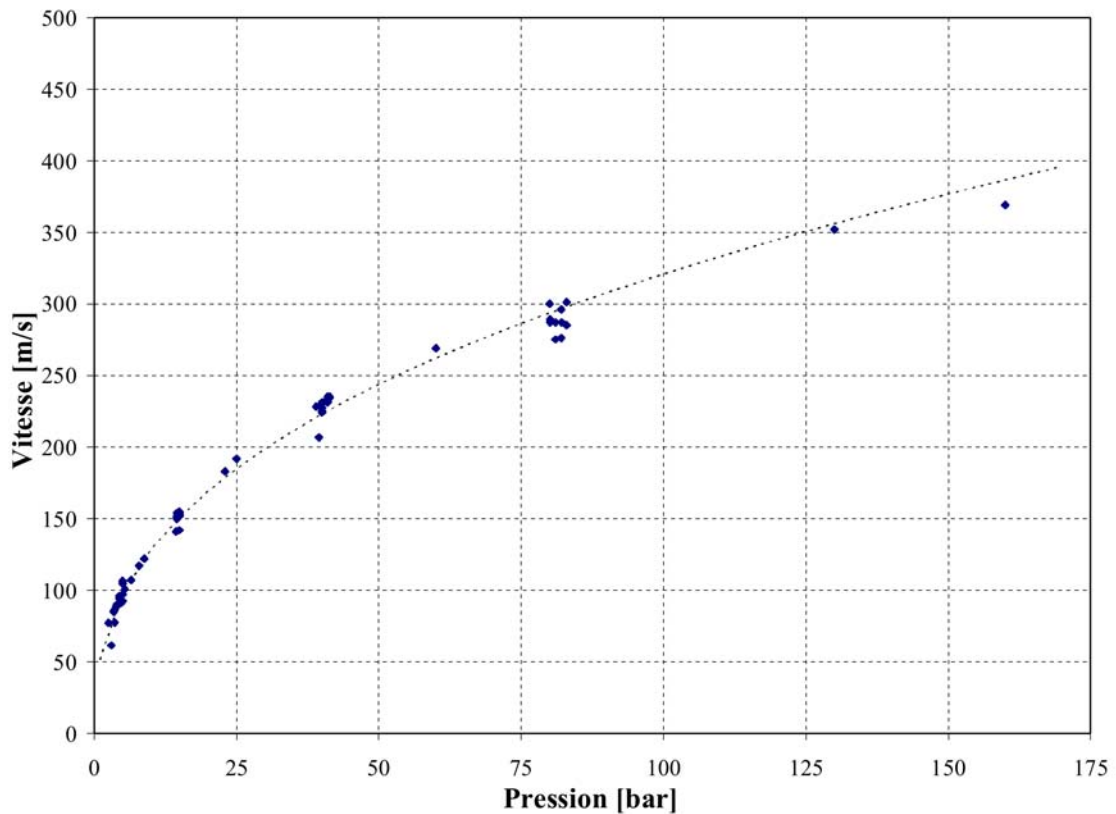


FIGURE 2.10 – Courbe expérimentale de calibration du banc balistique en vitesse

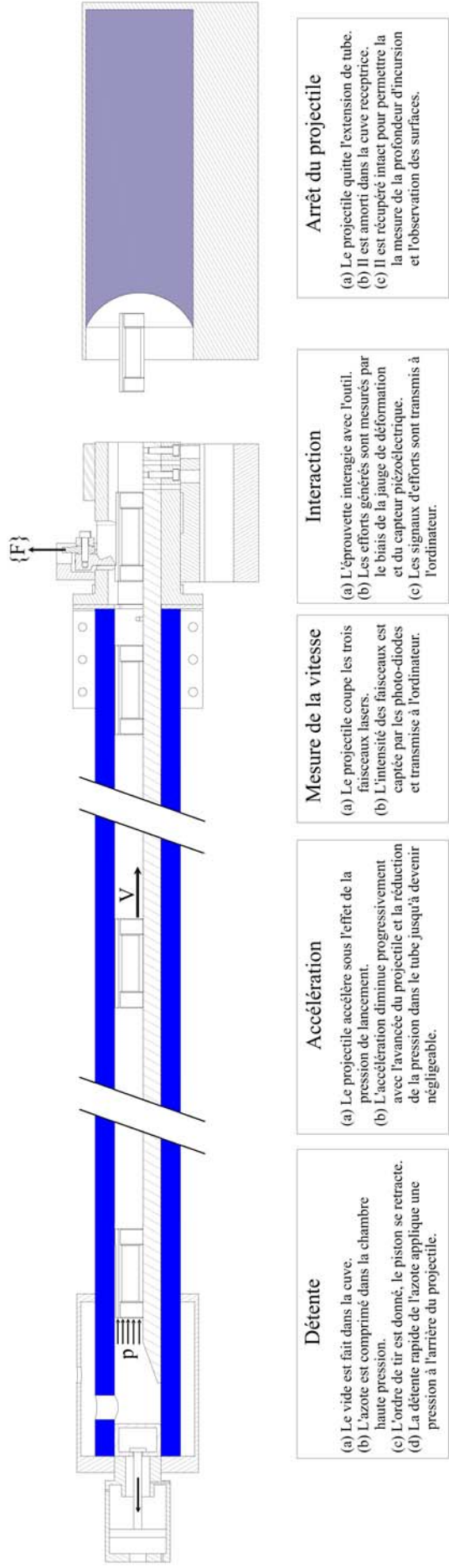
2.2.4 Ajustement et mesure de la profondeur d'incursion

La valeur de la profondeur d'incursion de l'aube dans l'échantillon de matériau abradable peut être réglée en ajustant la position de l'outil. On utilise pour cela un jeu de cales étalons que l'on place sur le rail et sur lesquelles on vient plaquer l'arête de coupe. La gamme de profondeur d'incursion disponible sur ce banc varie de 100 μm à 4 mm.

La profondeur de pénétration est ensuite mesurée, avec précision et pour chaque essai, en comparant la hauteur de la surface supérieure de l'éprouvette en dix points régulièrement espacés avant et après interaction. Cela permet d'obtenir la valeur moyenne réelle ainsi que la variation de la profondeur de pénétration au cours de l'interaction.

2.2.5 Description d'une séquence de tir

Pour conclure cette description du banc d'essai, la figure 2.11 présente les différentes étapes d'un tir :



Détente

- (a) Le vide est fait dans la cuve.
- (b) L'azote est comprimé dans la chambre haute pression.
- (c) L'ordre de tir est donné, le piston se retracts.
- (d) La détente rapide de l'azote applique une pression à l'arrière du projectile.

Accélération

- (a) Le projectile accélère sous l'effet de la pression de lancement.
- (b) L'accélération diminue progressivement avec l'avance du projectile et la réduction de la pression dans le tube jusqu'à devenir négligeable.

Mesure de la vitesse

- (a) Le projectile coupe les trois faisceaux lasers.
- (b) L'intensité des faisceaux est captée par les photo-diodes et transmise à l'ordinateur.

Interaction

- (a) L'éprouvette interagit avec l'outil.
- (b) Les efforts générés sont mesurés par le biais de la jauge de déformation et du capteur piézoélectrique.
- (c) Les signaux d'efforts sont transmis à l'ordinateur.

Arrêt du projectile

- (a) Le projectile quitte l'extension de tube.
- (b) Il est amorti dans la cuve receptrice.
- (c) Il est récupéré intact pour permettre la mesure de la profondeur d'incursion et l'observation des surfaces.

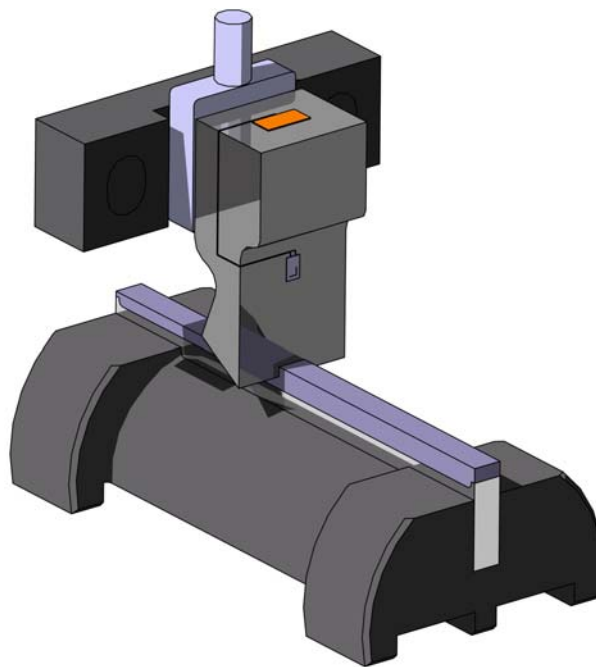
FIGURE 2.11 – Déroulement d'un essai

2.3 Conclusion

La forte influence des paramètres d'interaction, tels que la vitesse tangentielle et la profondeur d'incursion, impose que l'étude et la caractérisation expérimentale du comportement dynamique des matériaux abradables soient réalisées dans des conditions expérimentales proches des conditions réelles de fonctionnement des moteurs. L'analyse des contraintes expérimentales ainsi que des dispositifs disponibles dans la littérature a démontré la nécessité de concevoir un nouveau banc d'essai permettant de générer de la coupe à grande vitesse entre une éprouvette de matériau abradable et un outil représentant l'extrémité d'une aube de compresseur. Ce banc doit permettre de maîtriser, de faire varier et de mesurer avec précision la vitesse d'interaction, la profondeur d'incursion ainsi que les caractéristiques géométriques de l'aube. Un dispositif expérimental a donc été adapté sur un banc balistique existant pour obtenir des vitesses d'interaction pouvant atteindre 450 m/s. Le guidage du projectile a également fait l'objet d'une attention particulière dans la mesure où il conditionne très fortement la constance de la profondeur d'incursion pendant l'interaction. Il restait alors à concevoir un capteur permettant la mesure précise d'efforts dynamiques.

Chapitre 3

Conception et analyse des performances d'un capteur dédié à la mesure d'efforts dynamiques



Résumé :

Ce chapitre présente le dispositif de mesure des efforts d'interaction ainsi que le protocole de correction des signaux mis au point pour réduire les perturbations liées au comportement dynamique du banc d'essai. Les performances et les limites de ce capteur sont analysées et la démarche de validation appliquée est détaillée.

3.1 Introduction

3.1.1 Technologies de mesure

La caractérisation des matériaux abrasables s'appuie en partie sur la mesure des efforts générés lors de l'interaction entre l'outil et l'éprouvette. Cependant, bien que les techniques soient nombreuses et diverses, la mesure d'efforts dynamiques est complexe. Les courtes durées et les hautes fréquences des phénomènes étudiés ainsi que les importantes vitesses de sollicitation imposent la prise en compte du comportement dynamique et plus particulièrement vibratoire de l'ensemble du système de mesure. L'usinage à grande vitesse, très proche de l'objet de notre étude, a inspiré le développement de nombreux protocoles de mesure. Nous n'aborderons pas les méthodes indirectes, principalement basées sur l'analyse des puissances dissipées lors de l'usinage, mais nous nous concentrerons sur les techniques de mesure directe, plus adaptées à notre problématique et plus précisément sur deux types de capteurs permettant de la mettre en œuvre : les dynamomètres à liaisons cinématiques et les dynamomètres déformables.

Le principe fondateur des capteurs cinématiques est de déterminer l'effort nécessaire qu'il faut opposer à la force mesurée pour que le système soit à l'équilibre. Pour cela, ils recourent généralement à un ensemble de bras de levier et de contrepoids comme le faisaient les vieilles balances d'antan. Toutefois, ce type de capteur n'est pas très adapté à la mesure d'efforts dynamiques et a donc rapidement été écarté. En effet, la présence de jeux aux liaisons mécaniques induit un comportement non linéaire des capteurs lié à la présence de contact et de frottement entre les pièces. Ces non-linéarités rendent les mesures d'effort peu fiables et non reproductibles dans le cas de sollicitations dynamiques.

Les dynamomètres déformables, quant à eux, ne mesurent pas à proprement parler des efforts. Ils mesurent les déformations subies par un corps de référence [GAMAC 08]. Ces déformations permettent ensuite par calcul d'obtenir les efforts appliqués sur le capteur. Il est à noter que la majorité de ces capteurs considèrent la relation existant entre les déformations et les efforts comme une relation linéaire à coefficient constant, en faisant l'hypothèse d'un comportement purement élastique linéaire du corps de référence. Or, cette relation ne peut s'appliquer en réalité que si les accélérations ponctuelles du corps de référence sont négligeables et donc uniquement lorsque les fréquences de sollicitation sont comprises dans une certaine gamme de fréquences appelée la bande passante du capteur.

En dynamique rapide, il est donc primordial de faire appel à des dispositifs possédant de très grandes bandes passantes. De plus, celles-ci doivent être calculées en tenant compte non seulement du capteur, mais également de l'ensemble du banc d'essai. En effet, la bande passante d'un système de mesure dépend certes de la technologie de mesure employée,

mais également du comportement dynamique et vibratoire de la structure mécanique sur laquelle elle est fixée. Pour l'application visée et de manière plus générale pour les cas de mesure en dynamique rapide, il n'existe pas de solutions "clé en main", mais une multitude de solutions adaptables.

On notera aussi que la majorité des dynamomètres présentés dans la littérature font appel plus ou moins directement à l'extensométrie et/ou la piézoélectricité pour mesurer les déformations du corps de référence. Toutefois, d'autres technologies peuvent être utilisées, telles que l'interférométrie optique [Jin 95, Prakash 95].

3.1.1.1 Capteurs à jauges de déformation

Le principe sur lequel repose la mesure d'effort par extensométrie est relativement simple. Il utilise une propriété électromécanique des métaux découverte par Lord Kelvin en 1856 : la piézorésistance. La déformation, et plus particulièrement l'allongement de certains fils métalliques, conduit à la variation de leur résistance électrique.

Nous ne dresserons pas ici une liste exhaustive des différents types de jauges, de leurs propriétés et des nombreuses configurations dans lesquelles elles sont utilisées [Marchand 11, Le Goer 92]. Toutefois, on notera que si les jauges de déformation sont très appréciées pour leur faible influence sur les dispositifs étudiés et les mesures précises de déformation qu'elles permettent d'obtenir, elles ne sont pas toujours simples à mettre en œuvre. Plus précisément, la conception du corps de référence sur lequel seront collées les jauges doit prendre en compte un certain nombre de contraintes.

En effet, les jauges sont dédiées à la mesure uni-axiale, mais sont aussi sensibles aux déformations transversales. Il est donc primordial d'orienter la déformation du corps de référence selon une direction principale dans les zones de collage des jauges et de s'assurer que les déformations transversales sont négligeables au regard de celle mesurée dans la direction principale. Cela peut s'avérer difficile, particulièrement lors de la réalisation de capteurs d'effort multi-axiaux pour lesquels un couplage des composantes d'effort mesurées peut apparaître.

Par ailleurs, la sensibilité du capteur final ainsi que sa bande passante dépendent directement et très fortement du comportement élastique et vibratoire du corps de référence, ce qui ne va pas sans poser de problèmes. En effet, réduire la raideur du corps de référence augmente la déformation des jauges et donc la sensibilité du capteur. Mais cela a également pour effet d'abaisser les fréquences propres du corps de référence. Or c'est principalement le comportement vibratoire de ce dernier qui limite la bande passante du capteur d'effort.

La conception du corps de référence doit donc faire l'objet d'un soin particulier, particulièrement dans le cas de capteurs d'effort multi-axiaux employés en conditions dynamiques. Celui-ci se doit donc :

- de posséder des accidents de forme permettant d'orienter et de localiser habilement les déformations en certains points. Coller les jauges en ces points permet alors d'obtenir la sensibilité optimale du capteur ;
- être assez souple pour obtenir des niveaux de déformation suffisants pour garantir une bonne sensibilité ;
- être suffisamment raide pour que sa première fréquence de résonance soit élevée et sa bande passante importante.

La conception du corps de référence demande donc de trouver un juste compromis dont plusieurs exemples sont disponibles dans la littérature. Dans le cadre de l'étude du tournage, Scheffer et Heyns [Scheffer 04] ont choisi de coller une série de jauges directement sur l'outil de coupe pour mesurer trois composantes d'effort. Cette solution permet de ne pas influencer le comportement dynamique des machines-outils et de garder une excellente raideur du capteur. Malheureusement, si la bande passante obtenue est relativement élevée (3kHz), la sensibilité du capteur n'est pas suffisante pour permettre une mesure précise des efforts radiaux. Une méthode relativement similaire proposée par Oraby [Oraby 90] ou Kim [Kim 97] consiste à remplacer l'outil et le porte-outil par un corps déformable dont le comportement est optimisé (Fig. 3.1).

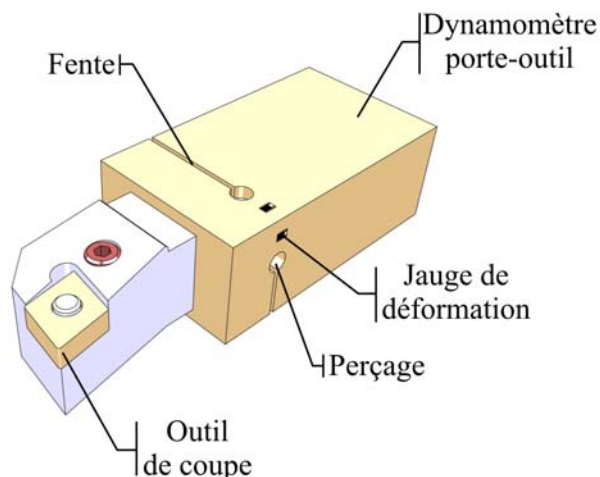
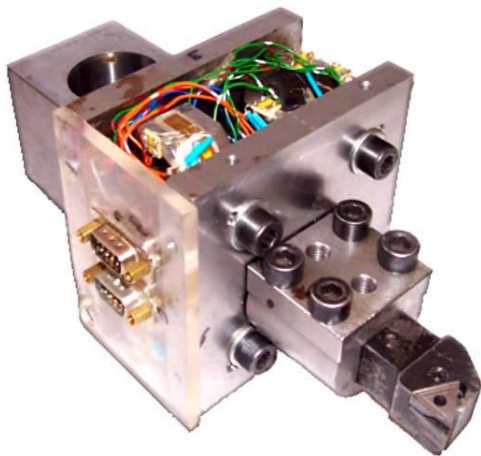


FIGURE 3.1 – Dynamomètre porte-outil [Oraby 90]

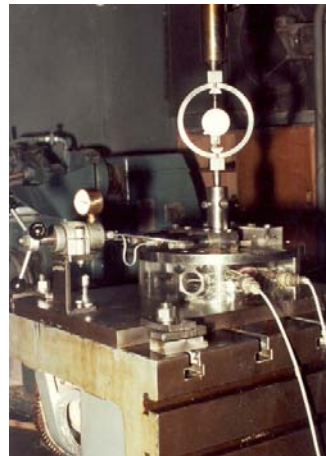
Sur ce dynamomètre porte-outil, les perçages circulaires permettent de concentrer les déformations et ainsi d'augmenter la sensibilité des capteurs. Plus le diamètre est important, plus la sensibilité est élevée. Cependant, cela s'accompagne d'une diminution de l'épaisseur de la paroi et d'une perte de rigidité du capteur, ce qui est préjudiciable du

point de vue du comportement dynamique de la structure et donc de la bande passante. Oraby et Hayhurst combinent donc deux perçages circulaires et une fente pour optimiser la sensibilité tout en limitant cette perte de rigidité. La bande passante reste cependant largement inférieure à celle du dispositif de Scheffer et Heyns dans la mesure où la plus faible fréquence propre de ce capteur est de 850 Hz.

Les jauges de déformation ont également été utilisées pour instrumenter d'autres formes de dynamomètre. Il en existe notamment certains basés sur la déformation élastique bi-dimensionnelle d'anneaux octogonaux. Ces capteurs ont été initialement conçus pour la mesure des efforts de coupe en fraisage [Korkut 03, Yaldiz 07] et en tournage [Yaldiz 06a, Yaldiz 06b] ainsi que de moments en perçage [Karabay 07b, Karabay 07a, Karabay 07c]. Ces capteurs permettent d'obtenir une très bonne précision de mesure en quasi statique mais possèdent une très faible bande passante. La première fréquence propre estimée par calcul de ces dynamomètres ne dépasse pas les 200 Hz. Cela semble toutefois suffisant dans le cadre de leurs études. Par ailleurs, leurs grandes dimensions et leur poids important (entre 35 et 53 kg) ne facilitent pas leur mise en œuvre. Cela explique pourquoi les platines piézoélectriques, présentées en Section 3.1.1.2, leur sont généralement préférées.



(a) Dynamomètre tri-axial



(b) Couplemètre

FIGURE 3.2 – Exemples de dynamomètres à anneaux octogonaux [Yaldiz 06b, Karabay 07a]

Enfin, il existe un dernier groupe de dynamomètres à jauges de déformation, particulièrement pensés pour les applications en dynamique et destinés à être montés sur des bancs balistiques. Il s'agit généralement de capteurs dédiés à l'étude de la coupe ou du frottement à grande vitesse. Guégan et al. [Guegan 05] ont conçu un dispositif permettant la mesure des efforts de coupe axiaux se montant sur une barre d'Hopkinson (barre de section circulaire sollicitée en traction/compression instrumentée de jauges de déformation).

Celle-ci est encastrée à l'une de ses extrémités et supporte de l'autre un porte-plaquette. L'éprouvette à usiner est fixée à un poussoir et insérée dans ce porte-plaquette. L'outil et la barrette d'acier à usiner sont placés respectivement sur le porte-plaquette et le poussoir. La coupe est provoquée par l'impact à une vitesse de 3 m/s d'un projectile de 210 kg sur le poussoir (Fig. 3.3). Si la sensibilité de ce capteur est suffisamment élevée pour permettre une mesure non bruitée, sa bande passante est insuffisante si bien que le comportement dynamique de l'ensemble du dispositif perturbe la mesure même pour des vitesses d'impact qui restent relativement faibles (au regard des vitesses que nous souhaitons atteindre). Les signaux sont donc corrigés par compensation accélérométrique (voir Section 3.1.2.1).

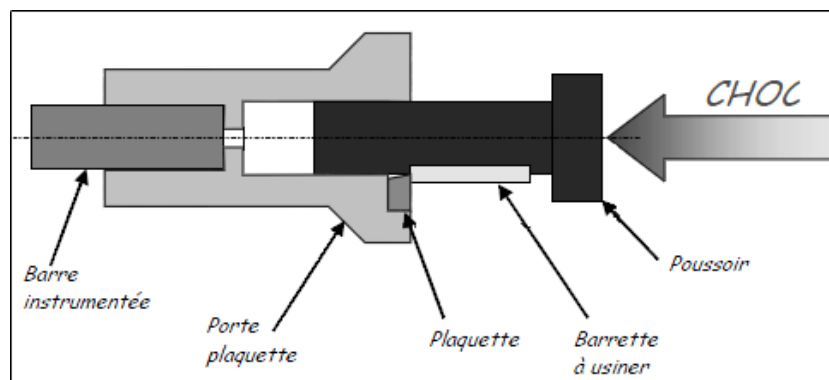


FIGURE 3.3 – Dynamomètre uni-axial pour banc balistique [Guegan 05]

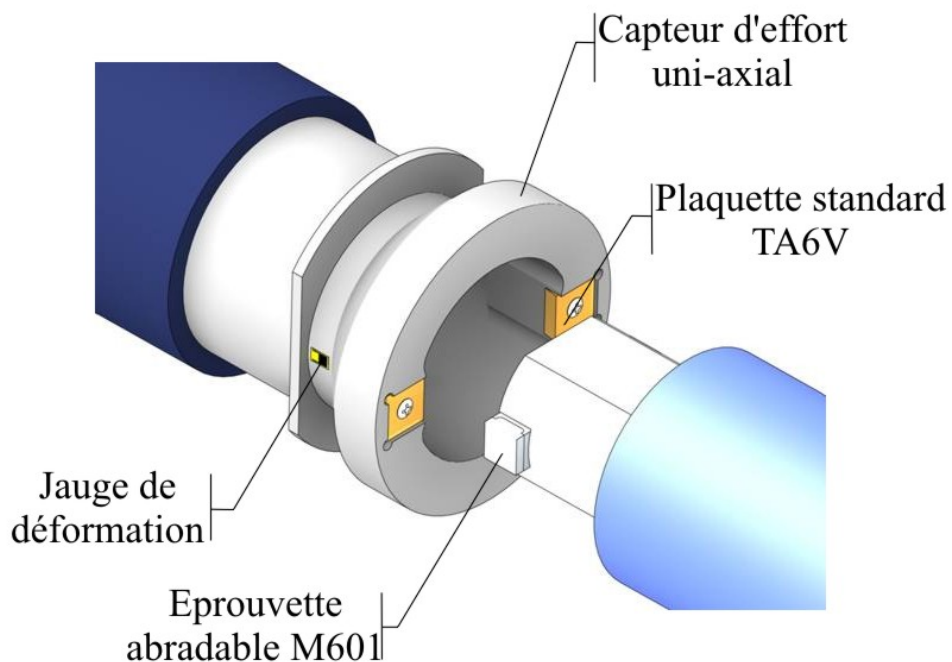


FIGURE 3.4 – Capteur d'effort uni-axial [Sutter 06]

Une première optimisation du concept de barre d'Hopkinson est proposée par Sutter et al. [Sutter 06]. Le capteur, conçu pour étudier la coupe orthogonale à grande vitesse, dispose d'un corps de référence de forme tubulaire (Fig. 3.4) et instrumenté de deux jauges de déformation disposées symétriquement. La forme tubulaire du corps de référence permet d'augmenter sensiblement la bande passante du banc d'essai tout en conservant une sensibilité importante. Cela se traduit entre autres par la possibilité d'atteindre des vitesses d'interaction plus importantes ($V_i < 110$ m/s).

Enfin, dans le cadre de l'étude du frottement à grande vitesse, Philippon et al. proposent une série de capteurs [Philippon 04, Philippon 11] permettant la mesure d'une composante d'effort radiale en plus de la composante axiale mesurée sur ce genre de banc d'essai.

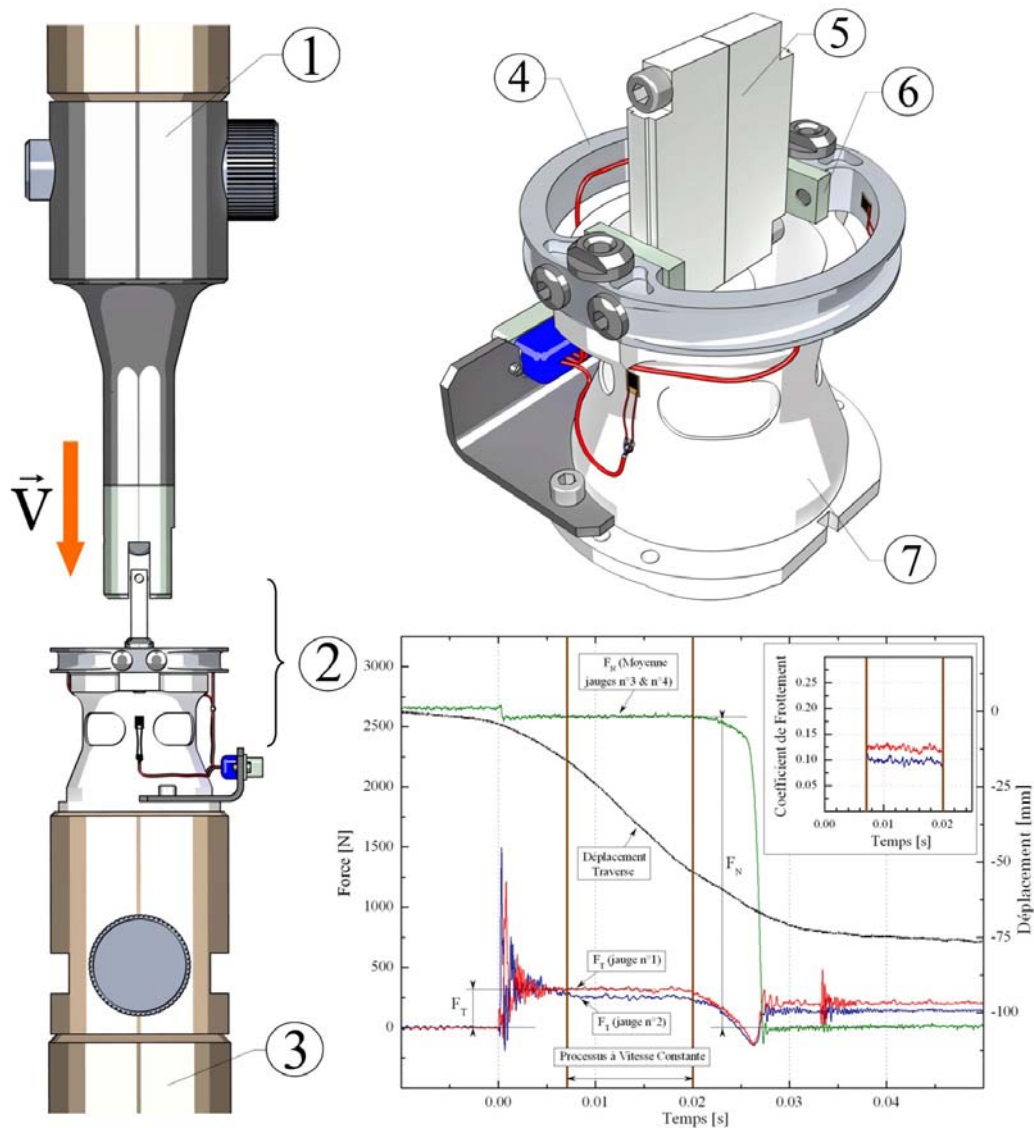


FIGURE 3.5 – Capteur d'effort bi-axial [Philippon 11]

1- Vérin hydraulique ; 2- Tribomètre ; 3- Support fixe ; 4- Anneau dynamométrique ; 5- Éprouvette (alliage de titane) ; 6- Patin (alliage de titane) ; 7- Capteur d'effort

La dernière évolution de ces dispositifs (Fig. 3.5) découple mécaniquement la mesure des deux composantes d'efforts :

- Un corps de référence tubulaire instrumenté de deux jauges de déformation mesure les efforts de frottement axiaux ($T(t)$).
- Un anneau dynamométrique lui aussi instrumenté de deux jauges de déformation mesure les efforts de frottement radiaux ($N(t)$)

L'anneau est placé en appui sur le capteur d'effort et maintenu par deux vis. Deux trous oblongs réalisés dans l'anneau autorisent sa libre déformation tout en glissant sur le capteur d'effort sans qu'il y ait transmission d'effort radiaux. Il est alors possible de mesurer les deux composantes d'effort de façon précise et indépendante. Cette solution permet donc de s'affranchir des problèmes liés à la sensibilité transverse tels que ceux rencontrés par le capteur développé par Ben Zineb et al. présenté en Section 2.1. Enfin, les efforts sont obtenus après filtrage passe-bas en utilisant des coefficients de sensibilité obtenus lors d'une phase de calibration statique.

3.1.1.2 Capteurs piézoélectriques

La piézoélectricité est un phénomène physique découvert en 1880 par Pierre et Jacques Curie [Curie 84]. Elle se traduit par l'apparition à la surface de certains matériaux, comme le quartz, soumis à une sollicitation mécanique, d'un champ électrique proportionnel à la déformation [Curie 84, Permuy 04, GAMAC 08]. La piézoélectricité fût rapidement appliquée aux dispositifs de mesure, notamment en acoustique pour la conception du sonar de Paul Langevin ou en électrostatique avec l'électromètre à quartz piézoélectrique qui permit à Marie et Pierre Curie de démontrer la vraie nature de la radioactivité en 1898. À partir de cette époque, la piézoélectricité s'est fortement démocratisée et une très large gamme de capteurs piézoélectriques d'effort ou d'accélération a vu le jour. À l'heure actuelle, ils sont fortement présents dans les applications technologiques de laboratoires ou de départements de mesure, mais aussi dans de nombreuses applications de la vie quotidienne : les téléphones, les voitures, les avions, les balances, les instruments de musique et même les consoles de jeux.

Contrairement aux capteurs à jauges de déformation, il n'est pas nécessaire de concevoir un corps de référence, le cristal de quartz joue ce rôle. Les différents fabricants (Kistler, PCB Piezotronics, etc.) fournissent des capteurs déjà assemblés pour lesquels l'électronique est généralement intégrée. Selon leur type (uni-axial ou tri-axial), ils disposent d'une à trois paires de disques annulaires de quartz. Ceux-ci sont taillés dans différents plans cristallographiques selon qu'ils doivent mesurer des efforts de compression (coupe longitudinale) ou de cisaillement (Fig. 3.6b).

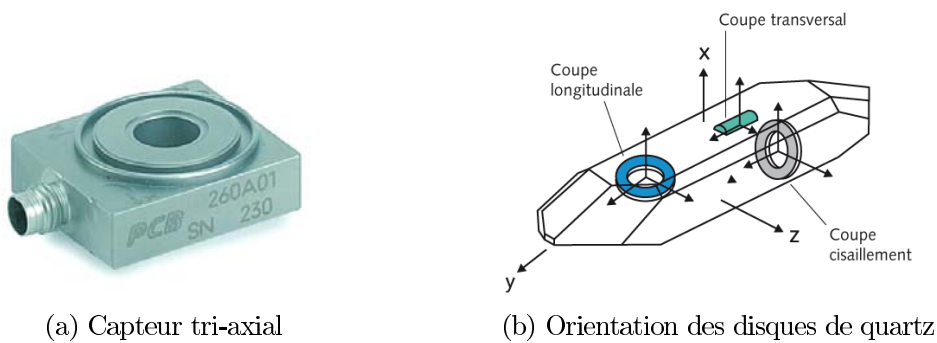


FIGURE 3.6 – Capteur piézoélectrique tri-axial
[Kistler 11, Piezotronics 11]

Ce type de capteurs est très utilisé, particulièrement pour mesurer les composantes de couple et d'effort. Dans le cadre de l'étude du fraisage, Totis et al. [Totis 10] ont par exemple conçu une fraise sur laquelle chaque dent est instrumentée par un capteur piézoélectrique tri-axial (Fig. 3.7a). Cependant, pour ce genre d'application, ces capteurs sont généralement utilisés en platine [Girardin 10, Castro Martinez 06] : quatre capteurs tri-axiaux sont précontraints entre deux épaisse plaques pour mesurer simultanément les efforts et les couples (Fig. 3.7b).

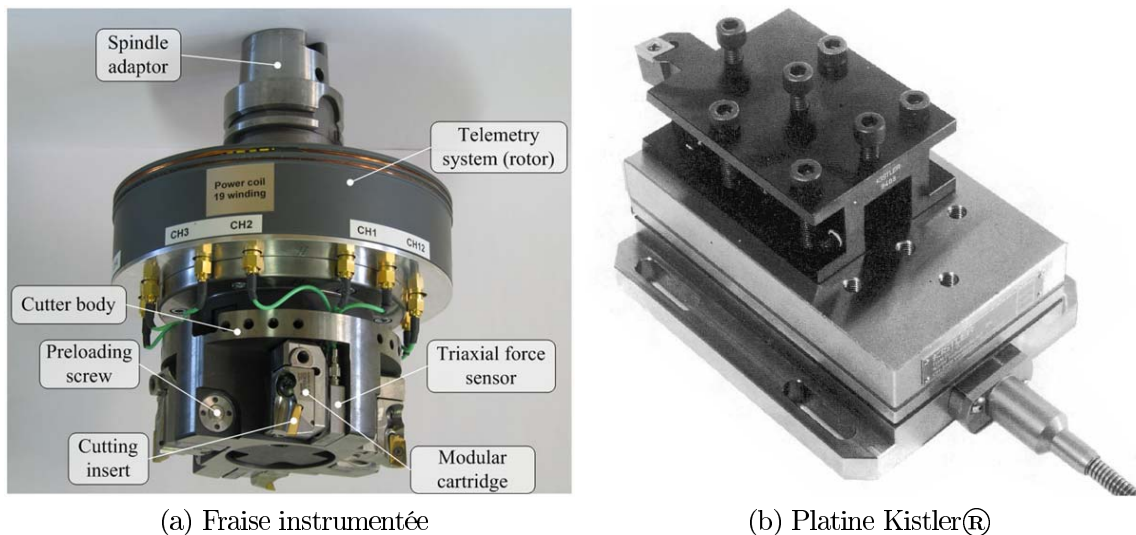


FIGURE 3.7 – Applications des capteurs piézoélectriques en coupe
[Totis 10, Kistler 11]

L'avantage principal des capteurs piézoélectriques est de présenter un bon compromis entre une masse relativement faible, une bonne sensibilité de mesure, une grande raideur et une fréquence propre élevée. Cependant, comme tous capteurs utilisés dans des conditions dynamiques, leur bande passante est principalement contrôlée par le comportement dynamique de la structure sur laquelle ils sont fixés.

Par ailleurs, bien que parfois très faible, leur masse est bien plus importante que celle de jauges de déformation. Cela implique une première fréquence propre des supports plus faible et rend le système de mesure plus sensible aux perturbations liées au comportement vibratoire du dispositif de mesure [Sutter 06].

En conclusion, il existe une très grande diversité de capteurs aux applications et aux performances diverses. Ils ont cependant comme point commun d'être généralement limités en fréquences non pas par leurs capacités propres, mais par la structure sur laquelle ils sont montés. Quelque soit la technologie de mesure employée, le comportement dynamique du support de fixation ou des éléments de liaison du capteur est l'élément limitant la bande passante dans la grande majorité des cas. Or ce n'est pas un paramètre que l'on peut physiquement optimiser à l'infini. De plus, il s'oppose généralement à la sensibilité, ce qui impose parfois de trouver un compromis entre ces deux objectifs. Cela peut devenir particulièrement problématique dans le cas des capteurs utilisés pour l'étude de phénomènes très fortement dynamiques ayant lieu à hautes fréquences. Lorsque l'amélioration physique des dispositifs de mesure n'est plus possible, il peut être nécessaire de corriger mathématiquement les signaux d'efforts expérimentaux.

3.1.2 Techniques de correction des signaux d'efforts dynamiques

Dans le cas d'applications nécessitant de très larges bandes passantes ($>2\text{kHz}$), il devient difficile de concevoir des capteurs à la fois précis et non perturbés - ou le moins possible - par leur comportement dynamique. Plusieurs approches ont été développées pour corriger les signaux et permettre l'utilisation des capteurs en dehors de leur plage de fréquences. Deux d'entre elles sont présentées ici : la compensation accélérométrique et la correction basée sur l'analyse modale expérimentale du dispositif de mesure.

3.1.2.1 Compensation accélérométrique

La compensation accélérométrique, parfois appelée compensation par annulation de masse (mass cancelling), est basée sur la mesure de l'accélération subie par le capteur afin de calculer les composantes d'efforts inertielles. Celles-ci sont ensuite soustraites aux valeurs d'efforts délivrées par le capteur. Pour ce faire, on considère que le point de mesure et le point d'application des efforts ne sont pas superposés. On modélise la pièce placée entre les deux (le capteur ou les éléments de liaison) comme une masse ponctuelle M liée au capteur par un ressort de raideur K (Fig. 3.8). En appliquant le principe fondamental de la dynamique à la masse, on obtient une relation entre l'effort appliqué (F_a), l'effort mesuré (F_{mes}) et l'accélération (\ddot{x}) du centre de gravité de la masse (Eq. 3.2). Pour corriger les signaux transmis par le capteur, il faut donc déterminer la masse équivalente M lors d'une

phase de calibration et ajouter un ou plusieurs accéléromètres de telle façon à mesurer l'accélération du centre de gravité de la masse.

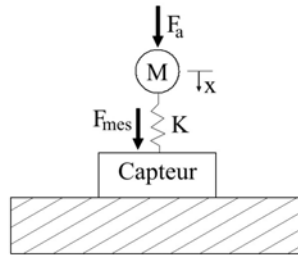


FIGURE 3.8 – Modèle de capteur appliquée pour la compensation accélérométrique

$$M\ddot{x} = F_a - F_{mes} \quad (3.1)$$

$$F_a = M\ddot{x} + F_{mes} \quad (3.2)$$

Cette technique est régulièrement utilisée pour les capteurs piézoélectriques uni-axiaux [Ewins 08, Kim 97] mais peut aussi l'être pour des capteurs à jauges de déformation [Guegan 05]. L'application de cette méthode pour la correction d'efforts tri-axiaux est plus complexe, comme le montre notamment Lapujoulade [Lapujoulade 97]. Une platine piézoélectrique est modélisée très simplement par deux plaques rigides indéformables entre lesquelles sont placés quatre capteurs tri-axiaux (Fig. 3.9). La plaque inférieure est considérée comme encastree, si bien que seule la plaque supérieure est animée d'un mouvement caractérisé par le vecteur déplacement de son centre de gravité (x). L'équation d'équilibre permet d'obtenir une relation similaire à l'équation Eq. 3.2 dans un cas tri-axial (Eq. 3.3).

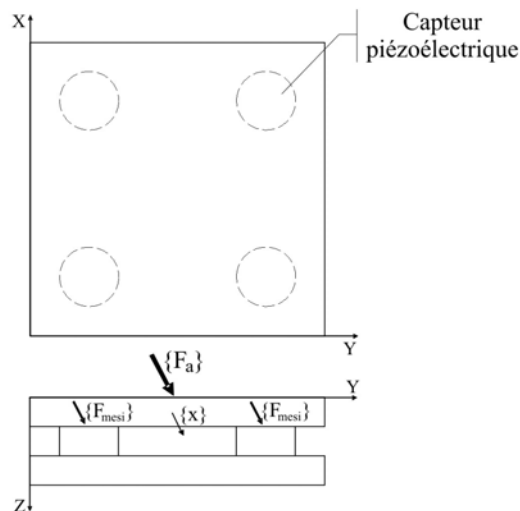


FIGURE 3.9 – Modèle proposé par Lapujoulade [Lapujoulade 97]

$$\{F_a\} = [M] \cdot \{\ddot{x}\} + \left\{ \sum F_{mesi} \right\} \quad (3.3)$$

La mise en œuvre de cette méthode implique la détermination expérimentale de la matrice des masses équivalentes $[M]$ ainsi que la position du centre de gravité de la plaque supérieure. Un jeu d'accéléromètres est donc placé stratégiquement sur le capteur et la réponse du système à une série d'impacts est analysée. Plus précisément, lors de la phase de vibration propre du système, l'effort appliqué est nul et la relation Eq. 3.3 se simplifie de la manière suivante (Eq. 3.4).

$$[M] \cdot \{\ddot{x}\} + \left\{ \sum F_{mesi} \right\} = \{0\} \quad (3.4)$$

La relative simplicité du modèle employé ainsi que les imprécisions de mesure lors des phases de calibration rendent cependant la méthode peu fiable. En effet, le modèle ne caractérise que l'influence de la plaque supérieure et considère comme négligeable la sensibilité transverse des capteurs ainsi que leur amortissement. La correction ne s'effectue donc que sur un seul mode par axe de mesure et ne tient pas compte des phénomènes liés aux interactions modales. Par ailleurs, la qualité de la correction est intimement liée à la précision de détermination de la matrice des masses équivalentes et de la position du centre de gravité. Elle est donc fortement entachée d'erreurs de mesure liées entre autres aux imprécisions de positionnement des accéléromètres ainsi que du point d'application de l'effort d'excitation.

Une seconde méthode a donc été proposée par Tounsi et Otho [Tounsi 00a, Tounsi 00b] et appliquée à la correction de signaux d'effort transmis par une platine piézoélectrique. Elle détermine l'influence des composantes inertielles à l'aide de fonctions de réponse en fréquence (FRF). Le dispositif de mesure est alors modélisé (Fig. 3.10) comme deux plaques non encastrées entre lesquelles est placé un capteur piézoélectrique considéré comme déformable et visqueux. En appliquant le principe fondamental de la dynamique à la plaque supérieure, on obtient une relation (Eq. 3.5) entre :

- L'effort appliqué $\{F_a\}$,
- Les matrices de raideur $[K]$ et d'amortissement $[C]$ du capteur,
- L'accélération des centres de gravité des plaques $\{\ddot{x}\}$,
- La matrice de masse $[M]$ de la plaque supérieure.

$$[M] \{\ddot{x}_1\} + [C] \{\dot{x}_1 - \dot{x}_2\} + [K] \{x_1 - x_2\} = \{F_a\} \quad (3.5)$$

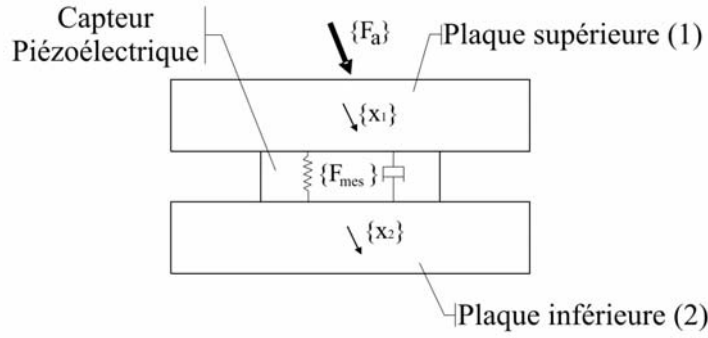


FIGURE 3.10 – Modèle proposé par Tounsi [Tounsi 00b, Tounsi 00a]

L'auteur fait l'hypothèse que le terme $[C] \{\dot{x}_2\}$ est négligeable et en se rappelant que l'effort mesuré par le capteur est proportionnelle à sa déformation ($\{F_m\} = [K] \{x_1 - x_2\}$), on obtient la relation simplifiée Eq. 3.6.

$$\{F_a\} = [M] \{\ddot{x}_1\} + [C] \{\dot{x}_1\} + \{F_{mes}\} \quad (3.6)$$

On peut exprimer le vecteur vitesse en fonction du vecteur accélération dans le domaine fréquentiel (Eq. 3.7) et obtenir une relation liant les efforts réellement appliqués aux efforts mesurés ainsi qu'aux composantes inertielles (Eq. 3.8).

$$\{\dot{x}_1(j\omega)\} = \frac{1}{j\omega} \{\ddot{x}_1(j\omega)\} \quad (3.7)$$

$$\{F_a(j\omega)\} = [K_p(j\omega)] \cdot \{\ddot{x}_1(j\omega)\} + \{F_{mes}(j\omega)\} \quad (3.8)$$

$$\text{avec } [K_p(j\omega)] = [M] + \frac{1}{j\omega} [C]$$

La matrice des fonctions de transfert de la platine ($[K_p]$) est obtenue lors d'une phase de calibration pendant laquelle le système vibre selon ses modes propres après avoir été excité sur une large bande de fréquences par le biais d'essais de fraisage intermittents. La bande passante obtenue par Tounsi et al. reste toutefois inférieure à 700 Hz. Les fonctions de transfert obtenues présentent en effet de fortes chutes de qualité aux hautes fréquences. Elles peuvent être causées par des défauts de linéarité du dispositif expérimental mais également par les faibles intensités d'excitation aux très hautes fréquences induites par l'usinage intermittent. De plus, la mesure de l'accélération doit également tenir compte des effets gyroscopiques et ne peut donc pas être réalisée par seulement trois accéléromètres. Pour cette raison, le dynamomètre est équipé de 7 accéléromètres positionnés stratégiquement (M1 à M7, Fig. 3.11).

