



Laboratoire d'Annecy-le-Vieux  
de Physique des Particules

LAPP-T-2007-05

Université de Savoie

# THESE

présentée par

**Benoît BOLZON**

pour obtenir le grade de

**DOCTEUR EN SCIENCES**

Spécialité: Physique Expérimentale et Instrumentation

## **Etude des vibrations et de la stabilisation à l'échelle sous-nanométrique des doublets finaux d'un collisionneur linéaire**

Soutenue le 12 novembre 2007 devant le jury composé de :

- Philip Bambade, Président, Rapporteur
- Olivier Napoly, Rapporteur
- Jean Karyotakis, Directeur de thèse
- Jacques Lottin, Co-Directeur de thèse
- Andrea Jeremie
- Frank Zimmermann
- Stefano Redaelli
- Ramila Amirikas



**IN2P3**

INSTITUT NATIONAL DE PHYSIQUE NUCLÉAIRE  
ET DE PHYSIQUE DES PARTICULES



*Ce travail m'a été rendu possible par une bourse de thèse BDI cofinancée par l'Assemblée des Pays de Savoie (APS) et le Centre National de Recherche Scientifique (CNRS).*

*A mes parents,*



# Remerciements

Ces trois années de thèse se sont déroulées dans de très bonnes conditions de travail. Je tiens à remercier tout d'abord la direction du LAPP pour m'avoir accueilli dans leurs locaux. Je remercie donc Jacques Colas, Marie-Noëlle Minard, Yannis Karyotakis et Jean-Pierre Lees.

J'exprime également toute ma gratitude envers l'ensemble des membres du jury qui ont consacré une partie de leur temps pour m'apporter des suggestions très pertinentes afin d'améliorer mon manuscrit de thèse.

Je tiens donc à remercier Philip Bambade et Olivier Napoly d'avoir accepté d'être les rapporteurs et je remercie également tous les autres membres du jury, Andrea Jeremie, Stefano Redaelli, Franck Zimmermann et Ramila Amirikas.

Je souhaite adresser un grand merci à l'ensemble du groupe LAVISTA sans lequel je n'aurais pu réaliser tous ces travaux.

Je souhaite remercier en tout premier lieu Andrea Jeremie, mon encadrante principale, qui m'a beaucoup aidé tout au long de ces trois années de thèse par ses conseils très précieux, sa patience, la confiance qu'elle m'a accordée, sa bonne humeur et son soutien constant.

Je voudrais remercier également Catherine Adloff pour sa sympathie, les longues soirées destinées aux corrections de mes présentations et pour sa présence en début de thèse afin de permettre de me lancer.

Merci également à Franck Cadoux, personne avec qui j'ai travaillé les premiers mois de ma thèse, pour sa patience et le temps qu'il a toujours trouvé à me consacrer.

Je tiens également à remercier Nicolas Geffroy, un très bon collègue de bureau et de travail, qui m'a toujours soutenu tout au long de ses trois années de thèse, avec qui j'ai appris beaucoup dans le domaine de la mécanique et dont la collaboration fut très agréable et fructueuse de part sa sympathie, son écoute, son ouverture d'esprit, son sérieux et sa motivation.

Merci également à Laurent Brunetti pour sa bonne humeur tout au long de ces trois années de thèse et dont la collaboration au niveau du rejet actif fut très fructueuse de part ses compétences et sa patience.

Je voudrais également remercier Yann Bastian pour ses conseils en instrumentation, Claude Girard pour sa gentillesse et sa chaleur humaine et Fabien Formosa qui nous a donné des conseils très pertinents au niveau de l'analyse du comportement vibratoire de structures.

Mes remerciements s'adressent également à l'équipe de la mécanique avec qui j'ai passé de bons moments et qui ont toujours pris de leur temps avec plaisir pour m'aider. Je tiens à remercier tout particulièrement Jean-Marc Dubois pour les nombreux allers-retours faits avec la table en nids d'abeilles sans jamais perdre le sourire, Fabrice Peltier et Laurent Jacobone pour les différentes aides apportées.

---

Je tiens à exprimer également ma reconnaissance à l'équipe de l'électronique pour leurs aides très précieuses et leur patience. Merci tout particulièrement à Pierre-Yves David toujours très souriant, Richard Hermel et Glenn Cougoulat.

Je tiens à remercier également les instrumentalistes Nadia Fouque et Nicolas Massol qui m'ont toujours aidé avec gentillesse lorsque j'avais des problèmes sur le logiciel Labview.

Je suis également très reconnaissant envers l'équipe informatique pour leurs compétences, leur disponibilité et les différentes aides apportées au cours de ces trois années de thèse. Merci particulièrement à Jean Jacquemier pour l'aide apportée au niveau de la gestion des programmes.

Un grand merci également à la maman des thésards, Myriam Froger, qui guide chaque année les jeunes thésards perdus grâce à son expérience, sa grande patience et sa forte sympathie.

Merci également à la gardienne de la richesse intellectuelle, Nicole Berger, pour sa gentillesse et pour la voiture peu chère qu'elle m'a vendu et qui m'a permis de réaliser les mesures de nuit sans devoir faire les trajets en rollers !!

Merci également à Patrick Letournel pour les différentes aides apportées et pour sa patience quand je coupais la ventilation de la salle de mesures !!

Je tiens également à remercier toutes les personnes du LAPP et amis extérieurs qui m'ont rendu le quotidien très agréable durant ces trois années de thèse.

Je voudrais également remercier toutes les personnes des laboratoires extérieurs travaillant sur les collisionneurs linéaires avec qui j'ai eu l'honneur de pouvoir collaborer.

Je remercie en particulier Ramila Amirikas et Alessandro Bertolini qui ont organisé une semaine de mesures vibratoires au CERN et qui m'ont gentiment invité à les rejoindre.

Je remercie également Franck Zimmermann qui m'a permis de présenter le travail du groupe LAVISTA à Kyoto au Japon en fin de première année de thèse et à Akira Noda qui m'a accueilli dans son laboratoire.

Je remercie toutes les personnes travaillant sur le projet ATF2 pour la confiance qu'ils m'ont accordé et dont la collaboration fut très fructueuse grâce aux nombreuses communications et échanges d'informations.

J'exprime toute ma gratitude envers mes deux directeurs de thèse qui ont su diriger parfaitement le projet LAVISTA et me cadrer au cours de ma thèse.

Un grand merci à Yannis Karyotakis pour sa gentillesse, sa simplicité et pour la confiance qu'il m'a donné tout le long de ces trois années de thèse en me laissant une totale autonomie dans le choix de mes études.

Je remercie également Jacques Lottin pour ses conseils précieux et toujours justes.

Je remercie enfin mes parents sans qui je n'aurais sans doute jamais fait ces études passionnantes et qui m'ont toujours soutenu dans les choix que j'ai faits.

# Table des matières

<b>1. Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>2. Collisionneur linéaire</b>	<b>7</b>
2.1. Les besoins d'un collisionneur linéaire $e^+e^-$ de haute énergie	7
2.1.1. Collisionneur de haute énergie	7
2.1.2. Collisionneur de protons et collisionneur $e^+e^-$	8
2.1.3. Collisionneur circulaire et collisionneur linéaire	8
2.2. Projets de construction d'un collisionneur linéaire	10
2.2.1. Projet CLIC	10
2.2.2. Projet ILC	10
2.2.3. Projet ATF2	11
2.3. Amplitude de stabilisation des faisceaux	13
2.4. Gamme de fréquence de stabilisation des faisceaux	15
2.5. Stabilisation des doublets finaux pour l'équipe LAVISTA	16
2.6. Sources de vibration	18
2.6.1. Mouvement du sol	18
2.6.2. Ecoulement d'eau de refroidissement	21
2.6.3. Support pour les aimants	21
2.6.4. Bruit acoustique	22
2.7. Conclusion	22
<b>3. Capteurs de vibration</b>	<b>25</b>
3.1. Outils d'analyse	25
3.1.1. Résolution fréquentielle	26
3.1.2. Repliement spectral	26
3.1.3. Fenêtrage	27
3.1.4. Bases de calculs	28
3.1.5. Densité Spectrale et Root Mean Square intégré	29
3.1.6. Fonction de transfert	31
3.1.7. Calcul de cohérence	33
3.1.8. Mouvement relatif	34
3.2. Cahier des charges des capteurs de vibration	35
3.2.1. Résolution	35
3.2.2. Taille et poids	36
3.2.3. Gamme de fréquence opérationnelle	36
3.2.4. Environnement	37
3.3. Type de capteurs pouvant répondre au cahier des charges	37
3.4. Capteurs de vibration acquis au sein du groupe LAVISTA	38
3.5. Alimentation des capteurs et branchement différentiel	40
3.6. Systèmes d'acquisition	41
3.6.1. Caractéristiques	41

3.6.2.	Choix du système d'acquisition en fonction de l'étude réalisée.....	42
3.6.3.	Conditionnement du signal pour le DAQ PCI6052E.....	43
3.7.	Méthodes de calcul du bruit instrumental.....	44
3.7.1.	Différence Corrigée.....	45
3.7.2.	Différence Spectrale.....	46
3.7.3.	Calcul direct du bruit instrumental.....	46
3.7.4.	Choix de la méthode pour la mesure du bruit instrumental.....	47
3.8.	Mesure du bruit instrumental et du mouvement du sol.....	47
3.8.1.	Installation expérimentale.....	48
3.8.2.	Différence Corrigée et bruit interne du CAN.....	49
3.8.3.	Mesures du mouvement du sol en basses et moyennes fréquences.....	51
3.8.4.	Mesures du mouvement du sol en hautes fréquences.....	58
3.8.5.	Candidat pour le rejet actif des vibrations de quadripôles.....	60
3.9.	Conclusion.....	69
<b>4.</b>	<b>Vibrations de structures encastrées-libres</b>	<b>71</b>
4.1.	Analyse modale et réponse dynamique.....	72
4.1.1.	Analyse modale.....	72
4.1.2.	Réponse dynamique.....	77
4.1.3.	Mesures de vibration d'un dipôle dans le tunnel LHC.....	83
4.1.4.	Conclusion.....	87
4.2.	Impact du bruit acoustique en moyennes fréquences.....	89
4.2.1.	Installation expérimentale.....	89
4.2.2.	Poutre soumise à du bruit acoustique typique d'une salle de travail.....	90
4.2.3.	Poutre soumise à différents niveaux de bruit acoustique sinusoïdal.....	97
4.2.4.	Conclusion.....	99
4.3.	Impact du mouvement du sol et du bruit acoustique en hautes fréquences.....	101
4.3.1.	Installation expérimentale.....	102
4.3.2.	Amplitude et impact des bruits dans la salle de travail LAVISTA.....	105
4.3.3.	Type de bruit créé.....	107
4.3.4.	Bruit typique d'une salle de travail.....	108
4.3.5.	Bruit typique d'une pompe.....	113
4.3.6.	Conclusion.....	117
<b>5.</b>	<b>Stabilisation du sol et d'une poutre encastrée-libre</b>	<b>119</b>
5.1.	Stabilisation passive et active du sol.....	120
5.1.1.	Présentation du système STACIS.....	120
5.1.2.	Mesure des performances du système STACIS.....	123
5.2.	Rejet actif des vibrations d'une poutre encastrée-libre.....	126
5.2.1.	Poutre encastrée-libre.....	126
5.2.2.	Actionneurs.....	128
5.2.3.	Architecture informatique.....	133
5.2.4.	Première approche pour le rejet actif.....	134
5.2.5.	Amélioration de l'algorithme pour les résonances de structure.....	137
5.3.	Conclusion et améliorations à apporter.....	142
<b>6.</b>	<b>Etude de supports pour les doublets finaux d'ATF2</b>	<b>145</b>
6.1.	Candidats comme support.....	145
6.2.	Table en nid d'abeilles du projet CLIC.....	146
6.2.1.	Caractéristiques de la table CLIC dans le cadre du projet ATF2.....	147

6.2.2. Technique d'amortissement utilisée par la société TMC.....	147
6.2.3. Test de compliance réalisé par la société TMC.....	148
6.2.4. Conclusion.....	149
6.3. Simulation de l'évolution des fréquences de résonance de la table CLIC.....	149
6.3.1. Table fixée ou posée à ses angles sur quatre supports rigides.....	149
6.3.2. Table fixée directement au sol sur une face entière.....	150
6.3.3. Conclusion.....	151
6.4. Mesures du comportement vibratoire de la table CLIC.....	151
6.4.1. Table fixée sur quatre supports rigides à ses angles.....	152
6.4.2. Installation expérimentale.....	152
6.4.3. Cohérences entre les vibrations de la table et du sol.....	154
6.4.4. Fonctions de transfert de la table.....	155
6.4.5. Consistance des mesures de fréquences de résonance.....	157
6.4.6. Comparaison entre les fréquences de résonance mesurées et simulées.....	158
6.4.7. Conclusion.....	159
6.5. Mouvement relatif entre la table CLIC et le sol à ATF2.....	160
6.5.1. Mouvement du sol à ATF.....	160
6.5.2. DSP du mouvement relatif entre la table et le sol à ATF2.....	162
6.5.3. RMS intégré du mouvement relatif entre la table et le sol à ATF2.....	162
6.5.4. Conclusion.....	164
6.6. Conclusion.....	165
<b>7. Conclusion générale</b>	<b>167</b>
<b>Bibliographie</b>	<b>171</b>
<b>Annexe A: Cohérence entre la table CLIC et le sol et Rapport Signal sur Bruit</b>	<b>177</b>
<b>Annexe B: Calcul du facteur Q d'amplification à partir du test de compliance</b>	<b>181</b>



# Chapitre 1

## Introduction générale

Le but de la physique des particules est de découvrir les constituants de la matière les plus élémentaires et de comprendre la nature de leur interaction. La recherche de l'infiniment petit met en œuvre de grands instruments, en particulier des collisionneurs de particules. La capacité de découverte d'un collisionneur pour la physique des particules dépend de son énergie et de sa luminosité.

La physique des particules au-delà du modèle standard demande des accélérateurs à très haute énergie et à très haute luminosité. Ainsi, la physique des particules sur accélérateur sera concentrée ces prochaines années par la construction et la mise en service du LHC (Large Hadron Collider) et des expériences associées sur le site du CERN (Centre Européen de Recherche Nucléaire).

En même temps, il a été reconnu par des spécialistes de trois grands continents, Europe, Amérique et Asie, que le prochain accélérateur qui pourra contribuer significativement à la compréhension de la matière est un Collisionneur Linéaire (LC)  $e^+e^-$  de haute énergie de l'ordre d'un TeV ( $10^{15}$  électronvolts).

Le futur collisionneur linéaire sera composé de deux bras d'environ 15km chacun qui se font face. Tout le long de chaque bras, un faisceau d'électrons  $e^-$  et un faisceau de positons  $e^+$  seront accélérés afin d'atteindre une énergie très grande. Arrivés au centre de la machine appelé le point d'interaction, ces faisceaux rentreront en collision et un détecteur placé au point d'interaction sera chargé de détecter et d'analyser les particules créées par la haute énergie de cette collision. Deux aimants, appelés les doublets finaux et situés de part et d'autre du détecteur, se chargeront de concentrer les faisceaux à leur taille finale afin d'obtenir la luminosité voulue.

Deux projets internationaux de construction d'un collisionneur linéaire sont à l'étude aujourd'hui dont chacun propose des technologies différentes : le projet CLIC (Compact Linear Collider) et le projet ILC (International Linear Collider). Entre autre, le projet ATF2 du laboratoire KEK (High Energy Accelerator Research Organization) à Tsukuba est un des projets de développement d'un prototype d'un collisionneur linéaire. Un des objectifs de ce projet est de créer un faisceau d'électrons de taille nanométrique. Ce dernier prototype est constitué d'une ligne de transfert optique dans laquelle un faisceau d'électrons subit différents traitements. A la fin de son parcours, le faisceau obtient sa taille finale grâce aux doublets finaux situés en amont du point d'interaction puis est stoppé par une cible d'arrêt située en aval. Au point d'interaction, un interféromètre, appelé le Shintake Monitor, est chargé de mesurer la taille du faisceau afin de savoir si celui-ci possède les dimensions voulues.

Ces trois projets demandent des avancées significatives dans la technologie des accélérateurs. Entre autre, la taille verticale des faisceaux au point d'interaction doit être très petite afin d'obtenir la luminosité demandée: 0,7nm pour CLIC, 5,7nm pour le ILC et 37nm pour ATF2.

---

Afin que la perte de luminosité soit négligeable, les faisceaux doivent pouvoir se heurter sur une bonne partie de leur section efficace: le mouvement relatif entre les deux faisceaux ne doit pas dépasser un tiers de la taille des faisceaux, ce qui permet une perte de luminosité de seulement 2%. Dans le cas particulier du projet ATF2, le mouvement relatif entre le faisceau et le Shintake Monitor doit être inférieur à 15% de la taille du faisceau afin d'obtenir une mesure précise de cette dernière.

Pour cela, des systèmes d'asservissement du faisceau ont été développés et leur gamme de fréquence de fonctionnement dépend de la technologie utilisée pour les accélérateurs. Ceux-ci permettent un asservissement du mouvement relatif entre les deux faisceaux en-dessous de 4Hz pour le projet CLIC et jusqu'à 15kHz pour le projet ILC. Pour le projet ATF2, ces systèmes permettent de contrôler le mouvement relatif entre le faisceau et le Shintake Monitor en-dessous de 0,1Hz. Au-dessus de ces fréquences, la seule solution pour que le mouvement relatif entre les deux faisceaux (ou entre le faisceau et le Shintake Monitor pour le projet ATF2) soit dans les tolérances imposées est de maintenir le mouvement relatif entre les doublets finaux (ou entre les doublets finaux et le Shintake Monitor) dans ces tolérances.

Ainsi, dans l'axe vertical, le mouvement relatif entre les doublets finaux doit être inférieur à 1/5nm pour le projet CLIC au-dessus de 4Hz et le mouvement relatif entre les doublets finaux et le Shintake Monitor doit être inférieur à 6nm pour le projet ATF2 au-dessus de 0,1Hz. Pour le projet ILC, le contrôle du mouvement relatif entre les doublets finaux est assuré par l'asservissement du faisceau dans toute la gamme de fréquence où les sources de vibration ne sont pas négligeables.

La source majeure de vibration pouvant donner lieu à un mouvement relatif entre deux structures mécaniques est le mouvement du sol dont les amplitudes sont de l'ordre d'une centaine de nanomètres au-dessus de 0,1Hz et de l'ordre de quelques nanomètres au-dessus de 1Hz.

Compte-tenu des tolérances sous-nanométriques imposées pour le projet CLIC au-dessus de 4Hz, la seule solution est de réaliser une stabilisation active.

Parce que le mouvement du sol est cohérent sur une certaine distance et parce que les critères sont moins sévères pour le projet ATF2, la stratégie adoptée pour ce projet est de faire en sorte que les doublets finaux et le Shintake Monitor bougent comme le sol. Pour cela, les supports de ces éléments doivent avoir le même mouvement que celui du sol et doivent être donc très rigides et bien fixés à celui-ci.

Différentes études de stabilisation ont déjà été réalisées dans différents laboratoires d'accélérateurs.

Le groupe de C. Montag de DESY (Deutsches Elektronen-Synchrotron) en Allemagne a étudié le problème en 1996 et est arrivé à une stabilisation de quadripôles de formes cubiques d'environ 25nm au-dessus de 2Hz [1]. Il n'a pas été possible de descendre en-dessous à cause du bruit environnemental très élevé d'environ 100nm. Cependant, grâce au niveau de bruit très faible des capteurs, une stabilisation d'environ 10nm est attendue pour un bruit environnemental plus faible.

Au CERN, une étude de stabilisation des quadripôles du projet CLIC, appelée « CLIC stability study », a été réalisée de 2001 à 2003 par l'équipe CLIC au cours d'une thèse réalisée par Stefano Redaelli [2]. Des systèmes commerciaux très performants permettant de réaliser une stabilisation passive et active du mouvement du sol au dixième de nanomètre ont été utilisés. En effet, le but du CERN est de montrer qu'en utilisant les développements les plus récents de la technologie de stabilisation disponible sur le marché, il est possible de satisfaire les exigences du CLIC. La stabilisation active est un sujet très porteur auprès de l'industrie ayant plusieurs applications : lithographie de chips, satellites, avions, appareils NMR, etc. On trouve ainsi plusieurs sociétés qui proposent une large gamme de produits. Cette étude de

stabilisation était une étude précurseur : les quadripôles étudiés n'avaient pas le même design que ceux prévus pour le futur collisionneur linéaire et les conditions aux limites n'étaient pas les mêmes. La conception finale prévoit une forme élancée avec une configuration encastrée-libre alors que les quadripôles étudiés étaient plutôt de forme cubique et fixés sur toute leur surface au système commercial. Contrairement aux quadripôles étudiées par l'équipe CLIC, la conception finale conduira à des déformées importantes des doublets finaux, ce qui impliquera une stabilisation active appliquée directement à ces structures et non pas seulement une stabilisation du sol.

Le groupe du SLAC (Stanford Linear Accelerator Center) a développé plusieurs idées nouvelles sans faire appel à l'industrie : une stabilité d'approximativement 10nm a été obtenue. Les groupes du SLAC et du CERN collaborent étroitement.

Compte-tenu de l'intérêt du projet et des compétences complémentaires entre le LAPP (Laboratoire d'Anecy-le-Vieux de Physique des Particules) et le laboratoire SYMME (SYstèmes et Matériaux pour la MEcatronique) de l'école d'ingénieurs "Polytech'Savoie" dans le domaine de l'instrumentation, de la mécanique et de l'automatique, ces deux laboratoires ont décidé de travailler ensemble pour former l'équipe LAViSta en 2003 (Laboratoires d'Anecy travaillant sur les Vibrations et la Stabilisation). Les compétences de l'équipe LAViSta du LAPP sont l'instrumentation et la modélisation analytique et celles du laboratoire SYMME sont la mécanique et l'automatique.

L'équipe LAViSta est engagée sur un programme de recherche et développement qui reprend le travail de stabilisation réalisé par l'équipe CLIC. Le but est d'étudier la faisabilité de la stabilisation active des doublets finaux du projet CLIC au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz en prenant soin de se rapprocher de la conception des doublets finaux du projet final.

Pour cela, l'équipe LAViSta travaille plus particulièrement sur la recherche de capteurs et d'actionneurs adéquats, le développement d'un algorithme de contrôle actif, la modélisation du phénomène, et enfin la construction de plusieurs prototypes constitués des derniers éléments décrits précédemment et d'une structure mécanique encastrée-libre à stabiliser représentant un des deux derniers doublets finaux du projet CLIC.

Fin 2006, une collaboration entre le LAL (Laboratoire de l'Accélérateur Linéaire) à Orsay, l'équipe LAViSta du LAPP et le laboratoire KEK a été mise en place afin de réunir les différentes compétences sur le projet ATF2. L'équipe LAViSta est engagée sur les problèmes de stabilisation pour ce projet.

J'ai effectué mon doctorat au sein du LAPP et mon travail a plus particulièrement porté sur l'instrumentation et les études vibratoires au niveau expérimental. Les travaux décrits dans cette thèse sont portés sur l'étude de la stabilisation pour le projet CLIC et pour le projet ATF2.

Toutes les simulations mécaniques présentées dans cette thèse ont été réalisées par N. Geffroy, personne travaillant dans l'équipe LAViSta du LAPP. Tous les travaux relatifs à l'automatique ont été réalisés essentiellement par L. Brunetti, qui travaille aujourd'hui dans cette dernière équipe, en collaboration très étroite avec J. LOTTIN et son équipe du laboratoire SYMME.

Le chapitre 2 décrit les technologies des collisionneurs linéaires pour le projet CLIC, le projet ILC et le projet ATF2 afin de savoir dans quels projets une stabilisation des derniers éléments optiques est nécessaire, dans quelles directions, dans quelles gammes de fréquence et jusqu'à quelles amplitudes ces stabilisations doivent être effectuées.

---

Enfin, une description des sources de vibration et plus particulièrement de la source majeure de vibrations, le mouvement du sol, est donnée. Le but est de montrer l'impact du mouvement du sol sur le mouvement relatif entre les doublets finaux par rapport à la gamme de fréquence et au site et de montrer qu'une stabilisation de ce mouvement du sol est nécessaire au-dessus de 4Hz pour le projet CLIC.

Parce que le mouvement du sol a des amplitudes nanométriques, différents types de capteurs de vibration mesurant indirectement des déplacements nanométriques ont été acquis par l'équipe LAViSta.

Dans le chapitre 3, les performances mesurées de ces capteurs de vibration et de leur instrumentation sont présentées afin de savoir dans quelle gamme de fréquence ces capteurs peuvent mesurer les vibrations du sol et s'ils ont la résolution suffisante pour être utilisés dans les différentes études vibratoires présentées dans cette thèse.

Plus particulièrement, les performances de capteurs de vibration insensibles à de forts champs magnétiques, de petites dimensions et de haute résolution sont mesurées afin de savoir si ceux-ci peuvent être des candidats pour la stabilisation active des doublets finaux du projet CLIC et du prototype développé par l'équipe LAViSta.

Dans le chapitre 4, les vibrations d'une structure mécanique représentant un des deux derniers doublets finaux du projet CLIC sont étudiées lorsque celle-ci est soumise au mouvement du sol et au bruit acoustique. En effet, l'étude de l'impact de cette dernière source de vibrations sur les vibrations de structures mécaniques n'a jamais été réalisée à l'échelle nanométrique.

Les résultats obtenus en simulation et expérimentalement sont confrontés lorsque la source d'excitation est le mouvement du sol afin de montrer la pertinence des simulations réalisées. En effet, l'évaluation de ces simulations est très importante afin de simuler par la suite le prototype entier développé au LAPP pour évaluer l'efficacité de la stabilisation active et apporter des améliorations à celle-ci.

Egalement, des mesures de vibration réalisées sur des dipôles du tunnel du LHC sont présentées afin de prouver la nécessité de stabilisation des doublets finaux du projet CLIC à leurs fréquences de résonance lorsque le mouvement du sol est dans les tolérances imposées.

Enfin, une étude du mouvement du sol et du bruit acoustique a été réalisée dans les hautes fréquences afin d'estimer jusqu'à quelle fréquence une stabilisation active des doublets finaux à leurs fréquences de résonance est nécessaire. En effet, il est dit que le mouvement du sol est suffisamment faible au-dessus de 300Hz pour que le mouvement relatif entre les doublets finaux soit dans les tolérances imposées [2]. Cependant, aucune mesure n'a été réalisée au-dessus de cette fréquence sur des structures mécaniques alors que celles-ci amplifient le mouvement du sol à leurs fréquences de résonance. De plus, le bruit acoustique n'a pas été pris en compte alors que celui-ci pourrait avoir une influence sur une structure mécanique en configuration encastrée-libre.

Dans le chapitre 5, les performances mesurées d'un système commercial permettant une stabilisation passive et active du mouvement du sol au dixième de nanomètre sont présentées. Le but est de montrer, pour le projet CLIC, que la technologie d'aujourd'hui permet une telle stabilisation. Ce système commercial est le même que celui utilisé pour le « CLIC stability study » et nous a été prêté par l'équipe CLIC.

Enfin, les résultats obtenus au niveau de la stabilisation active d'une structure mécanique à ses fréquences de résonance sont montrés avec le prototype développé par l'équipe LAViSta. Les résultats sont donnés jusqu'à des amplitudes de la structure mécanique d'un dixième de nanomètre au-dessus de 4Hz en utilisant en parallèle le système commercial

afin de montrer la faisabilité de la stabilisation active au cinquième de nanomètre des doublets finaux du projet CLIC à leurs fréquences de résonance.

Dans le chapitre 6, une étude de supports pour les doublets finaux d'ATF2 a été réalisée afin d'obtenir un mouvement relatif entre ce support et le sol qui soit en-dessous des tolérances de mouvement relatif entre les doublets finaux et le Shintake Monitor (6nm).

Enfin, le chapitre 7 donne une conclusion générale sur les résultats obtenus durant ces trois années de thèse et leur utilité pour le projet CLIC ainsi que pour le projet ATF2.



## Chapitre 2

### Collisionneur linéaire

Aujourd'hui, la physique des particules demande des énergies très élevées afin d'aller au-delà du modèle standard et les collisionneurs linéaires sont une des options les plus prometteuses pour la physique des hautes énergies.

Dans ce chapitre, il est expliqué pourquoi un collisionneur linéaire à très haute énergie sera nécessaire dans les prochaines années et les projets à l'étude pour la construction d'un tel collisionneur sont donnés avec une description brève de leurs caractéristiques.

Le travail de l'équipe LAVISTA et les travaux de ma thèse portent sur les problèmes de stabilisation à l'échelle nanométrique des derniers éléments optiques situés au point d'interaction des collisionneurs linéaires.

Afin de connaître pour quels projets une stabilisation est nécessaire, les différentes technologies adoptées pour le projet CLIC, le projet ILC et le projet ATF2 sont analysées. Cette analyse permet également de savoir dans quelles directions, dans quelles gammes de fréquence et jusqu'à quelles amplitudes des stabilisations sont nécessaires.

Pour finir, les sources de vibration pouvant faire vibrer ces derniers éléments optiques sont décrites en insistant plus particulièrement sur le mouvement du sol qui est la source majeure de vibrations. Entre autre, il est montré l'impact du mouvement du sol sur le mouvement relatif entre les éléments optiques relativement à la gamme de fréquence et au site et s'il est nécessaire de stabiliser le mouvement du sol afin que le mouvement relatif entre les derniers éléments optiques soit dans les tolérances imposées.

#### 2.1. Les besoins d'un collisionneur linéaire $e^+e^-$ de haute énergie

Le modèle standard a permis de décrire avec succès les observations expérimentales. Aucune déviation de ce modèle n'a été observée mais nous savons pourtant que le modèle standard n'est pas le modèle ultime.

Aujourd'hui, la physique des particules va au-delà du modèle standard afin de comprendre les composants fondamentaux de l'univers. Les nouveaux objectifs fixés sont d'essayer d'expliquer l'origine de la masse (la recherche du boson de Higgs), de chercher des preuves expérimentales de la théorie des extra-dimensions, et d'enquêter sur les particules super-symétriques.

##### 2.1.1. Collisionneur de haute énergie

Ces objectifs ambitieux seront abordés dans des expériences produisant des particules dans la gamme d'énergie du TeV.

Les accélérateurs de particules sont les seuls appareils permettant de mettre en collision des particules à de telles énergies et avec un taux de réussite élevé, ce qui est nécessaire afin de réduire l'incertitude sur la découverte.

### 2.1.2. Collisionneur de protons et collisionneur $e^+e^-$

Deux types de collisionneurs de particules sont couramment utilisés pour ce type d'expérience: les collisionneurs à protons et les collisionneurs  $e^+e^-$ .

Les collisionneurs à protons permettent de faire des découvertes. En effet, les collisions de protons développent une large gamme d'énergie car ces dernières particules ne sont pas élémentaires. Il est ainsi possible de découvrir de nouvelles particules et de savoir approximativement à quelle énergie ces nouvelles particules sont créées.

Les collisionneurs  $e^+e^-$  permettent de réaliser des mesures de précision sur des particules comme par exemple celles découvertes avec les collisionneurs à protons et ces deux types de collisionneurs sont donc complémentaires. En effet, les collisions d'électrons  $e^-$  et de positons  $e^+$  sont produites à une énergie fixée car les électrons et les positons sont des particules élémentaires. L'énergie développée dépend de la puissance du collisionneur et celle-ci doit être choisie en fonction de l'énergie de la particule que l'on veut étudier. Notons tout de même que les collisionneurs  $e^+e^-$  permettent également de faire des découvertes.

Le dernier collisionneur de particules  $e^+e^-$  créé fut le LEP (Large Electron Positron collider) et était le plus grand collisionneur au monde. Celui-ci faisait 27km de circonférence et était situé sur le site du CERN (Centre Européen de Recherche Nucléaire). La décision de sa construction a été prise en 1981 et il fut inauguré en 1989. Ce collisionneur de particules était un collisionneur circulaire qui a permis des avancées importantes comme la mesure de la largeur du Z.

En 1994, la construction du LHC (Large Hadron Collider) est approuvée et celle-ci est maintenant quasiment terminée. La mise en route de cet accélérateur devrait commencer en 2008. Le LEP fut complètement démonté afin de laisser son tunnel libre pour le LHC. Le début de son démontage commença en mai 2001.

Les découvertes les plus importantes au-delà du modèle standard sont attendues avec le LHC car des énergies jamais atteintes auparavant vont pouvoir être développées. Il s'agit d'un collisionneur circulaire de protons qui va permettre la collision de ces particules à des énergies de centre de masse très élevées de l'ordre de 14TeV.

Afin de permettre une mesure de précision sur les résultats qui seront obtenus avec le LHC, un collisionneur  $e^+e^-$  de très haute énergie doit être utilisé.

### 2.1.3. Collisionneur circulaire et collisionneur linéaire

Quand une particule est chargée, elle émet des rayonnements lors d'une accélération ou d'une décélération et perd donc de l'énergie: on appelle ceci le phénomène de Bremsstrahlung. En particulier, lorsque la particule traverse un champ magnétique, elle perd de l'énergie par rayonnement synchrotron due à l'accélération transverse causée par ce champ.

Dans un collisionneur de particules circulaire, des dipôles magnétiques puissants forcent le faisceau à réaliser des courbures. La perte d'énergie du faisceau par rayonnement synchrotron en fonction du temps ( $dW/dt$ ) est donnée par l'équation suivante [3]:

$$\frac{dW}{dt} \propto \frac{E^4}{m_0^4 c^8 r^2} \text{ avec:}$$

- E : énergie du faisceau
- $m_0$  : masse des particules composant le faisceau
- r : rayon du collisionneur

Pour des collisionneurs circulaires à protons comme le LHC, la masse des protons est suffisamment grande pour que la perte d'énergie par rayonnement synchrotron soit négligeable et l'énergie du faisceau peut être augmentée en faisant faire plusieurs tours au faisceau grâce aux cavités accélératrices accélérant en continu le faisceau.

Par contre, pour des collisionneurs circulaires  $e^+e^-$  comme le LEP, l'énergie est limitée car la perte d'énergie par rayonnement synchrotron est importante du fait de la masse très faible des électrons. Ainsi, l'énergie est limitée à 100GeV par faisceau pour un rayon du collisionneur raisonnable du point de vue coût de la machine.

Cette énergie n'est pas suffisante pour le futur collisionneur  $e^+e^-$  qui doit être complémentaire du LHC. Ainsi, il a été décidé dans la communauté des accélérateurs que le prochain collisionneur  $e^+e^-$  soit linéaire afin que le faisceau ne réalise pas de courbure et qu'il ne perde donc pas d'énergie. Il est à noter que contrairement à un collisionneur circulaire, le faisceau ne peut pas réaliser plusieurs tours pour gagner de l'énergie. Pour des raisons de coût, le futur collisionneur linéaire ne peut pas faire plus de 50km de longueur alors que par comparaison, le collisionneur circulaire du LHC fait 27km de circonférence. Ainsi, des cavités accélératrices très puissantes sont nécessaires tout le long des deux bras du collisionneur linéaire afin d'obtenir des gradients d'accélération très élevés.

Le futur collisionneur linéaire sera composé de deux bras d'environ 15km chacun qui se font face. Un faisceau d'électrons  $e^-$  et un faisceau de positons  $e^+$  seront accélérés le long de chaque bras par des cavités accélératrices afin d'atteindre une énergie très grande. Ensuite, ces faisceaux rentreront en collision lorsqu'ils auront atteint le centre de la machine appelé le point d'interaction. Un détecteur sera placé à cet endroit afin de détecter et d'analyser les particules créées par cette collision de haute énergie. Au point d'interaction, les faisceaux seront focalisés par deux aimants, appelés les doublets finaux, situés de part et d'autre du détecteur. Le but de ces aimants est de focaliser les faisceaux afin d'atteindre la luminosité demandée. La formule de la luminosité L est donnée par l'équation suivante [4]:

$$L = \frac{k_b N_{\text{bunch}}^2 f_{\text{rep}}}{4\pi E_{\text{cm}} \sigma_x^* \sigma_y^*} \text{ proportionnel à } \frac{\delta_B^{1/2} \eta_{\text{beam}}^{\text{AC}} P_{\text{AC}}}{E_{\text{cm}} \varepsilon_{\text{ny}}^{*1/2}} \text{ avec :}$$

- $N_{\text{bunch}}$  : Nombre de paquets par train (voir chapitre 2.4)
- $f_{\text{rep}}$  : Fréquence de répétition des trains (voir chapitre 2.4)
- $\delta_B$  : Perte d'énergie par Beamstrahlung
- $\eta_{\text{beam}}^{\text{AC}}$  : Efficacité de transmission de puissance du générateur au faisceau
- $P_{\text{AC}}$  : Puissance du générateur
- $E_{\text{cm}}$  : Energie de collision de centre de masse
- $\varepsilon_{\text{ny}}^*$  : Emittance verticale du faisceau normalisée par le facteur relativiste  $\gamma$
- $\sigma_x^*$  : Dimension horizontale du faisceau
- $\sigma_y^*$  : Dimension verticale du faisceau

Afin d'obtenir une forte luminosité, la puissance du faisceau doit être élevée (plusieurs MWatts), l'efficacité de transmission de puissance du générateur au faisceau doit être aussi haute que possible (plusieurs %), les emittances du faisceau au point d'interaction doivent être aussi petites que possibles (quelques nmrاد) et le faisceau doit être focalisé à de très petites dimensions au point d'interaction (quelques nm: voir chapitre 2.3). Pour finir, la perte d'énergie par Beamstrahlung, due à la radiation du faisceau à cause de son interaction avec le champ électrique de l'autre faisceau, doit être la plus faible possible afin de minimiser la dispersion des énergies des particules en collision.

Ainsi, les paramètres imposés par la physique pour le futur collisionneur linéaire induisent de grands challenges technologiques.

## 2.2. Projets de construction d'un collisionneur linéaire

Deux projets internationaux de construction d'un collisionneur linéaire, le projet CLIC (Compact LInear Collider) et le projet ILC (International Linear Collider), sont à l'étude aujourd'hui.

### 2.2.1. Projet CLIC

Le projet CLIC est un projet du CERN dont l'objectif est de faire collisionner des électrons avec des positons à une énergie de collision de centre de masse de 3TeV à 5TeV. Afin de réduire la longueur et donc le coût de ce collisionneur, un nouveau schéma d'accélération à deux faisceaux a été proposé [2] [5] pour obtenir des gradients d'accélération élevés (150MV/m).

### 2.2.2. Projet ILC

Le projet ILC (International Linear Collider) est une collaboration internationale regroupant une centaine de laboratoires dans le monde. En août 2004, l'ITRP (International Technology Recommendation Panel) recommanda une technologie supraconductrice pour l'accélérateur. Après cette décision, les trois projets de collisionneur linéaire existant à cette époque, le NLC (Next Linear Collider), le GLC (Global Linear Collider) et TESLA (Teraelectronvolt Energy Superconducting Linear Accelerator) ont joint leurs efforts en un seul projet, le ILC. Le plus grand accélérateur linéaire construit aujourd'hui est le SLC basé à SLAC (Stanford Linear Accelerator Center) avec une longueur de 3km pour une énergie de 50GeV.

L'ILC devrait faire 31km de longueur pour une énergie de 500GeV, soit 10 fois plus élevé que le SLC. La conception actuelle prévoit d'étendre ce collisionneur à 50km afin d'obtenir une énergie d'un TeV durant la deuxième étape de ce projet. Pour une énergie de 500GeV, les gradients d'accélération des cavités supraconductrices seront de 31,5MV/m [6].

Pour le projet ILC, les techniques d'accélération RF et de transport du faisceau mises en jeu sont testées en ce moment sur TTF (Tesla Test Facility) basé à Desy, sur STF (Superconducting Test Facility) basés à KEK, et prochainement sur l'ILCTA (ILC Test Area) à FNAL.

### 2.2.3. Projet ATF2

Le projet ATF2 est un projet de développement d'un prototype d'un collisionneur linéaire qui est basé à KEK. Dans la figure 2.1 ci-dessous, les schémas du prototype ATF2, du prototype ATF et du linac de KEK sont montrés [7] [8]:

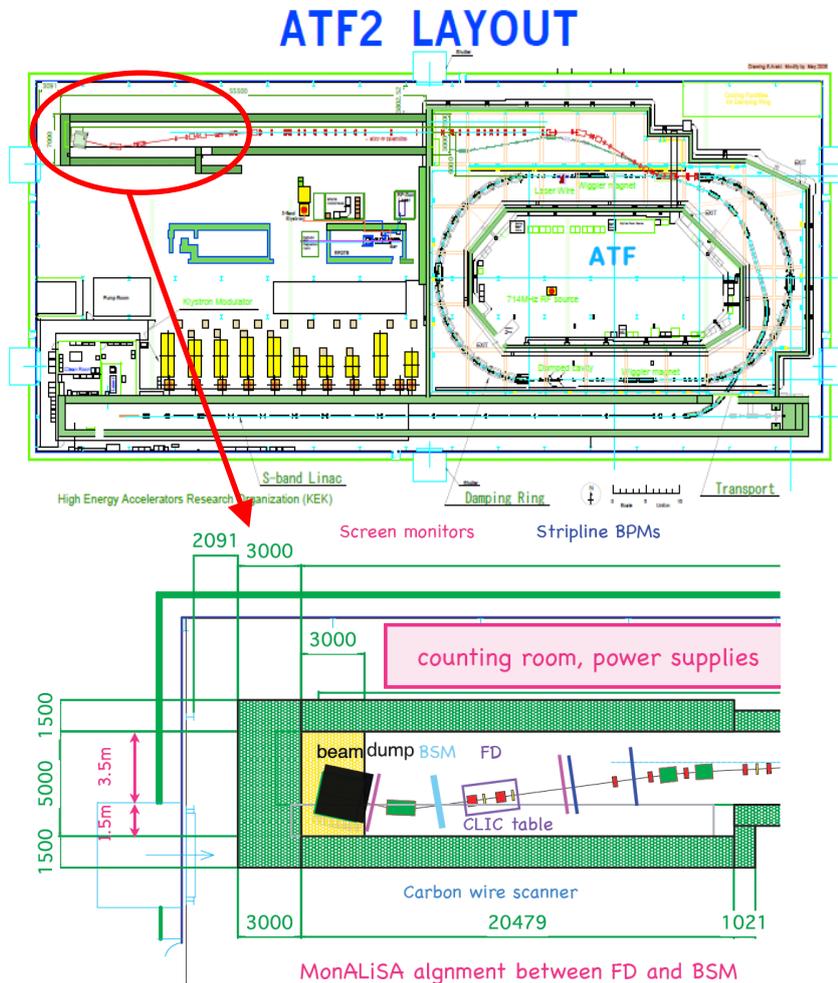


Figure 2.1: Schémas du prototype ATF2, du prototype ATF et du linac de KEK

Un faisceau d'électrons est accéléré dans le linac, puis injecté dans l'anneau d'ATF, et pour finir extrait dans la focalisation finale d'ATF2 dont on voit la zone autour du point d'interaction en gros plan dans le schéma du bas.

Le prototype ATF2 est construit en deux phases, et dans chacune de ces phases des objectifs bien définis doivent être atteints [9] [10] [11].

Le premier objectif (A) est de démontrer la faisabilité d'un nouveau système compact pour la focalisation finale et d'obtenir un faisceau de taille nanométrique (37nm dans la direction verticale) qui puisse être reproduit et maintenu pendant une longue période.

Le deuxième objectif (B) est de stabiliser le centre du faisceau jusqu'à 1-2nm au point d'interaction avec des moniteurs de position de faisceaux (BPM : Beam Position Monitor) à résolution nanométrique et de réaliser un asservissement de faisceau intra-train comme dans le projet final du ILC.

