

MESURES ET ANALYSE DE MICRO-VIBRATIONS A TRES BASSE FREQUENCE

Résumé

Pour répondre au besoin croissant en termes de précision de positionnement et de pointage des satellites il est de plus en plus nécessaire de caractériser de manière extrêmement précise l'environnement vibratoire généré par certains équipements embarqués. Dans le cadre du projet METOP (satellite d'observation de la terre) deux gros instruments ont été développés nécessitant la mesure de mouvements largement en-dessous d'un Hertz. La bande de fréquence utilisable des bancs d'essais existants s'étant avérée trop limitée, Airbus Defence & Space avec l'aide du CNES a décidé de développer des solutions à la fois sur le plan théorique avec une méthode de post-traitements des données mais aussi un nouveau moyen d'essai qui tient compte des expériences acquises au cours des vingt dernières années.

Abstract

To take into account the increasing need in terms of positioning and pointing accuracy of spacecrafts, it is more and more necessary to characterize in a very accurate way the vibratory environment generated by some on-board equipment. In the frame of the METOP project (earth observation satellite) two big instruments have been developed which require vibrations measurement much below one Hertz. The useful frequency bandwidth of current microvibration test bench being too limited, Airbus Defence and Space with the support of CNES, has decided to develop solutions in two directions: one theoretical with the post-processing of measured data, the other one consisting in investing in a new test bench designed with the experience of more than twenty years of practice.

Introduction

L'observation de la Terre est devenue un enjeu majeur dans bien des domaines et la géopolitique doit partager ce domaine avec l'économie, l'agriculture ou la santé. Prendre une photographie depuis l'espace semble facile car l'absence de mouvement peut laisser penser que la plateforme est plus stable que sur la Terre. Cependant si le calme environnemental spatial a longtemps suffi, la précision demandée pour obtenir des photos de plus en plus détaillées est telle que les plus infimes perturbations sont devenues au fil du temps intolérables.

Or lesdites perturbations ne manquent pas à bord d'un satellite. Il y a d'abord les roues à inertie qui tournent en permanence et dont les légers déséquilibres (balourds) créent une série de raies qui sont autant de micro-perturbations à chaque fréquence excitée. Il y a les mécanismes de pointage d'antenne ou ceux qui servent à orienter les panneaux solaires en fonction de la position du satellite sur son orbite. Pour les satellites d'observation de la terre, on peut aussi citer par exemple, les groupes de refroidissement liés à l'utilisation des détecteurs. Pour résumer, il y a donc à bord des équipements perturbateurs et d'autres qui en sont les victimes.

Depuis de nombreuses années, des études ont donc été menées pour d'une part caractériser la perturbation et d'autre part mesurer son influence sur les équipements victimes.

Méthodes et bancs d'essais

La caractérisation doit se faire par rapport à une référence qui, dans le cas des micro-vibrations, doit permettre des mesures très précises. Deux méthodes s'imposent alors pour caractériser la perturbation: on mesure soit les forces soit les accélérations générées.

La difficulté de la deuxième méthode est que la mesure des accélérations générées doit se faire à l'interface entre le spécimen et une structure porteuse représentative de l'interface réelle en opération tant au point de vue de la géométrie que du comportement dynamique. En effet, ces accélérations sont le résultat du couplage dynamique du spécimen perturbateur et de sa structure porteuse. Les difficultés de mise en œuvre d'une telle méthode ont fait que celle-ci a été peu à peu abandonnée au profit de la mesure des forces.

Pour mesurer les efforts générés, le spécimen est encastré par le biais de capteurs de force très sensibles sur une « grosse masse » selon la même technique utilisée dans les codes éléments finis pour modéliser un encastrement « parfait ». De manière pratique, pour les équipements, cette masse est souvent un bloc de granit de l'ordre du mètre cube suspendu sur coussins d'air. On obtient ainsi un plan horizontal avec une masse de 1 à 3 tonnes, dont le premier mode propre est proche de 1000 Hz, et dont les modes de suspension se trouvent aux alentours du Hertz

Le banc d'essai micro-vibrations d'Airbus Defence & Space (anciennement Intespace) a été développé dans les années 90 en tenant compte de ces spécifications [1].