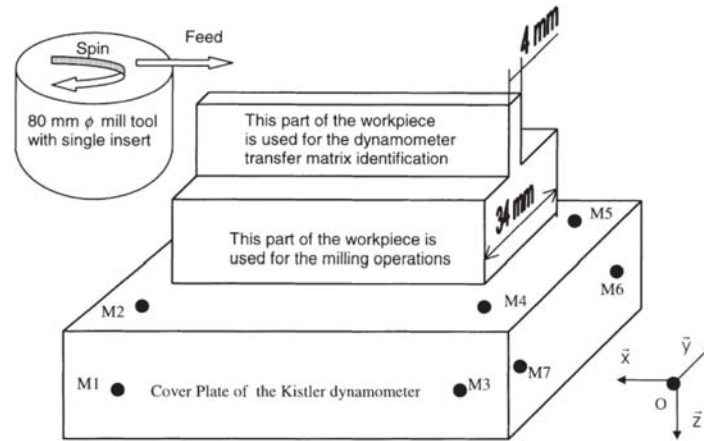


FIGURE 3.11 – Montage de calibration du dispositif de mesure [Tounsi 00a]

Bien que disposant d'un modèle de capteur plus complexe, cette méthode présente une mise en œuvre complexe et les mêmes défauts que celle proposée par Lapujoulade [Lapujoulade 97] :

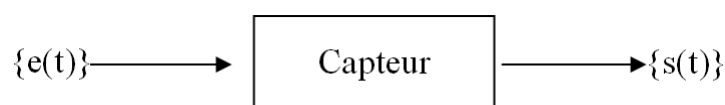
- Elle ne prend en compte qu'une partie du dispositif de mesure.
- Elle nécessite une importante instrumentation du dynamomètre.
- Les erreurs commises lors de la détermination expérimentale des centres de gravité des plaques réduisent la précision de la correction des signaux.

3.1.2.2 Correction par analyse modale

3.1.2.2.1 Méthode de correction des signaux d'efforts dynamiques

Le deuxième type de méthodes de correction des signaux a été mis au point par Castro et al. [Castro 06] et a principalement été associé à des platines piézoélectriques existantes [Castro Martinez 06, Girardin 10] pour l'identification des sources de vibration en usinage. Il s'agit d'une procédure de post-traitement permettant de corriger les signaux expérimentaux en tenant compte du comportement dynamique de l'ensemble du dispositif.

Cette méthode est basée sur le principe de transmissibilité en analyse modale. L'ensemble du dispositif (outil, support, etc.) est considéré comme un système linéaire défini par la relation suivante :



Où

$e(t)$: Vecteur des signaux d'entrée - efforts appliqués au cours du temps

$s(t)$: Vecteur des signaux de sortie - efforts mesurés au cours du temps

On peut exprimer cette relation dans le domaine fréquentiel par la relation matricielle Eq. 3.9 liant les différentes composantes d'efforts appliquées aux signaux émis par le capteur :

$$\{S(j\omega)\} = [T(j\omega)]\{E(j\omega)\} \quad (3.9)$$

Avec :

$\{E(j\omega)\} = FFT[\{e(t)\}]$: Spectres des signaux d'efforts appliqués au capteur

$\{S(j\omega)\} = FFT[\{s(t)\}]$: Spectres des signaux émis par le capteur

$[T(j\omega)]$: Matrice des transmissibilités.

Lors des essais, les signaux émis par le capteur $s(t)$ sont connus mais perturbés par le comportement dynamique de l'ensemble du banc d'essai. Les corriger revient à calculer les efforts réellement appliqués, c'est-à-dire $e(t)$. Pour cela, il est nécessaire d'inverser la relation Eq.3.9. Toutefois, dans le cas de systèmes redondants, la matrice des transmissibilités $[T(j\omega)]$ peut être rectangulaire et ne peut être inversée directement. De plus, cette matrice est complexe dans la mesure où elle est composée de fonctions de réponse en fréquence. Il est donc nécessaire d'utiliser la matrice hermitienne ${}^H[T(j\omega)]$, c'est-à-dire la transposée de la matrice conjuguée de $[T(j\omega)]$ (Eq. 3.10), pour le calcul de la matrice pseudo-inverse. Finalement, on obtient les spectres corrigés des efforts transmis par le capteur en appliquant l'équation Eq.3.11.

$${}^H[T(j\omega)] = {}^T[\overline{T}(j\omega)] \quad (3.10)$$

$$([H(j\omega)] \cdot \{S(j\omega)\}) = \{E(j\omega)\} \quad (3.11)$$

$$\text{avec } [H(j\omega)] = ({}^H[T(j\omega)] \cdot [T(j\omega)])^{-1} \cdot {}^H[T(j\omega)]$$

Cette méthode de correction repose uniquement sur l'hypothèse que le comportement du dispositif de mesure est linéaire et caractérisé par une fonction de réponse en fréquence. L'efficacité et la précision de la correction ainsi que la bande passante virtuelle du dispositif de mesure ne dépendent donc que de la matrice de transmissibilité. Celle-ci est obtenue lors d'une phase de calibration par les techniques d'analyse modale (présentées dans les

sections suivantes). Elle se caractérise d'une part par sa qualité et d'autre part par sa représentativité. La qualité permet de juger de la précision de la FRF et la représentativité de sa capacité à caractériser la réponse dynamique du dispositif de mesure utilisé lors des phases d'essai. La phase de calibration est donc une étape critique et complexe.

3.1.2.2.2 Calcul des fonctions de réponse en fréquence en analyse modale

La transmissibilité est une fonction de réponse en fréquence (FRF) comme peut l'être l'accélération ou la réceptance. Il s'agit d'une fonction de transfert pour laquelle le passage dans l'espace fréquentiel se fait par transformée de Fourier. Ces fonctions sont très utilisées en analyse modale expérimentale pour caractériser la réponse dynamique d'une structure et déterminer ses modes propres. Elles se présentent comme le rapport de la réponse d'un système sur l'excitation qui lui est imposé dans l'espace fréquentiel. Il en existe un certain nombre principalement défini par la nature des signaux utilisés comme paramètres d'entrée et sortie. Les plus utilisées sont [Ewins 08] :

- La réceptance : obtenue par le ratio du déplacement x associé à un degré de liberté par l'effort d'excitation F :

$$\frac{x(j\omega)}{F(j\omega)}$$

- L'accélération : obtenue par le ratio de l'accélération \ddot{x} associée à un degré de liberté par l'effort d'excitation F :

$$\frac{\ddot{x}(j\omega)}{F(j\omega)}$$

- La raideur dynamique : obtenue par le ratio de l'effort d'excitation F par le déplacement x associé à un degré de liberté :

$$\frac{F(j\omega)}{x(j\omega)}$$

- L'impédance : obtenue par le ratio de l'effort d'excitation F par la vitesse \dot{x} associée à un degré de liberté :

$$\frac{F(j\omega)}{\dot{x}(j\omega)}$$

- La masse apparente : obtenue par le ratio de l'effort d'excitation F par l'accélération \ddot{x} associée à un degré de liberté :

$$\frac{F(j\omega)}{\ddot{x}(j\omega)}$$

- La transmissibilité : obtenue par le ratio de deux grandeurs physiques de même nature (efforts, déplacements, accélération etc.)

$$\frac{F_s(j\omega)}{F_e(j\omega)}$$

Dans le cadre de la correction dynamique des signaux proposée par Castro et al., la matrice des transmissibilités $[T(j\omega)]$ est calculée lors d'une phase de calibration expérimentale. Pendant cette étape, un effort d'excitation uni-axial connu $e_n(t)$ est imposé sur le $n^{i\grave{e}me}$ degré de liberté de la structure et tous les signaux émis par le capteur sont enregistrés simultanément. Il est alors possible de calculer une partie des composantes de la matrice des transmissibilités. En répétant cette opération pour tous les degrés de liberté du dispositif, il est alors possible de déterminer la matrice complète. Afin d'obtenir une bonne représentativité de la FRF, il est par ailleurs important d'exciter le dispositif au même point que celui sollicité lors de la phase d'essai.

Par exemple, dans le cas d'un système non redondant à trois degrés de liberté, l'équation Eq.3.9 peut s'écrire :

$$\begin{Bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} & T_{13} \\ T_{21} & T_{22} & T_{23} \\ T_{31} & T_{32} & T_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

Si la structure n'est chargée que selon la première direction, cette équation matricielle devient le système présenté ci-dessous (Eq. 3.13) et permet de calculer les composantes T_{11} , T_{21} et T_{31} .

$$\begin{cases} S_1 = T_{11}E_1 \\ S_2 = T_{21}E_1 \\ S_3 = T_{31}E_1 \end{cases} \quad (3.13)$$

Les composantes de la matrice des transmissibilités ne peuvent pas être obtenues directement par la relation Eq. 3.14 pour des raisons liées aux bruits électriques et aux non-linéarités mécaniques (assemblage, contact, frottement, jeux, etc.) [Ewins 08].

Il est donc nécessaire de faire appel à des fonctions de moyennes statistiques. Par ailleurs, l'utilisation d'une FRF calculée grâce au rapport des fonctions moyennées en entrée et en sortie (Eq. 3.15) est impossible dans le cas de signaux aléatoires (ex : bruit blanc) ; ces deux moyennes tendent vers zéro quand le nombre de points tend vers l'infini. La moyenne du rapport des signaux en entrée et sortie (Eq. 3.16) est également inutilisable car elle tend vers l'infini lorsque le spectre du signal en entrée tend vers zéro.

$$T^1(j\omega)_{mn} = \frac{S(j\omega)_m}{E(j\omega)_n} \quad (3.14)$$

$$T^2(j\omega)_{mn} = \frac{\langle S(j\omega)_m \rangle}{\langle E(j\omega)_n \rangle} \quad (3.15)$$

$$T^3(j\omega)_{mn} = \left\langle \frac{S(j\omega)_m}{E(j\omega)_n} \right\rangle \quad (3.16)$$

On ne peut donc qu'estimer la fonction de réponse en fréquence. On utilise généralement deux fonctions qui bornent la FRF exacte [Ewins 08] :

- H_1 , définie par la relation Eq.3.17, qui élimine le bruit en sortie.
- H_2 , définie par la relation Eq.3.18, qui supprime le bruit en entrée.

Le calcul de ces deux fonctions permet également de caractériser la qualité de la fonction de réponse en fréquence utilisée. Celle-ci est évaluée en tenant compte du niveau de bruit présent sur les signaux et à l'aide de la fonction cohérence γ^2 (Eq.3.19). Comme son nom l'indique, cette fonction permet de juger de la cohérence des résultats obtenus lors de la phase d'excitation. Elle ne juge pas la représentativité de la fonction de réponse en fréquence, dans le sens où elle ne démontre pas que celle-ci correspond parfaitement à la réponse dynamique du système lors de la phase d'essais. Cependant, elle détermine précisément la gamme de fréquences sur laquelle le système peut être considéré comme linéaire. En effet, lorsque la cohérence est égale à 1, H_1 et H_2 sont confondues et le système est parfaitement linéaire et la qualité de la FRF est parfaite. Lorsque la cohérence est inférieure à 0,8, on considère la FRF comme étant de mauvaise qualité. Par extension, dans le cas de son utilisation pour la correction de signaux, elle permet également de connaître la bande passante virtuelle du dispositif de mesure après correction. Le principal facteur limitant cette dernière est alors le type de dispositif utilisé pour la génération des efforts d'excitation et la bande de fréquences qu'il est capable d'atteindre.

$$H_1(j\omega)_{mn} = \frac{G_{ES}(j\omega)}{G_{EE}(j\omega)} = \frac{\langle S(j\omega)_m \cdot \overline{E}(j\omega)_n \rangle}{\langle E(j\omega)_n \cdot \overline{E}(j\omega)_n \rangle} \quad (3.17)$$

$$H_2(j\omega)_{mn} = \frac{G_{SS}(j\omega)}{G_{SE}(j\omega)} = \frac{\langle S(j\omega)_m \cdot \overline{S}(j\omega)_m \rangle}{\langle E(j\omega)_n \cdot \overline{S}(j\omega)_m \rangle} \quad (3.18)$$

$$\gamma^2(j\omega) = \frac{H_1(j\omega)}{H_2(j\omega)} \quad (3.19)$$

G_{ES} : Interspectre entrée-sortie
 G_{SE} : Interspectre sortie-entrée
 $\langle \rangle$: Moyenne arithmétique

G_{EE} : Autospectre en entrée
 G_{SS} : Autospectre en sortie
 \overline{A} : conjugué de A

3.1.2.2.3 Techniques expérimentales d'excitation en analyse modale

Enfin, pour calculer les fonctions de réponse en fréquence d'un système, il est nécessaire de l'exciter pour engendrer sa vibration. Il existe un grand nombre de dispositifs pouvant être utilisés à cette fin. Ils génèrent différents type d'efforts d'excitation, influencent parfois le comportement dynamique de la structure étudiée et sont plus ou moins faciles à mettre en œuvre. On peut citer les deux principaux :

1. Le marteau d'impact

Il s'agit de marteaux, de différentes dimensions et masses, instrumentés de capteurs d'effort piézoélectriques. Leur utilisation permet d'imposer une excitation de type choc. Le choix du matériau couvrant l'embout impactant influence la violence du choc et contrôle la largeur du pic de Dirac généré. Ces techniques présentent le très grand avantage de ne pas nécessiter de montage dédié spécialement à l'analyse modale, toute l'instrumentation est intégrée au marteau. Il est seulement nécessaire de pouvoir accéder à une surface plane à impacter. La principale limitation est la faible gamme de fréquences qu'elle peut exciter. Cette bande de fréquences varie bien sûr en fonction du marteau et de l'embout utilisé, mais on peut raisonnablement dire qu'il est difficile d'exciter des fréquences supérieures à 2kHz.

2. Pot vibrant

Cette technique utilise un pot vibrant excitant la structure par l'intermédiaire d'une tige instrumentée d'un capteur d'effort, généralement piézoélectrique (Fig. 3.12). Plusieurs méthodes d'excitation peuvent utiliser :

– Le balayage de fonctions sinusoïdales :

Un effort sinusoïdal sollicite la structure sur une fréquence donnée. Pour exciter toute une gamme de fréquences, il est donc possible de solliciter la structure avec une série d'efforts sinusoïdaux dont on fait varier la fréquence. Cette méthode toutefois est longue et demande un réglage fastidieux de la vitesse de balayage.

– Le bruit blanc à large bande :

Un bruit blanc est un signal dont la densité spectrale est constante pour toutes les fréquences. Un tel type d'excitation permet de connaître la réponse du dispositif sur toute la gamme de fréquences pour un seul essai. Toutefois, l'énergie dissipée par le pot vibrant étant répartie sur toute la gamme de fréquences, l'intensité d'excitation peut être faible, particulièrement à haute fréquence. Les résultats peuvent alors être imprécis. On observe alors des fonctions de cohérence de mauvaise qualité.

– L'excitation aléatoire par Bandes de Fréquence Localisées (BFL)

Cette méthode fait le lien entre les deux premières techniques [Castro 06]. Elle consiste à solliciter la structure par une série de bruits blancs filtrés en bande en balayant toute la gamme de fréquences que l'on souhaite calibrer. On obtient alors autant de FRFs que de bandes de fréquences excitées. En combinant ses FRFs on obtient une fonction de réponse en fréquence caractérisant la réponse dynamique de la structure sur toute la gamme de fréquences souhaitée. Castro et al. ont montré que plus la largeur du filtre passe-bande était faible, plus la cohérence des FRFs obtenues était bonne et plus le nombre d'essais à réaliser est conséquent. Il est, là aussi, nécessaire de trouver un compromis entre précision et durée de mise en œuvre.

L'utilisation de pots vibrants et les différents types d'effort qu'ils peuvent générer permettent d'obtenir des résultats précis sur de larges gammes de fréquence (0-10kHz pour les meilleurs pots). Toutefois, elle nécessite une forte instrumentation, voire à la conception de dispositifs spéciaux dédiés à la calibration, qui sont susceptibles de modifier légèrement le comportement dynamique de la structure analysée et utilisée par la suite.

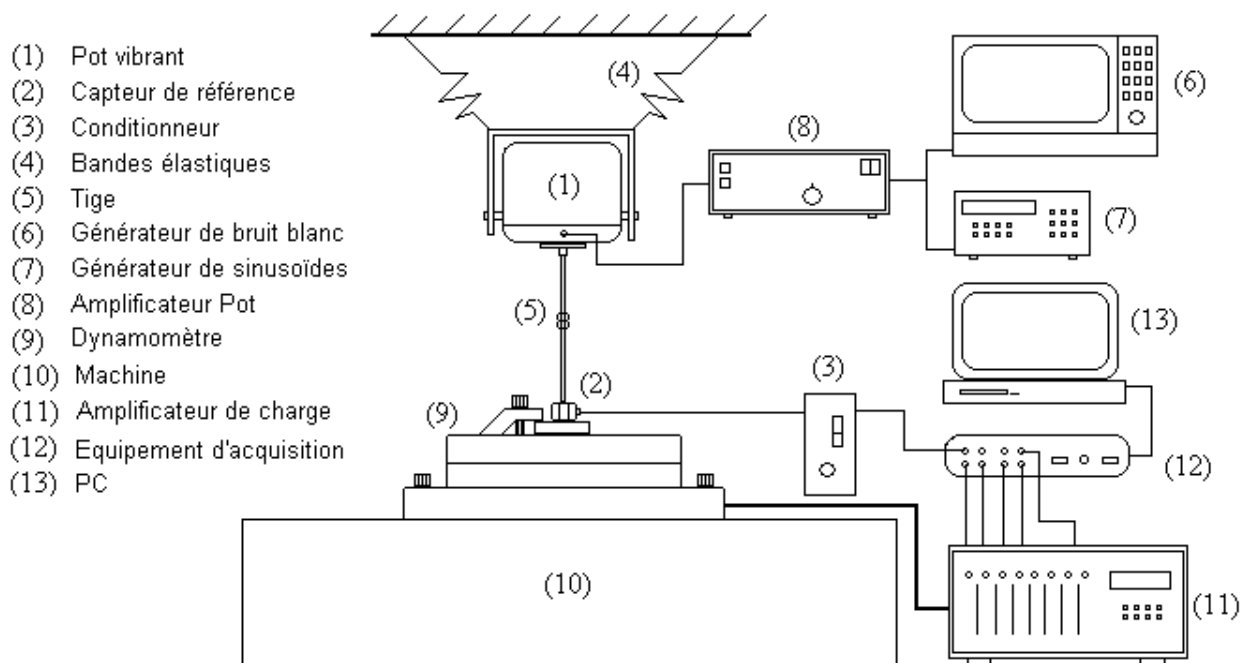


FIGURE 3.12 – Dispositif de calibration à pot vibrant [Castro Martinez 06]

Toutes ces techniques appliquées dans le cadre de l'analyse modale aboutissent au même résultat : une FRF caractérisant le comportement de la structure analysée. Seules la précision des résultats et la gamme de fréquences sur laquelle ils sont obtenus varient. Bien sûr, dans le cadre de la calibration d'un capteur dynamique ou pour la caractérisation d'une structure très "raide", il est préférable d'utiliser les pots vibrants dans la mesure où ils permettent d'atteindre de plus hautes fréquences. Cependant, il est intéressant de comparer les résultats obtenus par différentes techniques. Cela permet en effet de juger de la représentativité des FRFs et d'estimer l'influence du dispositif d'excitation.

3.1.3 Conclusion

Les efforts d'interaction sont des données primordiales pour la compréhension et la modélisation des contacts aube/abradable. Cependant, ce type d'information n'est pas facilement accessible. En effet, à la difficulté de simuler de telles interactions s'ajoute la complexité de la mesure en dynamique rapide.

Plus particulièrement, l'augmentation des vitesses de sollicitation des capteurs rend indispensable la prise en compte de leur comportement dynamique. De plus, parce que ce comportement est intimement lié à la dynamique des structures sur lesquelles ils sont fixés, il n'existe pas de capteur ou de technologie de mesure qui soit dans l'absolu plus performante qu'une autre. Chaque cas de figure est un cas particulier qui nécessite la conception d'un capteur adapté. Pour cela, on fait généralement appel à l'extensométrie ou la piézoélectricité.

Par ailleurs, dans le cas d'études portant sur des sollicitations hautes fréquences, il est parfois impossible de concevoir un capteur dont la bande passante est suffisamment élevée pour permettre la retranscription fidèle des phénomènes physiques. C'est pourquoi il est nécessaire de corriger les signaux délivrés par les capteurs. La méthode de correction par analyse modale développée par Castro et al. se distingue particulièrement des autres par sa relative simplicité de mise en œuvre et la précision des résultats qu'elle permet d'obtenir. Elle demande toutefois de réaliser une calibration complexe du dispositif de mesure.

3.2 Conception d'un capteur d'effort

3.2.1 Description des systèmes de mesure et d'acquisition

L'objectif final du dispositif expérimental conçu dans le cadre de cette thèse est de simuler la coupe oblique à grande vitesse et de mesurer les efforts générés lors de ces interactions. La conception du capteur d'effort associé à ce banc d'essai a donc pris en compte dès les premières étapes de son développement les contraintes associées à la mesure d'efforts tri-axiaux. Toutefois, le dispositif ainsi que les outils de traitement du signal ont dans un premier temps été testés en configuration de coupe orthogonale.

Par ailleurs, ne disposant pas d'éléments suffisants pour valider efficacement le choix d'une technologie de mesure, deux d'entre elles ont été testées simultanément : l'extensométrie et la piézoélectricité. Plusieurs configurations, associant à la fois une structure déformable instrumentée d'une jauge et un capteur piézoélectrique, ont ainsi été conçues. Le système finalement retenu est présenté en figure 3.13 et 3.14b.

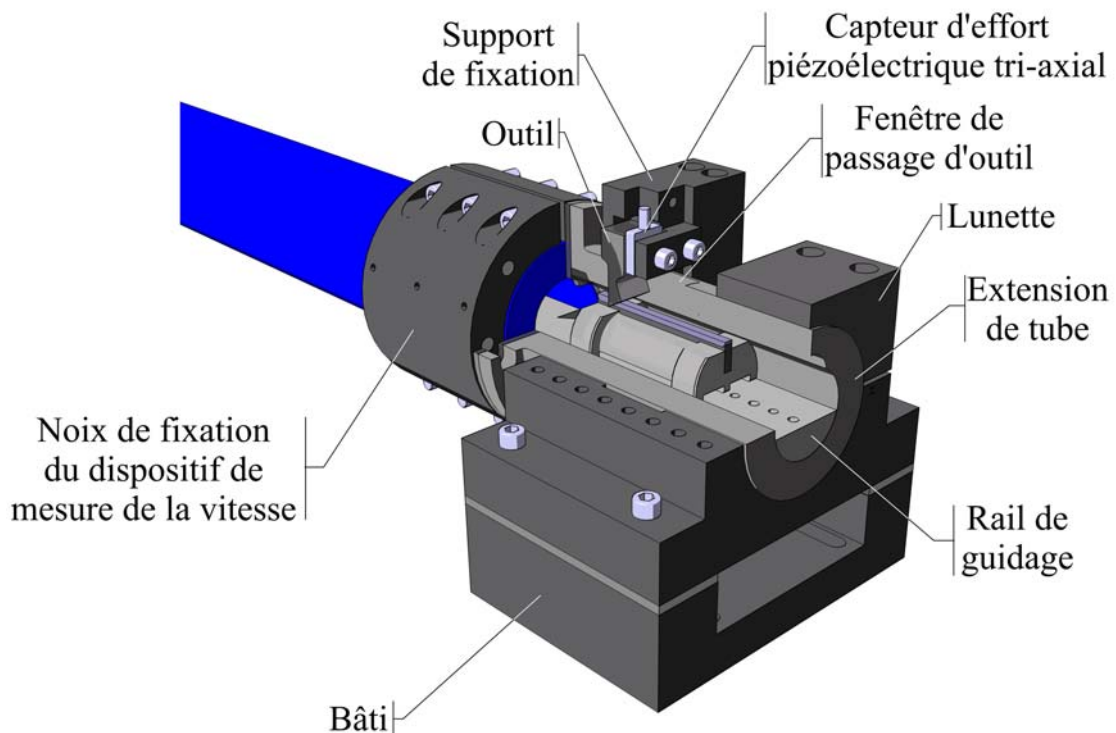


FIGURE 3.13 – Dispositif de mesure des efforts d'interaction adapté à un banc balistique

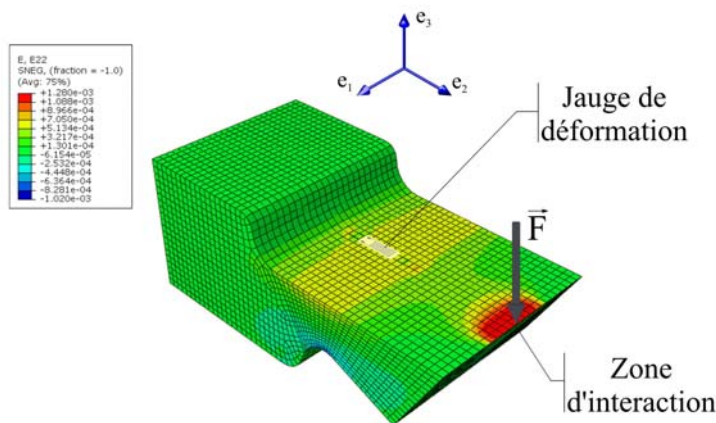
Un outil représentant l'aube est inséré dans la fenêtre de l'extension de tube et interagit avec l'éprouvette lors de son passage. L'outil participe également à la mesure d'effort. En effet, il est utilisé comme corps de référence sur lequel est collée la jauge de déformation. Sa forme a fait l'objet d'une étude d'optimisation par simulation numérique à l'aide du code d'éléments finis Abaqus. La forme obtenue favorise la déformation en flexion de l'outil et concentre celle-ci en une zone restreinte (Fig. 3.14a).

Elle présente également un compromis entre :

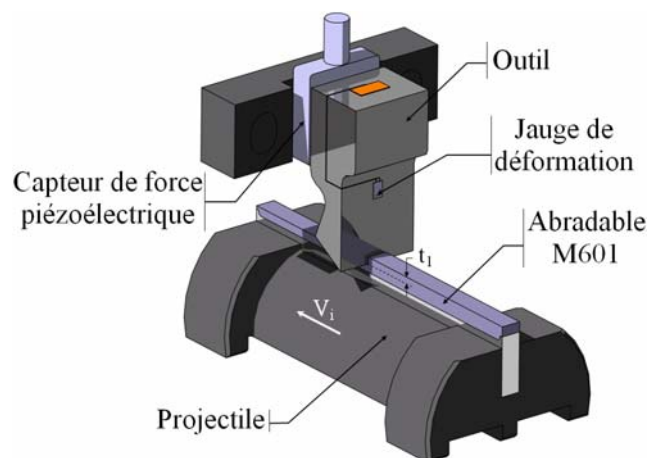
1. **Raideur** : nécessaire pour limiter la flèche à la pointe de l'outil et maximiser sa première fréquence propre de vibration ainsi que la bande passante.
2. **Déformation** : conditionne directement la sensibilité de mesure dans le cas de l'extensométrie.

Un capteur d'effort piézoélectrique (PCB Piezotronics 260A01), placé entre l'outil et sa bride de fixation, réalise également la mesure. Il permet de mesurer des efforts tri-axiaux. La transmission des efforts normaux et tangentiels se faisant uniquement par cisaillement, ce capteur nécessite une précontrainte importante (22 kN).

L'ensemble du système est vissé à un bâti conçu pour limiter au maximum la vibration aussi bien de l'outil que du tube et de son extension.



(a) Positionnement de la jauge de déformation par simulation numérique



(b) Illustration du processus d'interaction

FIGURE 3.14 – Dispositif de mesure

Le système d'acquisition des données (Fig. 3.15) se compose principalement d'un quart de pont de Wheatstone connecté à la jauge de déformation ; d'un conditionneur de signal ICP connecté au capteur de force piézoélectrique et d'un ordinateur équipé d'une carte d'acquisition à large bande passante (480 kHz). Ce dernier enregistre simultanément les signaux délivrés par le quart de pont de Wheatstone et le conditionneur de signal ICP. Il acquiert également sur la même base de temps les signaux émis par les photodiodes laser dédiées au dispositif de mesure de la vitesse d'interaction. L'un de ces signaux est par ailleurs utilisé pour assurer le déclenchement de l'enregistrement de la mesure.

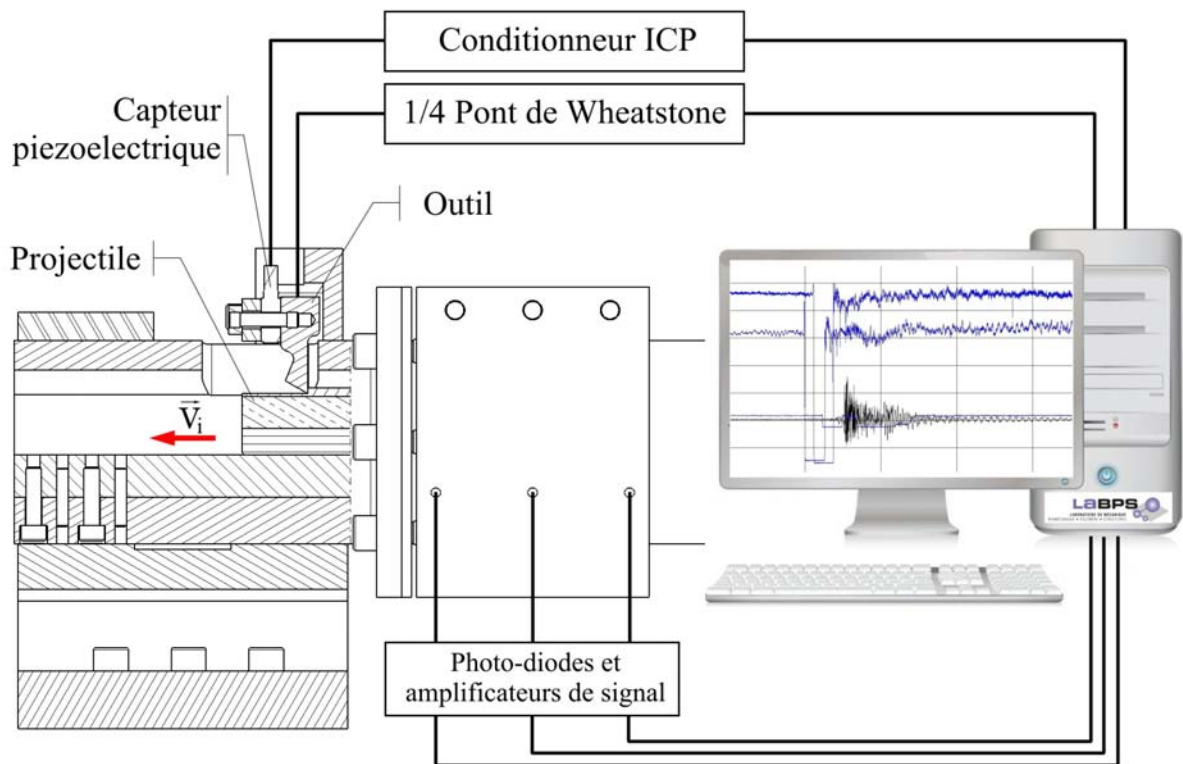


FIGURE 3.15 – Système d'acquisition des données

3.2.2 Caractérisation de la réponse dynamique des capteurs

Traditionnellement, les capteurs dédiés à la mesure d'effort en dynamique rapide doivent disposer d'une première fréquence propre la plus haute possible et d'une large bande passante. En effet, la fréquence maximale du phénomène étudié doit être inférieure à la limite supérieure de la bande passante pour assurer une mesure précise et représentative. Lorsque c'est le cas, on applique généralement aux signaux un filtre passe-bas dont la fréquence de coupure est supérieure à la bande passante. Cela permet de faire disparaître le bruit électronique haute fréquence et les perturbations liées au comportement vibratoire du dispositif de mesure.

Pour déterminer si cette méthode de traitement des signaux peut être appliquée, les réponses dynamiques des systèmes de mesure sont caractérisées expérimentalement par analyse modale. La technique traditionnelle consistant à utiliser un marteau d'impact ne pouvant pas être utilisée du fait de la faible accessibilité de la zone d'excitation, un montage spécial a été conçu (Fig. 3.16). Un bélier instrumenté d'un capteur d'effort piézoélectrique uni-axial (PCB Piezotronics 208C02) impacte la pointe de l'outil. L'effort appliqué lors du choc ainsi que les signaux délivrés par la jauge de déformation et le capteur d'effort tri-axial sont enregistrés simultanément. Les fonctions de réponse en fréquence H_1 des deux dispositifs de mesure sont ensuite obtenues par calcul (Section 3.1.2.2.2, Eq. 3.17) et la bande passante est définie comme la gamme de fréquence sur laquelle le gain du capteur n'excède pas $\pm 3\text{dB}$.

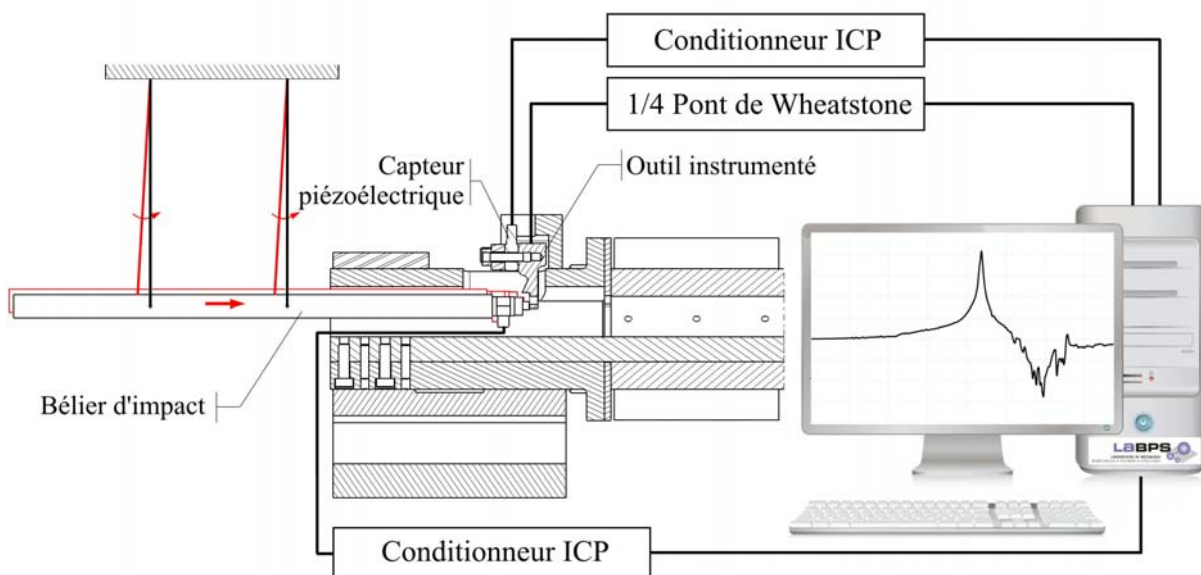


FIGURE 3.16 – Dispositif de caractérisation dynamique

L'analyse modale expérimentale de ce banc d'essai (Fig. 3.17) a montré que la fréquence du premier mode propre de vibration, combinant la flexion de l'outil et de la vis, la torsion de la bride et la flexion du support supérieur, était de 2288 Hz. Les bandes passantes des systèmes de mesure utilisant le capteur piézoélectrique et la jauge de déformation sont respectivement de 1831 Hz et 1968 Hz. Ces bandes passantes sont très largement insuffisantes au regard des interactions étudiées. En effet, le temps d'interaction pour un tir à 500 m/s est de 220 μs . La bande passante nécessaire pour seulement détecter l'interaction dans ces conditions devrait être supérieure à 4.6 kHz. Pour mesurer correctement ces efforts et étudier leur évolution au cours de l'interaction, il faut donc une bande passante très supérieure à cela dont la valeur exacte est très difficile à estimer.

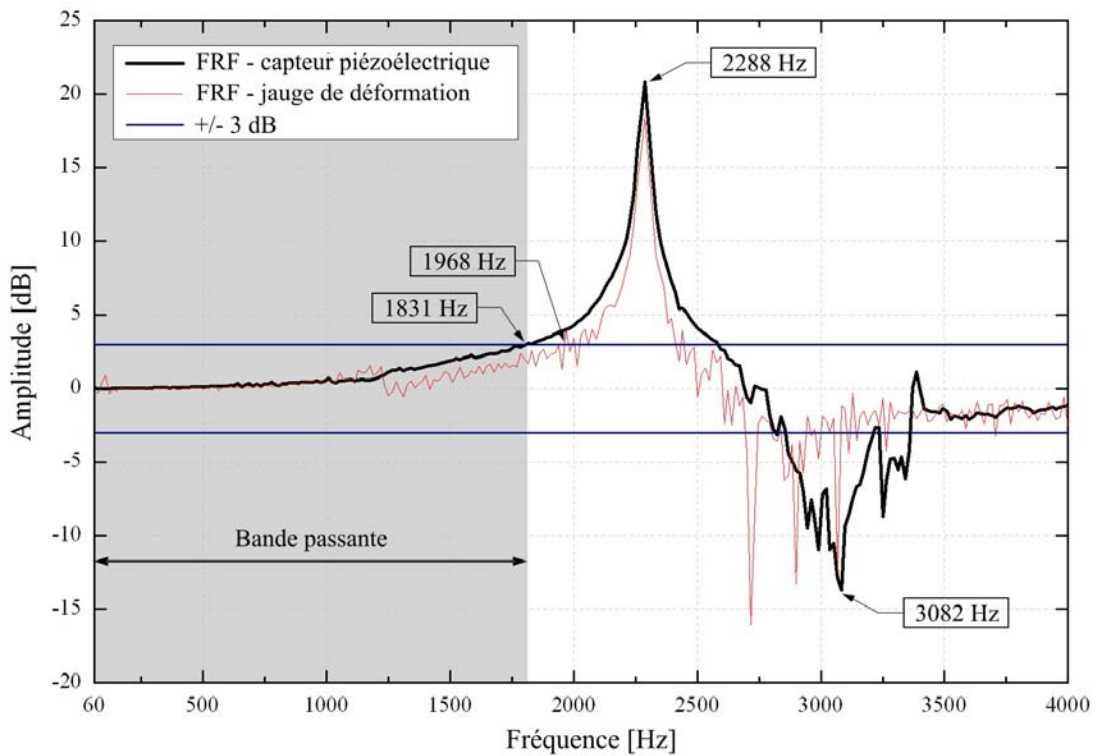


FIGURE 3.17 – Réponse dynamique des systèmes de mesure mis en œuvre

Les dispositifs de mesure ne permettent donc pas, à eux seuls, de mesurer correctement les efforts d'interaction. De plus, bien que des optimisations puissent toujours être réalisées, il n'est pas possible en pratique d'atteindre la bande passante souhaitée. C'est pourquoi une méthode de correction des signaux dynamiques a été mise en œuvre.

3.2.3 Méthode de correction des signaux dynamiques

La correction des signaux dynamiques est fondée sur la méthode de Castro et al. présentée en section 3.1.2.2 et résumée en figure 3.18. Cette méthode possède en effet comme avantages d'être relativement facile à mettre en œuvre dans des cas de mesure d'efforts tri-axiaux et de prendre en compte le comportement dynamique de l'ensemble du banc d'essai sans faire d'hypothèse simplificatrice.

Par ailleurs, bien que le dispositif expérimental ait été conçu pour étudier la coupe oblique, il ne peut, à l'heure actuelle, être calibré que dans la direction axiale. C'est pourquoi il n'a d'abord été testé qu'en condition de coupe orthogonale. La méthode de Castro et al. est donc appliquée pour corriger uniquement les efforts d'interaction axiaux. La relation existant entre l'effort axial appliqué lors d'un essai (F_a) et les signaux délivrés par la jauge de déformation (S_j) et le capteur piézoélectrique (S_p) est donc décrite par l'équation

Eq.3.20. Il est ensuite possible de calculer et de comparer les efforts corrigés obtenus à partir des deux systèmes de mesures (Eq. 3.21 et Eq. 3.22). Pour cela, il est nécessaire d'obtenir les fonctions de correction $H_j(j\omega)$ et $H_p(j\omega)$ des moyens de mesure lors d'une phase de calibration.

$$\begin{Bmatrix} S_j(j\omega) \\ S_p(j\omega) \end{Bmatrix} = F_a(j\omega) \cdot \begin{Bmatrix} T_j(j\omega) \\ T_p(j\omega) \end{Bmatrix} \quad (3.20)$$

$$F_j(j\omega) = \frac{\bar{T}_j(j\omega)}{\bar{T}_j(j\omega) \cdot T_j(j\omega)} \cdot S_j(j\omega) = H_j(j\omega) \cdot S_j(j\omega) \quad (3.21)$$

$$F_p(j\omega) = \frac{\bar{T}_p(j\omega)}{\bar{T}_p(j\omega) \cdot T_p(j\omega)} \cdot S_p(j\omega) = H_p(j\omega) \cdot S_p(j\omega) \quad (3.22)$$

Avec :

$F_a(j\omega)$: Spectre de l'effort axial appliqué à la pointe de l'outil.

$S_j(j\omega)$ et $S_p(j\omega)$: Spectres des signaux délivrés par la jauge et le capteur piézoélectrique.

$F_j(j\omega)$ et $F_p(j\omega)$: Spectres des efforts corrigés obtenus à partir des signaux délivrés respectivement par la jauge et le capteur piézoélectrique.

$T_j(j\omega)$ et $T_p(j\omega)$: Transmissibilités des deux systèmes de mesure.

$H_j(j\omega)$ et $H_p(j\omega)$: Fonctions de correction associées aux deux systèmes de mesure.

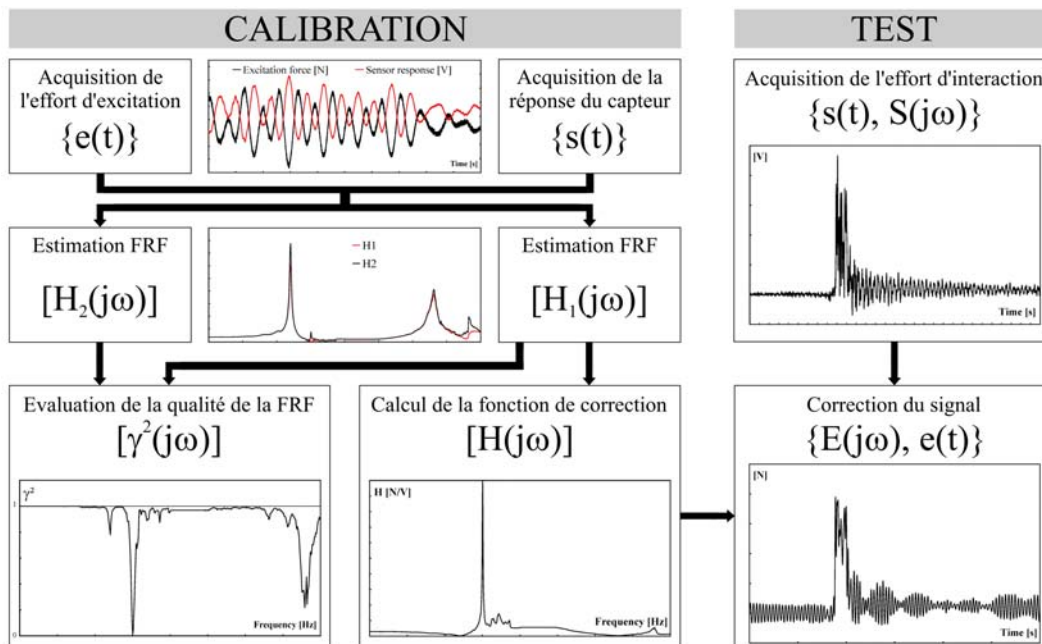


FIGURE 3.18 – Méthode de correction des signaux (cas uni-axial)

3.2.4 Paramètres influents

Lors de la phase de calibration, un certain nombre de paramètres sont à prendre en compte et à définir avec soin dans la mesure où ils ont une influence directe sur la qualité et la représentativité des transmissibilités. On peut distinguer trois catégories de paramètres :

- Les paramètres d’acquisition
- Les paramètres de calcul des FRFs
- Les paramètres de structure

3.2.4.1 Paramètres d’acquisition

Ces paramètres sont associés à l’acquisition et l’enregistrement des signaux aussi bien lors de la phase de calibration que de la phase d’essai. En effet, pour que la fonction de correction soit utilisable, il faut que les signaux nécessaires aux calculs soient obtenus dans les mêmes conditions que les signaux d’essais. Ces derniers peuvent être définis par deux paramètres principaux : la fréquence d’échantillonnage, F_e , et le nombre de points d’un signal de tir, N_t .

