

Étude expérimentale des interactions dynamiques aube/carter

M. CUNY^a, S. PHILIPPON^a, P. CHEVRIER^a, F. GARCIN^b

a. *Laboratoire de Mécanique Biomécanique Polymère Structures (LaBPS) - EA 4632, ENIM, 1 route d'Ars Laquenexy, 57078 METZ, France*

b. *SNECMA, Villaroche, 77550 Moissy-Cramayel (France)*

Résumé :

Un dispositif expérimental original a été conçu pour simuler les interactions aube/carter pour une gamme de vitesse variant de 60 à 270 m/s. Un banc balistique permet la propulsion et le guidage précis à grande vitesse d'une éprouvette de matériau abrasable (M601) venant impacter une aube à géométrie simplifiée. Les efforts d'interaction sont mesurés par un capteur de force piézoélectrique auquel à été associé un protocole de traitement du signal permettant d'augmenter la bande passante du capteur. Les influences de la vitesse et de la profondeur d'incursion sur l'effort d'interaction ont été étudiées.

Abstract:

An experimental device was designed to simulate the blade-casing contact for a range of velocities varying from 60 m/s to 270 m/s. A ballistic bench generated an accurate interaction between a sample of abrasible material (M601) and a simplified blade. The interaction forces were measured by a piezoelectric force sensor associated to a signal processing protocol allowing to virtually extend the sensor bandwidth. The effects of the interaction velocity and the incursion depth on the interaction force were investigated.

Mots clefs: Dispositif expérimental, Interaction grande vitesse, Interaction aube/carter, Mesure des efforts dynamiques, Matériaux abrasable, M601

1 Introduction

En quête permanente de fiabilité et de meilleures performances, les motoristes ont de tout temps cherché à optimiser le rendement de leur turboréacteur tout en respectant les impératifs de sécurité inhérents au transport aérien. Pour réduire les jeux de fonctionnement et limiter les fuites dans le compresseur, un joint en matériaux abrasables est déposé par projection thermique à l'intérieur du carter [1]. Ces matériaux poreux généralement composés d'une matrice métallique et de lubrifiant solide sont conçus pour se désagréger facilement et limiter l'endommagement des aubes en cas de contact. Cependant, des interactions entre le rotor et le stator sont inévitables et peuvent avoir des conséquences désastreuses sur le fonctionnement du moteur comme, par exemple, conduire au détachement d'une ou plusieurs aubes. La compréhension et la modélisation de ces phénomènes sont donc primordiales pour permettre la conception de nouveaux moteurs plus efficaces et plus sûrs. Toutefois, la modélisation précise de ces phénomènes réclame des données expérimentales difficiles à obtenir du fait de la complexité de l'interaction, des matériaux mis en jeu et de leurs conditions extrêmes d'utilisation (500 m/s et 300 °C). En effet, les nombreuses études disponibles dans la littérature apportent principalement des informations d'ordre phénoménologique. Elles permettent notamment de mettre en évidence les mécanismes d'usure intervenant lors de ces interactions [2] et d'optimiser les méthodes de fabrication et de dépôt des matériaux abrasables. Il existe donc peu de données quantitatives sur les efforts et les températures générés lors de ces interactions si ce n'est celles apportées par les essais de Sutter et al. [3] qui simulaient la coupe orthogonale de matériaux abrasables M601 pour des vitesses variant de 10 à 107 m/s.

Cette étude présente un dispositif expérimental original dédié à la simulation de l'interaction rotor/stator ainsi que la méthode de correction dynamique des signaux mise en place pour permettre une mesure précise des efforts d'interaction. De nouvelles données expérimentales relatives à la coupe orthogonales de matériau abrasable M601 sont également proposées pour une gamme de vitesse variant de 60 à 270 m/s.

2 Protocole expérimental

2.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental présenté ici a été spécialement conçu et développé pour mesurer les efforts générés lors de l'interaction dynamique entre une aube de compresseur et le revêtement abrasable déposé sur la paroi interne d'un carter de turbomachine. Il permet de faire varier les paramètres d'interaction (vitesse et profondeur d'incursion) ainsi que les paramètres intrinsèques de l'aube (matériau, angles de calage, de coupe, de dépouille, épaisseur et rayon de l'arête, etc.).