Le projet METOP et les instruments d'observation

Le projet METOP-SG (SG pour Seconde Génération) avec ses instruments MWI (Micro Wave Imager) et ICI (Ice Cloud Imager), apporte pour les essais de nouveaux défis à relever. Ces deux instruments (Fig. 1) ont ceci en commun qu'ils sont lourds (150 à 300 kg au lieu des 12-20 kg habituels pour un roue à inertie) et constitués d'une partie tournante massive (une centaine de kg) tournant à très basse fréquence (0.75 Hz). Il s'agit donc de mesurer des fréquences à partir de 0.10 Hz.

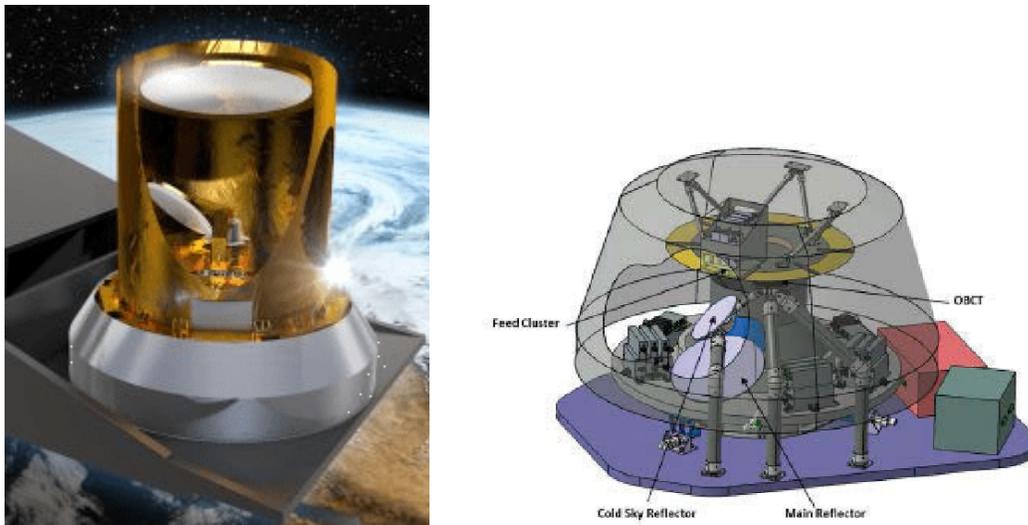


Fig. 1 – Instruments METOP-SG : Micro Wave Imager (MWI) and Ice Cloud Imager (ICI)

Par ailleurs ces deux instruments sont potentiellement générateurs de perturbations micro-dynamiques qui nécessitent une mesure de très faible amplitude.

Il est intéressant de noter que comme les programmes font des demandes longtemps avant de venir faire les essais, les spécifications ne sont pas figées et souvent même le design du spécimen reste encore à finaliser. Pour le centre d'essai il faut cependant s'engager sur une mesure « de très faible amplitude » sans savoir si l'on parle de mg ou de μg en termes d'accélération.

C'est là que l'expérience du laboratoire d'essais compte énormément pour travailler avec le client à spécifier des objectifs atteignables ou du moins à indiquer les voies de recherche possibles pour aller aussi loin que possible dans la mesure.

Compte-tenu des caractéristiques des instruments, il est apparu clairement trois soucis :

- Le banc d'essais micro-vibrations actuel était trop étroit pour recevoir des spécimens de grande taille (1,60m de diamètre contre 1,10m disponible)
- Le système d'acquisition associé au banc existant ne descendait pas en-dessous de 5 Hz
- Quel que soit le banc choisi, les fréquences de suspension entre 1 et 5 Hz allaient se retrouver dans la bande de fréquence de mesure et donc perturber cette dernière

Il fallait donc répondre en deux temps :

- Développer un nouveau banc plus grand en améliorant la chaîne d'acquisition pour la rendre capable de mesurer au moins jusqu'à 0.3 Hz
- Développer un post-traitement des mesures pour éliminer l'influence des modes de suspension sur la mesure des données spécimen

Le post-traitement étant indépendant du banc, il est apparu que celui-ci pouvait être développé sur la base de l'ancien banc puis appliqué dans un deuxième temps au nouveau banc.