La première contrainte à prendre en compte dans le choix des valeurs de ces paramètres est bien évidemment le type de phénomène physique à mesurer et la bande passante nécessaire pour retranscrire le mieux possible ce phénomène. Le théorème de Shannon stipule que si la fréquence d’échantillonnage est inférieure à 2 fois la fréquence maximale contenue dans le signal analogique, ce dernier ne sera pas restitué correctement en signal numérique (discret) lors de l’acquisition. En pratique, il est recommandé de choisir une fréquence d’échantillonnage au moins 20 fois supérieure à la fréquence maximale (Eq. 3.23).

$$F_e \geq 20 \times F_{max}^{signal} \quad (3.23)$$

La deuxième contrainte est directement liée à la méthode de correction et plus exactement à l’utilisation de la Transformée de Fourier Rapide (FFT). En effet, avec ce mode de passage du domaine temporel vers le domaine fréquentiel, l’incrément en fréquence des signaux, Δf , et la fréquence maximale corrigée, $F_{max}^{corrigée}$ sont directement liés aux paramètres d’acquisition (Eq. 3.24 et Eq.3.25). Ainsi, la sensibilité en fréquence de la FRF et donc la qualité de la FRF est conditionnée en partie par les paramètres d’acquisition du signal.

$$\Delta f = \frac{F_e}{N_t} = \frac{1}{D_e} \quad (3.24)$$

$$F_{max}^{corrigée} = \frac{1}{2}F_e \quad (3.25)$$

Enfin, la troisième contrainte est imposée par les performances du dispositif de calcul utilisé pour la construction des fonctions de correction. Il convient de s'assurer que le nombre de points de calibration, N_{calib} (défini en section 3.2.4.2), est inférieur au nombre limite de points traitables, $N_{critique}$, lors du calcul des fonctions de correction (Eq. 3.26).

$$N_{calib} = N_{plage} \times N_t \leq N_{critique} \quad (3.26)$$

La configuration d'acquisition retenue est donc la suivante :

Paramètre	Valeur	Unité
F_{max}^{signal}	50	kHz
F_e	1	MHz
N_t	65 536	/
D_e	65 536	µs
Δf	15,259	Hz
$F_{max}^{corrigée}$	500	kHz

TABLE 3.1 – Paramètres d'acquisition retenus

3.2.4.2 Paramètres de calcul des fonctions de réponse en fréquence

Du point de vue de la calibration, il existe trois paramètres influençant fortement la qualité de la FRF : le nombre de plages de calibration, N_{plage} , le taux de recouvrement, $\%Overlap$. et la largeur de bande d'excitation, L_b .

Le nombre de plages de calibration correspond au nombre de plages moyennées pour calculer les FRFs (Section 3.1.2.2.2) et le taux de recouvrement représente le pourcentage de points communs à plusieurs plages de calibration. En faisant varier ces paramètres, on constate que la qualité de la FRF et plus particulièrement sa cohérence augmente avec le nombre de plage de calibration. Toutefois, passé un certain seuil, cette amélioration n'est plus significative. Une centaine de plages de calibration semble suffisante pour obtenir une cohérence correcte. Par ailleurs, avoir un taux de recouvrement important est très intéressant lorsque les FRFs sont calculées de façon continue dans la mesure où cela permet d'accélérer leur mise à jour. Dans le cas d'un calcul fait post-essai, comme ce sera le cas ici, augmenter le taux de recouvrement n'améliore pas la qualité des FRFs car cela n'apporte pas plus de données statistiques. Tout au plus, cela lisse les FRFs obtenues et augmente considérablement le temps de calcul.

3.2.4.3 Paramètres de structure

Les paramètres de structure sont tous les paramètres pouvant influencer le comportement dynamique du dispositif de mesure et de la structure sur laquelle il est fixé. Il peut s'agir des paramètres relatifs à la géométrie et aux matériaux des pièces composant le dispositif de mesure ainsi que les paramètres d'assemblage tels que les couples de serrage des pièces, l'effort de précontrainte des capteurs, etc.

Ces paramètres peuvent influencer la qualité de la FRF en favorisant ou non la présence de non-linéarités liées aux contacts ou d'importants pics d'anti-résonance. On constate d'ailleurs que la cohérence augmente lorsque les couples sont importants. Cela s'explique par le fait que les efforts de serrage favorisent la transmission des vibrations d'une pièce à l'autre.

Cependant, la variation de ces paramètres impacte principalement la forme des FRFs (position des pics de résonance et anti-résonance, amplitude, etc.). Pour assurer une bonne représentativité des FRFs, il est donc primordial de limiter la variation de ces paramètres entre la phase de calibration et la phase d'essais. Cela passe bien sûr par la mise en place d'un protocole d'assemblage du dispositif permettant d'assurer une bonne répétabilité d'assemblage et de positionnement.

3.2.5 Calibration dynamique des capteurs

Le montage expérimental utilisé pour la calibration des capteurs est présenté en figure 3.20. L'effort d'excitation est généré par un pot vibrant Bruël & Kjaer 4809 fixé à la cuve du banc d'essai par deux bandes élastiques à faible raideur. Il est transmis à la pointe de l'outil par le biais d'une tige fine en acier conçue pour être flexible dans les directions radiales. L'objectif est d'exciter l'extrémité de l'outil dans une direction seulement.

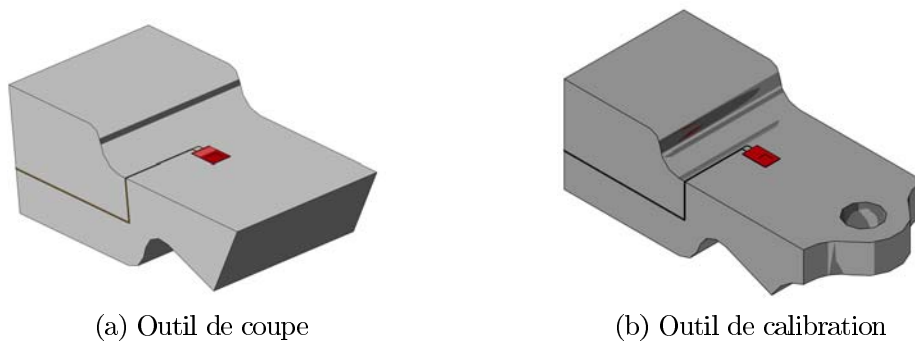


FIGURE 3.19 – Illustrations des modèles des outils de coupe et de calibration

L'outil de coupe ne disposant pas d'une surface plane autorisant sa liaison mécanique avec la tige, un outil spécialement dédié à la calibration a été réalisé. Il présente les mêmes caractéristiques et la même instrumentation que l'outil de coupe (Fig. 3.19). Seule la géométrie de l'arête change. Deux autres solutions auraient pu être employées : rapporter un dispositif de fixation sur l'arête de coupe ou exciter l'outil en un autre point. Dans les deux cas, cela aurait porté atteinte à la représentativité de la FRF.

Un analyseur Bruël & Kjær 2032 contrôle le pot vibrant et génère une série de bruits blancs à Bandes de Fréquences Localisées (BFL, Section 3.1.2.2.3). Les efforts d'excitation sont mesurés à l'aide d'un capteur d'effort piézoélectrique uni-axial PCB Piezotronics M221B03. Ils sont enregistrés simultanément avec les signaux délivrés par les capteurs utilisés lors des essais (jauge de déformation et capteur d'effort tri-axial). Finalement, les deux dispositifs de mesure ont été calibrés de 0 à 8 kHz par bande d'excitation de 400 Hz de largeur.

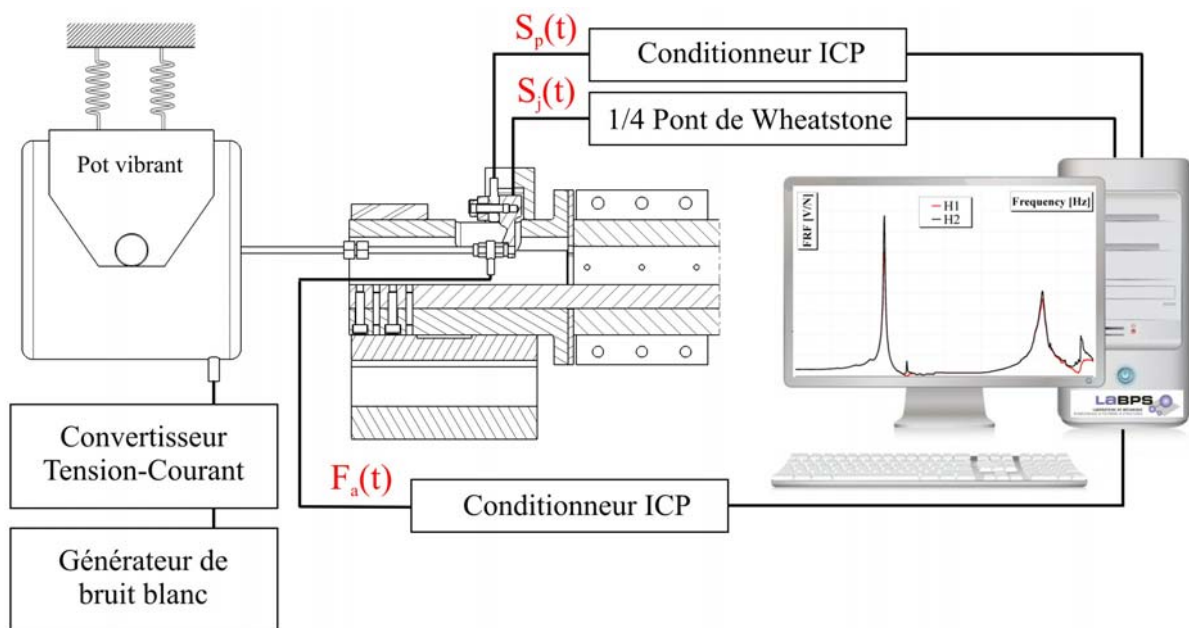


FIGURE 3.20 – Dispositif de calibration

Les données obtenues lors de ces essais sont ensuite traitées par un programme développé sous Mathematica©. Pour chaque bande de fréquences excitées, il calcule les fonctions de réponse en fréquence $H_1(j\omega)$ et $H_2(j\omega)$, la cohérence $\gamma^2(j\omega)$ ainsi que la fonction de correction. Pour cela, la fonction de réponse en fréquence $H_1(j\omega)$ est utilisée pour estimer la transmissibilité $T(j\omega)$. Enfin la fonction de correction $H(j\omega)$ de chaque capteur est obtenue par combinaison des fonctions de correction partielles. Un exemple de transmissibilité ainsi obtenue est présenté en figure 3.25.

3.3 Caractérisation des performances du dispositif de mesure d'effort

Comme le souligne une maxime populaire au sein de la communauté scientifique *“Personne ne croit en un modèle sauf celui qui l’a fait. Tout le monde croit en une mesure sauf celui qui l’a faite”* [Loi de croyance scientifique, corollaire à la loi de Murphy]. Cette boutade résume de façon humoristique une des grandes questions que se posent les expérimentateurs : peut-on vraiment croire aux résultats donnés par un dispositif expérimental que l’on a soi-même conçu ? Ou plus précisément, dans quelle mesure et sous quelles conditions les résultats obtenus peuvent-ils être considérés comme représentatifs des phénomènes physiques étudiés ? Cette question n’est pas triviale car, quelle que soit la rigueur apportée lors de la conception d’un capteur ou d’un banc d’essai, il existe un très grand nombre d’éléments pouvant perturber la mesure ou modifier le phénomène étudié. C’est particulièrement le cas en dynamique rapide. Il est donc primordial de déterminer les capacités et les limites d’un dispositif de mesure ainsi que l’influence de sa présence sur les phénomènes étudiés.

Le banc d’essai ainsi que l’ensemble des outils de correction des signaux ont donc été testés et validés avant d’être mis en oeuvre pour la caractérisation du matériau abradable M601. La démarche de validation utilisée est présentée ici et analyse les résultats obtenus lors des essais. Pour ce faire, elle emploie une série de tests réalisés lors de la phase de calibration ainsi qu’une première campagne d’essais de coupe orthogonale. L’objectif de cette dernière était, en plus de fournir de nouvelles données sur le comportement du M601 (cf Section 4.2), de choisir la technologie de mesure d’effort la plus adaptée à cette application, d’estimer la validité des résultats obtenus et la précision de la méthode de correction ainsi que de déterminer les limites du dispositif. Les conditions expérimentales dans lesquelles ont été réalisés ces essais de validation (Tab. 3.2) ont donc été choisies afin permettre la comparaison des données obtenues avec celles disponibles dans la littérature pour les faibles vitesses d’interaction [Sutter 06]. Ainsi, une dizaine de tirs a été effectuée pour simuler de la coupe orthogonale entre un outil en acier (42CrMo4) et une éprouvette de matériau abradable Metco M601. La vitesse d’interaction et la profondeur d’incursion ont varié respectivement de 60 à 270 m/s et de 130 à 350 μm . Les paramètres de l’arête n’ont quant à eux pas changé dans la mesure où un seul est même outil a été utilisé. Son arête de coupe se caractérise principalement par un rayon d’acuité de 25 μm .

Par ailleurs, une série d’essais a été réalisée avec des éprouvettes de polycarbonate (PC) et de matériau abradable obtenu par projection à froid d’aluminium (*CS : ColdSpray*). L’objectif était d’évaluer la répétabilité du banc et de déterminer l’influence de l’interaction sur la précision de mesure et les performances du dispositif.

Essai N°	Matériau de l'éprouvette	Vitesse d'interaction	Profondeur d'incursion	
		V_i [m/s]	t_{1m} [μm]	Δt_1 [μm]
M01	M601	61	300	\
M02	M601	90	260	40
M03	M601	90	350	53
M04	M601	118	130	32
M05	M601	153	\	\
M06	M601	191	260	49
M07	M601	226	280	60
M08	M601	228	150	22
M09	M601	269	250	69
PC01	PC*	96	130	42
PC02	PC*	96	120	32
PC03	PC*	96	180	48
PC04	PC*	123	\	\
PC05	PC*	184	180	43
CS01	CS*	77	190	76
CS02	CS*	85	150	69
CS03	CS*	92	220	73
CS04	CS*	108	170	94

TABLE 3.2 – Conditions expérimentales

*PC : Polycarbonate; CS : matériau abrasable obtenu par projection à froid d'aluminium

3.3.1 Comparaison des technologies de mesure

Un des objectifs principaux des essais de validation était de déterminer la technologie qui, de l'extensométrie ou de la piézoélectricité, était la plus adaptée à cette application. Comme le montre la figure 3.21, la mesure de l'effort par le biais de la jauge de déformation s'est vite révélée peu performante. La sensibilité de ce système de mesure est en effet très faible. Cela s'explique par la rigidité nécessaire de l'outil induisant une faible déformation lorsqu'il est soumis à des efforts de l'ordre de ceux générés par une interaction outil/abrasable (entre 100 et 4000 N). Lors d'une interaction, le signal émis par la jauge est donc perturbé par le comportement dynamique du dispositif, mais surtout très fortement bruité. Le bruit électronique ambiant n'est en effet pas négligeable, tant la variation de tension de sortie du quart de pont de Wheatstone associée à l'interaction est faible.

Cette faible sensibilité a pour conséquence d'une part de réduire considérablement la précision de mesure, et d'autre part de dégrader la qualité de la fonction de réponse en fréquence lors de la phase de calibration. Durant cette phase, les efforts d'excitation étant

faibles, particulièrement à hautes fréquences (>2 kHz), le signal émis par la jauge émerge à peine du bruit électronique. Le rapport de l'effort d'excitation sur le signal de sortie du capteur devient alors aléatoire et la fonction de réponse en fréquence est incohérente. La méthode de correction n'a donc pas pu être appliquée avec succès à ce dispositif de mesure.

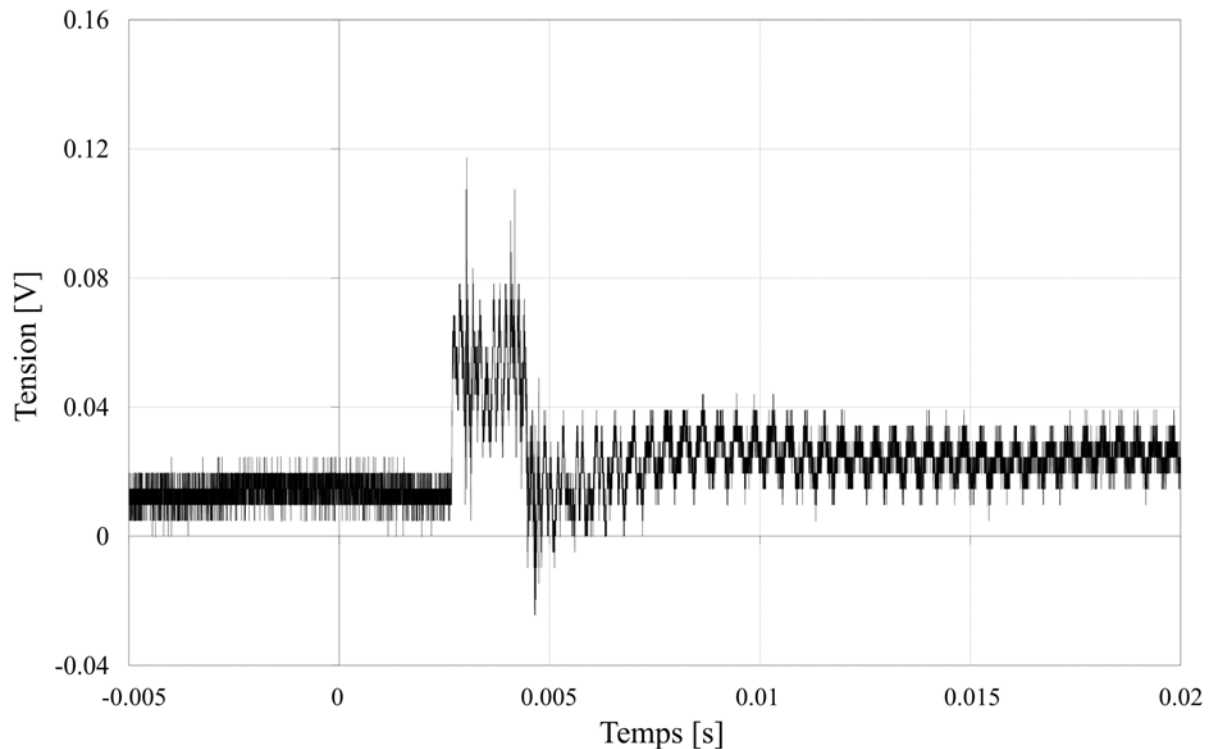


FIGURE 3.21 – Exemple de signal brut émis par la jauge de déformation (M02 - V_i : 90 m/s - t_{1m} : 260 μ m - Δt_1 : 40 μ m)

Pour résoudre ce problème, deux stratégies peuvent être considérées : réduire la raideur de l'outil pour augmenter les déformations mesurées par la jauge, ou choisir des jauges dont le facteur est plus important, comme des jauges semi-conductrices par exemple. La première méthode présente plusieurs inconvénients majeurs. Elle détériore le comportement dynamique de l'outil, augmente la flèche en pointe d'outil - et donc la variation de la profondeur d'incursion durant l'interaction - et abaisse à la fois la première fréquence propre et la bande passante du capteur. La seconde méthode permettrait d'augmenter dans une certaine limite la sensibilité du capteur sans mettre en péril son comportement dynamique.

Cependant, l'objectif final de ce dispositif expérimental étant l'étude de la coupe oblique et la mesure d'efforts tri-axiaux, il serait nécessaire de concevoir un corps déformable permettant la mesure indépendante d'efforts dans les trois directions. Cela peut s'avérer particulièrement difficile tant il est vital de limiter la sensibilité transverse d'un capteur.

Par ailleurs, ces essais ont mis en évidence le manque de fiabilité du système de mesure basé sur la jauge de déformation. Celle-ci était très exposée lors de l'interaction, son arrachement après quelques essais l'a démontré. La détente du gaz (azote) a endommagé de manière irréversible la connectique de la jauge présente sur l'outil lors d'un essai réalisé à une vitesse supérieure à 100 m/s.

Pour toutes ces raisons, la mesure d'effort par jauge de déformation a rapidement été abandonnée au profit du capteur piézoélectrique dont les résultats sont notablement meilleurs. De fait, la sensibilité du capteur piézoélectrique est suffisamment importante pour permettre une mesure correcte des efforts d'interaction. Toutefois, les signaux obtenus lors des essais (Fig. 3.22) sont très fortement perturbés par le comportement vibratoire du dispositif de mesure et cela même pour les essais réalisés à moins de 100 m/s. Il n'est pas possible, par exemple, de déterminer avec précision la phase d'interaction. L'effort obtenu ne tient également pas compte des effets d'inertie et surestime donc de façon non négligeable l'effort d'interaction.

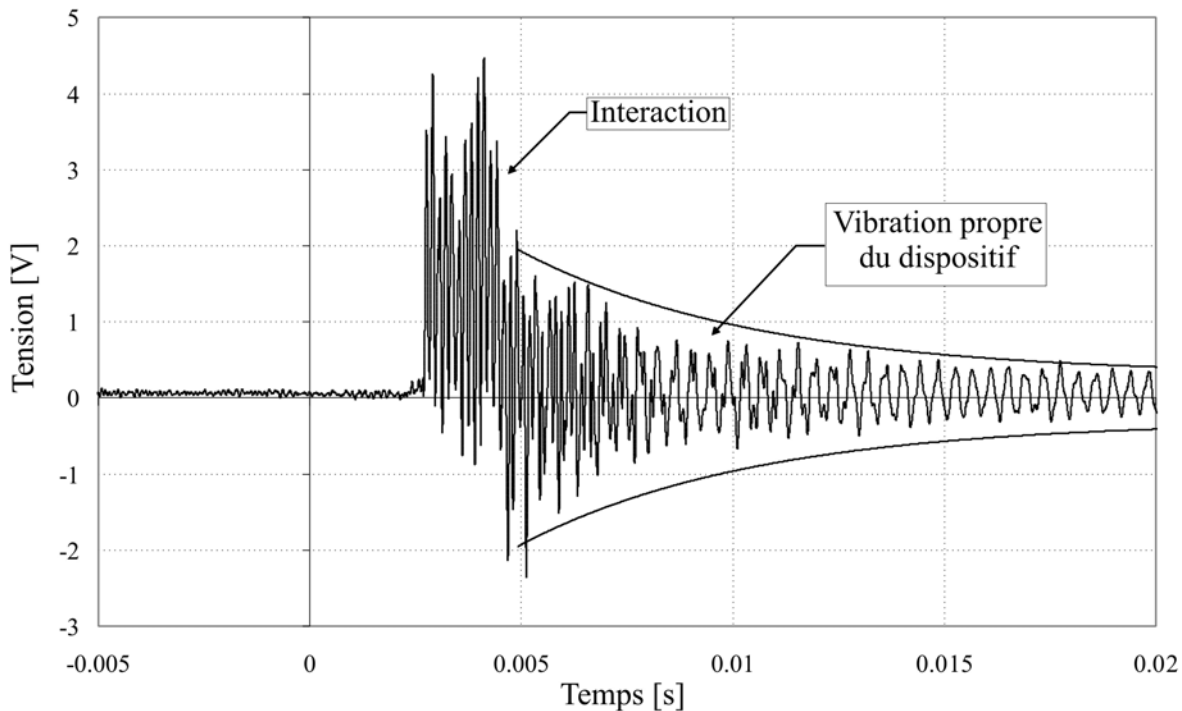


FIGURE 3.22 – Exemple de signal brut émis par le capteur piézoélectrique - composante d'effort axiale (M02 - V_i : 90 m/s - t_{1m} : 260 μm - Δt_1 : 40 μm)

3.3.2 Performances et limites de la méthode de correction

La correction du signal émis par le capteur piézoélectrique est indispensable pour permettre une mesure précise de l'effort d'interaction. Cependant, les résultats obtenus après

correction des signaux acquis lors des essais ne sont pas ceux attendus. Les efforts corrigés (Fig. 3.23) restent très perturbés au point qu’il est difficile de calculer un effort moyen d’interaction. De plus, ils présentent de fortes oscillations aussi bien avant que pendant et après l’interaction.

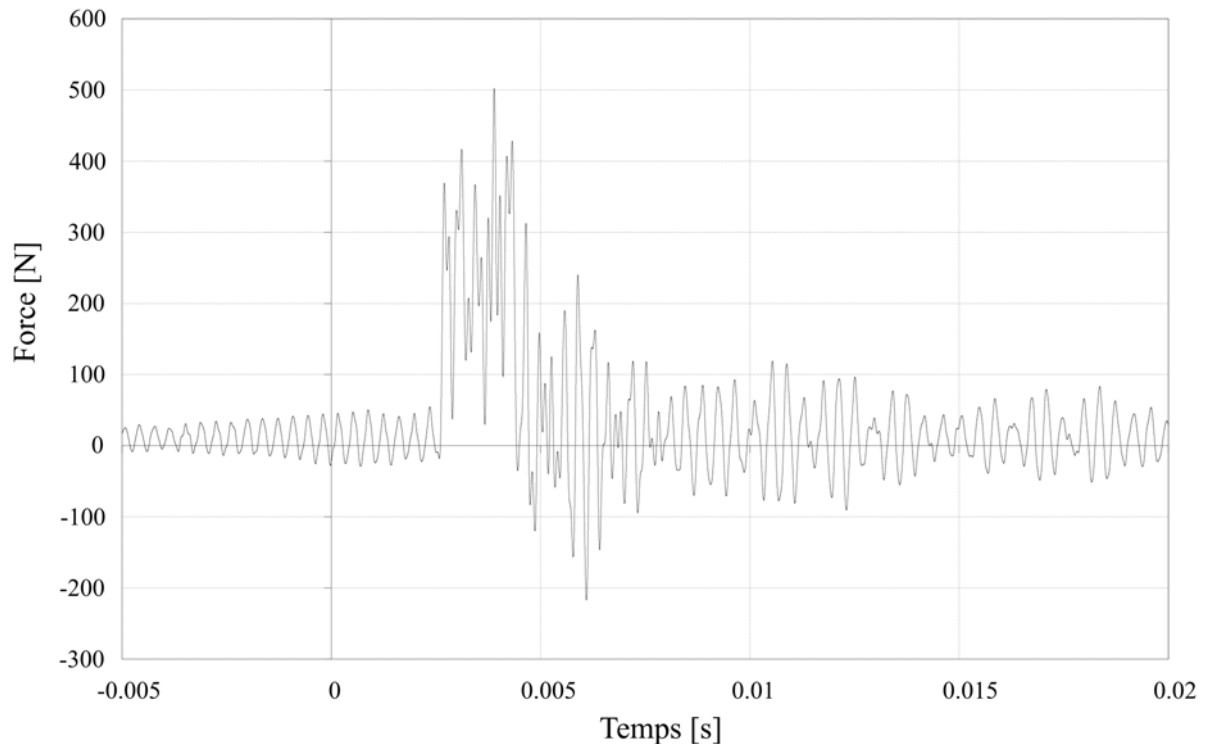


FIGURE 3.23 – Exemple de signal émis par le capteur piézoélectrique après post-traitement (M02 - V_i : 90 m/s - t_{1m} : 260 μm - Δt_1 : 40 μm)

Deux explications à ces oscillations sont envisageables :

1. **Ces oscillations sont causées par un ou plusieurs phénomènes physiques :**

Théoriquement, l’interaction générée entre l’outil et l’éprouvette est continue et réalisée à vitesse et à profondeur d’incursion constante. C’est pourquoi, on formule inconsciemment l’hypothèse que les efforts réels appliqués à l’outil seront de type “porte”, c’est-à-dire nuls avant et après interaction et d’une valeur positive et constante durant l’interaction. Cependant, en pratique, l’interaction se déroule en milieu fermé, sans visualisation possible, implique des matériaux hétérogènes au comportement dynamique inconnu et a lieu à très haute vitesse. Autrement dit, l’interaction en elle-même pourrait générer un effort non constant (arrachement d’abradable, frottement, etc.) et d’autres phénomènes physiques pourraient venir perturber la mesure (écoulement de la veine gazeuse, turbulences du flux d’azote, frottement du projectile dans le tube lanceur, etc.).

2. La correction des signaux ne remplit pas parfaitement sa fonction :

Les oscillations observées pourraient être causées par une mauvaise correction des signaux dynamiques. Plusieurs raisons à cela pourraient être avancées, tel que par exemple :

- la méthode de correction utilisée n'est pas adaptée, car le dispositif de mesure n'est pas linéaire ;
- les outils de post-traitement et de calcul de la fonction de réponse en fréquence sont défaillants ;
- la fonction de correction utilisée ne dispose pas d'une qualité suffisante ou n'est pas représentative du comportement dynamique du banc d'essai.

Pour déterminer laquelle de ces explications est la plus pertinente, des analyses spectrales ont été réalisées, pour tous les essais, sur les signaux bruts et corrigés. Elles ont permis d'obtenir les fréquences des oscillations observées sur ces derniers (Table 3.3). Celles-ci ne varient pas d'un essai à un autre, démontrant que quelle que soit la cause de ces oscillations, il s'agit d'un phénomène parfaitement répétable et récurrent.

Avant correction des signaux		Après correction des signaux	
Avant interaction	Après interaction	Avant interaction	Après interaction
\emptyset	2 410 Hz	2 666 Hz	2 410 Hz
			2 666 Hz
	6 623 Hz		6 623 Hz

TABLE 3.3 – Comparaison des contenus spectraux des signaux corrigés avant et après interaction

Ensuite, on peut constater que les oscillations observables sur les efforts corrigés peuvent être classées en deux catégories :

1. Les oscillations qui apparaissent lors de la correction (fréquence : 2 666 Hz) :

Ces oscillations n'étant pas présentes sur les signaux bruts, il est peu probable qu'elles soient liées au comportement vibratoire du dispositif, au bruit électronique ou à un phénomène physique venant solliciter l'outil. L'explication la plus simple est qu'il s'agit là d'un artéfact mathématique créé lors de la correction des signaux.

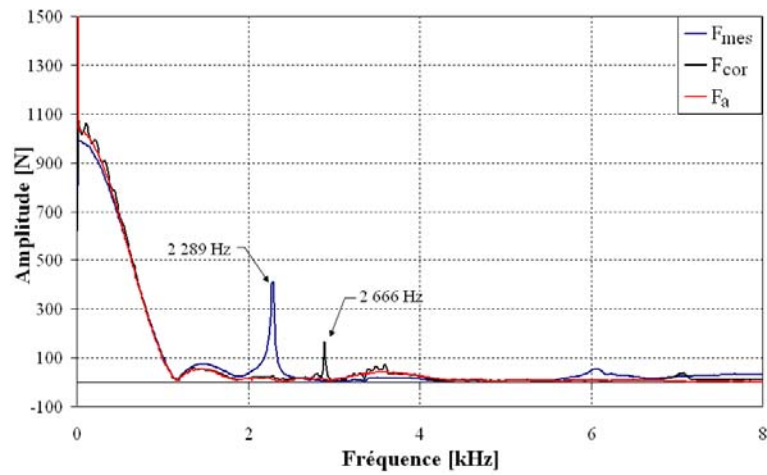
2. Les oscillations qui persistent après la correction (fréquences : 2 410 Hz et 6 623 Hz) :

La présence de ces oscillations sur les signaux bruts conduit à penser qu'elles sont causées par un phénomène physique, et le fait qu'elles n'apparaissent que pendant et après l'interaction implique qu'elles résultent de la vibration du dispositif de mesure suite à l'impact de l'éprouvette sur l'outil. Toutefois, si cela étaient le cas, elles devraient logiquement être amorties lors de la correction des signaux. Or elles ne le sont pas. Autrement dit, soit la méthode de correction des signaux ne remplit pas sa fonction correctement, soit un phénomène physique inconnu et non désiré perturbe la mesure.

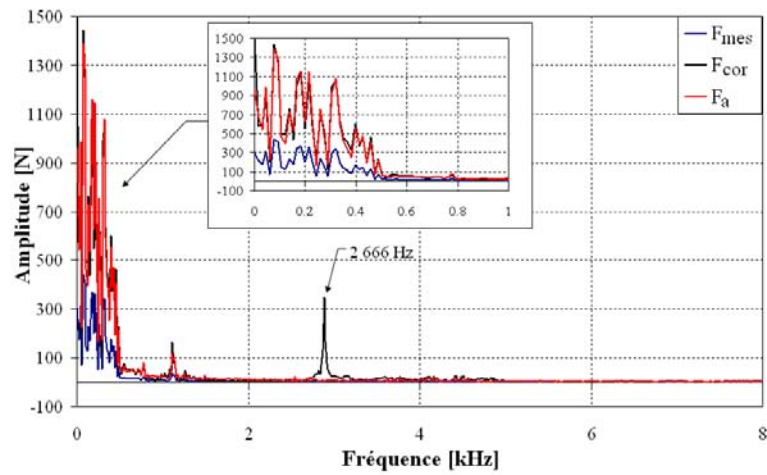
Il ressort de cette analyse que la correction des signaux pourrait être défailante ou imparfaite. C'est pourquoi il était important de s'assurer que le principe de correction est adapté à cette application et que les outils mathématiques et informatiques de post-traitement sont performants. Un certain nombre de tests a donc été réalisé pour valider la méthode et les outils de correction. Ils consistent à appliquer une série d'efforts parfaitement connus à la pointe de l'outil, puis à acquérir et corriger le signal transmis par le capteur d'effort piézoélectrique. Cette phase de validation utilise les mêmes dispositifs expérimentaux que ceux employés lors de la phase de calibration (le bélier d'impact et le pot vibrant) et est réalisée en parallèle à celle-ci. L'outil a donc été sollicité avec, d'une part des excitations de type choc (Fig. 3.24a) et des bruits blancs à bande de fréquences localisées balayant la plage de fréquence entre 0 et 8 kHz d'autre part (Fig. 3.24b et 3.24c).

La comparaison des efforts mesurés F_{mes} , des efforts corrigés F_{cor} et des efforts appliqués F_a à la pointe de l'outil, et plus particulièrement de leur spectre en amplitude (Fig. 3.24) montre que :

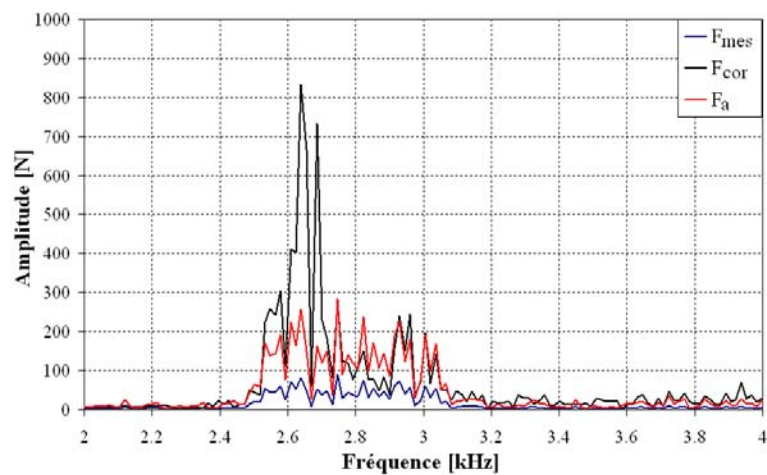
- Comme cela était attendu, le comportement vibratoire du dispositif expérimental perturbe la mesure de l'effort. On constate en effet la présence sur le spectre de l'effort mesuré F_m de deux pics de fréquence correspondant aux deux premiers modes propres du dispositif.
- Le protocole de correction des signaux joue son rôle et les outils mathématiques et informatiques fonctionnent. Les spectres des efforts appliqués et corrigés correspondent parfaitement sur la quasi-totalité de la gamme de fréquences.
- On observe l'apparition d'oscillations parasites de la même fréquence que celles observées sur les signaux de tir (2 666 Hz), et cela quelque soit le type d'excitation imposé à la pointe de l'outil. Cela exclut définitivement la thèse selon laquelle cette fréquence parasite est générée par un phénomène physique et confirme qu'il s'agit là d'un artefact mathématique créé ex-nihilo lors du post-traitement.



(a) Excitation au bélier d'impact



(b) Excitation de type bruit blanc à BFL - 0 à 400 Hz



(c) Excitation de type bruit blanc à BFL - 2 800 à 3 200 Hz

FIGURE 3.24 – Comparaison des spectres en amplitude des efforts mesurés F_{mes} , des efforts corrigés F_{cor} et des efforts appliqués F_a

Ces tests permettent de comprendre la nature des oscillations apparaissant lors de la correction mais pas d'en déterminer l'origine. Toutefois, en démontrant que le protocole de post-traitement des signaux est adapté et fonctionnel, ils nous invitent à nous intéresser à un élément fondamental à la correction des signaux : la fonction de réponse en fréquence (Fig. 3.25) caractérisant le comportement dynamique du dispositif et utilisée pour le calcul de la fonction de correction.

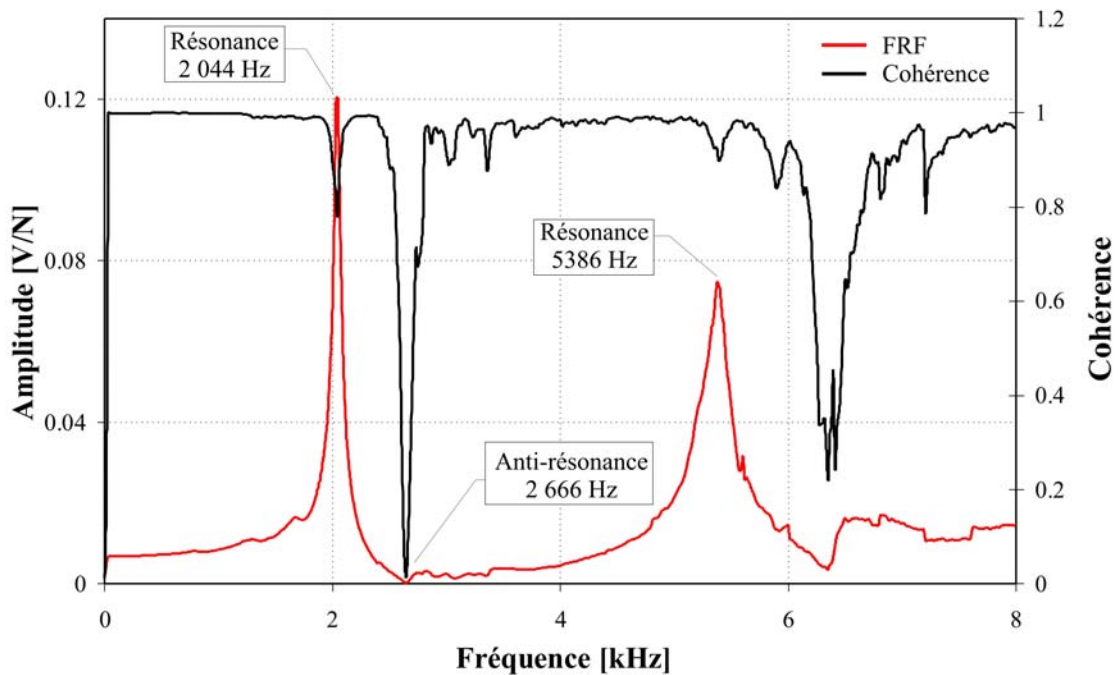


FIGURE 3.25 – Transmissibilité obtenue lors de la phase de calibration pour la composante d'effort axial du capteur piézoélectrique

On note que si la qualité de la transmissibilité est globalement bonne sur la gamme de fréquences de 0 à 8 kHz, elle présente deux importantes chutes de cohérence. Ces chutes apparaissent aux fréquences d'anti-résonance de la structure ce qui permet d'en déterminer la cause : à ces fréquences, le gain du système de mesure est si faible, que le signal émis par le capteur se confond avec le bruit électronique ambiant. Lors du calcul de la transmissibilité, le rapport entrée/sortie devient donc aléatoire et la qualité de la fonction de réponse en fréquence s'effondre.

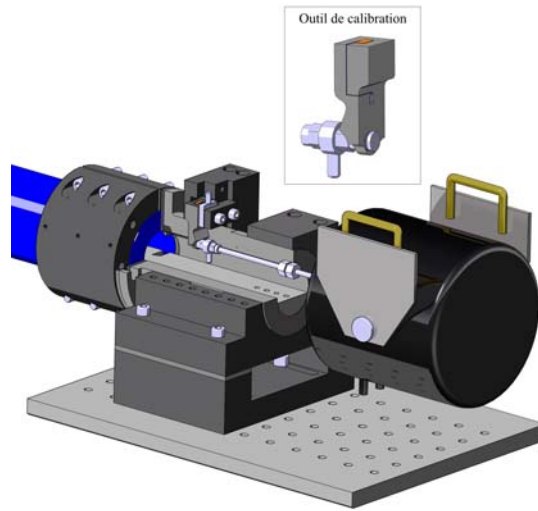
On remarque également que l'une de ces chutes de cohérence, la plus importante, a lieu à la même fréquence que celle des oscillations parasites (2 666 Hz) observées sur les efforts corrigés obtenus aussi bien lors des tirs que des essais de validation. Cela permet de comprendre que la chute de qualité de la FRF conduit à sous-estimer la sensibilité du système de mesure à cette fréquence et donc à suramplifier le contenu spectral à 2 666 Hz des signaux bruts lors de la correction.

Les oscillations qui apparaissent lors de la correction (fréquence : 2 666 Hz) sont donc causées par un manque de qualité de la FRF et plus particulièrement par des chutes locales de cohérences aux fréquences d'anti-résonance.

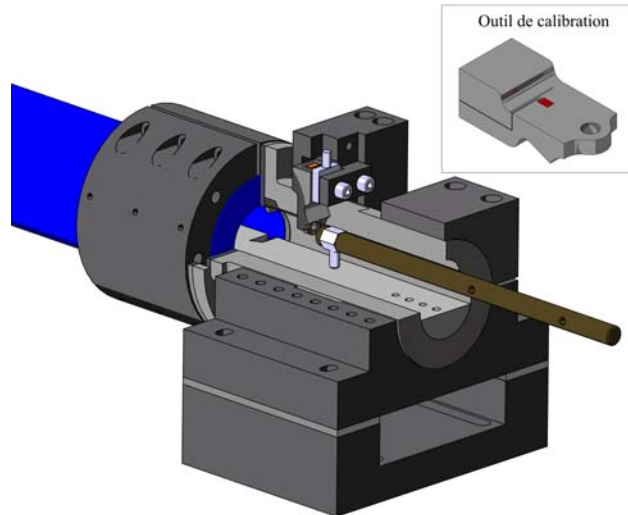
Malheureusement, il est impossible de supprimer mathématiquement ces chutes locales de cohérence. Seule une modification physique des dispositifs de mesure ou de calibration pourrait les faire disparaître. Deux méthodes peuvent être envisagées pour augmenter l'intensité du signal en sortie du capteur d'effort piézoélectrique à la fréquence d'anti-résonance : augmenter l'amplitude des efforts d'excitation générés lors de la calibration ou augmenter le taux d'amortissement du banc d'essai. La première n'est pas réalisable car limitée par les performances intrinsèques des pots vibrants. Quant à la seconde, elle permet de réduire les pics de résonance et d'anti-résonance de la structure et donc de limiter la variation de la sensibilité du capteur sur toute la gamme de fréquences ainsi que l'atténuation du signal en sortie du capteur d'effort piézoélectrique à l'anti-résonance.

Le manque de qualité de la FRF utilisée lors de la correction explique les oscillations parasites qui apparaissent lors du post-traitement, mais pas celles (2 410 Hz et 6 623 Hz) qui persistent après correction des signaux obtenus lors des essais. La forme de celles-ci ainsi que leur amortissement progressif après l'interaction conduisent à formuler l'hypothèse qu'elles sont liées à la vibration du dispositif expérimental. En toute logique, elles devraient donc être amorties lors de la correction des signaux. Pourtant, ce n'est pas le cas. Il est donc possible que la fonction de réponse en fréquence obtenue lors de la calibration et utilisée pour la correction des signaux ne soit pas représentative du comportement dynamique du dispositif lors d'un essai de coupe. La comparaison des différentes données relatives au comportement dynamique du dispositif obtenues 1 - lors de la calibration au pot vibrant (Fig.3.26a), 2 - lors de l'analyse modale au bélier d'impact (Fig.3.26b) et 3 - par l'analyse spectrale des signaux d'efforts bruts acquis lors des essais de coupe (Fig.3.26c), permet de vérifier cette hypothèse.