L'énergie de centre de masse déjà atteinte est de 1,3GeV et sera augmentée à 1,54GeV dans le cadre d'ATF2 [12].

Le prototype ATF2 est composé d'une ligne de transfert optique dans laquelle est traité un faisceau qui finit sa course sur une cible d'arrêt située en aval du point d'interaction. En amont, les doublets finaux (notés FD dans la figure 2.1) concentrent le faisceau à sa taille finale tandis qu'un interféromètre placé au point d'interaction, le Shintake monitor (noté BSM dans la figure 2.1), mesure la taille du faisceau afin de savoir si ce dernier a bien les dimensions voulues. Dans la figure 2.2 ci-dessous, un schéma de la focalisation finale a été réalisé et dans la figure 2.3, une photographie d'un des doublets finaux est montrée [8]:

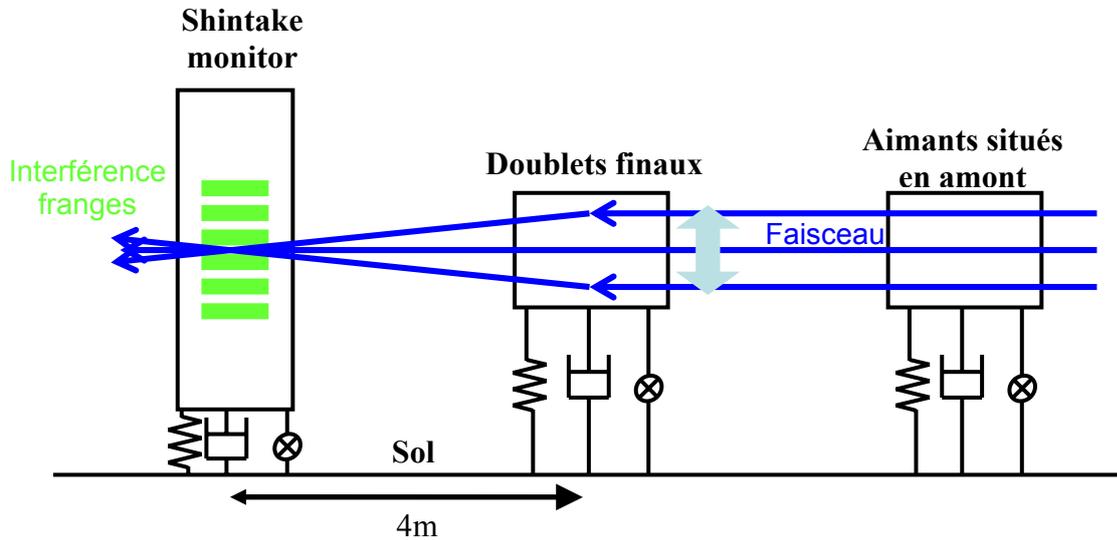


Figure 2.2: Schéma de la focalisation finale d'ATF2



Figure 2.3: Photographie d'un des doublets finaux d'ATF2

Une partie de mes travaux de thèse (chapitre 6) a consisté à travailler sur les problèmes de mouvement relatif entre le Shintake monitor et les doublets finaux. En effet, celui-ci doit être très faible afin que le Shintake monitor puisse mesurer de façon précise la taille du faisceau.

Le travail a été réalisé pour atteindre l'objectif A. En effet, un asservissement du faisceau avec les mêmes caractéristiques que celui du ILC sera réalisé dans l'objectif B et il est montré dans le chapitre 2.5 que cet asservissement sera suffisant pour résoudre les problèmes de stabilité. En effet, celui-ci sera opérationnel dans toute la gamme de fréquence où les sources de vibration ne sont pas négligeables.

### 2.3. Amplitude de stabilisation des faisceaux

Le futur collisionneur linéaire travaillera à des énergies très élevées au point d'interaction. La rareté des phénomènes à étudier dans un collisionneur linéaire de haute énergie exige une luminosité très forte des faisceaux afin d'obtenir un taux d'événement élevé.

Comme montré dans l'équation précédente (voir chapitre 2.1.3), la luminosité  $L$  est inversement proportionnelle au produit des dimensions horizontale  $\sigma_x^*$  et verticale  $\sigma_y^*$  du faisceau au point d'interaction. Les autres paramètres dont dépend la luminosité sont des paramètres de la machine déjà très optimisés comme expliqué en-dessous du tableau 2.1. Ainsi, pour obtenir la luminosité demandée, il faut jouer sur les dimensions du faisceau qui doivent être aussi petites que possible.

Dans le tableau 2.1 ci-dessous, l'énergie de collision de centre de masse ( $E_{cm}$ ), la luminosité ( $L$ ) et les dimensions horizontale ( $\sigma_x^*$ ) et verticale ( $\sigma_y^*$ ) du faisceau sont données pour le projet CLIC [13], le projet ILC [14] et le projet ATF2 [10] [15]. Pour ce dernier projet, les caractéristiques sont données pour l'objectif A sur lequel j'ai effectué une partie de mes travaux de thèse.

	Projet CLIC <sup>1</sup>	Projet ILC	Projet ATF2 Objectif A
$E_{cm}$ (TeV)	3	0,5	0,0015
$L$ ( $\text{cm}^{-2}\text{s}^{-1}$ )	$6,5 \cdot 10^{34}$	$2 \cdot 10^{34}$	/
$\sigma_x^*$ (nm)	60	639	3400
$\sigma_y^*$ (nm)	0,7	5,7	37

Tableau 2.1 : Energie de centre de masse  $E_{cm}$ , luminosité  $L$  et dimensions horizontale  $\sigma_x^*$  et verticale  $\sigma_y^*$  du faisceau données pour le projet CLIC, le projet ILC et le projet ATF2

Notons que l'énergie de centre de masse  $E_{cm}$  passe de 0,5TeV pour le projet ILC à 3TeV pour le projet CLIC. Parce que la puissance du générateur  $P_{AC}$  et l'efficacité de transmission de puissance du générateur au faisceau  $\eta_{beam}^{AC}$  sont à peu près identiques pour les deux projets, la formule de luminosité indique qu'il faut augmenter le rapport  $\delta_B / \varepsilon_{ny}^*$  pour le projet CLIC afin que sa luminosité ne soit pas plus faible que celle du projet ILC. Pour le projet CLIC, les emittances normalisées  $\varepsilon_{ny}^*$  sont donc bien plus faibles que ce qui est supposé pour le projet ILC et qui a été réalisé sur l'anneau ATF, et la perte d'énergie par Beamstrahlung est environ un ordre de grandeur plus grande.

Dans la figure 2.4 ci-dessous, un schéma de la coupe transversale du faisceau du projet CLIC est montré. Celle-ci a une forme elliptique et la dimension verticale est plus petite que la dimension horizontale. Le faisceau a des dimensions nanométriques afin d'obtenir la luminosité demandée.

<sup>1</sup> CLIC Workshop 07 annonce des nouveaux paramètres [4]

### 2.3. Amplitude de stabilisation des faisceaux

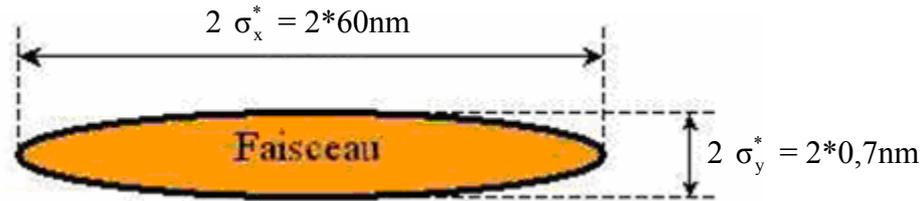


Figure 2.4: Coupe transversale du faisceau du projet CLIC

Les erreurs d'alignement des doublets finaux, dûes à différentes sources de vibration (voir chapitre 2.6), contribuent à augmenter l'emittance (taille dynamique du faisceau) et à réduire la luminosité du faisceau.

Le mouvement rapide ( $>1\text{Hz}$ ) des doublets finaux provoque une augmentation de l'emittance des faisceaux avec le temps et une déviation de plus en plus grande de ces faisceaux par rapport à leur orbite initiale avec des vitesses différentes [16]. Il se crée donc un décalage vertical  $\Delta y$  entre les deux faisceaux et une réduction de luminosité par un facteur  $\exp^{-\Delta y^2 / (4\sigma_y^{*2})}$  [2] [17] comme montré dans la figure 2.5 ci-dessous:

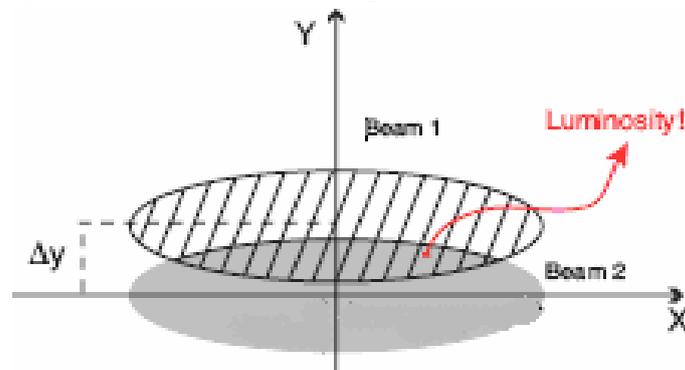


Figure 2.5: Décalage vertical  $\Delta y$  entre deux faisceaux et perte de luminosité

Ainsi, le mouvement relatif entre les deux faisceaux ne doit pas dépasser un tiers de la taille de ces faisceaux afin que la perte de luminosité soit négligeable, c'est-à-dire de 2% [2] [18]. Il est à noter que ces tolérances sont purement géométriques et que des effets dynamiques pendant la collision induisent également une perte de luminosité et donnent donc lieu à des tolérances plus sévères au total.

Dans le cas particulier du projet ATF2, il n'y a pas de collisions faisceau contre faisceau donc il n'y a pas de perte de luminosité. Cependant, le Shintake Monitor doit pouvoir mesurer de façon précise la taille du faisceau et le mouvement relatif entre le Shintake monitor et le faisceau ne doit pas dépasser 15% de la taille du faisceau.

Parce que les sources de vibration, comme le mouvement du sol, sont cohérentes dans les basses fréquences ( $<1\text{Hz}$ ) sur une distance plus longue que la distance entre les doublets finaux (ou que la distance entre les doublets finaux et le Shintake Monitor), les mouvements lents des doublets finaux (et du Shintake monitor) sont cohérents (voir chapitre 2.6.1) et ne conduisent pas à une perte de luminosité.

Par contre, des désalignements se créent entre les éléments optiques situés en amont des doublets finaux et séparés par une longue distance, ce qui conduit à une augmentation de l'emittance du faisceau [16] [19]. Ces désalignements peuvent être corrigés correctement par des systèmes d'asservissement lents de faisceaux.

## 2.4. Gamme de fréquence de stabilisation des faisceaux

Afin de ne pas perdre en luminosité et en emittance, des systèmes d'asservissement de faisceaux ont été développés. Ceux-ci permettent d'éliminer les effets de vibration sur le faisceau entier. Le schéma est standard pour tous les collisionneurs linéaires. La position du faisceau est mesurée localement par un ou plusieurs BPM (Beam Position Monitor) et les déviations du faisceau sont corrigées par des correcteurs rapides (encore une fois localement ou à plusieurs endroits) qui sont généralement des dipôles dont le champ magnétique est modifié afin de dévier le faisceau.

Cependant, il existe une limite haute de fréquence au-dessus de laquelle ces systèmes d'asservissement ne sont plus efficaces. Cette limite haute dépend des paramètres des faisceaux et n'est pas la même pour le projet CLIC, le projet ILC et le projet ATF2.

Afin de déterminer cette limite pour chaque projet, il faut se pencher sur la physique des faisceaux. Un faisceau d'électrons ou de positons est composé de plusieurs « trains » eux-mêmes composés de plusieurs paquets de particules (appelé « bunch » dans le langage des accélérateurs). Dans la figure 2.6 ci-dessous, le schéma d'un faisceau composé de deux trains à l'intérieur duquel il y a plusieurs paquets est montré :

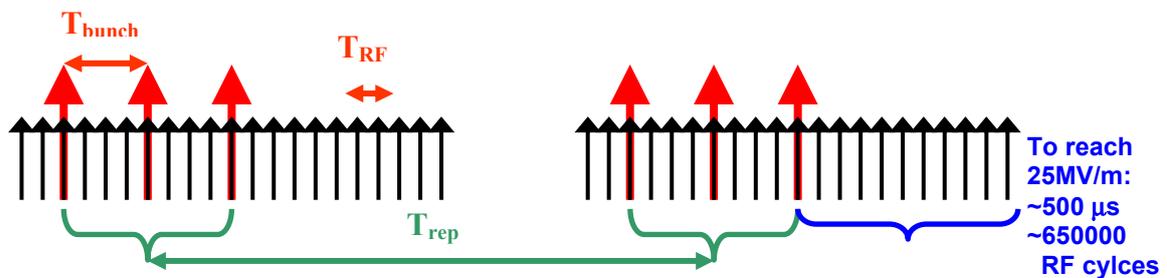


Figure 2.6: Faisceau composé de deux trains eux-mêmes composés de plusieurs paquets

Dans la figure 2.6, le faisceau est composé de deux trains et à l'intérieur de chaque train on peut voir plusieurs paquets séparés par les flèches rouges. Les flèches noires représentent des paquets virtuels (appelé « bucket » dans le langage des accélérateurs) qui permettent de définir le temps de cycle d'une Radio Fréquence comme expliqué un peu plus tard.

Un faisceau est caractérisé par plusieurs paramètres relatifs aux trains et aux paquets et dépendant de la technologie adoptée pour l'accélérateur. Ainsi, ces paramètres sont différents selon le projet CLIC, le projet ILC ou encore le projet ATF2.

Tout d'abord, définissons les paramètres des trains.  $T_{rep}$  est l'espace temporel entre deux trains et son inverse est appelé dans le langage des accélérateurs la fréquence de répétition des trains  $f_{rep}$ . Egalement,  $\Delta T_{Train}$  est la longueur temporelle d'un train et  $N_b$  est le nombre de paquets par train.

Maintenant, définissons les paramètres des paquets.  $T_{RF}$  est le temps de cycle d'une Radio Fréquence (RF) et son inverse est appelé la fréquence des cavités accélératrices RF ( $f_{RF}$ ). Pour obtenir des gradients d'accélération élevés, il faut une fréquence  $f_{RF}$  très haute.  $T_{bunch}$  est l'espace temporel entre deux paquets et est donc égal à  $\Delta T_{Train}/N_{bunch}$ .  $N_{RF}$  est le nombre de cycles RF entre deux paquets et est donc égal à  $T_{bunch}/T_{RF}$ .

Dans le tableau 2.2 ci-dessous, ces différents paramètres relatifs au projet CLIC [13], au projet ILC [14] et au projet ATF2 [10] sont donnés. Pour ce dernier projet, les caractéristiques sont toujours données pour l'objectif A.

Paramètres des faisceaux		Projet CLIC <sup>2</sup>	Projet ILC	Projet ATF2 Objectif A
Paramètres des trains	$f_{\text{rep}}$ (Hz)	150	5	5
	$\Delta T_{\text{Train}}$ ( $\mu\text{s}$ )	0,0584	902	/
	$N_{\text{bunch}}$	220	2820	1 (1-20)
Paramètres des paquets	$f_{\text{RF}}$ (GHz)	30	1,3	/
	$T_{\text{bunch}}$ (ns)	0,27	307	300
	$N_{\text{RF}}$	8	400	/

Tableau 2.2: Paramètres des faisceaux et des accélérateurs pour les projets CLIC, ILC, ATF2

Il existe deux types d'asservissement pouvant être réalisés sur le faisceau et la faisabilité de ceux-ci dépend des paramètres des faisceaux.

Pour le projet ILC, l'espace temporel entre deux paquets  $T_{\text{bunch}}$  est assez long pour faire des mesures de position et des corrections pour chaque paquet. Par conséquent, après que quelques paquets soit passés, les faisceaux au point d'interaction peuvent être recentrés à une fréquence maximale d' $1/T_{\text{bunch}}$ . Du fait de l'échantillonnage, la fréquence maximale est limitée théoriquement à  $1/T_{\text{bunch}}/2$  (théorème de Niquist), et en pratique à au moins 10 fois moins afin de ne pas amplifier dans la gamme des hautes fréquences, environ  $1/T_{\text{bunch}}/25$  [2] [18], soit environ 15kHz. Ce type d'asservissement de faisceaux est appelé « intra-pulse ».

Pour le projet CLIC, l'espace temporel entre deux paquets  $T_{\text{bunch}}$  est trop court pour réaliser de l'asservissement de faisceaux intra-pulse. Pour le premier objectif du projet ATF2 (objectif A), il n'y aura qu'un seul paquet par train ( $N_{\text{bunch}}$ ) et il n'est donc pas possible également de réaliser un asservissement intra-pulse.

Ainsi, le seul type d'asservissement de faisceaux possible pour ces deux derniers projets est un asservissement inter-pulse, c'est-à-dire non pas entre les paquets mais entre les trains. Ainsi, l'asservissement du faisceau ne peut être réalisé que pour des fréquences inférieures à approximativement  $f_{\text{rep}}/25$ , ce qui limite l'asservissement à des fréquences inférieures à 4Hz pour le projet CLIC [2] et à 0,1Hz pour le projet ATF2.

## 2.5. Stabilisation des doublets finaux pour l'équipe LAVISTA

Au-dessus des fréquences où l'asservissement du faisceau n'est plus efficace, l'unique solution pour qu'il n'y ait pas de décalage entre les deux faisceaux (ou entre le faisceau et le Shintake monitor pour le projet ATF2) est de faire en sorte qu'il n'y ait pas de décalage entre les doublets finaux (ou entre les doublets finaux et le Shintake monitor).

Dans le tableau 2.3 ci-dessous, les tolérances de mouvement relatif entre les doublets finaux (ou entre les doublets finaux et le Shintake monitor) sont données dans l'axe vertical et dans l'axe horizontal pour le projet CLIC, le projet ILC et le projet ATF2 (objectif A) avec les gammes de fréquence.

Comme expliqué précédemment, les tolérances ont été calculées en prenant un tiers de la taille des faisceaux pour le projet CLIC et le projet ILC (uniquement les tolérances géométriques ont été prises en compte) et 15% de la taille du faisceau pour le projet ATF2.

<sup>2</sup> CLIC Workshop 07 annonce des nouveaux paramètres [4]

<b>Tolérances de mouvement relatif</b>	<b>Projet CLIC</b>	<b>Projet ILC</b>	<b>Projet ATF2 Objectif A</b>
<b>Gamme de fréquence (Hz)</b>	>4	>15000	>0,1
<b>Axe vertical (nm)</b>	0,2	1,9	6
<b>Axe horizontal (nm)</b>	20	213	510

*Tableau 2.3: Tolérances de mouvement relatif entre les doublets finaux (ou entre les doublets finaux et le Shintake monitor) et gammes de fréquence pour CLIC, ILC et ATF2*

Pour le projet ILC, le mouvement relatif entre les doublets finaux doit être inférieur à 1,9nm dans l'axe vertical et à 213nm dans l'axe horizontal au-dessus de 15kHz.

Or la source majeure de vibration est le mouvement du sol dont l'amplitude décroît avec la fréquence et est extrêmement faible au-dessus de 15kHz et bien plus faible que les tolérances imposées.

Ainsi, aucune stabilisation mécanique n'est nécessaire pour l'ILC car l'asservissement du faisceau est suffisamment rapide pour maintenir les faisceaux en orbite dans toute la gamme de fréquence où les sources de vibration ne sont pas négligeables.

Pour le projet CLIC, le mouvement relatif entre les doublets finaux doit être inférieur à 0,2nm dans l'axe vertical et à 20nm dans l'axe horizontal au-dessus de 4Hz.

Dans cette gamme de fréquence, le mouvement du sol sur le site d'accélérateurs en fonctionnement varie de 20nm à une centaine de nanomètres (voir chapitre 2.6 et chapitre 3.8.3) et une stabilisation des deux derniers quadripôles est nécessaire dans cette gamme de fréquence.

Parce que les tolérances verticales sont bien plus contraignantes que les tolérances horizontales, l'équipe LAVISTA s'est penchée dans un premier temps sur la stabilisation dans l'axe vertical des doublets finaux au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz. A cause des tolérances sous-nanométriques exigées, une stabilisation active est nécessaire.

Pour le projet ATF2, le mouvement relatif entre les doublets finaux et le Shintake Monitor doit être inférieur à 6nm dans l'axe vertical et inférieur à 510nm dans l'axe horizontal au-dessus de 0,1Hz.

Pour le projet ILC, les doublets finaux situés de part et d'autre du détecteur doivent être posés sur deux supports différents. Afin de garder cette configuration, il a été décidé, dans le cadre du projet ATF2, d'utiliser également deux supports différents pour le Shintake monitor et les doublets finaux.

Le mouvement du sol est autour de 200nm (voir chapitre 6.5.1) au-dessus de 0,1Hz sur le site d'ATF2 mais le mouvement du sol est cohérent jusqu'à une distance de cinq mètres [20] [21]. Ainsi, le mouvement relatif du sol entre deux points distants de cinq mètres doit être très faible (voir chapitre 2.6.1).

Parce que la distance entre le Shintake monitor et les doublets finaux est de quatre mètres, l'idée est de faire bouger le Shintake monitor et les doublets finaux comme le sol.

Ainsi, l'équipe LAVISTA travaille sur un support pour les doublets finaux qui doit être très rigide et bien fixé au sol afin que celui-ci bouge comme le sol (voir chapitre 6).

Parce que le mouvement du sol sur le site d'ATF2 est environ de 200nm au-dessus de 0,1Hz, le mouvement relatif entre les doublets finaux et le Shintake Monitor est déjà inférieur aux tolérances (510nm) dans l'axe horizontal. Ainsi, l'étude n'est portée que sur les mouvements verticaux.

### 2.6. Sources de vibration

Un des grands challenges du futur collisionneur linéaire est de garder les faisceaux stables au point d'interaction afin que la luminosité lors de la collision ne soit pas dégradée. Parce que la taille des faisceaux est très petite, le mouvement des quadripôles à l'échelle nanométrique causé par diverses sources de vibrations peut induire des changements significatifs d'orbites des faisceaux et dégrader ainsi la luminosité.

Dans ce chapitre, les différentes sources de vibrations pouvant induire des déplacements des doublets finaux au-delà des tolérances sont discutées.

En particulier, le mouvement du sol est décrit d'une façon plus détaillée car celui-ci est la source majeure de vibrations. De nombreuses études ont été réalisées sur ce mouvement et les premiers rapports réalisés pour le domaine des accélérateurs ont été publiés par G.E. Fischer [22]. Celui-ci montre que le mouvement du sol bouge significativement par rapport aux tolérances des futurs collisionneurs linéaires.

#### 2.6.1. Mouvement du sol

##### Source du mouvement du sol

Le mouvement du sol peut être divisé en deux catégories [2] [22] [23] [24] [25] [26]: mouvement rapide et mouvement lent. On parle de mouvement lent pour des fréquences inférieures ou égales à 1Hz et de mouvement rapide pour des fréquences supérieures à 1Hz.

Pour le projet ATF2, on s'intéressera au mouvement lent et au mouvement rapide car le mouvement relatif entre le support pour les doublets finaux et le sol doit être inférieur à 6nm au-dessus de 0,1Hz.

Pour le projet CLIC, on s'intéressera uniquement au mouvement rapide car une stabilisation active des doublets finaux doit être effectuée au-dessus de 4Hz.

Le mouvement du sol lent est très peu dû aux activités humaines mais est dû à l'activité de la terre. Ce mouvement peut être divisé en deux catégories : mouvement diffusif pour des fréquences comprises entre  $10^{-5}$ Hz et 0,1Hz et mouvement systématique pour des fréquences inférieures à  $10^{-5}$ Hz [24] [25] [26].

Le mouvement systématique est un mouvement régulier et donc prédictif. Ce mouvement est causé par différents phénomènes comme le mouvement des marées, les écarts de température et les effets de la pression atmosphérique. Le mouvement diffusif est dû au processus de diffusion. C'est un processus naturel qui prend place à toutes les échelles temporelles et spatiales. C'est la manifestation d'une libération de l'énergie dans le sol.

Pour finir, le pic très connu [24] situé entre 0,1Hz et 0,2Hz et appelé «le grondement de 7 secondes» est souvent associé aux vagues des océans s'échouant sur les plages mais est, en réalité, excité par les tempêtes dans les océans. Le mouvement d'énormes masses d'eau crée des ondes qui pénètrent jusque dans la partie centrale des continents.

Le mouvement rapide est composé principalement d'ondes élastiques se propageant avec une vitesse  $v$  assez rapide (de l'ordre du km/s). En mesurant le spectre de puissance du mouvement rapide, il a été observé que celui-ci chute avec la puissance quatre de la pulsation  $\omega$  [2] [19] [25] [26]:

$$p(\omega) \approx \frac{1}{\omega^4}$$

Ce spectre de puissance peut augmenter de plusieurs ordres de grandeur avec le bruit culturel, c'est-à-dire avec tout type de vibrations dues à l'activité humaine, comme le trafic routier, les machines, et même le simple fait de marcher.

Le bruit culturel généré dans les accélérateurs de particules est particulièrement important. En effet, divers équipements comme les pompes, les systèmes de ventilation et d'alimentation en puissance sont présents dans ces accélérateurs. Ceux-ci peuvent augmenter localement l'amplitude du mouvement d'un facteur 10 ou plus.

### **Impact du mouvement du sol sur le mouvement relatif entre les doublets finaux d'un collisionneur linéaire**

Il existe une autre raison de séparer le mouvement du sol en mouvement rapide et lent. La cohérence du mouvement du sol, qui montre comment le mouvement entre deux points séparés par une distance L diffère, est différente pour les basses et les hautes fréquences.

Ceci a ainsi un très grand impact sur le mouvement relatif entre deux quadripôles voisins (entre 10 et 100m) et les tolérances sur le mouvement absolu des quadripôles seront donc moins sévères si le mouvement est cohérent que s'il est incohérent.

Par exemple, pour le NLC, les tolérances du mouvement vertical dans les linacs sont de 6nm si le mouvement est aléatoire entre chaque quadripôle, mais il est quelques ordres de grandeur plus grand si le mouvement est corrélé pour des distances plus grandes que les longueurs d'oscillation du bétatron des faisceaux [23].

Le mouvement diffusif est décrit par le modèle empirique ATL [2] [19] [23] [24] [25] [26] qui exprime que le désalignement entre deux points est proportionnel à la distance L les séparant et au temps T écoulé:

$$\Delta X^2 = ATL$$

Le paramètre A dépend des conditions géologiques du site. D'après les observations, sa gamme est très large et est comprise entre  $10^{-9}$  et  $10^{-4} \mu\text{m}^2/\text{s/m}$  [19].

La dépendance en T a été confirmée dans l'échelle de temps comprise entre la minute et le mois. Par contre, dans l'échelle de temps des années, il se peut que la dépendance en T change en  $T^2$  dû au mouvement systématique [19] [25].

Le spectre de puissance du mouvement relatif de la loi ATL est donné par l'équation suivante:

$$\rho(\omega, L) = \frac{AL}{\omega^2} [27]$$

Parce que le mouvement lent est composé d'ondes très grandes (donc de pulsations très faibles), il induit un mouvement relatif très faible et une cohérence très proche ou égale à 1 entre deux structures mécaniques voisines (entre 10 et 100m).

Dans le cas du projet ATF2, le Shintake Monitor et les doublets finaux sont distants de quatre mètres. Ainsi, le mouvement relatif entre ces deux éléments sera très faible en-dessous

de 1Hz comparé à l'amplitude du mouvement du sol dans cette même gamme de fréquence (voir chapitre 6).

Le mouvement rapide est habituellement représenté par le spectre du mouvement absolu  $p(\omega)$  et par sa cohérence.

La cohérence est définie par la vitesse des ondes élastiques (ou par leur longueur d'onde) et par la distribution des sources. Le mouvement rapide est généralement non corrélé pour des distances excédant la longueur d'onde  $\lambda_r \approx v(f)/f$  à moins qu'une source forte de vibrations soit située autour, comme le bruit culturel par exemple.

Un modèle simple de sources aléatoires multiples, non corrélées et uniformément distribuées à travers une surface en deux dimensions décrit la cohérence  $c(\omega, L)$  entre deux points du sol séparés par une distance  $L$  ( $J_0$  est la fonction de Bessel):

$$c(\omega, L) = J_0[\omega L / v(\omega)] \quad [24]$$

Ainsi, la cohérence du mouvement rapide entre deux points chute avec la distance entre ces deux points et augmente avec la vitesse  $v$  des ondes.

La vitesse des ondes dépend du site géologique, de la profondeur et de la fréquence. Plus la fréquence d'une onde est basse, plus sa vitesse est élevée. Egalement, une onde aura une vitesse plus élevée en se propageant dans un sol profond et composé de roches dures qu'en se propageant dans un sol peu profond et mou (comme un sol composé de roches sédimenteuses).

Le spectre de puissance du mouvement relatif  $\rho(\omega, L)$  dépend de cette cohérence et du spectre de puissance du mouvement absolu  $p(\omega)$  :

$$\rho(\omega, L) = p(\omega) 2(1 - c(\omega, L)) \quad [25]$$

Ainsi, si la cohérence chute, le mouvement rapide aura un fort impact sur le mouvement relatif entre deux quadripôles: pour une cohérence nulle, le spectre de puissance du mouvement relatif aura une amplitude deux fois plus grande que le spectre de puissance du mouvement absolu.

Il est ainsi important de choisir un bon site géologique pour un collisionneur linéaire : un tunnel profond composé de roches dures est donc l'idéal.

### **Mouvement du sol sur différents sites géologiques**

Le mouvement du sol dépend très fortement du site et ce paramètre doit donc être pris en compte pour choisir le site d'un collisionneur linéaire.

La cohérence du mouvement rapide du sol est meilleure pour un tunnel profond et composé de roches dures (comme le tunnel du LEP) que pour un tunnel peu profond et composé de roches sédimenteuses (comme le tunnel de HERA).

Un tunnel composé de roches dures présente une meilleure stabilité et un tunnel profond profite de l'atténuation du bruit culturel parce que celui-ci est localisé dans un rayon d'une longueur d'onde près de la surface [19]. Egalement, le mouvement lent est plus faible dans un tunnel profond car les effets de pression d'air et de température diminuent avec la profondeur.

Ainsi, au-dessus de 3Hz, le mouvement du sol dans le tunnel du LEP est de 0,2nm et seulement 10% de ce mouvement n'est pas cohérent pour deux points distants de 20m alors qu'il est de 50nm dans le tunnel de HERA avec 40% de mouvement non cohérent [19].

Les caractéristiques du mouvement du sol dans le tunnel du LEP sont meilleures que dans les autres sites d'accélérateurs et sont meilleures que ce que demandent les différents collisionneurs linéaires actuellement candidats.

Cependant, le bruit culturel généré par les équipements des accélérateurs de particules est particulièrement important. Dans le tunnel du LEP, le mouvement du sol au-dessus de 4Hz est passé de 0,2nm à 20nm quand tous les équipements de l'accélérateur étaient allumés [28].

Ainsi, même si le site qui sera choisi dans le futur pour le projet CLIC présente de très bonnes caractéristiques au niveau du mouvement du sol, de l'amortissement passif et actif du sol doit être réalisé au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz afin que le mouvement relatif entre les doublets finaux soit dans les tolérances imposées.

Pour le projet ATF2, le prototype est en construction et son site a donc déjà été défini : celui-ci est situé en surface mais le sol est composé de béton. Cette rigidité du sol a permis d'obtenir une bonne cohérence entre deux points du sol distants de quatre mètres, distance correspondant à celle entre le Shintake Monitor et les doublets finaux comme expliqué précédemment.

### 2.6.2. Ecoulement d'eau de refroidissement

Il existe trois aimants de technologies différentes qui sont utilisés dans les collisionneurs de particules.

Les aimants permanents sont des aimants qui ne sont pas alimentés en courant et n'ont donc pas besoin d'être refroidis.

Les aimants alimentés en courant sont des aimants où de l'eau de refroidissement circule à l'intérieur afin de les refroidir car ceux-ci dissipent de la chaleur.

Les aimants supraconducteurs doivent être refroidis à une température de 4K pour fonctionner normalement.

Dans les aimants alimentés en courant comme ceux prévus pour le linac du collisionneur CLIC, l'écoulement d'eau est maintenu dans un régime turbulent afin d'augmenter l'efficacité du refroidissement. Ceci induit des vibrations supplémentaires dans les aimants qui sont intolérables pour un futur collisionneur linéaire. En effet, les amplitudes de vibrations peuvent augmenter de 200nm à des fréquences situées autour de 50Hz où les systèmes d'asservissement de faisceaux ne sont pas efficaces [2].

Ainsi, pour les doublets finaux du projet CLIC, il est proposé des aimants permanents afin de ne pas engendrer de vibrations supplémentaires [17].

### 2.6.3. Support pour les aimants

Le mouvement du sol peut être amplifié par les résonances induites aux fréquences de résonance des supports des aimants. On peut donner comme exemple de supports les poutres et les structures d'alignement.

Les fréquences de résonance d'un support dépendent des matériaux qui le composent, de la forme et de la rigidité de celui-ci. Une mauvaise conception d'un support peut engendrer une amplification du mouvement du sol d'un facteur 10 ou plus entre 5Hz et 35Hz [22], gamme de fréquence où le mouvement du sol est élevé.

En règle générale, il faut que le support soit le plus rigide possible afin que ses fréquences de résonance soient situées dans les hautes fréquences où le mouvement du sol est très faible. Egalement, il est important que ces supports soit aussi proches du sol que possible et aient une faible hauteur pour ne pas créer d'amplification du mouvement du sol.

Dans le chapitre 6, une étude de supports pour les doublets finaux du projet ATF2 a été réalisée. Le but est d'avoir un support qui ait le même mouvement que le sol : ses fréquences de résonance doivent donc être situées dans les hautes fréquences et des simulations montrent que pour cela, le support doit être fixé directement au sol sur toute sa surface.

### 2.6.4. Bruit acoustique

Le bruit acoustique possède beaucoup de sources communes avec le mouvement du sol, mais il est transmis aux structures par des ondes de pression d'air. Celles-ci génèrent des forces directement sur les structures.

Ce type de bruit pourrait ainsi perturber la stabilité des deux derniers quadripôles d'un collisionneur linéaire à l'échelle nanométrique.

Contrairement aux autres types de bruit, aucune étude n'a été réalisée à ce sujet dans le domaine des accélérateurs de particules.

Pendant, étant donné que les deux derniers quadripôles sont en configuration encastrée-libre, il se peut que le bruit acoustique fasse vibrer ceux-ci au-delà des tolérances fixées dans un collisionneur linéaire.

Ainsi, une étude a été réalisée dans le chapitre 4 afin d'évaluer l'impact du bruit acoustique sur les vibrations des deux derniers quadripôles dans les moyennes et les hautes fréquences respectivement.

## 2.7. Conclusion

Deux projets de construction d'un collisionneur linéaire sont à l'étude, le projet CLIC et le projet ILC. Entre autre, le projet ATF2 est un des projets de développement d'un prototype d'un collisionneur linéaire pour le projet ILC. Les travaux de ma thèse ont été orientés sur la stabilisation des doublets finaux d'un collisionneur linéaire dans l'axe vertical où les tolérances sont bien plus sévères.

Au point d'interaction, les faisceaux du futur collisionneur linéaire devront avoir une très forte luminosité et leur taille devra donc être très petite, c'est-à-dire de dimensions nanométriques. La section efficace de ces faisceaux sera une ellipse, et la dimension verticale sera bien plus petite que la dimension horizontale.

Afin de ne pas perdre en luminosité lors de la collision, le mouvement relatif entre les deux faisceaux ne doit pas dépasser un tiers de la taille de ces faisceaux au point d'interaction, soit 0,2nm pour le projet CLIC et 1,9nm pour le projet ILC dans l'axe vertical. Dans le cas particulier du projet ATF2, le mouvement relatif entre le faisceau et le Shintake Monitor ne doit pas dépasser 15% de la taille du faisceau, soit 6nm dans l'axe vertical, afin que le Shintake Monitor puisse mesurer de façon précise la taille du faisceau.

Des systèmes d'asservissement de faisceaux ont été développés pour que ces mouvements relatifs soient dans les tolérances imposées mais ceux-ci ne sont efficaces qu'au-dessous d'une certaine fréquence dépendant de la technologie choisie pour les collisionneurs : 15kHz pour le projet ILC, 4Hz pour le projet CLIC et 0,1Hz pour le projet ATF2.

Au-dessus de ces fréquences, le mouvement relatif entre les doublets finaux (ou entre les doublets finaux et le Shintake Monitor pour le projet ATF2) doit être inférieur aux tolérances précédentes.

En effet, le mouvement rapide ( $>1\text{Hz}$ ) des doublets finaux du aux différentes sources de bruit induit un décalage entre les deux faisceaux (ou entre le faisceau et le Shintake Monitor pour le projet ATF2), donnant donc lieu à une perte de luminosité lors de la collision (ou à une erreur de mesures de la taille du faisceau pour le projet ATF2). Le mouvement lent ( $<1\text{Hz}$ ) des différentes sources de bruit est cohérent sur des distances plus grandes que la distance entre les doublets finaux et le Shintake Monitor et le mouvement relatif entre ces deux éléments sera certainement très faible par rapport au mouvement absolu de ces éléments.

La source majeure de vibrations est le mouvement du sol. Les amplitudes du mouvement rapide du sol sont bien plus faibles et les cohérences bien meilleures dans un tunnel profond et composé de roches dures que dans un tunnel peu profond et composé de roches sédimenteuses. Le bruit acoustique est une autre source de vibrations dont l'impact sur le mouvement des doublets finaux n'a jamais été étudié à l'échelle nanométrique. Ainsi, ce type de bruit sera étudié dans le chapitre 4 car il pourrait induire un mouvement relatif entre les doublets finaux qui soit au-dessus des tolérances imposées compte-tenu de la configuration encastrée-libre de ces structures.

Le mouvement du sol décroît avec la fréquence et ses amplitudes sont de l'ordre de 200nm au-dessus de 0,1Hz sur le site d'ATF2, de 20nm au-dessus de 4Hz sur le site de l'accélérateur le plus calme lorsqu'il était en fonctionnement (le tunnel du LEP situé à 100m de profondeur et composé de roches dures) et de moins d'un pm au-dessus de 15kHz.

Ainsi, aucune stabilisation n'est nécessaire pour le projet ILC car les systèmes d'asservissement de faisceaux sont efficaces dans toute la gamme de fréquence où le mouvement du sol est non négligeable par rapport aux tolérances de mouvement relatif entre les doublets finaux.

Compte-tenu que ces tolérances sont à l'échelle sous-nanométrique pour le projet CLIC au-dessus de 4Hz, une stabilisation active des doublets finaux doit être effectuée au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz même si le site choisi pour ce collisionneur possède de très bonnes caractéristiques au niveau du mouvement du sol (comme le tunnel du LEP). Pour cela, une stabilisation passive et active du sol et très certainement une stabilisation active des doublets finaux à leurs fréquences de résonance (voir chapitre 4) doivent être effectuées. Une partie des travaux de ma thèse a donc porté sur cette étude et le but a été de démontrer la faisabilité ou non d'une telle stabilisation.

Dans le cas particulier du projet ATF2, les tolérances sont moins sévères que pour le projet CLIC (6nm comparé à 1/5nm) et le mouvement du sol sur le site du prototype est cohérent jusqu'à une distance de 4m, distance correspondant à celle entre le Shintake Monitor et les doublets finaux. En effet, bien que le site soit situé en surface, son sol est composé de béton. Ainsi, la stratégie adoptée est de fixer le Shintake Monitor et les doublets finaux sur des supports très rigides et fixés solidement au sol afin que ces deux éléments bougent comme le sol et que leur mouvement relatif soit dans les tolérances imposées. Afin d'être dans la même configuration que pour le projet ILC, le Shintake Monitor et les doublets finaux doivent être sur deux supports différents et la dernière partie de ma thèse a porté sur l'étude d'un support pour les doublets finaux. Le mouvement relatif entre ce support et le sol doit être inférieur à 6nm au-dessus de 0,1Hz.

Afin d'étudier les problèmes de stabilisation dus au mouvement du sol et au bruit acoustique pour le projet CLIC et pour le projet ATF2, le mouvement du sol et le mouvement de structures mécaniques doivent pouvoir être mesurés à l'échelle nanométrique. Pour cela, des capteurs de vibration très sensibles ont été acquis par l'équipe LAVISTA et leurs performances mesurées sont présentées dans le chapitre 3 afin de savoir si ceux-ci ont la

## 2.6. Sources de vibration

---

résolution suffisante pour être utilisés dans les différentes études présentées dans cette thèse. Entre autre, des capteurs respectant à priori le cahier des charges pour la stabilisation des doublets finaux du projet final ont également été étudiés dans le chapitre suivant.

## Chapitre 3

### Capteurs de vibration

Le mouvement du sol varie beaucoup avec le temps et l'espace. Au-dessus de 1Hz, de nombreux types d'instruments peuvent mesurer le mouvement du sol sur des sites bruyants où le bruit culturel domine le spectre. Par contre, sur les sites les plus calmes, seulement les instruments les plus sophistiqués ont une largeur de bande suffisante et un bruit suffisamment faible pour mesurer précisément le mouvement du sol jusqu'à une centaine d'Hertz.

L'équipe LAVISTA possède différents types de capteurs de vibration faisant partie des plus sensibles du marché. Ces capteurs ont été utilisés pour réaliser les différentes études vibratoires présentées dans cette thèse.

Parce que le mouvement du sol est faible au LAPP comparé à d'autres sites dans le monde (voir chapitre 3.8.3), le bruit de nos capteurs a été mesuré afin de vérifier que les différentes mesures réalisées au cours de cette thèse sont précises. Les performances de différents types de capteurs ont été comparées afin de savoir dans quelle gamme de fréquence ces capteurs sont les plus performants.

Pour le rejet actif des vibrations des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz (projet CLIC), des capteurs de vibration pouvant correspondre au cahier des charges ont été achetés au LAPP et leurs performances ont été mesurées.

Pour le rejet actif des vibrations de notre prototype (voir chapitre 5.2), les performances de ces capteurs ont été testées avec un système d'acquisition qui est suffisamment rapide pour pouvoir être incorporé dans notre boucle d'asservissement. Entre autre, le bruit de toute la chaîne d'acquisition a été mesuré afin de savoir si celui-ci est suffisamment faible pour que des vibrations d'un cinquième de nanomètre puissent être détectées au-dessus de 4Hz.

Afin de présenter les performances de nos différents capteurs, l'analyse fréquentielle réalisée pour traiter les données des capteurs est tout d'abord présentée en montrant entre autre des algorithmes permettant de rejeter le bruit instrumental.

#### 3.1. Outils d'analyse

Au cours de cette thèse, différentes mesures de vibration ont été réalisées avec des capteurs de vibration.

Ces mesures ont été acquises par des systèmes d'acquisition convertissant les données analogiques en données numériques.

Ensuite, différentes analyses fréquentielles ont été réalisées avec le logiciel Matlab pour traiter ces données numériques.

La Transformée de Fourier Discrète (TFD) est un outil puissant pour analyser les données numériques dans le domaine fréquentiel.

Les fonctions de base de l'analyse du signal basées sur la TFD sont des fonctions utilisées par tous les logiciels traitant les données numériques. Ces fonctions de base sont la TFD, le Spectre de Puissance, la Densité Spectrale de Puissance et le Spectre de Puissance Croisée. A partir de ces fonctions, il est possible de créer d'autres fonctions comme la fonction de transfert, la cohérence, le Spectre d'Amplitude et le Spectre de Phase.