Le nouveau banc

Pour la définition du nouveau banc, le principe de l'ancien, ayant fait ses preuves, a été retenu. L'objectif était d'avoir un marbre plus important, avec des fréquences propres au moins égales. Le design a demandé de l'optimisation afin que la masse totale ne dépasse pas la charge au sol maximum admissible du laboratoire. La suspension a repris celle utilisée dans le banc de l'ESTEC développé en 2011 et qui a donné toute satisfaction [4].

Le marbre est donc un carré de 1.60 m de côté, pèse 4 tonnes et est suspendu par six plots à air amortisseurs qui lui confèrent une grande stabilité (Fig. 2). Le dessus est percé de nombreux trous filetés permettant la reprise en plusieurs endroits de cellules de force adaptées.

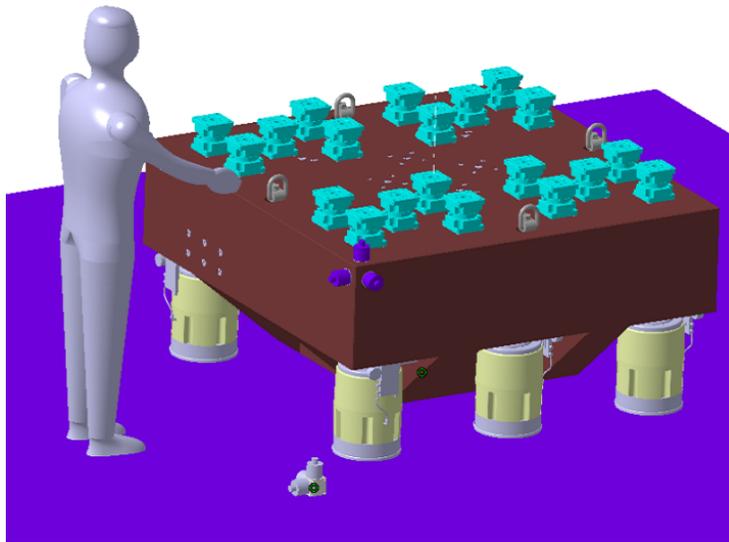


Fig. 2 – Schéma du futur banc micro-vibrations

Le banc n'est pas uniquement constitué d'un marbre et la partie mesure doit être adaptée en sensibilité et en fréquence. Pour ce qui est des capteurs accélérométriques, une étude spécifique a été menée pour faire une sélection sur les capteurs disponibles sur le marché.

Dans un premier temps 4 principes de mesures ont été étudiés pour les accéléromètres :

- Piézo-électrique
- Piézo-électrique à électronique intégrée
- Servo-accéléromètres
- MEMs (Micro Electro Mechanical Systems)

Les capteurs ont ensuite été sélectionnés sur leur fiche technique, puis il a été demandé aux fabricants en question un prêt pour les essayer. Quelques-uns ont accepté mais il est nécessaire dans ce cas de prêter la chaîne complète car un accéléromètre ne peut être évalué seul, le conditionneur adapté au capteur et aux très basses fréquences était indispensable. Compte tenu du créneau d'essai unique (tous les capteurs ont été essayés sur l'ancien banc micro-vibrations), il n'a pas été possible de tester toutes les solutions envisagées.

Ont été sélectionnés et/ou testés les capteurs suivants (Table 1) :

Type	Fournisseur	Modèle	Sensibilité
Piézo-électrique	Wilcoxon	731-207	10 V/g
	PCB	393 B04	1 V/g
	PCB	393B31	10 V/g
	B&K	8344	2.5 V/g
	ENDEVCO	731A	10 V/g
	B&K	4381	100 pC/g
	B&K	8346C	450 pC/g
	ENDEVCO	7703-1000	1000 pC/g
	Servo-accéléromètre	KISTLER	8330
MEMs	DYTRAN	7503D	8 V/g
	KISTLER	8395A2D0	4 V/g
	PCB	3711E112G	1 V/g

Table 1 – Sélection de capteurs micro-vibrations

De l'analyse des essais réalisés, il vient que la technologie MEMs capacitive pourrait être un bon candidat dans les années futures car les résultats semblent très précis sur la partie basse fréquence jusqu'à au moins 50 Hz. Il n'en reste pas moins que certains résultats ont été inexplicables et demanderaient des essais complémentaires. La technologie piézo-électrique reste pour notre besoin le meilleur candidat précision/coût/robustesse.