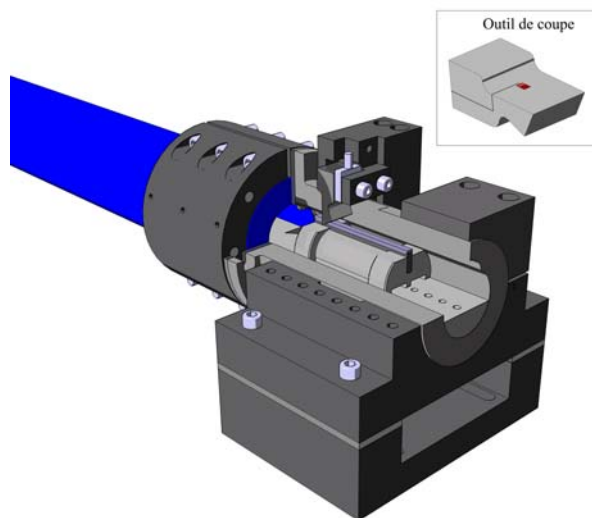
La comparaison des fréquences de résonance obtenues par ces différentes méthodes (Table 3.4) met en évidence l'influence du dispositif de calibration sur le comportement dynamique de la structure. Plus précisément, elle démontre que l'ajout d'une masse supplémentaire fixée à l'extrémité de l'outil et associée principalement au capteur d'effort de référence abaisse de façon non négligeable (≈ 300 Hz) les fréquences propres du dispositif expérimental. L'utilisation d'un outil spécial, à la pointe modifiée pour permettre la calibration du banc d'essai, induit également une diminution locale de la raideur et à un abaissement des fréquences propres.



(a) Dispositif de calibration au pot vibrant



(b) Dispositif d'analyse modale au bélier d'impact



(c) Montage utilisé lors d'un essai

FIGURE 3.26 – Montages de caractérisation de la réponse dynamique du dispositif de mesure

	Calibration	Analyse Modale	Tir
1 ^{ère}	2 044 Hz	2 288 Hz	2 410 Hz
2 ^{ème}	5 386 Hz	6 119 Hz	6 623 Hz

TABLE 3.4 – Comparaison des deux premières fréquences de résonance

Ce “décalage” des fréquences propres du dispositif explique en partie la correction insuffisante des signaux dynamiques enregistrés : lors du post-traitement, les fréquences de résonance du système ne sont pas amorties comme elles le devraient si bien que les perturbations liées au comportement dynamique du banc d’essai persistent.

Le manque de représentativité de la transmissibilité obtenue lors de la calibration ne peut être détecté par des essais de post-traitement réalisés tels que ceux présentés précédemment. En effet, ces essais sont réalisés sur les mêmes montages expérimentaux que ceux utilisés lors de la calibration. Ils ne peuvent donc pas mettre en évidence la différence de réponse dynamique entre le dispositif utilisé lors des essais de coupe et celui employé lors de la calibration. Seule la comparaison des fonctions de réponse en fréquence obtenues par des moyens expérimentaux différents le permet.

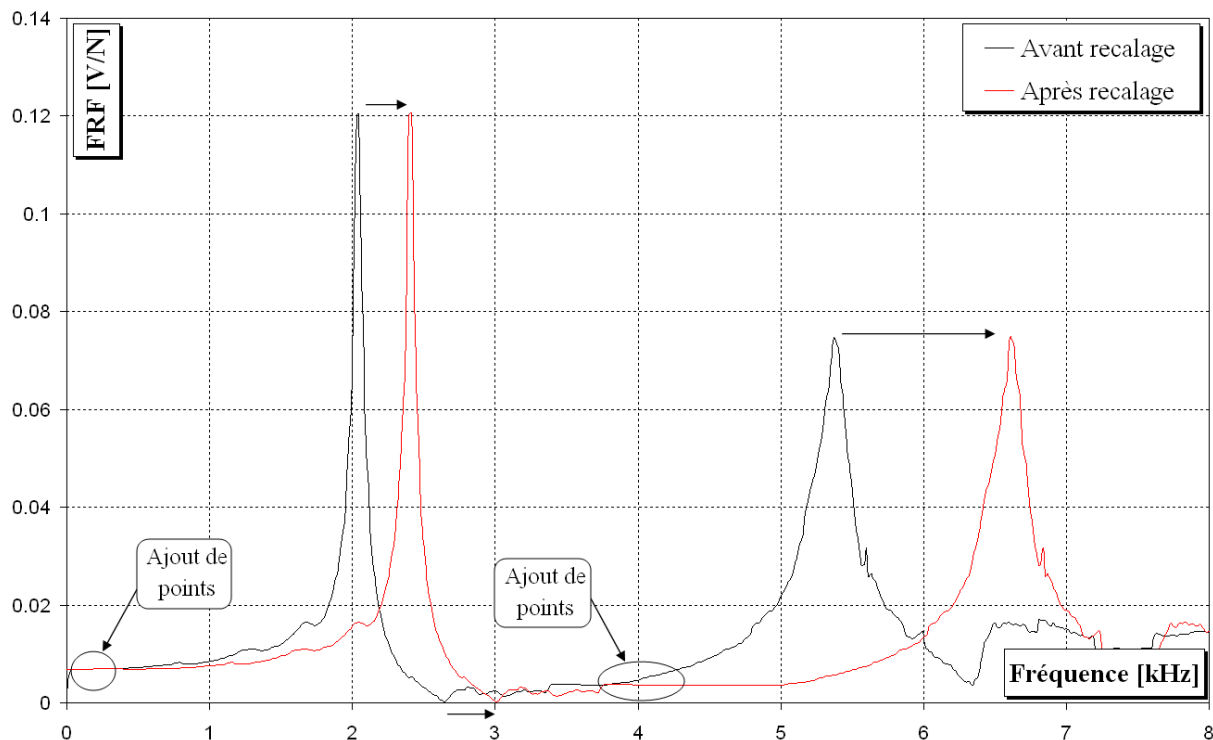
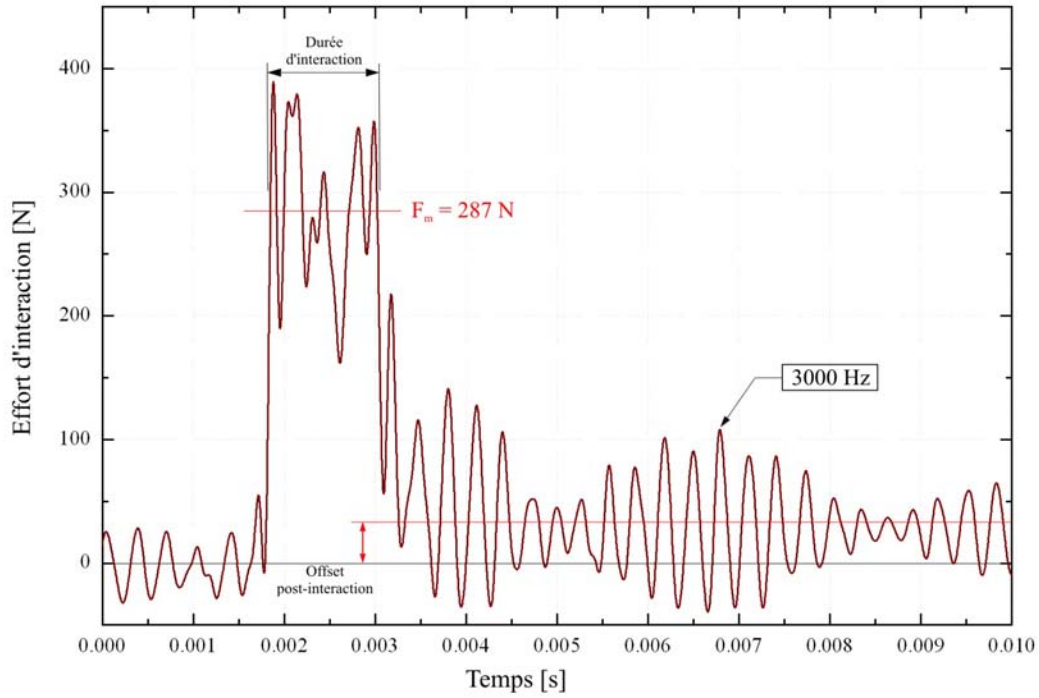


FIGURE 3.27 – Comparaison des FRFs avant et après recalage

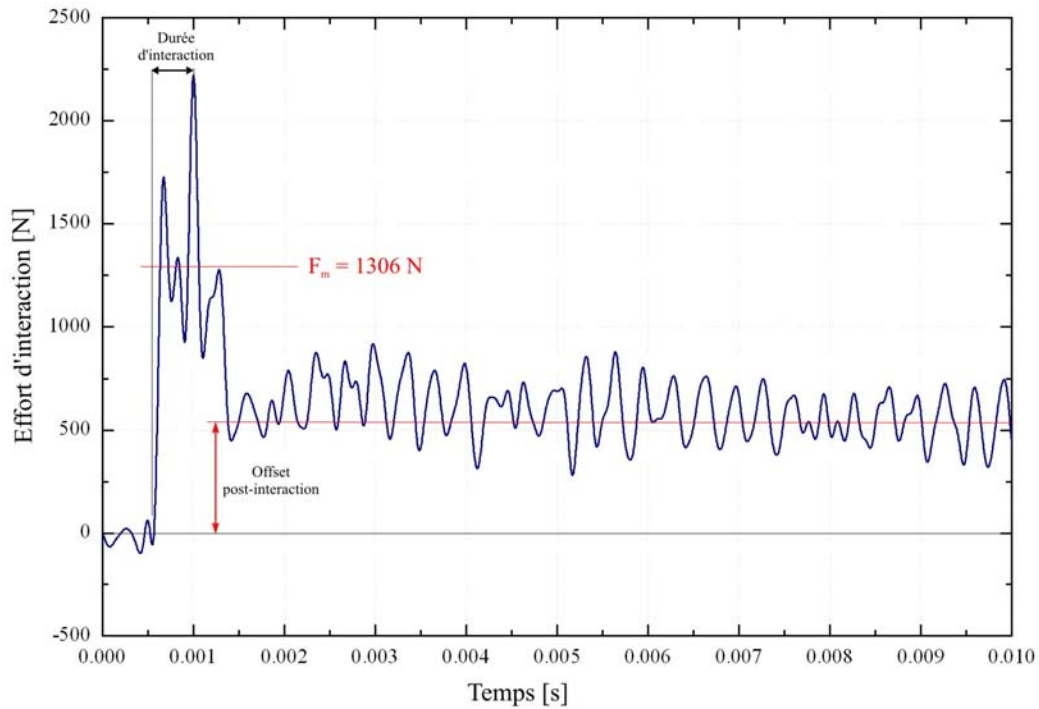
Pour améliorer la représentativité de la fonction de correction, il faudrait dans l'idéal réaliser la calibration dans la même configuration que celle utilisée lors des essais d'interaction. Cependant, ce n'est pas possible en pratique. Par ailleurs, il est très difficile de supprimer physiquement l'influence du dispositif de calibration sur la réponse dynamique du système. C'est pourquoi la correction de la fonction de correction a été réalisée numériquement après calibration. Le "recalage" des fréquences de résonance a donc été réalisé en utilisant comme références les fréquences propres obtenues par l'analyse des signaux d'essais. En effet, si les résultats de l'analyse modale au bélier permettent de s'assurer de la bonne "forme" de la FRF, ils ne tiennent compte que du comportement dynamique de l'outil de calibration et non de celui de l'outil de coupe. Le recalage en lui-même a été effectué par ajout de points dans deux zones "neutres" de la FRF (Fig. 3.27), c'est-à-dire les zones pour lesquelles l'amplitude et la phase de la FRF ne varient pas.

Cette technique, bien que peu rigoureuse scientifiquement permet d'améliorer les résultats obtenus après post-traitement (Fig. 3.28). En effet, les efforts dynamiques ne sont plus perturbés que par les oscillations liés à la chute de cohérence de la fonction de correction, le pic d'anti-résonance s'étant déplacé de 2 666 à 3 000 Hz lors de la correction de la fonction de réponse en fréquence. Il est ainsi possible de déterminer avec précision sur les signaux d'effort le début et la fin de l'interaction et d'estimer un effort moyen généré lors de l'interaction.

En conclusion, le principe utilisé pour la correction des signaux dynamiques est adapté à cette application et les outils mathématiques et informatiques développés pour réaliser le post-traitement fonctionnent. Toutefois la précision des résultats obtenus est limitée par des défauts de qualité et de représentativité de la fonction de réponse en fréquence calculée lors de la calibration dynamique du dispositif. Ceux-ci s'expriment respectivement par l'apparition d'oscillations parasites lors du post-traitement et par le non-amortissement des vibrations propres du dispositif. Les chutes de qualité de la FRF ne peuvent être supprimées qu'en modifiant physiquement le système de mesure. Le défaut de représentativité est quant à lui inhérent à l'utilisation d'un dispositif de calibration et a été éliminé en modifiant la FRF numériquement. Cela permet finalement de mesurer un effort moyen d'interaction lors des essais de coupe.



(a) M02 - $V_i : 90 \text{ m/s}$ - $t_{1m} : 260 \text{ }\mu\text{m}$ - $\Delta t_1 : 40 \text{ }\mu\text{m}$



(b) M09 - $V_i : 269 \text{ m/s}$ - $t_{1m} : 250 \text{ }\mu\text{m}$ - $\Delta t_1 : 60 \text{ }\mu\text{m}$

FIGURE 3.28 – signaux émis par le capteur piézoélectrique après correction pour deux conditions d’essai différentes

3.3.3 Offset post-interaction

Pour l'ensemble des essais réalisés, on peut noter que les efforts ne s'annulent pas immédiatement après l'interaction. Ils oscillent autour d'une valeur moyenne positive. Cet offset post-interaction est observable aussi bien avant qu'après correction et n'est donc pas a priori causé par le post-traitement des signaux d'essais. Par ailleurs, son amplitude est indépendante du matériau testé et donc des efforts d'interaction, mais varie fortement avec la vitesse du projectile. Cela peut être expliqué par la persistance après interaction d'une pression résiduelle p_{opi} appliquée sur l'extrémité de l'outil par la détente du gaz de propulsion.

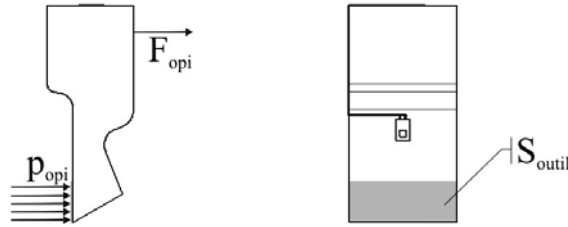


FIGURE 3.29 – Illustration de la zone de l'outil sollicité par le gaz de propulsion

Cette hypothèse est confirmée par une étude analytique. En considérant la détente rapide de l'azote lors du lancement du projectile comme étant adiabatique réversible, il est possible de calculer la pression p_{opi} présente dans le tube lanceur en fonction de la pression de lancement p_p et l'effort F_{opi} appliqué par le gaz de propulsion après interaction.

$$p_{opi} = p_p \left(\frac{V_0}{V_{opi}} \right)^\gamma \quad (3.27)$$

$$F_{opi} = S_{outil} p_p = S_{outil} p_p \left(\frac{V_0}{V_{opi}} \right)^\gamma \quad (3.28)$$

Les résultats obtenus par ces calculs sont tout à fait en adéquation avec les données expérimentales relevées (Fig. 3.30). Les efforts persistants après interaction sont donc inévitables sur un banc balistique fermé tel que celui utilisé dans cette étude. Toutefois, ce phénomène intervenant à la fin de l'interaction éprouvette/outil et générant un effort inférieur à celui causé par cette dernière, il n'est pas problématique et ne gêne pas la mesure.

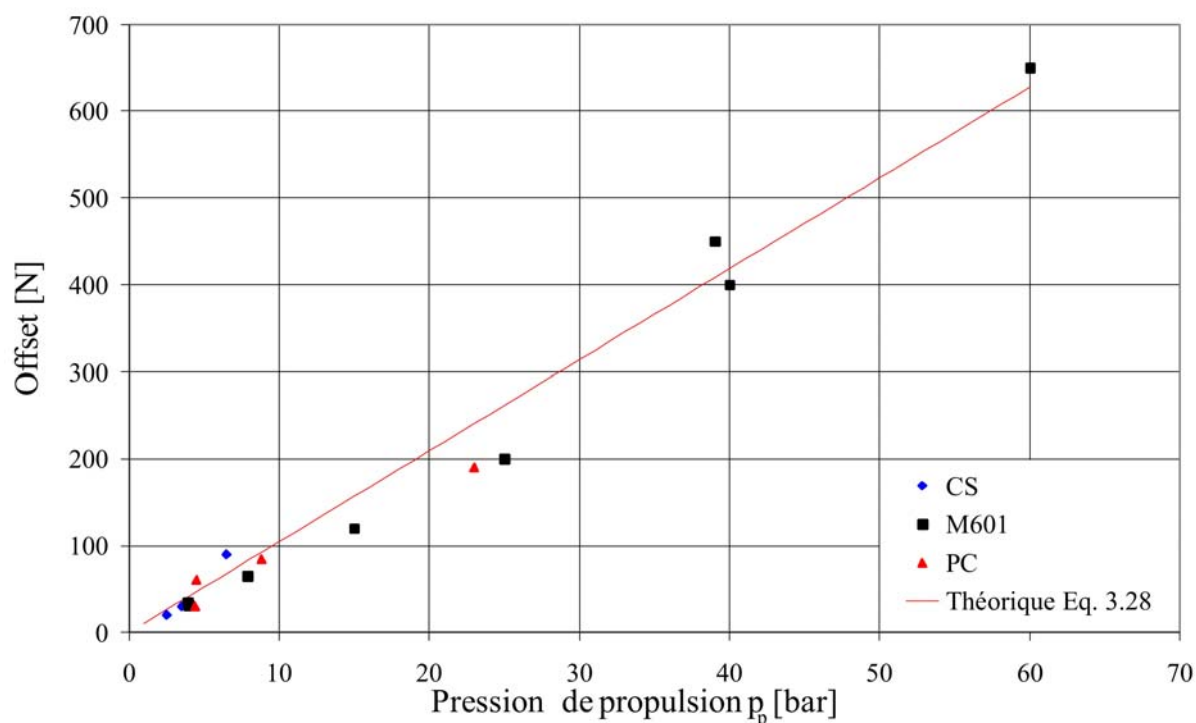


FIGURE 3.30 – Évolution de l’offset en fonction du matériau testé et de la pression de propulsion de l’éprouvette

3.3.4 Répétabilité du dispositif de mesure

Pour tester la répétabilité de la mesure et des outils développés, trois essais ont été réalisés dans des conditions de vitesse d’interaction et de profondeur d’incursion similaires. Les éprouvettes de matériau abrasable M601 étant coûteuses et limitées en nombre, des éprouvettes en polycarbonate ont été utilisées.

La comparaison des signaux bruts délivrés par le capteur piézoélectrique pour deux de ces essais montre une excellente répétabilité du dispositif et du système de mesure, les deux signaux étant quasiment superposables.

Toutefois, de légères différences existent tout de même. Elles sont amplifiées lors du post-traitement et conduisent à l’obtention de valeurs moyennes d’effort d’interaction variant de façon non négligeable ($< 8\%$). Le dispositif de mesure dispose donc d’une bonne répétabilité, mais sa précision est limitée par la qualité de la correction des signaux.

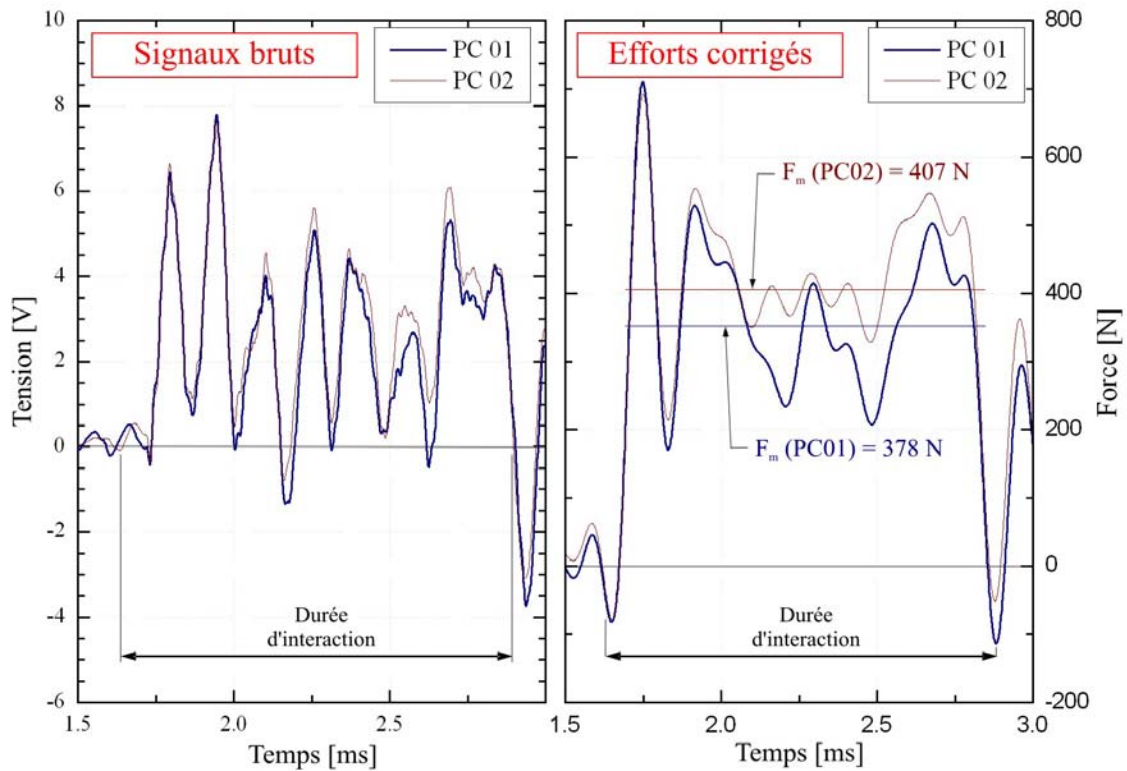


FIGURE 3.31 – Comparaison des signaux bruts et corrigés obtenus pour deux essais réalisés dans les mêmes conditions expérimentales (coupe orthogonale Acier/ Polycarbonate - éprouvette PC01 et PC02 - V_i : 96 m/s - t_{1m} : 130 et 120 μm)

3.4 Optimisation du protocole expérimental

Les essais de validation ont mis en évidence que le dispositif expérimental développé dans le cadre de ces travaux de thèse permet de générer une interaction à très grande vitesse de façon maîtrisée et répétable ainsi que de mesurer un effort d'interaction axial moyen. Les ordres de grandeur de ces efforts sont par ailleurs cohérents avec les données disponibles dans la littérature (voir Section 4.2).

Ils ont également permis de déterminer la technologie de mesure d'effort la plus adaptée à cette application. Le choix de l'intégration d'un capteur d'effort piézoélectrique simplifie d'une part le corps de l'outil et d'autre part augmente sa rigidité. L'objectif consiste à optimiser le comportement dynamique du dispositif et de réduire la flèche à la pointe de l'outil. On peut toutefois noter que l'outil n'est pas l'élément du dispositif qui pénalise le plus le comportement dynamique du système de mesure ; le mode de fixation du capteur piézoélectrique, imposé par le fabricant, limite la raideur du système de mesure une fois assemblé et ne permet donc pas d'optimiser considérablement la réponse dynamique du dispositif de mesure.

Par ailleurs, les essais de validation ont également montré que la méthode de correction des signaux dynamiques, bien qu'efficace, ne permet pas une mesure des efforts d'interaction non perturbée par la dynamique du dispositif. Cela s'explique par des défauts de qualité et de représentativité affectant la fonction de réponse en fréquence obtenue lors de la phase de calibration et utilisée pour la correction des signaux expérimentaux.

Le manque de qualité de la transmissibilité s'exprime par l'apparition d'artefacts sur les signaux post-traités et se caractérise par des chutes de cohérence. Celles-ci interviennent principalement aux fréquences d'anti-résonance et sont causées par la faible sensibilité du système de mesure à ces fréquences. Pour supprimer ces chutes de cohérence, il est donc nécessaire de modifier physiquement le dispositif expérimental afin d'augmenter sa sensibilité aux fréquences d'anti-résonance. Ce point peut être résolu en augmentant l'amortissement structural du banc d'essai afin de limiter l'amplitude des pics d'anti-résonance. Cela a également pour effet - bénéfique dans le cadre de cette application - de réduire l'amplitude des pics de résonance et donc le déplacement de l'arête de coupe de l'outil.

Cependant, il n'est pas aisé d'augmenter l'amortissement sans influencer les fréquences propres du banc d'essai et tout en conservant la possibilité offerte par le dispositif de faire varier la forme et le matériau de l'outil. La méthode la plus simple consiste à ajouter un matériau très amortissant, généralement un polymère, au dispositif existant. Le choix de ce matériau est toutefois complexe du fait que les propriétés mécaniques, et plus particulièrement la viscosité, de nombreux polymères varient avec la température mais également avec la fréquence de sollicitation. Les données bibliographiques n'étant pas suffisantes pour déterminer le matériau le plus adapté à la structure à amortir, différents matériaux et configurations ont été testés.

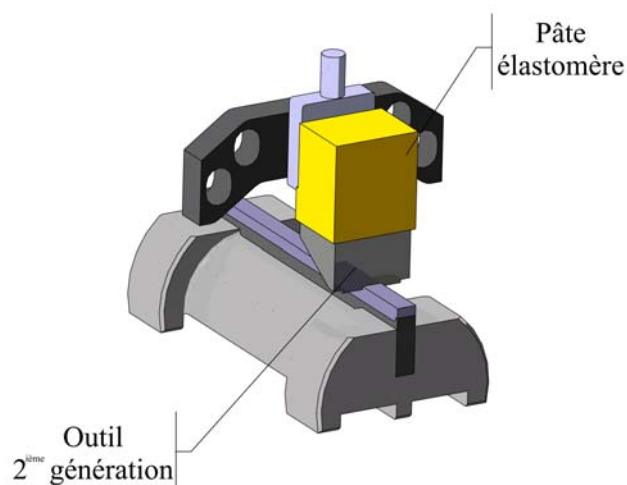


FIGURE 3.32 – Dispositif de mesure d'effort optimisé

Par ailleurs, il semble a priori plus naturel de placer ce matériau amortissant aux jonctions mécaniques. Toutefois, l'objectif étant d'absorber de l'énergie par amortissement, toute partie du dispositif en vibration peut être couverte. Le dispositif expérimental a donc été modifié pour permettre d'enrober l'outil d'une pâte élastomère, au comportement visco-élastoplastique, à base de PolyIsoButylène non réticulé chargé de carbonate de calcium (Fig. 3.32).

Le manque de représentativité de la transmissibilité se caractérise quant à lui par les différences de fréquences propres obtenues par les diverses méthodes de calibration dynamique. Il est principalement causé par l'ajout d'une masse à la pointe de l'outil lors de la phase de calibration. Cette masse supplémentaire, liée à la nécessité de mesurer l'effort d'excitation appliqué par le pot vibrant, ne peut être supprimée. Il est donc nécessaire de corriger la fonction de transmissibilité obtenue lors de la phase de calibration.

Dans un premier temps, un recalage manuel des fréquences propres a été effectué pour permettre le traitement des premières données expérimentales obtenues via le dispositif présenté ici. Cependant, bien qu'efficace, cette méthode est peu rigoureuse sur un plan scientifique et parfois complexe à appliquer. Le problème de représentativité de la transmissibilité a donc été résolu directement lors de calibration en tenant compte de la masse ajoutée lors du calcul des efforts appliqués à la pointe de l'outil. Ces derniers ont en effet été corrigés par compensation accélérométrique (cf. Section 3.1.2.1). L'effort réel imposé en bout d'outil est alors obtenu en soustrayant l'effort $M\ddot{x}$ lié à l'accélération de la masse ajoutée à l'effort F_{mes} d'excitation mesuré par le capteur d'effort de référence (R.3.29). La transmissibilité et la fonction de correction sont ensuite calculées de façon habituelle et utilisées directement pour la correction des signaux dynamiques obtenus lors des essais.

$$e(t) = F_a(t) = F_{mes}(t) - M \times \ddot{x} \quad (3.29)$$

Cette technique impose toutefois d'ajouter un accéléromètre au niveau de la zone d'excitation (Fig. 3.33) - uniquement lors de la phase de calibration - et de modifier le programme de calcul de la fonction de correction. La masse ponctuelle M prend en compte les masses du capteur de référence, de la vis de fixation et de l'accéléromètre. Les fréquences de résonance du dispositif de mesure obtenues ainsi ont été comparées à celles obtenues par analyse spectrale des signaux de tir après interaction et correspondent parfaitement.

Pour résumer, trois modifications majeures ont été réalisées pour optimiser le dispositif expérimental et la correction des signaux dynamiques :

1. La simplification du corps de l'outil.

2. L'enrobage de l'outil d'une pâte amortissante pour augmenter la sensibilité du capteur aux fréquences d'anti-résonance et limiter les chutes de cohérence de la fonction de réponse en fréquence obtenue lors de la phase de calibration.
3. La prise en compte de la masse ajoutée par les capteurs lors de la phase de calibration pour le calcul de l'effort d'excitation appliqué à la pointe de l'outil par compensation accélérométrique.

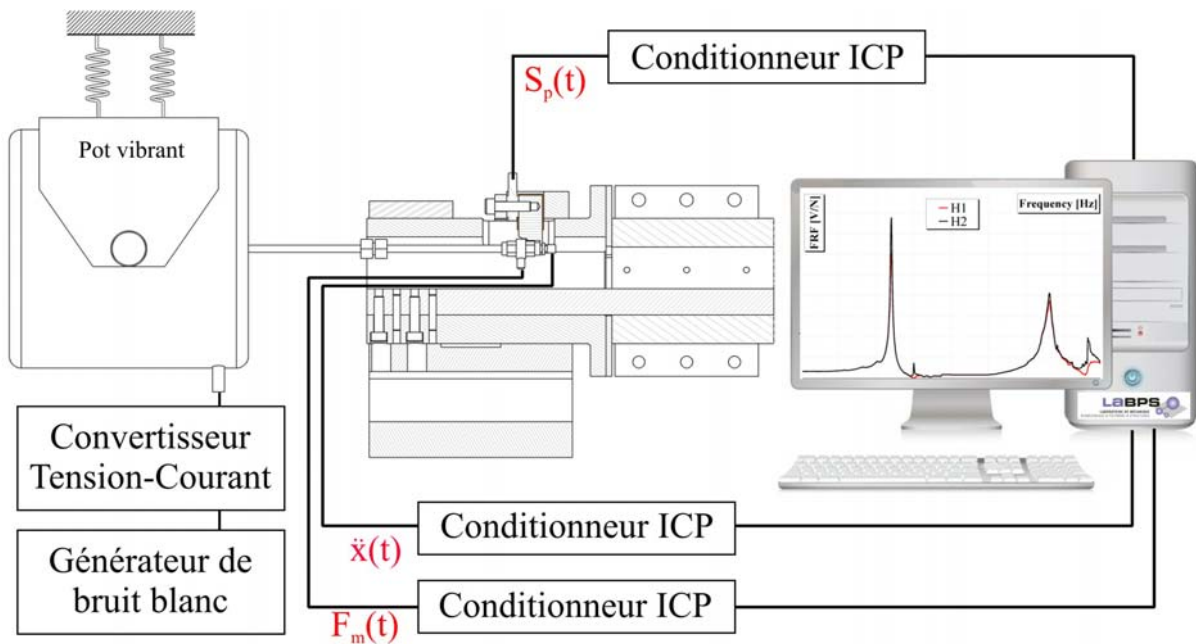


FIGURE 3.33 – Dispositif de calibration optimisé

3.5 Analyse des performances du dispositif optimisé

Les modifications effectuées sur le dispositif et le protocole de correction des signaux dynamiques permettent d'obtenir la fonction de transmissibilité présentée en figure 3.34. On constate qu'il n'y a plus de chute de qualité, la cohérence étant supérieure à 95% pour toute la gamme de fréquences. L'augmentation de l'amortissement diminue également très fortement (>90%) l'amplitude des pics de résonance. Par ailleurs, la prise en compte de la masse ajoutée par le dispositif de calibration lors du calcul des efforts d'excitation permet de corriger la transmissibilité obtenue en fréquence, mais également en amplitude.

Un exemple de signaux d'efforts obtenus lors d'un essai réalisé à 235 m/s est présenté en figure 3.35. L'augmentation du taux d'amortissement du dispositif a un impact bénéfique sur le signal brut mesuré par le capteur et cela avant même sa correction. Toutefois, les perturbations observables sur ce signal demeurent trop importantes pour déterminer l'effort moyen ou la durée d'interaction.

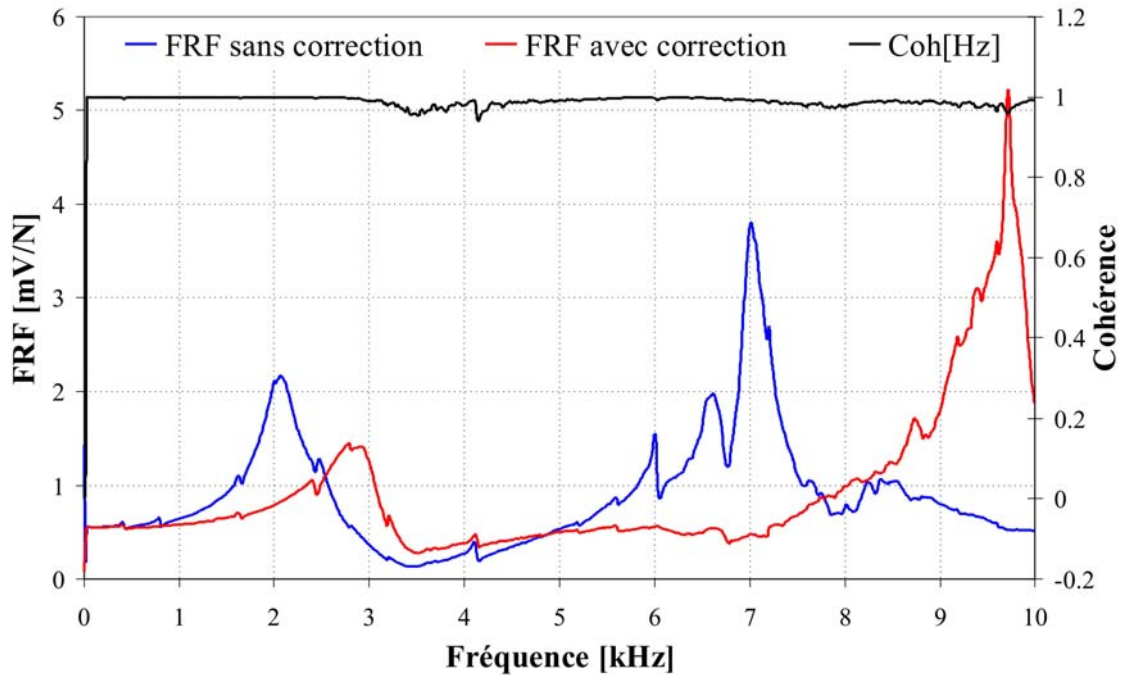


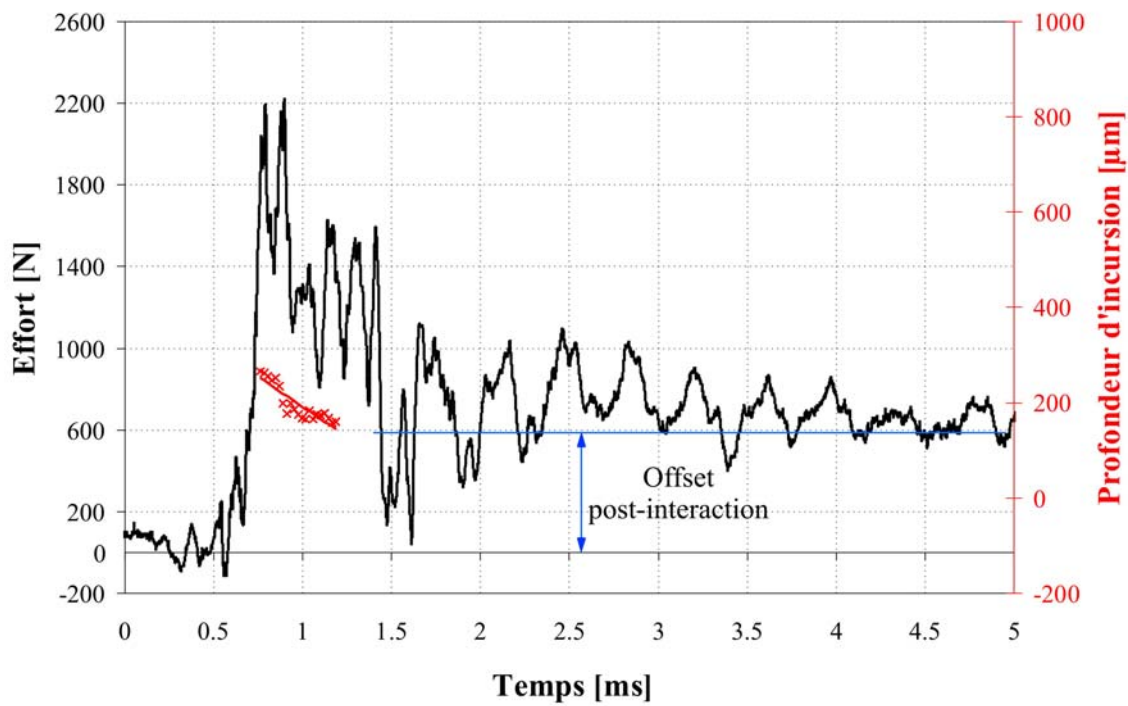
FIGURE 3.34 – Transmissibilités obtenues pour le dispositif optimisé pour la composante d’effort axiale avec et sans correction de l’effort appliqué par compensation accélérométrique

Après correction, on note que les fortes oscillations observables avant et après interaction sur les signaux d’efforts obtenus par le protocole de mesure non optimisé, ont disparu. Plus exactement, des oscillations sont visibles mais uniquement durant et à proximité directe de l’interaction. On remarque notamment un “rebond” important juste après l’interaction et ce pour la quasi-totalité des essais.

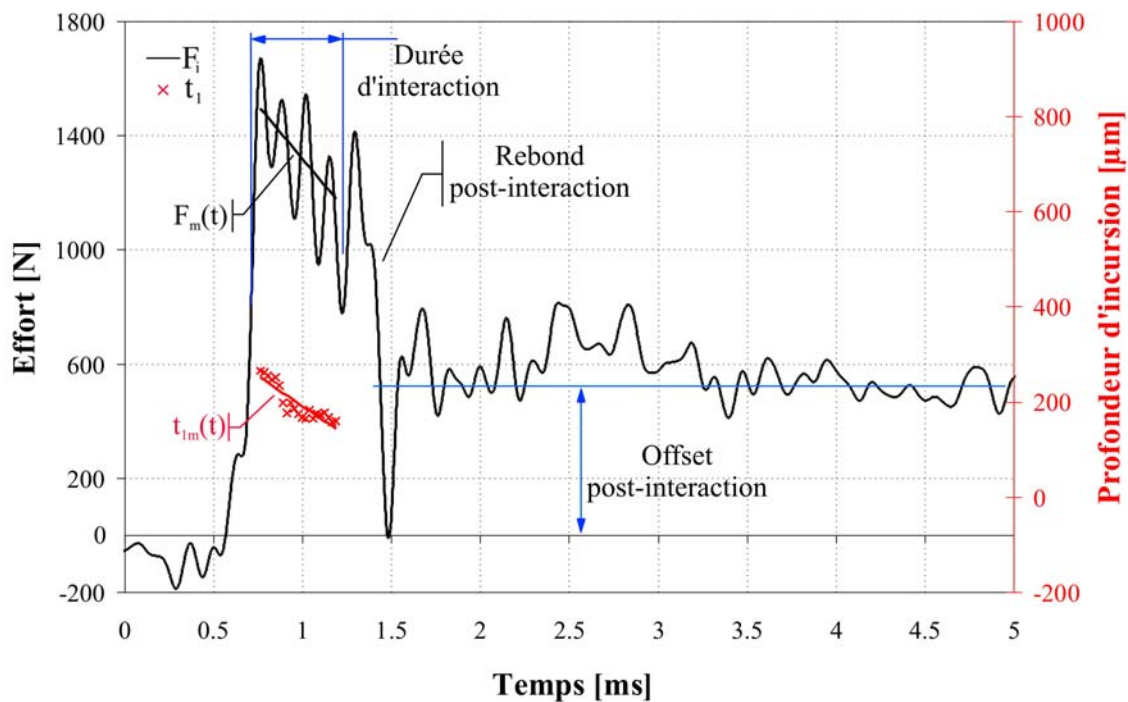
Ces phénomènes ne peuvent pas être expliqués par un manque de qualité de la fonction de correction ; la cohérence étant supérieure à 95% sur toute la gamme de fréquences. Il est également peu probable que ces phénomènes soient causés par une mauvaise représentativité de la transmissibilité car :

- Il n’y a pas oscillations post-interaction significatives
- Les analyses spectrales effectuées sur ces signaux corrigés ne mettent pas en évidence de fréquences principales d’excitation qui pourraient être ajoutées (artefacts liés au manque de qualité de la FRF) ou non correctement amorties (défauts de représentativité de la FRF) lors de la correction des signaux dynamiques.

On peut suggérer deux causes possibles à ces oscillations. La première consiste à considérer que la précision de la correction dynamique est insuffisante et la seconde qu’un ou plusieurs phénomènes physiques génèrent des efforts variables pendant et après l’interaction. Il pourrait alors s’agir de phénomènes locaux liés au contact ou l’interaction (stick-slip, rupture, décohésion, etc.) ou au banc d’essai lui même (turbulences des gaz de lancement, etc.).



(a) Effort avant correction



(b) Effort après correction

FIGURE 3.35 – Signaux obtenus avec le dispositif optimisé (coupe orthogonale TA6V/M601 - V_i : 235 m/s - t_{1m} : variable). F_i : Effort dynamique d'interaction; F_m : effort moyen d'interaction; t_1 : profondeur d'incursion mesurée; t_m : profondeur moyenne d'incursion.

Pour déterminer les causes des perturbations observées sur les signaux corrigés, une série de tests a été réalisée. L'objectif était d'observer le comportement des outils de post-traitement développés en considérant une interaction connue et maîtrisée. La démarche employée considère alors le dispositif expérimental comme une boîte noire caractérisée uniquement par la fonction de transmissibilité $T_p(j\omega)$. Un effort connu est appliqué en entrée et engendre un signal à la sortie du capteur. Ces essais se déroulent en quatre étapes (Fig. 3.36) :

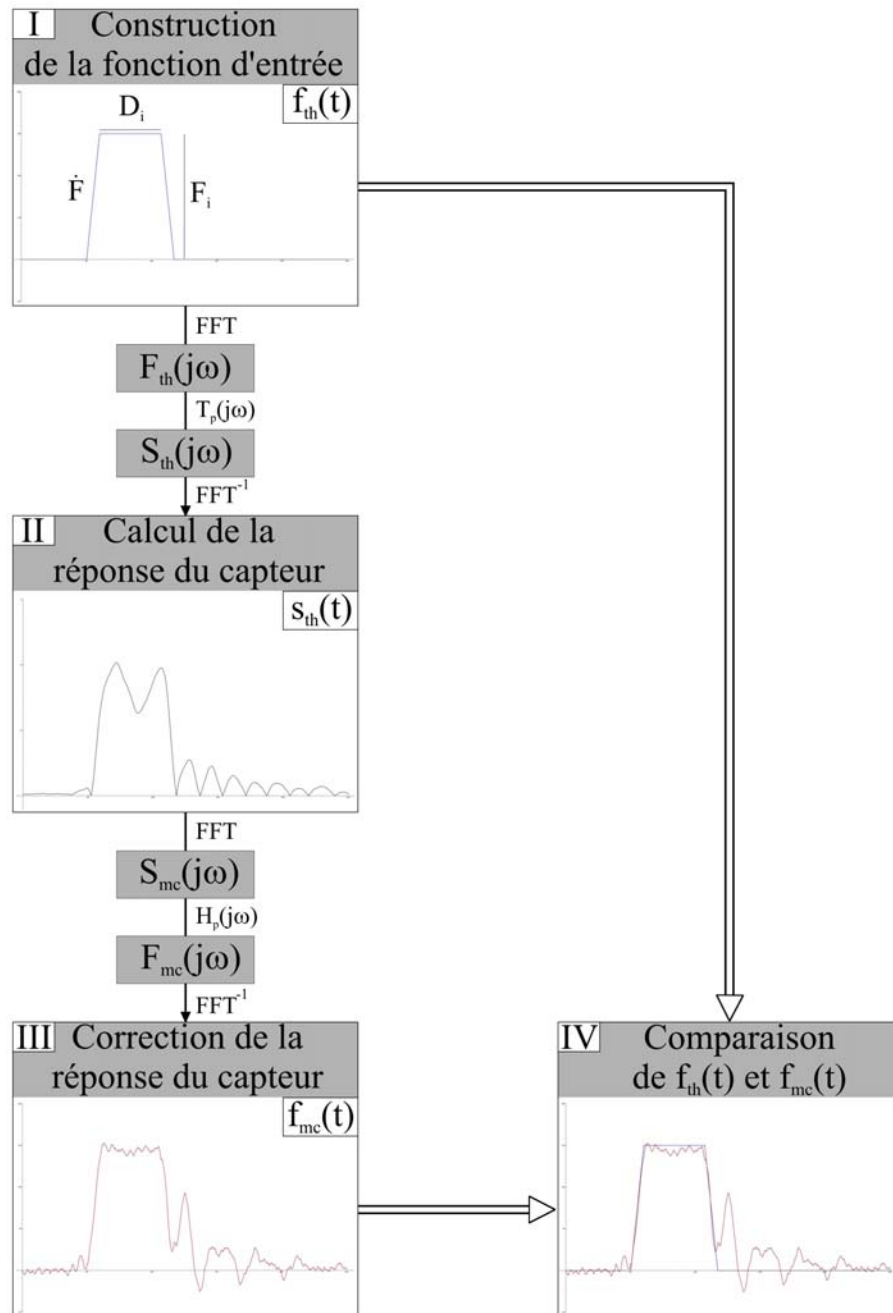


FIGURE 3.36 – Déroulement des essais de post-traitement

1. La fonction d'entrée connue $f_{th}(t)$, c'est-à-dire les efforts appliqués à la pointe de l'outil, est construite. On utilise pour cela une fonction de type porte caractérisée par trois paramètres principaux : la durée D_i et l'effort moyen d'interaction F_i ainsi que la vitesse de chargement \dot{F} .
2. La réponse du capteur $s_{th}(t)$ est calculée à partir de la relation : $S_{th}(j\omega) = T_p(j\omega) F_{th}(j\omega)$
3. La réponse du capteur est corrigée pour obtenir les efforts mesurés corrigés $f_{mc}(t)$: $F_{mc}(j\omega) = H_p(j\omega) S_m(j\omega)$
4. Les efforts appliqués $f_{th}(t)$ sont comparés à ceux obtenus par correction de la réponse du capteur $f_{mc}(t)$.