Ce dispositif se compose principalement d'un banc balistique [4] propulsant un projectile jusqu'à 500 m/s grâce à la détente rapide d'azote comprimé (figure 1). Ce projectile supporte une éprouvette de matériau abrasable et est guidé le long d'un tube lanceur jusqu'à venir interagir avec un outil simulant l'aube (figure 2). Après interaction, une cuve réceptrice amortit le projectile sans endommager l'éprouvette pour rendre possible les observations post-mortem. Les tirs sont réalisés sous vide afin de limiter les perturbations pouvant affecter les enregistrements.

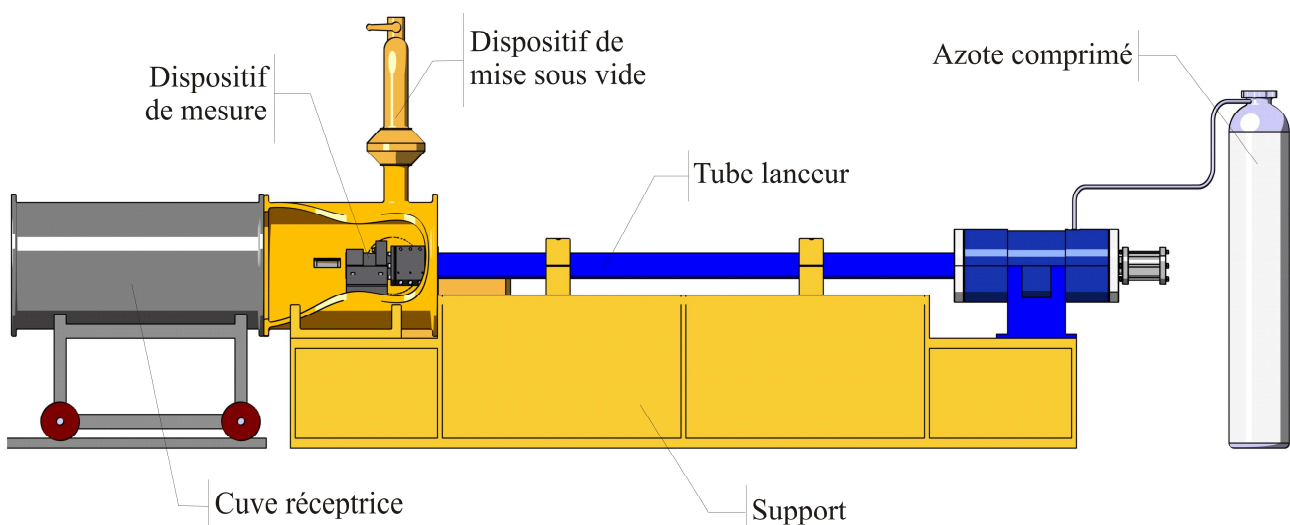


FIG. 1 – Banc balistique

Les caractéristiques mécaniques et géométriques de l'outil peuvent être modifiées pour faire varier les paramètres d'aube. La vitesse d'interaction quant à elle, est contrôlée en ajustant la pression de lancement. Elle est mesurée par trois barrières optiques placées à la sortie du tube lanceur et espacées de 50 mm. Le passage du projectile devant les trois rayons laser permet de calculer la vitesse et l'accélération du projectile lors de l'interaction. Par ailleurs, un guidage très précis du projectile permet de maîtriser la trajectoire du projectile et la profondeur d'incursion lors de l'interaction. Cette dernière est réglée en ajustant la position de l'outil avant l'essai. La valeur réelle moyenne ainsi que la variation au cours de l'interaction de cette profondeur sont mesurées pour chaque essai en comparant la hauteur de l'éprouvette ante et post-mortem.

La mesure des efforts de coupe est effectuée par un capteur de force piézo-électrique triaxial (PCB Piezotronic 260A01) fixé à l'outil et connecté à un ordinateur grâce à une carte d'acquisition à large bande passante (0 à 480 kHz).