Comme pour mesurer les mouvements du banc, il n'y avait pas de limitation en termes de poids, les ENDVECO 731A descendant à 0.1 Hz ont été choisis (poids environ 800 grammes). Deux tri-axes et un mono-axe ont été montés sur trois des coins du banc.

Pour les petits spécimens, la balance d'effort KISTLER 9281B12 est toujours celle de l'ancienne configuration. Pour les nouveaux instruments à tester, les cellules de force KISTLER 9377C conditionnées par un amplificateur faible bruit et basse fréquence ont été sélectionnées. Toutes les configurations de mesure peuvent s'adapter sur le nouveau banc.

Le post-traitement

Pour éliminer l'influence de la suspension du banc d'essai, l'idée a été de s'appuyer sur le couplage par fonctions de transfert. Il est en effet possible de caractériser séparément deux structures, puis de les coupler en utilisant des fonctions de transfert judicieusement choisies comme on couple deux modèles éléments finis. La théorie a été largement développée dans la littérature et travaillée par l'équipe d'ingénierie de notre centre d'essais depuis des années [2-3].

A l'inverse, il est aussi possible de soustraire une structure couplée à une autre selon le même principe. Cette technique est cependant difficile à appliquer car il faut faire une inversion de matrice de fonctions de transfert. Si celles-ci sont calculées, la cohérence des modèles fait que cela se passe raisonnablement bien. Dans le cas de transferts mesurés il n'en va pas de même et le bruit de mesure vient à la fois entacher les amplitudes (car les antirésonances en général très bruitées deviennent des résonances) et les fréquences, les modes propres étant souvent en léger décalage d'un essai à l'autre, ce qui, à la résonance, produit de grandes variations [5].

Ainsi le torseur d'effort résultant au centre de l'interface entre le spécimen et la balance de mesure peut être corrigé des mouvements parasites liés à la suspension en utilisant l'équation suivante, comme montré en [6-7] :

$$F_r^*(\omega) = F_r(\omega) - T_{rp}(\omega) \cdot [-\omega^2 G_{pp}(\omega)]^{-1} \cdot \ddot{u}_p(\omega) \quad (1)$$

Avec:

F_r^* : Efforts mesurés corrigés

F_r : Efforts mesurés

T_{rp} : Matrice des transmissibilités dynamiques en effort entre les mouvements parasites de suspension et l'interface spécimen

G_{pp} : Matrice des flexibilités dynamiques correspondant aux degrés de libertés (parasites) des modes de suspension

Les essais de caractérisation du banc

Afin de constituer les matrices de transmissibilités et de flexibilités, il est nécessaire d'exciter chacun des six degrés de liberté. Le fait qu'il soit impossible d'exciter de manière propre selon un seul degré de

liberté, a conduit à prendre en compte une pseudo multi-excitation en considérant six essais en même temps et à mesurer les six degrés de liberté du marbre de chacun des cas. A noter que les 7 accéléromètres à forte sensibilité placés sur ce marbre (Fig. 3) permettent de déduire les 6 composantes d'accélération à l'interface spécimen à partir d'un calcul par moindres carrés et donc de construire la matrice de flexibilité dynamique G_{pp} . La balance d'effort permet, elle, de restituer les 6 efforts d'interface et d'en déduire la transmissibilité en effort T_{rp} . A noter que, de la même manière, cette méthode permet de considérer plus de six essais différents en appliquant aussi une approche par moindres carrés.