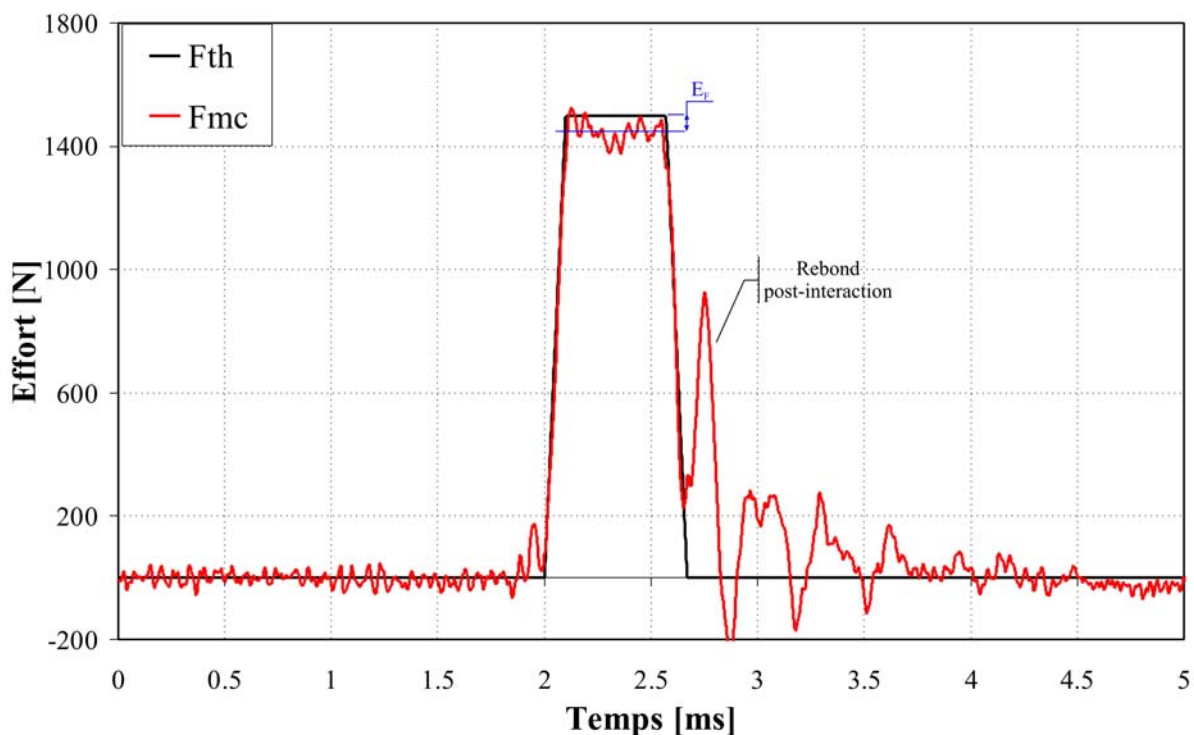


FIGURE 3.37 – Simulation d'un essai à 235 m/s - D_i : 470 μ s - F_i : 1500 N - \dot{F} : 15 N/ μ s

La démarche de ces essais se basant sur une approche théorique et utilisant des fonctions d'efforts d'entrée non expérimentales, elle élimine toutes les causes de perturbation des signaux liées à des phénomènes physiques associés à l'outil. Les efforts $f_{mc}(t)$ obtenus par post-traitement de la réponse du capteur calculée à partir des efforts appliqués $f_{th}(t)$ devraient être identiques à ces derniers dans la mesure où toutes les opérations effectuées sont supposées réversibles. Pourtant, on constate que, sous certaines conditions, ce n'est pas le cas. Par exemple, lorsque l'on simule une interaction dans des conditions similaires à celles dans lesquelles a été réalisé l'essai présenté en figure 3.35, on note que les efforts appliqués $f_{th}(t)$ et les efforts calculés $f_{mc}(t)$ ne sont pas identiques (Fig. 3.37).

Plus encore, les efforts calculés présentent une forme très proche de celles des efforts obtenus expérimentalement. Cela s'exprime notamment par la présence d'un pic avant interaction et d'un rebond s'amortissant progressivement après interaction.

Une étude de sensibilité montre que la durée d'interaction et la valeur de l'effort moyen ont peu d'influence sur l'apparition de ces perturbations. Ce n'est pas le cas de la vitesse de chargement (Fig. 3.38). On constate que plus celle-ci est importante, plus les signaux sont perturbés. Or la vitesse de chargement \dot{F} caractérise principalement la sévérité des discontinuités. Ainsi, plus l'interaction simulée sera violente et rapide, plus le signal mesuré et corrigé sera déformé. Cela permet de justifier les différences observées entre l'effort théorique $f_{th}(t)$ et l'effort corrigé $f_{mc}(t)$.

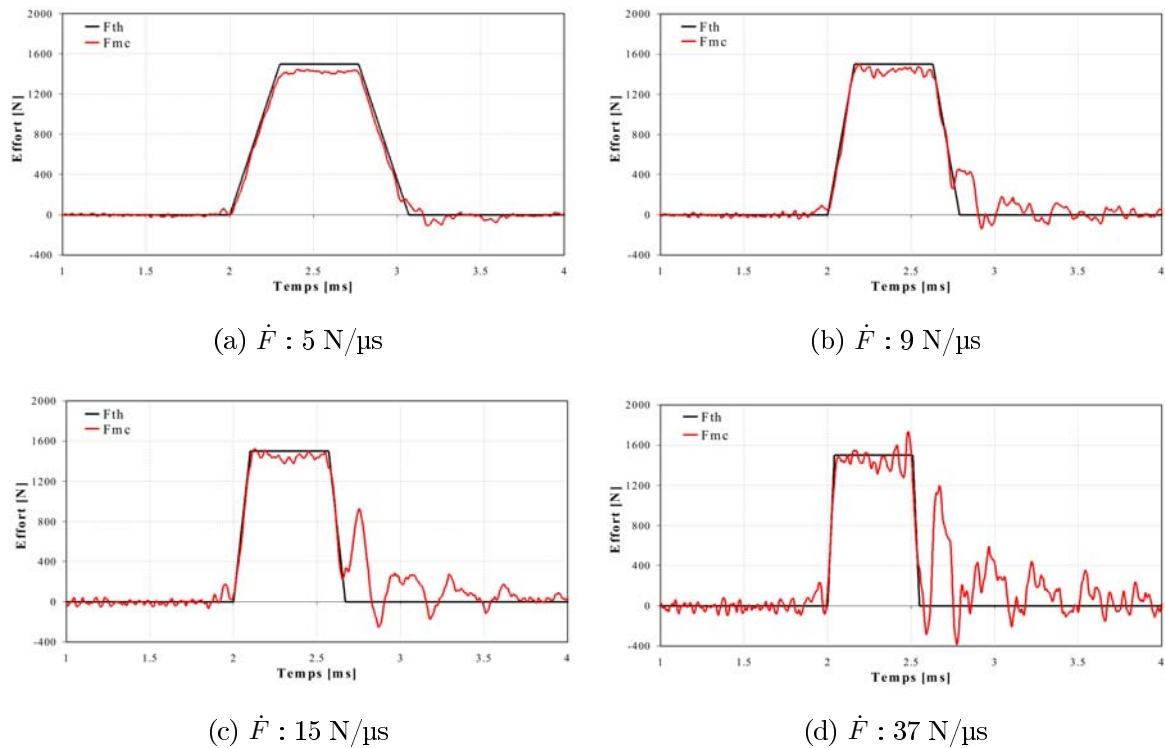


FIGURE 3.38 – Évolution de la forme des efforts calculés $f_{mc}(t)$ en fonction de la vitesse de chargement \dot{F}

L'application d'une transformée de Fourier rapide (comme d'une transformée de Fourier inverse) à un signal numérique est réalisée dans une gamme de fréquences donnée. Or la forme "générale" d'un signal est donnée par le contenu spectral basses fréquences et les discontinuités par le contenu spectral hautes fréquences. Ainsi, plus la fréquence maximale prise en charge par la FFT augmente, plus l'approximation se rapproche de la fonction d'origine. Toutefois, malgré cette convergence, la présence de discontinuités dans la fonction d'origine fait apparaître un phénomène de Gibbs, c'est-à-dire une oscillation de la fonction approximée à proximité des points de discontinuité.

Ce phénomène ne disparaît pas lorsque l'on augmente la fréquence maximale mais son amplitude décroît. Il s'explique facilement par le fait que le développement en séries de Fourier approxime une fonction discontinue à l'aide d'une somme de fonctions continues.

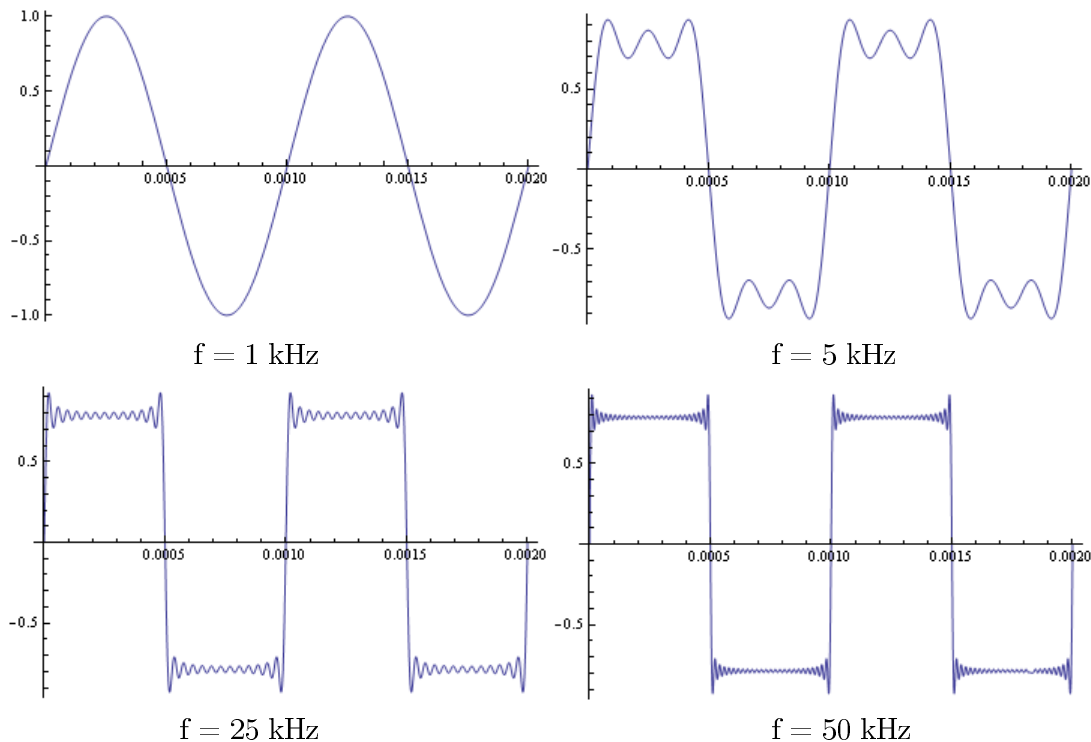


FIGURE 3.39 – Évolution des approximations en fonction de fréquence maximale prise en charge par le développement en série de Fourier

Dans le cadre de cette application, il y a donc une perte de données fréquentielles lors de la correction. En effet, le contenu spectral hautes fréquences (> 10 kHz) des efforts appliqués à la pointe est filtré à la manière d'un filtre passe-bas. Cela tient du fait que la fonction de correction utilisée pour le post-traitement des signaux n'est définie qu'entre 0 et 10 kHz, son amplitude sur les fréquences plus hautes étant nulle.

Ainsi, lorsque l'on applique la transformée de Fourier inverse au signal d'effort corrigé, une partie du contenu spectral est perdue. La bande passante virtuelle du dispositif de mesure est donc trop faible pour retranscrire fidèlement les efforts d'interaction et des perturbations, similaires aux phénomènes de Gibbs, apparaissent aux points de discontinuité, c'est-à-dire aux premiers et aux derniers instants de l'interaction.

Les perturbations observées sur les signaux d'efforts corrigés ne sont donc ni dues à un manque de qualité ou de représentativité de la FRF ni à une défaillance de la méthode ou des outils de correction. Elles sont causées par la discontinuité très sévère des efforts d'interaction liées aux conditions expérimentales extrêmes notamment en vitesse ainsi qu'à une bande passante du dispositif de mesure insuffisante (bien qu'exceptionnelle pour ce

genre de banc d'essai). Pour supprimer ses perturbations, il serait donc nécessaire d'augmenter de façon conséquente la bande passante du dispositif de mesure. Malheureusement, dans l'état actuel des technologies, il n'est pas possible de calibrer le dispositif sur une plus large bande passante.

Le dispositif expérimental a donc été mis en œuvre en tenant compte de ses limites. Les signaux obtenus ont été employés pour calculer un effort moyen $F_m(t)$. Ce dernier n'a pas été considéré comme nécessairement constant en fonction du temps, et cela afin de prendre en compte la variation possible de la profondeur d'incursion t_{1m} (Fig. 3.35). Par ailleurs, les essais présentés en figure 3.36 ont mis en évidence que l'effort corrigé sous-estime l'effort réel d'interaction (Fig. 3.37). L'étude de sensibilité a aussi montré que la différence relative (Eq. 3.30) entre l'effort réel imposé et l'effort corrigé moyen reste constante quelque soit l'effort imposé (3,5 %).

$$E_F = (F_{th} - F_m) / F_{th} \quad (3.30)$$

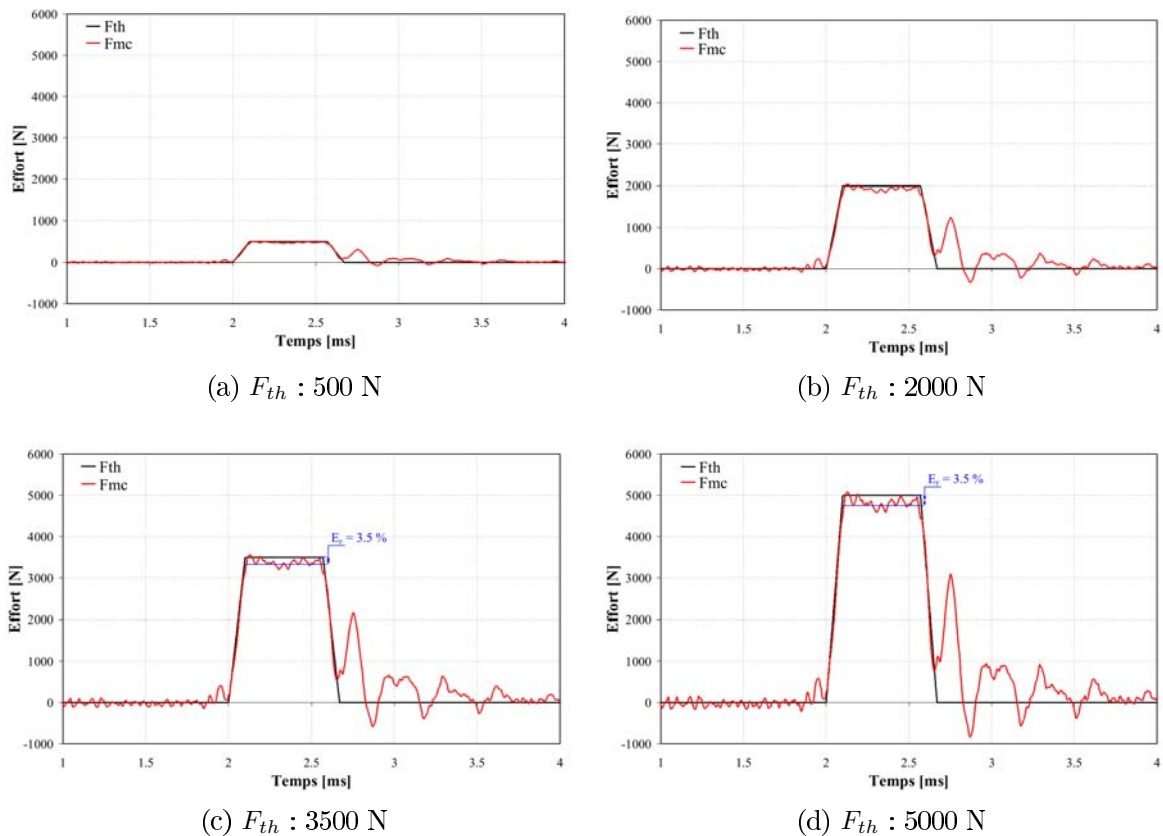


FIGURE 3.40 – Évolution de la forme des efforts calculés $f_{mc}(t)$ en fonction de la vitesse de chargement F_{th}

3.6 Conclusion

La mesure d'effort dynamique est toujours complexe à réaliser particulièrement lorsque les phénomènes étudiés ont lieu à très grande vitesse. Dans le cas de la simulation de l'interaction aube/abradable, les très courtes durées d'interaction ainsi que les hautes fréquences mises en jeu imposent de concevoir un système de mesure à très large bande passante et à prendre en compte le comportement dynamique de ce dernier.

Il existe de très nombreuses technologies dédiées à la mesure d'effort. Les plus utilisés pour ce genre d'application sont l'extensométrie et la piézoélectricité. Toutefois il n'existe pas de solution clés en main et il est relativement difficile de déterminer grâce aux seules données bibliographiques laquelle de ces technologies est la plus adaptée à une application donnée. C'est pourquoi un capteur a été spécialement conçu pour permettre la mesure des efforts tri-axiaux d'interaction générés lors d'un contact aube/abradable. Il disposait de deux systèmes de mesure différents utilisant l'extensométrie d'une part et la piézoélectricité d'autre part.

Les réponses dynamiques de ces capteurs ont été étudiées par le biais d'analyses modales expérimentales et ont mis en évidence que leurs bandes passantes étaient très largement inférieures à celle nécessaire pour obtenir des résultats exploitables. C'est pourquoi, une méthode de correction dynamique a été appliquée pour augmenter virtuellement ces bandes passantes.

Une série d'essais de coupe ont ensuite été réalisés à l'aide de ce dispositif afin de valider l'ensemble du protocole expérimental. Couplés à divers tests, ils ont permis de déterminer les capacités, les limites des systèmes de mesure et les causes de défaillance des systèmes de mesure. Plus particulièrement, ils ont démontré que le capteur d'effort piézoélectrique était performant dans le cadre de cette application, que la méthode de post-traitement des signaux dynamiques était adaptée et que les outils mathématiques et informatiques de post-traitement étaient fonctionnels. Ils ont également mis en évidence des défauts de qualité de la fonction de correction, liés au faible amortissement structural du banc d'essai, et un défaut de représentativité de cette même fonction, causé par l'ajout d'une masse supplémentaire à l'extrémité de l'outil lors de la calibration. Ces deux défauts perturbaient de façon non négligeable les signaux obtenus lors d'une interaction. Le dispositif expérimental ainsi que la méthode de calcul de la fonction de correction ont donc été optimisés pour résoudre ces problèmes.

Bien qu'optimisés, les signaux dynamiques obtenus après post-traitement demeurent perturbés. L'explication apportée est que, bien que la bande passante du système de mesure après correction des signaux soit plus importante (0 à 10 kHz), elle n'en reste pas moins insuffisante en regard des phénomènes étudiés. Malheureusement, en l'état actuel des

connaissances et des techniques, elle ne peut être augmentée. Le dispositif expérimental conçu dans le cadre de cette thèse ne permet donc pas de mesurer avec précision l'évolution des efforts au cours de l'interaction, mais il permet de calculer un effort moyen.

Chapitre 4

Application à l'interaction d'un matériau abrasable M601 et d'un outil en alliage de titane TA6V

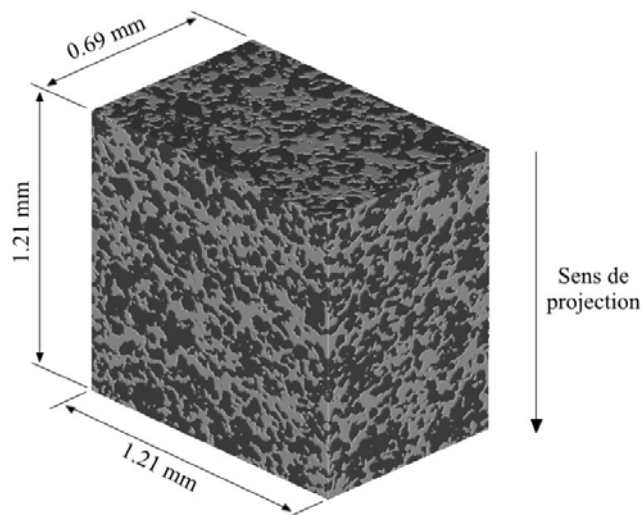


FIGURE 4.1 – Observation d'un échantillon de matériau abrasable M601 par tomographie (phase grise : matrice aluminium-silicium ; phase noire : polyester)

Résumé :

Ce chapitre présente les résultats expérimentaux obtenus lors de la simulation de l'interaction outil/abrasable par le biais du dispositif présenté dans ce mémoire. Deux couples de matériaux - Acier/M601 et Titane/M601 - ont été testés en coupe orthogonale. Les résultats présentés apportent de nouvelles données caractérisant le comportement mécanique en conditions dynamiques du revêtement abrasable Metco M601. Les influences sur les efforts d'interaction et les mécanismes d'endommagement des paramètres d'interaction - vitesse et profondeur d'incursion - ainsi que des caractéristiques géométriques de l'extrémité de l'aube - épaisseur, rayon, etc. - sont présentées et discutées.

4.1 Introduction

L'objectif principal de ces travaux de thèse est la caractérisation expérimentale du comportement dynamique de revêtements abrasables en condition d'interaction à très grande vitesse avec une aube de compresseur basse pression. L'interaction aube/abrasable a donc été simulée à l'aide du dispositif présenté en chapitres 2 et 3 pour le couple de matériaux TA6V/M601.

Ce revêtement abrasable est obtenu par projection thermique de poudre d'aluminium-silicium et de polyester sur un substrat en aluminium. Il est hétérogène et certainement anisotrope. Ses propriétés mécaniques varient donc de façon non négligeable à l'échelle microscopique. Toutefois, dans le cadre de cette étude, seul le comportement macroscopique de ce matériau a été considéré. Par ailleurs, les conditions de projection choisies lors de la réalisation du dépôt abrasable (vitesse des particules, température, épaisseur déposée, etc.) ne sont pas connues, les éprouvettes ayant directement été fournies par la société SNECMA sans informations détaillées relatives à leur mode d'obtention. L'influence des paramètres de dépôt n'est donc pas étudiée ici et les propriétés mécaniques du revêtement abrasable sont supposées identiques pour toutes les éprouvettes.

L'interaction générée par le dispositif expérimental se distingue des contacts aube/abrasable ayant lieu dans les turboréacteurs sur plusieurs points. Tout d'abord, et contrairement à l'aube, l'outil est conçu aussi rigide et indéformable que possible, et cela afin que son comportement dynamique influence le moins possible les efforts mesurés ainsi que les états de surfaces observés. Les contacts étudiés sont transitoires. Il s'agit d'interactions de courte durée qui ne se répètent pas au cours d'un essai. On formule donc l'hypothèse qu'un certain nombre de mécanismes ne sont pas activés, notamment les phénomènes thermiques et ceux associés à l'usure de l'aube (densification, transfert de matière, etc.). Ce choix est volontaire dans la mesure où une trop grande complexité de l'interaction rend difficile l'interprétation des résultats ainsi que leur utilisation pour la modélisation des revêtements abrasables. De plus, d'autres bancs d'essai, tels que celui développé par l'ONERA [Baiz 11], sont plus adaptés à l'étude de l'influence de la dynamique d'aube et de la répétition des contacts sur le comportement des revêtements abrasables.

Ensuite, les aubes présentes aux étages basse pression du compresseur sont vrillées (Fig. 4.2) et fonctionnent à des températures de l'ordre de 300 °C. L'interaction rotor/stator se rapproche donc de la coupe oblique. Cependant, dans le cadre des essais présentés dans ce chapitre, seule la coupe orthogonale ($\beta = 0$) à température ambiante est étudiée et seule la composante axiale de l'effort d'interaction est mesurée. En effet, le dispositif expérimental a été conçu pour pouvoir générer de la coupe oblique et mesurer trois composantes d'effort. Cependant, il ne peut, à l'heure actuelle, être calibré que dans la direction axiale, si bien que les composantes normale et tangentielle de l'effort ne

peuvent être corrigées et mesurées avec précision. La modification du banc d'essai sera donc nécessaire pour poursuivre l'étude.

Les principaux paramètres pris en compte dans cette étude sont d'une part les paramètres d'interaction (vitesse d'interaction V_i et profondeur d'incursion t_1) et d'autre part certaines caractéristiques géométriques de l'extrémité de l'aube (Fig 4.2) : l'angle de coupe α , l'épaisseur e de l'aube et le rayon d'arête r .

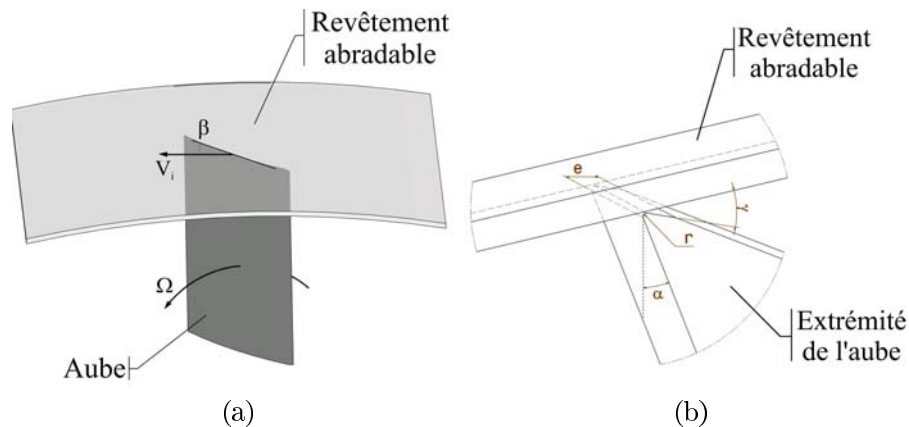


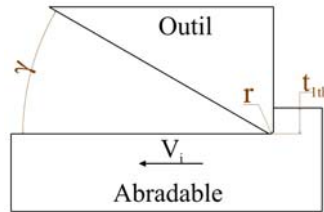
FIGURE 4.2 – Paramètres géométriques caractérisant l'extrémité de l'aube
 α angle de coupe - β angle de calage - γ angle de dépouille
 e épaisseur de l'aube - r rayon d'arête

Deux séries d'essais ont été réalisées. La première, partiellement présentée en chapitre 3, avait comme objectifs principaux de valider les choix technologiques effectués lors de la conception, de mettre au point le protocole de post-traitement des signaux ainsi que de déterminer les capacités et les limites du système de mesure. Par ailleurs, les conditions expérimentales ont été choisies afin de rendre possible la comparaison des données obtenues à celles disponibles dans la littérature [Sutter 06] et d'étendre l'étude à des vitesses d'interaction supérieures à 110 m/s. Enfin, l'étude d'une interaction "simplifiée" (coupe orthogonale, arête vive, absence de surface frottante) permet de s'affranchir d'un certain nombre de phénomènes (couplage des efforts en coupe oblique, frottement de la face de dépouille, etc.) afin de proposer une loi de comportement du M601 tenant compte des effets observés.

La seconde campagne d'essais était résolument tournée vers les objectifs industriels du motoriste aéronautique. Elle simule des géométries de contact outil/abrasable plus proches de celles du système rotor/stator. Elle utilise pour cela une série d'outils en alliage de titane, plus complexes et permettant de faire varier des caractéristiques géométriques de l'extrémité de l'aube. L'objectif est de mesurer les efforts d'interaction et d'observer les mécanismes d'endommagement afin de déterminer l'influence des paramètres d'interaction et de géométrie d'aube.

4.2 Étude de l'interaction Acier/M601

Pour cette première campagne d'essais, un seul et unique outil en acier 42CrMo4 a été utilisé. Il présente une géométrie simplifiée (Table 4.1) et dispose d'une arête de coupe vive régulièrement affûtée.



Matériau	α [°]	β [°]	γ [°]	r [μm]	e [mm]
Acier 42CrMo4	0	0	30	25	0

TABLE 4.1 – Caractéristiques de l'outil

Essai N°	Matériau de l'éprouvette	Vitesse d'interaction	Profondeur d'incursion		Force d'interaction	
		V_i [m/s]	t_{1m} [μm]	Δt_1 [μm]	F_m [N]	ΔF [N]
M01	M601	61	300	\	230	210
M02	M601	90	260	40	287	145
M03	M601	90	350	53	362	120
M04	M601	118	130	32	411	260
M05	M601	153	\	\	436	75
M06	M601	191	260	49	740	285
M07	M601	226	280	60	1060	400
M08	M601	228	150	22	778	530
M09	M601	269	250	69	1306	700
PC01	PC	96	130	42	378	270
PC02	PC	96	120	32	407	205
PC03	PC	96	180	48	422	179
PC04	PC	123	\	\	524	
PC05	PC	184	180	43	873	469
CS01	CS	77	190	76	777	450
CS02	CS	85	150	69	\	\
CS03	CS	92	220	73	\	\
CS04	CS	108	170	94	1100	630

TABLE 4.2 – Conditions et résultats expérimentaux
CS : ColdSpray - PC : Polycarbonate

Trois types d'éprouvettes ont été testées, elles étaient revêtues :

- d'un revêtement abrasable Metco M601 ;
- d'un revêtement abrasable obtenu par projection à froid de poudre d'aluminium. Ces éprouvettes ont été réalisées à l'École des Mines de Paris dans le cadre du Master de Pierrick Guillemot [Guillemot 09] ;
- de polycarbonate.

La vitesse d'interaction V_i et la profondeur d'incursion moyenne t_{1m} ont varié respectivement de 60 à 270 m/s et de 130 à 350 μm . Les conditions expérimentales pour chacun des essais sont résumées dans le tableau 4.2.

4.2.1 Influence de la nature du matériau testé sur la variation de la profondeur d'incursion

La profondeur d'incursion est réglée d'une part en positionnant l'outil à l'aide de cales étalon et d'autre part en ajustant la hauteur de la surface supérieure de l'éprouvette une fois celle-ci collée dans le projectile. Le plan de glissement entre le rail et le projectile sert donc de plan de référence pour l'ajustement de ces deux paramètres. La valeur théorique de la profondeur de pénétration t_{1th} est alors obtenue en calculant la différence de hauteur entre l'éprouvette et l'arête de coupe de l'outil.

La profondeur d'incursion réelle est quant à elle mesurée en dix points de l'éprouvette et pour chaque essai, en comparant les hauteurs de l'éprouvette avant et après interaction. On peut ainsi obtenir, pour chaque essai, l'évolution de la profondeur d'incursion au cours de l'interaction (Fig. 4.3).

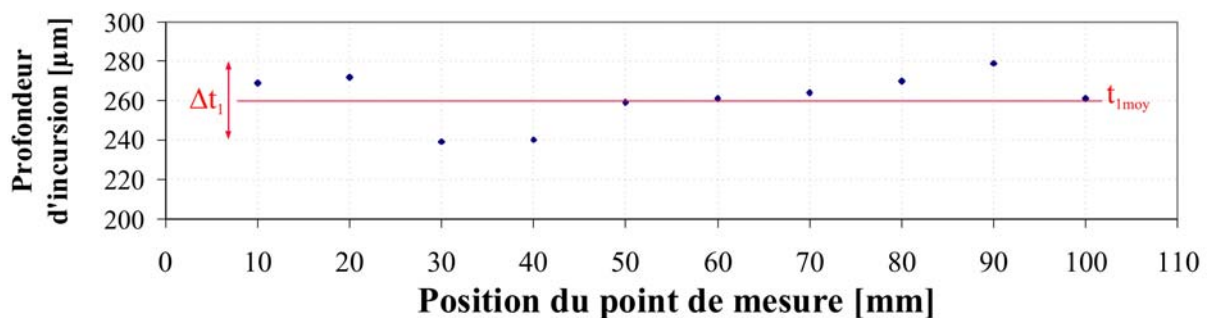


FIGURE 4.3 – Évolution de la profondeur d'incursion après essai
(M02 - V_i : 90 m/s - t_{1m} : 260 μm - Δt_1 : 40 μm)

La profondeur d'incursion théorique t_{1th} était fixée à 200 μm pour tous les essais. Toutefois, comme on peut le constater en figure 4.4, la profondeur d'incursion mesurée t_1 a varié de façon non négligeable entre les essais.

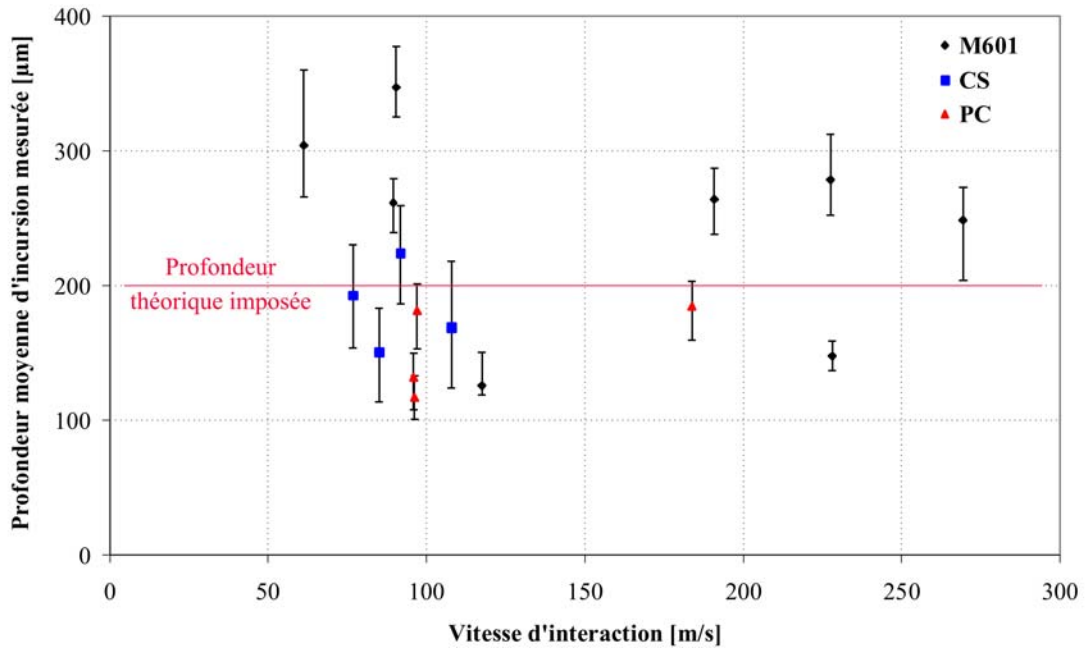


FIGURE 4.4 – Évolution de la profondeur d'incursion moyenne t_{1m} en fonction de la vitesse et du matériau testé

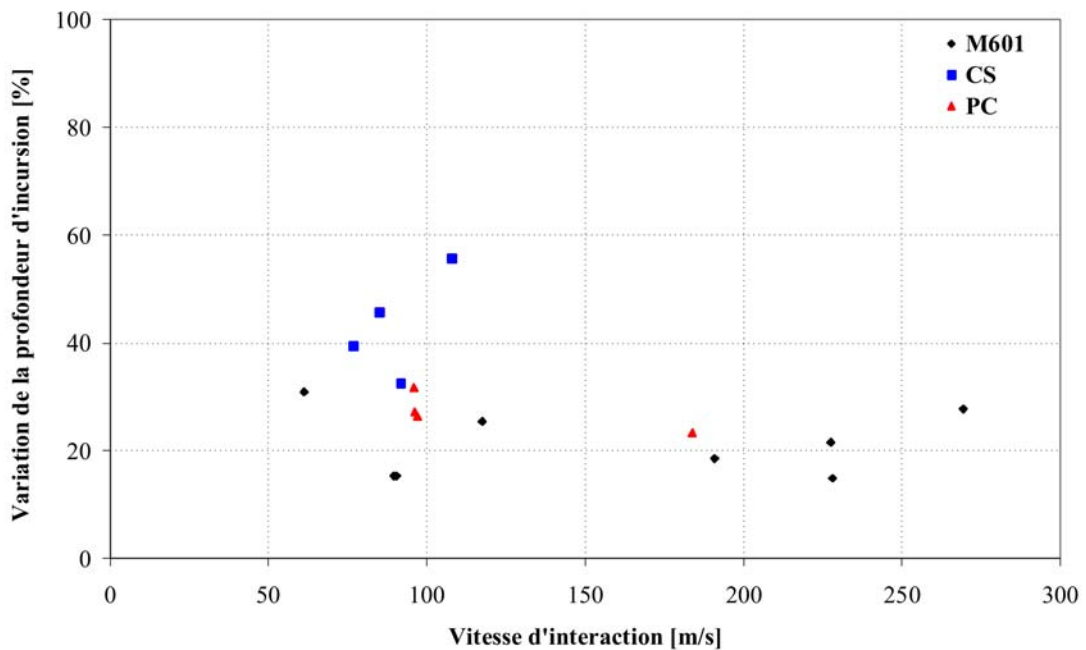
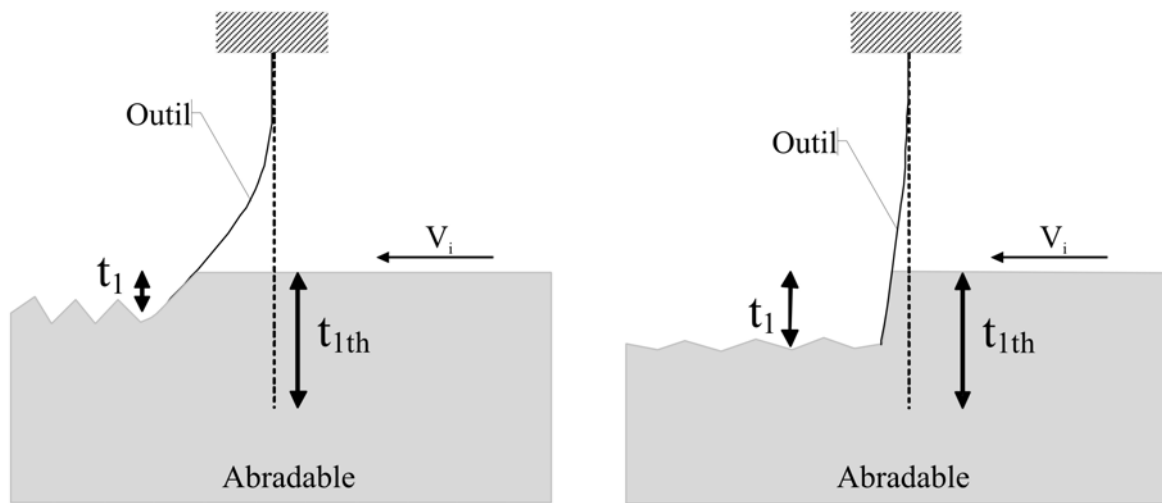


FIGURE 4.5 – Évolution de la variation de la profondeur d'incursion Δt_1 au cours de l'interaction en fonction de la vitesse et de la nature du matériau testé

Elle a également oscillé autour d'une valeur moyenne constante t_{1m} durant l'interaction (Fig. 4.3). Cela peut s'expliquer par l'existence de jeux de fonctionnement entre les différentes pièces du système de guidage, par les imprécisions, très réduites mais inévitables,

de positionnement de l'outil et de préparation de l'éprouvette, ainsi que par les comportements dynamiques de l'outil et de l'éprouvette. On note que le type de matériau testé influence à la fois la valeur moyenne (Fig. 4.4) et la variation de la profondeur d'incursion pendant l'interaction (Fig. 4.5).

On observe que, plus la résistance au cisaillement du matériau est faible, plus la profondeur d'incursion est importante et sa variation réduite. La valeur de ce paramètre n'est donc pas conditionnée uniquement par la géométrie de contact outil/éprouvette, mais également par la nature du matériau testé.



(a) Matériau à forte résistance au cisaillement

(b) Matériau à faible résistance au cisaillement

FIGURE 4.6 – Influence de la résistance au cisaillement sur la déformée statique et le comportement dynamique de l'outil, ainsi que sur la profondeur d'incursion mesurée

L'explication proposée à ce phénomène se base sur le fait que la sollicitation principale imposée à l'outil est la flexion. Plus la résistance au cisaillement du matériau testé est grande, plus les efforts d'interaction sont importants, plus la déformée statique de l'outil présente une flèche importante, et donc plus l'écart entre la profondeur théorique t_{1th} et la profondeur d'incursion moyenne mesurée t_{1m} est important.

4.2.2 Influence de la vitesse et de la profondeur d'incursion sur l'effort d'interaction

Comme cela a été montré dans le chapitre précédent, le protocole expérimental de traitement du signal ne permet pas d'obtenir l'évolution des efforts au cours de l'interaction. Ces essais ayant été réalisés sur le dispositif non optimisé, les signaux d'efforts sont perturbés par la présence d'un artefact de post-traitement et à cause d'une bande passante

insuffisante. Cela peut être observé sur les exemples de signaux corrigés, présentés en figure 4.8, obtenus pour différentes vitesses d'interaction et de profondeur d'incursion.

Cependant, tout comme la profondeur d'incursion, l'effort d'interaction oscille durant l'interaction autour d'une valeur moyenne constante, et ce pour la totalité des essais. Cela permet de calculer un effort moyen d'interaction F_m . Par ailleurs, pour prendre en compte l'imprécision de mesure causée par l'imperfection de la correction des signaux dynamiques, cet effort moyen est associé à un intervalle d'erreur calculé grâce aux efforts minimum F_{min} et maximum F_{max} relevés durant l'interaction.

Les résultats obtenus pour les neuf essais exploitables réalisés avec les éprouvettes de matériau abrasable M601 sont présentés en figure 4.7. Ils sont comparés aux travaux de Sutter et al. [Sutter 06] (voir Section 1.5.4) obtenus lors d'essais de coupe orthogonale réalisés à l'aide d'un outil dont les caractéristiques géométriques sont similaires à celui utilisé dans cette étude (rayon d'acuité d'outil 30 μm).