L'ensemble du dispositif de mesure a été conçu pour limiter l'influence du comportement vibratoire sur l'interaction tout en permettant une mesure précise des efforts de coupe. Toutefois, une analyse modale a montré que la première fréquence propre était de l'ordre de 2 300 Hz et que la bande passante du dispositif était de 0 à 1800 Hz. Au regard des grandes vitesses et des courtes durées d'interaction, ces caractéristiques ne sont pas suffisantes pour garantir une mesure correcte des efforts dynamiques. Pour résoudre ce problème, un protocole de correction des signaux dynamiques, basé sur les principes d'analyse modale, a été mis en place pour augmenter virtuellement la bande passante du dispositif et mesurer avec précision les efforts de coupe.

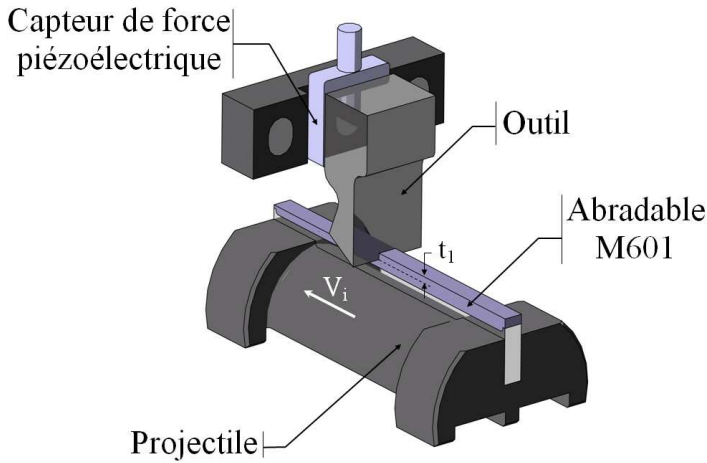


FIG. 2 – Description de l'interaction

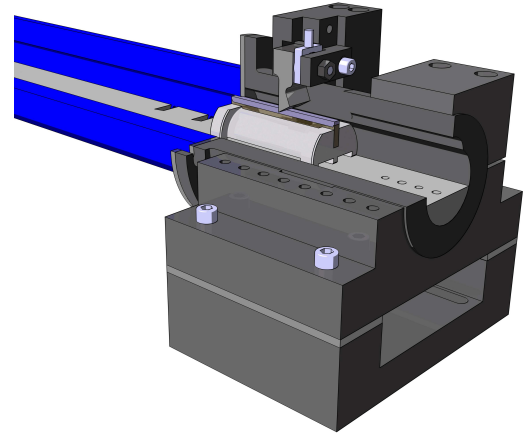


FIG. 3 – Guidage du projectile

2.2 Correction des signaux dynamiques

La méthode de correction des signaux appliquée ici a été initialement utilisée par Castro et al. [5]. C'est une procédure de post-traitement permettant de corriger les signaux expérimentaux en tenant compte du comportement dynamique du dispositif de mesure complet. L'ensemble du dispositif (outil, support, etc.) est considéré comme un système linéaire pour lequel les signaux de sortie émis par le capteur $\{s(t)\}$ sont liés aux efforts réels appliqués à l'outil $\{e(t)\}$ par la relation (1) :

$$\{S(j\omega)\} = [T(j\omega)]\{E(j\omega)\} \quad (1)$$

Lors des essais, on corrige les signaux délivrés par le capteur en inversant la relation (1). La matrice des transmissibilités, $[T(j\omega)]$, étant complexe et non nécessairement carrée, on utilise les relations (2) et (3) pour calculer les efforts de coupe réels appliqués à la pointe de l'outil.

$$\{E(j\omega)\} = [H(j\omega)]\{S(j\omega)\} \quad (2)$$

$$\text{Où} \quad [H(j\omega)] = \left({}^T [\bar{T}(j\omega)] \cdot [T(j\omega)] \right)^{-1} \cdot {}^T [\bar{T}(j\omega)] \quad (3)$$

La matrice des transmissibilités est obtenue expérimentalement. Lors d'une phase de calibration, un effort dynamique connu est imposé à la pointe de l'outil. Cet effort d'excitation ainsi que les signaux émis par le capteur sont enregistrés simultanément. Les composantes de la matrice des transmissibilités sont calculées, en appliquant les principes d'analyse modale [6], comme étant les fonctions de réponse en fréquence H_1 , c'est-à-dire comme le rapport de l'interspectre entrée-sortie sur l'autospectre d'entrée (4). La qualité des fonctions de réponse en fréquence est évaluée grâce à la fonction de cohérence définie par la relation (5). Une qualité acceptable de la fonction de correction se traduit par une fonction de cohérence supérieure à 0.8 sur toute la gamme de fréquences considérée.