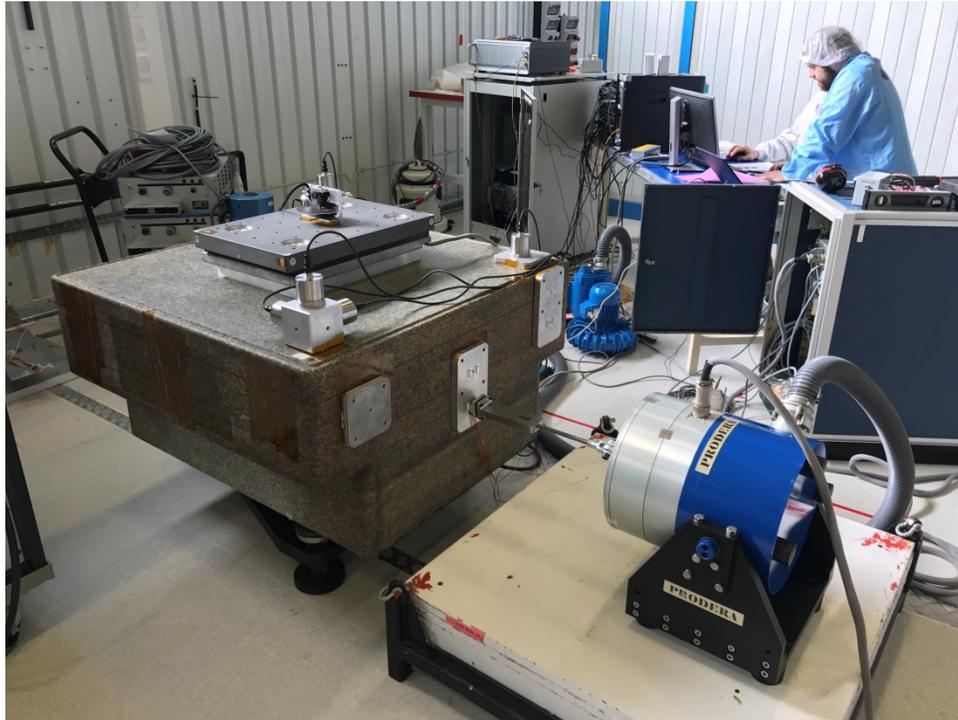


Fig. 3 – Essais de caractérisation du banc

Afin de contrôler la qualité des résultats, deux indicateurs ont été mis au point basés l'un sur la différence entre deux fonctions de transferts identiques de deux essais différents, l'autre sur la symétrie des matrices de fonctions de transfert.

A la suite de ces essais, les 6 modes rigides de suspension ont été caractérisés avec les résultats suivants :

- 1.2 Hz : translations Tx et Ty
- 3.8 Hz : translation Tz et rotation Rz
- 5.8-6 Hz : rotations Rx et Ry

A noter qu'en fonction des essais réalisés, les fréquences de ces modes ont eu de légères différences, ce qui a bien sûr compliqué le traitement numérique postérieur.

Les essais de recette de la méthode

Le spécimen perturbateur choisi était un disque tournant à vitesse réglable et déséquilibré par un balourd consistant en un écrou massif. La perturbation apportée, si elle était mesurable par la table, était dans

l'incapacité d'exciter les modes de suspension du marbre, ce qui était en soi un bon signe pour les essais à venir car le nouveau marbre sera encore plus massif.

Cependant pour vérifier l'applicabilité de la méthode, il fut décidé d'exciter directement la balance d'effort à l'aide d'un excitateur électrodynamique de 200N injectant 8N à 0.8 Hz et les modes de suspension en poussant directement le marbre pendant l'essai.

Les résultats de la Figure 4 comparent les efforts mesurés selon Y et Z avant et après correction.