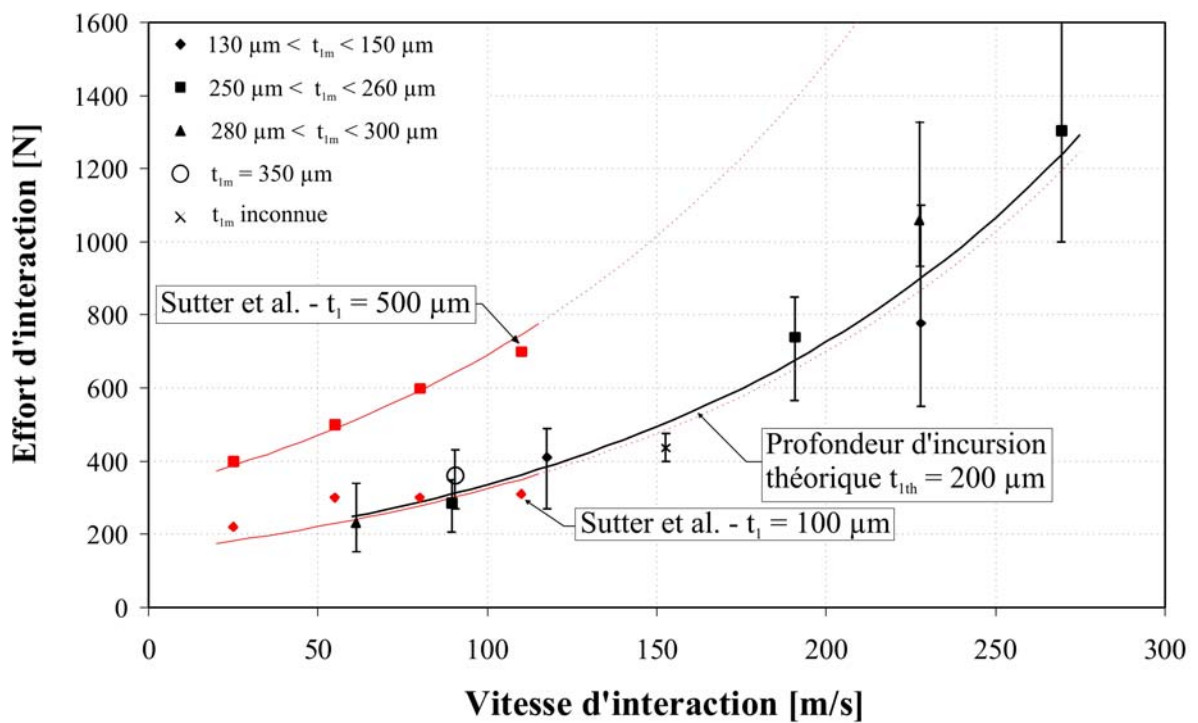
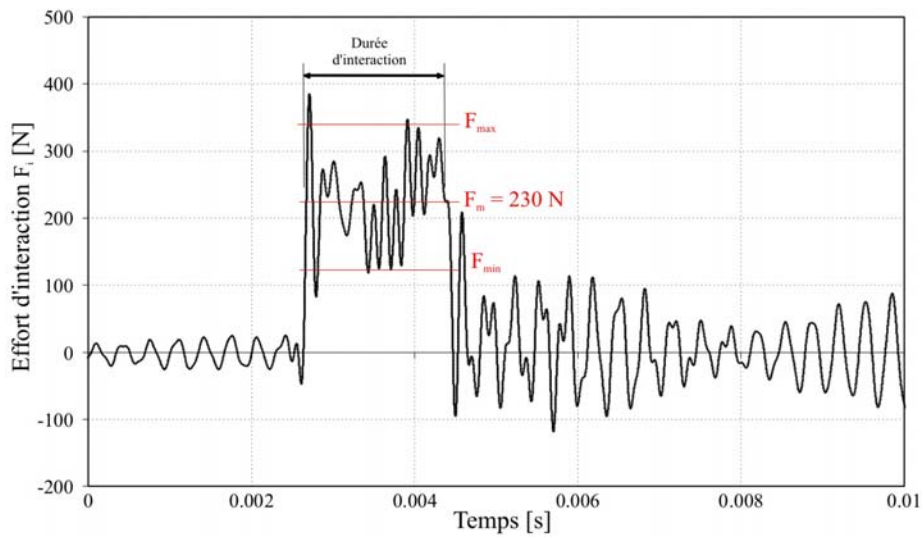
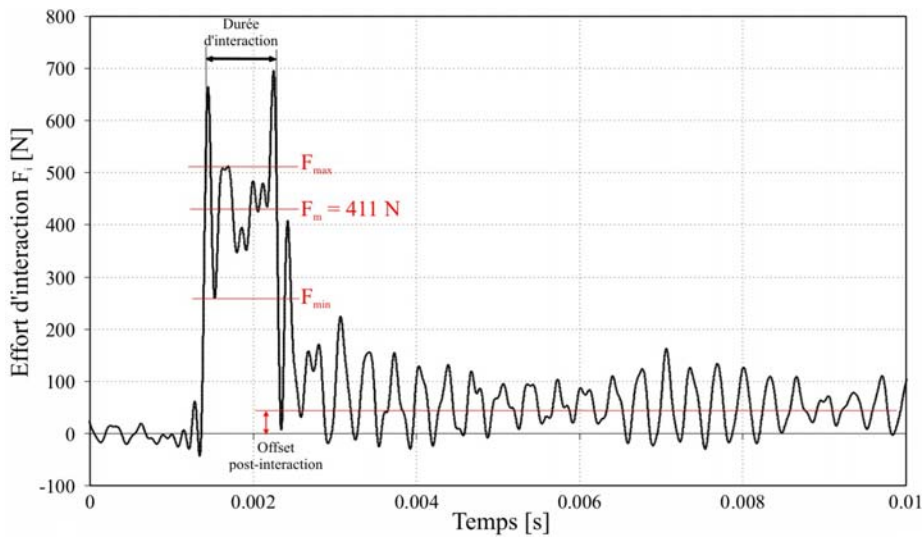


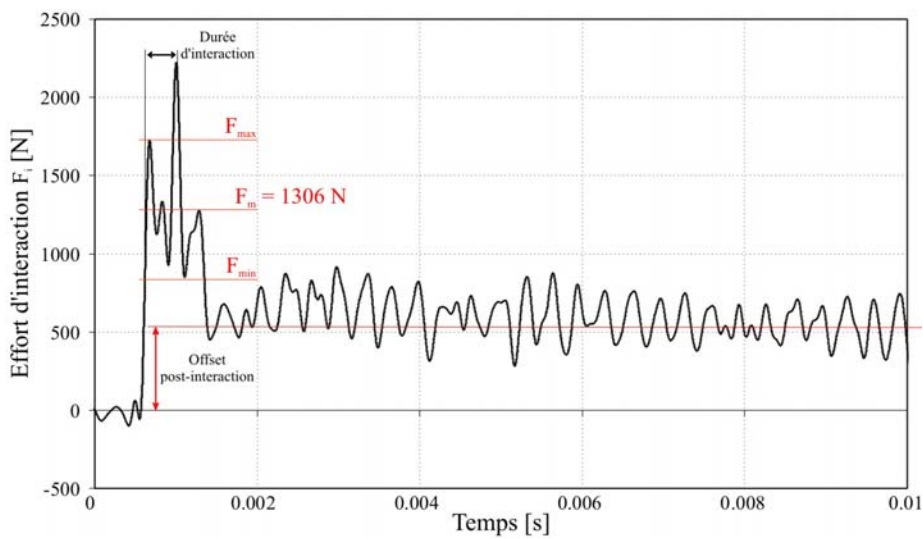
FIGURE 4.7 – Évolution de l'effort d'interaction F_i en fonction de la vitesse V_i et de la profondeur d'incursion t_{1m} - Comparaison avec les données existantes dans la littérature [Sutter 06].



(a) M01 - V_i : 61 m/s - t_{1moy} : 300 μm - Δt_1 : inconnue



(b) M04 - V_i : 118 m/s - t_{1moy} : 130 μm - Δt_1 : 32 μm



(c) M09 - V_i : 269 m/s - t_{1moy} : 250 μm - Δt_1 : 69 μm

FIGURE 4.8 – Signaux d'effort corrigés (coupe orthogonale, Acier/M601)

Ces résultats confirment que l'effort d'interaction augmente avec la vitesse et la profondeur d'incursion. Toutefois, la relation existant entre l'effort et la vitesse d'interaction ne semble pas linéaire, contrairement à ce que les résultats obtenus pour des vitesses inférieures à 100 m/s semblaient indiquer. La tendance observée, tenant compte des essais de Sutter et al., semble suivre une relation empirique telle que celle caractérisée par l'équation 4.1.

$$F_i(t_1, V_i) = g(t_1) \cdot e^{(c \times V_i)} \quad (4.1)$$

où $g(t_1)$ dépend de la profondeur d'incursion et c est une constante.

Cette relation empirique est cohérente avec la loi de comportement d'un matériau viscoplastique sans domaine élastique tel que celui décrit par le modèle de Norton [Francois 05].

$$\dot{\varepsilon}^{vp} = (\sigma / Cst)^n \quad (4.2)$$

La comparaison des résultats expérimentaux avec les données présentées par Sutter et al. montre que les ordres de grandeurs des résultats présentés ici sont inférieurs à ceux attendus. Cependant, un certain nombre de précautions sont à prendre lorsque l'on analyse ces résultats.

Premièrement, les efforts mesurés par Sutter et al. sont obtenus grâce à un capteur calibré statiquement, si bien qu'ils surestiment légèrement les efforts d'interaction à cause des phénomènes inertiels. À contrario, les outils de post-traitement développés lors de ces travaux de thèse conduisent à sous-estimer légèrement les efforts d'interaction (voir Section 3.5).

De plus, on notera que les éprouvettes utilisées par Sutter et al. n'ont pas les mêmes dimensions que celles utilisées pour ces travaux. Il faut ainsi noter que la largeur de contact entre l'outil et l'abradable est différente pour les deux types d'éprouvette.

On utilise donc une grandeur qui permet de comparer plus rigoureusement les résultats obtenus ici à ceux disponibles dans la littérature. Pour cela, on calcule l'effort spécifique F^* comme l'effort d'interaction F_i rapporté à la largeur L_e de l'éprouvette. On constate alors grâce à la figure 4.9 que les données obtenues lors de ces essais sont en parfaite adéquation avec celles disponibles dans la littérature.

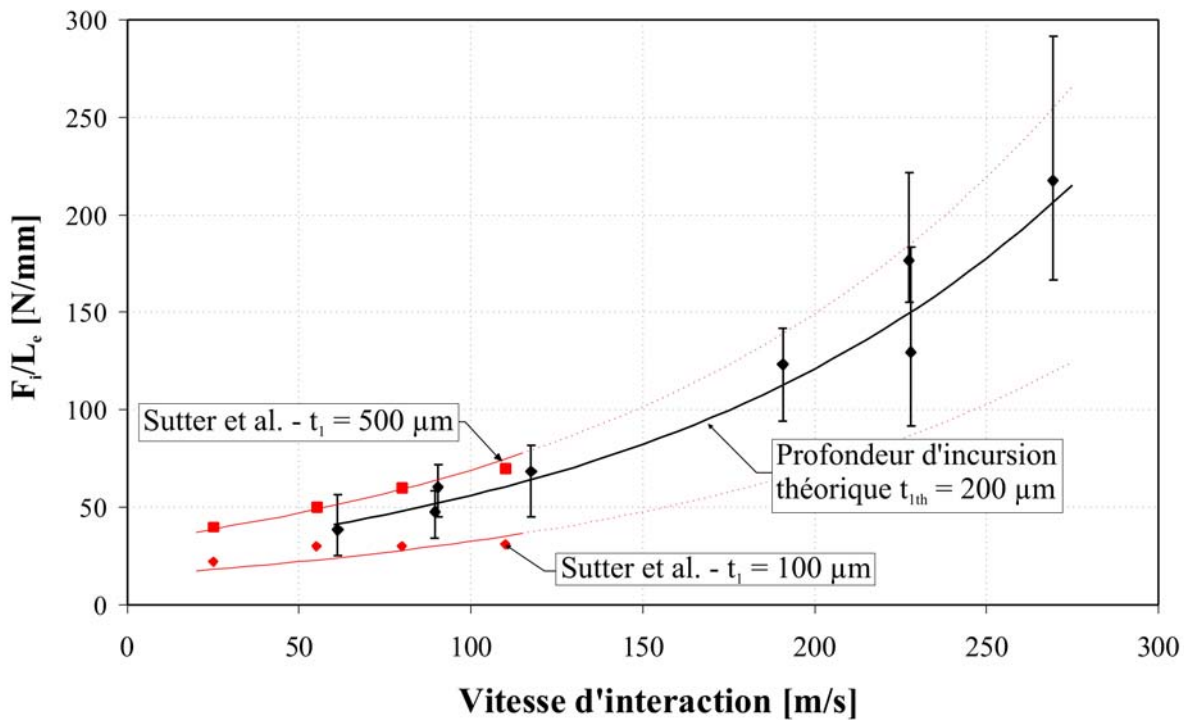


FIGURE 4.9 – Évolution de l’effort d’interaction F_i rapporté à la largeur L_e de l’éprouvette en fonction de la vitesse V_i et de la profondeur d’incursion t_{1m} - Comparaison avec les données existantes dans la littérature [Sutter 06].

Par ailleurs, la relative simplicité géométrique et cinématique de la coupe orthogonale favorise les interprétations quant au comportement mécanique du matériau abradable en conditions dynamiques. Cette interaction peut être modélisée de façon bidimensionnelle. En formulant l’hypothèse que le rayon d’acuité de l’arête de coupe est négligeable devant les autres dimensions et que la surface de dépouille n’est pas en contact avec la surface de l’éprouvette, on peut limiter les paramètres de l’interaction à la vitesse V_i et la profondeur d’incursion t_1 . Enfin, si la vitesse d’interaction est constante, il est possible d’étudier l’endommagement du revêtement abradable comme un problème de déformation bidimensionnelle indépendant du temps.

Toutefois, pour obtenir une loi matériau, il est nécessaire de ramener les résultats obtenus lors de ces essais (effort, vitesse), caractérisant le comportement global du couple outil/éprouvette, à des grandeurs physiques associées au comportement local du matériau abradable (contrainte, déformation). Cela nécessite de connaître précisément les mécanismes d’endommagement conduisant à la rupture du revêtement abradable ainsi que les caractéristiques géométriques des zones de l’éprouvette sollicités lors de l’interaction.

Malheureusement, nous ne disposons d’aucune information relative à ces mécanismes et ces zones sollicités. Il est cependant possible de proposer plusieurs mécanismes d’endommagement.

Étant donné la nature poreuse, l'endommagement pourrait, par exemple, être réalisé par compression (Fig. 4.10a). Un autre mécanisme possible est celui observé lors de la coupe orthogonale des métaux [Felder 41] pour lequel l'endommagement du matériau se produit suite à la formation de bandes cisaillement. Ces dernières se forment le long du plan de cisaillement (Fig. 4.10b). Enfin, du fait de l'hétérogénéité, de la porosité et de la microstructure du revêtement, ainsi que des très grandes vitesses de sollicitation, il est également possible que la rupture ait lieu suite à la propagation de bandes de cisaillement adiabatiques (Fig. 4.10c) le long d'un plan parallèle à la surface de l'éprouvette.

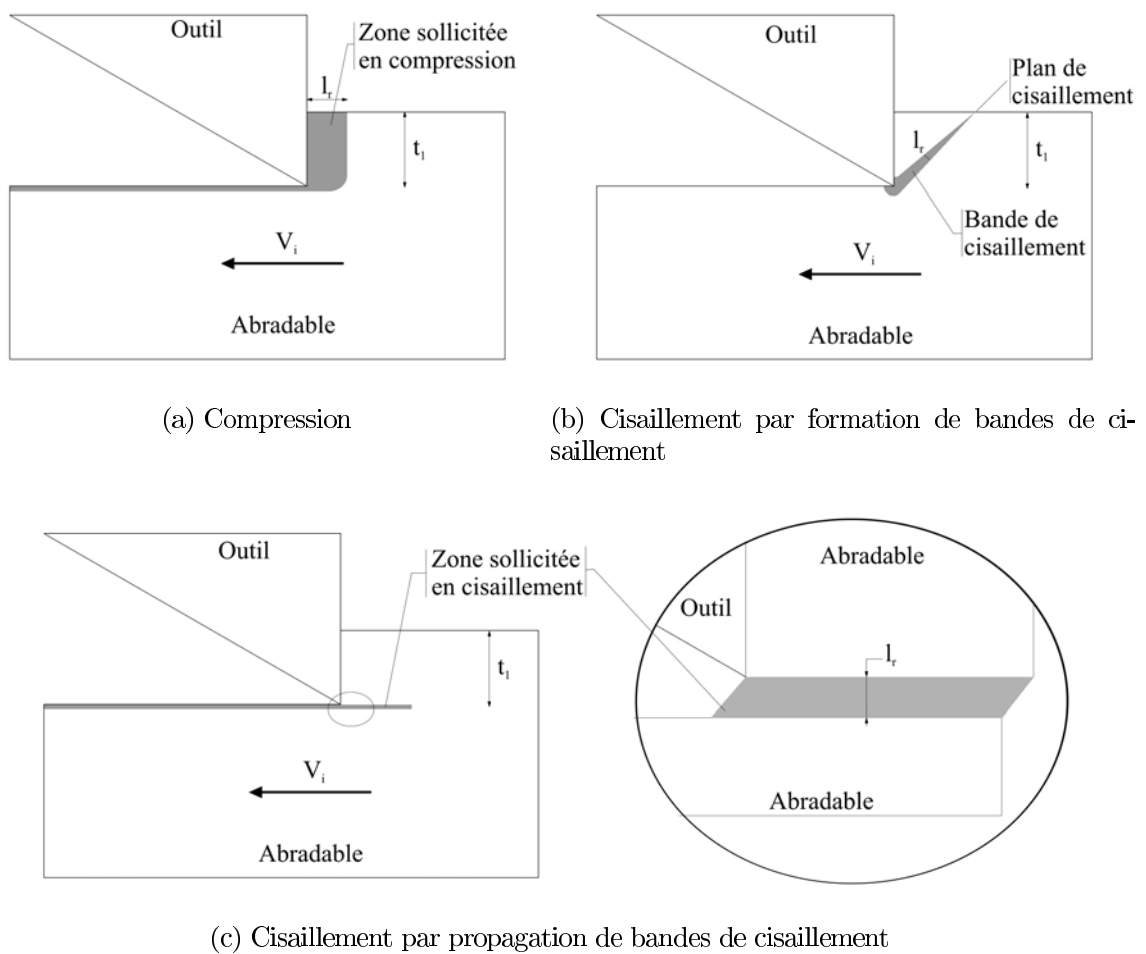


FIGURE 4.10 – Illustration des mécanismes pouvant conduire à l'endommagement du revêtement abrasable

Ces trois exemples montrent la diversité des mécanismes envisageables et des zones pouvant être sollicitées d'un contact outil/abrasable. Le mécanisme ayant réellement lieu lors d'une interaction est celui qui présente une énergie d'activation minimum. Il dépend donc du matériau, mais également de la géométrie de contact et plus particulièrement de la profondeur d'incursion.

On peut penser, par exemple, que l'endommagement par propagation de bandes de cisaillement est plus susceptible de se produire lorsque la profondeur d'incursion est grande. La matière abradable située au-dessus de la bande de cisaillement peut alors être considérée comme un bloc ne subissant pas de déformation.

L'élaboration d'une loi matériau pour le M601 à partir de données obtenues lors d'essais de coupe orthogonale réclame donc des moyens expérimentaux mettant en évidence les mécanismes d'endommagement. Deux méthodes peuvent se relever très utiles :

- par interruption de l'interaction et observation au microscope du couple outil/éprouvette. Dans le cas de cette application, cette méthode est inadaptée. La vitesse du projectile et l'énergie à absorber pour l'arrêter sont trop importantes pour interrompre l'interaction.
- par visualisation directe au cours de l'interaction par le biais d'une caméra ultra-rapide. Cette méthode est particulièrement utilisée dans le cadre de l'étude de la propagation des bandes de cisaillement adiabatiques [Zhou 96] afin de déterminer le mode et la vitesse de propagation de ces bandes. Dans le cadre des travaux présentés ici, l'utilisation d'une caméra rapide impose certains aménagements.

Le manque d'information relative aux mécanismes d'endommagement est donc pénalisant lorsque l'on souhaite déterminer les contraintes et les déformations subies par le revêtement abradable lors de l'interaction. On peut toutefois obtenir une première approche du comportement mécanique du Metco M601. On calcule pour cela une pression spécifique d'interaction p^* , homogène à une contrainte, comme le rapport de l'effort d'interaction sur la surface S_c de contact outil/abradable (Eq. 4.3). Le rayon d'acuité r étant supposé négligeable devant les autres dimensions, on définit la surface S_c comme le produit de la largeur de l'éprouvette et de la profondeur d'incursion moyenne t_{1m} (Fig. 4.11).

$$p^* = \frac{F_i}{S_c} = \frac{F_i}{L_e t_{1m}} \quad (4.3)$$

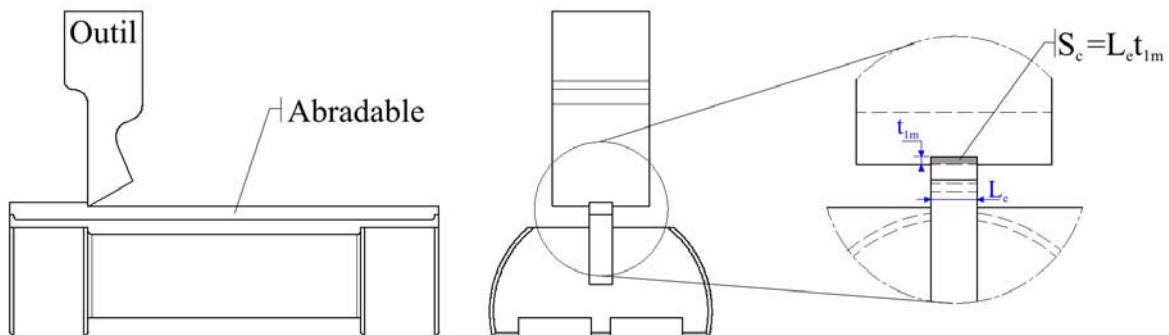


FIGURE 4.11 – Illustration de la zone de contact outil/abradable

Ne connaissant pas la zone sollicitée lors de l'interaction et la longueur de référence l_r qui lui est associée (ex : largeur de bande de cisaillement, Fig. 4.10), on choisit cette dernière comme étant égale à la profondeur d'incursion moyenne t_{1m} . On peut alors calculer une vitesse de déformation $\dot{\epsilon}$ comme le rapport de la vitesse d'interaction V_i sur la profondeur d'incursion moyenne t_{1m} (Eq. 4.4).

$$\dot{\epsilon} = V_i/t_{1m} \quad (4.4)$$

La figure 4.12 présente l'évolution de la pression spécifique p^* en fonction de la vitesse de déformation $\dot{\epsilon}$. Elle confirme la bonne cohérence entre les résultats obtenus lors des essais présentés ici et les données disponibles dans la littérature pour les vitesses d'interaction inférieures à 100 m/s.

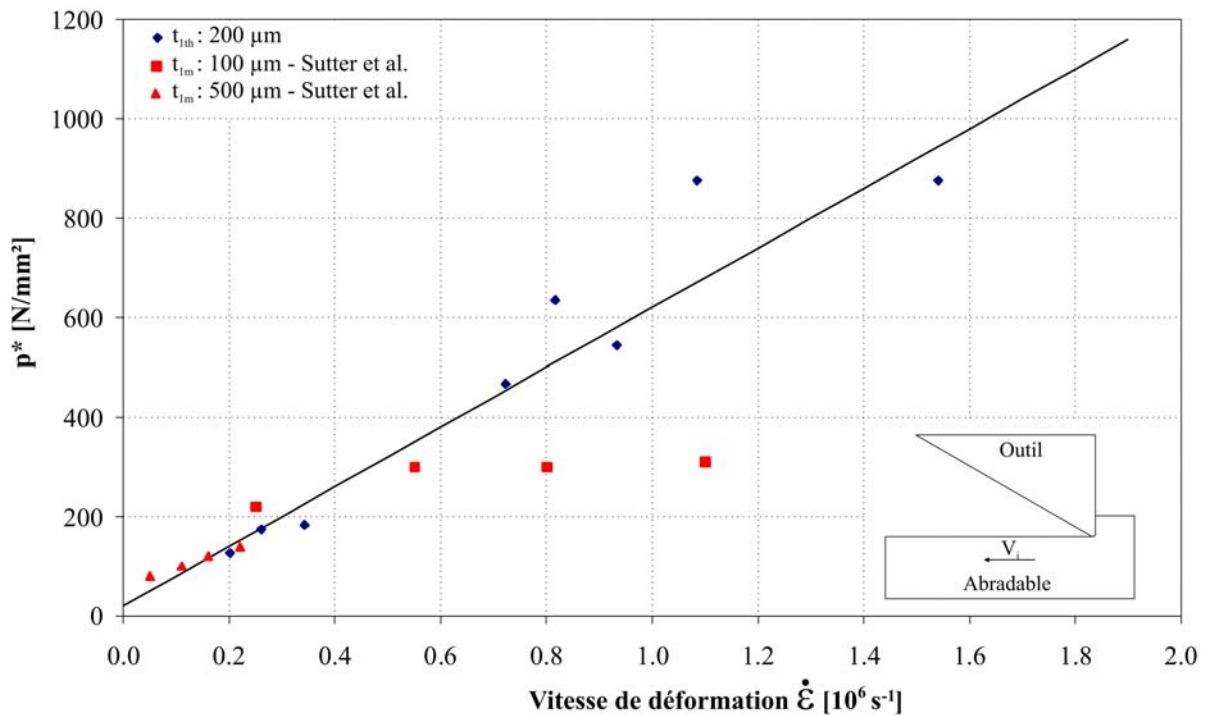


FIGURE 4.12 – Évolution de la pression d'interaction p^* en fonction de la vitesse de déformation $\dot{\epsilon}$ - Comparaison avec les données existantes dans la littérature [Sutter 06]

On constate cependant que deux valeurs présentées par Sutter et al. sont notablement inférieures à celles obtenues par le biais du dispositif expérimental conçu dans le cadre de ces travaux de thèse pour des vitesses de déformations comparables. Cette différence s'explique en partie par un moyen de mesure calibré uniquement de façon statique uniquement ne tenant pas compte des perturbations liées au comportement dynamique du banc d'essai. Ce dispositif n'est naturellement pas adapté aux grandes vitesses d'interaction. Cela met en avant l'importance de la correction des signaux.

Ensuite, on constate que ces deux points sont obtenus pour des profondeurs d'incursion faibles ($t_1 = 100 \text{ }\mu\text{m}$) . Il est donc également possible que le mécanisme d'endommagement mis en œuvre lors de ces essais soit différent de celui intervenant lors d'interaction présentant une profondeur plus élevée.

Les données expérimentales présentées dans ce mémoire, obtenues lors d'une interaction M601/Acier 42CrMo4, sont cohérentes avec des données proposées par Sutter et al., obtenues lors d'une interaction M601/Titane TA6V. Cela tend à démontrer que le matériau de l'outil n'a que peu d'influence sur l'effort d'interaction dans le cas d'un contact avec un revêtement abrasable Metco M601.

Sans informations précises sur les mécanismes d'endommagement et les zones sollicitées lors de l'interaction, les résultats présentés ici sont à analyser avec précaution. Toutefois, l'évolution de la pression spécifique d'interaction p^* en fonction de la vitesse de déformation $\dot{\varepsilon}$ permet de mettre en évidence un comportement visqueux pour le revêtement abrasable M601. Ce comportement peut être exprimé par une relation linéaire à coefficient constant entre la pression spécifique d'interaction p^* et la vitesse de déformation $\dot{\varepsilon}$ de la forme suivante :

$$p^* = \eta \dot{\varepsilon} + p_0^* \quad (4.5)$$

où η représente une viscosité dynamique et p_0^* , une pression spécifique d'interaction statique

4.2.3 Mécanismes d'endommagement

L'observation des éprouvettes post-mortem a mis en évidence une caractéristique commune à tous les essais : la surface générée lors de l'interaction est relativement lisse et présente des stries parallèles à la direction de glissement. Ces signes peuvent être associés à du "beurrage" (smearing) [Borel 89], c'est-à-dire à l'étalement du polyester par déformation plastique. Par ailleurs, de fines particules ont également été récupérées après interaction. L'absence de copeau continu tend à démontrer la présence de mécanismes d'endommagement associés à la rupture fragile du revêtement abrasable. Ce dernier point ne pourra cependant être vérifié que par la visualisation directe de l'interaction.

Il est intéressant de noter que ces deux mécanismes d'endommagement - la déformation plastique et la rupture fragile - peuvent être mis en parallèle avec la décomposition des efforts d'interaction en effort de frottement F_r et effort de coupe F_c proposé par Sutter et al (voir Section 1.5.4).

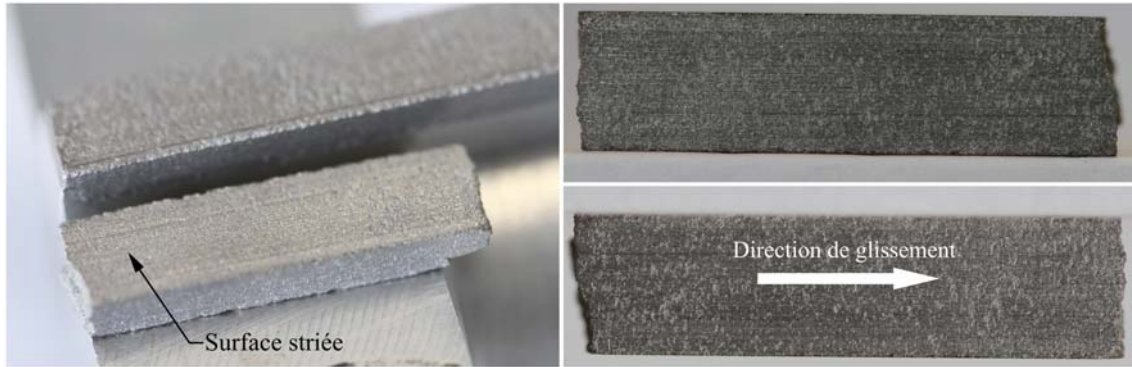


FIGURE 4.13 – Photographie d'une éprouvette d'abradable après interaction de type coupe

4.3 Étude de l'interaction Titane/M601

Les essais de coupe orthogonale permettent d'apporter de nombreuses informations sur le comportement du matériau du revêtement abradable. Cependant, les conditions expérimentales dans lesquelles ils sont réalisés sont relativement éloignées des conditions réelles dans lesquelles ont lieu les contacts rotor/stator. Les géométries de contact entre une aube et le carter sont en effet très différentes d'une interaction entre une arête vive et une éprouvette. Une seconde campagne d'essais a donc été réalisée afin d'apporter des données plus appliquées et phénoménologiques sur le contact rotor/stator, et plus particulièrement sur l'influence de paramètres relatifs à la géométrie de l'aube :

L'épaisseur e

Le rayon d'acuité r

L'angle de coupe α

Une trentaine d'essais exploitables a été obtenue dans les conditions expérimentales présentées en Table 4.4. L'objectif était d'une part d'étudier l'influence des différents paramètres d'aube sur les efforts d'interaction et les états de surface du revêtement abradable post-mortem. D'autre part, ces essais ont permis de caractériser la sensibilité du dispositif aux paramètres retenus.

Matériau	α	β	γ	r	e
	[°]	[°]	[°]	[μm]	[mm]
Alliage de titane TA6V	-20	0	0	60	0.4
	0			100	1
	20			370	1.5

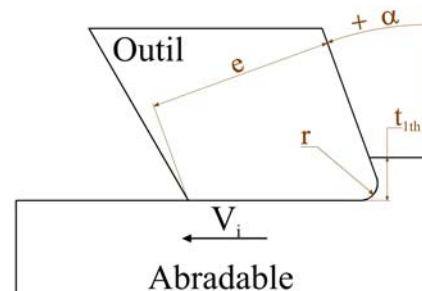


TABLE 4.3 – Caractéristiques géométriques de l'interaction

Séries d'essais	Outil			Interaction	
	e [mm]	r [μm]	α [$^\circ$]	V_i [m/s]	t_{1th} [μm]
A	1	100	0	150, 225, 300	250
B					150
C					350
D	1.5				250
E	0.4				
F	1	370	20		
G		60			-20
H					
I					

TABLE 4.4 – Paramètres de coupe et caractéristiques géométriques des outils pour les essais réalisés

Les caractéristiques géométriques de l'extrémité des outils ont été mesurées avant essais à l'aide d'un microscope optique 3D. L'observation des arêtes de coupe montre que le procédé de fabrication de ces dernières (découpe par électro-érosion au fil) permet d'obtenir les valeurs souhaitées pour les épaisseurs e et les angles de coupe α . Pour ces paramètres, les différences entre les valeurs mesurées et les valeurs nominales sont inférieures à l'erreur de mesure.

En ce qui concerne le rayon d'acuité r , la valeur minimale initiale souhaitée (10 μm) ne pouvait pas être atteinte par électro-érosion au fil et a donc été portée à 60 μm . La variation du rayon d'acuité r autour de la valeur nominale est d'environ $\pm 8 \mu\text{m}$. Les valeurs des rayons d'acuité r mesurés sont rapportées dans la table 4.5.

Des analyses de surface ont été également réalisées sur les faces de coupe et de dépouille. Elles montrent que le procédé de fabrication des outils génère une rugosité de surface relativement importante; $S_a = 2.5 \pm 0.3\mu\text{m}$. Cette valeur est restée constante pour tous les outils.

Outil	r [μm]
Série A,B,C	96
Série D	98
Série E	110
Série F	369
Série G	63
Série H	60
Série I	63

TABLE 4.5 – Rayon d'acuité d'arête des outils

4.3.1 Mesure de l'effort de coupe

La profondeur d'incursion devait initialement rester constante durant l'interaction, ou tout du moins osciller autour d'une valeur moyenne constante. Malheureusement, le rail de guidage a été endommagé lors de tests préliminaires à cette campagne de tir. Cela a imposé sa reprise en usinage et a conduit à l'augmentation des jeux de guidage entre le projectile et le tube lanceur.

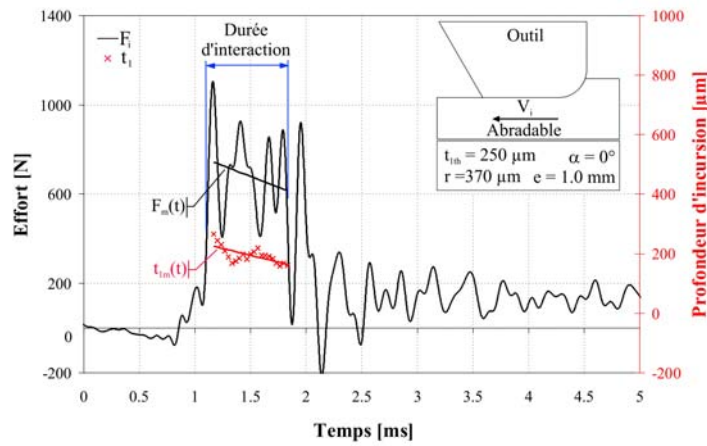
Ce problème technique a eu des conséquences particulièrement néfastes sur la maîtrise de la profondeur d'incursion. On a observé de très fortes différences entre les valeurs théoriques ajustées avant essai et les profondeurs d'incursion réelles obtenues. Plus encore, pour de nombreux essais, ces dernières ont très fortement varié au cours de l'interaction. Ce phénomène est la conséquence de jeux de fonctionnement existants entre le projectile et son système de guidage, trop importants pour garantir en permanence le contact entre le rail et le projectile.

Ce problème technique complique l'analyse des résultats obtenus, le plan d'expérience ayant été conçu pour ne faire varier qu'un paramètre à la fois. Toutefois, comme le montrent les exemples de signaux corrigés présentés en figure 4.14 obtenus pour différentes vitesses d'interaction, l'effort d'interaction varie de façon cohérente avec l'évolution de la profondeur d'incursion. Un effort moyen $F_m(t)$ a été calculé. En connaissant la vitesse du projectile et l'instant de début d'interaction, il est alors possible de corrélérer la valeur de l'effort moyen à la profondeur d'incursion moyenne $t_{1moy}(t)$.

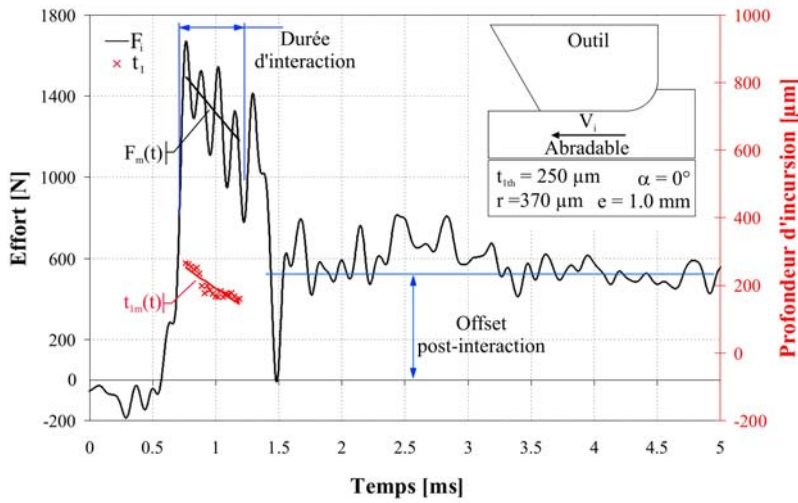
Par ailleurs, bien que le dispositif expérimental ne puisse pas, à l'heure actuelle, être calibré pour les composantes normale et tangentielle de l'effort, et donc mesurer celles-ci avec précision, ces dernières ont tout de même été enregistrées. Un exemple de signaux obtenus est présenté en figure 4.15.

On remarque que la composante tangentielle de l'effort d'interaction mesuré est négligeable; validant d'une part que l'interaction étudiée est de la coupe orthogonale. Ceci démontre également que le dispositif expérimental permet de positionner avec précision l'arête de l'outil perpendiculairement au vecteur vitesse de l'éprouvette et donc de maîtriser l'angle β de calage de l'outil.

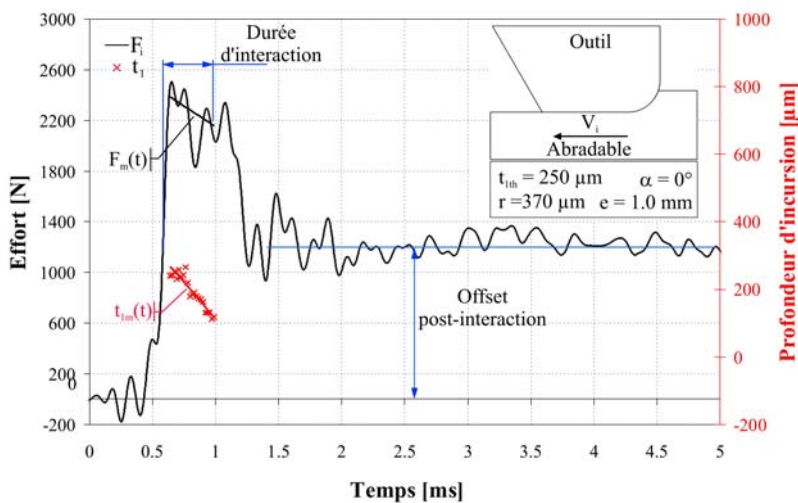
On notera enfin, que le couplage des composantes axiale et tangentielle est quasi inexistant. La sensibilité traverse du système de mesure pour ces composantes, c'est-à-dire l'influence de la composante d'effort axiale sur la mesure de la composante tangentielle, est négligeable. Cette remarque ne peut cependant pas être étendue a priori aux autres composantes.



(a) Vitesse d'interaction : 151 m/s



(b) Vitesse d'interaction : 235 m/s



(c) Vitesse d'interaction : 287 m/s

FIGURE 4.14 – Signaux d'effort corrigés (coupe orthogonale TA6V/M601)

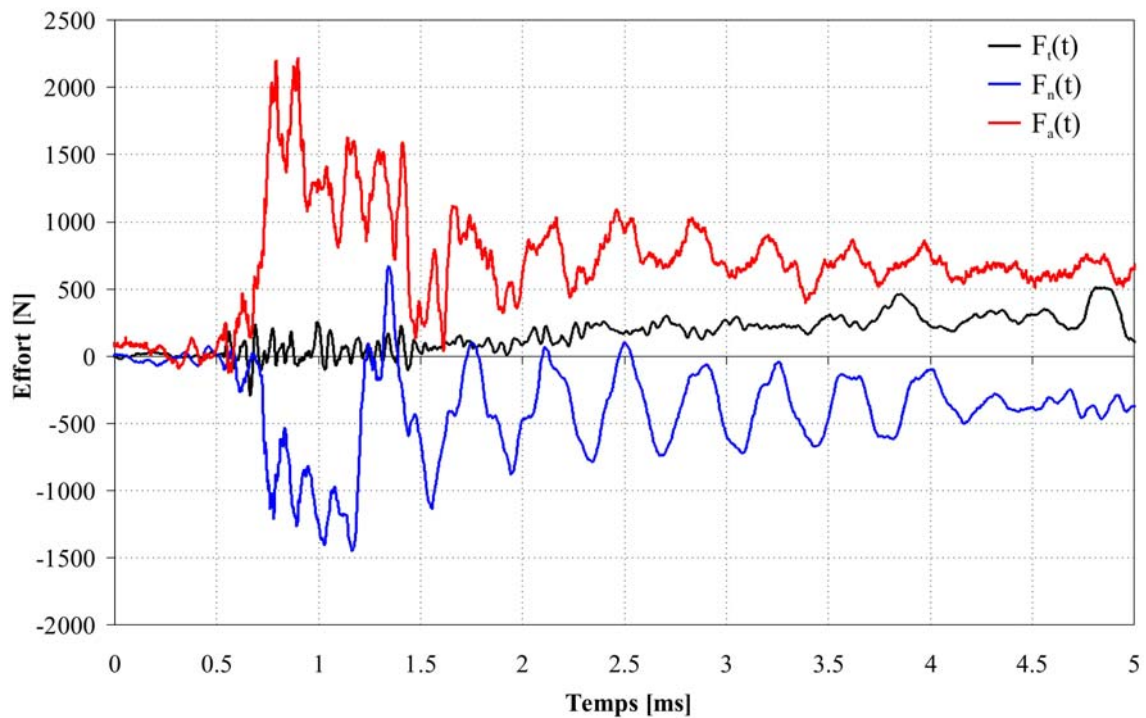


FIGURE 4.15 – Exemple d’efforts axial F_{axial} , normal F_{normal} et tangentiel F_{tang} non corrigés pour un essai de coupe orthogonale TA6V/M601 (Vitesse d’interaction : 235 m/s - Série F)

On note également que la composante normale de l’effort mesuré est relativement importante et du même ordre de grandeur que la composante axiale. Ces signaux sont toutefois à analyser avec précaution. D’une part, ils ne sont pas corrigés et leur amplitude est donc surestimée par la présence de composantes inertielles. D’autre part, les sensibilités transverses du dispositif relatives aux couplages existants entre les composantes axiale et normale, ne sont pas connues pour des sollicitations dynamiques. Seule la sensibilité transverse statique a peu être mesurée et c’est avérée négligeable. La correction de l’effort normal est donc indispensable et doit tenir compte des couplages éventuels existants entre les trois composantes d’effort. Cela impose de calibrer le dispositif pour toutes les composantes et de calculer l’ensemble des composantes de la matrice des transmissibilités.

4.3.2 Usure des outils

L’ensemble des outils utilisés dans le cadre de ces essais a fait l’objet d’analyses de surface par le biais d’un microscope optique 3D “Alicona - Infinite Focus G4g”.

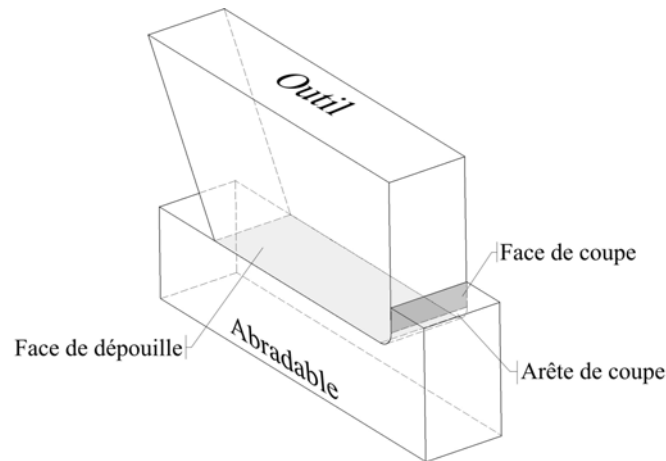


FIGURE 4.16 – Description des surfaces fonctionnelles de l'outil

L'observation des faces de coupe et de dépouille met en évidence une usure quasi inexistante des surfaces fonctionnelles des outils. On observe tout au plus une légère décoloration du titane dans la zone d'interaction. Cependant, les profils des arêtes ainsi que des surfaces montrent que les caractéristiques géométriques, et particulièrement le rayon d'acuité, n'ont pas été affectés par l'interaction. La rugosité de surface ne change pas non plus ($S_a = 2.5 \pm 0.5\mu\text{m}$) et il n'y a aucun enlèvement de matière.

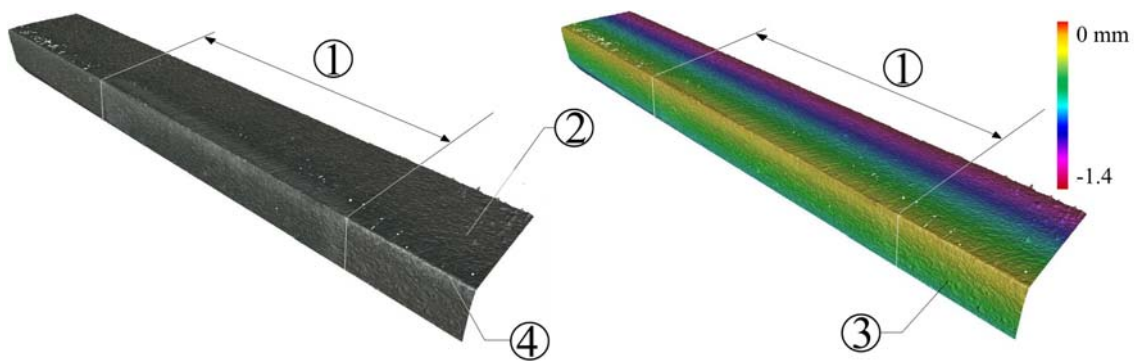


FIGURE 4.17 – Micrographie et profil d'arête d'outil après interaction
Série G - 1 : largeur de contact outil/abradable - 2 : face de coupe - 3 : face de dépouille
- 4 : arête de coupe

On observe, sur certains outils, des dépôts de matière de faible importance et très localisés (Fig. 4.18) aux limites de la zone de contact outil/éprouvette. La décoloration visible sur l'outil peut donc être causée par le dépôt d'une fine couche de revêtement abradable ou par des phénomènes thermiques. Seules des analyses chimiques de surfaces pourraient apporter une réponse définitive.