Dans ce chapitre, ces différentes fonctions sont décrites en expliquant dans quelle situation les utiliser.

Le choix repose essentiellement sur le type de signal mesuré. Ainsi, il est décrit plus particulièrement les fonctions choisies pour traiter les différentes mesures réalisées au cours de cette thèse.

En effet, la majorité des mesures réalisées sont des mesures de bruit du sol et de structures excitées par ce bruit et par le bruit acoustique. Ces bruits sont composés de signaux aléatoires et de signaux déterministes et requièrent des techniques de traitement du signal spéciales. Notons que ces signaux ont été acquis durant des temps courts (17 minutes au maximum) et ont été ensuite moyennés (voir chapitre 3.1.4) pour obtenir des signaux représentant des vibrations moyennes (une minute au maximum). Ainsi, ces signaux peuvent être considérés comme stationnaires et tous les calculs fréquentiels permettant de les traiter sont basés sur cette hypothèse.

Egalement, des mesures de résonance de structure excitée par un marteau de test d'impact ont été réalisées et demandent d'autres techniques pour les traiter car les signaux issus de ces mesures sont des signaux déterministes.

Parce que le bruit instrumental est ce qu'il y a de plus problématique pour la mesure de vibrations à l'échelle nanométrique, des algorithmes permettant de rejeter numériquement ce bruit sont également montrés.

Pour finir, les points critiques du traitement du signal de base sont décrits comme la nécessité d'utiliser des fenêtres et le problème du recouvrement spectral. Les fenêtres choisies pour traiter les différentes mesures réalisées sont décrites et leur choix expliqué selon le type de mesures effectuées.

#### 3.1.1. Résolution fréquentielle

Dans un système d'acquisition convertissant les données analogiques en données numériques, deux paramètres fondamentaux doivent être réglés: la fréquence d'acquisition  $\nu_e$  et le nombre de points NFFT à acquérir. La durée d'acquisition  $T$  et la résolution fréquentielle  $\Delta f$  sont définies par :

$$T = \frac{\text{NFFT}}{\nu_e} \text{ et } \Delta f = 1/T$$

Dans la suite, les fréquences sur lesquelles les données numériques sont obtenues seront appelées lignes de fréquence et deux lignes adjacentes sont donc espacées de  $\Delta f$ .

#### 3.1.2. Repliement spectral

Les signaux analogiques  $x_a(t)$  issus des capteurs sont numérisés et traités ensuite fréquentiellement. La Transformée de Fourier d'un signal échantillonné  $x_e(t)$  est définie ci-dessous [29] :

$$S_{x_e}(v) = v_e \sum_m S_{x_a}(v - kv_e)$$

Le spectre du signal échantillonné est donc la somme du spectre initial reproduit à tous les multiples de la fréquence d'échantillonnage  $v_e$ .

L'accélération et la vitesse du sol et des structures excitées par le sol et par du bruit acoustique ont un spectre continu et infini. Ainsi, pour les différentes mesures de ce type réalisées au cours de cette thèse, une partie des spectres reproduits lors de la numérisation va se rajouter au spectre réel (le spectre initial). On dit dans ce cas qu'il y a repliement spectral.

Il est donc nécessaire d'utiliser un filtre analogique passe-bas pour supprimer toutes les fréquences au-dessus de  $v_e/2$  avant de numériser les données. Ce filtre est appelé filtre anti-repliement.

Le système d'acquisition utilisé pour réaliser les différentes études vibratoires présentées dans cette thèse possède ce type de filtre mais celui utilisé pour la réjection des résonances de notre prototype n'en est pas équipé et j'ai donc du réaliser un filtre anti-repliement pour ce dernier (voir chapitre 3.6).

### 3.1.3. Fenêtrage

#### Phénomène de « perte de spectre »

Un phénomène appelé « perte de spectre » peut masquer entièrement des composantes fréquentielles d'amplitude faible. Celui-ci est le résultat d'une hypothèse dans l'algorithme du calcul de la TFD que l'enregistrement temporel est répété exactement tout au long du temps et que les signaux contenus dans un enregistrement temporel sont donc périodiques à des intervalles qui correspondent à la longueur du temps d'enregistrement.

Ceci ne pose donc aucun problème dans le cas d'un signal transitoire. Par contre, dans le cas de la mesure d'un signal continu, le phénomène de perte de spectre peut avoir lieu si l'enregistrement temporel a un nombre de cycles qui n'est pas entier.

La solution au problème de « perte de spectre » est connue sous le nom de fenêtrage. Le signal temporel enregistré est multiplié par une fenêtre afin de le rendre périodique en écrasant ses côtés, c'est-à-dire en faisant tendre ce signal vers zéro au début et à la fin de l'enregistrement.

Les signaux issus des différentes mesures réalisées au cours de cette thèse sont présents avant, pendant et après l'acquisition. Parce que ces signaux sont inconnus, on ne peut pas garantir que les échantillonnages soient réalisés à un nombre de cycles entier.

Ainsi, différents types de fenêtres ont été utilisés pour traiter les différents types de signaux mesurés au cours de cette thèse.

#### Choix d'une fenêtre

Il existe différentes fenêtres dont chacune a ses caractéristiques fréquentielles propres et chaque fenêtre est donc destinée à un type de mesures particulier [30].

La fenêtre la plus courante est la fenêtre de Hanning car celle-ci possède le meilleur compromis entre précision fréquentielle et précision de l'amplitude et réduit de manière significative le phénomène de perte de spectre. Cette fenêtre est utilisée dans 95% des cas mais elle est la plus performante dans le cas de signaux bruités.

Ainsi, pour traiter les signaux issus des mesures de bruit du sol et de vibrations des structures excitées par ce bruit ou par du bruit acoustique, la fenêtre de Hanning a été choisie.

Au cours de cette thèse, de l'analyse modale expérimentale a également été réalisée en utilisant un marteau équipé d'un capteur de force pour exciter des structures et en mesurant la réponse vibratoire de ces structures avec un accéléromètre.

Parce que les structures étudiées ont une réponse légèrement amortie, une fenêtre exponentielle appelée aussi fenêtre de réponse a été utilisée pour traiter les signaux issus des accéléromètres afin de garantir que ceux-ci soient nuls à la fin de l'enregistrement.

Pour l'enregistrement temporel de la force d'impact du marteau, une fenêtre appelée « fenêtre de force » a été utilisée. En effet, l'enregistrement temporel de la force ne devrait être que l'impact donné sur la structure mais le mouvement du marteau avant et après l'impact peut donner lieu à des signaux enregistrés qui divergent. La fenêtre de force est unitaire où les données d'impact sont justes et zéro ailleurs afin que des signaux divergeants ne soient pas mesurés.

#### **Facteur de correction pour les fenêtres**

En multipliant le signal temporel par une fenêtre, des effets de distorsion engendrent une surestimation de l'amplitude du signal. Cette surestimation est connue pour chaque type de fenêtre et est appelée largeur de bande de puissance de bruit d'une fenêtre.

Pour une fenêtre de Hanning, la largeur de bande de puissance de bruit est de 1,5 [31] [32]. Ainsi, les Densités Spectrale de Puissance calculées au cours de cette thèse ont été divisées par ce facteur (voir chapitre 3.1.5).

#### **3.1.4. Bases de calculs**

La Densité Spectrale de Puissance et d'Amplitude, le Root Mean Square intégré, la fonction de cohérence et la fonction de transfert sont les calculs qui ont été utilisés pour traiter les différentes données issues de nos capteurs de vibration.

Les bases de ces calculs sont le Spectre de Puissance, le Spectre de Puissance Croisée et le Spectre d'Amplitude.

Ainsi, il est décrit dans ce chapitre comment ces derniers calculs ont été réalisés et dans les chapitres 3.1.5, 3.1.6, 3.1.7, 3.1.8, les calculs utilisés pour traiter nos différentes données sont décrits en utilisant les définitions des bases de ces calculs.

#### **Spectre de Puissance et d'Amplitude**

Le Spectre de Puissance et d'Amplitude donnent respectivement la puissance et l'amplitude d'un signal  $x(t)$  à chaque fréquence mais perdent l'information de phase. Avec  $S$  la TFD et  $S^*$  le conjugué complexe de  $S$ , le Spectre de Puissance  $G_{xx}(k)$  et le Spectre d'Amplitude  $SA(k)$  sont définis ci-dessous :

$$G_{xx}(k) = \frac{|S(k)|^2}{N} = \frac{S(k)S^*(k)}{N}$$
$$SA(k) = \frac{\sqrt{|S(k)|^2}}{N} = \frac{\sqrt{S(k)S^*(k)}}{N}$$

Parce que l'amplitude de la DFT est liée au nombre de points  $N$  du signal dans le domaine temporel, une normalisation par ce nombre de points est réalisée.

### Spectre de Puissance Croisée

Le Spectre de Puissance Croisée n'est pas souvent utilisé comme une mesure directe, mais est utilisé principalement pour calculer les fonctions de transfert et la cohérence. Il est défini ci-dessous pour deux signaux temporels  $x(t)$  et  $y(t)$ :

$$G_{xy}(k) = \frac{S_y(k).S_x^*(k)}{N^2}$$

Le Spectre de Puissance est équivalent au Spectre de Puissance Croisée quand les signaux temporels  $x(t)$  et  $y(t)$  sont le même signal.

Le Spectre de Puissance Croisée donne le produit des amplitudes des deux signaux,  $x(t)$  et  $y(t)$ , et la différence de phase entre ces deux signaux.

### Calcul du Spectre de Puissance par la méthode de Welch's

La méthode de Welch's [33], basée sur la procédure de Barlett, a été utilisée au cours de cette thèse pour estimer le Spectre de Puissance et le Spectre de Puissance Croisée. Ces bases de calculs ont permis de calculer la Densité Spectrale de Puissance, le Root Mean Square intégré, la fonction de cohérence et la fonction de transfert, calculs utilisés au cours de cette thèse pour traiter les différentes données issues de nos capteurs de vibration.

Cette méthode sépare un groupe de données temporelles en  $M$  groupes, applique une fenêtre à chacun de ces groupes, et calcule ensuite le Spectre de Puissance (ou le Spectre de Puissance Croisée) pour chaque groupe.

Les Spectres de Puissance (ou de Puissance Croisées) individuels sont ensuite moyennés afin de réduire leur variance d'un facteur  $\sqrt{M}$  [34] [2]. La valeur de  $M$  doit être choisie suffisamment grande pour réduire l'erreur statistique à un niveau négligeable.

Pour calculer le Spectre de Puissance et le Spectre de Puissance Croisée de chaque signal, cinquante moyennes ont été réalisées, ce qui a permis de réduire la variance d'un facteur 7.

La plupart des fenêtres, comme celle de Hanning, donnent plus d'importance aux données situées au centre que celles situées sur les côtés, ce qui représente une perte d'informations et également une perte de temps pour le calcul des moyennes. Pour palier à ces pertes, les ensembles individuels de données sont habituellement recouverts temporellement. Ce recouvrement permet également une meilleure précision de l'amplitude du spectre et donne une pondération uniforme sur l'ensemble des données. Dans le cas de nos mesures, un recouvrement de 66,67% a été réalisé. En effet, ce pourcentage donne une pondération bien uniforme de l'ensemble des données quand une fenêtre de Hanning est utilisée et permet d'être très près d'une véritable analyse en temps réel [32] [35].

#### 3.1.5. Densité Spectrale et Root Mean Square intégré

Les signaux aléatoires ou les signaux de bruit sont fondamentalement différents des signaux ayant des composantes fréquentielles discrètes. On ne peut plus parler d'une certaine amplitude de signal à une fréquence donnée mais de densité dans une gamme de fréquence donnée. De ce fait, les signaux aléatoires ou les signaux de bruit doivent être analysés en termes de densité.

Un analyseur de spectre est basiquement identique à des séries de filtre passe-bande de largeur  $\Delta f=1/T$ , ou  $T$  est la durée de la mesure réalisée par l'analyseur. La DFT place les filtres les uns à côté des autres, ce qui donne une couverture complète du spectre de fréquence.

Ainsi, si le temps de mesure  $T$  change, la largeur du filtre change : ceci n'affecte pas les résultats de calculs de Spectre de Puissance ou d'Amplitude pour les signaux ayant des composantes fréquentielles discrètes car ceux-ci ont une largeur de bande théorique nulle.

Par contre, ceci affecte ces résultats pour les signaux aléatoires ou les signaux de bruit. Plus la mesure est longue, moins l'amplitude ou la puissance d'un bruit serait grande, ce qui est complètement irréaliste.

Ainsi, les Spectres de Puissance ou d'Amplitude peuvent être utilisés pour analyser les signaux ayant des composantes fréquentielles discrètes même si du bruit est présent dans ces signaux mais ne peuvent pas être utilisés pour mesurer des niveaux de bruit.

Pour mesurer des niveaux de bruit, il faut utiliser la Densité Spectrale de Puissance ou d'Amplitude qui sont des formats normalisés du Spectre de Puissance ou d'Amplitude [36]. Ces calculs normalisent le Spectre de Puissance ou d'Amplitude au spectre qui serait mesuré par un filtre carré d'un Hertz de largeur, une convention pour les mesures de niveaux de bruit. Le niveau à chaque ligne de fréquence se lit alors comme si il était mesuré à travers un filtre d'un Hertz centré à chaque ligne de fréquence. Ainsi, si le temps de mesure change, les niveaux de bruit ne changeront pas: on parle ainsi de niveau de densité spectrale et non plus de spectre d'amplitude.

Par contre, les Densités Spectrales de Puissance ou d'Amplitude ne sont pas appropriées pour les signaux ayant des composantes fréquentielles discrètes à cause de leur largeur de bande théoriquement nulle.

Avec  $\alpha$  la largeur de bande de puissance de bruit d'une fenêtre, la Densité Spectrale de Puissance (DSP) est calculée comme ci-dessous :

$$DSP(k) = \frac{G_{xx}(k)}{\Delta f \alpha}$$

La Densité Spectrale d'Amplitude (DSA) est calculée comme montré ci-dessous :

$$DSA(k) = \frac{SA(k)}{\sqrt{\Delta f \alpha}}$$

Pour les mesures de bruit du sol et de vibrations de structure excitée par ce bruit ou par du bruit acoustique, les Densités Spectrales d'Amplitude et de Puissance ont été utilisées pour étudier l'Amplitude ou la Puissance des vibrations à chaque fréquence.

Les mesures réalisées par les accéléromètres et par les capteurs de vitesse donnent l'accélération des vibrations et la vitesse des vibrations respectivement.

Afin de calculer la DSP de vitesse ( $DSP_v$ ) à partir de la DSP d'accélération ( $DSP_a$ ) et la DSP de déplacement ( $DSP_d$ ) à partir de la DSP de vitesse ( $DSP_v$ ), il faut réaliser deux intégrations fréquentielles comme montré ci-dessous:

$$DSP_v(k) = \frac{DSP_a(k)}{(2\pi k)^2} \quad \text{et} \quad DSP_d(k) = \frac{DSP_v(k)}{(2\pi k)^2}$$

Afin d'obtenir l'amplitude moyenne du bruit dans une certaine gamme de fréquence, la DSP doit être intégrée dans cette gamme de fréquence. Ce calcul s'appelle le Root Mean Square intégré (RMS<sub>int</sub>) et est donné par la formule suivante [36] pour une intégration numérique réalisée dans la gamme de fréquence [k<sub>1</sub>; k<sub>2</sub>]:

$$\text{RMS}_{\text{int}}(k) = \sqrt{\sum_{k_1}^{k_2} \text{DSP}(k) \Delta f}$$

Si la DSP est une DSP de déplacement, elle a des unités de m<sup>2</sup>/Hz. La forme de l'intégrale montre clairement pourquoi la DSP est exprimée de la sorte : ceci supprime les unités Δf, et donne un résultat de RMS intégré dans les unités correctes (m).

### 3.1.6. Fonction de transfert

Un système H linéaire et invariant relie mathématiquement l'entrée x(t) et la sortie y(t) par une équation différentielle linéaire à coefficients constants.

Cette équation différentielle est une opération de filtrage linéaire et stationnaire de l'entrée x(t):

- Linéarité:  $h[x(t)+y(t)] = h[x(t)] + h[y(t)]$  et  $h[\lambda.x(t)] = \lambda.h[x(t)]$
- Stationnarité: si  $y(t)=h(x(t))$  alors  $y(t-\tau)=h[x(t-\tau)]$

En réalisant la TFD terme à terme de cette équation différentielle, on obtient la fonction de transfert du système.

La fonction de transfert discrète H(k) d'un système est définie comme le rapport entre la TFD du signal de sortie y(t) et celle du signal d'entrée x(t) :

$$H(k) = \frac{S_y(k)}{S_x(k)}$$

La fonction de transfert H(k) donne le gain et la phase d'un système linéaire et invariant en fonction de la fréquence.

L'hypothèse la plus souvent violée est l'hypothèse de linéarité. Par exemple, certains systèmes ont un comportement par nature non-linéaire et l'hypothèse ne sera pas valide à part pour des gammes très limitées de niveaux de signaux d'entrées. Egalement, le système peut être linéaire mais les signaux d'entrée x(t) et de sortie y(t) peuvent être contaminés par du bruit (comme par exemple le bruit interne de nos capteurs de vibration), ce qui est l'équivalent d'un système non-linéaire.

Il existe trois estimateurs de fonction de transfert qui donnent un calcul de H(k) optimal si le nombre de moyennes effectuées est suffisant et si ceux-ci sont utilisés dans des situations adéquates [37].

Ces estimateurs sont calculés à partir de la définition de la fonction de transfert et de celle du Spectre de Puissance Croisée :

$$H_1(k) = \frac{G_{xy}(k)}{G_{xx}(k)} \quad H_2(k) = \frac{G_{yy}(k)}{G_{yx}(k)} \quad H_3(k) = \sqrt{H_1(k) H_2(k)}$$

#### Utilisation de l'estimateur H<sub>1</sub>

L'estimateur H<sub>1</sub> est l'estimateur classique que l'on retrouve dans tous les ouvrages de traitement du signal.

Cependant, celui-ci ne donne une estimation de la fonction de transfert optimal que dans le cas où des mesures avec du bruit décorréolé en sortie sont réalisées sur un système linéaire et qu'il n'y a pas de bruit en entrée du système. Cette situation est souvent le cas aux fréquences où la fonction de transfert montre une anti-résonance.

Cet estimateur peut être utilisé également dans le cas où des mesures non bruitées sont réalisées sur des systèmes non-linéaires car ceci est l'équivalent de la situation précédente.

Dans ces situations, le Spectre de Puissance d'entrée  $G_{xx}(k)$  est mesuré correctement et la contribution non-linéaire ou le bruit de sortie sont rejetés dans le Spectre de Puissance Croisée  $G_{xy}(k)$  si le nombre de moyennes réalisées est suffisant.

#### **Utilisation de l'estimateur $H_2$**

L'estimateur  $H_2$  peut être utilisé lorsque le signal d'entrée est contaminé par du bruit mais qu'il n'y en a pas dans le signal de sortie. Ceci peut être le cas aux fréquences de résonance pour un système mécanique excité par un exciteur de vibration comme un pot vibrant ou un marteau de test d'impact. Dans ce cas, le Spectre de Puissance de sortie  $G_{yy}(k)$  est mesuré correctement. Si le nombre de moyennes est suffisamment grand, le bruit est rejeté en moyenne dans le Spectre de Puissance Croisée  $G_{yx}(k)$ .

Pour les mesures des fréquences de résonance de structure réalisées au cours de cette thèse avec un marteau de test d'impact, l'estimateur  $H_2$  a donc été utilisé pour calculer la déflexion des structures (en m/N) en fonction de la fréquence. Vingt moyennes des Spectres de Puissance de Sortie  $G_{yy}(k)$  et des Spectres de Puissance Croisées  $G_{yx}(k)$  ont été réalisées avec la méthode de Welch's afin d'éliminer le bruit provenant du capteur incorporé dans le marteau.

#### **Utilisation de l'estimateur $H_3$**

Un dernier estimateur,  $H_3$ , est utilisé dans le cas de mesures où le rapport signal sur bruit est approximativement le même à l'entrée et à la sortie. Dans cette situation, les Spectres de Puissance mesurés  $G_{xx}(k)$  et  $G_{yy}(k)$  sont trop grands mais les erreurs sont neutralisées. Si le nombre de moyennes est suffisamment grand, le bruit est rejeté en moyenne dans le Spectre de Puissance  $G_{xy}(k)$ .

Au cours de cette thèse, différentes mesures de fonction de transfert de vibrations de structure mécanique excitée par le mouvement du sol ont été réalisées en utilisant deux capteurs de vibration du même modèle.

Etant donné que les capteurs sont du même modèle, ils ont le même bruit interne. Cela est vrai également pour les voies du système d'acquisition utilisé pour acquérir les données de ces deux capteurs.

Ainsi, le rapport signal sur bruit est approximativement le même à l'entrée et à la sortie et l'estimateur  $H_3$  a donc été utilisé pour obtenir la meilleure estimation de ces fonctions de transfert. Cinquante moyennes des Spectres de Puissance et des Spectres de Puissance Croisée ont été réalisées à chaque fois avec la méthode de Welch's afin d'éliminer le bruit instrumental.

#### **Cas où l'entrée $x(t)$ n'est pas la seule entrée du système**

Les mesures de fonction de transfert sont délicates à cause du bruit provenant de l'instrumentation. Un dernier cas de figure peut fausser les mesures de fonction de transfert.

Il peut exister d'autres entrées dans le système qui ne sont pas mesurées mais qui contribuent à la sortie du système.

L'estimateur  $H_1(k)$  donnera une estimation non biaisée de la fonction de transfert si ces entrées non mesurées sont décorréliées à l'entrée mesurée. Dans le cas contraire, tous les estimateurs de la fonction transfert donneront une estimation biaisée de celle-ci.

Ce dernier cas peut avoir lieu lors des mesures des fonctions de transfert des vibrations de structure mécanique excitée par le mouvement du sol. En effet, il a été prouvé au cours de cette thèse que le bruit acoustique pouvait également faire vibrer les structures mécaniques à l'échelle nanométrique et être corrélé au mouvement du sol (voir chapitres 4.2.2, figure 4.23). Cependant, la seule excitation des structures mécaniques prise en considération lors de la mesure des fonctions de transfert est le mouvement du sol.

Ainsi, afin de ne pas avoir une estimation biaisée de la fonction de transfert, les différentes mesures de fonctions de transfert réalisées au cours de cette thèse ont été réalisées en dehors des heures de travail, en prenant soin qu'il n'y ait personne dans la salle de mesures afin que le bruit acoustique ne puisse pas être une entrée supplémentaire au système. Egalement, la ventilation de la salle a été coupée car celle-ci peut créer une force qui s'applique directement sur les structures. Enfin, un microphone du modèle 4189 [38] (société Brüel and Kjaer) a été utilisé afin de vérifier que le bruit acoustique n'a pas eu d'impact sur les vibrations de structure.

### 3.1.7. Calcul de cohérence

La cohérence est souvent utilisée en conjonction avec la fonction de transfert comme une indication de la qualité des mesures de cette fonction de transfert et indique quelle quantité de l'énergie de la réponse est corrélée à l'énergie du stimulus.

La fonction de cohérence  $\partial_{XY}^2$  est le carré de la fonction de corrélation  $\partial_{XY}$  et est définie ci-dessous:

$$\partial_{xy}^2(k) = \frac{|G_{xy}(k)|^2}{G_{xx}(k)G_{yy}(k)}$$

La fonction de cohérence  $\partial_{XY}^2$  est une fonction réelle comprise entre 0 et 1 qui donne une mesure de la relation de linéarité entre les signaux  $x(t)$  et  $y(t)$  pour chaque fréquence.

Afin d'obtenir un résultat valable, la fonction de cohérence demande la réalisation d'au moins deux moyennes du Spectre de Puissance Croisée  $G_{xy}(k)$  et des Spectres de Puissance d'entrée  $G_{xx}(k)$  et de sortie  $G_{yy}(k)$ . Pour les mesures de cohérence réalisées au cours de cette thèse, cinquante moyennes ont été réalisées afin d'obtenir un résultat précis. Pour cela, les Spectres de Puissance et les Spectres de Puissance Croisée ont été moyennés en utilisant la méthode de Welch's.

Une cohérence égale à 1 pour une fréquence donnée indique que le système est idéal (c'est-à-dire parfaitement linéaire et invariant dans le temps), que l'énergie de réponse est à 100% due au signal stimulant et qu'enfin les conditions de mesures sont idéales (c'est-à-dire que les signaux ne sont pas contaminés par n'importe quel type de bruit).

Ainsi, une cohérence inférieure à 1 peut être due à une ou plusieurs des situations suivantes [37]:

- Bruit décorrélé dans les mesures de  $x(t)$  et/ou de  $y(t)$
- Non-linéarité dans le système étudié
- Entrée supplémentaire non mesurée mais influençant la sortie  $y(t)$
- Délais dans le système non compensé pour l'analyse

Ce dernier cas peut arriver lorsqu'il y a un délai  $\tau$  entre l'acquisition des signaux d'entrée  $x(t)$  et de sortie  $y(t)$ . Pour une longueur d'enregistrement des données de  $T$  secondes, la cohérence estimée sera biaisée d'un facteur  $(1 - \tau/T)^2$  si les délais ne sont pas compensés entre les blocs de données dans l'analyse. Cette erreur biaisée est donnée sous hypothèse que les signaux mesurés sont des bruits blancs.

Parce que les systèmes d'acquisition que nous utilisons permettent une acquisition à la nanoseconde près des différentes voies, le rapport entre le délai  $\tau$  et le temps d'enregistrement  $T$  est très faible et il n'y a donc aucun impact sur la cohérence.

Par contre, une chute de cohérence pour les différentes mesures réalisées au cours de cette thèse peut s'expliquer par le bruit instrumental incorporé dans les signaux  $x(t)$  et  $y(t)$ , par une non-linéarité des systèmes étudiés et également par le bruit acoustique (entrée supplémentaire dans le système).

Dans le chapitre 3.8, l'impact du bruit interne des capteurs sur la cohérence est montré expérimentalement.

Egalement, il est montré expérimentalement dans le chapitre 6 des chutes de cohérence entre les vibrations du sol et d'un support pour les doublets finaux d'ATF2 dues à la non-linéarité de la transmission des vibrations entre le sol et la table. En effet, le support est posé sur quatre pieds rigides qui sont eux-mêmes posés sur le sol, ce qui crée des basculements aléatoires de la table par rapport au sol. Il faudrait ainsi fixer ces pieds au sol et à la table avec des boulons par exemple.

#### 3.1.8. Mouvement relatif

Le calcul de la DSP du mouvement relatif est utilisé dans l'étude de support pour les doublets finaux du projet ATF2 (voir chapitre 6). En effet, ces supports doivent avoir un mouvement relatif avec le sol inférieur à 6nm au-dessus de 0,1Hz.

Le support pour les doublets finaux à étudier est au LAPP mais la DSP de mouvement relatif doit être prédite dans le cas où le support serait à ATF2 en utilisant les mesures du mouvement du sol d'ATF2 effectuées par l'équipe KEK.

En effet, le mouvement du sol à ATF2 est plus élevé que celui au LAPP et le mouvement relatif mesuré au LAPP est ainsi plus faible que celui qui serait mesuré à ATF2 si le support était là-bas.

Pour prédire la DSP de mouvement relatif à ATF2, il n'est donc pas possible de réaliser tout simplement une soustraction des vibrations temporelles entre la table et le sol et de calculer la DSP du résultat.

La DSP du mouvement relatif doit être calculée en intégrant le comportement vibratoire de la table mesuré au LAPP et le mouvement du sol d'ATF2 mesuré par l'équipe KEK.

Pour cela, la formule de la DSP du mouvement relatif doit être composée de termes fréquentiels. Elle doit intégrer la fonction de transfert de la table afin d'obtenir son comportement vibratoire indépendamment du lieu où l'on se trouve et la DSP du mouvement du sol à ATF2.

Afin d'obtenir la formule de la DSP du mouvement relatif ( $DSP_{y-x}$ ) entre la table  $y(t)$  et le sol  $x(t)$  avec les termes fréquentiels décrits précédemment, partons de la définition de base

de la TFD  $S_{y-x}(k)$  du signal  $y(t)$  retranché au signal  $x(t)$  et de celle de la fonction de transfert discrète de la table  $H(k)$ :

$$S_{y-x}(k) = S_y(k) - S_x(k) = H(k) S_x(k) - S_x(k) = [H(k)-1] S_x(k)$$

En effet, la TFD est une opération linéaire. A partir de la TFD du mouvement relatif, le Spectre de Puissance du mouvement relatif  $G_{y-x}(k)$  peut être défini:

$$G_{y-x}(k) = |[H(k)-1]S_x(k)|^2 = |H(k)-1|^2 |S_x(k)|^2 = [H(k)-1](H^*(k)-1) G_{xx}(k)$$

En normalisant de chaque côté de l'équation le Spectre de Puissance par la résolution fréquentielle et la largeur de bande de puissance de bruit d'une fenêtre, on obtient la Densité Spectrale de Puissance du mouvement relatif  $DSP_{y-x}(k)$  :

$$DSP_{y-x}(k) = [H(k)-1](H^*(k)-1) DSP_x(k)$$

Au niveau expérimental, l'estimateur  $H_3$  de la fonction de transfert des vibrations de la table est utilisé car le bruit instrumental est approximativement le même pour les signaux d'entrée  $x(t)$  et de sortie  $y(t)$ , c'est-à-dire pour les signaux de vibration du sol et de la table respectivement.

Maintenant, afin d'obtenir une valeur du mouvement relatif intégré dans une certaine gamme de fréquence, le Root Mean Square intégré du mouvement relatif doit être calculé. Celui-ci est défini comme ci-dessous avec  $k_1$  et  $k_2$  les bornes inférieures et supérieures de la gamme de fréquence où le mouvement relatif est intégré:

$$RMS_{int\ y-x}(k) = \sqrt{\sum_{k_1}^{k_2} DSP_{y-x}(k) \Delta f}$$

## 3.2. Cahier des charges des capteurs de vibration

Les capteurs de vibration doivent répondre à des critères sévères dans le cadre du futur collisionneur linéaire. Le critère le plus sévère est la très forte résolution exigée car les capteurs doivent pouvoir mesurer des vibrations de l'ordre du nanomètre. D'autres critères comme la taille, le poids, la gamme de fréquence opérationnelle et la sensibilité à l'environnement sont des critères sévères qui réduisent fortement l'éventail de choix dans le commerce.

### 3.2.1. Résolution

La résolution d'un capteur de vibration est la vibration de plus petit niveau que celui-ci peut détecter. La résolution est la première caractéristique considérée étant donné que les capteurs doivent pouvoir mesurer le mouvement du sol et le mouvement des structures excitées par celui-ci qui sont de l'ordre du nanomètre.

Pour le projet CLIC, les capteurs utilisés pour stabiliser activement les deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz

doivent donc avoir une résolution inférieure au dixième de nanomètre à partir de cette fréquence.

La résolution d'un capteur dépend de la sensibilité de celui-ci mais également de son bruit interne.

La sensibilité dépend de la taille du capteur et des amplificateurs éventuellement intégrés aux capteurs pour les plus modernes [39] [40] [41] [42].

Pour obtenir un capteur de petite taille, les constructeurs intègrent, dans les capteurs de vibration modernes, des amplificateurs à gain plus ou moins élevé pour obtenir une sensibilité plus ou moins forte.

Mais la majorité du bruit interne des capteurs provient de l'électronique intégrée dans le capteur, et plus particulièrement des amplificateurs... (voir chapitre 3.7)

Les amplificateurs modernes ont un bruit électronique très faible afin d'accepter des signaux de niveaux très faibles mais, dans la mesure du possible, il est préférable d'avoir un capteur de grande taille avec le moins d'électronique possible afin d'avoir la résolution la plus fine possible.

Ainsi, pour conclure, un compromis est à faire entre taille et résolution sachant que pour un capteur de petite taille, il est tout de même possible d'obtenir une résolution très bonne en intégrant une électronique de pointe.

### 3.2.2. Taille et poids

Les capteurs de vibration doivent pouvoir être posés sur des structures relativement petites, comme cela sera le cas des quadripôles du futur collisionneur de particules qui seront élançés et donc étroits.

Pour ne pas modifier la réponse dynamique des structures, une règle empirique veut que le poids du capteur fasse au maximum un dixième du poids de la structure [39] [40].

Ainsi, il est primordial que les capteurs de vibration aient un poids et une taille les plus faibles possible tout en ayant une résolution inférieure au dixième de nanomètre.

### 3.2.3. Gamme de fréquence opérationnelle

La gamme de fréquence opérationnelle d'un capteur de vibration est la gamme de fréquence dans laquelle sa sensibilité est constante. Au-delà de cette gamme, la sensibilité des capteurs chute et ceux-ci ne peuvent donc plus mesurer de très faibles niveaux de vibrations.

Pour le projet CLIC, une stabilisation active des deux derniers quadripôles doit être effectuée de 4Hz jusqu'à environ 300Hz. Au-dessus, le mouvement du sol est dit suffisamment faible pour ne pas engendrer de vibrations des quadripôles qui soient au-dessus des tolérances [2]. Ainsi, les capteurs de vibration utilisés pour le rejet actif de vibrations de ces quadripôles doivent avoir une gamme de fréquence s'étendant de 4Hz à 300Hz.

Pour le projet ATF2, le mouvement relatif entre le Shintake monitor et les doublets finaux doit être inférieur à 6nm au-dessus de 0,1Hz. Parce que le mouvement du sol est assez faible en-dessous de 100Hz pour que le mouvement relatif ne dépasse pas les tolérances, les capteurs de vibration doivent avoir une gamme de fréquence s'étendant de 0,1Hz à 100Hz pour pouvoir mesurer ce mouvement relatif.

### 3.2.4. Environnement

Pour effectuer une stabilisation active des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire, les capteurs de vibration devront être posés sur ces quadripôles.

Ces capteurs seront sujets à un environnement très hostile car ces aimants créent des champs magnétiques très forts de l'ordre du Tesla.

Egalement, la ligne de faisceau passant dans ces aimants va engendrer des radiations fortes autour de l'aimant.

Ainsi, les capteurs de vibration utilisés pour la stabilisation active de ces aimants doivent donc être insensibles à ces deux types de perturbations.

### 3.3. Types de capteurs pouvant répondre au cahier des charges

Des capteurs de vibration très sensibles sont disponibles sur le marché mais ceux-ci n'ont pas été conçus pour des mesures de vibration à l'échelle nanométrique mais pour des applications sismiques.

Les capteurs les plus simples et les moins chers sont les accéléromètres piézoélectriques. De nos jours, ce sont les capteurs les plus-ou-moins universellement utilisés pour les mesures de vibration. Ils présentent des caractéristiques plus complètes que n'importe quel type de transducteurs de vibration de part leur diversité. Ils ont une très large gamme de fréquence et également une très large gamme dynamique avec une bonne linéarité sur toute la gamme.

Les accéléromètres les plus sensibles sont couplés avec des amplificateurs de charge sensibles [39] [40] afin d'augmenter le rapport signal sur bruit interne du capteur. Ces instruments sont les versions très sensibles des capteurs de vibration des machines industrielles.

Les géophones sont des capteurs inertiels qui mesurent la vitesse des vibrations. Ceux-ci sont donc également appelés capteurs de vitesse. Les géophones les plus modernes, les plus sensibles, ayant le moins de bruit interne et avec une grande largeur de bande emploient une boucle d'asservissement électromagnétique pour stabiliser la masse inertielle se trouvant dans le boîtier du capteur [41]. Ces géophones sont appelés des géophones à équilibre de force.

Les accéléromètres piézoélectriques et les géophones ont l'inconvénient d'être sensibles à de forts champs magnétiques comme ceux qui régneront autour des deux derniers quadripôles à stabiliser du futur collisionneur linéaire. En effet, la sensibilité des matériaux piézoélectriques est modifiée pour de forts champs magnétiques et les géophones qui ont un fonctionnement électromagnétique voient par conséquent leur sensibilité également modifiée.

Ainsi, d'autres méthodes pour mesurer des forces inertielles ont récemment commencé à être développées [48]. Des capteurs optiques de contrainte sous la forme d'interféromètre de fibre de verre enveloppé dans des masses inertielles élastiques ont récemment été proposés comme base pour des accéléromètres sensibles.

Egalement, des sismographes à circuits intégrés ont récemment été développés. Ceux-ci utilisent des courants de tunnel pour commander le mouvement de la masse inertielle. A cause de leur petite taille, ces instruments sont sujets au bruit thermique mais dans le futur des transducteurs plus larges utilisant ce principe pourraient être développés.

Le siècle dernier les besoins de fabrication de circuits intégrés et de communication par fibre optique ont permis d'obtenir des transducteurs et actionneurs commerciaux avec une

résolution en-dessous du nanomètre. Des capteurs capacitifs de mesure de position peuvent être obtenus avec un bruit en-dessous de  $0,01\text{nm}/\sqrt{\text{Hz}}$  et une gamme de  $50\mu\text{m}$ .

### 3.4. Capteurs de vibration acquis au sein du groupe LAVISTA

Trois types de capteurs de vibration susceptibles de mesurer des vibrations à l'échelle nanométrique et ayant des fonctionnements bien différents ont été acquis par l'équipe LAVISTA et ont été utilisés par la suite pour réaliser les différentes études vibratoires présentées dans cette thèse.

Les deux premiers types de capteurs ont été conçus pour des applications sismiques et l'objectif premier fut de les tester avec une instrumentation compatible afin de voir si leur résolution est suffisante pour réaliser des mesures nanométriques.

Un premier type de capteurs de vibration acquis sont les géophones GURALP CMG-40T [43] qui emploient une boucle d'asservissement électromagnétique. Ces capteurs ont une taille et un poids trop grand pour être posés sur une petite structure mécanique mais peuvent être utilisés pour mesurer les vibrations de structures plus conséquentes dans la gamme de fréquence  $[0,033; 50]$  Hz.

Le deuxième type de capteurs de vibration acquis sont les accéléromètres piézoélectriques couplés avec des amplificateurs de charge sensibles. Deux modèles ont été acquis, les accéléromètres ENDEVCO 86 et 393B12, afin de mesurer les vibrations dans des gammes de fréquence différentes.

Les accéléromètres ENDEVCO 86 [44] ont une gamme de fréquence opérationnelle de  $[0,01; 100]$  Hz et sont donc utilisés pour mesurer les vibrations en-dessous de 100Hz. Ils ont un poids et une taille suffisamment faibles pour être posés sur de petites structures mécaniques.

Les accéléromètres 393B12 [45] sont de plus petite taille que les accéléromètres ENDEVCO 86 afin d'avoir une gamme de fréquence plus large s'étendant jusqu'à 2000Hz. En effet, la limite haute des accéléromètres est déterminée par la fréquence de résonance du système masse-ressort de l'accéléromètre lui-même. Ainsi, plus l'accéléromètre est petit donc plus sa masse inertielle est petite, plus la fréquence de résonance de l'ensemble masse-ressort est grande [39] [40]. De part leur plus petite taille, ces accéléromètres ont des amplificateurs à plus haut gain que les accéléromètres ENDEVCO 86 afin d'avoir la même sensibilité que ces derniers (10V/g). Ainsi, leur bruit interne est plus élevé et leur résolution est donc moins bonne que celle des accéléromètres ENDEVCO 86 en-dessous de 100Hz. Cependant, ceux-ci ont été choisis pour réaliser des études vibratoires d'une structure mécanique au-dessus de 300Hz afin de vérifier que le mouvement de structures est en-dessous des tolérances à ces fréquences (voir chapitre 4.3). Parce qu'au-dessus de 300Hz, le bruit interne devient très faible et l'accélération du sol et des structures sont élevées, ces capteurs sont susceptibles de mesurer précisément ces accélérations dans cette gamme de fréquence (voir chapitre 3.8.4).

Dans leur gamme de fréquence respective, ces deux modèles d'accéléromètre sont les plus sensibles du marché.

Parce que ces deux types de capteurs sont sensibles à de forts champs magnétiques, une collaboration entre SLAC et la société PMD Scientific, spécialiste dans la fabrication de capteurs de très forte sensibilité, s'est créée afin de développer des capteurs de vibration insensibles à de tels champs magnétiques pour le futur collisionneur linéaire.

A partir de cette collaboration ont été développés des sismomètres électrochimiques insensibles à de forts champs magnétiques de l'ordre du Tesla car leur fonctionnement n'est pas basé sur un mécanisme électromécanique mais électrochimique. Egalement, ces capteurs ont été fortement endurcis afin qu'ils puissent résister à de fortes radiations.

Les derniers prototypes, du modèle SP500 [46], ont été testés au SLAC (Stanford Linear Accelerator Center) dans un fort champ magnétique de un Tesla et il a été prouvé que ce champ n'avait aucune influence sur les mesures [47].

Ces capteurs ont l'avantage d'avoir une taille et un poids suffisamment faibles pour être posés sur une structure mécanique tout en ayant une sensibilité suffisamment élevée pour mesurer le mouvement du sol.

Par contre, la boucle d'asservissement de ces prototypes a été enlevée car elle est basée sur un mécanisme électromécanique et rendrait donc ces capteurs sensibles aux champs magnétiques. Ceci a pour conséquence que la réponse fréquentielle de ces capteurs n'est pas très stable contrairement à celle des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T qui utilisent cette boucle d'asservissement et contrairement à celle des accéléromètres ENDEVCO 86 qui sont basés sur le principe de la piézoélectricité qui a pour propriété d'avoir un rapport tension sur déformation très stable.

Un autre point négatif est que la limite haute de la gamme de fréquence opérationnelle de ces capteurs est de 75Hz (voir tableau 3.1) alors que le cahier des charges exige que la gamme de fréquence s'étende jusqu'à environ 300Hz.

Ainsi, d'autres prototypes sont en cours de développement incorporant un asservissement à retour de force non basé sur ce mécanisme électromécanique et avec une gamme de fréquence bien plus large. Egalement, la sensibilité de ces nouveaux prototypes devrait être plus forte.

Deux capteurs de vitesse SP500 ont été acquis par l'équipe LAVISTA afin de mesurer leurs performances et plus particulièrement leur résolution.

Dans le tableau 3.1 ci-dessous sont données les principales caractéristiques techniques des capteurs de vibration acquis au LAPP et utilisés au cours de cette thèse:

Type de capteurs	Géophone électromagnétique	Accéléromètre piézoélectrique			Géophone électrochimique
Modèle	GURALP CMG-40T	ENDEVCO 86	393B12	4507 B3	SP500
Société	Geosig	Brüel & Kjaer	PCB Piezotronics	Brüel & Kjaer	EENTEC
Signal de sortie	Vitesse/Diff X, Y, Z	Accélération Z			Vitesse/Diff Z
Sensibilité	1600V/m/s	10V/g	10V/g	98mV/g	2000V/m/s
Gamme de fréquence (Hz)	[0,033-50]	[0,01-100]	[0,05-2000]	[0,3-6000]	[0,0167-75]
Masse (g)	7500	771	210	4,9	750
Quantité	2	2	2	3	2

Tableau 3.1: Principales caractéristiques techniques des capteurs de vibration acquis par l'équipe LAVISTA

Un dernier modèle d'accéléromètre, les accéléromètres 4507B3 [48], a été acquis par l'équipe LAVISTA pour réaliser de l'analyse modale en excitant des structures avec un marteau équipé d'un capteur de force. Les vibrations mesurées sont donc relativement grandes, et ces accéléromètres n'ont donc pas besoin d'être très sensibles.