$$T(j\omega)_{mn} = H_1(j\omega)_{mn} = \frac{\langle S(j\omega)_m \bar{E}(j\omega)_n \rangle}{\langle E(j\omega)_n \bar{E}(j\omega)_n \rangle} \quad (4)$$

$$\gamma^2(j\omega)_{mn} = \frac{\langle S(j\omega)_m \bar{E}(j\omega)_n \rangle \langle E(j\omega)_n \bar{S}(j\omega)_m \rangle}{\langle E(j\omega)_n \bar{E}(j\omega)_n \rangle \langle S(j\omega)_m \bar{S}(j\omega)_m \rangle} \quad (5)$$

L'effort d'excitation est généré par un pot vibrant Brüel & Kjær 4809 (figure 4). Il est transmis à la pointe de l'outil par une tige spécialement conçue pour garantir une transmission d'effort purement uni-axial et est mesuré par un capteur d'effort piézoélectrique (PCB Piezotronic M221B03). Le pot vibrant est commandé par un générateur de bruit blanc à bande localisée en fréquence (BLF).

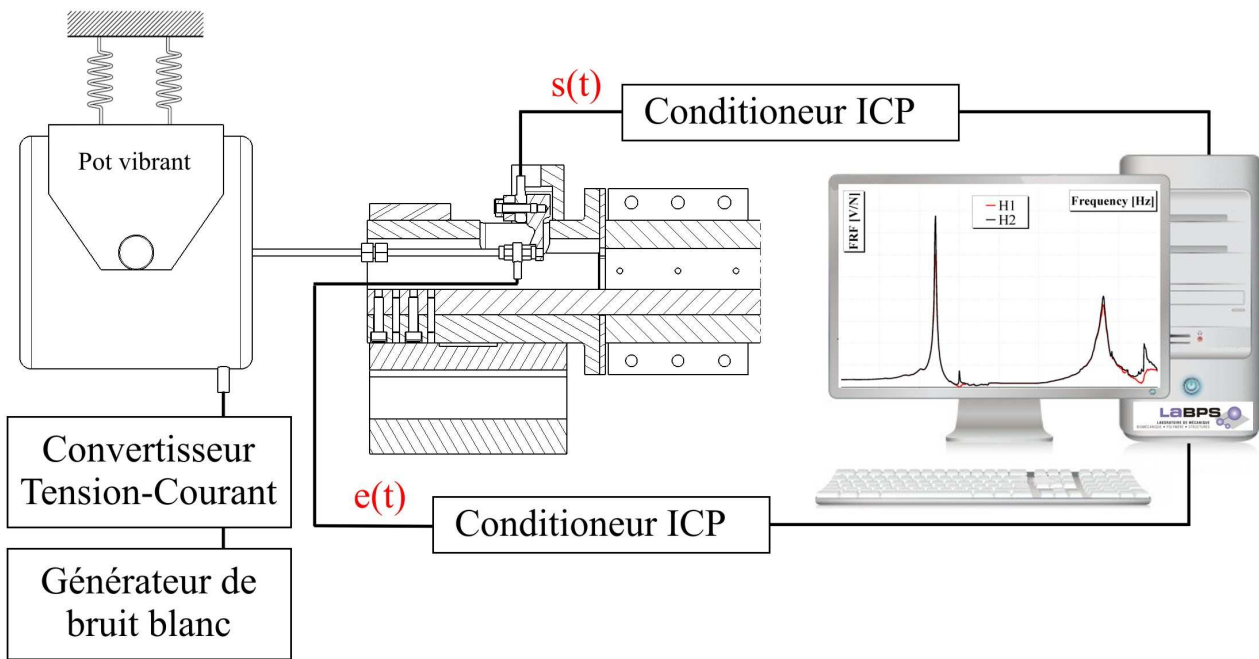


FIG. 4 – Dispositif de calibration dynamique

Pour optimiser la qualité des fonctions de réponse en fréquence (FRF) sur une large gamme de fréquences (0 à 8 kHz), les FRFs sont calculées par parties. Le dispositif de mesure est excité sur une bande de fréquences d'une largeur de 400 Hz pour permettre le calcul d'une FRF partielle. L'opération est répétée pour chaque bande de fréquences comprise dans la gamme à calibrée. Les FRFs sont ensuite obtenues en combinant les FRFs partielles.