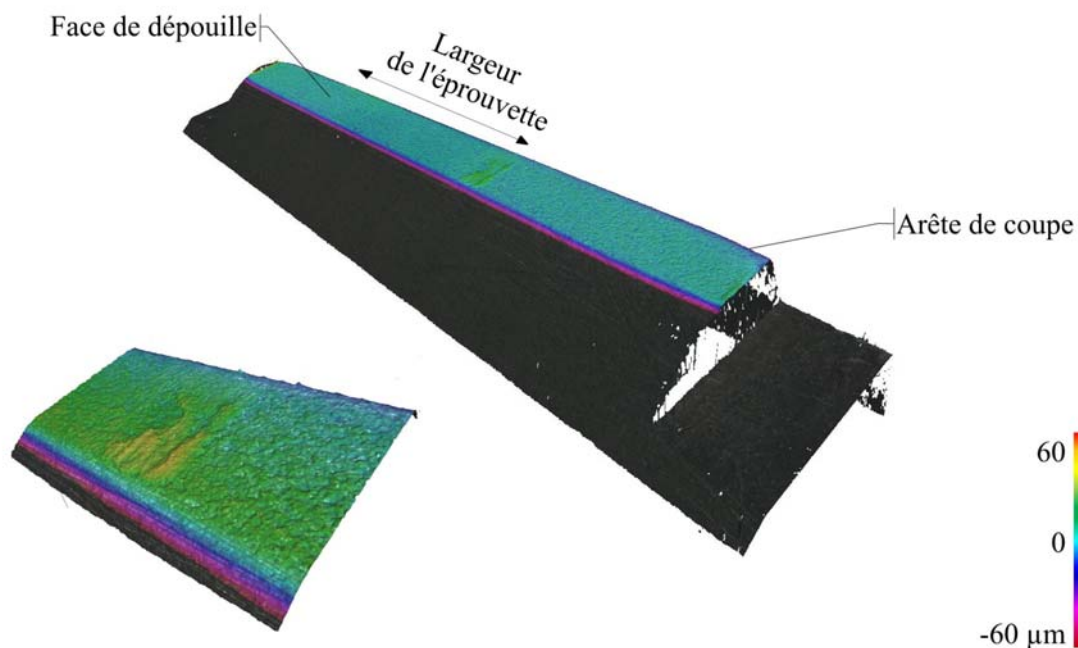


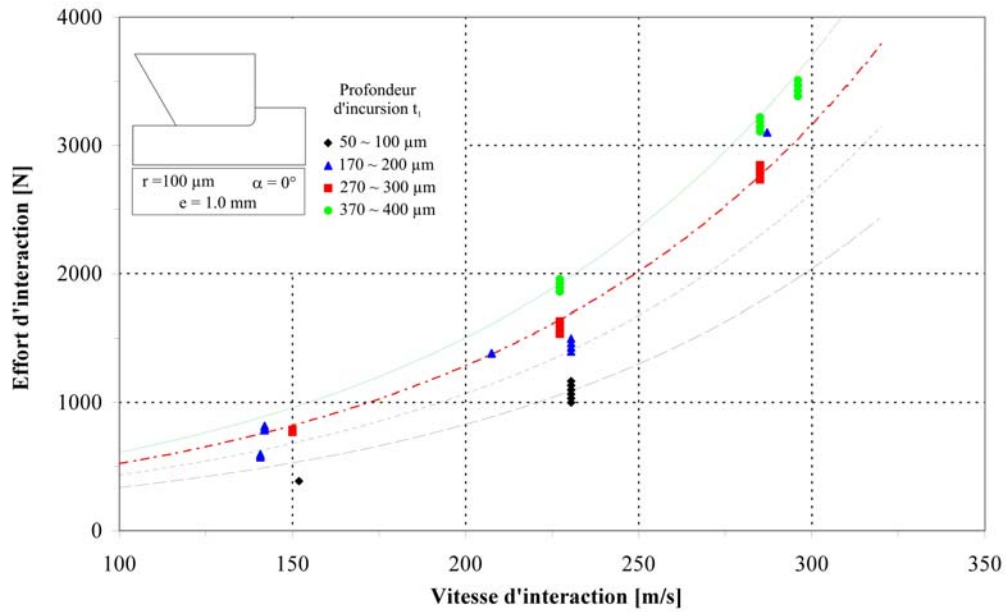
FIGURE 4.18 – Exemple de face de dépouille d’outil (Série D) avec transfert de matière

4.3.3 Influence des paramètres d’interaction sur les efforts et les états de surface post-mortem

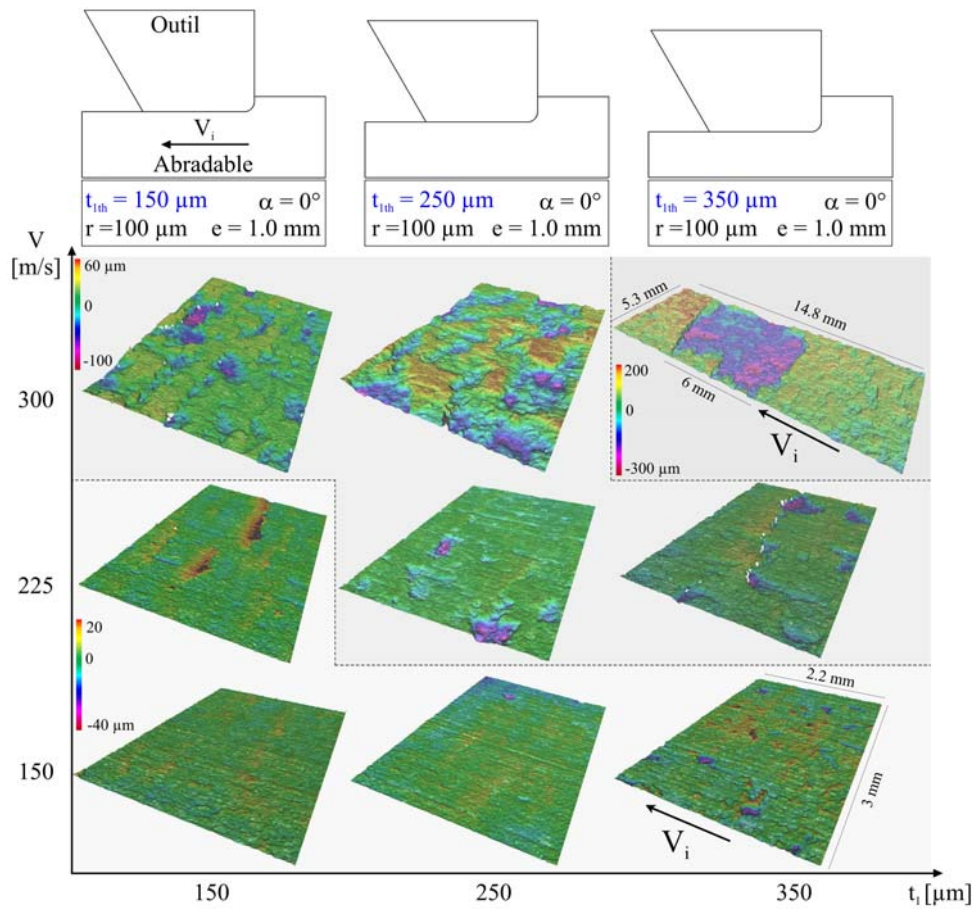
La figure 4.19a présente l’évolution de l’effort d’interaction F_i en fonction de la vitesse du projectile V_i pour différentes profondeurs d’incursion t_1 et pour un outil donné. Les données expérimentales obtenues sont en accord avec une relation empirique (tracée en traits interrompus courts) similaire à celle observée lors des essais Acier/M601 et présentée en section 4.2.2. Elles permettent également de préciser cette dernière (Eq. 4.6) :

$$F_i(t_1, V_i) = (a \times t_1 + b) \cdot e^{(c \times V_i)} \quad (4.6)$$

On remarque également que les valeurs des paramètres a , b et c de cette relation, calculés par la méthode des moindres carrés, varient d’une configuration d’outil à l’autre. D’une part, cela démontre que les caractéristiques géométriques de l’extrémité de l’outil influencent les efforts d’interaction. D’autre part, cela permet de déterminer les éléments qui conditionnent le plus fortement les valeurs de ces trois paramètres. Le coefficient a ne semble pas, par exemple, affecté par les caractéristiques géométriques de l’outil contrairement aux paramètres b et c .



(a) Évolution de l'effort d'interaction F_i en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de la profondeur d'incursion t_1



(b) Évolution des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de la profondeur d'incursion t_1

FIGURE 4.19 – Évolution de l'effort d'interaction F_i et des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de la profondeur d'incursion t_1

	Outil Acier (42CrMo4)			Outil Titane (TA6V)			Unités
	r : 25 μm	e : 0 mm	α : 0°	r : 100 μm	e : 1 mm	α : 0°	
a	$3,63 \cdot 10^5$			$3,60 \cdot 10^5$			[N/m]
b	83			110			[N]
c	0,0077			0,0090			[s/m]

TABLE 4.6 – Comparaison des valeurs des paramètres a, b et c de la relation empirique pour deux outils

Les mesures de l’effort d’interaction ont été également couplées à des analyses de surface par microscopie optique 3D. L’étude de l’influence de la vitesse d’interaction V_i et de la profondeur d’incursion t_1 met en évidence l’évolution des états de surface et illustre les différentes étapes permettant de passer d’un mécanisme de “beurrage” (smearing, [Borel 89]) par déformation plastique d’une couche superficielle à de la rupture fragile de la matrice métallique. On note que ces types d’état de surface n’étaient pas observables sur les essais réalisés lors de la première campagne d’essais pour des vitesses et profondeurs d’incursion sensiblement identiques. Cela démontre la très forte influence des caractéristiques géométriques de l’extrémité de l’outil sur les états de surfaces obtenus après interaction. Le matériau de l’outil, bien que n’ayant que peu d’influence sur l’effort d’interaction (Section 4.2.2), peut également contribuer à modifier les mécanismes d’endommagement du revêtement abrasable intervenant lors de l’interaction et donc influence des états de surface observés post-mortem.

Comme le montre la carte d’endommagement présentée en figure 4.19b, à faible vitesse et à faible profondeur d’incursion, les surfaces générées lors de l’interaction sont relativement lisses et présentent des rainures peu profondes (quelques micromètres) orientées dans la direction de glissement. La rugosité surfacique S_a varie entre 3 et 4 μm . La matrice métallique d’aluminium, reconnaissable par son aspect brillant, est observable dans le creux des rainures tandis que le polyester, plus sombre, est visible au sommet des stries. Ce type d’état de surface est caractéristique d’un phénomène de “beurrage” et donc de déformation plastique [Borel 89].

Lorsque la profondeur d’incursion ou la vitesse d’interaction augmente, des amas de matière se forment jusqu’à se présenter sous la forme de vaguelettes orientées perpendiculairement à la direction de glissement et visibles à l’œil nu. La fréquence de ces vaguelettes est cent fois trop importante pour être associée au comportement vibratoire de l’outil.

Aux vitesses d’interaction et aux profondeurs d’incursion les plus élevées, on observe l’arrachement de petites plaques aux pieds des vaguelettes. L’observation des creux laissés suite à la disparition de ces plaques met en évidence un faciès de rupture fragile et fait apparaître la phase métallique du revêtement abrasable. Plus la vitesse et la profondeur d’incursion sont importantes, plus le taux d’arrachement et la rugosité sont grands.

On observe même pour les vitesses et profondeurs d'incursion les plus élevées, la décohésion de plaques d'abradable de grandes dimensions. On remarque par ailleurs que pour ces cas, la décohésion semble avoir lieu selon un plan normal à la direction de projection du revêtement abradable.

4.3.4 Influence des paramètres d'aube sur les efforts et les états de surface post-mortem

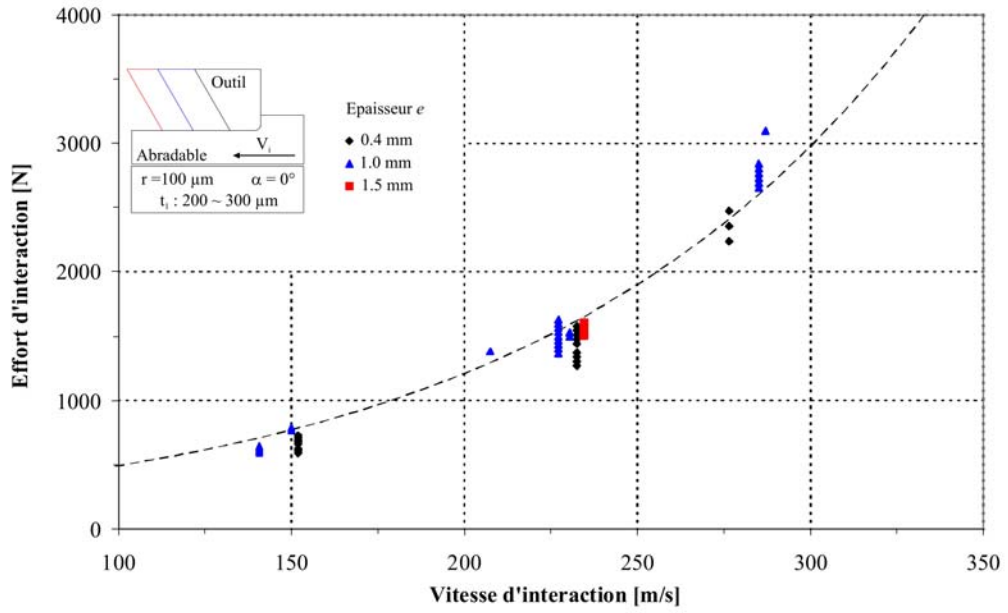
La comparaison des résultats expérimentaux pour deux configurations d'outil très différentes - une arête vive, sans surface de dépouille dans un cas et une arête émoussée associée à une surface frottante dans l'autre - met en évidence une influence non négligeable des paramètres géométriques de l'outil aussi bien sur l'effort d'interaction que sur les états de surface observés post-mortem. Elle ne précise toutefois pas la nature de la relation existante. Des essais ont donc été réalisés afin de déterminer plus précisément l'influence de trois paramètres d'aube : le rayon d'acuité r , l'épaisseur e d'outil, et l'angle α de coupe.

Les résultats obtenus permettent de tracer les courbes d'évolution de l'effort d'interaction en fonction de la vitesse pour différentes épaisseurs d'outil (Fig. 4.20a), rayons d'acuité (Fig. 4.21a) et angles de coupe (Fig. 4.22a). Les analyses post-mortem des états de surface des éprouvettes d'abradable permettent d'établir des cartes d'endommagement présentées en figures 4.20b, 4.21b et 4.22b.

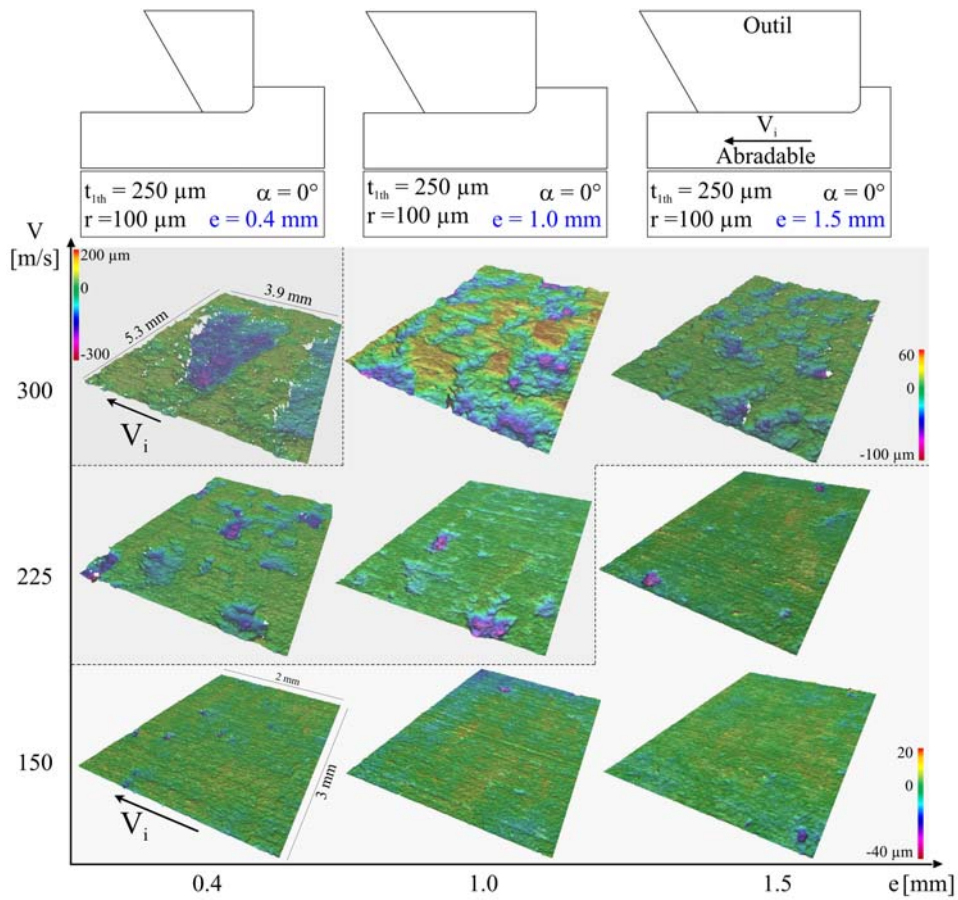
L'analyse des efforts d'incursion F_i obtenus en faisant varier les différents paramètres géométriques d'aube souligne le manque de sensibilité du dispositif expérimental à l'influence de ces paramètres. Les variations d'effort observées sont en effet relativement faibles au regard de la dispersion des résultats et de l'erreur de mesure commise. Ils sont également cohérents avec la relation empirique (tracée en traits interrompus courts) entre l'effort d'interaction, la vitesse et la profondeur d'incursion présentée précédemment.

Le dispositif expérimental, et plus précisément le système de mesure d'effort, semble donc peu sensible aux paramètres d'aube étudiés. Cependant, les analyses de surface post-mortem montrent que le matériau abradable est quant à lui très sensible à ces paramètres.

Enfin, en corrélant les mesures d'efforts et les analyses de surfaces, il est possible d'exprimer certaines tendances :

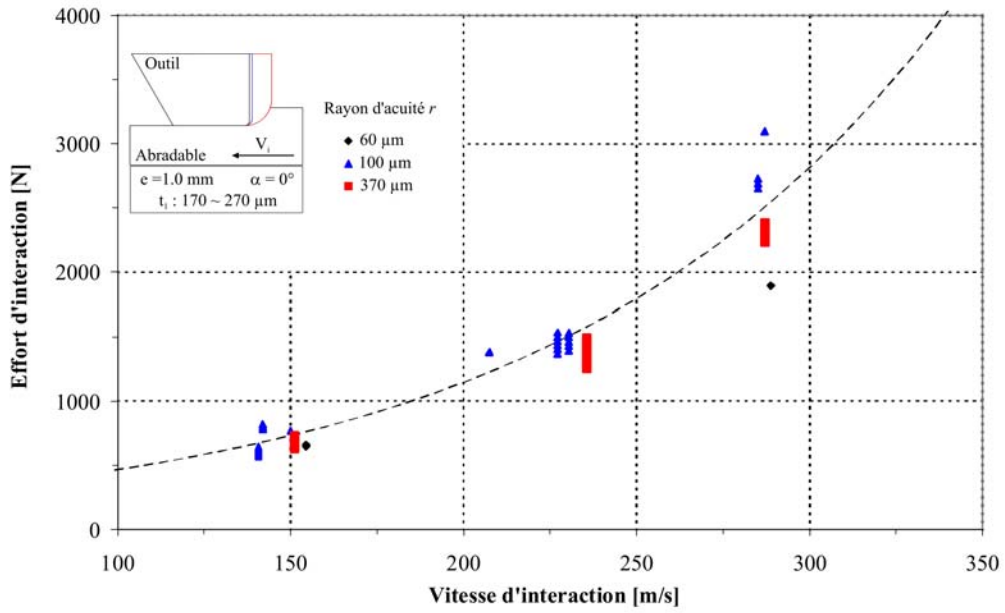


(a) Évolution des efforts d'interaction F_i en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de l'épaisseur de l'outil e

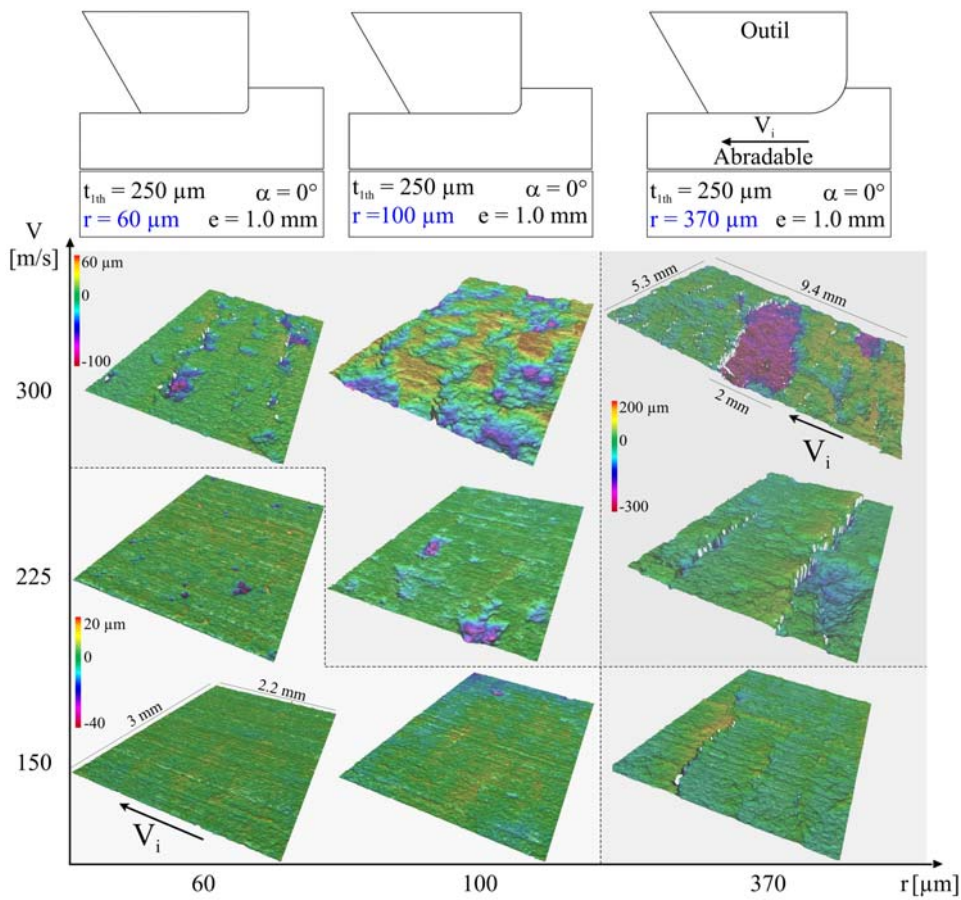


(b) Évolution des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de l'épaisseur de l'outil e

FIGURE 4.20 – Évolution des efforts d'interaction F_i et des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de l'épaisseur de l'outil e

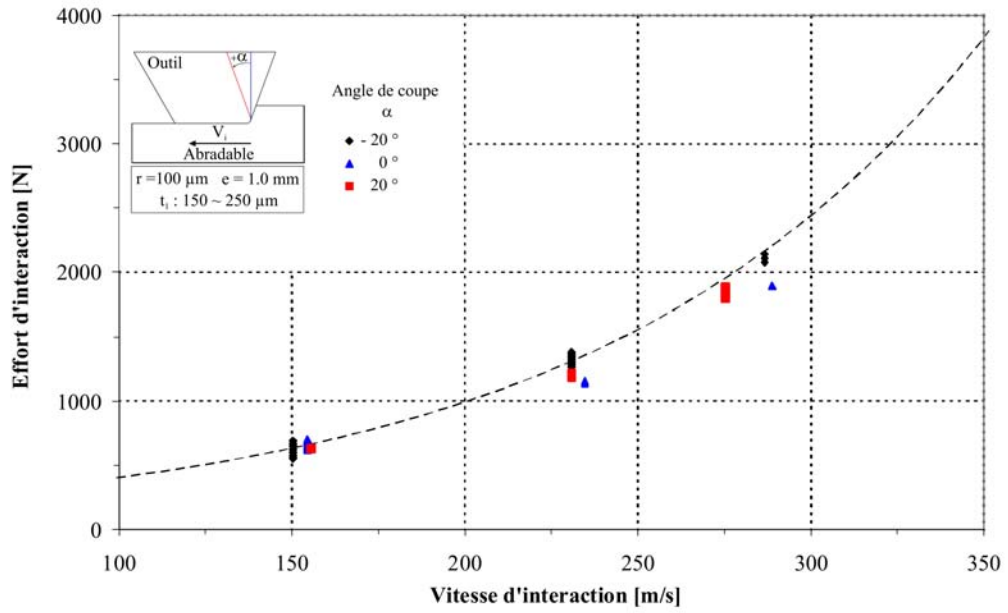


(a) Évolution des efforts d'interaction F_i en fonction de la vitesse d'interaction V_i et du rayon d'acuité d'outil r

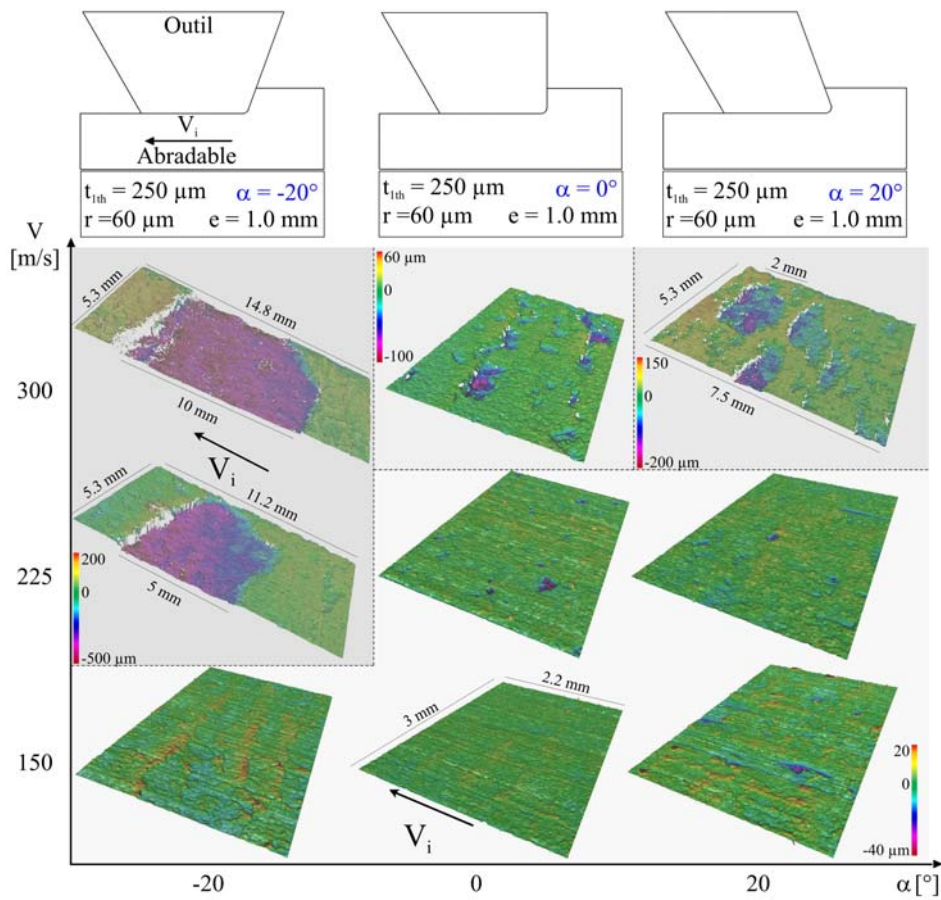


(b) Évolution des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et du rayon d'acuité d'outil r

FIGURE 4.21 – Évolution des efforts d'interaction F_i et des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et du rayon d'acuité d'outil r



(a) Évolution des efforts d'interaction F_i en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de l'angle de coupe α



(b) Évolution des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de l'angle de coupe α

FIGURE 4.22 – Évolution des efforts d'interaction F_i et des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de l'angle de coupe α

- L'effort d'interaction F_i augmente avec l'épaisseur e de l'outil. Par ailleurs, l'analyse des surfaces générées par l'interaction outil/abradable montre que les états de surface observés sont similaires à ceux obtenus lorsque l'on fait varier la vitesse d'interaction et la profondeur d'incursion (section 4.3.3). On note que l'augmentation de l'épaisseur e s'oppose à la rupture fragile du revêtement abradable mais participe à l'obtention de surfaces lisses. L'augmentation de l'épaisseur d'outil étend la surface frottante ainsi que l'interface de contact entre l'outil et le revêtement abradable. Le frottement favorise donc le "beurrage", c'est-à-dire l'étalement par déformation plastique, du polyester contenu dans le M601 à la surface de l'éprouvette.
- L'influence du rayon d'acuité r sur les efforts d'interaction F_i est plus complexe à analyser dans la mesure où il impacte directement les modes d'écoulement de la matière au cours de l'interaction. En effet, Sutter et al.[Sutter 06] ont mis en évidence que dans le cas d'une interaction entre une éprouvette de M601 et une arête vive, l'effort d'interaction augmente avec le rayon d'acuité. Les résultats obtenus et présentés ici semblent cohérents avec cette observation.
 Toutefois, dans le cas des essais réalisés avec un rayon d'acuité supérieur à la profondeur d'incursion (rayon maximum testé : 370 μm), les efforts obtenus sont sensiblement plus faibles que ceux obtenus avec un rayon plus faible (100 μm) et donc bien inférieurs à ceux attendus.
 Par ailleurs, on note que l'augmentation du rayon d'acuité favorise très fortement l'endommagement par rupture fragile du revêtement abradable.
- L'augmentation de l'angle de coupe α , qu'il soit positif ou négatif augmente l'effort d'interaction F_i et favorise l'endommagement par rupture fragile du revêtement abradable, du moins pour les valeurs étudiées.

4.4 Conclusions et perspectives

Le dispositif expérimental conçu dans le cadre de cette thèse génère une interaction courte et unique - similaire à un contact rotor/stator - entre une éprouvette de revêtement abradable et un outil dont les caractéristiques géométriques sont comparables à celles de l'extrémité d'une aube de compresseur. Il a été mis en œuvre pour simuler l'interaction en coupe orthogonale d'un outil représentant une aube de compresseur basse pression en titane TA6V et un revêtement abradable M601. Deux campagnes d'essais ont été réalisées où les paramètres d'interaction (V_i et t_1) ainsi que certaines caractéristiques géométriques de l'aube (α , e et r) ont été considérées. L'objectif était d'une part d'apporter de nouvelles données sur le comportement mécanique en conditions dynamiques du M601 et d'autre

part, de déterminer l'influence de certains paramètres représentatifs de l'extrémité de l'aube.

Les résultats obtenus ont mis en évidence un comportement viscoplastique du matériau abrasable M601. Ils ont par ailleurs démontré que les paramètres les plus influents sur l'effort d'interaction F_i sont, au premier ordre, la vitesse d'interaction V_i et au second la profondeur d'incursion t_1 . Une relation empirique liant l'effort d'interaction F_i à la vitesse d'interaction V_i et la profondeur d'incursion t_1 a été exprimée. Elle montre l'existence d'une relation non linéaire entre la vitesse V_i et l'effort d'interaction F_i caractéristique d'un comportement viscoplastique tel que celui défini par le modèle de Norton [Francois 05]. Enfin, le matériau de l'outil n'influe pas de façon significative sur l'interaction.

La comparaison des ordres de grandeur des efforts d'interaction obtenus lors des deux campagnes d'essais (Fig. 4.7 et Fig. 4.19a), mettant en jeu des outils aux géométries très différentes, met en évidence l'existence d'une influence des caractéristiques géométriques de l'extrémité de l'aube sur l'effort d'interaction. Cette influence est moins importante que celle des paramètres d'interaction (V_i et t_1). Le dispositif expérimental est peu sensible à la variation des paramètres géométriques de l'arête de l'aube.

Par ailleurs, on n'observe pas de corrélation directe entre les efforts d'interaction et les états de surface post-mortem. Cela tend à montrer que plusieurs mécanismes d'endommagement sont à l'œuvre durant l'interaction. La compréhension de ceux-ci est importante afin de déterminer l'influence des différents paramètres d'interaction et d'aube, mais également pour la définition précise d'une loi matériau caractérisant le revêtement abrasable M601 aux grandes vitesses de déformation. L'analyse des résultants des essais réalisés permet de proposer deux modes d'écoulement (Fig. 4.23) intervenant lors de l'interaction :

1. Le cisaillement : lorsque le rayon d'acuité r est inférieur à la profondeur d'incursion t_1 , la face de coupe applique un effort sur l'éprouvette qui induit une contrainte de cisaillement dans le revêtement abrasable et conduit à l'éjection de particules au niveau de la face de coupe de l'outil par rupture fragile du revêtement abrasable. Ce mode d'écoulement est susceptible de s'accompagner d'un endommagement par propagation de bandes de cisaillement.
2. Le glissement avec frottement : une partie du revêtement abrasable, dont la hauteur ne dépasse pas le rayon d'acuité r , est entraînée sous l'outil, ce qui génère principalement du frottement. Cela peut tout aussi bien engendrer des mécanismes d'endommagement tels que la densification que des phénomènes similaires à l'abrasabilité parfaite décrite par Schmid [Schmid 97], c'est-à-dire l'accélération de particules vers l'éprouvette puis leur éjection sous forme de poudre à l'arrière de l'outil.

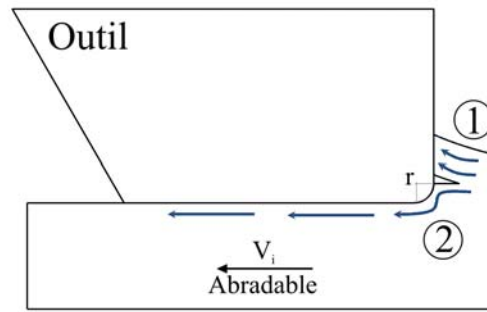


FIGURE 4.23 – Modes d’écoulement du revêtement abrasable lors d’une interaction

L’existence de ces deux modes d’écoulement est cohérente avec les observations présentées par Sutter et al. [Sutter 06]. Les auteurs proposent une décomposition de l’effort d’interaction F_i comme la somme d’un effort de coupe F_c et d’un effort résiduel F_r . Ce dernier est indépendant de la profondeur d’incursion, principalement influencé par les caractéristiques géométriques de l’outil et associé au frottement de l’outil sur le revêtement abrasable.

La distinction de ces deux modes d’écoulement explique également les influences observées du rayon d’acuité r et de l’épaisseur e d’outil sur les efforts d’interaction. En effet, plus l’épaisseur e de l’outil est grande, plus la surface de dépouille frottante est importante, plus l’effort résiduel (ou effort de glissement) sera important. A profondeur d’incursion constante, l’effort de coupe, ou plutôt de cisaillement, F_c ne varie pas, si bien que l’effort global d’interaction F_i augmente. De la même façon, lorsque le rayon d’acuité de l’outil devient plus important que la profondeur d’incursion t_1 , l’effort de cisaillement F_c s’annule. L’effort global d’interaction F_i n’est alors composé que de l’effort de glissement.

L’observation de l’éprouvette au cours de l’interaction permettrait de visualiser ces modes d’écoulements ainsi que les mécanismes d’endommagement du revêtement abrasable mis en jeux. Cela apporterait également de précieuses informations sur la taille, la nature et la cinématique des particules abrasables générées lors d’un contact rotor/stator. Cela permettrait également d’affiner l’analyse des résultats des essais de coupe orthogonale afin d’obtenir une loi matériau plus précise.

Il est à noter que les contacts aube/abrasable ayant lieux dans le cadre du fonctionnement normal du turboréacteur adviennent à des profondeurs d’incursion très faibles (quelques micromètres). Ces dernières étant très largement inférieures au rayon d’arête d’aube, le mode d’écoulement prédominant est vraisemblablement le glissement. L’effort résiduel F_r est ainsi une donnée importante à caractériser et à comparer avec l’effort de frottement de l’aube sur le revêtement abrasable. Cela implique d’une part de mesurer avec précision l’effort normal d’interaction, et d’autre part de connaître le comportement en frottement sec du couple de matériaux TA6V/Metco M601.

La mesure de l'effort normal d'interaction impose de calibrer le dispositif expérimental dans les trois directions et de calculer la matrice complète des transmissibilités $[T(j\omega)]$ afin de prendre en compte la sensibilité transverse du système de mesure. Une telle calibration demande une importante modification du dispositif expérimental, mais permettra également d'étudier la coupe oblique et par conséquent de connaître l'influence de l'angle de calage β .

En ce qui concerne le comportement en frottement des revêtements abrasables, il n'existe que très peu de données expérimentales. Les rares études à ce sujet se limitent à des essais réalisés à de très faibles vitesses ($V=0.337$ m/s) sur des tribomètres de type pion/disque [Maozhong 99]. Or, les essais présentés ici ont clairement mis en évidence l'influence de la vitesse V_i sur les efforts d'interaction F_i , si ce n'est sur les efforts résiduels F_r . Une étude expérimentale du frottement sec du couple de matériaux TA6V/Metco M601 doit donc être envisagée.

Des essais préparatoires ont été réalisés à l'aide d'un tribomètre conçu et optimisé par Philippon et al. [Philippon 11]. Celui-ci (Fig. 4.24) permet d'étudier le frottement entre une éprouvette de matériau abrasable M601 et des patins en TA6V. Pour ce faire, une éprouvette (3), constituée d'un substrat en aluminium sur lequel a été projetée une couche de matériau abrasable M601, est placée entre deux patins (4) fixés à un anneau dynamométrique (2). Ce tribomètre est monté sur un banc balistique et le processus de frottement est provoqué par l'impact d'un projectile, propulsé à des vitesses variant de 20 à 60 m/s, sur l'éprouvette. Les composantes d'effort normale et tangentielle sont mesurées simultanément par un capteur d'effort (1) et un anneau dynamométrique (2), tous deux instrumentés de jauges de déformation montées en quart de pont de Wheatstone. Ces mesures permettent de calculer un coefficient de frottement macroscopique au cours du processus de frottement.

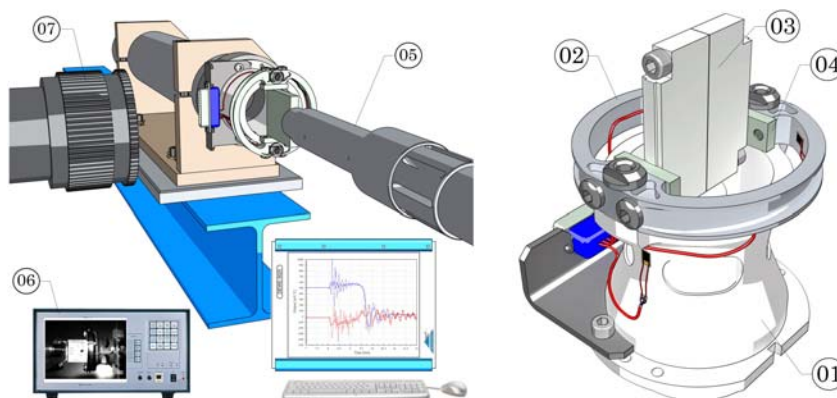


FIGURE 4.24 – Dispositif expérimental d'étude du frottement sec

1- Capteur d'effort, 2- Anneau dynamométrique, 3- Éprouvette (M601), 4- Patin (TA6V), 5-Tube lanceur, 6- Dispositif de contrôle de la caméra, 7- Caméra ultra-rapide Shimadzu HPV2

La mesure de la vitesse du projectile avant impact est effectuée par un système de barrières optiques tel que celui utilisé pour le dispositif conçu lors de ces travaux de thèse. Une caméra ultra-rapide complète le dispositif et fait l'acquisition de 103 images toutes les 32 μs avec un temps de pose de 8 μs . Elle permet de calculer la vitesse réelle de glissement de l'éprouvette au cours de l'interaction (Fig. 4.27) ainsi que de visualiser l'interaction afin d'observer le processus de frottement et la trajectoire des particules libérées.

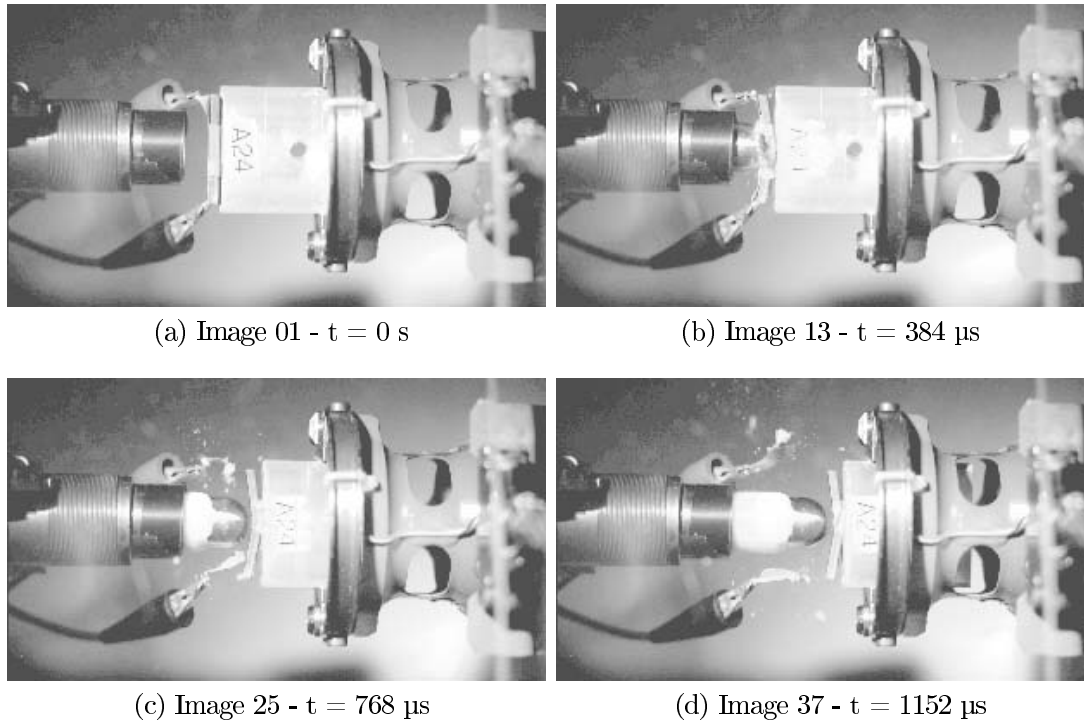


FIGURE 4.25 – Images enregistrées lors d'essais préliminaires de frottement sec - TA6V/M601 - $V = 37,04 \text{ m/s}$

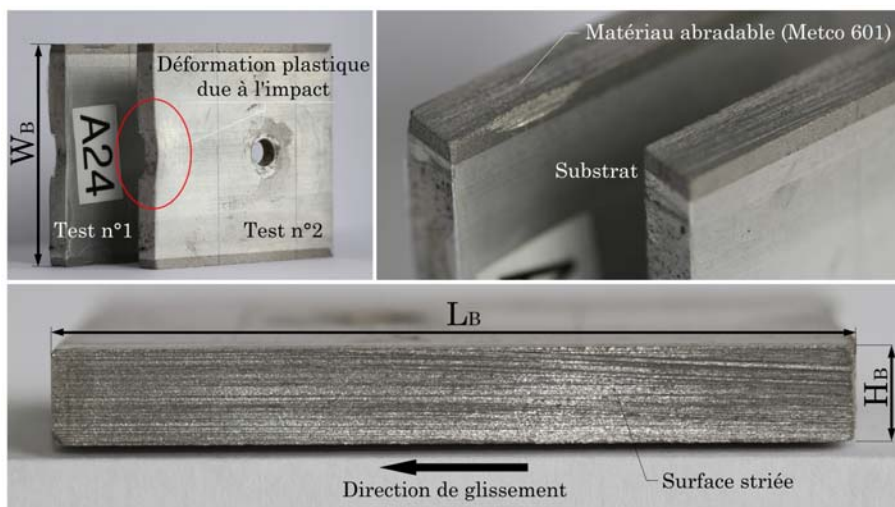


FIGURE 4.26 – Surfaces observées post-mortem

Les vidéos obtenues lors des essais montrent qu'une part de l'énergie cinétique est perdue lors de l'impact par un décollement du projectile. Cette partie est dissipée par déformation plastique du substrat en alliage d'aluminium de l'éprouvette. La mesure de la vitesse du projectile ne suffit pas pour déterminer la vitesse de glissement de l'éprouvette. Par ailleurs, l'énergie restante permet le mouvement de l'éprouvette impactée. La connaissance de la vitesse instantanée de glissement rend possible l'estimation de l'effort de frottement en calculant la variation de l'énergie cinétique pour quelques points (Eq 4.8).

$$\Delta E_c = \frac{1}{2} m_{\text{épreuve}} (V_i^2 - V_{i-1}^2) = \sum W_{i-1 \rightarrow i} (\vec{F}_{\text{ext}}) = T_i d_{i-1 \rightarrow i} \quad (4.7)$$

$$T_{TEC} = m_{\text{épreuve}} (V_i^2 - V_{i-1}^2) / (2d_{i-1 \rightarrow i}) \quad (4.8)$$

Cette estimation de l'effort de frottement est cohérente avec celle obtenue par le biais du tribomètre utilisé [Philippon 11, Lodygowski 11]. Enfin, le coefficient de frottement μ est obtenu en appliquant la loi de Coulomb 4.9. Le tableau 4.7 présente les conditions d'essai et d'acquisition des différents signaux. La figure 4.27 présente les résultats obtenus pour un test de frottement sec TA6V/M601 pour une vitesse d'impact de 37 m/s.

$$\mu(t) = T(t) / N(t) \quad (4.9)$$

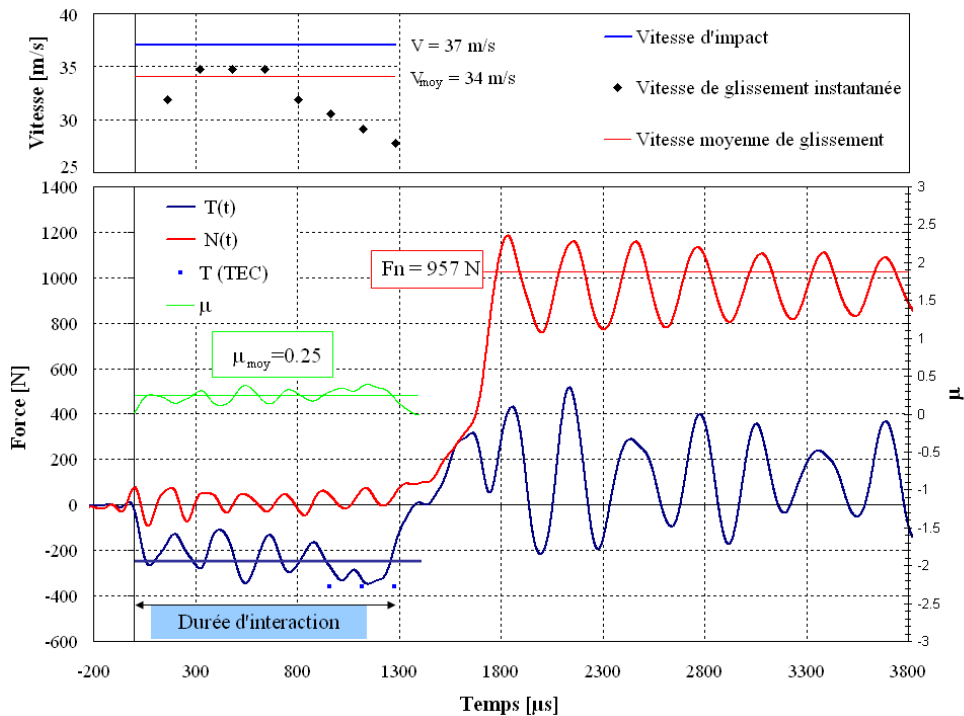


FIGURE 4.27 – Évolution des efforts et du coefficient de frottement
 $V = 37,04 \text{ m/s} - p_n = 13,3 \text{ MPa}$

Matériaux testés	Patins	Titane TA6V
	Éprouvette	Abradable M601
		Masse : 41 g
Camera	Images capturées	103
	Fréquence d'acquisition	31,25 kHz
	Temps de pose	8 μ s
Mesure d'effort	Fréquence d'échantillonnage	2 MHz
	Profondeur mémoire	10 000 points
	Filtrage	Passe-bas : 10 kHz

TABLE 4.7 – Conditions d'essais et d'acquisition des signaux pour l'essai de frottement sec à 37 m/s

Ce dispositif expérimental a permis d'obtenir des premiers résultats intéressants relatifs au frottement sec du M601 à grande vitesse. Cependant, il demeure perfectible. Ayant initialement été conçu pour des vitesses de glissement beaucoup plus faibles (inférieures à 4 m/s), il n'est pas optimisé à cette application dynamique. Le comportement dynamique de l'ensemble du banc d'essai perturbe trop fortement la mesure des efforts de frottement pour permettre l'obtention de valeurs précises, particulièrement à hautes vitesses. Une optimisation du capteur doit augmenter sa rigidité et par conséquent sa bande passante. Par ailleurs, les efforts mesurés actuellement ne tiennent pas compte des phénomènes inertiels. Il sera donc nécessaire d'appliquer à ce dispositif les outils de traitement du signal développés dans le cadre de ces travaux afin d'obtenir des mesures précises des efforts de frottement et calculer les coefficients de frottement.