Ainsi, ils ne sont pas couplés à des amplificateurs de charge sensibles et sont de très petite taille afin de pouvoir être posés facilement à n'importe quel endroit d'une structure et afin de pouvoir mesurer les résonances de structure jusque dans les hautes fréquences (6000Hz).

### 3.5. Alimentation des capteurs et branchement différentiel

Afin d'alimenter les capteurs et de récupérer les signaux de mesure de ceux-ci, un boîtier a été fabriqué au LAPP (voir photographie de la figure 3.1) et j'ai travaillé avec les mécaniciens et les électroniciens du LAPP pour le concevoir.

Les accéléromètres piézoélectriques et les microphones à amplificateurs intégrés requièrent une source de courant continue [49] pour alimenter les amplificateurs de charge tandis que les capteurs de vitesse requièrent une source de tension continue. Ainsi, ces deux types d'alimentation ont été fabriqués par les électroniciens du LAPP à partir des schémas électroniques que je leur ai fournis. Egalement, un filtre passe-haut du premier ordre avec une fréquence de coupure de 0,5Hz a été réalisé pour les accéléromètres et les microphones afin d'éliminer la composante continue de 24V due à l'alimentation en courant continu et saturant ainsi les entrées des systèmes d'acquisition.

Le boîtier permet d'obtenir les signaux de mesure de chaque capteur. Pour les capteurs de vitesse possédant des sorties différentielles, c'est-à-dire les signaux positifs et négatifs des mesures, des paires torsadées ont été réalisées pour ces signaux à l'intérieur du boîtier comme cela est le cas à l'intérieur des câbles des capteurs. En effet, afin d'éliminer les tensions parasites pouvant contaminer les signaux des capteurs en s'infiltrant dans les câbles, une soustraction des signaux positifs et négatifs est réalisée grâce à un amplificateur différentiel situé juste avant le système d'acquisition ou souvent même incorporé dedans. Ainsi, nous obtenons deux fois l'amplitude du signal positif mais avec le bruit parasite en moins si des paires torsadées ont été réalisées afin que les signaux positifs et négatifs puissent capter ces mêmes bruits parasites. Ces tensions parasites peuvent être dues par exemple à des alimentations électriques trop proches des câbles, les ondes des téléphones portables, etc. Cette technique permet d'éliminer 95% des bruits parasites et est nécessaire pour des signaux de moins de 1V [50] comme cela est le cas des signaux issus des capteurs mesurant le mouvement du sol.



Figure 3.1 : Boîtier électronique fabriqué au LAPP pour les capteurs de vibration

### 3.6. Systèmes d'acquisition

Deux systèmes d'acquisition ont été utilisés dans cette thèse dont chacun à son rôle défini de part ses avantages et ses inconvénients : le DAQ multifonction PCI6052E [51] de chez National Instruments et le système PULSE avec un contrôleur de type 7537A [52] de chez Brüel and Kjaer.

Après avoir décrit les principales caractéristiques de ces deux systèmes d'acquisition, il sera expliqué pour quelle étude ces systèmes d'acquisition ont été utilisés.

#### 3.6.1. Caractéristiques

Les principales caractéristiques des deux systèmes d'acquisition données par leur constructeur sont montrées dans le tableau 3.2 ci-dessous :

DAQ Caracteristiques	DAQ multifonction PCI6052E	Système PULSE Contrôleur 7537A
<b>Société</b>	National Instruments	Brüel and Kjaer
<b>Driver d'origine</b>	Labview	Pulse et ME' scope
<b>Driver pour Matlab/ Simulink</b>	Oui	Non
<b>Entrée</b>	8 entrées différentielles ou 16 en mode commun (configurable)	5 entrées différentielles ou en mode commun (configurable)
<b>Sortie</b>	2 sorties en mode commun	aucune
<b>Nombre de bits</b>	16 bits	16 ou 24 bits (configurable)
<b>Amplificateur</b>	Jusqu'à un facteur 200	Jusqu'à un facteur 1700
<b>Filtre anti-repliement</b>	non	oui
<b>Acquisition pour chaque voie</b>	Approximations successives	Delta-sigma
<b>Filtre passe-haut</b>	non	oui (0,7Hz)
<b>Courant ICP</b>	non	oui
<b>Fréquence max</b>	333kHz	25,6kHz

Tableau 3.2: Principales caractéristiques de deux systèmes d'acquisition de l'équipe LAVISTA

Le système d'acquisition PULSE possède un contrôleur de type 7537A. Ce système s'utilise avec le logiciel PULSE qui sert de driver et d'analyseur de spectre en temps réel.

Le DAQ PCI6052E s'utilise avec le logiciel Labview qui est également un driver et qui permet également de concevoir un programme informatique permettant de traiter les données des capteurs. Ainsi, j'ai réalisé un programme permettant de lire et d'enregistrer les données des capteurs et de réaliser en temps réel les différents calculs fréquentiels décrits dans le chapitre 3.1. Ce programme informatique permet entre autre à l'utilisateur d'écrire facilement les différentes caractéristiques des fichiers temporels enregistrés et réalise ensuite un lien avec la base de données Access pour stocker ces différentes informations.

Ces deux systèmes d'acquisition possèdent des entrées différentielles. Ainsi, des amplificateurs différentiels réalisent la différence entre les signaux positifs et négatifs comme expliqué précédemment et il n'a donc pas été nécessaire de les concevoir.

Parce que tout Convertisseur Analogique-Numerique (CAN) crée du bruit électronique contaminant le signal de mesure, de nombreux systèmes d'acquisition possèdent des amplificateurs intégrés permettant d'augmenter le rapport signal sur bruit afin que le signal ne soit pas noyé dans le bruit du CAN [53] [54]. Ils permettent également d'augmenter la résolution du CAN. Le système PULSE et le DAQ PCI6052E possèdent des amplificateurs dont le gain est variable et sélectionnable par l'utilisateur. Les plus hauts gains du système PULSE et du DAQ PCI6052E sont de 1700 et de 200 respectivement. Ces amplificateurs ont été nécessaires pour les différentes mesures de vibration réalisées à l'échelle nanométrique et présentées dans cette thèse car les signaux issus des capteurs de vibration avaient des amplitudes très faibles. Dans le chapitre 3.6.3, l'influence de la valeur des gains des amplificateurs du DAQ PCI6052E sur la cohérence entre les signaux de deux capteurs mesurant le mouvement du sol côte-à-côte est montrée.

Le système PULSE possède des filtres anti-repliement dont la fréquence de coupure s'ajuste automatiquement à la fréquence d'acquisition choisie par l'utilisateur. Par contre, le DAQ PCI6052E ne possède ce type de filtre et j'ai ainsi dû réaliser un filtre pour l'acquisition des données avec ce DAQ, ce qui est montré dans le chapitre 3.6.3.

Afin d'alimenter les accéléromètres piézoélectriques et les microphones et de supprimer la tension continue de 24 V issue de cette alimentation, le système PULSE possède une source de courant constante et des filtres passe-haut dont la fréquence de coupure est ajustable. Pour l'acquisition des données de ces capteurs avec le DAQ PCI6052E, l'alimentation ainsi que le filtre passe-haut fabriqués au LAPP ont été utilisés.

Le système PULSE possède un CAN de type delta-sigma permettant d'augmenter la résolution réelle de 16 bits en une résolution « fictive » de 24 bits alors que le DAQ PCI6052E possède un CAN de base de type approximations successives avec une résolution réelle de 16 bits [55] [56]. Ce dernier type de convertisseur est suffisant car une résolution de 16 bits permet d'acquérir avec précision les données de nos capteurs. De plus, l'acquisition des données est très rapide avec ce convertisseur (jusqu'à 333kHz) contrairement au convertisseur de type delta-sigma (jusqu'à 25,6kHz).

Pour finir, le DAQ PCI6052E possède des sorties numériques-analogiques permettant par exemple de fournir de la tension à un actionneur ou à un haut-parleur, ce que ne possède pas le système PULSE.

#### **3.6.2. Choix du système d'acquisition en fonction de l'étude réalisée**

Afin de réaliser les différentes études vibratoires présentées dans cette thèse, le système PULSE a été choisi car son bruit interne est plus faible que celui du DAQ PCI6052E (voir figure 3.38) grâce à l'amplification du signal jusqu'à un facteur 1700. De plus, la fréquence de coupure ajustable du filtre anti-repliement autorise des analyses dans différentes gammes de fréquence.

Pour le rejet actif des vibrations de notre prototype, le DAQ PCI6052E a été choisi car c'est le seul système d'acquisition suffisamment performant pour acquérir des signaux d'amplitude très faible (résolution de 16 bits et amplificateurs intégrés à très faible bruit électronique) et dont un driver existe pour le logiciel Matlab/Simulink, logiciel utilisé pour réaliser la boucle d'asservissement.

Egalement, ce DAQ possède deux sorties numériques-analogiques permettant de contrôler des actionneurs en leur fournissant une tension.

De plus, la conversion en approximations successives permet une acquisition des données très rapide, ce qui est essentiel pour réaliser du rejet actif de vibrations.

### 3.6.3. Conditionnement du signal pour le DAQ PCI6052E

#### Filtre anti-repliement

Le DAQ PCI6052E ne possède pas de filtre anti-repliement mais il est possible d'inclure une résistance et une capacité dans chaque voie du système d'acquisition [57], ce qui permet de réaliser un filtre passe-haut ou passe-bas proprement sans rajouter de bruit électronique conséquent.

La fréquence d'acquisition minimale du DAQ PCI6052E est de 1000Hz. Parce qu'il a été choisi de réaliser du rejet actif des vibrations de notre prototype avec les capteurs SP500 (voir chapitre 3.8.5), les données doivent pouvoir être acquises jusqu'à 75Hz, limite haute de la gamme de fréquence opérationnelle de ces capteurs. Ainsi, les données de ces capteurs sont acquises à la fréquence d'acquisition minimale, c'est-à-dire 1000Hz.

Par conséquent, le phénomène de repliement de spectre va rejeter les signaux situés au-dessus de 512Hz dans la gamme de fréquence de mesures et ainsi fausser celles-ci si du signal est encore présent au-dessus de cette fréquence.

Une acquisition des mesures du mouvement du sol a donc été réalisée avec un capteur de vitesse SP500 et le système PULSE jusqu'à 25kHz afin de voir si ces capteurs mesurent encore du signal au-dessus de 512Hz. Notons que le système PULSE a été utilisé pour réaliser ce test car il est déjà équipé d'un filtre anti-repliement contrairement au DAQ PCI6052E. Ainsi, les mesures de ce test ne peuvent être justes qu'en utilisant le système PULSE.

Dans la figure 3.2 ci-dessous, la DSA de la vitesse du sol a été calculée à partir de ces mesures. Notons que c'est la vitesse qui nous intéresse afin d'analyser les signaux bruts issus des capteurs.

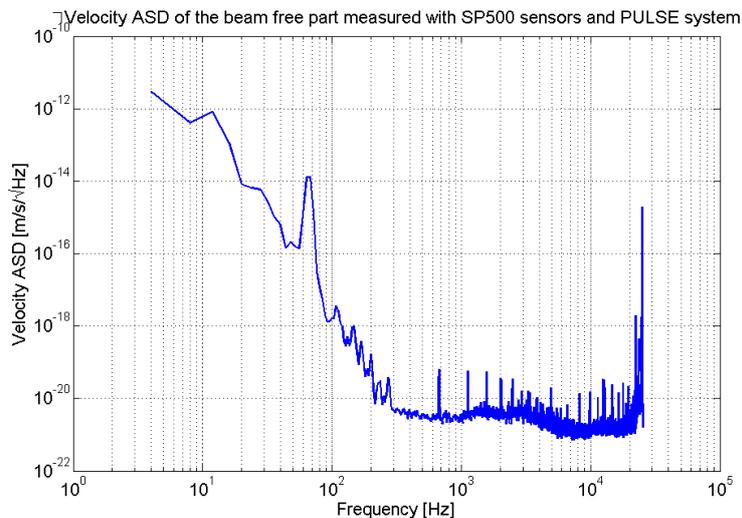


Figure 3.2: DSA de la vitesse du sol au LAPP mesurée avec le capteur SP500

Au-dessus de 300Hz, les signaux mesurés ont une amplitude négligeable par rapport aux signaux situés en-dessous de 75Hz. Ceci s'explique par le fait que la sensibilité des capteurs SP500 chute très rapidement au-dessus de la limite haute de leur gamme de fréquence opérationnelle. Ainsi, le capteur lui-même joue le rôle d'un filtre passe-bas avec une pente suffisamment raide.

Ainsi, le recouvrement spectral aura un impact négligeable sur les mesures réalisées dans la gamme de fréquence opérationnelle des capteurs SP500.

Par contre, de la tension parasite existe au-dessus de 20kHz et est probablement due aux ordinateurs et particulièrement à leurs écrans qui génèrent beaucoup de bruit à ces fréquences [50].

Un filtre passe-bas du premier ordre a ainsi été mis dans chaque voie du système d'acquisition afin de rejeter le bruit au-dessus de cette fréquence. Une fréquence de coupure de 200Hz a été choisie afin de pouvoir analyser les données jusqu'à 75Hz sans que le signal soit atténué. Ceci permet donc d'atténuer le bruit parasite de 40dB à 20kHz (20dB/décade pour un filtre du premier ordre).

Une atténuation de 40dB semble suffisante compte-tenu de la bonne cohérence mesurée entre les deux capteurs SP500 posés côte-à-côte sur le sol. Notons que sans ce filtre, la cohérence obtenue était quasiment nulle dans toute la gamme de fréquence opérationnelle des capteurs SP500, ce qui prouve bien l'efficacité et la nécessité de ce filtre.

#### **Filtre passe-haut**

Les amplificateurs intégrés du DAQ PCI6052E doivent être utilisés pour augmenter le rapport signal sur bruit du CAN et la résolution du CAN car les signaux issus des capteurs de vibration ont des amplitudes très faibles lorsque ces capteurs mesurent des vibrations à l'échelle nanométrique (voir chapitre 3.6.1).

Parce que différents gains d'amplification peuvent être configurés avec le DAQ PCI6052E, la cohérence entre deux capteurs de vitesse SP500 mesurant le mouvement du sol côte-à-côte a été calculée dans le cas d'une amplification de 200 (la plus haute), d'une amplification de 100, et d'une amplification de 50 afin de savoir l'amplification maximale nécessaire pour obtenir des mesures précises. En effet, plus l'amplification du signal est élevée, moins les signaux peuvent avoir une amplitude forte afin de ne pas saturer les voies du CAN.

Les résultats montrent qu'une amplification du signal de 200 est nécessaire afin d'obtenir des mesures précises, ce qui a pour conséquence que les signaux issus des capteurs ne peuvent pas avoir une amplitude de plus de 50mV.

Dans les basses fréquences, il a été observé que la grande majorité du bruit instrumental provient du système d'acquisition (et non des capteurs SP500). Ce bruit instrumental varie énormément dans les basses fréquences et peut dépasser des amplitudes de 50mV et ainsi saturer le CAN.

Par conséquent, un filtre passe-haut différentiel du sixième ordre de type Butterworth a été acheté à la société KROHN-HITE [58] afin de supprimer les fréquences en-dessous de 1Hz. Ce filtre a été choisi de façon à ce qu'il ait un bruit interne très faible ( $<100\text{nV}/\sqrt{\text{Hz}}$ ) et bien plus faible que le bruit interne des capteurs de vitesse SP500 afin de ne pas limiter les performances de celui-ci. Le choix de l'ordre a été réalisé en fonction de la pente du bruit instrumental. Ce filtre a permis de garder le signal utile (au-dessus de 4Hz) pour le rejet actif des vibrations de notre prototype.

De ce fait, les signaux issus des capteurs SP500 mesurant le mouvement du sol ne dépassent pas 1mV numériquement pour un RMS intégré du mouvement du sol de 10nm entre 4Hz et 100Hz.

Parce qu'il est possible d'acquérir des signaux ayant une amplitude maximale de 50mV, l'amplitude maximale du mouvement du sol peut être de 500nm de 4Hz à 100Hz sans saturer le CAN, ce qui est largement suffisant car l'amplitude moyenne au LAPP est de 5nm dans cette même gamme de fréquence (voir figure 3.21).

### **3.7. Méthodes de calcul du bruit instrumental**

Tous les capteurs inertiels mesurent le mouvement relatif d'une masse inertielle par rapport au sol. Il existe trois sources majeures de bruit dans les capteurs [41] [42]: le

mouvement brownien de la masse inertielle qui est en équilibre thermique avec le monde extérieur à travers divers mécanismes d'amortissement, le bruit de Johnson dans le circuit de sortie du capteur et le bruit électronique des amplificateurs.

La source de bruit la plus grande provient des divers amplificateurs utilisés avec les capteurs pour augmenter leur sensibilité. Ce bruit décroît avec la fréquence que cela soit pour les accéléromètres ou pour les géophones et est très important dans les basses fréquences.

La mesure du bruit interne de nos capteurs de vibration est primordiale afin de connaître les plus petits déplacements que ceux-ci peuvent mesurer. En effet, le mouvement du sol a des amplitudes de l'ordre du nanomètre au-dessus de 1Hz et il est donc nécessaire de savoir si ces capteurs sont capables de mesurer de si faibles vibrations ou si leur tension de sortie n'est composée que de bruits instrumentaux.

Parce qu'il n'est pas possible de mesurer le bruit instrumental des géophones à équilibre de force avec la masse bloquée [41], celui-ci ne peut être mesuré qu'en présence de vibrations sismiques.

Pour mesurer quantitativement ce bruit, il est indispensable de pouvoir le séparer des vibrations sismiques. Ainsi, différentes méthodes expérimentales permettent d'estimer le bruit instrumental et chacune de ces méthodes possède des hypothèses à respecter.

Ces différentes méthodes sont présentées dans ce chapitre en montrant si elles sont applicables pour la mesure du bruit interne de nos capteurs de part leurs hypothèses respectives.

### 3.7.1. Différence Corrigée

La procédure usuelle pour mesurer le bruit instrumental est de poser deux capteurs du même modèle côte-à-côte sur le sol et de mesurer les signaux de sortie de ces deux capteurs.

L'estimation du bruit instrumental, appelée "Différence Corrigée (DC)", est donnée par la formule suivante [48]:

$$DC(k) = 2 (1-\sigma(k)) \sqrt{DSP_1(k)DSP_2(k)} \text{ avec :}$$

- $\sigma(k)$  : Corrélation entre les signaux de sortie du premier et du deuxième capteur
- $DSP_1(k)$  : Densité Spectrale de Puissance du signal de sortie du premier capteur
- $DSP_2(k)$  : Densité Spectrale de Puissance du signal de sortie du deuxième capteur

Le facteur 2 apparaît car les DSP de puissance d'erreur de résolution des deux capteurs doivent être ajoutées. La racine carrée des deux DSP représente la moyenne géométrique de ces deux DSP.

Ce calcul pose l'hypothèse que le bruit cohérent est sismique et que le bruit incohérent est instrumental. Par conséquent, si les capteurs mesurent du bruit sismique, la cohérence est non nulle et le facteur de correction  $(1-\sigma)$  est appliqué sur la DSP des signaux des capteurs. A l'opposé, si les capteurs ne peuvent pas résoudre le bruit sismique, la cohérence est nulle et aucun facteur de correction n'est appliqué car les signaux des capteurs sont composés uniquement de bruits instrumentaux.

Cette hypothèse est raisonnable car le mouvement du sol est cohérent entre deux points proche l'un de l'autre et parce que les bruits instrumentaux sont des bruits aléatoires qui sont par conséquent incohérents.

Cependant, dans certaines conditions expérimentales, le bruit instrumental peut être cohérent. En effet, les deux capteurs peuvent répondre d'une manière cohérente aux

perturbations environnementales dues aux changements de pression barométrique, aux changements de température transitoires, aux champs magnétiques ou aux ondes électromagnétiques [41]. Par conséquent, les deux capteurs doivent être posés dans un environnement où il n'existe pas de telles perturbations.

Egalement, les vibrations mesurées doivent être très faibles afin que les capteurs ne puissent pas résoudre précisément le mouvement du sol. En effet, la DSP des signaux de sortie des deux capteurs subira moins de corrections pour obtenir la Différence Corrigée: le moins de corrections sont faites, le meilleur est l'estimation du bruit instrumental.

#### 3.7.2. Différence Spectrale

Un autre calcul permet d'estimer le bruit instrumental de deux capteurs de vibration posés côte-à-côte. Les conditions expérimentales doivent être les mêmes que précédemment (chapitre 3.7.1) mais l'hypothèse supplémentaire par rapport à la dernière méthode est que les deux capteurs doivent avoir une calibration identique et égale à la moyenne géométrique des calibrations actuelles.

Les signaux de sortie des deux capteurs posés côte-à-côte devraient donc être identiques mais des différences dans la résolution des capteurs peuvent apparaître.

Ainsi, la différence de ces deux signaux de sortie donne le bruit interne des capteurs et la Différence Spectrale (DS) peut donc être calculée de la façon suivante [2] [48] [59]:

$$DS(k) = [S_1(k) - S_2(k)]^2$$

Le calcul de la Différence Corrigée est le même que celui de la Différence Spectrale si l'hypothèse de la calibration est respectée pour ce dernier calcul.

Bien que nous ayons deux capteurs pour chaque modèle, de petites différences peuvent tout de même apparaître dans la calibration de ceux-ci car la sensibilité des capteurs change légèrement au bout d'un an et les capteurs que nous avons datent de plus d'un an. Plus particulièrement pour les capteurs SP500, il existe des différences de sensibilité conséquentes dans certaines gammes de fréquence à cause de la boucle d'asservissement qui a été enlevée (voir figure 3.32 et figure 3.33).

Dans ce cas, ce calcul ne donne donc pas uniquement le bruit instrumental mais est la somme du bruit instrumental plus d'autres erreurs dues aux différences dans les fonctions de transfert, soit en amplitude, soit en phase. Par conséquent, ce n'est pas la mesure de la puissance du bruit instrumental mais ceci représente une limite haute de bruits indépendants générés par deux instruments.

Cette méthode n'a donc pas été retenue pour la mesure du bruit instrumental de nos capteurs.

#### 3.7.3. Calcul direct du bruit instrumental

Une autre méthode de calcul du bruit instrumental a été développée. Celle-ci est différente de la méthode de la Différence Corrigée car elle permet de calculer le bruit instrumental de façon directe sans passer par un calcul de la cohérence. De plus, les bruits internes et les calibrations des deux capteurs n'ont pas besoin d'être égaux contrairement aux méthodes précédentes car le bruit interne de chaque capteur est estimé et la fonction de transfert de chaque capteur est supposée être connue.

Comme pour les deux dernières méthodes, le plan d'expérience repose sur deux (ou plusieurs) capteurs placés côte-à-côte et la détermination du bruit interne de chaque capteur repose sur l'analyse de la tension de sortie de ces capteurs. La différence majeure repose sur le fait que les deux capteurs n'ont pas besoin d'être du même modèle.

Cette méthode repose sur un modèle mathématique du plan d'expérience et la performance de cette méthode dépend par nature de la justesse de ce modèle. Un modèle mathématique simple d'un plan d'expérience composé de deux sismomètres placés côte-à-côte est décrit avec les performances obtenues dans différents documents [1] [41] [60] [61].

Cette méthode demande de connaître avec une grande précision la fonction de transfert de chaque capteur ce qui n'était pas le cas des deux autres méthodes. Bien que la fonction de transfert des capteurs soit donnée par leurs constructeurs, la confiance dans cette fonction de transfert pour de petites amplitudes de vibrations repose sur la linéarité de la sensibilité du capteur. Ainsi, cette fonction de transfert peut être très légèrement différente à l'échelle nanométrique et la méthode de l'estimation du bruit instrumental par calcul direct peut donner des résultats bien faussés.

C'est pourquoi cette méthode n'a pas été retenue non plus pour mesurer le bruit instrumental de nos capteurs.

### **3.7.4. Choix de la méthode pour la mesure du bruit instrumental**

La méthode de la Différence Spectrale et la méthode directe permettant de calculer le bruit instrumental ne peuvent pas être utilisées pour calculer celui de nos capteurs de part leurs hypothèses.

Par contre, la méthode de la Différence Corrigée a été retenue pour la mesure du bruit interne de nos capteurs car ses hypothèses peuvent être respectées si les conditions expérimentales sont adéquates.

## **3.8. Mesure du bruit instrumental et du mouvement du sol**

Des mesures du mouvement du sol et du bruit instrumental ont été réalisées avec nos capteurs afin de savoir si ceux-ci sont capables de mesurer des vibrations de l'ordre du nanomètre avec une bonne précision.

L'étude a été réalisée avec les capteurs de vitesse électromagnétiques GURALP CMG-40T, les accéléromètres piézoélectriques ENDEVCO 86 et 393B12 et les capteurs de vitesse électrochimiques SP500 car ces capteurs ont une forte sensibilité et un faible bruit interne.

Les trois premiers modèles de capteurs ont des gammes de fréquence bien différentes et ont été utilisés, selon la gamme de fréquence étudiée, pour réaliser les différentes études vibratoires présentées dans cette thèse.

Une comparaison a été réalisée entre les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et les accéléromètres ENDEVCO 86 car l'un mesure une vitesse et l'autre mesure une accélération et les performances de ces capteurs peuvent donc être différentes selon la gamme de fréquence d'étude (voir chapitre 3.8.3).

Une comparaison a également été réalisée entre les accéléromètres ENDEVCO 86 et 393B12. Ces derniers ont une gamme de fréquence bien plus large et donc un bruit interne plus élevé que les accéléromètres ENDEVCO 86 (voir chapitre 3.4 et chapitre 3.8.4). Ils sont utilisés pour l'étude des vibrations d'une structure dans les hautes fréquences et leurs performances ont été évaluées entre 10Hz et 2000Hz, limite haute de leur gamme de fréquence opérationnelle.

Les capteurs SP500 sont des candidats pour le futur collisionneur linéaire et leurs performances ont donc été mesurées. Une comparaison a été réalisée avec les capteurs GURALP CMG-40T car ceux-ci ont une réponse fréquentielle très stable contrairement à celle des capteurs SP500 (voir chapitre 3.4 et 3.8.5).

Pour réaliser du rejet actif de notre prototype, les accéléromètres ENDEVCO 86 et les capteurs SP500 sont de bons candidats de part leur haute sensibilité et leur faible bruit interne et également de part leur faible poids et leur petite taille autorisant ceux-ci à être posés sur une petite structure mécanique. Le choix entre ces deux candidats sera fait en fonction des résultats obtenus en termes de résolution : le candidat doit pouvoir mesurer des vibrations d'un cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz. Les capteurs choisis seront testés avec le DAQ PCI6052E qui est le système d'acquisition choisi pour réaliser du contrôle actif de vibrations.

Notons que le bruit interne des accéléromètres 4507B3 n'a pas été mesuré car ceux-ci sont utilisés pour réaliser de l'analyse modale et ils n'ont ainsi pas besoin de mesurer des vibrations à l'échelle nanométrique.

#### 3.8.1. Installation expérimentale

Pour mesurer le bruit interne de nos capteurs, ceux-ci ont été posés côte-à-côte sur le sol comme dans la photographie montrée dans la figure 3.3 ci-dessous :



*Figure 3.3 : Installation expérimentale réalisée pour mesurer le mouvement du sol et le bruit interne des capteurs SP500, GURALP CMG-40T, ENDEVCO 86 et 393B12*

En parcourant la photographie de la gauche vers la droite, nous pouvons voir tout d'abord les capteurs électrochimiques SP500, puis les capteurs électromagnétiques GURALP CMG-40T, ensuite les accéléromètres piézoélectriques ENDEVCO 86 et enfin les accéléromètres piézoélectriques 393B12. Cette disposition a été réalisée de façon à ce que les différents modèles de capteurs que l'on veut comparer soient posés directement côte-à-côte.

Parce qu'ils ne doivent pas réagir de façon cohérente à des perturbations environnementales (voir chapitre 3.7.1), ces capteurs ont été placés dans la salle de travail LAVISTA où l'environnement est sain : il n'existe pas de champs magnétiques et d'ondes électromagnétiques pouvant perturber les mesures. De plus, la ventilation est coupée, toutes les portes fermées, et les capteurs installés et alimentés une dizaine d'heures avant le début des mesures afin de ne pas avoir de changements de température transitoires ou de changements de pression barométrique.

Enfin, il est important que les vibrations mesurées soient très faibles afin d'obtenir une estimation du bruit instrumental la plus juste possible (voir chapitre 3.7.1). Pour cela, les mesures ont été effectuées la nuit car le bruit culturel est dix fois plus faible la nuit que le jour en moyenne au LAPP. De plus, le lieu des mesures joue en notre faveur car le LAPP est placé sur un site très faible en vibrations par rapport à d'autres sites dans le monde (voir chapitre 3.8.3).

Pour mesurer le mouvement du sol avec nos différents capteurs, les conditions expérimentales étaient exactement les mêmes que pour la mesure du bruit instrumental, à l'exception que les mesures ont été réalisées le jour afin de mesurer également le bruit culturel.

Pour réaliser une comparaison entre les capteurs GURALP CMG-40T et les capteurs ENDEVCO 86, quatre acquisitions simultanées des données des quatre capteurs ont été réalisées avec le système d'acquisition PULSE.

Deux acquisitions ont été réalisées, une le jour et une la nuit, à une fréquence d'acquisition de 256Hz afin d'analyser les données et présenter les résultats dans toute la gamme de fréquence opérationnelle des capteurs. Parce que la taille maximale du buffer est de 16384 points, la résolution fréquentielle n'est que de 0,016Hz.

Deux autres acquisitions ont été réalisées, le jour et la nuit, à une fréquence d'acquisition égale à 25,6Hz afin d'obtenir une bonne résolution fréquentielle pour l'analyse des vibrations basse fréquence. La résolution fréquentielle obtenue est de 0,0016Hz.

Les quatre mêmes acquisitions de mesure ont été réalisées pour la comparaison entre les capteurs GURALP CMG-40T et les capteurs SP500.

Pour la comparaison des mesures entre les accéléromètres ENDEVCO86 et 393B12, deux acquisitions ont été réalisées, le jour et la nuit, à la fréquence d'acquisition de 5120Hz afin d'analyser les données jusqu'à 2000Hz, limite haute de la gamme de fréquence opérationnelle des accéléromètres 393B12. La résolution fréquentielle est ainsi de 0,31Hz, ce qui est suffisant car uniquement les fréquences supérieures à 10Hz sont étudiées.

### 3.8.2. Différence Corrigée et bruit interne du CAN

La Différence Corrigée est une estimation du bruit instrumental, c'est-à-dire du bruit de toute la chaîne d'instrumentation du capteur jusqu'au système d'acquisition. Ainsi, elle comprend le bruit interne des capteurs et du système d'acquisition.

Afin de caractériser les performances des capteurs, il est essentiel de mesurer uniquement leur bruit interne. Il faut donc pouvoir séparer le bruit interne des capteurs de celui du système d'acquisition dans la mesure de la Différence Corrigée.

Pour cela, le bruit interne du système d'acquisition PULSE a été mesuré en réalisant une acquisition de mesures avec des bouchons de 50 ohms mis à l'entrée des voies de celui-ci [50]. Les gains des amplificateurs intégrés dans le système d'acquisition étaient les mêmes que ceux fixés pour mesurer les Différences Corrigées des différents capteurs. En effet, le bruit du système d'acquisition dépend de la valeur de ces gains : plus ces derniers sont hauts, plus le bruit du système d'acquisition est faible [52].

A partir de la Différence Corrigée (DC) et de la DSP du bruit du système d'acquisition ( $DSP_{\text{bruit acq}}$ ), la DSP du bruit interne des capteurs ( $DSP_{\text{bruit capteur}}$ ) a pu être calculée :

### 3.8. Mesure du bruit instrumental et du mouvement du sol

$$DSP_{\text{bruit capteur}}(k) = DC(k) - DSP_{\text{bruit acq}}(k)$$

A partir des mesures simultanées réalisées la nuit avec les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et les accéléromètres ENDEVCO 86 et à partir des mesures réalisées avec les bouchons de 50 ohms, la Différence Corrigée de ces deux types de capteurs ainsi que la DSP du bruit interne de ces capteurs ont été calculées dans leur gamme de fréquence opérationnelle.

Les résultats sont montrés dans la figure 3.4 pour les mesures réalisées à la fréquence d'acquisition de 256Hz (résolution fréquentielle de 0,016Hz) et dans la figure 3.5 pour les mesures réalisées à la fréquence d'acquisition de 25,6Hz (résolution fréquentielle de 0,0016Hz) :

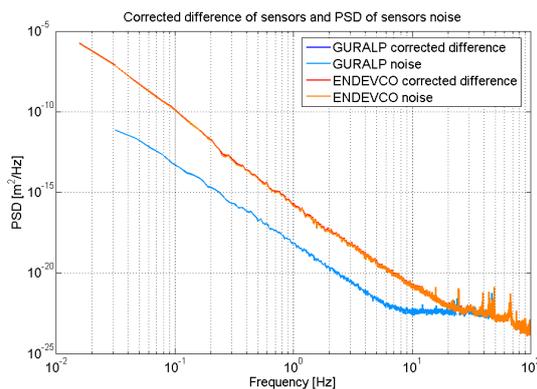


Figure 3.4: DC et  $DSP_{\text{bruit capteur}}$  des ENDEVCO et GURALP pour  $\Delta f=0,016\text{Hz}$

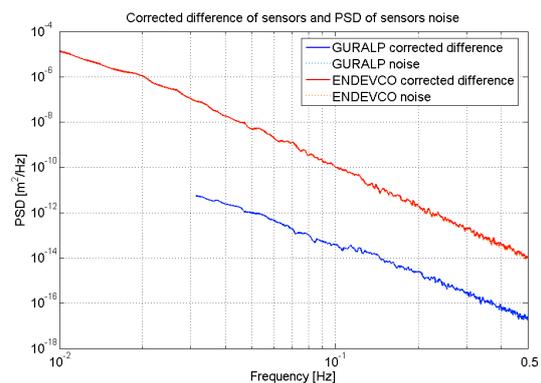


Figure 3.5: DC et  $DSP_{\text{bruit capteur}}$  des ENDEVCO et GURALP pour  $\Delta f=0,0016\text{Hz}$

Dans la figure 3.4 et la figure 3.5, les courbes bleues foncées et bleues claires ainsi que les courbes rouges et oranges sont superposées, ce qui montre que la très grande majorité des bruits instrumentaux provient des bruits internes des accéléromètres ENDEVCO 86 et des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T. Ainsi, le bruit interne du système d'acquisition PULSE est très faible par rapport aux bruits internes de ces capteurs.

Par conséquent, les Différences Corrigées des capteurs GURALP CMG-40T et ENDEVCO 86 mesurées avec le système PULSE peuvent être assimilées aux bruits internes de ces capteurs.

Les mêmes résultats sont montrés dans la figure 3.6 et la figure 3.7 ci-dessous pour les mesures simultanées réalisées avec les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et SP500:

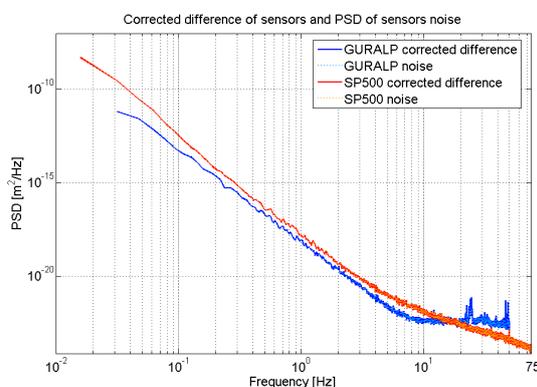


Figure 3.6: DC et  $DSP_{\text{bruit capteur}}$  des SP500 et GURALP pour  $\Delta f=0,016\text{Hz}$

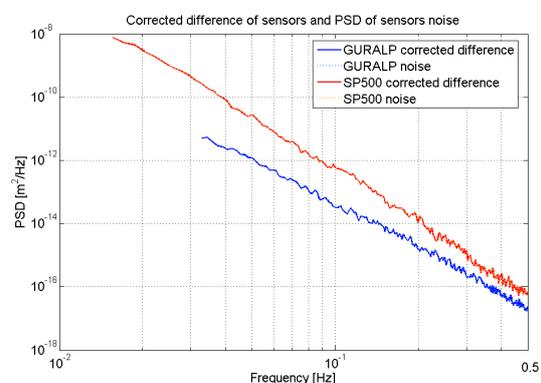


Figure 3.7: DC et  $DSP_{\text{bruit capteur}}$  des SP500 et GURALP pour  $\Delta f=0,0016\text{Hz}$

La conclusion est la même que précédemment : les Différences Corrigées des capteurs GURALP et SP500 mesurées avec le système PULSE représentent également les bruits internes de ces capteurs.

Enfin, les résultats sont montrés dans la figure 3.8 ci-dessous pour les mesures simultanées réalisées avec les accéléromètres ENDEVCO 86 et 393B12 :

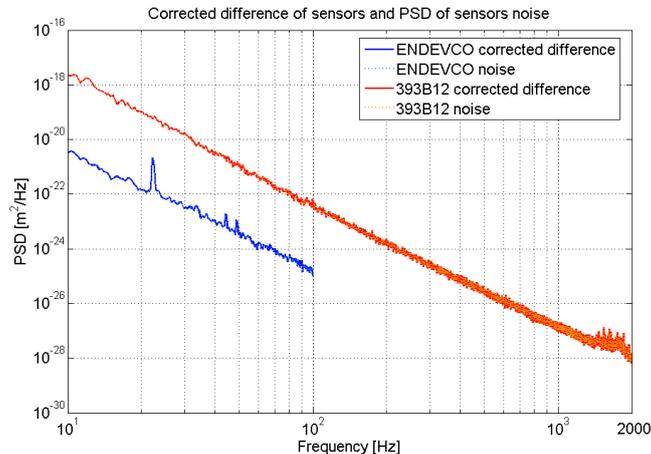


Figure 3.8:  $DC$  et  $DSP_{\text{bruit capteur}}$  des ENDEVCO et 393B12 pour  $\Delta f=0,31\text{Hz}$

La conclusion est la même que précédemment. Notons également que le bruit des accéléromètres 393B12 est bien plus élevé que celui des accéléromètres ENDEVCO 86 comme expliqué dans le chapitre 3.4.

### 3.8.3. Mesures du mouvement du sol en basses et moyennes fréquences

Une comparaison des mesures du mouvement du sol a été réalisée entre les accéléromètres piézoélectriques ENDEVCO 86 et les capteurs de vitesse à retour de force GURALP CMG-40T car ces deux types de capteurs ont un fonctionnement différent et font partie des capteurs les plus sensibles que l'on peut trouver sur le marché.

L'un mesure l'accélération du sol et l'autre mesure la vitesse du sol, ce qui a pour conséquence que les performances de ces capteurs peuvent être différentes selon la gamme de fréquence étudiée. En effet, la vitesse du sol et l'accélération du sol ont des amplitudes différentes dans une même gamme de fréquence.

#### DSP du mouvement du sol et cohérence

Les DSP du mouvement du sol ont été calculées à partir des mesures simultanées faites le jour avec les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et les accéléromètres ENDEVCO 86.

Les résultats sont donnés dans la figure 3.9 pour l'acquisition réalisée à la fréquence d'acquisition de 256Hz (résolution fréquentielle de 0,016Hz) et dans la figure 3.10 pour celle réalisée à la fréquence d'acquisition de 25,6Hz (résolution fréquentielle de 0,0016Hz) :

### 3.8. Mesure du bruit instrumental et du mouvement du sol

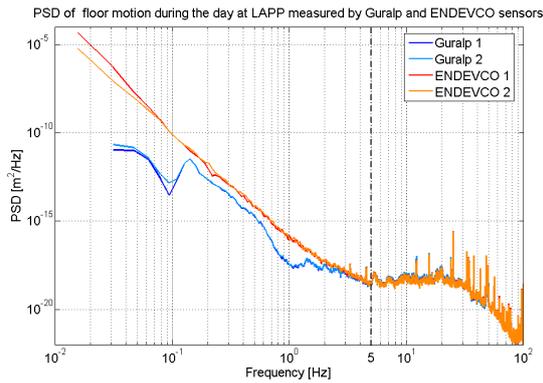


Figure 3.9: DSP avec  $\Delta f=0,016\text{Hz}$

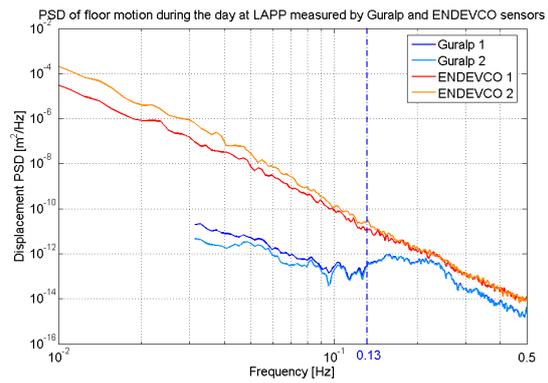


Figure 3.10: DSP avec  $\Delta f=0,0016\text{Hz}$

Dans la figure 3.9 et la figure 3.10, les courbes bleues foncées et bleues claires représentent les DSP du mouvement du sol mesurées par les deux capteurs de vitesse GURALP CMG-40T tandis que les courbes rouges et oranges représentent celles mesurées par les accéléromètres ENDEVCO 86.

Les DSP du mouvement du sol mesurées par les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T sont superposées à celles mesurées par les accéléromètres ENDEVCO 86 à partir de 5Hz. En dessous de cette fréquence, les DSP mesurées par les accéléromètres ENDEVCO 86 ont une amplitude bien plus haute.

Egalement, les DSP mesurées par les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T ne sont plus superposées en-dessous de 0,13Hz.

Afin de mieux visualiser ces dernières observations, les estimateurs  $H_3$  de fonction de transfert entre les signaux des deux capteurs ENDEVCO 86, entre ceux des deux capteurs GURALP CMG-40T et entre ceux d'un capteur GURALP CMG-40T (nommé GURALP 1 sur la figure) et d'un capteur ENDEVCO 86 (nommé ENDEVCO 1 sur la figure) ont été calculés.