La fonction de réponse en fréquence obtenue pour la composante d'effort axial est présentée en figure 5. Elle permet d'observer les fréquences de résonance et d'antirésonance du dispositif. On constate également de fortes chutes de cohérence, et donc de qualité, à la fréquence d'antirésonance. Ces chutes de qualité locales s'expliquent par le fait qu'à la fréquence d'antirésonance, le signal émis par le capteur est si faible qu'il ne se distingue plus du bruit électronique.

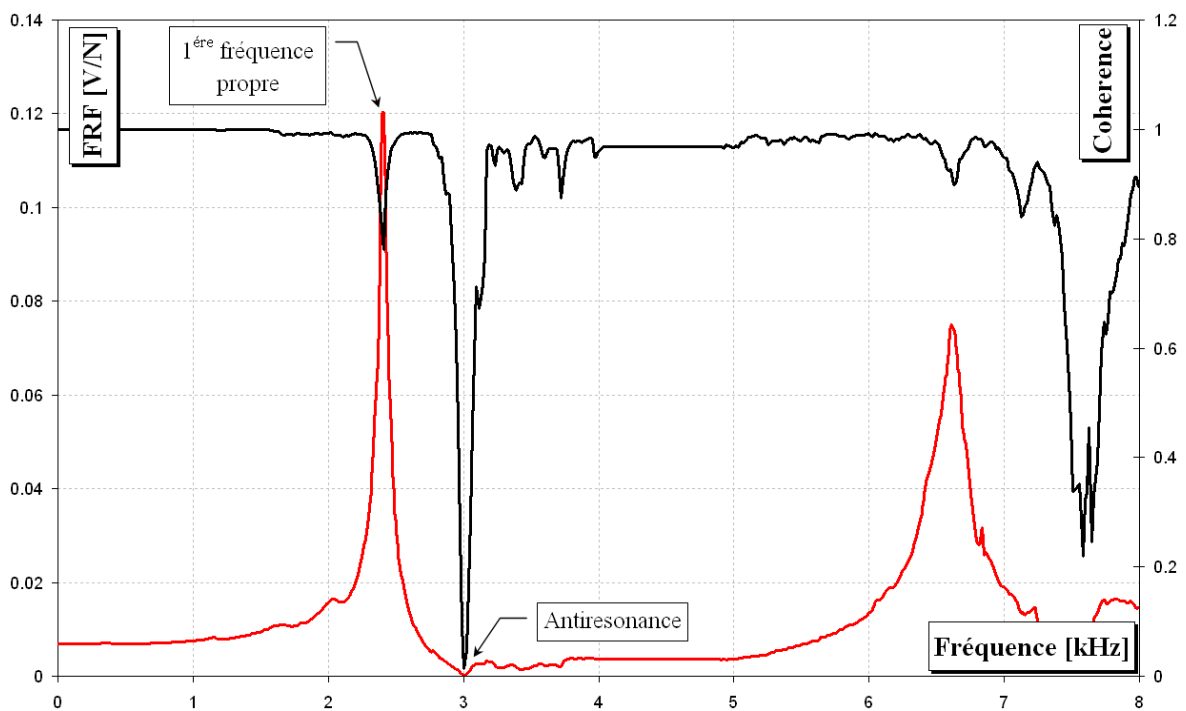


FIG. 5 – Fonction de réponse en fréquence pour la composante d'effort axial

3 Résultats expérimentaux

Les essais présentés ici ont été réalisés sur des éprouvettes de matériau abrasable M601 développé par Sulzer Metco dans des conditions de coupe orthogonale. Seule l'influence des paramètres d'interaction a été étudiée. La vitesse d'interaction V_i et la profondeur d'incursion t_1 ont varié respectivement entre 60 et 270 m/s et 0,13 à 0,35 mm. La géométrie de l'outil, en acier 42CrMo4, est restée inchangée au cours de ces essais. L'ensemble des conditions expérimentales est rapporté dans le tableau 1.