Enfin, la géométrie simplifiée des contacts associés à ce dispositif expérimental offre également la possibilité d'intégrer plus facilement un capteur de température afin d'étudier les phénomènes thermiques mis en jeu lors d'une interaction rotor/stator ainsi que leur influence sur les mécanismes d'endommagement des revêtements abrasable. Toutefois, comme toute chose en dynamique rapide, la mesure de température à grande vitesse est complexe, du fait de la non linéarité des phénomènes et de l'inertie thermique. Elle nécessite la conception d'un capteur spécifique. A l'heure actuelle, la mesure de température par thermocouple rectifiable, mise en œuvre notamment par Lefebvre [Lefebvre 05], semble la plus adaptée à cette application.

Conclusions et perspectives



L'objectif de ces travaux était de caractériser le comportement mécanique un couple de matériaux composé d'un abrasif Metco M601 et d'un alliage de titane TA6V en simulant une interaction aube/abrasif, sans tenir compte du comportement dynamique de l'aube. Un dispositif expérimental a donc été conçu afin de générer de la coupe à grande vitesse entre un outil représentatif d'une extrémité d'aube de compresseur et une éprouvette de matériau abrasif. Monté sur un banc balistique, il permet d'atteindre des vitesses d'interaction de l'ordre de 450 m/s mais également de faire varier la profondeur d'incursion et les caractéristiques géométriques de l'extrémité de l'outil.

La conception du système de mesure d'effort associé à ce dispositif a fait l'objet d'une attention particulière. En effet, les grandes vitesses de sollicitation, les faibles durées d'interaction ainsi que les hautes fréquences des phénomènes mis en jeu rendent délicate la mesure des efforts dynamiques. Le choix d'une technologie de mesure ne pouvant être fait à partir des seules données bibliographiques, deux d'entre elles ont été testées simultanément : l'extensométrie par jauge de déformation et la piézoélectricité.

Ce type d'application impose l'utilisation de capteurs à très large bande passante (supérieure à 10 kHz). Cette dernière, principalement conditionnée par le comportement dynamique du banc d'essai, ne pouvait être atteinte quelle que soit la technologie de mesure employée ou le soin apporté à la conception du capteur. Une méthode de correction des signaux basée sur les principes d'analyse modale et de fonction de réponse en fréquence a donc été mise en œuvre.

Une série d'essais de coupe a permis de valider le dispositif expérimental ainsi que les outils mathématiques et informatiques de post-traitement. Elle a également mis en évidence les capacités et les limites des systèmes de mesures. La mesure d'effort par capteur piézo-électrique s'est avérée la plus adaptée à cette application. La qualité et la représentativité de la fonction de réponse en fréquence utilisée pour la correction des efforts étaient insuffisantes, du fait d'une part du faible amortissement structural du dispositif expérimental et d'autre part du mode de calibration dynamique des systèmes de mesure. Ces insuffisances perturbaient les efforts mesurés de façon non négligeable. Des modifications ont donc été apportées afin d'optimiser aussi bien le dispositif expérimental que le protocole de post-traitement. Cependant, de fortes perturbations demeuraient observables sur les signaux d'essais post-traités. Des essais complémentaires ont permis de démontrer que ces perturbations n'étaient pas dues à une défaillance de la méthode de correction, mais à une bande passante insuffisante au regard des interactions étudiées. Cette bande ne pouvait être augmentée du fait des limites physiques du dispositif développé pour la calibration. Néanmoins, et bien que le dispositif expérimental ne permette pas la mesure précise des efforts au cours de l'interaction, il est possible de calculer un effort d'interaction moyen. Celui-ci peut être corrélé à la profondeur d'incursion.

Deux campagnes d'essais ont été réalisées. Elles avaient pour objectif d'une part de valider les résultats obtenus par le biais du dispositif développé pendant ces travaux de thèse, et d'autre part de caractériser le comportement dynamique du matériau abrasable Metco M601 lors d'une interaction en coupe orthogonale avec un outil représentatif d'une aube de compresseur basse pression. L'influence des paramètres d'interaction (vitesse d'interaction et profondeur d'incursion) ainsi que celle des caractéristiques géométriques de l'extrémité des aubes (angle de coupe, épaisseur et rayon d'acuité de l'arête de l'aube) ont été étudiées. Les résultats obtenus mettent en évidence le comportement viscoplastique du revêtement abrasable Metco M601. Ils montrent également que les paramètres les plus influents sur l'effort d'interaction sont la vitesse d'interaction et la profondeur d'incursion. Le dispositif est par ailleurs peu sensible aux variations des caractéristiques géométriques de l'extrémité de l'aube.

Les essais réalisés ont aussi mis en évidence la nécessité de connaître et de comprendre les mécanismes d'endommagement et d'écoulement du matériau abrasable au cours de l'interaction afin de définir une loi matériau caractérisant le matériau abrasable M601. L'évolution des efforts d'interaction en fonction des paramètres d'aube est cohérente avec l'hypothèse que l'effort global d'interaction peut être décomposé en deux efforts : les efforts de coupe (ou de cisaillement) et les efforts résiduels (ou de frottement). Chacun de ces efforts peut être associé à un mode d'écoulement : le cisaillement (coupe) et le glissement (frottement).

Ces travaux ont permis le développement d'un banc d'essai fonctionnel dédié à la simulation du contact rotor/stator ainsi que l'obtention de nouvelles données relatives au comportement dynamique du Metco M601. Cependant, ils ont également fait apparaître de nouveaux besoins.

Tout d'abord, la caractérisation du comportement mécanique des revêtements abrasables par le biais d'essais de coupe orthogonale et la création de lois matériaux véritablement représentatives passent nécessairement par la compréhension et la modélisation des mécanismes d'endommagement et des modes d'écoulement. Cela ne pourrait se faire que par l'observation directe in situ de ces phénomènes au cours de l'interaction. La visualisation de cette dernière sur le dispositif expérimental présenté dans ce mémoire est complexe à mettre en œuvre mais réalisable. Cela apporterait également de nombreuses informations relatives à la taille et à la cinématique des particules projetées lors d'un contact rotor/stator et libérées dans le moteur.

Ensuite, les mécanismes d'endommagement, les caractéristiques des particules projetées ainsi que les propriétés mécaniques des matériaux abrasables dépendent directement des paramètres de projection fixés lors de la réalisation des revêtements. Il est donc primordial de prendre en compte et d'analyser l'influence de ces paramètres sur les propriétés

mécaniques en conditions dynamiques et les mécanismes d'endommagement.

Les contacts rotor/stator ayant lieu dans les turboréacteurs présentent des profondeurs d'incursion très faibles, estimées à quelques micromètres. Ces valeurs sont très largement inférieures aux rayons d'arête des aubages. Cela laisse supposer que le mode d'écoulement par glissement prédomine sur le cisaillement. Cela rend l'étude du frottement essentielle et implique de connaître le comportement en frottement sec à grande vitesse du couple de matériaux TA6V/Metco M601. La connaissance du coefficient de frottement couplée à une mesure des efforts normaux permettrait entre autres d'estimer les efforts de frottement générés lors d'un essai de coupe et ainsi de vérifier la nature exacte des efforts résiduels observés.

Une étude expérimentale rigoureuse du frottement sec à grande vitesse du couple de matériaux TA6V/Metco M601 doit être menée et impose la mise au point d'un banc d'essai dédié à la mesure d'effort aux grandes vitesses de glissement. Le dispositif de Philippon et al. [Philippon 11] semble adapté à cette application. Cependant, le tribomètre associé à ce dispositif ainsi que le protocole de traitement des signaux nécessitent toutefois d'être optimisés afin de limiter l'influence du comportement vibratoire sur les efforts mesurés. L'implémentation de la méthode de correction des signaux présentée dans ce mémoire semble être une stratégie prometteuse.

L'étude de la coupe à grande vitesse est également à poursuivre, notamment dans le domaine des très hautes vitesses d'interaction ($V_i > 300$ m/s). Les essais de coupe orthogonale entre un outil à arête vive sans face frottante et une éprouvette permettent en effet de caractériser le matériau testé. La géométrie du contact, très simple, facilite sa modélisation et permet d'identifier les propriétés mécaniques des matériaux abradables.

Cependant, les motoristes aéronautiques ont également besoin de données leur permettant d'optimiser leurs turbomachines. Cela impose de se rapprocher des conditions réelles d'interaction, notamment en termes de vitesse, de profondeur d'incursion et de géométrie de contact. Le banc balistique permet d'atteindre des vitesses proches de celles de l'extrémité des aubes de compresseur, mais il sera difficile de réduire les profondeurs d'incursion. En effet, le recours à un banc balistique impose de tolérer un jeu entre le projectile et son système de guidage de l'ordre du centième de millimètre, ce qui est très supérieur aux profondeurs d'incursion estimée de l'aube lors d'une interaction rotor/stator.

L'étude de la coupe oblique est également nécessaire pour prendre en compte le calage des aubes. Il faut pour cela mesurer et corriger trois composantes d'effort. Le dispositif qui dispose d'un capteur piézoélectrique tri-axial ainsi que le protocole de correction des signaux ont été conçus pour permettre cela. Cependant, la correction des signaux exige la calibration du système de mesure dans trois directions. Cela n'est actuellement pas possible et impose l'optimisation du dispositif.

Bibliographie

- [Baiz 11] S. Baiz. *Étude expérimentale du contact aube/abradable : contribution à la caractérisation mécanique des matériaux abradables et de leur interaction dynamique sur banc rotatif avec une aube*. PhD thesis, École Centrale Lille, 2011.
- [Batailly 11] A. Batailly, M. Legrand & C. Pierre. *Influence of abradable coating wear mechanical properties on rotor stator interaction*. Proceedings of the ASME Turbo Expo, 2011.
- [Ben Zineb 06] M.H. Ben Zineb, S. Philippon, G. Viéville P.AND Sutter & P. Lipinski. *Development of an original device to study high speed interactions*. Journal of Physics, vol. 134, pages 757 – 761, 2006.
- [Borel 89] M.O. Borel, A.R. Nicoll, H.W Schlapfer & R.K Schmid. *The wear mechanisms occuring in abradable seals of gas turbines*. Surface and Coatings Technology, vol. 39, pages 117 – 126, 1989.
- [Bounazef 09] M. Bounazef, A. Djeflal, M. Serier & E.A. Adda Bedia. *Optimisation by behaviour modelling of a protective porous material*. Computational Material Science, vol. 44, pages 921–928, 2009.
- [Castro Martinez 06] L.R. Castro Martinez. *Identification des sources de vibration en usinage. Etude expérimentale et numérique*. PhD thesis, Université Paul Verlaine - Metz, 2006.
- [Castro 06] L.R. Castro, P. Viéville & P. Lipinsky. *Correction of dynamic effects on force measurements made with piezoelectric dynamometers*. Machine Tools and Manufacture, vol. 46, pages 1707–1715, 2006.
- [Cervenka 00] M. Cervenka. *The Rolls-Royce Trent Engine*. Rolls-Royce Presentation PowerPoint, 2000.
- [Chappel 01] D.E. Chappel, L. Vo & H.W. Howe. *Gas Path Blade Tip Seals : Abradable Seal Material Testing at Utility Gas and Steam Turbine Operating Conditions*. Proceedings of ASME Turbo-Expo, 2001.
- [Chevrier 98] P. Chevrier. *Mécanique et mesomécanique de l'écaillage - Essais expérimentaux et critère de rupture - étude d'un alliage d'aluminium*

et d'un acier de blindage. PhD thesis, Université de Metz, France, 1998.

- [Curie 84] P. Curie. Oeuvres complètes. Éditions des archives contemporaines, 1984.
- [Dalzell 02] W.J. Dalzell, S.A. Sanders, G.L. Crawford, F.C. Walden & W. Woodard. *Abradable seal with improved properties*. Sealing Technology, vol. , August issue, pages 14–15, 2002.
- [DeMasi-Marcin 94] J.T DeMasi-Marcin & D.K. Gupta. *Protective coatings in the gas turbine engine*. Surface and Coatings Technology, vol. 68-69, pages 1–9, 1994.
- [Dorfman 02] M. Dorfman, U. Erning & J. Mallon. *Gas turbines use "abradable" coatings for clearance-control seals*. Sealing Technology, vol. 97, pages 7–8, 2002.
- [Duysink 96] P. Duysink. *Optimisation topologique : du milieu continu à la structure élastique*. PhD thesis, Université de Liège, 1996.
- [Ewins 08] D.J. Ewins. Modal testing : Theory, practice and application. second edition. Research Studies Press, 2008.
- [Faraoun 05] H.I. Faraoun. *Modélisation des propriétés thermomécaniques des matériaux abrasables*. PhD thesis, Université de Franche-Comté - Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, 2005.
- [Faraoun 06a] H.I. Faraoun, T. Grosdidier, J.-L. Seichepine, D. Goran, H. Aourag, C. Coddet, J. Zwick & N. Hopkins. *Improvement of thermally sprayed abradable coating by microstructure control*. Surface and Coatings Technology, vol. 201, pages 2303–2312, 2006.
- [Faraoun 06b] H.I. Faraoun, J.-L. Seichepine, C. Coddet, H. Aourag, N. Hopkins, D. Sporer & M. Hertter. *Modelling route for abradable coatings*. Surfaces and Coatings Technology, vol. 200, pages 6578–6582, 2006.
- [Felder 41] E. Felder. *Modélisation de la coupe des métaux*. Techniques de l'ingénieur, BM7041.
- [Fiala 05] P. Fiala, K. Hajmrle, M.R. Dorfman, C. Dambra & J. Mallon. *Improved process controls of combustion sprayed clearance control coatings through sensor diagnostic technology*. Corrosion Analysis Network, pages 1289 – 1291, 2005.
- [Francois 05] D. Francois. *Lois de comportement des métaux - Elasticité. Viscoplasticité*. Techniques de l'ingénieur, vol. M4152, 2005.

- [GAMAC 08] GAMAC. *Mesure de force et de couple - Capteur de force (partie 1)*. Techniques de l'ingénieur, vol. R1820, 2008.
- [Ghasripor 97] F. Ghasripor, R. Schmid & M. Dorfman. *Abradable improve gas turbine efficiency*. Material World, vol. 5, pages 328–330, 1997.
- [Ghasripor 98] F. Ghasripor, R.K. Schmid, M.R. Dorfman & L. Russo. *A review of clearance control wear mechanisms for low temperature aluminium silicon alloys*. Proceedings of the 15th International Thermal Spray Conference, 1998.
- [Girardin 10] F. Girardin, D. Remond & J.-F. Rigal. *Hight frequency correction of dynamometer for cutting force observation in Milling*. Journal of Manufacturing Science and engineering, vol. 132, 2010.
- [Guegan 05] P. Guegan, Guetari Y. & A. Poitou. *Analyse expérimentale de la coupe orthogonale sur dispositif équipé d'une barre d'Hopkinson et de caméras vidéos rapides*. In 17ème Congrès Francais de Mécanique, 2005.
- [Guillemot 09] P. Guillemot. *Étude comparative de l'abradabilité de dépôts obtenus par les procédés plasma et coldspray : Influence de la microstructure*. Mémoire de Master - École Nationale d'ingénieurs de Metz, 2009.
- [Hamed 06] A. Hamed & W. Tabakoff. *Erosion and deposition in turbomachinery*. Journal of propulsion and power, vol. 22, pages 350–360, 2006.
- [Hendricks 04] R.C. Hendricks, B.M. Steinetz & M.J. Braun. *Turbomachine Sealing and Secondary Flows, Part 1 - Review of Sealing Performance, Customer, Engine Designer, and Research Issues*. Rapport technique, Nasa, 2004.
- [Jin 95] W.L. Jin, P.K. Venuvinod & Wang X. *An optical fibre sensor based cutting force measuring device*. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 35, pages 877 – 883, 1995.
- [Johnston 07] R.E. Johnston & W.J. Evans. *Freestanding abradable coating manufacture and tensile test development*. Surface and Coatings Technology, vol. 202, pages 725–729, 2007.
- [Karabay 07a] S. Karabay. *Analysis of drill dynamometer with octagonal ring type transducers for monitoring of cutting forces in drilling and allied process*. Materials and Design, vol. 28, pages 673 – 685, 2007.
- [Karabay 07b] S. Karabay. *Design criteria for electro-mechanical transducers and arrangement for measurement of strains due to metal cutting forces acting on dynamometers*. Materials and Design, vol. 28, pages 496 – 506, 2007.

- [Karabay 07c] S. Karabay. *Performance testing of a constructed drilling dynamometer by deriving empirical equations for drill torque and thrust on SAE 1020 steel*. Materials and Design, vol. 28, pages 1780 – 1793, 2007.
- [Kim 97] J.-D. Kim & D.-S. Kim. *Development of a combined-type tool dynamometer with a piezo-film accelerometer for an ultra-precision lathe*. Journal of Materials Processing Technology, vol. 71, pages 360 – 366, 1997.
- [Kistler 11] Kistler. <http://www.kistler.com>. 2011.
- [Korkut 03] I. Korkut. *A dynamometer design and its construction for milling operation*. Materials and Design, vol. 24, pages 631 – 637, 2003.
- [Lapujoulade 97] F. Lapujoulade. *Measuring of cutting forces during fast transient periods*. 1st French and German Conference on High Speed Machining, pages 372 – 376, 1997.
- [Le Goer 92] J.-L. Le Goer & J. Avril. *Capteurs à jauges extensométriques*. Techniques de l'ingénieur, 1992.
- [Lefebvre 05] A. Lefebvre. *Étude expérimentale et analytique pour la caractérisation des échanges thermiques locaux et globaux à l'interface meule-pièce en rectification*. PhD thesis, Université Paul Verlaine de Metz, 2005.
- [Legrand 09] M. Legrand & C. Pierre. *Numerical investigation of abradable coating wear through plastic constitutive law : application to aircraft engines*. ASME International Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering, San Diego, 2009.
- [Lodygowski 11] A. Lodygowski, L. Faure, G. Voyiadjis & S. Philippon. *Dry sliding friction experiments at elevated velocities*. Strain, vol. 47, pages 436–453, 2011.
- [Ma 07] X. Ma & A. Matthews. *Investigation of abradable seal coating performance using scratch testing*. Surface and Coatings Technology, vol. 202, pages 1214–1200, 2007.
- [Ma 09] X. Ma & A. Matthews. *Evaluation of abradable seal coating mechanical properties*. Wear, vol. 267, pages 1501–1510, 2009.
- [Maozhong 99] Y. Maozhong, H. Jiawen, H. Baiyun & Z. Huijiu. *Friction and wear behaviour and abradability of abradable seal coating*. Wear, vol. 231, pages 47–53, 1999.

- [Maozhong 02] Y. Maozhong, H. Baiyun & H. Jiawen. *Erosion wear behaviour and model of abradable seal coating*. *Wear*, vol. 252, pages 9–15, 2002.
- [Marchand 11] L. Marchand. *Analyse expérimentale des contraintes*. École Polytechnique de Montréal, vol. MEC6405, 2011.
- [Millecamps 10] A. Millecamps. *Interaction Aube-Carter : contribution de l'usure de l'abradable et de la thermomécanique sur la dynamique de l'aube*. PhD thesis, Polytech'Lille, 2010.
- [Oraby 90] S.E. Oraby & D.R. Hayhurst. *High-capacity compact three-component cutting force dynamometer*. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 30, pages 549 – 559, 1990.
- [Permuy 04] A. Permuy, E. Donzier & F. Rezgui. *Capteurs à semi-conducteurs*. *Techniques de l'ingénieur*, vol. E3092, 2004.
- [Peyraut 08] F. Peyraut, J.-L. Seichepine, C. Codder & M. Hertter. *Finite element modeling of abradable materials- Identification of plastic parameters and issues on minimum hardness against coating's thickness*. *International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, vol. 2, pages 209–215, 2008.
- [Philippon 04] S. Philippon, G. Sutter & A. Molinari. *An experimental study of friction at high sliding velocities*. *Wear*, vol. 257, pages 777 – 784, 2004.
- [Philippon 11] S. Philippon, G. Z. Voyiadjis, L. Faure, A. Lodygowski, A. Rusinek, P. Chevrier & E. Dossou. *A device enhancement for the dry sliding friction coefficient measurement between steel 1080 and VascoMax with respect to surface roughness changes*. *Experimental Mechanics*, vol. 51, pages 337–358, 2011.
- [Piezotronics 11] PCB Piezotronics. <http://www.pcb.com>. 2011.
- [Prakash 95] V. Prakash. *A Pressure shear Plate Impact Experiment for Investigating Transient Friction*. *Experimental Mechanics*, vol. 35, pages 329–336, 1995.
- [Proner 99] A. Proner. *Revêtements par projection thermique*. *Techniques de l'ingénieur*, vol. M1645, 1999.
- [Rathmann 07] U. Rathmann, S. Olmes & A. Simeon. *Rub Test Rig For Abrasive/Abradable Systems*. *Sealing Technology*, 2007.
- [Scheffer 04] C. Scheffer & P.S. Heyns. *An industrial tool wear monitoring system for interrupted turning*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 18, pages 1219–1242, 2004.

- [Schmid 97] R.K. Schmid. *Next high temperature abrasives for gas turbines*. PhD thesis, Swiss federal institute of technology Zurich, 1997.
- [SNECMA 11] SNECMA. <http://www.snecma.com/>. 2011.
- [Steinke 10] T. Steinke, G. Mauer, R. Vassen, D. Stover, D. Roth Fagarseanu & M. Hancock. *Process Design and Monitoring for Plasma Sprayed Abradable Coatings*. Journal of Thermal Spray Technology, vol. 19(4), pages 756–764, 2010.
- [Sulzer 11] Sulzer. *Documentation technique et site internet* : <http://www.sulzermetco.com>. 2011.
- [Sutter 06] G. Sutter, S. Philippon & F. Garcin. *Dynamic analysis of the interaction between an abradable material and a titanium alloy*. Wear, vol. 261, pages p. 686–692, 2006.
- [Totis 10] G. Totis, G. Wirtz, M. Sortino, D. Veselovac, E. Kuljanic & F. Klocke. *Development of a dynamometer for measuring individual cutting edge forces in face milling*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 24, pages 1844–1857, 2010.
- [Tounsi 00a] N. Tounsi & A. Otho. *Dynamic cutting force measuring*. Machine Tools and Manufacture, vol. 40, pages 1157–1170, 2000.
- [Tounsi 00b] N. Tounsi & A. Otho. *Identification of machine-tool-workpiece system dynamics*. International Journal of Machine Tools & Manufacture, vol. 40, pages 1367–1384, 2000.
- [Yaldiz 06a] S. Yaldiz & F. Unsacar. *Design, development and testing of a turning dynamometer for cutting force measurement*. Materials and Design, vol. 27, pages 839 – 846, 2006.
- [Yaldiz 06b] S. Yaldiz & F. Unsacar. *A dynamometer design for measurement the cutting forces on turning*. Measurement, vol. 39, pages 80 – 89, 2006.
- [Yaldiz 07] S. Yaldiz, F. Unsacar, H. Saglam & H. Isik. *Design, development and testing of a four-component milling dynamometer for the measurement of cutting force and torque*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 21, pages 1499 – 1511, 2007.
- [Zhou 96] A. Zhou, A.J Rosakis & G. Ravichandran. *Dynamically propagating shear bands in impact-loaded prenotched plates-I. Experimental investigations of temperature signatures and propagation speed*. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, vol. 44, pages 981–1006, 1996.

Abréviations et symboles utilisés

Symbole	Définition	Unité
α	Angle de coupe de l'aube ou de l'outil	°
α_p	Angle d'impact des particules (érosion)	°
a		$N/\mu m$
\bar{A}	Conjugué du nombre complexe A	
$^H [A]$	Matrice hermitienne de la matrice [A]	
β	Angle de calage de l'aube ou de l'outil	°
b		N
BFL	Bandes de fréquences localisées	
c		s/m
[C]	Matrice d'amortissement	Ns/mm
CS	ColdSpray	
Cst	Constante	
D_e	Durée du signal acquis lors d'un essai	μs
D_i	Durée d'interaction	μs
$d_{i-1 \rightarrow i}$	Distance parcourue entre les instants i-1 et i	m
ΔE_c	Variation de l'énergie cinétique	J
ΔF	Variation de l'effort durant l'interaction	N
Δf	Incrément en fréquence d'une FRF	Hz
$\Delta L/L$	Allongement relatif d'un fil conducteur	
$\Delta R/R$	Variation de résistance électrique relative d'un fil conducteur	
Δt_1	Variation de la profondeur d'incursion	μm
Δt_D	Temps de passage du projectile devant un faisceau laser	s
Δt_{FD}	Temps de passage du projectile entre deux faisceaux laser mesuré à l'avant du projectile	s
Δt_{FM}	Temps de passage du projectile entre deux faisceaux laser mesuré à l'arrière du projectile	s
ε	Déformation	

Symbole	Définition	Unité
$\dot{\varepsilon}$	Vitesse de déformation	s^{-1}
$\dot{\varepsilon}^{vp}$	Vitesse de déformation viscoplastique	s^{-1}
η	Viscosité dynamique	Ns/mm^2
e	Épaisseur de l'outil	mm
E	Module d'Young	GPa
$e(t)$	Signal d'entrée d'un système de mesure d'effort	N
$E(j\omega)$	Spectre d'un signal d'entrée d'un système de mesure	N
E_F	Erreur de mesure associée à la correction des signaux	N
\dot{F}	Vitesse de chargement	N/s
F_a	Effort appliqué	N
$\{F_a\}$	Vecteur des efforts appliqués	N
$F_a(j\omega)$	Spectre de l'effort appliqué	N
F_{axial}	Composante axiale de l'effort d'interaction	N
F_c	Effort de coupe	N
F_{cor}	Effort corrigé	N
F_e	Fréquence d'échantillonnage	Hz
$F_{max}^{corrigée}$	Fréquence maximale corrigée	Hz
F_i	Effort d'interaction	N
$F_j(j\omega)$	Spectre de l'effort obtenu par correction du signal émis par la jauge	N
F_m	Effort moyen d'interaction	N
F_{max}	Effort maximum mesuré	N
F_{mc}	Effort obtenu par correction de la réponse théorique du capteur	N
F_{mes}	Effort mesuré	N
F_{min}	Effort minimum mesuré	N
F_{normal}	Composante normale de l'effort d'interaction	N
F_{opi}	Effort appliqué par le gaz de propulsion après interaction	N
$F_p(j\omega)$	Spectre de l'effort obtenu par correction du signal émis par le capteur piézoélectrique	N
FRF	Fonction de Réponse en Fréquence	
F_r	Effort résiduel	N
F_{max}^{signal}	Fréquence maximale contenue dans un signal analogique	Hz
F_{tang}	Composante tangentielle de l'effort d'interaction	N
F_{th}	Effort théorique appliqué	N

Symbole	Définition	Unité
γ	Angle de dépouille de l'aube ou de l'outil	°
$\gamma^2(j\omega)$	Cohérence	
G	Module de Cisaillement	<i>GPa</i>
$\{G\}$	Vecteur des signaux émis par un capteur	<i>V</i>
G_{EE}	Autospectre en entrée	N^2
G_{ES}	Interspectre entrée-sortie	VN
G_{SE}	Interspectre sortie-entrée	VN
G_{SS}	Autospectre en entrée	V^2
H_1	Fonction de réponse en fréquence éliminant les bruits en sortie	V/N
H_2	Fonction de réponse en fréquence éliminant les bruits en entrée	V/N
$[H(j\omega)]$	Matrice des fonctions de correction	N/V
$H_j(j\omega)$	Fonction de correction associée à la mesure d'effort par jauge de déformation	N/V
$H_p(j\omega)$	Fonction de correction associée au capteur d'effort piézoélectrique	N/V
$[H_{stat}]$	Matrice des sensibilités statiques d'un capteur multiaxial	V/N
Hv	Dureté Vickers	<i>kgf/mm²</i>
K	Raideur	N/m
$[K]$	Matrice de raideur	N/m
$[K_p]$	Matrice des fonctions de transfert d'une platine piézoélectrique	N/m
L_b	Largeur de bande d'excitation	<i>Hz</i>
L_e	Largeur de l'éprouvette	<i>mm</i>
l_r	Longueur de référence	μm
μ	Coefficient de frottement	
M	Masse	<i>kg</i>
$[M]$	Matrice des masses équivalentes	<i>kg</i>
M601	Matériau abrasable Metco M601	
$m_{\text{éprouvette}}$	Masse de l'éprouvette	<i>kg</i>
ν	Coefficient de poisson	
$N(t)$	Effort normal de frottement	<i>N</i>
N_{calib}	Nombre de points de calibration	
N_{critique}	Nombre de points manipulables par un dispositif de calcul	
N_{plage}	Nombre de plages de calibration	

Symbole	Définition	Unité
N_t	Nombre de points acquis lors d'un essai	
$\%Overlap$	Taux de recouvrement	
PAH	Dureté progressive d'abrasabilité	MPa
PC	Polycarbonate	
p^*	Pression spécifique d'interaction	MPa
p_0^*	Pression spécifique d'interaction statique	MPa
p_{c1}	Pression de commande du banc balistique	bar
p_{c2}	Pression de commande du banc balistique	bar
p_p	Pression de propulsion	bar
p_{opi}	Pression appliquée par le gaz de propulsion après interaction	bar
r	Rayon d'acuité d'aube ou d'outil	μm
$R15Y$	Dureté Rockwell (Bille acier de 12,7 mm de diamètre)	mm
σ	Contrainte	MPa
$s(t)$	Signal de sortie d'un système de mesure d'effort	V
$S(j\omega)$	Spectre d'un signal de sortie d'un système de mesure	V
S_a	Rugosité de surface	μm
S_c	Surface de contact outil/abrasable	mm^2
S_G	Facteur de jauge	
S_j	Signal délivré par la jauge de déformation	V
S_{outil}	Surface de l'outil soumis à la pression résiduelle	mm^2
S_p	Signal délivré par le capteur piézoélectrique	V
S_{th}	Réponse théorique du capteur	V
T	Température	$^{\circ} C$
$T(t)$	Effort tangentiel de frottement	N
$[T(j\omega)]$	Matrice des transmissibilités	V/N
t_1	Profondeur d'incursion	μm
t_{1m}	Profondeur moyenne d'incursion	μm
t_{1th}	Profondeur d'incursion théorique	μm
$T_j(j\omega)$	Transmissibilité associée à la mesure d'effort par jauge de déformation	N/V
$T_p(j\omega)$	Transmissibilité associée au capteur d'effort piézoélectrique	N/V
T_{TEC}	Effort tangentiel de frottement calculé en appliquant le théorème de l'énergie cinétique	N
V	Vitesse du projectile	m/s
V_i	Vitesse d'interaction	m/s
V_0	Volume de la chambre haute pression	m^3

Symbole	Définition	Unité
V_{opi}	Volume occupé par le gaz de propulsion durant l'interaction	m^3
V_p	Vitesse d'impact des particules (érosion)	m/s
$\{x\}$	Vecteur déplacement	m
$\{\dot{x}\}$	Vecteur vitesse	m/s
$\{\ddot{x}\}$	Vecteur accélération	m/s^2

Table des figures

1	Airbus A380, propulsé par 4 moteurs GP7200, survolant une mer de nuage	7
1.1	Vue en coupe d'un CFM 56, le moteur d'avion civil le plus vendu au monde, mettant en évidence le compresseur [SNECMA 11].	13
1.2	Schéma d'un turbocompresseur	16
1.3	Aubes d'un turboréacteur [Cervenka 00]	17
1.4	Évolution du jeu entre une aube de turbine haute pression et son carter au cours d'un vol [Hendricks 04]	18
1.5	Influence du positionnement du revêtement abrasable sur l'augmentation du jeu rotor/stator [Sulzer 11]. (δ_0 jeu rotor/stator initial, δ_1 jeu rotor/stator après contact aube/abrasable)	19
1.6	Familles d'abrasables	22
1.7	Principe du dépôt par projection thermique	23
1.8	Banc d'essais Sulzer Innotec [Sulzer 11]	29
1.9	Usure de l'aube et du revêtement abrasable	30
1.10	Exemple d'échantillon d'abrasable post-mortem	30
1.11	Exemples de cartes d'usure du revêtement [Sulzer 11]	31
1.12	Déplacement de l'indentateur lors des essais d'indentation [Ma 09]	32
1.13	Évolution de l'érosion et de l'abrasabilité en fonction de la résistance à la rupture [Chappel 01]	33
1.14	Exemples de dispositifs expérimentaux d'étude de l'érosion	33
1.15	Mécanismes d'érosion en fonction de l'angle d'impact	34
1.16	Exemples de bancs de caractérisation	35
1.17	Banc expérimental de mesure d'efforts axiaux en coupe orthogonale	37

1.18	Évolution de l'effort de coupe en fonction de la vitesse d'interaction V_i , de la profondeur d'incursion t_1 et de l'acuité de l'outil r [Sutter 06]	38
1.19	Approximation bidimensionnelle de la loi de Hooke pour un matériau linéaire élastique orthotrope	40
1.20	Modèle d'abradabilité parfaite	42
1.21	Modèle numérique d'interaction aube/carter	43
1.22	Modélisation du revêtement abradable	44
2.1	Principe de fonctionnement du banc d'essai de simulation de l'interaction aube/abradable de l'ONERA [Baiz 11]	48
2.2	Principe de fonctionnement du banc d'essai de simulation de l'interaction aube/abradable développé par Sutter et al. [Sutter 06]	50
2.3	Banc d'essai de simulation de l'interaction aube/abradable développé par Ben Zineb et al. [Ben Zineb 06]	51
2.4	Banc balistique	54
2.5	Vue en coupe du déclencheur	54
2.6	Projectile supportant une éprouvette d'abradable M601	55
2.7	Guidage du projectile	56
2.8	Dispositif de mesure de la vitesse du projectile	57
2.9	Signaux de sortie des photodiodes lors du passage du projectile ($V=97$ m/s)	58
2.10	Courbe expérimentale de calibration du banc balistique en vitesse	59
2.11	Déroulement d'un essai	60
3.1	Dynamomètre porte-outil [Oraby 90]	67
3.2	Exemples de dynamomètres à anneaux octogonaux [Yaldiz 06b, Karabay 07a]	68
3.3	Dynamomètre uni-axial pour banc balistique [Guegan 05]	69
3.4	Capteur d'effort uni-axial [Sutter 06]	69
3.5	Capteur d'effort bi-axial [Philippon 11]	70
3.6	Capteur piézoélectrique tri-axial	72
3.7	Applications des capteurs piézoélectriques en coupe	72
3.8	Modèle de capteur appliquée pour la compensation accélérométrique	74
3.9	Modèle proposé par Lapujoulade [Lapujoulade 97]	74

3.10	Modèle proposé par Tounsi [Tounsi 00b, Tounsi 00a]	76
3.11	Montage de calibration du dispositif de mesure [Tounsi 00a]	77
3.12	Dispositif de calibration à pot vibrant [Castro Martinez 06]	83
3.13	Dispositif de mesure des efforts d'interaction adapté à un banc balistique	85
3.14	Dispositif de mesure	86
3.15	Système d'acquisition des données	87
3.16	Dispositif de caractérisation dynamique	88
3.17	Réponse dynamique des systèmes de mesure mis en œuvre	89
3.18	Méthode de correction des signaux (cas uni-axial)	90
3.19	Illustrations des modèles des outils de coupe et de calibration	93
3.20	Dispositif de calibration	94
3.21	Exemple de signal brut émis par la jauge de déformation (M02 - V_i : 90 m/s - t_{1m} : 260 μm - Δt_1 : 40 μm)	97
3.22	Exemple de signal brut émis par le capteur piézoélectrique - composante d'effort axiale (M02 - V_i : 90 m/s - t_{1m} : 260 μm - Δt_1 : 40 μm)	98
3.23	Exemple de signal émis par le capteur piézoélectrique après post-traitement (M02 - V_i : 90 m/s - t_{1m} : 260 μm - Δt_1 : 40 μm)	99
3.24	Comparaison des spectres en amplitude des efforts mesurés F_{mes} , des efforts corrigés F_{cor} et des efforts appliqués F_a	102
3.25	Transmissibilité obtenue lors de la phase de calibration pour la composante d'effort axial du capteur piézoélectrique	103
3.26	Montages de caractérisation de la réponse dynamique du dispositif de mesure	105
3.27	Comparaison des FRFs avant et après recalage	106
3.28	signaux émis par le capteur piézoélectrique après correction pour deux conditions d'essai différentes	108
3.29	Illustration de la zone de l'outil sollicité par le gaz de propulsion	109
3.30	Évolution de l'offset en fonction du matériau testé et de la pression de propulsion de l'éprouvette	110
3.31	Comparaison des signaux bruts et corrigés obtenus pour deux essais réalisés dans les mêmes conditions expérimentales (coupe orthogonale Acier/ Polycarbonate - éprouvette PC01 et PC02 - V_i : 96 m/s - t_{1m} : 130 et 120 μm)	111

3.32	Dispositif de mesure d'effort optimisé	112
3.33	Dispositif de calibration optimisé	114
3.34	Transmissibilités obtenues pour le dispositif optimisé pour la composante d'effort axiale avec et sans correction de l'effort appliqué par compensation accélérométrique	115
3.35	Signaux obtenus avec le dispositif optimisé (coupe orthogonale TA6V/M601 - V_i : 235 m/s - t_{1m} : variable). F_i : Effort dynamique d'interaction; F_m : effort moyen d'interaction; t_1 : profondeur d'incursion mesurée; t_m : profondeur moyenne d'incursion.	116
3.36	Déroulement des essais de post-traitement	117
3.37	Simulation d'un essais à 235 m/s - D_i : 470 μ s - F_i : 1500 N - \dot{F} : 15 N/ μ s	118
3.38	Évolution de la forme des efforts calculés $f_{mc}(t)$ en fonction de la vitesse de chargement \dot{F}	119
3.39	Évolution des approximations en fonction de fréquence maximale prise en charge par le développement en série de Fourier	120
3.40	Évolution de la forme des efforts calculés $f_{mc}(t)$ en fonction de la vitesse de chargement F_{th}	121
4.1	Observation d'un échantillon de matériau abrasable M601 par tomographie	125
4.2	Paramètres géométriques caractérisant l'extrémité de l'aube	128
4.3	Évolution de la profondeur d'incursion après essai	130
4.4	Évolution de la profondeur d'incursion moyenne t_{1m} en fonction de la vitesse et du matériau testé	131
4.5	Évolution de la variation de la profondeur d'incursion Δt_1 au cours de l'interaction en fonction de la vitesse et de la nature du matériau testé	131
4.6	Influence de la résistance au cisaillement sur la déformée statique et le comportement dynamique de l'outil, ainsi que sur la profondeur d'incursion mesurée	132
4.7	Évolution de l'effort d'interaction F_i en fonction de la vitesse V_i et de la profondeur d'incursion t_{1m} - Comparaison avec les données existantes dans la littérature [Sutter 06].	133
4.8	Signaux d'effort corrigés (coupe orthogonale, Acier/M601)	134
4.9	Évolution de l'effort d'interaction F_i rapporté à la largeur L_e de l'éprouvette en fonction de la vitesse V_i et de la profondeur d'incursion t_{1m} - Comparaison avec les données existantes dans la littérature [Sutter 06].	136

4.10	Illustration des mécanismes pouvant conduire à l'endommagement du revêtement abrasable	137
4.11	Illustration de la zone de contact outil/abrasable	138
4.12	Évolution de la pression d'interaction p^* en fonction de la vitesse de déformation $\dot{\epsilon}$ - Comparaison avec les données existantes dans la littérature [Sutter 06]	139
4.13	Photographie d'une éprouvette d'abrasable après interaction de type coupe	141
4.14	Signaux d'effort corrigés (coupe orthogonale TA6V/M601)	144
4.15	Exemple d'efforts axial F_{axial} , normal F_{normal} et tangentiel F_{tang} non corrigés pour un essai de coupe orthogonale TA6V/M601 (Vitesse d'interaction : 235 m/s - Série F)	145
4.16	Description des surfaces fonctionnelles de l'outil	146
4.17	Micrographie et profil d'arête d'outil après interaction	146
4.18	Exemple de face de dépouille d'outil (Série D) avec transfert de matière . .	147
4.19	Évolution de l'effort d'interaction F_i et des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de la profondeur d'incursion t_1	148
4.20	Évolution des efforts d'interaction F_i et des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de l'épaisseur de l'outil e	151
4.21	Évolution des efforts d'interaction F_i et des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et du rayon d'acuité d'outil r	152
4.22	Évolution des efforts d'interaction F_i et des états de surface en fonction de la vitesse d'interaction V_i et de l'angle de coupe α	153
4.23	Modes d'écoulement du revêtement abrasable lors d'une interaction	156
4.24	Dispositif expérimental d'étude du frottement sec	157
4.25	Images enregistrées lors d'essais préliminaires de frottement sec - TA6V/M601 - $V= 37,04$ m/s	158
4.26	Surfaces observées post-mortem	158
4.27	Évolution des efforts et du coefficient de frottement	159

Liste des tableaux

1.1	Propriétés chimiques et mécaniques du M601	36
1.2	Conditions expérimentales des essais de coupe orthogonale	37
3.1	Paramètres d'acquisition retenus	92
3.2	Conditions expérimentales	96
3.3	Comparaison des contenus spectraux des signaux corrigés avant et après interaction	100
3.4	Comparaison des deux premières fréquences de résonance	106
4.1	Caractéristiques de l'outil	129
4.2	Conditions et résultats expérimentaux	129
4.3	Caractéristiques géométriques de l'interaction	141
4.4	Paramètres de coupe et caractéristiques géométriques des outils pour les essais réalisés	142
4.5	Rayon d'acuité d'arête des outils	142
4.6	Comparaison des valeurs des paramètres a, b et c de la relation empirique pour deux outils	149
4.7	Conditions d'essais et d'acquisition des signaux pour l'essai de frottement sec à 37 m/s	160