Les résultats sont affichés dans la figure 3.11 et la figure 3.12 ci-dessous pour la résolution fréquentielle de 0,016Hz et celle de 0,0016Hz respectivement:

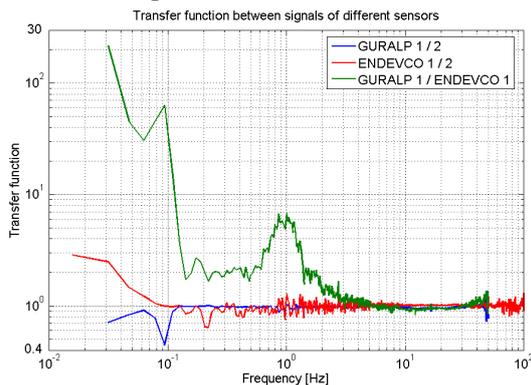


Figure 3.11:  $H_3$  avec  $\Delta f=0,016\text{Hz}$

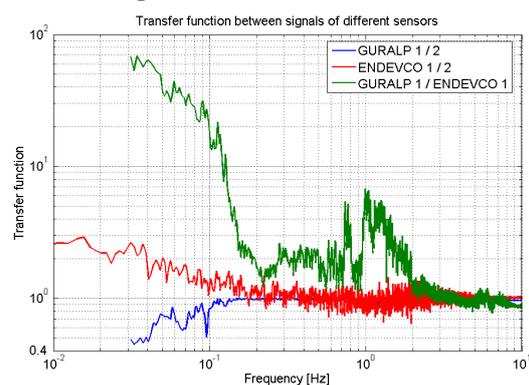


Figure 3.12:  $H_3$  avec  $\Delta f=0,0016\text{Hz}$

Afin de comprendre les différences de mesures obtenues, la cohérence entre les signaux issus des capteurs GURALP CMG-40T et la cohérence entre ceux issus des accéléromètres ENDEVCO 86 ont été calculées à partir de ces mesures. Les résultats sont donnés dans la figure 3.13 et la figure 3.14 pour les deux résolutions fréquentielles différentes :

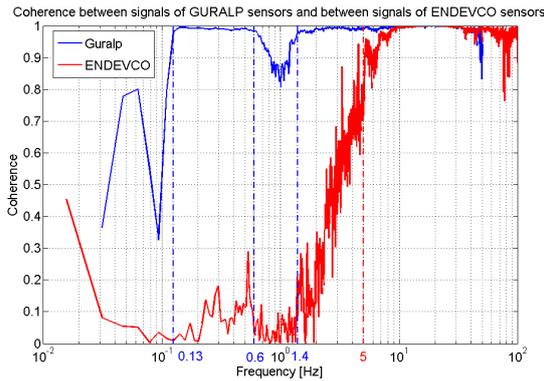


Figure 3.13: Cohérences avec  $\Delta f=0,016\text{Hz}$

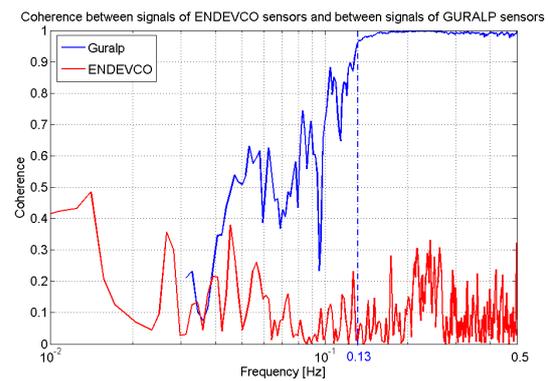


Figure 3.14: Cohérences avec  $\Delta f=0,0016\text{Hz}$

La cohérence entre les signaux issus des capteurs GURALP CMG-40T est bonne de 0,13Hz à 50Hz, limite haute de la gamme de fréquence opérationnelle de ces capteurs. En dessous de 0,13Hz, la cohérence chute, fréquence correspondant à celle à partir de laquelle les DSP du mouvement du sol mesurées par ces deux capteurs diffèrent. Une exception à la bonne cohérence obtenue entre 0,2Hz et 50Hz est donnée autour de 1Hz, où une petite chute de cohérence peut être observée.

Par contre, la cohérence entre les signaux issus des capteurs ENDEVCO 86 chute en dessous de 5Hz, fréquence qui correspond à celle à partir de laquelle les DSP du mouvement du sol mesurées par les capteurs ENDEVCO 86 et par les capteurs GURALP CMG-40T ne sont plus les mêmes.

Parce que les capteurs sont posés côte-à-côte sur le sol, le mouvement du sol doit être cohérent et ces chutes de cohérence proviennent certainement du bruit interne des capteurs. Entre autre, les différences de mesures obtenues en-dessous de 5Hz entre les capteurs ENDEVCO 86 et les capteurs GURALP CMG-40T proviennent certainement du bruit interne des accéléromètres ENDEVCO86.

### DSP du mouvement du sol et Différence Corrigée

Pour vérifier ces derniers dires, les DSP du mouvement du sol mesurées par ces deux types de capteurs ont été tracées sur la même courbe avec les Différences Corrigées de ceux-ci.

Parce qu'il existe de petites différences dans les basses fréquences entre les amplitudes mesurées par les deux capteurs ENDEVCO 86 et entre les amplitudes mesurées par les deux capteurs GURALP CMG-40T, les moyennes géométriques des DSP du mouvement du sol mesurées par les deux capteurs ENDEVCO 86 et de celles mesurées par les deux capteurs GURALP CMG-40T ont été calculées comme ci-dessous:

$$\text{DSP}_{\text{moyenne}}(k) = \sqrt{\text{DSP}_1(k) \text{DSP}_2(k)}$$

Ce calcul de moyenne correspond à celui réalisé pour calculer la Différence Corrigée de deux capteurs du même modèle. Il permet d'obtenir une moyenne arithmétique des logarithmes des deux DSP lorsque le logarithme de la moyenne géométrique est calculé. Ainsi, des moyennes arithmétiques des DSP de la figure 3.9 et de la figure 3.10 sont réalisées car toutes les DSP sont affichées en échelle logarithmique.

Les résultats sont montrés dans la figure 3.15 et la figure 3.16 ci-dessous pour les deux résolutions fréquentielles différentes :

### 3.8. Mesure du bruit instrumental et du mouvement du sol

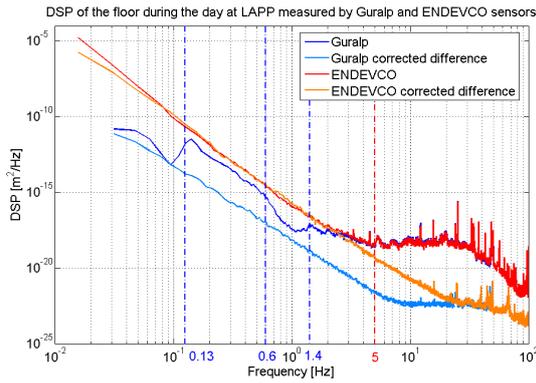


Figure 3.15: DSP et DC avec  $\Delta f=0,016\text{Hz}$

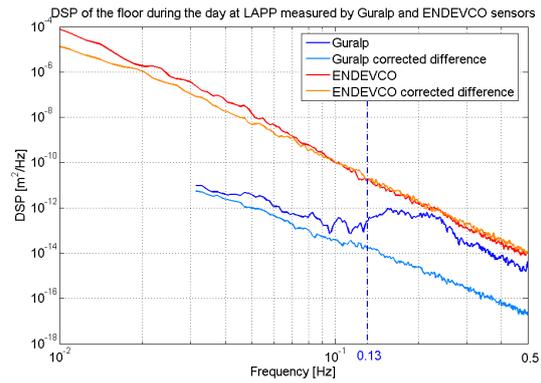


Figure 3.16: DSP et DC avec  $\Delta f=0,0016\text{Hz}$

Dans la figure 3.15 et la figure 3.16, les courbes bleues foncées et bleues claires correspondent respectivement aux DSP moyennées et à la Différence Corrigée des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T tandis que les courbes rouges et oranges correspondent à celles des accéléromètres ENDEVCO 86.

Le bruit interne des capteurs GURALP CMG-40T (courbes bleues claires) suit la pente du mouvement lent en  $1/f^4$  (voir chapitre 2.6) mais le pic microsismique observé autour de 0,15Hz (courbes bleues foncées) réhausse cette pente entre 0,13Hz et 1,4Hz et le bruit culturel du mouvement rapide réhausse cette pente au-dessus de 1,4Hz.

Ainsi, les mesures sont noyées dans le bruit interne des capteurs en-dessous de 0,13Hz et sont précises au-dessus à l'exception de la gamme de fréquence [0,6; 1,4] Hz où ces mesures sont légèrement imprécises.

Par conséquent, la chute de cohérence des signaux des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T observée en-dessous de 0,13Hz et la légère chute observée entre 0,6Hz et 1,4Hz sont dues au bruit interne de ces capteurs.

Les courbes rouges et oranges montrent que les mesures du mouvement du sol réalisées par les accéléromètres ENDEVCO 86 sont noyées dans le bruit interne de ces capteurs en-dessous de 0,5Hz et sont précises au-dessus.

Ainsi, la chute de cohérence des signaux des accéléromètres ENDEVCO 86 en-dessous de 5Hz est due au bruit interne de ces capteurs.

#### Rapport Signal sur Bruit et cohérence

Le Rapport Signal sur Bruit instrumental est défini ci-dessous [37]:

$$\text{RSB}(k) = \frac{\text{DSP}_{\text{moyenne}}(k)}{\text{DC}(k)}$$

Afin d'évaluer le rapport signal sur bruit instrumental en-dessous duquel la cohérence commence à chuter et donc à partir duquel les mesures deviennent imprécises, les rapports signaux sur bruits instrumentaux ainsi que les cohérences ont été tracés sur la même figure pour les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et pour les accéléromètres ENDEVCO 86.

Dans la figure 3.17, ces résultats sont montrés pour la résolution fréquentielle de 0,016Hz et dans la figure 3.18 pour la résolution fréquentielle de 0,0016Hz:

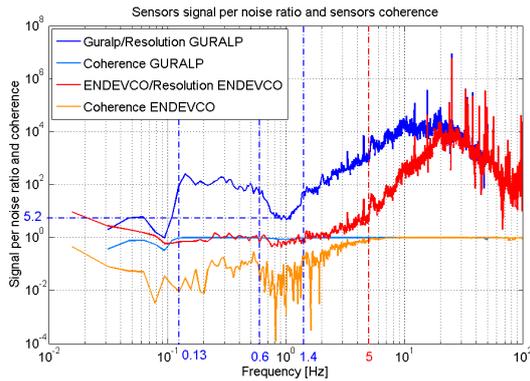


Figure 3.17: RSB avec  $\Delta f=0,016\text{Hz}$

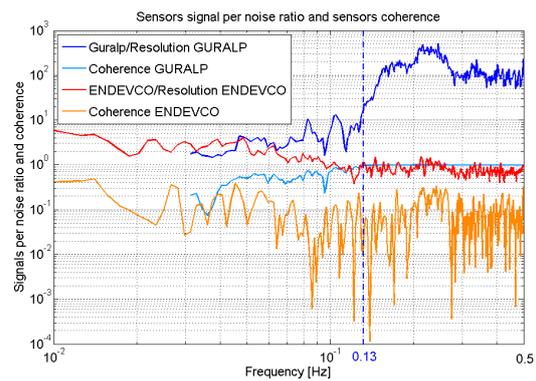


Figure 3.18: RSB avec  $\Delta f=0,0016\text{Hz}$

Lorsque les rapports signaux sur bruits s'approchent de 1, c'est-à-dire lorsqu'aucun signal n'est mesuré, les cohérences chutent. Pour un rapport signal sur bruit de 5, la cohérence commence à chuter et les mesures deviennent donc imprécises.

### Comparaison accélération du sol et vitesse du sol

Afin de comprendre une telle différence de performance entre ces deux types de capteurs faisant partie des plus sensibles du marché, il faut remonter aux signaux bruts. En effet, des DSP de déplacement du mouvement du sol ont été tracées, mais les accéléromètres mesurent des accélérations et les capteurs de vitesse mesurent des vitesses.

Ainsi, les DSP moyennées des signaux bruts (en  $\text{V}^2/\text{Hz}$ ) des capteurs GURALP CMG-40T et ENDEVCO 86 ont été calculées à partir des mesures du mouvement du sol et les Différences Corrigées de ces capteurs ont également été calculées dans ces unités.

Enfin, la DSP d'accélération du sol moyennée géométriquement à partir des mesures réalisées avec les accéléromètres ENDEVCO 86 a été prédite dans le cas où les signaux issus de ces capteurs n'auraient pas été noyés dans le bruit instrumental en-dessous de 5Hz. Pour cela, les DSP de vitesse (en  $(\text{m/s})^2/\text{Hz}$ ) mesurées par les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T ont été moyennées géométriquement et la moyenne a été dérivée car ces DSP ont été mesurées précisément à partir de 0,1Hz. Ensuite, la DSP d'accélération obtenue a été ramenée en tension en prenant comme sensibilité celle des capteurs ENDEVCO86.

Les résultats sont donnés dans la figure 3.19 ci-dessous :

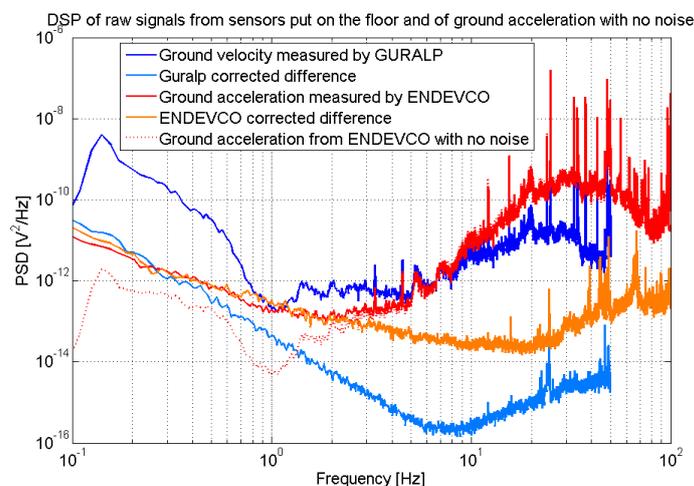


Figure 3.19: DSP des signaux bruts des capteurs ENDEVCO 86 et GURALP CMG-40T posés côte-à-côte sur le sol

Dans la figure 3.19, les courbes bleues foncées et bleues claires représentent respectivement la DSP de vitesse du sol moyennée (en  $V^2/Hz$ ) à partir des mesures réalisées avec les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et la Différence Corrigée de ces capteurs (en  $V^2/Hz$ ) tandis que les courbes rouges et oranges représentent respectivement la DSP d'accélération du sol moyennée (en  $V^2/Hz$ ) à partir des mesures réalisées avec les accéléromètres ENDEVCO 86 et la Différence Corrigée de ces capteurs (en  $V^2/Hz$ ).

La courbe rouge pointillée représente la DSP d'accélération moyennée à partir des mesures réalisées avec les accéléromètres ENDEVCO 86 si ces mesures n'étaient pas noyées dans le bruit interne de ces capteurs en-dessous de 5Hz.

Les bruits internes des capteurs GURALP CMG-40T (courbe bleue claire) et ENDEVCO 86 (courbe orange) sont à peu près les mêmes dans les basses fréquences (en dessous de 1Hz) et diminuent avec la fréquence jusqu'à une dizaine de Hertz.

Par contre, l'accélération du sol (courbe rouge pointillée) est bien plus faible que la vitesse du sol (courbe bleue foncée) dans les basses fréquences (jusqu'à environ 5Hz).

Ainsi, les accéléromètres ENDEVCO 86 ne sont pas capables de mesurer l'accélération du sol dans les basses fréquences car celle-ci est très faible et non pas à cause d'un bruit interne très élevé.

En règle générale, ce sont les accéléromètres qui sont utilisés pour mesurer les vibrations du sol dans les hautes fréquences car l'accélération est élevée (et le bruit interne est faible) alors que la vitesse devient faible. Les capteurs de vitesse sont plutôt utilisés pour mesurer les vibrations du sol dans les basses fréquences car bien que le bruit interne soit élevé, la vitesse aussi alors que l'accélération est faible [48].

Pour conclure, dans les différentes études vibratoires réalisées, les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T ont été utilisés pour mesurer les vibrations en-dessous du Hertz jusqu'à la limite haute de leur gamme de fréquence opérationnelle (50Hz) et les accéléromètres ENDEVCO 86 ont été utilisés pour mesurer les vibrations à partir d'une dizaine de Hertz jusqu'à 100Hz.

#### **Mouvement du sol intégré et Différence Corrigée intégrée**

Afin d'avoir une valeur de la résolution des capteurs dans leur gamme de fréquence opérationnelle, la Différence Corrigée a été intégrée comme montré ci-dessous avec  $k_1$  et  $k_2$  les bornes inférieures et supérieures des gammes de fréquence opérationnelles des capteurs:

$$DC_{\text{int}}(k) = \sqrt{\sum_{k_1}^{k_2} DC(k)\Delta f}$$

Les résultats sont montrés dans la figure 3.20 ci-dessous pour les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et pour les accéléromètres ENDEVCO 86 :

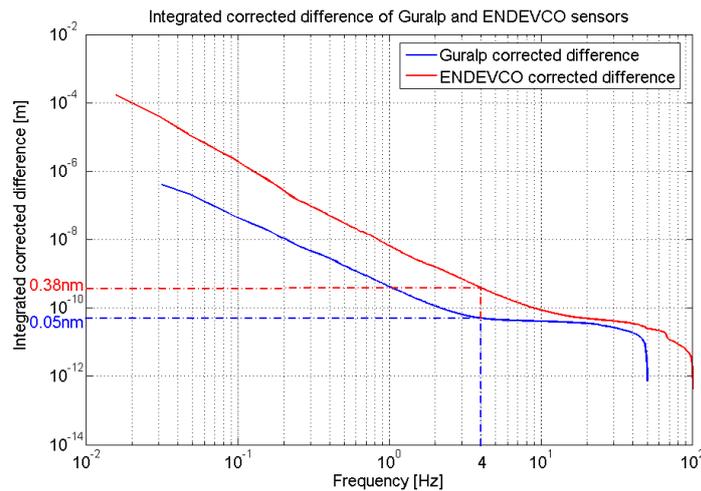


Figure 3.20: Différence Corrigée intégrée des capteurs ENDEVCO 86 et GURALP

Dans la figure 3.20, une référence a été placée à 4Hz car l'asservissement du faisceau n'est possible qu'en dessous de cette fréquence pour le projet CLIC.

Cette figure montre que la résolution des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T est de 0,06nm au-dessus de 4Hz alors que celle des accéléromètres ENDEVCO 86 est de 0,38nm.

Ces accéléromètres sont les seuls capteurs avec les capteurs SP500 ayant une taille et un poids suffisamment faibles pour être posés sur une petite structure mécanique.

Cependant, la résolution de ces accéléromètres ne leur permet pas d'être des candidats pour réaliser du rejet actif de vibrations de notre prototype au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz et la résolution des capteurs SP500 est présentée dans le chapitre 3.8.5 afin de savoir si ceux-ci peuvent être candidats.

Maintenant, afin d'avoir une idée de l'amplitude du mouvement du sol au LAPP, le RMS intégré du mouvement du sol a été calculé entre 0,13Hz et 100Hz en utilisant la DSP moyennée du mouvement du sol mesurée par les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T entre 0,13Hz et 50Hz et celle mesurée par les accéléromètres ENDEVCO 86 entre 50Hz et 100Hz. Notons qu'en dessous de 0,13Hz, les résultats ne peuvent pas être présentés à cause de la résolution insuffisante des capteurs pour mesurer le mouvement du sol.

Egalement, afin d'avoir une précision sur le résultat obtenu, la Différence Corrigée intégrée a été calculée en utilisant la Différence Corrigée des capteurs de vitesse entre 0,13Hz et 50Hz et celle des accéléromètres entre 50Hz et 100Hz.

Les résultats sont montrés dans la figure 3.21 ci-dessous :

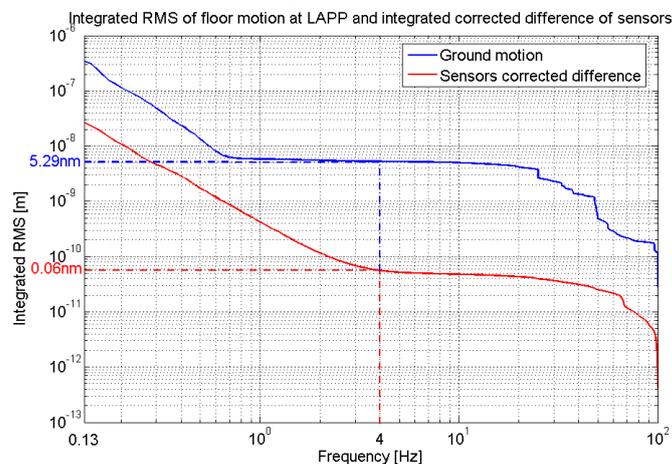


Figure 3.21: RMS intégrée du mouvement du sol au LAPP avec la résolution instrumentale

Au-dessus de 4Hz, le mouvement du sol était de 5,29nm au LAPP et la résolution des capteurs est de 0,06nm.

Afin de mettre une précision sur la valeur du RMS intégré, il faut procéder comme montré ci-dessous :

$$\text{RMS}_{\text{int}} \pm \text{DC}_{\text{int}}$$

Ainsi, le RMS intégré du mouvement du sol au LAPP était de  $(5,29 \pm 0,06)$  nm. De nombreuses mesures effectuées au LAPP montrent que cette valeur est une moyenne.

Sur le site de HERA, le mouvement du sol est passé de 52nm [62] lorsque tous les équipements de l'accélérateur étaient éteints à plus de 200nm [63] lorsqu'ils étaient allumés au-dessus de 1Hz. Ainsi, le mouvement du sol au LAPP est 10 à 40 fois plus faible que celui d'autres sites d'accélérateurs.

#### 3.8.4. Mesures du mouvement du sol en hautes fréquences

Les accéléromètres piézoélectriques sont plus aptes à mesurer les vibrations situées dans les hautes fréquences que les capteurs de vitesse car l'accélération du sol est élevée dans ces fréquences alors que la vitesse du sol est faible.

Les accéléromètres du modèle 393B12 ont été achetés pour réaliser des études vibratoires d'une structure dans les hautes fréquences (voir chapitre 4.3) car ceux-ci ont une forte sensibilité et une gamme de fréquence opérationnelle s'étendant jusqu'à 2000Hz.

De part leur gamme de fréquence opérationnelle plus large, les accéléromètres 393B12 ont un bruit interne plus élevé que celui des accéléromètres ENDEVCO 86 en-dessous de 100Hz (voir chapitre 3.4). Cependant, ce bruit diminue avec la fréquence et devient très faible au-dessus de 100Hz, autorisant donc la mesure des vibrations dans les hautes fréquences où l'accélération est élevée.

Les résultats de mesure du mouvement du sol et du bruit interne des accéléromètres ENDEVCO 86 et 393B12 sont montrés dans ce chapitre afin de confirmer expérimentalement ces dires.

A partir des mesures du mouvement du sol réalisées le jour et la nuit avec les accéléromètres ENDEVCO 86 et 393B12, les DSP d'accélération du sol moyennées géométriquement et les Différences Corrigées de ces capteurs ont été calculées:

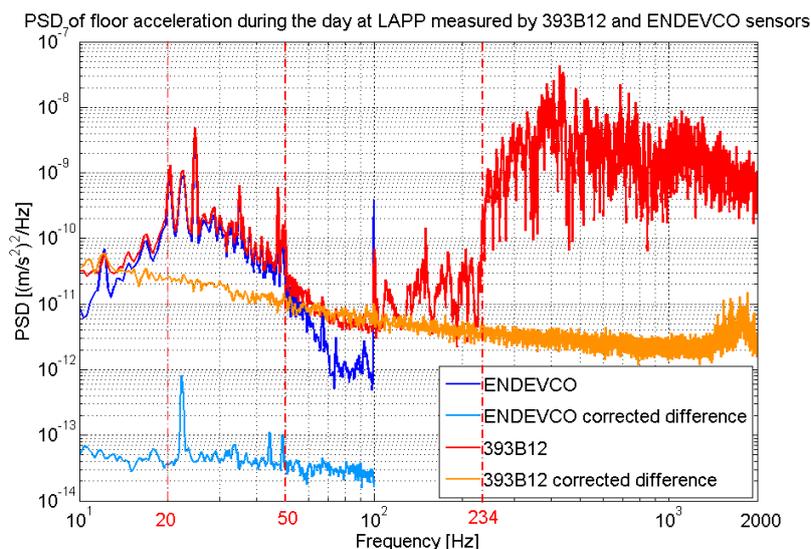


Figure 3.22: DSP d'accélération du sol mesurées par les accéléromètres ENDEVCO 86 et 393B12 et Différences Corrigées de ces capteurs

Dans la figure 3.22, la courbe bleue foncée et la courbe bleue claire représentent respectivement la DSP d'accélération du sol moyennée et la Différence Corrigée calculées à partir des mesures réalisées par les accéléromètres ENDEVCO 86 tandis que la courbe rouge et la courbe orange représentent les mêmes quantités mais calculées à partir des mesures réalisées par les accéléromètres 393B12.

La figure montre que les accéléromètres ENDEVCO 86 mesurent très précisément l'accélération du sol entre 10Hz et 100Hz alors que les accéléromètres 393B12 la mesurent assez précisément entre 20Hz et 50Hz et très précisément entre 234Hz et 2000Hz.

Ainsi, les DSP d'accélération du sol mesurées par les accéléromètres ENDEVCO 86 et 393B12 sont les mêmes uniquement entre 20Hz et 50Hz.

Entre 50Hz et 234Hz, les mesures des accéléromètres 393B12 sont noyées dans le bruit interne de ces capteurs qui est bien plus élevé que celui des accéléromètres ENDEVCO86.

Parce que l'accélération du sol est bien plus élevée au-dessus de 200-300Hz (courbe rouge) qu'en-dessous de 200Hz (courbe bleue foncée) et parce que le bruit interne des accéléromètres 393B12 diminue avec la fréquence, ces capteurs permettent des mesures de vibration du sol précises dans les hautes fréquences alors que les accéléromètres ENDEVCO 86 sont adaptés à la mesure de l'accélération du sol en-dessous de 100Hz grâce à leur bruit interne plus faible.

Afin de montrer la précision des mesures de vibration du sol obtenue au-dessus de 234Hz, le Rapport Signal sur Bruit et la cohérence des accéléromètres 393B12 sont montrés :

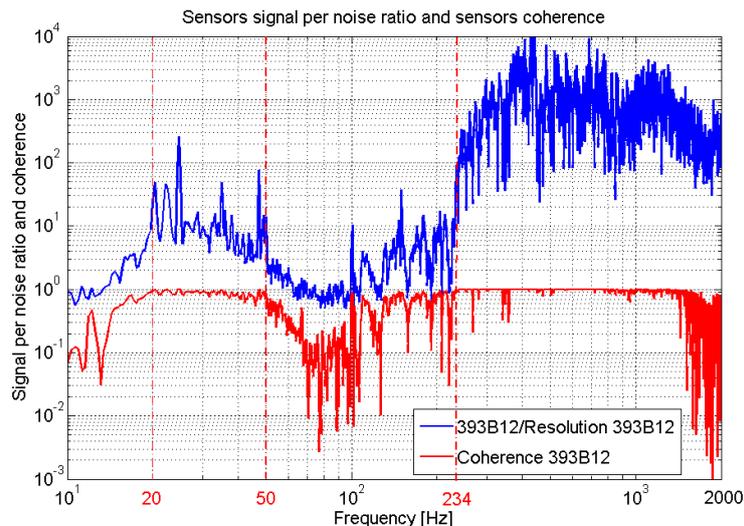


Figure 3.23: RSB et cohérence des accéléromètres 393B12 mesurant le mouvement du sol

Entre 234Hz et 2000Hz, le rapport signal sur bruit est en moyenne de 1000, montrant ainsi que les mesures réalisées sont très précises. La précision des mesures est confirmée par la bonne cohérence obtenue dans cette gamme de fréquence.

Afin d'avoir une valeur de la résolution des accéléromètres 393B12 entre 200Hz et 2000Hz, la Différence Corrigée intégrée a été calculée :

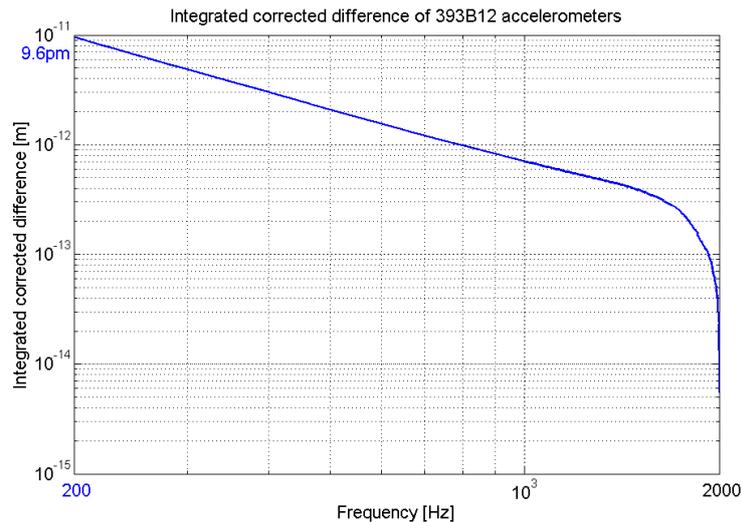


Figure 3.24: Différence Corrigée intégrée des accéléromètres 393B12

La résolution des accéléromètres 393B12 est donc de 9,6pm entre 200Hz et 2000Hz, ce qui montre les très faibles amplitudes pouvant être mesurées dans les hautes fréquences car le bruit interne des capteurs devient très faible.

#### 3.8.5. Candidat pour le rejet actif des vibrations de quadripôles

Les capteurs SP500 sont les seuls capteurs de vitesse insensibles à de forts champs magnétiques, ayant une forte sensibilité et un faible bruit interne et dont la taille et le poids permettent à ces capteurs d'être posés sur une structure sans modifier ses caractéristiques vibratoires.

Ainsi, si ces capteurs ont une résolution suffisamment fine, ils pourraient être des candidats pour le rejet actif des vibrations des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire au cinquième de nanomètre dans cette gamme de fréquence.

Egalement, pour le rejet actif des vibrations de notre prototype au cinquième de nanomètre, les capteurs ENDEVCO 86 et SP500 sont les seuls capteurs pouvant être posés sur notre prototype de part leur taille et leur masse. Parce que les accéléromètres ENDEVCO86 n'ont pas la résolution suffisante, le choix se porte sur les capteurs SP500 si leur résolution est suffisamment fine.

La résolution de ces capteurs a donc été mesurée en la comparant à celle des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T qui est très forte.

Egalement, les amplitudes du mouvement du sol mesurées par ces deux types de capteurs ont été comparées car la réponse fréquentielle des capteurs SP500 n'est pas très stable alors que celle des capteurs GURALP CMG-40T l'est.

Pour finir, les performances des capteurs SP500 ont été mesurées avec le DAQ PCI6052E qui est le système d'acquisition choisi pour réaliser du rejet actif de notre prototype.

#### Cohérence et rapport signal sur bruit

Afin de comparer la précision des mesures du mouvement du sol entre les capteurs GURALP CMG-40T et les capteurs SP500, les cohérences ont été calculées à partir des mesures simultanées du mouvement du sol réalisées le jour avec ces deux types de capteurs.

Les résultats sont montrés dans la figure 3.25 pour les mesures réalisées à la fréquence d'acquisition de 256Hz (résolution fréquentielle de 0,016Hz) et dans la figure 3.26 pour celles réalisées à la fréquence d'acquisition de 25,6Hz (résolution fréquentielle de 0,0016Hz):

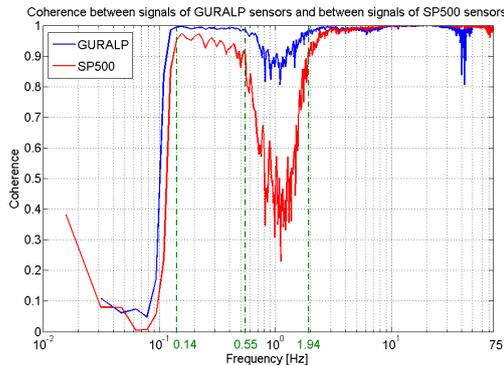


Figure 3.25: Cohérences avec  $\Delta f=0,016\text{Hz}$

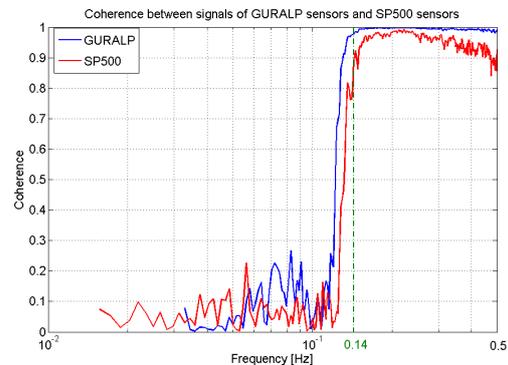


Figure 3.26: Cohérences avec  $\Delta f=0,0016\text{Hz}$

La figure 3.25 et la figure 3.26 montrent que les cohérences entre les deux capteurs GURALP CMG-40T et entre les deux capteurs SP500 chutent toutes les deux en-dessous de 0,14Hz.

Egalement, on observe une petite chute de cohérence entre les capteurs GURALP CMG-40T dans la gamme de fréquence [0,55; 1,94] Hz qui est plus grande dans cette même gamme de fréquence pour les capteurs de vitesse SP500.

Ainsi, les capteurs de vitesse possèdent des performances similaires en termes de mesure du mouvement du sol à l'exception de la zone située autour de 1Hz où la précision est légèrement moins bonne pour les capteurs de vitesse SP500.

L'influence du bruit interne de ces capteurs sur les pertes de cohérence est prouvée dans la figure 3.27 et la figure 3.28 ci-dessous (résolution fréquentielle de 0,016Hz et de 0,0016Hz respectivement) où le Rapport Signal sur Bruit des capteurs SP500 et celui des capteurs GURALP CMG-40T ont été calculés comme précédemment et tracés sur la même figure avec les cohérences de ces capteurs :

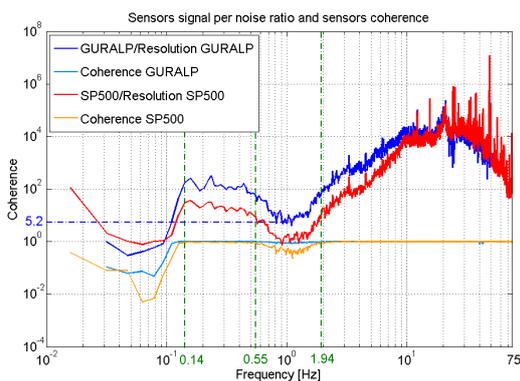


Figure 3.27: RSB avec  $\Delta f=0,016\text{Hz}$

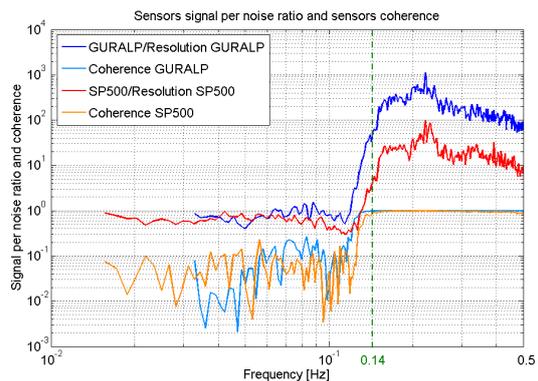


Figure 3.28: RSB avec  $\Delta f=0,0016\text{Hz}$

La figure 3.27 et la figure 3.28 montrent qu'en-dessous de 0,14Hz, les rapports signaux sur bruit sont de 1 et les cohérences chutent pour les capteurs GURALP CMG-40T et les capteurs SP500. Ceci montre que les chutes de cohérence observées en-dessous de 0,14Hz proviennent du bruit interne de ces deux types de capteurs.

Dans la gamme de fréquence [0,55; 1,94] Hz, le rapport signal sur bruit des capteurs GURALP CMG-40T descend jusque 5, ce qui entraîne une légère chute de cohérence dans cette gamme de fréquence. Dans cette même gamme de fréquence, le rapport signal du bruit des capteurs SP500 descend jusque 1 (le signal est donc noyé dans le bruit des capteurs), ce qui entraîne une chute de cohérence bien plus importante.

Ces résultats montrent la précision des mesures du bruit interne des capteurs et la performance de l'analyse qui s'en suit.

#### Différence Corrigée intégrée

Afin de connaître la résolution des capteurs de vitesse SP500 et la comparer à celle des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T, les Différences Corrigées intégrées de ces capteurs ont été calculées dans leur gamme de fréquence opérationnelle à partir des mesures simultanées réalisées la nuit avec ces capteurs :

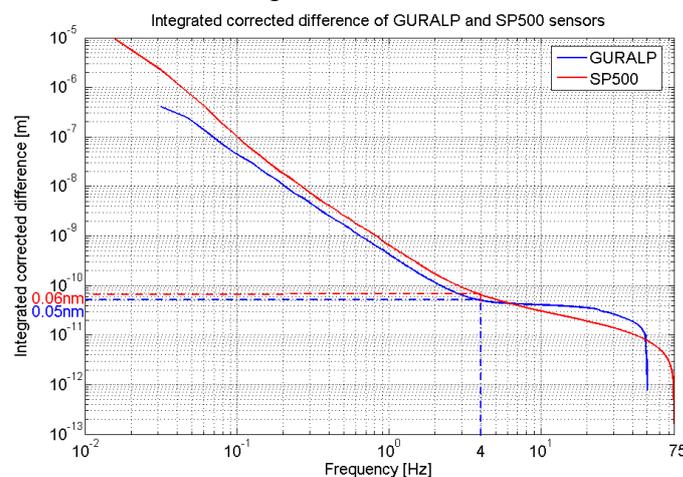


Figure 3.29: Différence Corrigée intégrée des capteurs GURALP et SP500

Au-dessus de 4Hz, la résolution des capteurs GURALP CMG-40T est de 0,05nm et celle des capteurs SP500 est de 0,06nm. Notons que la résolution obtenue des capteurs GURALP CMG-40T est la même que celle obtenue à partir des mesures simultanées réalisées avec les capteurs GURALP CMG-40T et les accéléromètres ENDEVCO 86, ce qui prouve la bonne répétabilité des mesures de bruit interne des capteurs.

La résolution des capteurs SP500 est quasiment aussi bonne que celle des capteurs GURALP CMG-40T et est suffisante pour mesurer des vibrations d'un cinquième de nanomètre dans cette gamme de fréquence.

Par conséquent, les capteurs SP500 peuvent être des candidats pour le rejet actif des vibrations des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz et ont été choisis pour réaliser du rejet actif de notre prototype.

#### Calibration à l'échelle nanométrique des capteurs SP500 avec les capteurs GURALP CMG-40T

Parce que les capteurs de vitesse SP500 n'ont pas une réponse fréquentielle très stable dans leur gamme de fréquence opérationnelle, les amplitudes du mouvement du sol mesurées par ces capteurs ont été comparées à celles mesurées par les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T dont la réponse fréquentielle est très stable.

Pour cela, les DSP du mouvement du sol ont été calculées et tracées dans la figure 3.30 au-dessus de 0,14Hz, fréquence à partir de laquelle les mesures réalisées par ces deux types de capteurs sont précises :

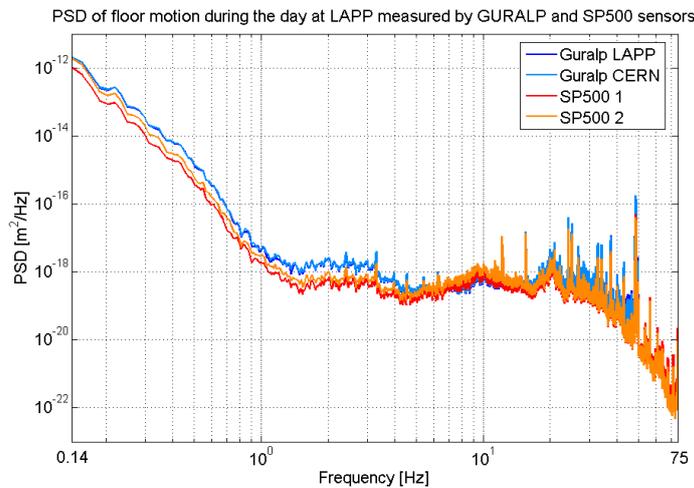


Figure 3.30: DSP du mouvement du sol mesurées par les capteurs GURALP et SP500

Les DSP mesurées par les capteurs GURALP CMG-40T sont superposées comme précédemment car ces capteurs ont une réponse fréquentielle très stable.

Par contre, les DSP mesurées par les capteurs SP500 ne sont pas bien superposées entre elles et à celles mesurées par les capteurs GURALP CMG-40T.

Afin de mieux s'en apercevoir, les estimateurs  $H_3$  de fonction de transfert entre les signaux des deux capteurs SP500, entre ceux des deux capteurs GURALP CMG-40T et entre ceux d'un capteur GURALP CMG-40T (nommé GURALP 1 sur la figure) et d'un capteur SP500 (nommé SP500 1 sur la figure) ont été calculés et tracés dans la figure 3.31 ci-dessous :

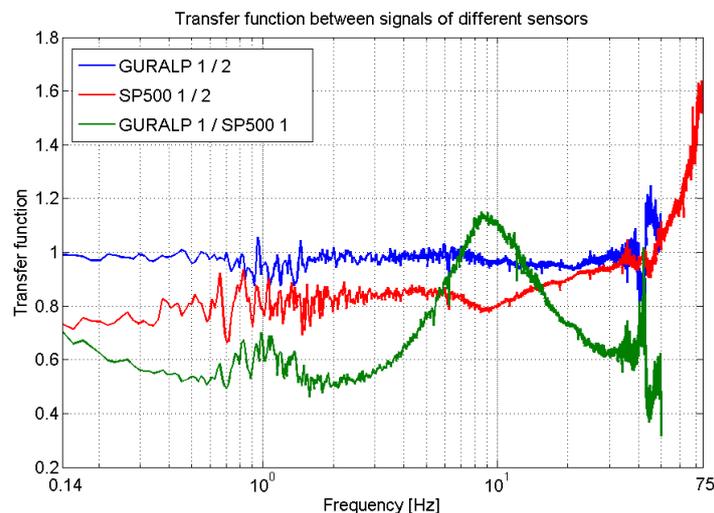


Figure 3.31: Fonctions de transfert entre les signaux des capteurs GURALP CMG-40T et des capteurs SP500 mesurant le mouvement du sol

Afin d'expliquer la différence entre les mesures réalisées, les sensibilités des deux capteurs SP500 données par leur constructeur en fonction de la fréquence ont été tracées dans la figure 3.32 ci-dessous :

### 3.8. Mesure du bruit instrumental et du mouvement du sol

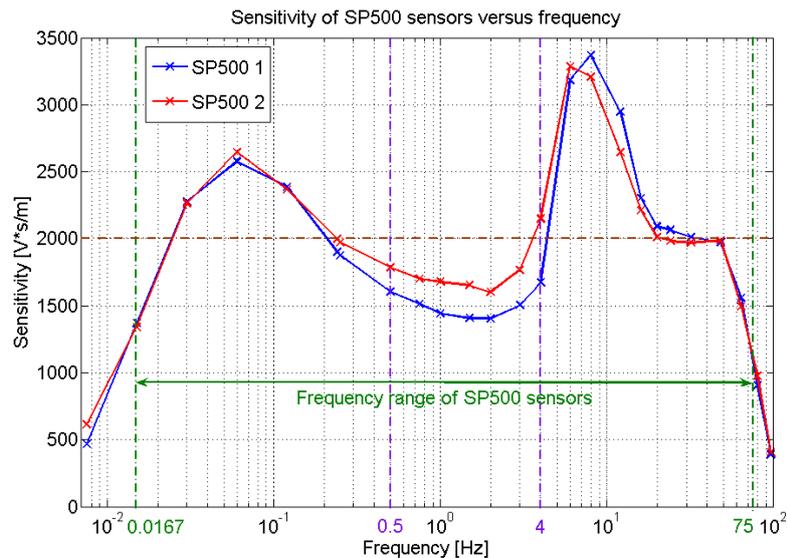


Figure 3.32: Sensibilités des deux capteurs SP500 données par leur constructeur(en  $V*s/m$ )

Les deux capteurs de vitesse SP500 ont une différence de sensibilité négligeable globalement, à l'exception de la gamme de fréquence  $[0,5; 4]$  Hz où la différence est plus significative.

Par contre, la sensibilité nominale de ces deux capteurs est de  $2000V/m/s$  et des variations de leur sensibilité autour de leur sensibilité nominale peuvent être observées en fonction de la fréquence.

Dans la figure 3.33 ci-dessous, leur sensibilité ont été tracées en dB en prenant comme référence la sensibilité nominale afin d'évaluer si les variations de sensibilité autour de la sensibilité nominale sont conséquentes : la norme pour les constructeurs de capteurs de vibration est de ne pas dépasser de plus de 3dB la sensibilité nominale.