Paramètres d'aube	Angle de coupe		Angle de dépouille		Rayon d'acuité	
	[°]		[°]		[μm]	
	0		30		25	
Paramètres d'interaction	Eprouvette	Matériau	V_i	t_1 [mm]		F_i
			[m/s]	Moyenne	Δt_1	[N]
	M01	M601	61	0.30	0.094	230
	M02	M601	90	0.26	0.040	287
	M03	M601	90	0.35	0.053	362
	M04	M601	118	0.13	0.032	411
	M05	M601	153	\	\	436
	M06	M601	191	0.26	0.049	740
	M07	M601	227	0.28	0.060	1060
	M08	M601	228	0.15	0.022	778
M09	M601	269	0.25	0.069	1306	
Composition M601	Eléments [%]					
	Al	Si	Fe	C	Impuretés	Polyester
	51 à 55	6,5 à 8,5	0 à 0,5	0 à 0.2	0 à 0.35	Complément

Tableau 1 – Conditions et données expérimentales

L'analyse des signaux émis par les diodes laser a montré que la variation de vitesse du projectile au cours de l'interaction était inférieure à l'erreur de mesure commise (2,5%). La vitesse d'interaction a donc été considérée constante durant le processus de coupe. La profondeur d'incursion, calculée par comparaison des éprouvettes ante et post-mortem, a varié au cours de l'interaction. Les valeurs moyennes et les intervalles de cette variation sont rapportés dans le tableau 1.

Comme le montre la figure 6, le signal brut émis par le capteur lors de l'interaction est fortement perturbé par le comportement dynamique du dispositif de mesure. Cette perturbation rend impossible le calcul d'un effort d'interaction moyen par simple post-traitement statique. Le protocole de correction des signaux apporte de nettes améliorations et permet, entre autre, de calculer la durée d'interaction ainsi que l'effort de coupe moyen. Cependant, de fortes oscillations restent observables sur le signal d'effort corrigé avant, pendant et après interaction. La fréquence de ces oscillations, calculée par analyse spectrale du signal après interaction, correspond à la fréquence d'antirésonance du dispositif et à la chute de cohérence de la fonction de réponse en fréquence utilisée lors de la correction (figure 5). Cela conduit à penser que l'effort obtenu après post-traitement est perturbé par un artefact mathématique causé par une chute locale de qualité de la fonction de correction. L'optimisation de la fonction de correction est donc indispensable pour permettre une observation de l'évolution de l'effort au cours de l'interaction et fait l'objet des travaux actuels.

L'ensemble des essais réalisés ont permis de constater que l'effort d'interaction augmente avec la vitesse et la profondeur d'interaction. Les valeurs obtenues pour les tirs basse vitesse (<100m/s) sont cohérentes avec les données disponibles dans la littérature [3]. On constate également que la décomposition de l'effort de coupe proposée par Sutter et al. comme la somme d'un effort résiduel lié au frottement pur et d'un effort d'interaction évoluant linéairement avec la profondeur d'incursion semble se vérifier. Toutefois, on note que la relation entre l'effort de coupe et la vitesse d'interaction ne semble pas linéaire. La tendance observée serait cohérente avec un comportement visqueux du matériau abrasable M601.