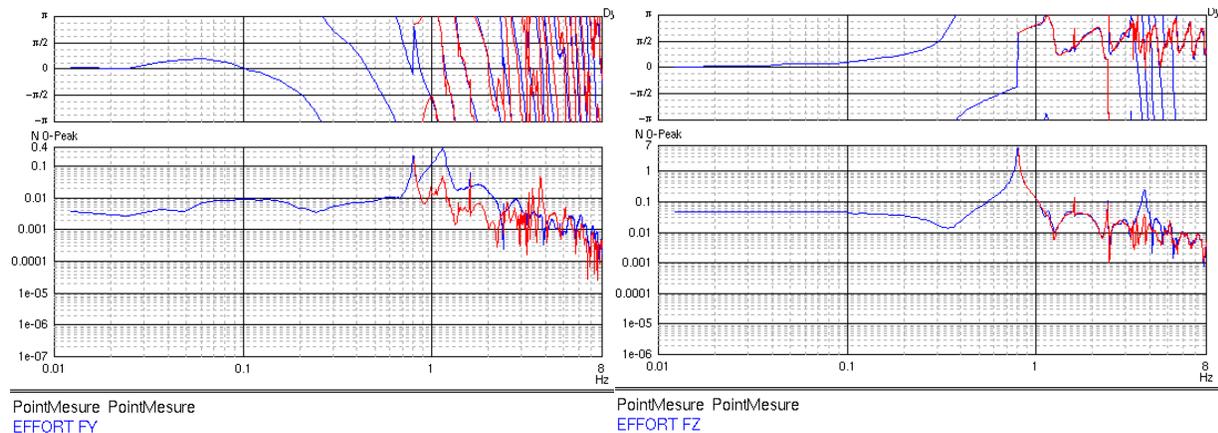


Fig. 4 – Efforts mesurés (bleu) comparés aux efforts filtrés des modes de suspension (rouge)

On constate que mode de translation T_y à 1.2 Hz est très largement filtré dans la figure de gauche. Il en va de même pour la translation T_z à 3.8 Hz dans la figure de droite. Ces modes sont filtrés sans pour autant dégrader les mesures liées au spécimen, même si l'on constate l'apparition de quelques valeurs parasites et notamment un pic à 3.8 Hz dans la mesure en T_y après correction. Ces points seront à analyser et à améliorer dans le futur.

A noter également que le traitement n'altère pas la mesure du pic d'excitation à 0.8 Hz et de ses harmoniques et n'agit que sur les modes de suspension du marbre.

Futurs développements

L'ensemble des travaux engagés depuis trois ans a permis de se familiariser avec les difficultés des mesures en très basse fréquence pour lesquelles un matériel adapté doit être sélectionné avec soin. La définition du nouveau banc a permis, en se servant de l'expérience du laboratoire, de choisir les meilleurs matériels pour pouvoir accueillir avec confiance les instruments de la nouvelle génération des satellites METOP.

La chaîne d'acquisition (applicable sur l'ancien ou le nouveau banc) a été sélectionnée élément par élément, en passant des capteurs, aux conditionneurs et jusqu'à la station d'acquisition, puis testée dans son entièreté pour s'assurer que la partie basse fréquence et grande sensibilité était opérationnelle.

Enfin la méthode de post-traitement en cours de développement, si elle se révèle efficace sur les modes de suspension du banc, devrait pouvoir être utilisée dans la partie haute fréquence pour passer outre la première fréquence de résonance de la table et étendre ainsi la plage de mesure.

De quoi fournir à nos clients des services encore améliorés.

Paul-Eric Dupuis

Airbus Defence & Space

Bibliographie

1. Dupuis P-E., Bugeat L-P., Borrien A., Privat M., "Industrialisation of a Microdynamics Test Bench", Int. Conference on Spacecraft Structures, Materials and Mechanical Testing, Noordwijk, The Netherlands, March 27-29, 1996
2. Girard A., Chatelain J., Bugeat L-P., "Non Linear Connection Between Structures by Frequency Response Functions", International Modal Analysis Conference IMAC-XV, Orlando, FL, 1997.
3. Girard A., Cavro E., "Estimation of the motion of a specimen on a shaker without parasitic motions", 11th European Conference on Spacecraft Structures, Material and Mechanical Testing, Toulouse, France, September 15-17 2009.
4. Wagner M., Messing R., Veal D., Hughes B., Jarvis C., Decobert F., "Micro-vibration Measurement and Susceptibility Testing", Aerospace testing Seminar, Los Angeles, CA, 2015.
5. Cavro E., Dupuis P-E., Wagner M., "Dynamic Mass Measurements to Improve Microdynamic Tests", 14th European Conference on Spacecraft Structures, Materials and Environmental Testing (ECSSMET), Toulouse, 27-30 September, 2016.
6. Cavro E., Dupuis P-E., Vidal-Mata F., Privat M., "Recent Development in Micro Vibrations Measurements", 15th European Conference on Spacecraft Structures, Materials and Environmental Testing (ECSSMET), Noordwijk, The Netherlands, 28 May-1 June, 2018.
7. Dupuis P-E., Cavro E., Vidal-Mata F., Privat M., "Micro Vibration Measurements and Post-processing at Very Low Frequency", ASTELAB Conference, Paris, 5-6 July, 2018