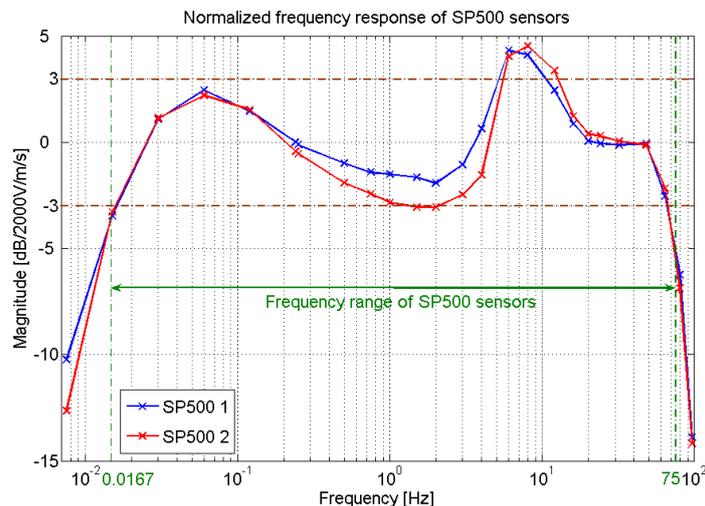


Figure 3.33: Sensibilités des deux capteurs SP500 données par leur constructeur(en dB)

Des variations de plus de 3dB peuvent être observées dans certaines gammes de fréquence, ce qui montre que ces variations de sensibilité ne sont pas négligeables.

Parce que la conversion entre les volts et les mètres par seconde a été réalisée à partir de cette sensibilité nominale pour calculer les DSP de mouvement du sol, les différences entre les DSP mesurées par les capteurs SP500 et les DSP mesurées par les capteurs GURALP

CMG-40T peuvent s'expliquer par ces variations de sensibilité autour de la sensibilité nominale.

Tout d'abord, afin d'observer l'influence de la différence de sensibilité entre les deux capteurs SP500 sur la différence de mesures du mouvement du sol entre ces deux capteurs, la fonction de transfert des deux capteurs SP500 calculée à partir des mesures du mouvement du sol a été tracée sur la même figure avec le rapport élevé au carré des sensibilités de ces deux capteurs. Notons que ce rapport est élevé au carré afin de pouvoir réaliser une comparaison avec la fonction de transfert qui est un rapport de puissance. Les résultats sont montrés dans la figure 3.34 ci-dessous :

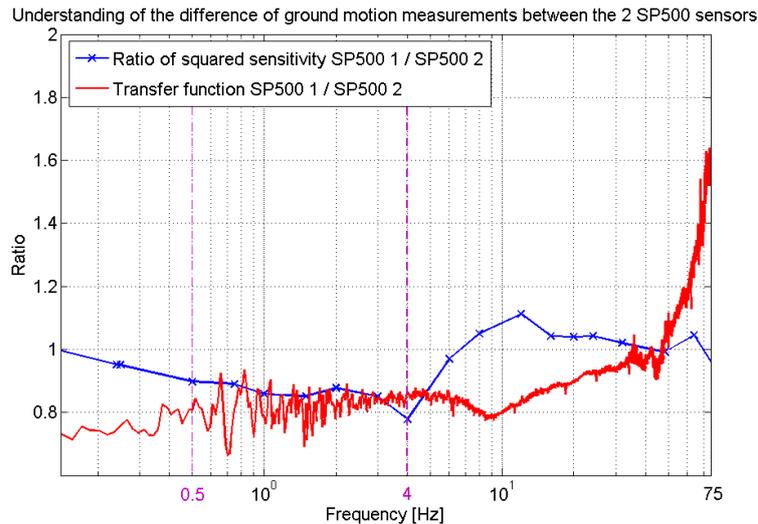


Figure 3.34: Compréhension de la différence d'amplitude de mouvement du sol mesurée par les deux capteurs SP500

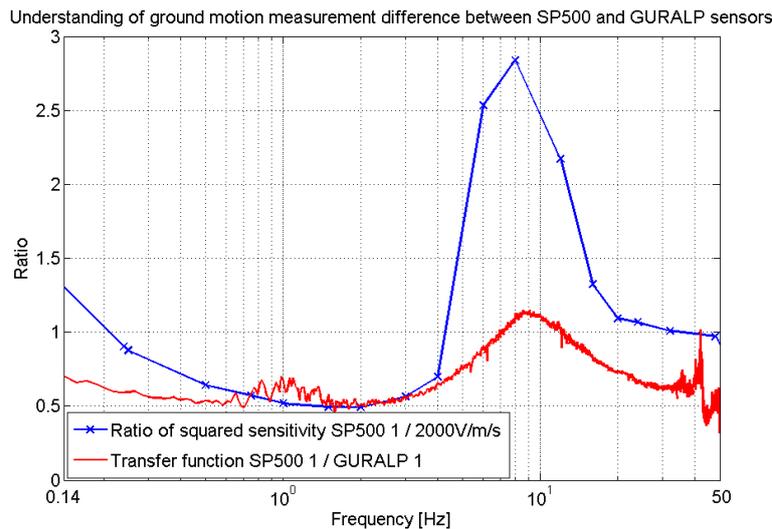
A l'exception de la gamme de fréquence [0,5; 4] Hz, cette comparaison ne donne pas des résultats concluants. Ceci peut s'expliquer par le fait que la différence de sensibilité entre les deux capteurs SP500 est très faible et que la réponse fréquentielle de ces capteurs a pu légèrement évoluer au cours du temps. En effet, les mesures présentées ici ont été réalisées un an après avoir reçu les capteurs et il est dit dans la documentation du constructeur que les sensibilités de ces capteurs peuvent évoluer au bout d'un an car leur boucle d'asservissement a été enlevée.

Par contre, dans la gamme de fréquence [0,5; 4] Hz où la différence de sensibilité est plus significative, le rapport élevé au carré des sensibilités et la fonction de transfert sont quasiment les mêmes: ils sont approximativement de 0,8.

Par conséquent, la différence de mesures du mouvement du sol entre les deux capteurs SP500 est très certainement due à leur différence de sensibilité.

Maintenant, afin de comprendre la différence des mesures du mouvement du sol entre les capteurs SP500 et les capteurs GURALP CMG-40T, la variation de sensibilité des capteurs SP500 autour de leur sensibilité nominale est comparée avec ces différences de mesures.

Pour cela, le rapport entre la sensibilité d'un capteur SP500 (nommé SP500 1 sur la figure) et sa sensibilité nominale (2000V/m/s) a été calculé et tracé sur le même graphe avec la fonction de transfert entre ce capteur SP500 et un capteur GURALP (nommé GURALP 1 sur la figure). En effet, ce dernier a une réponse fréquentielle très stable et très proche de sa sensibilité nominale (1600V/m/s). Les résultats sont montrés dans la figure 3.35 ci-dessous :



*Figure 3.35: Compréhension de la différence d'amplitude de mouvement du sol mesurée par les capteurs SP500 et GURALP CMG-40T*

La figure 3.35 montre que la différence de mesures du mouvement du sol entre les capteurs GURALP CMG-40T et les capteurs SP500 provient bien de la réponse fréquentielle de ces derniers qui n'est pas très stable et assez éloignée de leur sensibilité nominale.

Les capteurs SP500 sont tout de même fiables pour le rejet actif car l'algorithme ne demande pas une très bonne précision au niveau des mesures car il travaille sur des amplitudes relatives.

#### **Résolution intégrée de toute la chaîne d'instrumentation utilisée pour le rejet actif de vibrations de notre prototype**

Le DAQ PCI6052E et les capteurs SP500 ont été choisis pour réaliser du rejet actif de vibrations de notre prototype.

Ainsi, les performances de ce DAQ ont été testées avec les capteurs de vitesse SP500 et comparées à celles obtenues avec le système PULSE car celui-ci est un système d'acquisition optimisé pour l'acquisition de signaux d'amplitude très faible.

Pour ce faire, des mesures de vibration du sol ont été réalisées la nuit et le jour avec les capteurs SP500 et le DAQ PCI6052E dans le même but et dans les mêmes conditions expérimentales que pour les mesures réalisées avec le système PULSE. Notons que le filtre passe-haut de fréquence de coupure de 1Hz acheté pour l'acquisition des données avec le DAQ PCI6052E (voir chapitre 3.6.3) n'a pas été utilisé afin d'estimer les performances de ce système d'acquisition dans les basses fréquences.

A partir des mesures du mouvement du sol réalisées le jour, la cohérence entre les signaux des capteurs SP500 a été calculée afin d'évaluer les performances du DAQ PCI6052E au niveau de l'acquisition des signaux de vibration du sol dont les amplitudes sont très faibles:

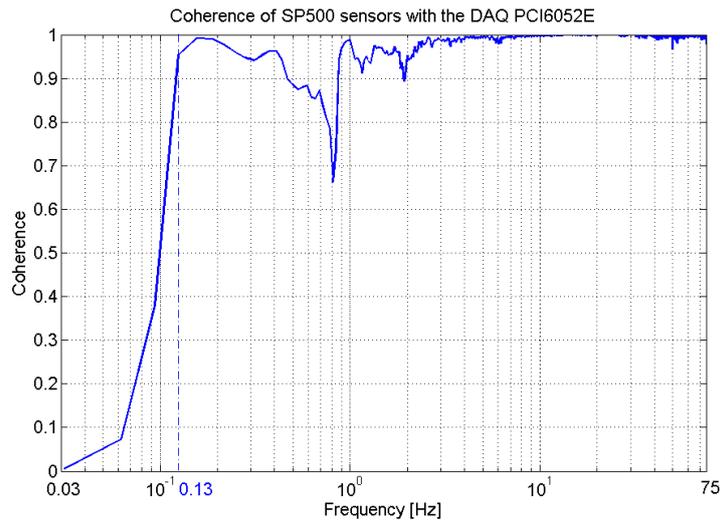


Figure 3.36: Cohérence entre les signaux des capteurs SP500 avec le DAQ PCI6052E

Cette figure montre que la cohérence est très bonne dans la gamme de fréquence [0.13; 100] Hz, à l'exception encore de la zone située autour de 1Hz qui marque la transition entre le mouvement lent et le mouvement rapide du sol.

Ainsi, le DAQ PCI6052E est suffisamment performant pour acquérir avec précision les signaux de vibration du sol issus des capteurs SP500 au-dessus de 4Hz, fréquence à partir de laquelle une stabilisation active doit être effectuée conformément au projet CLIC.

La Différence Corrigée des capteurs SP500 et les DSP du mouvement du sol ont été calculées à partir des mesures réalisées avec le DAQ PCI6052E la nuit et le jour respectivement. Les résultats sont affichés dans la figure 3.37 ci-dessous :

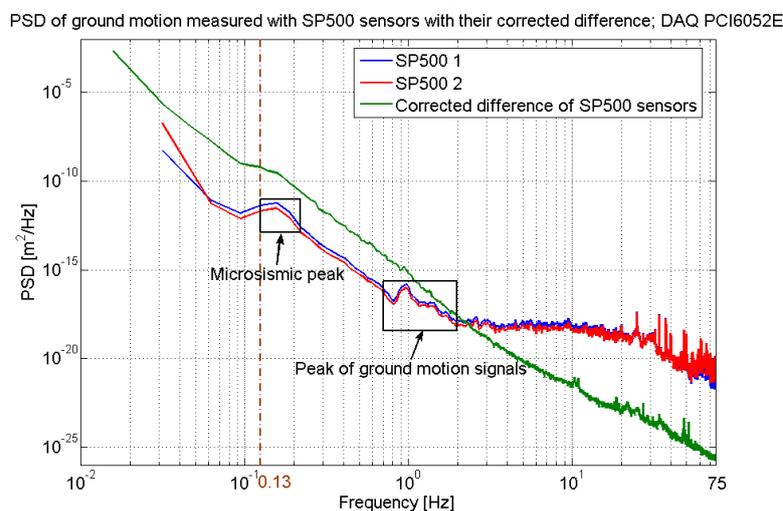


Figure 3.37: DSP du mouvement du sol et Différence Corrigée des capteurs SP500 avec le DAQ PCI6052E

La courbe bleue et la courbe rouge représentent les DSP du mouvement du sol mesurées par les deux capteurs SP500 et la courbe verte représente la Différence Corrigée de ces capteurs.

La Différence Corrigée des capteurs SP500 est plus grande que les DSP du mouvement du sol en-dessous de 2Hz, ce qui n'est pas normal. En effet, si les signaux issus des capteurs

SP500 étaient noyés dans le bruit instrumental au-dessus de 2Hz, la Différence Corrigée serait superposée aux DSP du mouvement du sol.

De plus, la cohérence est bonne au-dessus de 0,13Hz et on peut observer sur la figure 3.37 que les capteurs mesurent bien le pic microsismique situé entre 0,1Hz et 0,2Hz (voir chapitre 2.6.1). De plus, des pics de signaux de vibration du sol peuvent être également observés sur la figure entre 1Hz et 2Hz.

Ainsi, la Différence Corrigée des capteurs SP500 est surestimée en-dessous de 2Hz, ce qui peut s'expliquer par le fait que le bruit interne du DAQ PCI6052E varie énormément dans les basses fréquences, et était certainement bien plus faible lorsque les mesures étaient réalisées le jour que lorsque celles-ci étaient réalisées la nuit.

Cependant, les problèmes instrumentaux obtenus dans les basses fréquences ne sont pas importants car le mouvement du sol doit être mesuré précisément seulement au-dessus de 4Hz et il a été vérifié en réalisant plusieurs mesures que le bruit interne du DAQ PCI6052E est toujours le même au-dessus de cette fréquence.

Ainsi, la Différence Corrigée intégrée des capteurs SP500 a été calculée au-dessus de 4Hz et comparée à celle obtenue avec le système PULSE. Les résultats sont montrés dans la figure 3.38 ci-dessous :

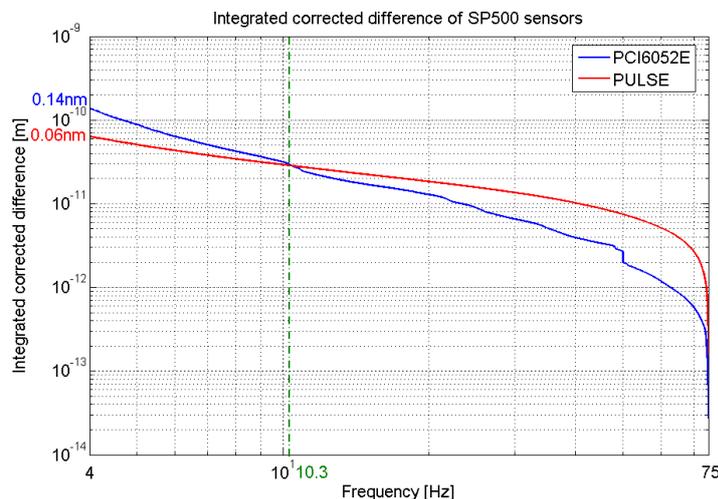


Figure 3.38: Différence Corrigée intégrée des capteurs SP500 à partir de mesures acquises avec le DAQ PCI6052E et le système PULSE

Au-dessus de 4Hz, la Différence Corrigée intégrée des capteurs SP500 mesurée avec le système PULSE est de 0,06nm. Dans le chapitre 3.8.2, il a été montré que le bruit interne des capteurs est également de 0,06nm car le système PULSE a un bruit interne très faible.

La Différence Corrigée intégrée des capteurs SP500 mesurée avec le DAQ PCI6052E est de 0,14nm dans cette même gamme de fréquence et est plus faible que celle mesurée avec le système PULSE au-dessus de 10Hz.

En soustrayant quadratiquement la Différence Corrigée intégrée mesurée par le DAQ PCI6052E (0,14nm) avec le RMS intégré du bruit interne des capteurs SP500 (0,06nm), on obtient le RMS intégré du bruit interne du DAQ PCI6052E qui est donc de 0,13nm. Notons qu'il n'a pas été possible de vérifier ce résultat en mesurant le bruit interne du DAQ PCI6052E avec des bouchons de 50 ohms mis à l'entrée des voies pour des problèmes d'impédance électrique.

Pour conclure, bien que le DAQ PCI6052E ait un bruit interne plus élevé que celui du système PULSE, il reste tout de même très faible comme l'est le bruit interne des capteurs SP500. Ainsi, le bruit instrumental total est seulement de 0,14nm au-dessus de 4Hz et le DAQ

PCI6052E peut donc être utilisé avec les capteurs de vitesse SP500 pour réaliser du rejet actif de vibrations de notre prototype au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz.

### 3.9. Conclusion

Le bruit interne des capteurs de vibration est ce qui limite la résolution de ceux-ci. Ainsi, c'est le problème majeur pour la mesure de vibrations du mouvement du sol et des structures excitées par celui-ci car le mouvement du sol rapide est de l'ordre du nanomètre.

Par exemple, le mouvement du sol mesuré au LAPP est de 5nm en moyenne entre 4Hz et 100Hz et les signaux issus des capteurs mesurant ce mouvement ont donc des amplitudes très faibles de l'ordre du mV.

Ainsi, les bruits internes des différents capteurs de vibration acquis par l'équipe LAVISTA ont été mesurés afin de connaître leur résolution.

Les mesures ont été acquises par le système d'acquisition PULSE car son bruit interne est négligeable par rapport à celui des capteurs.

Notons que ce système a également été utilisé pour toutes les études vibratoires présentées dans cette thèse afin de ne pas limiter les performances de nos capteurs.

Le bruit interne des capteurs de vibration est élevé dans les basses fréquences et décroît lorsque la fréquence augmente. Parce que la vitesse du sol est élevée et l'accélération est faible dans les basses fréquences, les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T à retour de force sont capables de mesurer le mouvement du sol au LAPP en-dessous du Hertz jusqu'à 50Hz tandis que les accéléromètres piézoélectriques ENDEVCO 86 peuvent mesurer ce mouvement uniquement à partir de quelques Hertz jusqu'à 100Hz.

La résolution mesurée des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T est de 0,05nm entre 4Hz et 50Hz et celle des accéléromètres ENDEVCO 86 est de 0,38nm entre 4Hz et 100Hz, permettant ainsi des mesures précises du mouvement du sol.

Ainsi, pour les différentes études vibratoires réalisées dans les moyennes fréquences (en-dessous de 100Hz) et présentées dans cette thèse, ces deux capteurs ont été utilisés selon la gamme de fréquence à étudier.

Il est à noter que les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T sont trop grands et trop lourds pour être posés sur de petites structures mécaniques, ce qui n'est pas un problème car des études vibratoires de petites structures mécaniques ont été réalisées à partir de quelques Hertz, fréquences au-dessus desquelles les premières résonances apparaissent. Ainsi, les accéléromètres ENDEVCO 86 ont pu être utilisés pour ce type d'étude.

Pour l'étude vibratoire d'une structure dans les hautes fréquences (voir chapitre 4.3), le choix s'est porté sur des accéléromètres piézoélectriques et non sur des capteurs de vitesse car l'accélération est élevée dans les hautes fréquences alors que la vitesse est faible.

Des accéléromètres du modèle 393B12 ont été choisis car ceux-ci ont une forte sensibilité avec une gamme de fréquence s'étendant jusqu'à 2000Hz.

Ces capteurs ont pu mesurer très précisément le mouvement du sol au LAPP entre 200-300Hz et 2000Hz car l'accélération du sol est bien plus élevée dans cette gamme de fréquence qu'en-dessous de 200Hz et parce que le bruit interne des capteurs de vibration diminue avec la fréquence.

La résolution mesurée est de 9,6pm entre 200Hz et 2000Hz, ce qui prouve que ces capteurs peuvent mesurer de très faibles déplacements dans les hautes fréquences de part leur bruit interne très faible à ces fréquences.

Pour le rejet actif des vibrations des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz, des capteurs de vitesse électrochimiques ont été développés à partir d'une collaboration entre le laboratoire SLAC (Stanford Linear Accelerator Center) et la société PMD Scientific afin d'avoir des capteurs insensibles à de forts champs magnétiques pour le futur collisionneur linéaire.

En effet, les capteurs de vitesse électromagnétiques et les accéléromètres piézoélectriques sont sensibles à de tels champs et ne peuvent donc pas être des candidats pour ce travail. Ces capteurs électrochimiques sont prévus également pour résister à de fortes radiations.

Les derniers prototypes développés, du modèle SP500, ont une forte sensibilité et ont été achetés par l'équipe LAVISTA afin d'évaluer leurs performances. Ces capteurs ont l'avantage d'être petits et légers, ce qui permet de les poser sur de petites structures mécaniques sans modifier la réponse dynamique de celles-ci.

La résolution mesurée de ces capteurs est de 0,06nm entre 4Hz et 75Hz, ce qui est suffisant pour mesurer précisément des vibrations d'un cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz.

Par contre, leur gamme de fréquence opérationnelle s'étend uniquement jusqu'à 75Hz alors qu'une stabilisation active doit être effectuée au moins jusqu'à 300Hz.

Egalement, leur réponse fréquentielle n'est pas très stable car l'asservissement à retour de force incorporé dans ces capteurs a été enlevé. En effet, celui-ci est basé sur un mécanisme électromécanique et rendrait donc ces capteurs sensibles à de forts champs magnétiques.

Ainsi, d'autres prototypes de capteurs électrochimiques sont en cours de développement. Ceux-ci devraient avoir une gamme de fréquence opérationnelle plus large et un asservissement à retour de force non sensible à de forts champs magnétiques. Egalement, la sensibilité de ces capteurs devrait être augmentée.

Les capteurs de vitesse SP500 ont été choisis pour le rejet actif de vibrations de notre prototype au cinquième de nanomètre (voir chapitre 5.2) car ce sont les seuls capteurs que nous possédons étant assez petits et assez légers pour être posés sur notre structure tout en ayant la résolution nécessaire.

Le DAQ PCI6052E a été choisi pour acquérir les signaux de ces capteurs car c'est le seul système d'acquisition permettant d'acquérir des signaux d'amplitude très faible (résolution de 16 bits et amplificateurs intégrés à très faible bruit électronique) et dont un driver existe pour le logiciel Matlab/Simulink, logiciel utilisé pour réaliser la boucle d'asservissement. De plus, ce système d'acquisition permet une acquisition très rapide grâce à la conversion analogique-numérique en approximations successives.

La résolution de toute la chaîne d'acquisition, essentiellement limitée par le bruit interne des capteurs de vitesse SP500 et du DAQ PCI6052E, a été mesurée. Celle-ci est de 0,14nm entre 4Hz et 75Hz, ce qui permet donc de réaliser du rejet actif de vibrations au cinquième de nanomètre dans cette gamme de fréquence. Egalement, l'amplitude maximale des déplacements pouvant être mesurée dans cette gamme de fréquence sans saturer le CAN est de 500nm, ce qui est largement suffisant compte-tenu du faible mouvement du sol au LAPP.

Pour toutes les études vibratoires réalisées dans cette thèse, la résolution des capteurs a été affichée avec les mesures réalisées afin de prouver la précision des mesures obtenues.

## Chapitre 4

### Vibrations de structures encastrées-libres

Dans un collisionneur linéaire, le mouvement relatif entre les deux derniers quadripôles situés de part et d'autre du détecteur au point d'interaction ne doit pas dépasser un cinquième de nanomètre au dessus de 4Hz.

Il existe trois sources primaires de bruit pouvant faire vibrer ces quadripôles au dessus des tolérances : les perturbations de force directe, le mouvement du sol et le bruit acoustique.

Les perturbations de force directe sont des forces qui s'exercent directement sur les structures, comme par exemple les systèmes de refroidissement à l'intérieur des aimants. L'impact de ce type de perturbations sur les vibrations d'aimants a été étudié dans le cadre d'une thèse pour le projet CLIC [2]. Ainsi, celui-ci ne sera pas développé dans ce chapitre.

Le mouvement du sol et son impact sur les structures a été bien étudié dans les basses et les moyennes fréquences (en-dessous de 300Hz) dans le domaine des accélérateurs de particules. Cependant, aucune simulation de réponse dynamique de structures n'a été réalisée avec comme excitation le mouvement du sol alors que celle-ci est un outil très puissant permettant par exemple de réaliser la conception des deux derniers quadripôles afin que ceux-ci amplifient le moins possible les vibrations venant de différentes sources.

Egalement, les vibrations de structures dues au mouvement du sol n'ont pas encore été étudiées au-dessus de 300Hz car le mouvement du sol est dit suffisamment faible pour ne pas engendrer de mouvement relatif entre les deux derniers quadripôles qui soit au-dessus des tolérances.

Le bruit acoustique possède beaucoup de sources communes avec le mouvement du sol, mais il est transmis aux structures par des ondes de pression d'air. Celles-ci génèrent des forces directement sur les structures.

Contrairement aux autres types de bruit, aucune étude n'a été réalisée au niveau de l'impact du bruit acoustique sur les vibrations des deux derniers quadripôles dans le domaine des accélérateurs de particules. Cependant, celui-ci pourrait bien faire vibrer les deux derniers quadripôles au-dessus des tolérances car ceux-ci sont en configuration encastrée-libre.

Dans ce chapitre, une étude a donc été faite sur les modes de résonance de structures ainsi que sur la réponse dynamique de structure avec comme excitation le mouvement du sol en réalisant une comparaison entre mesures et simulations.

Egalement, des études sur l'impact du bruit acoustique dans les moyennes fréquences et sur l'impact du bruit acoustique couplé au mouvement du sol dans les hautes fréquences ont été réalisées sur une structure représentant un des deux derniers quadripôles.

### 4.1. Analyse modale et réponse dynamique

Le mouvement du sol peut être amplifié par les résonances de structures mécaniques, comme par exemple celles des deux derniers quadripôles d'un collisionneur linéaire. En effet, chaque structure possède plusieurs fréquences d'oscillations propres, auxquelles elle se comporte comme un oscillateur harmonique. Le mouvement vibratoire est amplifié autour de la fréquence de résonance et est amorti au-dessus.

Ainsi, il est très important d'étudier les fréquences de résonance de structures car celles-ci peuvent amplifier le mouvement du sol d'un facteur 10 ou plus, dépendant de la forme et de la rigidité de la structure. On appelle analyse modale l'étude des modes de résonance des structures.

Expérimentalement, l'analyse modale d'une structure peut être réalisée par un test de compliance : un marteau de test d'impact est utilisé pour donner un coup sec sur la structure et pour mesurer la force de l'impact. La réponse vibratoire de la structure est mesurée avec un accéléromètre.

Les résonances d'une structure peuvent être également obtenues expérimentalement en mesurant leur réponse dynamique. Celle-ci donne le comportement vibratoire de la structure soumise à une perturbation extérieure sur toute une gamme de fréquence et non pas qu'aux fréquences de résonance. Ainsi, une valeur des déplacements de la structure sur toute une gamme de fréquence peut être obtenue en réalisant un calcul de RMS intégré. Pour les deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire, la perturbation extérieure est le mouvement du sol et la valeur des déplacements doit être mesurée au dessus de quelques Hertz, gamme de fréquence où l'asservissement des faisceaux n'est plus efficace.

L'analyse modale et la réponse dynamique de structures peuvent être réalisées en simulation et impliquent la réalisation de codes en élément fini.

Dans ce chapitre, l'analyse modale ainsi que la réponse dynamique d'une structure mécanique excitée par le mouvement du sol sont réalisées en simulation et expérimentalement. L'étude est portée sur une poutre rectangulaire en aluminium, de 110 cm de long, 10 cm de largeur et de 2 cm d'épaisseur. Parce que cette poutre doit représenter un des deux derniers quadripôles d'un collisionneur linéaire, elle est en configuration encastrée-libre. En effet, les deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire seront proches, ou même à l'intérieur du détecteur et doivent donc être en porte-à-faux à l'extérieur de celui-ci.

Pour finir, des mesures de réponse dynamique d'un dipôle réalisées dans le tunnel du LHC sont montrées afin de se rendre compte du nombre important de résonance que possèdent ces structures de part leur complexité. Ceci peut avoir un fort impact sur la difficulté pour réaliser leur simulation et sur les déplacements de ces structures.

#### 4.1.1. Analyse modale

##### Expérience

Afin de mesurer les fréquences de résonance de la poutre encastrée-libre, une analyse modale a été réalisée en faisant un test de compliance.

Pour cela, un marteau de test d'impact est utilisé pour donner un coup sec sur la poutre afin de la faire osciller librement et pour mesurer la force d'impact.

La force exercée par le marteau sur la poutre excite celle-ci sur une large gamme de fréquence. De ce fait, plusieurs modes de la poutre sont excités et la réponse de la poutre est mesurée avec un accéléromètre posé sur la poutre le plus proche possible du lieu de l'impact.

Afin d'analyser les données issues de ce test, une courbe représentant la déflexion de la poutre (en m/N) pour une large gamme de fréquence est tracée: on appelle cette courbe une courbe de compliance. Chaque mode de résonance de la table apparaît comme un pic dans la courbe à sa fréquence de résonance.

Dans la figure 4.1 ci-dessous l'installation expérimentale réalisée pour faire le test de compliance a été photographiée:

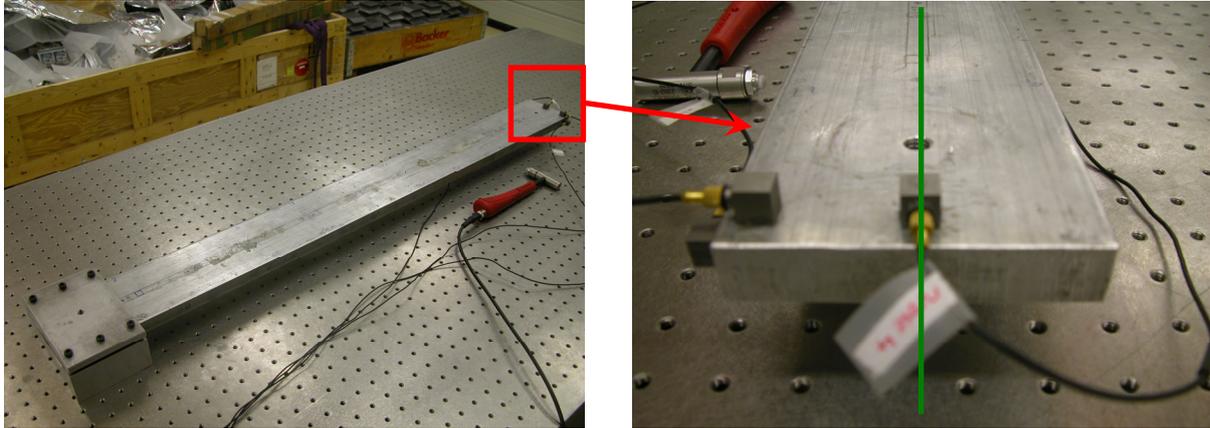


Figure 4.1 : Installation expérimentale réalisée pour faire le test de compliance

La poutre encastrée-libre est fixée sur une table en nid d'abeilles de la société TMC [65] qui nous a été prêté par l'équipe CLIC. Cette table est utilisée comme surface de travail car elle est très rigide, elle a un nombre élevé de trous filetés permettant la fixation de la poutre et possède une grande planéité ( $\pm 0,13\text{mm}$ ) sur toute sa surface. Ainsi, cette table fournit une surface de travail très propre.

Trois accéléromètres de type 4507B3 sont utilisés pour mesurer les premiers modes de flexion verticale, de flexion transversale, et de torsion. Ils sont posés en bout de poutre afin de ne pas être sur les nœuds des modes de flexion verticale et transversale de la poutre. Pour mesurer uniquement les modes de flexion verticale, un accéléromètre est posé sur la ligne nodale du mode de torsion que l'on voit en vert sur la photographie. Pour mesurer les modes de torsion, un accéléromètre est posé sur un des coins de la poutre : ainsi, celui-ci mesure également les modes de flexion verticale. Enfin, le dernier accéléromètre est posé sur le côté de la poutre pour la mesure des modes de flexion transversale.

Les coups secs sur la poutre sont donnés avec le marteau de test d'impact du modèle 2302-10 [64]. La poutre reçoit ces impacts toujours au même endroit au niveau de la position du marteau sur la photographie. Pour exciter les modes de flexion verticale et transversale, les impacts sont donnés sur la ligne nodale du mode de torsion et sur le côté de la poutre respectivement. Pour exciter les modes de torsion, les impacts sont donnés au bord de la poutre.

Ce marteau a un embout semi-rigide afin de créer un impact de type bruit blanc et d'exciter ainsi avec la même force toutes les résonances de la poutre. Son capteur interne a une sensibilité bien adaptée à la mesure de force d'impact sur des petites structures comme la poutre encastrée-libre. Egalement, sa gamme de fréquence s'étend à 8000Hz, ce qui permet d'obtenir les fréquences de résonance des basses jusqu'aux hautes fréquences.

Les mesures des accéléromètres et du marteau ont été acquises simultanément par le système PULSE. Afin de réaliser une moyenne des réponses fréquentielles de la poutre, 20

## 4.1. Analyse modale et réponse dynamique

coups de marteau ont été donnés pour les modes de flexion verticale, transversale et pour les modes de torsion.

Dans la figure 4.2 ci-dessous, les réponses fréquentielles de la poutre ont été tracées pour les modes de flexion verticale, transversale et les modes de torsion de la poutre :

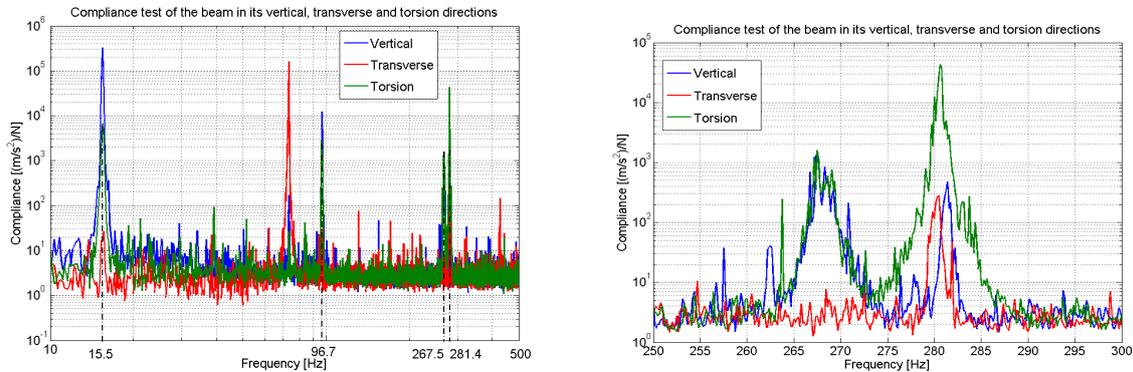


Figure 4.2 : Réponse fréquentielle de la poutre pour ses modes de flexion verticale, transversale et pour ses modes de torsion

Dans la figure 4.2, la courbe bleue montre plusieurs pics de résonance à 15,5Hz, 96,7Hz, 267,5Hz et 281,4Hz tandis que la courbe rouge possède trois pics de résonance à 73,3Hz, 281,4Hz et 427,2Hz. Les deux courbes possèdent un pic en commun: celui à 281,4Hz.

Par conséquent, les modes de flexion verticale sont à 15,5Hz, 96,7Hz, 267,5Hz et les modes de flexion transversale sont à 73,3Hz et 427,2Hz. Le pic commun à 281,4Hz semble être un mélange de modes verticaux et transversaux.

La courbe verte montre les deux modes de flexion verticale à 15,5Hz et 96,7Hz avec une amplitude plus faible que sur la courbe rouge. Elle montre également le fameux mode à 281,4Hz qui a une amplitude bien plus grande que sur les courbes rouges et bleues. Ainsi, ce mode est probablement un mode de torsion. L'accéléromètre placé sur la ligne nodale de torsion le mesure quand-même mais avec une amplitude bien plus faible.

Afin d'être sûr que le mode à 281,4Hz est un mode de torsion, un accéléromètre a été placé sur le coin de la poutre et des mesures ont été effectuées en donnant un coup de marteau à 30 endroits différents de la poutre. Pour chaque point de mesures, 10 moyennes ont été effectuées.

A partir de ces mesures, un logiciel, appelé ME' scope, donne la déformée modale de la poutre aux différents modes mesurés. Pour cela, il faut lui fournir la forme de la poutre et lui indiquer à quel endroit de la poutre les différentes mesures ont été effectuées. Le résultat est montré dans la figure 4.3 ci-dessous pour le mode à 281,4Hz :

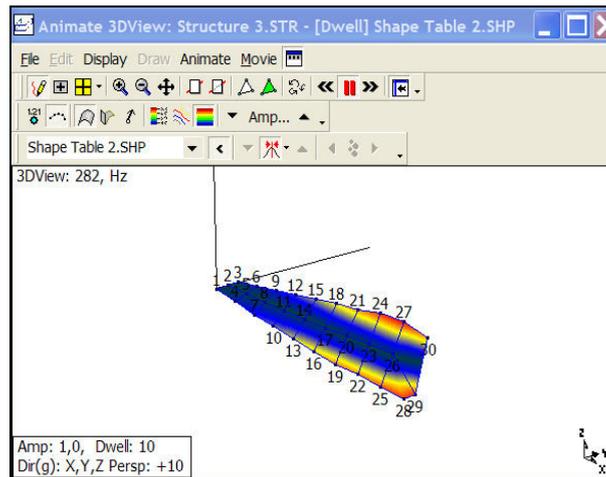


Figure 4.3 : Mode de torsion à 282Hz de la poutre encastrée-libre obtenue expérimentalement grâce au logiciel ME' scope

Dans la figure 4.3, ME' scope affiche la déformée modale de la résonance mesurée à 282Hz en tapant à différents endroits de la poutre : le mode à 282Hz est donc bien un mode de torsion.

Comme nous l'avons vu, le fait de réaliser des mesures à un seul endroit de la poutre peut parfois rendre difficile l'identification des déformées modales des résonances mesurées.

Le cas de la poutre encastrée-libre est un cas d'école simple car elle possède des déformées modales simples pour les premiers modes : flexions verticales, transversales et torsions.

Cependant, pour des structures plus complexes, les déformées modales peuvent être bien plus difficiles à déterminer et des mesures à plusieurs points de la structure semblent donc nécessaires. Mais ceci représente un travail long et fastidieux.

La simulation peut donc être un outil très utile car en plus d'indiquer les fréquences de résonance de structures, elle donne les déformées modales à ces fréquences.

## Simulation

La simulation de la poutre encastrée-libre a été réalisée avec le code en éléments finis SAMCEF. Le but de cette simulation est d'obtenir les fréquences de résonance et les déformées modales correspondantes.

Les paramètres utilisés dans le modèle en éléments finis sont listés ci-dessous :

- $E = 74000\text{MPa}$  (Module de Young)
- $\nu = 0,3$  (ratio de Poisson)
- $\rho = 2825\text{kg/m}^3$  (Densité)

Le module de Young et la masse volumique fixés sont ceux de l'aluminium et sont donc théoriques.

Etant donné que l'épaisseur est faible comparée aux autres dimensions, un maillage composé d'éléments finis en coque a été réalisé. Ensuite SAMCEF a résolu le problème des valeurs propres et a calculé les fréquences de résonance et leurs modes de vibrations correspondants. Notons que la structure analysée est supposée être sans amortissement.

## 4.1. Analyse modale et réponse dynamique

Afin de montrer un exemple de résultats de simulation, la première et la cinquième déformée modale de la poutre encastree-libre obtenue en simulation sont montrées dans les figures 4.4 et 4.5 respectivement:

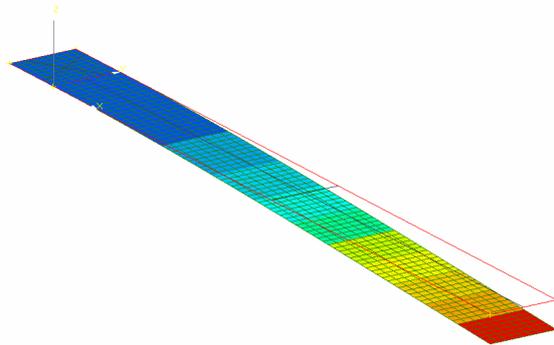


Figure 4.4: Première déformée modale

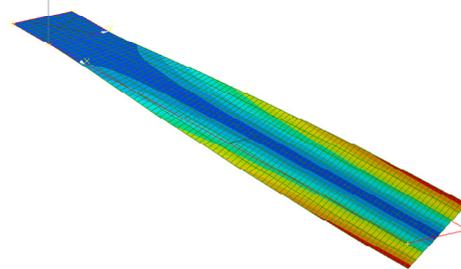


Figure 4.5: Cinquième déformée modale

SAMCEF indique que la première et la cinquième déformée modale se trouvent à 16Hz et 302Hz respectivement.

Egalement, les deux déformées modales tracées par SAMCEF indiquent que les modes à 16Hz et 302Hz sont des modes de flexion verticale et de torsion respectivement.

Ainsi, par rapport à l'analyse modale expérimentale, les résultats sont cohérents : le mode de torsion trouvé expérimentalement est à 281,4Hz contre 302Hz en simulation.

### Comparaison mesures / simulation

Les résultats des valeurs des fréquences de résonance obtenues avec les mesures et la simulation sont montrés dans le tableau 4.1 ci-dessous :

	1	2	3	4	5	6
<b>Déformée modale</b>	Z-flexion	Y-flexion	Z-flexion	Z-flexion	Torsion	Y-flexion
<b>Fréquence mesurée (Hz)</b>	15,5	73,3	96,7	267,5	281,4	427,2
<b>Fréquence numérique (Hz)</b>	16,3	74,3	102,3	286,0	302,4	456,2
<b>Différence (%)</b>	-5,2	-1,4	-5,8	-6,9	-7,5	-6,8

Tableau 4.1: Fréquences de résonance numérique et expérimentale de la poutre encastree-libre

Ainsi, les résultats des valeurs des fréquences de résonance obtenues avec les mesures et la simulation sont proches. Au maximum, il y a un écart de 7,5% pour le cinquième mode qui est un mode de torsion donc plus difficile à mesurer.

Egalement, il a été vérifié que les mêmes déformées modales avaient été obtenues expérimentalement (logiciel ME' scope) et numériquement à ces différentes fréquences de résonance.

Afin d'obtenir de meilleurs résultats en terme de fréquence, la simulation devrait inclure le modèle du système d'encastrement car celui-ci ne bloque pas parfaitement les différents degrés de liberté de la poutre comme le fait la simulation. Ainsi, la poutre simulée est plus rigide que la vraie poutre. De plus, l'amortissement n'est pas pris en compte dans le modèle pour ce calcul.

Ces différentes raisons expliquent pourquoi les fréquences calculées sont légèrement supérieures aux fréquences expérimentales.

Pour finir, le module de Young et la masse volumique fixés sont ceux de l'aluminium et sont donc théoriques. La poutre encastrée-libre pourrait ainsi avoir des valeurs de paramètres légèrement différentes. Ainsi, le module de Young pourrait être obtenu expérimentalement grâce à la technique utilisant les ultrasons et la masse volumique pourrait être mesurée avec une balance précise.

### 4.1.2. Réponse dynamique

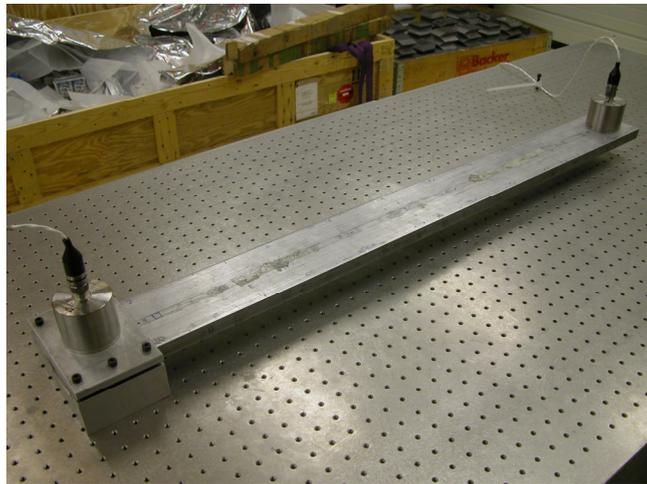
#### Expérience

La réponse dynamique d'une structure permet d'obtenir le comportement vibratoire de celle-ci sur toute une gamme de fréquence.