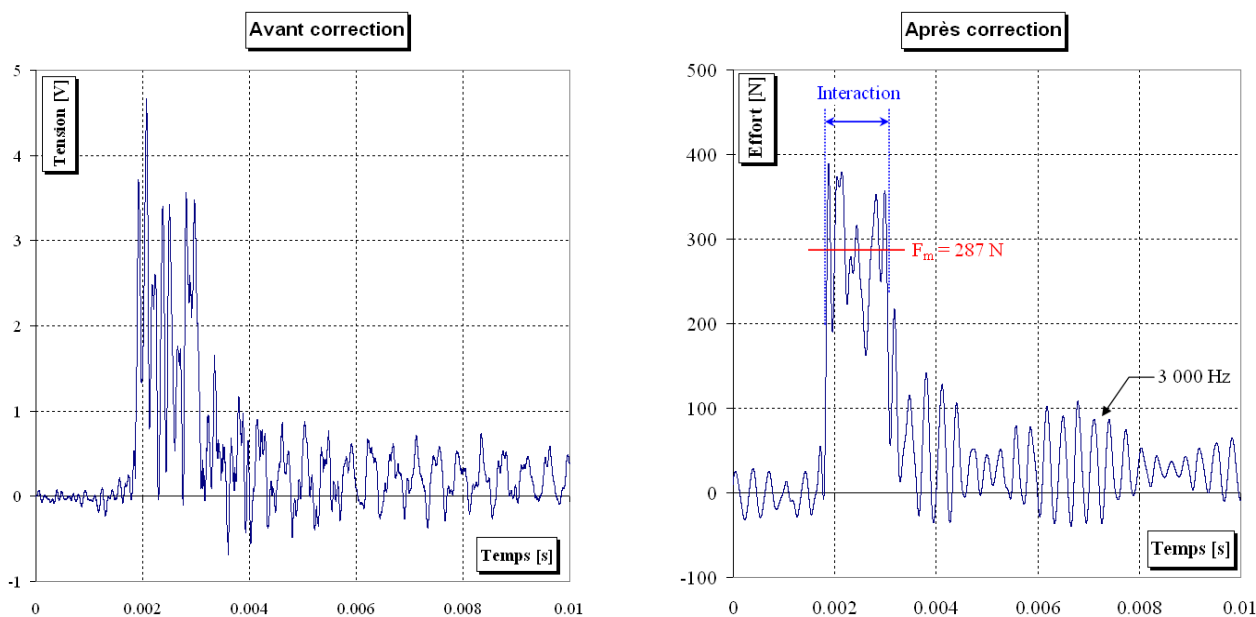


FIG. 6 – Comparaison des signaux d'effort avant et après correction
Essais M02 : V_i : 90 m/s ; t_1 : 0.26 mm

4 Conclusions

Les interactions dynamiques rotor/stator ayant lieu dans les compresseurs de turbomachine sont des phénomènes complexes particulièrement difficiles à simuler aussi bien numériquement qu'expérimentalement. Le dispositif présenté ici permet de générer une interaction précise à très grande vitesse entre une éprouvette de matériau abrasable et d'une aube à géométrie simplifiée et de mesurer les efforts mis en jeu. Du fait des conditions expérimentales extrêmes, une méthode de correction dynamique des signaux lui a été associée pour permettre une mesure précise des efforts de coupe.

Les essais ont été réalisés dans des conditions de coupe orthogonale pure sur des éprouvettes de matériaux abrasable M601 pour des gammes de vitesse d'interaction et de profondeur d'incursion de 60 à 270 m/s de 0.13 à 0.35 mm. Les résultats obtenus sont cohérents avec ceux disponibles dans la littérature. Ils mettent en évidence l'influence de la vitesse d'interaction ainsi que de la profondeur d'incursion sur l'effort de coupe et le comportement dynamique du matériau abrasable M601.

Remerciements

Ce projet est soutenu et financé par la société SNECMA Groupe SAFRAN dans le cadre du programme de recherche MAIA. Les auteurs sont reconnaissants à la société SNECMA pour son soutien technique et financier. Ils remercient également M. David Stinger, ingénieur à l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz, pour sa contribution à la conception du dispositif expérimental présenté ici.

Références

- [1] Dorfman M., Erning U., Mallon J., Gas turbines use "abrasable" coatings for clearance control seals, *Sealing Technology* 97 (2002) p. 7 – 8.
- [2] Borel M.O., Nicoll A.R., Schlöpfer H.W., Schmid R. K., The wear mechanisms occurring in abrasable seals of gas turbines, *Surface and Coatings Technology* 39 (1989) p. 117 – 126.
- [3] Sutter G., Philippon S., Garcin F., Dynamic analysis of the interaction between an abrasable material and a titanium alloy, *Wear* 261 (2006) p. 686–692.
- [4] Chevrier P., Mécanique et mésomécanique de l'écaillage, essais expérimentaux et critère de rupture, étude d'un alliage d'aluminium et d'un acier de blindage, Thèse de doctorat, Université de Metz, 1998.
- [5] Castro Martinez L. R., Identification des sources de vibration en usinage. Étude expérimentale et numérique, Thèse de doctorat, Université Paul Verlaine de Metz 2006.
- [6] Ewins D. J., *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. Research Studies Press, 2008.