Pour cela, la structure est excitée par une perturbation extérieure, comme par exemple un pot vibrant. Ainsi, celle-ci n'oscille pas librement comme cela est le cas en réalisant un test de compliance mais son oscillation est forcée.

Dans notre cas, la structure est la poutre encastrée-libre d'un mètre et la perturbation extérieure est le mouvement du sol comme cela sera le cas pour les deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire. Une valeur des déplacements de la poutre encastrée-libre peut être obtenue sur toute une gamme de fréquence en réalisant un calcul de RMS intégré. Ce calcul doit être fait au-dessus de quelques Hertz, gamme de fréquence où l'asservissement des faisceaux n'est plus efficace.

Dans la figure 4.6 ci-dessous, l'installation expérimentale réalisée pour mesurer la réponse dynamique de la poutre encastrée-libre a été photographiée :



*Figure 4.6 : Installation expérimentale réalisée pour mesurer la réponse dynamique de la poutre encastrée-libre excitée par le mouvement du sol*

La poutre encastrée-libre est fixée sur la table en nid d'abeilles de la société TMC car celle-ci fournit une surface de travail propre.

Un accéléromètre ENDEVCO 86 est posé à l'encastrement tandis que l'autre accéléromètre est posé en bout de poutre. L'accéléromètre posé à l'encastrement est utilisé pour mesurer l'excitation de la poutre dans la direction verticale provenant du mouvement du

sol tandis que l'accéléromètre posé en bout de poutre mesure la réponse dynamique de celle-ci dans la direction verticale également.

Les accéléromètres ENDEVCO 86 ont été choisis par leur petite taille leur permettant d'être posés sur la poutre et par leur résolution suffisamment élevée pour mesurer des vibrations nanométriques à partir de quelques Hertz, gamme de fréquence où l'asservissement des faisceaux n'est plus efficace dans un collisionneur linéaire et où sont présentes les premières fréquences de résonance.

Des acquisitions simultanées des mesures des deux accéléromètres ont été réalisées par le système PULSE.

Dans la figure 4.7 ci-dessous, les DSP de déplacement de l'encastrement et du bout de poutre ont été calculées à partir des mesures réalisées avec les deux accéléromètres ENDEVCO 86. La Différence Corrigée des accéléromètres ENDEVCO 86, qui représente le bruit interne de ces capteurs, a également été tracée afin de voir à partir de quelle fréquence les accéléromètres sont capables de mesurer les vibrations de la poutre et de l'encastrement.

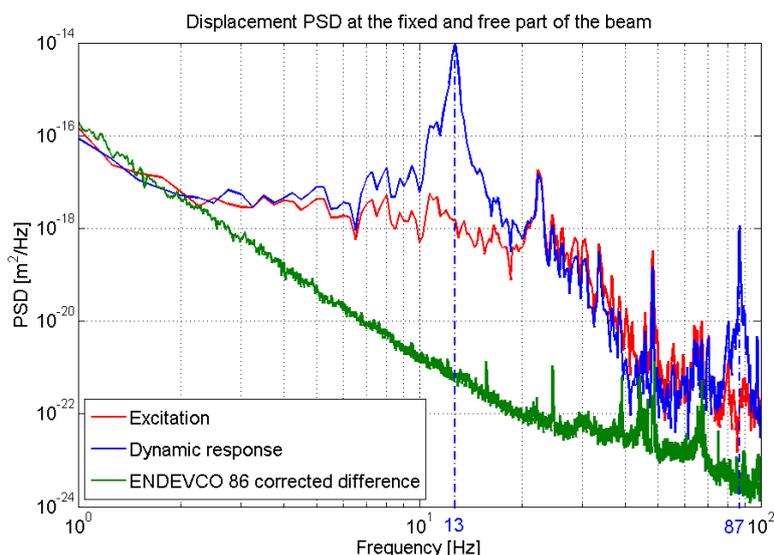


Figure 4.7 : DSP de déplacement de l'encastrement et du bout de poutre mesurées avec les accéléromètres ENDEVCO 86 et Différence Corrigée de ces accéléromètres

Dans la figure 4.7, les courbes rouges et bleues représentent la DSP de déplacement de l'encastrement et du bout de poutre respectivement tandis que la courbe verte représente la Différence Corrigée des accéléromètres ENDEVCO 86.

A partir de 3Hz, la courbe verte est en-dessous des courbes bleues et rouges, ce qui montre que les accéléromètres sont capables de mesurer avec précision les vibrations de l'encastrement et de la poutre à partir de cette fréquence.

La courbe bleue montre deux pics à 13Hz et 87Hz qui n'apparaissent pas dans la courbe rouge : ils représentent donc deux résonances de la poutre. L'analyse modale réalisée expérimentalement et numériquement indique que ces deux résonances correspondent à des modes de flexion verticale. Notons que les valeurs de fréquence de résonance obtenues avec la réponse dynamique sont plus faibles que celles obtenues avec l'analyse modale car le poids des accéléromètres ENDEVCO 86 sur la poutre abaisse les fréquences de résonance de celle-ci.

Afin d'obtenir les déplacements dus aux résonances de la poutre, les RMS intégrés de déplacement ont été calculés jusqu'à 100Hz. Pour donner une précision sur les valeurs des

déplacements intégrés, la Différence corrigée intégrée a également été tracée jusqu'à 100Hz. Les résultats sont montrés dans la figure 4.8 ci-dessous :

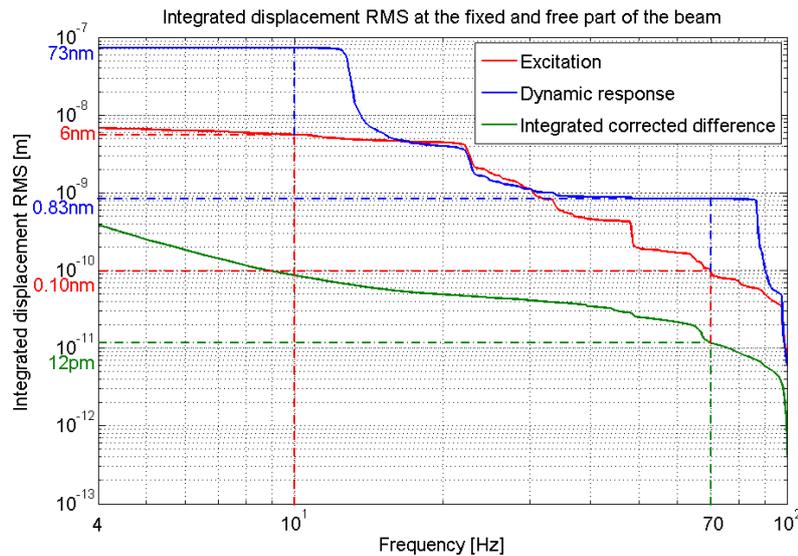


Figure 4.8 : RMS intégrés de déplacement de l'encastrement et du bout de poutre et Différence Corrigée intégrée des accéléromètres ENDEVCO 86

Au dessus de 10Hz, les déplacements sont de 6nm à l'encastrement alors qu'ils sont de 73nm en bout de poutre.

Au-dessus de 70Hz, fréquence à partir de laquelle commence la deuxième résonance de la poutre, les déplacements sont de 0,10nm à l'encastrement alors qu'ils sont de 0,83nm en bout de poutre.

Par conséquent, l'augmentation importante des déplacements au-dessus de 10Hz est due en très grande majorité à la première résonance de la poutre située à 13Hz et en minorité à la deuxième résonance située à 87Hz.

En effet, le mouvement du sol décroît avec la fréquence : il est encore haut à la première résonance de la poutre (6nm au-dessus de 10Hz) et devient faible à la deuxième résonance de la poutre (0,10nm au-dessus de 70Hz).

Pour conclure, la simulation est primordiale afin de réaliser une bonne conception des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire. En effet, les fréquences de résonance de ces quadripôles doivent être poussées le plus haut en fréquence où le mouvement du sol est plus faible. Pour cela, il faut jouer sur les différents paramètres des quadripôles comme leur forme, leurs conditions aux limites, les matériaux les composant, etc.

Un exemple de simulation est donné dans le paragraphe suivant montrant comment il est possible de pousser les fréquences de résonance dans les plus hautes fréquences en jouant sur leurs conditions aux limites. Une comparaison avec les mesures a été réalisée afin de montrer la pertinence des simulations réalisées.

## Simulation

Afin d'obtenir la réponse dynamique de la poutre encastrée-libre soumise au mouvement du sol, l'accélération verticale du sol mesurée par les accéléromètres ENDEVCO 86 est donnée comme entrée à la simulation.

Les résultats sont obtenus à partir du calcul des équations fondamentales du mouvement. Afin de résoudre le système fait d'équations différentielles, SAMCEF utilise le schéma itératif

## 4.1. Analyse modale et réponse dynamique

implicite de Newmark. Finalement les résultats sont, par exemple, les accélérations ou les déplacements verticaux le long de la structure, en fonction du temps.

Le modèle utilisé pour réaliser cette simulation est le même que pour l'analyse modale, sauf qu'il est maintenant possible d'introduire de l'amortissement structural. Un amortissement de 0,1% est introduit pour les deux premiers modes.

Parce que la prédiction numérique du mouvement de la poutre doit être comparée avec celle expérimentale afin de valider la pertinence de la simulation, une masse de 830g représentant le poids de l'accéléromètre ENDEVCO 86 est introduite au bord de la poutre dans le modèle. En effet, une masse sur une structure abaisse la fréquence de résonance de celle-ci.

Les résultats de la simulation sont donnés dans la figure 4.9 ci-dessous. La durée de l'analyse est de 8 secondes (axe X) et l'échelle d'accélération est  $10^{-3} \text{ ms}^{-2}$ .

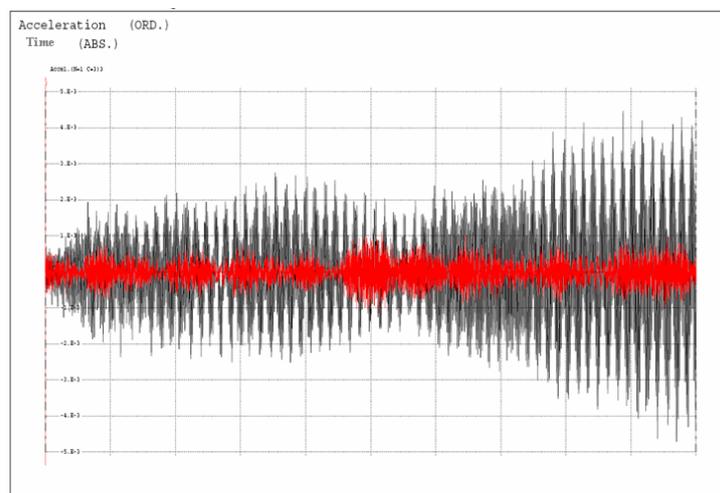


Figure 4.9 : Accélération calculée en bout de poutre quand la poutre est excitée à son encastrement par le mouvement du sol mesuré avec un des accéléromètres ENDEVCO86

Dans la figure 4.9, la courbe rouge représente l'accélération du système d'encastrement mesurée par un des accéléromètres ENDEVCO 86 et la courbe noire représente l'accélération calculée en bout de poutre.

Cette figure montre que l'accélération est amplifiée en bout de poutre par rapport à celle à l'encastrement. La même conclusion peut être faite pour la vitesse et le déplacement.

### Comparaison mesures / simulation

Afin de valider la pertinence de la simulation réalisée, la réponse dynamique mesurée est comparée avec celle calculée numériquement.

L'excitation utilisée comme entrée pour la simulation est celle montrée dans la figure 4.7. Dans la simulation, la rigidité a été ajustée et un amortissement de 0,1% a été inclus afin de recalibrer le modèle par rapport aux mesures effectuées. La rigidité permet de corriger la valeur des fréquences de résonance tandis que l'amortissement permet de corriger leur amplitude et leur largeur.

Les résultats sont donnés dans la figure 4.10 ci-dessous à partir de 3Hz, fréquence à partir de laquelle les accéléromètres mesurent avec précision les vibrations en bout de poutre :

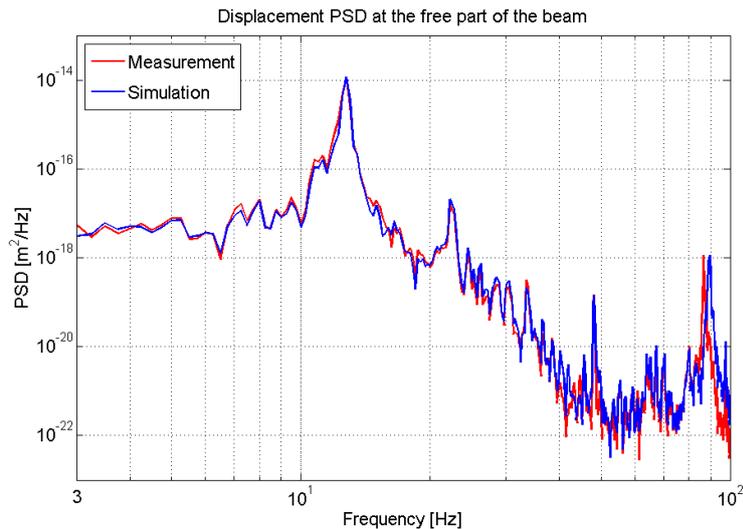


Figure 4.10 : DSP de déplacement du bout de poutre simulée et mesurée

Dans la figure 4.10, les courbes rouges et bleues représentent la DSP de déplacement du bout de poutre mesurée et simulée respectivement.

Les deux courbes sont presque parfaitement superposées, ce qui montre que la simulation effectuée est très pertinente.

Cependant, l'étude a été réalisée sur une structure très simple. Sur une structure plus compliquée, comme les deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire, il sera certainement beaucoup plus difficile d'obtenir de si bons résultats.

Maintenant, des conditions aux limites ont été rajoutées sur la poutre afin de pousser les fréquences de résonance de la poutre dans les hautes fréquences où le mouvement du sol est plus faible.

Ainsi, un autre support a été rajouté à la poutre afin de bloquer les déplacements verticaux d'une section de celle-ci. Des photos de la poutre encastrée-libre avec le support supplémentaire ont été photographiées dans la figure 4.11 ci-dessous :

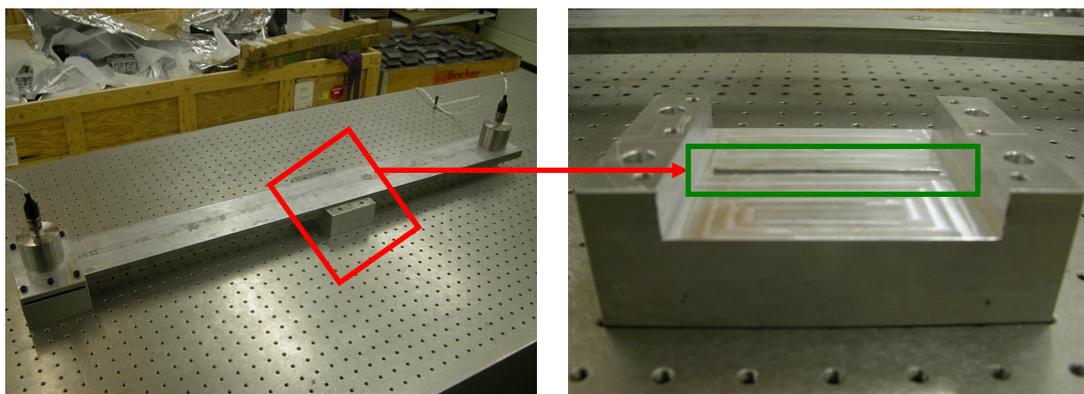


Figure 4.11 : Poutre encastrée-libre avec un support supplémentaire bloquant les déplacements verticaux d'une section de la poutre

La photographie de gauche montre la poutre encastrée-libre avec son support supplémentaire. Ce support peut être déplacé sur toute la longueur de la poutre, ce qui permet de faire des mesures pour les différents emplacements de ce support.

La photographie de droite montre le support sans la poutre afin de montrer comment celui-ci bloque les déplacements verticaux d'une section de la poutre. Ce support a été limé

## 4.1. Analyse modale et réponse dynamique

afin de laisser dépasser en hauteur une section de métal de 2mm de largeur avec une longueur couvrant toute la largeur de la poutre (encadrée en vert sur la photographie). Ainsi, le support bloque les déplacements verticaux sur une section de 2mm de la poutre.

La réponse dynamique du bout de la poutre a été mesurée et simulée pour deux positions différentes du support: celui-ci a été placé à 20cm puis à 50cm de l'encastrement. Les résultats sont affichés dans la figure 4.12 ci-dessous :

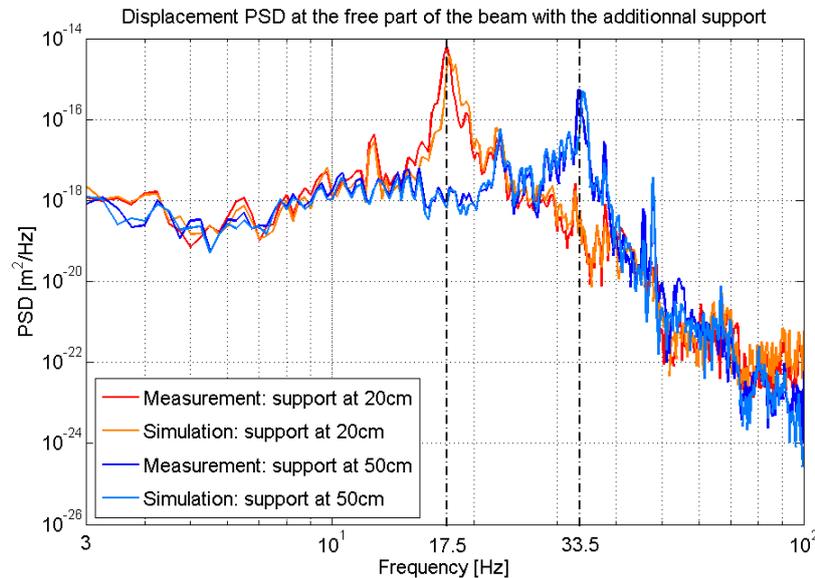


Figure 4.12: DSP de déplacement du bout de poutre simulée et mesurée avec le support supplémentaire placé à 20cm et 50cm de l'encastrement

Dans la figure 4.12, les courbes rouges et oranges représentent la DSP de déplacement du bout de poutre mesurée et simulée respectivement avec le support supplémentaire placé à 20cm de l'encastrement tandis que les courbes bleues foncées et bleues claires représentent les mêmes quantités mais avec le support supplémentaire placé à 50cm du bout de poutre.

Lorsque le support est placé à 20cm de l'encastrement, la première fréquence de résonance de la poutre est à 17,5Hz alors qu'elle était à 13Hz sans support.

Lorsque le support est placé à 50cm de l'encastrement, cette fréquence de résonance monte à 33,5Hz et son amplitude est plus faible car le mouvement du sol décroît avec la fréquence.

Ainsi, uniquement en ajoutant un support et en jouant sur sa position par rapport à l'encastrement, il est possible d'augmenter les fréquences de résonance de la poutre et ainsi de diminuer l'amplitude des vibrations de celle-ci.

Notons également que les résultats obtenus entre les mesures et les simulations sont quasiment identiques sur toute la gamme de fréquence étudiée, ce qui prouve encore une fois que les simulations réalisées sont pertinentes.

La figure 4.13 ci-dessous montre les résultats de simulation obtenus sur l'évolution de la première fréquence de résonance de la poutre avec l'augmentation de la distance entre l'encastrement et le support supplémentaire:

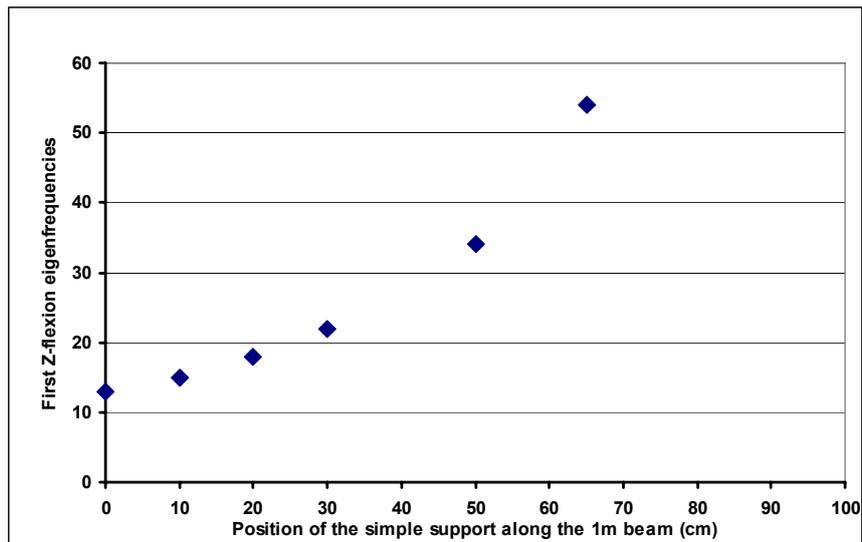


Figure 4.13 : Evolution de la première fréquence de résonance de la poutre avec l'augmentation de la distance entre l'encastrement et le support supplémentaire

Ainsi, la fréquence de résonance augmente avec l'augmentation de la distance entre l'encastrement et le support supplémentaire. Pour un support placé à 65cm de l'encastrement, la première fréquence de résonance monte à 54Hz alors qu'elle n'était que de 13Hz sans support.

### 4.1.3. Mesures de vibration d'un dipôle dans le tunnel LHC

#### But de ces mesures

J'ai réalisé des mesures de vibration d'aimants pendant quatre jours dans le tunnel LHC en décembre 2006. A cette période, aucun équipement n'était en marche dans ce tunnel : ainsi, le bruit culturel était très faible.

J'ai rejoint là-bas deux personnes du groupe de DESY : Ramila Amirikas et Alessandro Bertolini. Leur but était d'étudier les supports des aimants du LHC afin de vérifier que ceux-ci étaient bien conçus et qu'ils n'amplifiaient donc pas les vibrations du sol.

Mon but n'était pas le même. En tant que doctorant travaillant sur les vibrations et la stabilisation de structures pour les deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire, j'ai trouvé primordial de réaliser des mesures de vibration sur de réels aimants et non pas uniquement sur de simples prototypes.

En effet, les conditions environnementales sont plus rudes dans le tunnel LHC que dans la salle de travail LAVISTA, ce qui rend les conditions de mesure plus difficiles. Il faut prêter attention aux courants d'air pouvant avoir lieu dans le tunnel, au bruit culturel local lorsque du personnel passe devant les aimants sur lesquels des mesures de vibrations sont effectuées, etc.

Egalement, le positionnement des capteurs sur les aimants est plus difficile car ceux-ci n'ont pas une surface plate et il n'y a pas beaucoup de place. Ainsi, il faut trouver d'autres moyens pour les positionner que les supports qui sont utilisés habituellement. Pour fixer correctement nos capteurs aux structures, de la cire d'abeilles a été utilisée afin d'obtenir une bonne transmission des vibrations entre ces structures et les capteurs.

Ainsi, j'ai appris beaucoup pendant mon séjour au CERN d'autant plus que j'ai travaillé avec des personnes spécialisées dans la mesure des vibrations à l'échelle nanométrique et ayant beaucoup d'expériences de terrain.

Pour finir, je voulais me rendre compte par moi-même de la complexité de ces structures, ce qui se retrouve dans le nombre important de leurs modes de vibrations. Ainsi, la simulation de ces structures est bien plus compliquée à réaliser que celle d'une poutre encastrée-libre rectangulaire. Egalement, les déplacements de ces aimants peuvent être très importants.

### Mesures réalisées

De nombreuses mesures de vibration ont été réalisées sur différents aimants pendant ces quatre jours. Durant mon séjour, ceux-ci n'étaient pas en fonctionnement, ce qui était important afin qu'il n'y ait pas de champs magnétiques pouvant influencer les mesures.

Les résultats de mesures de vibration d'un dipôle en configuration encastrée-libre sont montrés afin d'évaluer le comportement vibratoire d'un aimant ayant les mêmes conditions aux limites que celles des doublets finaux du futur collisionneur linéaire.

Le dipôle ainsi que sa coque extérieure sont montrés dans la figure 4.14 ci-dessous:

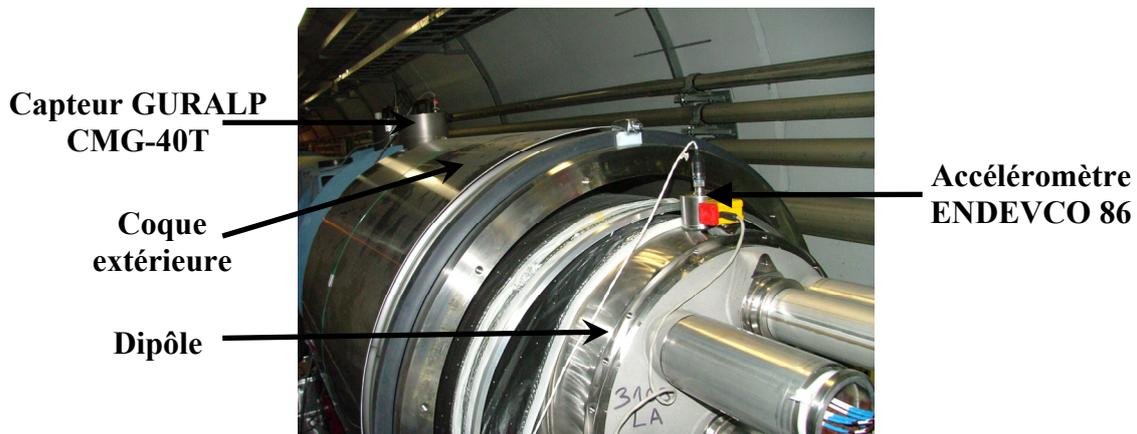


Figure 4.14 : Photographie d'un des dipôles du LHC avec sa coque extérieure

Des mesures de vibrations ont été effectuées sur le dipôle, sur sa coque extérieure et sur le sol afin d'obtenir la réponse dynamique de ces structures ainsi que leur excitation.

Par gain de temps et parce qu'il est intéressant d'obtenir les vibrations de ces structures aux fréquences à partir desquelles les premières fréquences de résonance sont présentes (à partir d'une dizaine de Hertz) et à partir desquelles l'asservissement du faisceau n'est plus efficace dans un collisionneur linéaire, les vibrations du dipôle, de sa coque extérieure et du sol ont été mesurées simultanément avec l'accéléromètre ENDEVCO 86, un capteur de vitesse GURALP CMG-40T et le deuxième capteur de vitesse GURALP CMG-40T respectivement.

En effet, les résolutions des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et des accéléromètres ENDEVCO 86 sont suffisantes pour mesurer des vibrations sous-nanométriques à partir de 0,1Hz et de quelques Hertz respectivement.

Dans la figure 4.15 ci-dessous, les DSP de déplacement du dipôle, de sa coque extérieure et du sol ont été calculées à partir des mesures réalisées simultanément avec les trois capteurs.

Parce que le bruit culturel était très faible dans le tunnel LHC, les Différence Corrigée des capteurs de vitesse GURALP GMG-40T et des accéléromètres ENDEVCO 86, qui représentent le bruit interne de ces capteurs, ont été tracées sur la même figure afin de vérifier que ces deux types de capteurs ont une résolution suffisante pour les mesures réalisées.

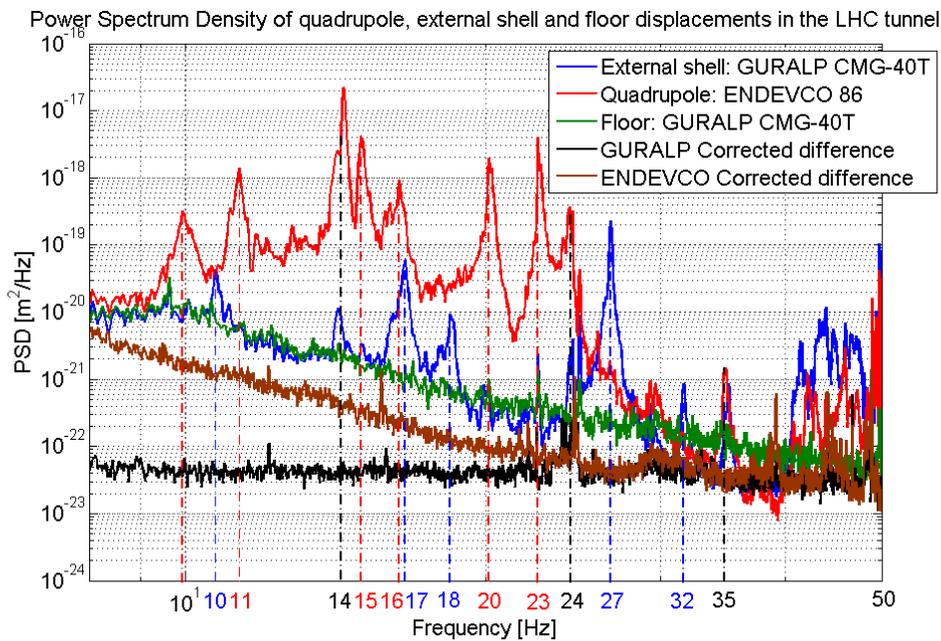


Figure 4.15 : DSP de déplacement d'un dipôle, de sa coque extérieure et du sol dans le tunnel LHC

Dans la figure 4.15, les courbes bleues, rouges et vertes représentent les DSP de déplacement de la coque extérieure, du dipôle et du sol respectivement tandis que les courbes noires et marrons représentent la Différence Corrigée des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et des accéléromètres ENDEVCO 86.

La courbe noire est en-dessous des courbes bleues et vertes, ce qui signifie que les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T ont eu une résolution suffisante pour mesurer les vibrations de la coque extérieure et du sol.

Le même raisonnement peut être appliqué à la résolution de l'accéléromètre ENDEVCO86 qui a été suffisante pour mesurer les vibrations du dipôle.

Le dipôle possède de nombreux pics de vibrations très rapprochés les uns des autres et qui n'apparaissent pas sur le sol : à 11Hz, 14Hz, 15Hz, 16Hz, 20Hz, 23Hz, 24Hz, 35Hz, etc. Ces pics correspondent donc aux modes de résonance du dipôle dans sa direction verticale.

La même observation peut être faite pour les pics de vibrations de la coque extérieure dont certains sont communs avec ceux du quadripôle: à 10Hz, 14Hz, 17Hz, 18Hz, 24Hz, 27Hz, 32Hz, 35Hz, etc.

Dans la figure 4.16 ci-dessous, les fonctions de transfert du dipôle et de sa coque extérieure ont été calculées afin de pouvoir mesurer le facteur Q d'amplification à leurs fréquences de résonance :

## 4.1. Analyse modale et réponse dynamique

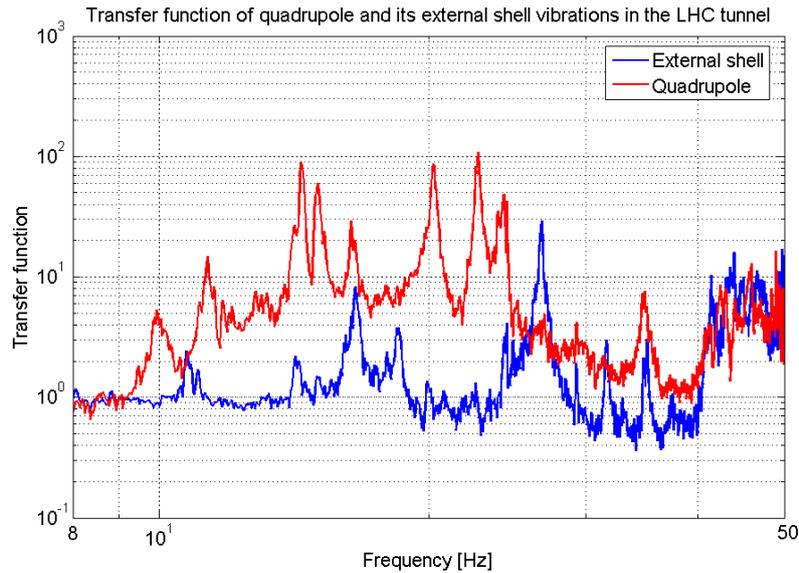


Figure 4.16: Fonction de transfert des vibrations d'un dipôle et de sa coque extérieure dans le tunnel du LHC

Les pics des courbes bleues et rouges représentent les résonances de la coque extérieure et du dipôle respectivement et leurs amplitudes représentent le facteur Q d'amplification.

Les résonances du dipôle amplifient jusqu'à un facteur 100 le mouvement du sol et celles de la coque extérieure jusqu'à un facteur 30.

Ainsi, les amplifications sont très grandes et induisent donc des vibrations considérables sur le dipôle et sa coque extérieure.

Afin d'avoir une idée des déplacements du dipôle et de sa coque extérieure, les RMS intégrés de déplacement ont été calculées et les résultats sont montrés dans la figure 4.17 ci-dessous. Afin de donner une précision sur la valeur des déplacements obtenus, les Différences Corrigées intégrées des capteurs de vitesse GURALP GMG-40T et des accéléromètres ENDEVCO 86 ont été tracées sur la même figure.

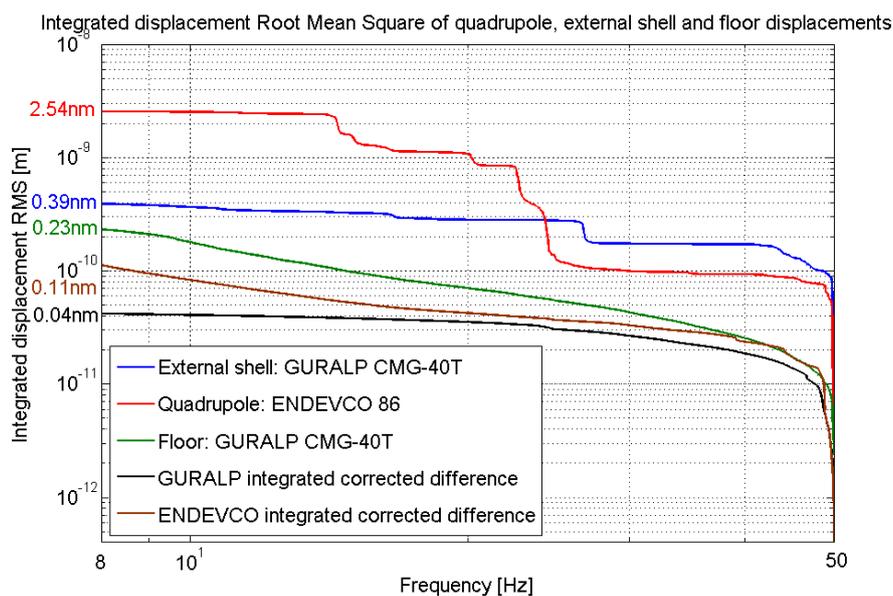


Figure 4.17 : RMS intégrés de déplacement d'un dipôle, de sa coque extérieure et du sol dans le tunnel du LHC

Dans la figure 4.17, les courbes bleues, rouges et vertes représentent les RMS intégrés de déplacement de la coque extérieure, du dipôle et du sol respectivement tandis que les courbes noires et marrons représentent la Différence Corrigée intégrée des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et des accéléromètres ENDEVCO 86 respectivement.

La courbe marron montre que la précision des valeurs obtenues sur les déplacements intégrés du dipôle entre 8Hz et 50Hz est de 0,11nm tandis que la courbe noire montre qu'elle est de 0,04nm sur les déplacements intégrés du sol et de la coque extérieure.

Entre 8Hz et 50Hz, les déplacements intégrés du sol sont de 0,23nm (avec une précision de  $\pm 0,04$ nm), ce qui est très faible.

Dans la même gamme de fréquence, les déplacements intégrés de la coque extérieure sont seulement de 0,39nm (avec une précision de  $\pm 0,04$ nm) mais ceux du dipôle sont de 2,54nm (avec une précision de  $\pm 0,11$ nm).

Ainsi, dans la gamme de fréquence [8; 50] Hz où l'asservissement du faisceau n'est plus efficace dans un collisionneur linéaire, le mouvement du sol du LHC était dans les tolérances de mouvement relatif entre les deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire, mais les résonances du dipôle ont induit un déplacement sur celui-ci de 2,54nm, ce qui est bien au-dessus des tolérances.

Par conséquent, même si le mouvement du sol est dans les tolérances fixées, une stabilisation active des résonances des quadripôles doit être effectuée dans un collisionneur linéaire.

### 4.1.4. Conclusion

L'analyse modale de la poutre encastrée-libre obtenue expérimentalement et numériquement a permis d'identifier les différentes fréquences de résonance de cette structure et les déformées modales correspondantes. Les résultats obtenus entre les mesures et les simulations sont similaires, ce qui prouve que les simulations réalisées sont pertinentes. La simulation a montré qu'elle est très utile car elle permet d'obtenir rapidement les déformées modales de structures, ce qui prend plus de temps expérimentalement surtout pour des structures plus complexes que la poutre encastrée-libre.

La réponse dynamique de la poutre encastrée-libre a également été obtenue expérimentalement et numériquement. Les résultats sont quasiment identiques, ce qui prouve encore une fois que les simulations réalisées sont pertinentes. Cependant, sur une structure plus compliquée, il sera certainement difficile d'obtenir de si bons résultats.

Des calculs de déplacement de la poutre encastrée-libre ont montré que les fréquences de résonance devaient être poussées dans les hautes fréquences afin que les déplacements de structure soient les plus faibles possibles. En effet, le mouvement du sol décroît avec la fréquence.

La simulation est donc très importante pour réaliser la conception des deux derniers quadripôles d'un futur collisionneur linéaire afin de pousser leurs fréquences de résonance dans les hautes fréquences. Pour cela, la forme, les conditions aux limites, les matériaux composant ces quadripôles doivent être ajustés car ceux-ci sont des paramètres faisant varier la valeur des fréquences de résonance.

Ainsi, un exemple de simulation a été réalisée afin de montrer comment il est possible d'augmenter les fréquences de résonance de la poutre encastrée-libre en jouant sur ses conditions aux limites. Un support a été ajouté à la poutre et la simulation montre que plus ce support est loin de l'encastrement de la poutre, plus les fréquences de résonance de celle-ci sont poussées dans les hautes fréquences. Les résultats de simulation ont été confrontés à ceux

#### 4.1. Analyse modale et réponse dynamique

---

des mesures afin de s'assurer de la pertinence des simulations réalisées : résultats et mesures sont en bonne concordance.

Pour finir, des mesures de réponse dynamique d'aimants ont été réalisées dans le tunnel du LHC.

Les résultats de ces mesures sont présentés sur un dipôle et sa coque extérieure et montrent que ces structures possèdent de nombreux pics de résonance très rapprochés les uns des autres et situés à des fréquences où le mouvement du sol est encore haut. En effet, ces structures sont complexes et la réalisation de leur simulation peut être très compliquée.

En calculant les déplacements dans la gamme de fréquence [8; 50] Hz, gamme de fréquence où l'asservissement des faisceaux n'est plus efficace dans un collisionneur linéaire, le mouvement du sol était dans les tolérances de mouvement relatif entre les deux derniers quadripôles d'un collisionneur linéaire. Cependant, bien que les déplacements de la coque extérieure étaient seulement de 0,39nm, ceux des dipôles étaient de 2,54nm, ce qui est bien au-dessus des tolérances.

Ainsi, une stabilisation active des quadripôles à leurs fréquences de résonance doit être effectuée, même si une stabilisation du sol a déjà pu être réalisée dans les tolérances demandées.

## 4.2. Impact du bruit acoustique en moyennes fréquences

Dans ce chapitre, l'impact du bruit acoustique sur les vibrations d'une structure représentant un des deux derniers quadripôles d'un collisionneur linéaire est étudié.

En effet, le bruit acoustique sera probablement très élevé dans un collisionneur linéaire à cause des nombreuses machines à l'intérieur de celui-ci, comme par exemple les pompes, la ventilation, etc. Il pourrait donc induire des déplacements non négligeables des deux derniers quadripôles comparés aux tolérances fixées.

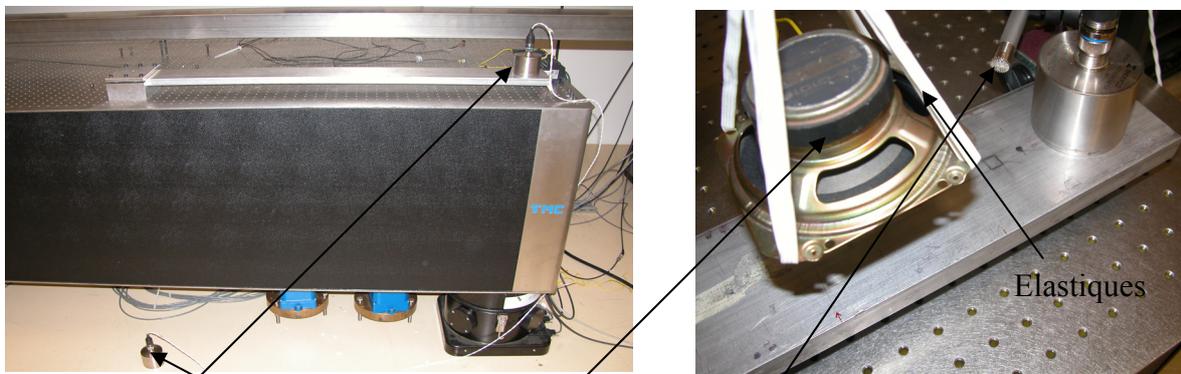
L'étude a été réalisée sur la poutre d'aluminium d'un mètre en configuration encastrée-libre afin que celle-ci soit dans les mêmes conditions aux limites que celles fixées pour les deux derniers quadripôles d'un collisionneur linéaire.

Premièrement, les vibrations de la poutre soumise à du bruit acoustique typique d'une salle de travail ont été étudiées. L'idée fut de créer un bruit rose acoustique avec un haut-parleur pour simuler ce type de bruit.

Ensuite, pour étudier les vibrations de la poutre soumise à une gamme plus large de niveaux de bruit acoustique, le même haut-parleur a été utilisé pour créer du bruit acoustique sinusoïdal à 70Hz.

### 4.2.1. Installation expérimentale

Pour étudier l'impact du bruit acoustique sur les vibrations de la poutre encastrée-libre, l'installation expérimentale a été réalisée dans la salle de travail LAVISTA. Dans la figure 4.18 ci-dessous, on peut voir deux photographies de cette installation expérimentale:



Accéléromètres ENDEVCO 86      Haut-parleur      Microphone

*Figure 4.18: Installation expérimentale pour l'étude de l'impact du bruit acoustique sur les vibrations d'une poutre encastrée-libre*

La poutre encastrée-libre en aluminium d'une longueur d'un mètre est fixée sur la table en nid d'abeilles de la société TMC. Cette table est utilisée comme surface de travail pour fournir une surface de travail propre.

Un accéléromètre ENDEVCO 86 est posé en bout de poutre tandis que l'autre accéléromètre est posé sur le sol.

Un microphone de type 4189 [66] de la Société Brüel & Kjaer est posé juste à côté de l'accéléromètre et mesure la pression acoustique en champ libre [67] provenant du haut-parleur et du bruit environnemental.

## 4.2. Impact du bruit acoustique en moyennes fréquences

Un haut-parleur est situé juste à côté du microphone et crée du bruit acoustique. Pour cela, de la tension lui est fournie grâce au logiciel Labview et au convertisseur numérique analogique du DAQ PCI6052E.

Des acquisitions simultanées des mesures des trois capteurs sont réalisées par le système PULSE.

Afin de pouvoir estimer la contribution du bruit acoustique sur les vibrations de la poutre, le mouvement du sol doit être stationnaire pendant l'étude : il fluctue bien sûr, mais ses fluctuations doivent avoir la même densité de probabilité.

Pour cela, le haut-parleur a été isolé du sol afin d'éviter d'exciter celui-ci : celui-ci a été fixé avec des élastiques jouant le rôle de système d'amortissement passif et filtrant les vibrations du haut-parleur dans les moyennes et les hautes fréquences.

Egalement, les mesures sont réalisées la nuit car les fluctuations sont plus faibles la nuit que le jour dues à la réduction des activités humaines.

Pour faire l'analyse fréquentielle des données des accéléromètres ENDEVCO 86 et du microphone de type 4189, il est nécessaire de réaliser des moyennes de spectres pour faire disparaître du bruit provenant d'un événement isolé.

Pour calculer les cohérences, les DSP et les DSA à partir des données des accéléromètres et du microphone, 200 moyennes ont été réalisées.

L'accéléromètre posé sur le sol permet de vérifier que le mouvement du sol est stationnaire durant les différentes mesures : Les DSP (ou DSA) du mouvement du sol doivent être les mêmes.

### 4.2.2. Poutre soumise à du bruit acoustique typique d'une salle de travail

Dans ce chapitre, l'impact d'un bruit acoustique typique d'une salle de travail sur les vibrations de la poutre encastree-libre est étudié.

La pression acoustique a été mesurée dans la salle de travail LAVISTA qui est très peu bruyante avec le microphone de type 4189.

A partir des données de ce microphone, la DSA de la pression acoustique a été calculée et le résultat est montré dans la figure 4.19 ci-dessous:

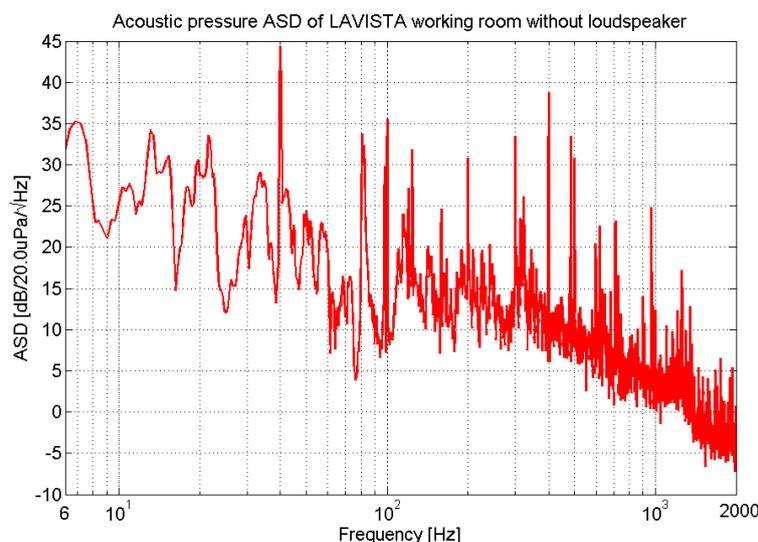


Figure 4.19: DSA de la pression acoustique dans la salle de travail LAVISTA

La figure 4.19 montre que la DSA de la pression acoustique dans la salle de travail LAVISTA a le spectre d'un bruit rose : c'est un signal aléatoire qui a une DSA inversement proportionnelle à la fréquence.

Pour montrer l'impact du bruit acoustique typique d'une salle de travail sur les vibrations de la poutre, l'idée fut de créer du bruit rose acoustique avec le haut-parleur afin de simuler une salle de travail beaucoup plus bruyante que celle de LAVISTA.

Deux acquisitions de mesure ont été réalisées dans la salle de travail LAVISTA pour analyser les vibrations de la poutre soumise à deux niveaux différents de bruit acoustique typique d'une salle de travail: la première a été réalisée sans haut-parleur et la deuxième a été réalisée avec le haut-parleur créant un bruit rose.

### Mesures de pression acoustique

A partir des mesures réalisées avec le microphone quand le haut parleur créait du bruit acoustique et quand il était éteint, les DSA de la pression acoustique ont été calculées. Les résultats sont tracés dans la figure 4.20 ci-dessous:

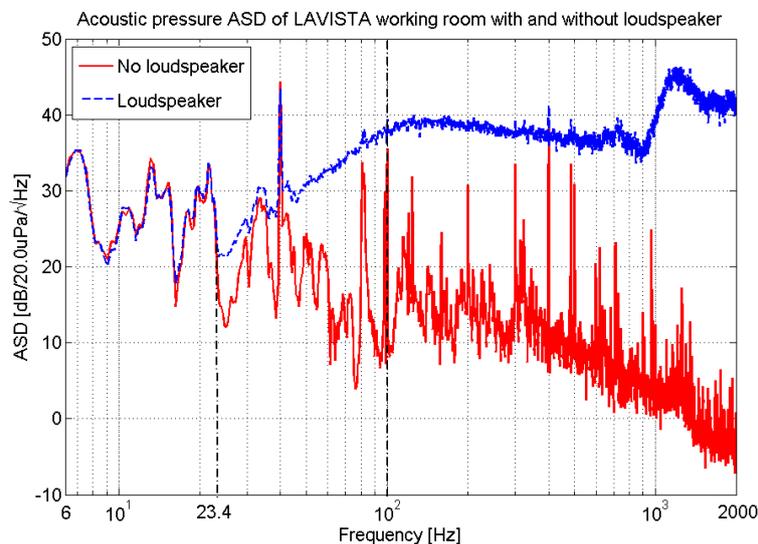


Figure 4.20: DSA de la pression acoustique dans la salle LAVISTA avec et sans haut-parleur

Sans haut-parleur, le spectre de la pression acoustique est le spectre de bruit rose de la figure 4.19 alors qu'avec le haut-parleur, l'amplitude du spectre de la pression acoustique augmente à partir de 23Hz et n'a pas le spectre d'un bruit rose.

En effet, parce que la fonction de transfert du haut-parleur (pression acoustique divisée par la tension) n'est pas plate, il fut impossible de créer du bruit rose acoustique. De plus, la plupart de la puissance du haut-parleur était concentrée au-dessus de 100Hz, gamme de fréquence étant à l'extérieur de la gamme de fréquence des accéléromètres donc dans laquelle les vibrations ne peuvent pas être mesurées.

Par conséquent, dans la gamme de fréquence où ces mesures ont pu être réalisées, c'est-à-dire en-dessous de 100Hz, le niveau de pression acoustique créé était bas.

Maintenant, afin d'avoir une valeur de l'augmentation de la pression acoustique du au haut-parleur, les RMS intégrés de la pression acoustique avec et sans haut parleur ont été calculés au-dessus de 23Hz, fréquence à partir de laquelle le haut-parleur est capable de créer du bruit acoustique, jusqu'à 100Hz, limite supérieure de la gamme de fréquence des accéléromètres. Les résultats sont montrés dans la figure 4.21 ci-dessous:

## 4.2. Impact du bruit acoustique en moyennes fréquences

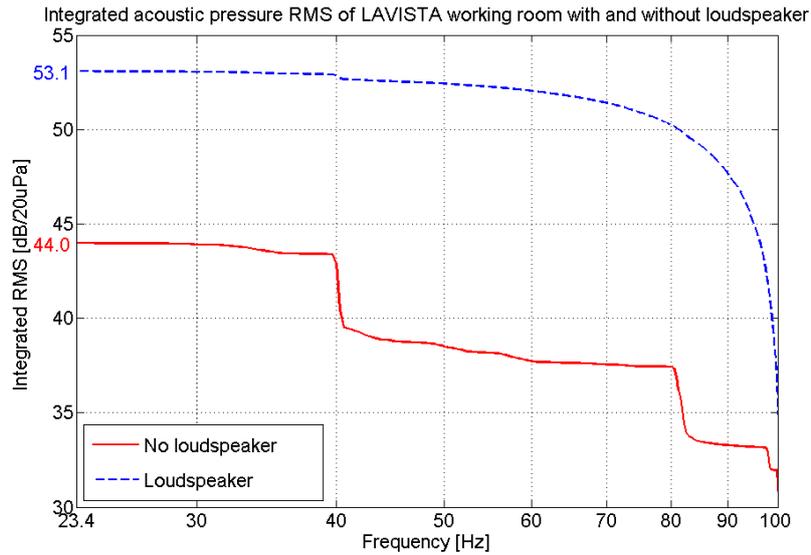


Figure 4.21: RMS intégrés de la pression acoustique de la salle de travail LAVISTA avec et sans haut-parleur

Au-dessus de 23Hz, le RMS intégré de la pression acoustique passe de 44dB sans haut-parleur à 53dB avec celui-ci, c'est-à-dire une augmentation de 9dB.

La figure 4.22 ci-dessous [68] peut aider à s'imaginer l'importance de cette augmentation:

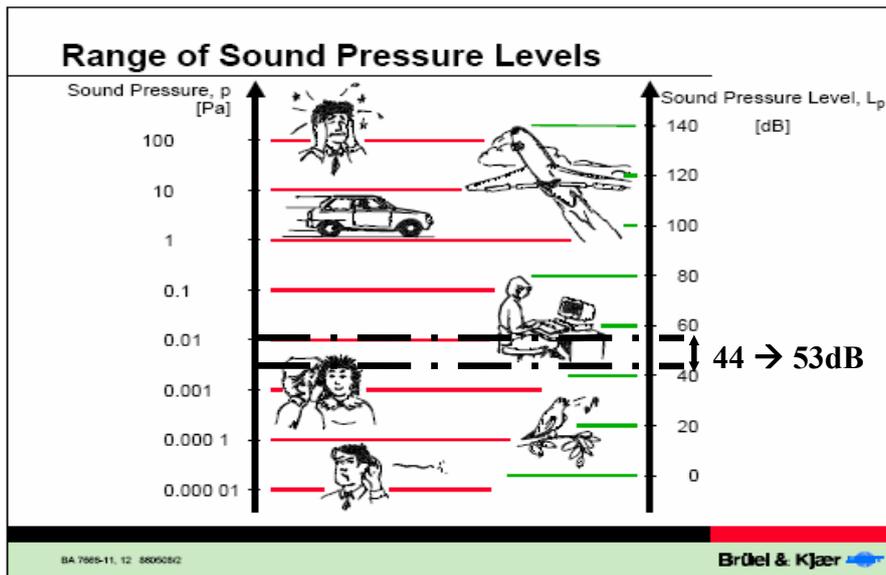


Figure 4.22: Gamme des niveaux de pression du son

En termes de niveau de bruit, la figure 4.22 montre qu'une pression acoustique de 44dB représente un chuchotement et une pression acoustique de 53dB représente quelqu'un travaillant sur son ordinateur.

Par conséquent, l'augmentation de la pression acoustique du au haut-parleur représente une augmentation du niveau de bruit faible. En effet, le haut-parleur n'est pas assez puissant en-dessous de 100Hz parce que la majorité de sa puissance est concentrée au-dessus de 100Hz.

Cependant, il est intéressant de voir quel impact peut avoir cette faible augmentation de pression acoustique sur les vibrations de la poutre.

### Sources du bruit acoustique typique d'une salle de travail

Tout d'abord, une étude a été réalisée sur les sources de bruit acoustique de la salle de travail LAVISTA. En effet, il est intéressant de savoir si ce bruit acoustique provient des mêmes sources que les vibrations du sol.

Pour cela, les cohérences entre la vitesse du sol et la pression acoustique et entre la vitesse de la poutre et la pression acoustique ont été calculées. Ces calculs ont été faits à partir des mesures réalisées avec le microphone et les deux accéléromètres posés sur le sol et sur la poutre quand le haut-parleur ne créait pas de bruit acoustique. Ces deux cohérences ont été tracées dans la figure 4.23 ci-dessous :

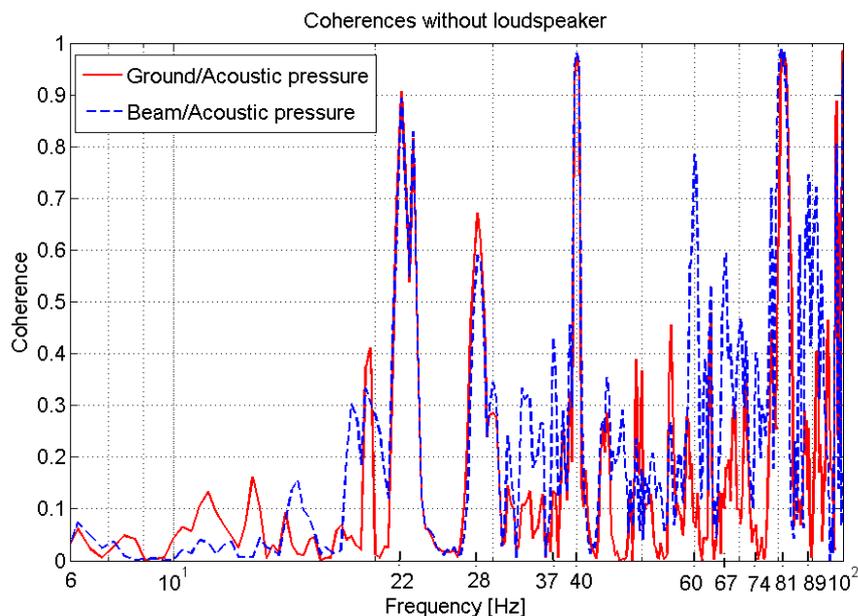


Figure 4.23: Cohérences entre la vitesse du sol et la pression acoustique et entre la vitesse de la poutre et la pression acoustique; Sans haut-parleur

La vitesse du sol et la pression acoustique possèdent des pics de cohérence à certaines fréquences: 22Hz, 40Hz, 81Hz, etc. Ces pics signifient donc que le bruit acoustique a beaucoup de sources communes avec les vibrations du sol (trafic routier, machines, etc.)

On retrouve les mêmes pics de cohérence entre la vitesse de la poutre et la pression acoustique. En effet, les vibrations du sol et le bruit acoustique provenant des mêmes sources excitent la poutre.

Cependant, la vitesse de la poutre et la pression acoustique ont des pics de cohérence à d'autres fréquences qui n'existent pas entre la vitesse du sol et la pression acoustique: 37Hz, 60Hz, 67Hz, 74Hz, 89Hz, etc. Ces pics signifient donc que du bruit acoustique provient d'autres sources que les vibrations du sol et excite la poutre.

Pour conclure, il est difficile de séparer les sources de bruit acoustique des sources de vibrations du sol, mais ces calculs de cohérence montrent qu'il existe des sources acoustiques qui font vibrer la poutre indépendamment des vibrations du sol.

### Impact du haut-parleur sur les vibrations du sol et de la poutre

La même étude a été réalisée avec le haut-parleur créant du bruit acoustique. Dans la figure 4.24 ci-dessous, les cohérences entre la vitesse du sol et la pression acoustique et entre la vitesse de la poutre et la pression acoustique ont été calculées avec le haut-parleur créant du bruit acoustique :

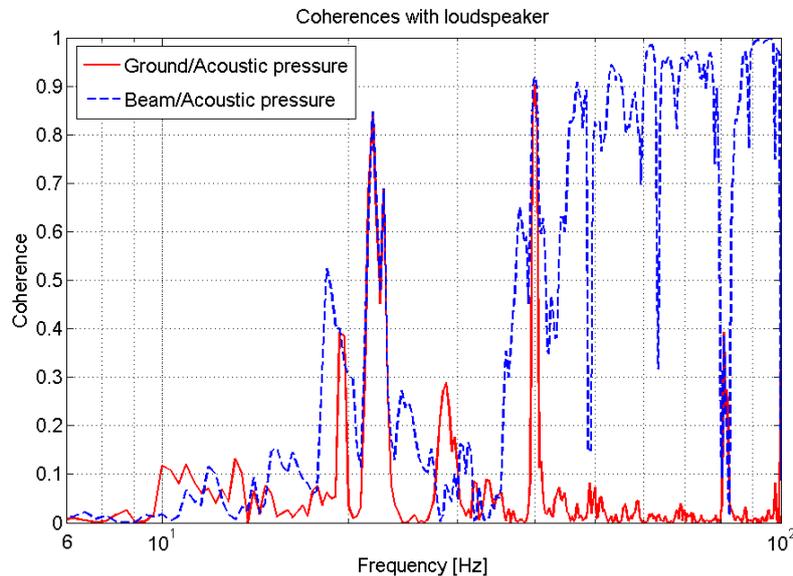


Figure 4.24: Cohérences entre la vitesse du sol et la pression acoustique et entre la vitesse de la poutre et la pression acoustique; Avec le haut-parleur

La cohérence entre la vitesse du sol et la pression acoustique est très faible et bien plus faible que la même cohérence sans le haut-parleur (voir figure 4.23). Il peut donc être déduit que le haut-parleur n'excite pas le sol. Pour pouvoir faire cette conclusion, il a été vérifié que le bruit du haut-parleur était bien plus élevé que celui environnemental (voir figure 4.20): par conséquent, cette cohérence n'est pas influencée par le bruit acoustique environnemental mais seulement par le bruit acoustique créé par le haut-parleur.

A l'opposé, la cohérence entre la vitesse de la poutre et la pression acoustique est très élevée et bien plus élevée que la même cohérence sans haut-parleur (voir figure 4.23).

Par conséquent et pour conclure, le haut-parleur excite la poutre sans exciter le sol: c'est ce qui était voulu.

### Stationnarité du mouvement du sol

En plus d'avoir montré que le haut-parleur n'excite pas le sol grâce aux calculs de cohérence, il a été vérifié que le mouvement du sol était stationnaire quand les mesures étaient réalisées avec et sans haut-parleur.

Pour cela, la DSA du mouvement du sol a été calculée à partir des mesures réalisées avec l'accéléromètre ENDEVCO 86 posé sur le sol quand le haut-parleur créait du bruit acoustique et quand il était éteint. Les résultats sont montrés dans la figure 4.25 ci-dessous entre 23Hz et 100Hz, gamme de fréquence dans laquelle l'étude a été réalisée.

Etant donné que les mesures ont été effectuées la nuit, le bruit culturel était très faible. La Différence Corrigée des accéléromètres ENDEVCO 86, qui représente le bruit interne de ces capteurs, a donc été tracée sur la même figure afin de s'assurer que le capteur posé au sol avait une résolution suffisante pour mesurer les vibrations du sol.

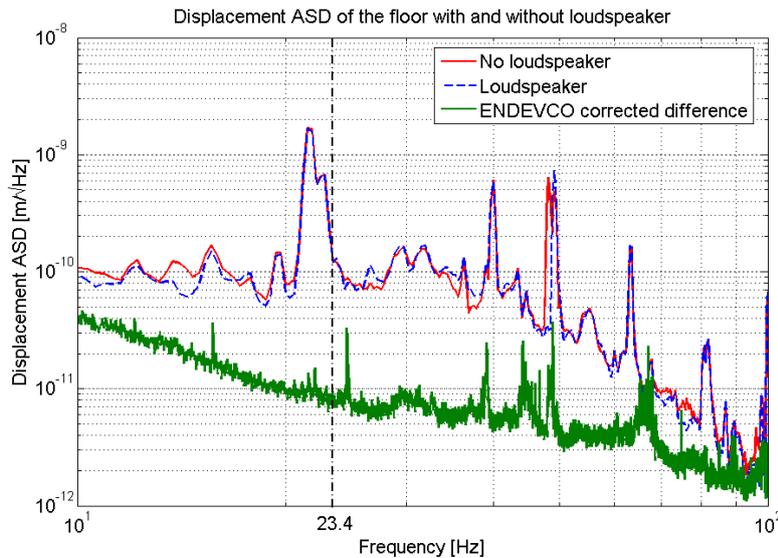


Figure 4.25: DSA du mouvement du sol avec et sans haut-parleur et Différence Corrigée des accéléromètres ENDEVCO 86

Dans la figure 4.25, les courbes pointillées et continues représentent la DSA du mouvement du sol avec et sans haut-parleur respectivement tandis que la courbe verte représente la Différence Corrigée des accéléromètres ENDEVCO 86.

La courbe verte est bien en-dessous des courbes pointillées et continues, ce qui montre que l'accéléromètre ENDEVCO 86 a pu mesurer les vibrations du sol avec une bonne précision.

Entre 23Hz et 100Hz, gamme de fréquence dans laquelle l'étude a été réalisée, la DSA du mouvement du sol est quasiment identique avec et sans haut-parleur : le mouvement du sol est donc stationnaire.

Afin de quantifier la faible différence d'amplitude du mouvement du sol quand les mesures étaient réalisées avec et sans haut-parleur, les RMS intégrés du mouvement du sol avec et sans haut-parleur ont été calculés de 23Hz à 100Hz et les résultats sont montrés dans la figure 4.26 ci-dessous. Egalement, la Différence Corrigée intégrée des accéléromètres ENDEVCO 86 a été tracée sur la même figure afin de donner une précision sur la différence des RMS intégrés.

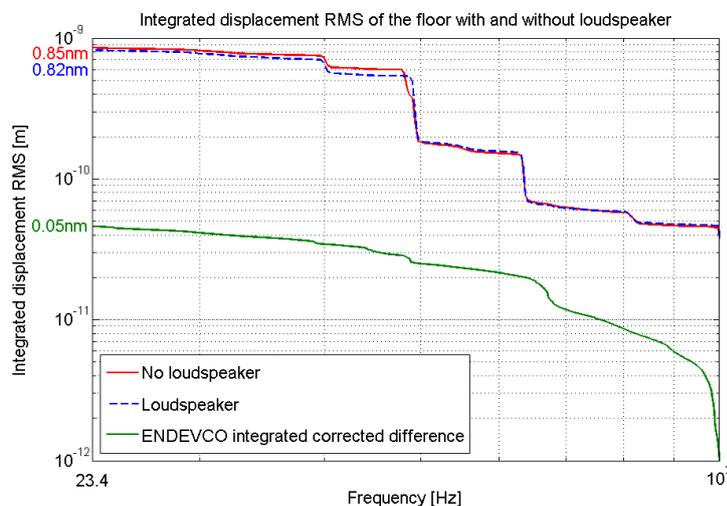


Figure 4.26 : RMS intégrés du mouvement du sol avec et sans haut-parleur et Différence Corrigée intégrée des accéléromètres ENDEVCO 86

## 4.2. Impact du bruit acoustique en moyennes fréquences

Au-dessus de 23Hz, le RMS intégré du mouvement du sol est de 0,85nm sans haut-parleur et de 0,82nm avec celui-ci tandis que la Différence corrigée intégrée des accéléromètres ENDEVCO 86 est de 0,05nm.

Ainsi, la différence d'amplitude entre le mouvement du sol sans haut-parleur et avec haut-parleur ne peut être mesurée avec une bonne précision car elle est très faible: elle est de 0,03nm avec une précision de  $\pm 0,05$ nm.

### Impact du haut-parleur sur les vibrations de la poutre

Afin d'estimer l'impact du bruit acoustique provenant du haut-parleur sur les déplacements de la poutre, la DSA des déplacements de la poutre a été calculée à partir des mesures réalisées avec l'accéléromètre ENDEVCO 86 posé en bout de poutre quand le haut-parleur créait du bruit acoustique et quand il était éteint. Les résultats sont montrés dans la figure 4.27 ci-dessous. Egalement, la Différence Corrigée des accéléromètres ENDEVCO 86 a été tracée sur la même figure.

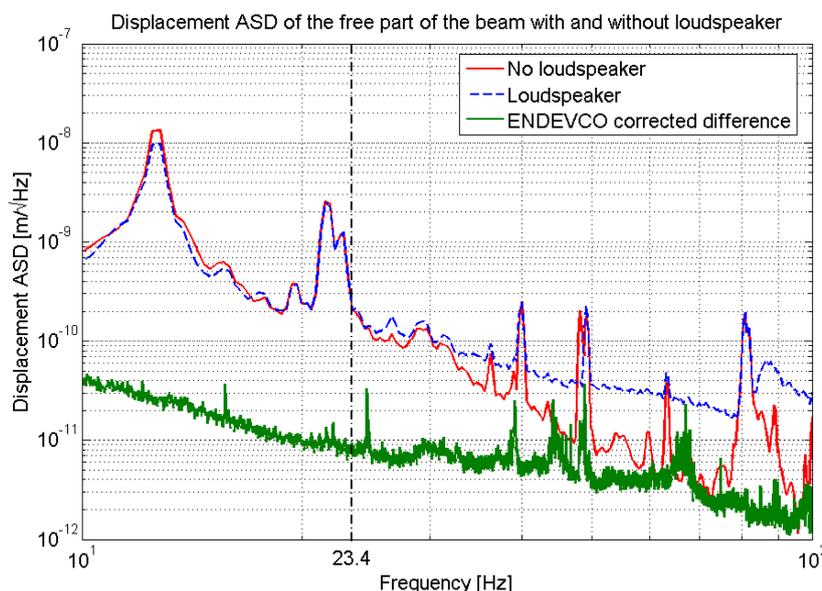


Figure 4.27: DSA de déplacement en bout de poutre avec et sans haut-parleur et Différence Corrigée des accéléromètres ENDEVCO 86

La courbe verte est bien en-dessous des courbes rouges et bleues, ce qui montre que l'accéléromètre ENDEVCO 86 a pu mesurer les vibrations de la poutre avec une bonne précision.

Au-dessus de 23Hz, les déplacements de la poutre sont plus grands avec le haut parleur que sans celui-ci.

Parce que nous avons montré précédemment que le haut-parleur n'excite pas le sol, l'augmentation des déplacements de la poutre est seulement due au bruit acoustique créé par le haut-parleur.

Maintenant, afin d'avoir une valeur de l'augmentation des déplacements de la poutre due uniquement au bruit acoustique créé par le haut-parleur, les RMS intégrés des déplacements de la poutre ont été calculés entre 23Hz et 100Hz. Les résultats sont montrés dans la figure 4.28 ci-dessous:

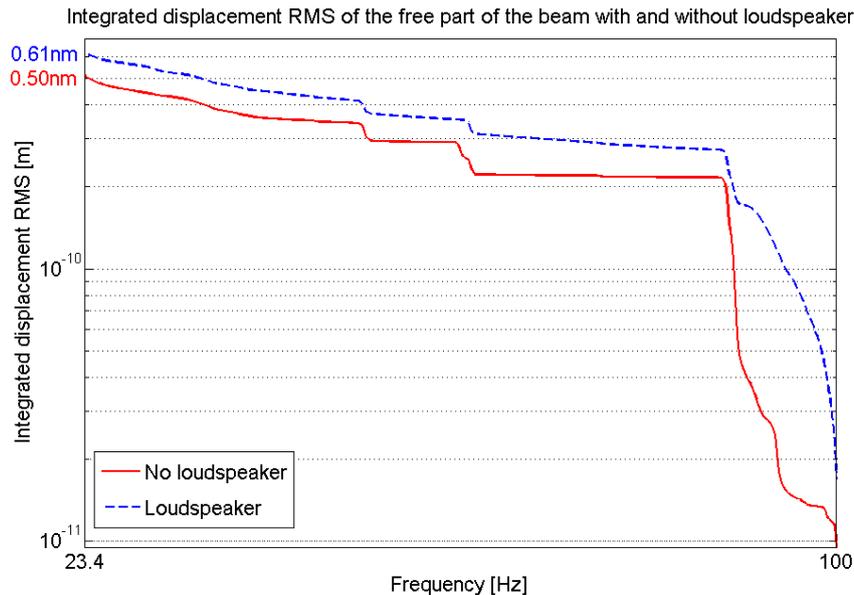


Figure 4.28: RMS intégrés du déplacement de la poutre avec et sans haut-parleur

Au-dessus de 23Hz, les déplacements de la poutre augmentent de 0,11nm lorsque le haut-parleur crée du bruit acoustique. La précision de cette augmentation est donnée à  $\pm 0,05\text{nm}$  (voir figure 4.26).

La différence d'amplitude entre le mouvement du sol sans haut-parleur et avec haut-parleur n'a pas pu être obtenue avec une bonne précision: elle est de 0,03nm avec une précision de  $\pm 0,05\text{nm}$ . Cependant, dans le pire des cas le mouvement du sol est plus élevé de 0,02nm avec haut-parleur.

Par conséquent, l'augmentation des déplacements de la poutre de 0,11nm est seulement due au bruit acoustique créé par le haut-parleur.

Ainsi, une très faible augmentation de la pression acoustique (de 44dB à 53dB) induit une augmentation des déplacements de la poutre de 0,11nm à  $\pm 0,05\text{nm}$  près.

C'est pourquoi il ne faut pas négliger le bruit acoustique comme source de vibrations. Ainsi, cette étude a été poursuivie dans le chapitre suivant afin d'évaluer l'importance de l'impact du bruit acoustique sur les déplacements de la poutre encastrée-libre lorsque du bruit acoustique de niveau plus élevé est présent.

### 4.2.3. Poutre soumise à différents niveaux de bruit acoustique sinusoïdal

En essayant de créer du bruit acoustique rose avec le haut-parleur, il fut impossible d'obtenir une augmentation significative de la pression acoustique en-dessous de 100Hz car la majorité de la puissance du haut-parleur était concentrée dans les hautes fréquences.

Dans le but d'étudier les vibrations de la poutre soumise à une gamme plus large de niveaux de bruit acoustique, le haut-parleur a été utilisé pour créer différents niveaux de bruit acoustique sinusoïdal à 70Hz afin que la majorité de la puissance du haut-parleur soit concentrée à cette fréquence.

La fréquence de 70Hz a été choisie arbitrairement mais en prenant soin de ne pas tomber sur une fréquence de résonance de la poutre. En effet, le but était de montrer que même sans

## 4.2. Impact du bruit acoustique en moyennes fréquences

résonances, le bruit acoustique peut avoir un impact important sur les vibrations de la poutre encastrée-libre.

Les vibrations de la poutre ainsi que les différents niveaux de bruit acoustique sinusoïdal ont été mesurés et comparés à 70Hz en vérifiant, avec l'accéléromètre posé au sol, que le mouvement du sol était le même à cette fréquence pendant les différentes mesures.

### Mouvement du sol et de la poutre en fonction du niveau de bruit acoustique

Afin d'étudier les vibrations de la poutre soumise à ces différents niveaux de bruit acoustique, les DSA des déplacements du sol et de la poutre ont été calculées en fonction des DSA de pression acoustique. Les résultats sont montrés dans la figure 4.29 ci-dessous :

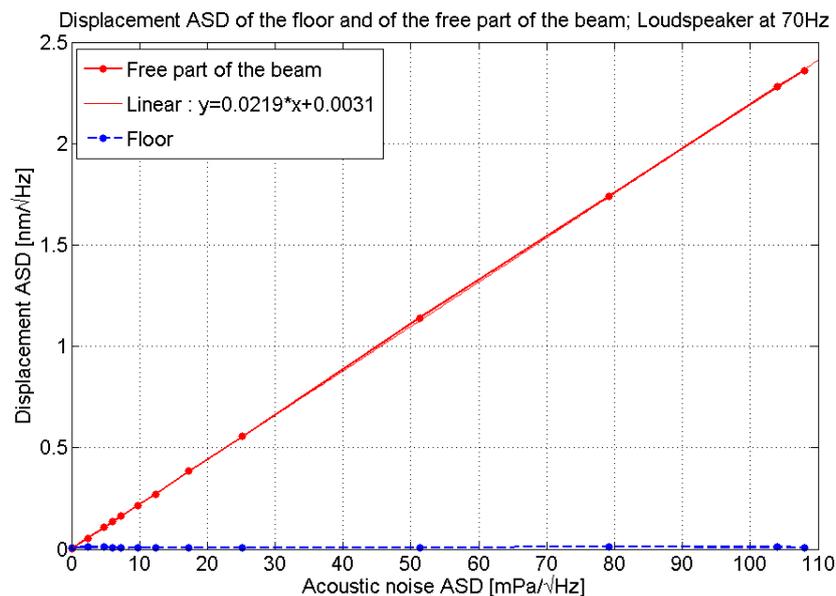


Figure 4.29: DSA des déplacements du sol et de la poutre en fonction des DSA de pression acoustique (exprimées en  $mPa/\sqrt{Hz}$ ) à 70Hz

Cette figure montre que les déplacements de la poutre augmentent linéairement avec la pression acoustique alors que le mouvement du sol est quasiment le même. Par conséquent, cette augmentation est seulement due au bruit acoustique créé par le haut-parleur.

Maintenant, la même figure que la précédente est montrée mais la pression acoustique est exprimée en décibel afin de se faire une idée des valeurs de pression acoustique:

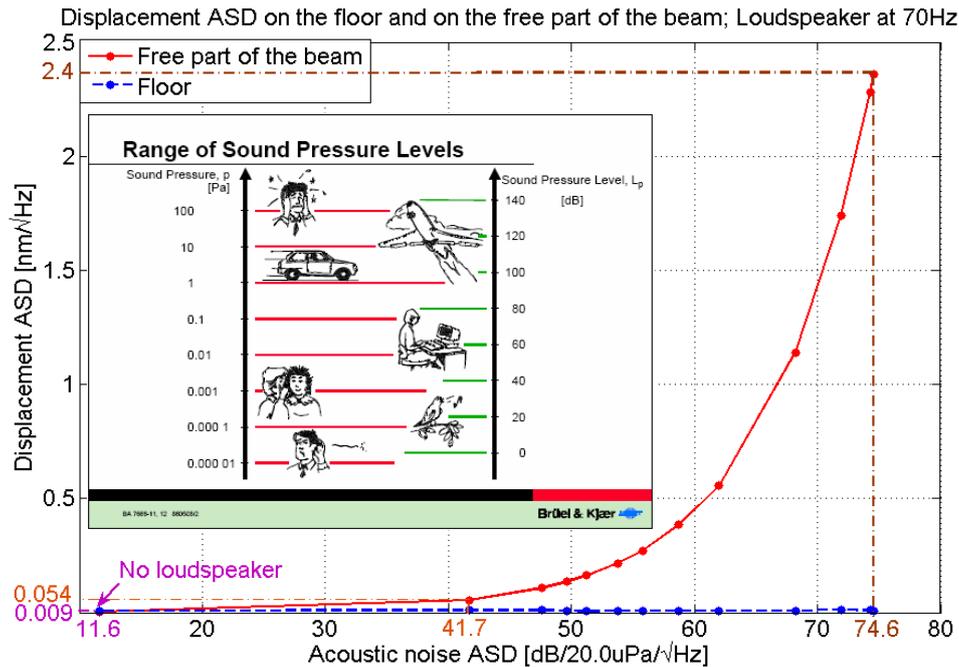


Figure 4.30: DSA de déplacement du sol et de la poutre en fonction des DSA de pression acoustique (exprimées en  $\text{dB}/20\text{uPa}/\sqrt{\text{Hz}}$ ) à 70Hz

Cette figure montre que les déplacements de la poutre augmentent significativement avec le niveau sonore alors que le mouvement du sol est quasiment le même.

Par exemple, en passant d'une pression acoustique de  $42\text{dB}/20\text{uPa}/\sqrt{\text{Hz}}$  à une pression acoustique de  $75\text{dB}/20\text{uPa}$ , les déplacements de la poutre augmentent de  $2,3\text{nm}/\sqrt{\text{Hz}}$ .

Ceci signifie que si la pression acoustique créée à 70Hz avait une largeur de bande de 1Hz, la pression acoustique passerait de 42dB à 75dB et les déplacements de la poutre augmenteraient de 2,4nm.

Par conséquent et pour conclure, une augmentation faible de la pression acoustique (de 42dB à 75dB) induit des déplacements non négligeables de la poutre encastrée-libre (2,4nm) comparées aux tolérances fixées pour les deux derniers quadripôles d'un collisionneur linéaire: leur mouvement relatif ne doit pas dépasser un cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz.

#### 4.2.4. Conclusion

Une faible augmentation du bruit acoustique induit des déplacements non négligeables de la poutre encastrée-libre comparés aux tolérances de mouvement relatif entre les deux derniers quadripôles d'un collisionneur linéaire.

Dans un collisionneur linéaire, on s'attend à ce que le bruit acoustique soit très élevé à cause des nombreuses machines à l'intérieur de celui-ci, comme par exemple les pompes, la ventilation, etc. Par conséquent, l'étude de ce type de bruit doit être poursuivie car celui-ci peut faire vibrer les deux derniers quadripôles au-dessus des tolérances mentionnées précédemment.

## 4.2. Impact du bruit acoustique en moyennes fréquences

---

Contrairement au mouvement du sol, le bruit acoustique est élevé dans les hautes fréquences et peut induire des vibrations non négligeables des deux derniers quadripôles à ces fréquences comparés aux tolérances fixées. Des études supplémentaires ont donc été faites dans le chapitre suivant au niveau de l'impact du bruit acoustique sur les vibrations de la poutre encastrée-libre dans les hautes fréquences (entre 800Hz et 1000Hz).

Pour finir, il n'est incorporé habituellement que le mouvement du sol comme excitation dans les simulations de réponse dynamique de structures. Le bruit acoustique devrait être probablement également incorporé. Cependant, une modélisation du bruit acoustique est plus compliquée. En effet, le mouvement du sol dans un accélérateur a globalement la même forme spectrale sur tous les sites (avec des amplitudes différentes), alors que le bruit acoustique est très dépendant de l'installation locale.

### 4.3. Impact du mouvement du sol et du bruit acoustique en hautes fréquences

Le mouvement du sol décroît avec la fréquence et est dit être suffisamment faible au-dessus de 300Hz [2] pour ne pas induire de mouvement relatif entre les deux derniers quadripôles qui soit au-dessus des tolérances fixées dans un collisionneur linéaire. Cependant, le mouvement du sol n'a jamais été mesuré au-dessus de 300Hz dans les collisionneurs en fonctionnement.

En effet, le bruit généré dans ces collisionneurs est significatif à cause des équipements divers en fonctionnement comme les pompes, les systèmes de ventilation et d'alimentation en puissance, etc. Ce bruit peut engendrer une augmentation du mouvement du sol jusqu'à un facteur 100 comme cela était le cas dans le tunnel du LEP (voir chapitre 2.6.1).

Contrairement au mouvement du sol, le bruit acoustique ne décroît pas forcément en fonction de la fréquence et peut être très élevé dans les hautes fréquences. Dans un collisionneur en fonctionnement, ce bruit sera certainement très élevé et peut donc engendrer des déplacements significatifs des deux derniers quadripôles comme l'a montré l'étude précédente réalisée pour des fréquences inférieures à 100Hz.

Ainsi, à cause des résonances induites aux fréquences de résonance des quadripôles, il est possible que le mouvement du sol et le bruit acoustique fasse vibrer ces quadripôles au-delà des tolérances dans une gamme de fréquence supérieure à 300Hz.

Dans ce chapitre, une étude a été réalisée au niveau de l'impact du mouvement du sol couplé au bruit acoustique sur les vibrations d'une structure représentant un des deux derniers quadripôles d'un collisionneur linéaire dans le but d'estimer la nécessité de stabilisation dans les hautes fréquences.

L'étude a été réalisée sur la poutre encastrée-libre d'un mètre en aluminium pour que celle-ci ait les mêmes conditions aux limites que celle fixée pour les deux derniers quadripôles d'un collisionneur linéaire.

L'étude est portée sur une résonance de la poutre pouvant être amplifiée aussi bien par les vibrations du sol que par les vibrations acoustiques. La fréquence de résonance étudiée est à 881Hz et sa largeur de bande est comprise entre 800Hz et 1000Hz.

L'impact de deux types de bruit a été étudié : du bruit déterministe et du bruit aléatoire. En effet, ces deux types de bruit sont présents dans le bruit acoustique et dans le bruit culturel.

Pour réaliser cette étude, un haut-parleur a été utilisé pour simuler ces deux types de bruit qui sont naturellement très faibles dans la salle de travail LAVISTA. Celui-ci permet à la fois de créer du bruit acoustique et faire vibrer l'encastrement de la poutre afin de simuler du bruit acoustique et des vibrations du sol d'amplitudes plus élevées comme cela sera le cas dans un collisionneur linéaire.

Pour l'étude du bruit aléatoire, du bruit typique d'une salle de travail a été simulé. Pour cela, différents niveaux de bruit blanc ont été créés avec le haut-parleur.

Pour l'étude du bruit déterministe, le bruit d'une pompe a été simulé. Pour cela, le haut-parleur a créé différents niveaux de bruit sinusoïdal ayant une fréquence correspondant à la fréquence de résonance étudiée, c'est-à-dire 881Hz.

### 4.3.1. Installation expérimentale

L'installation expérimentale a été réalisée dans la salle de travail LAVISTA qui est très peu bruitée. Des photographies de celle-ci sont montrées dans la figure 4.31 ci-dessous:

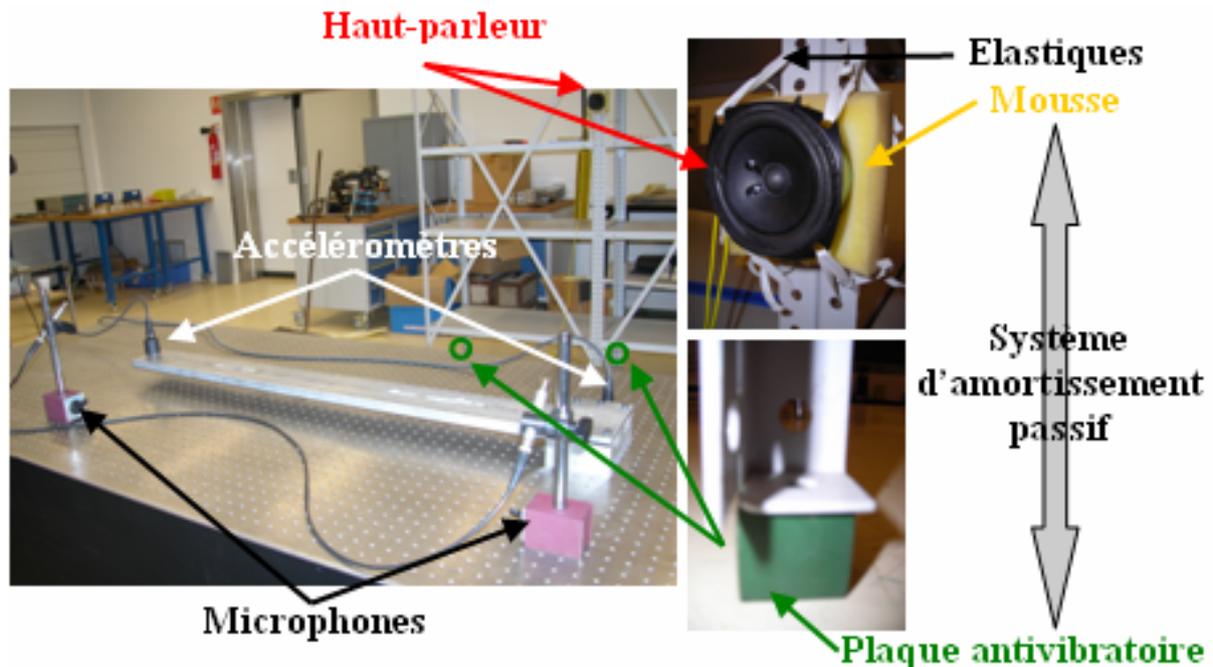


Figure 4.31: Photographies de l'installation expérimentale réalisée pour étudier l'impact du bruit acoustique couplé au mouvement du sol sur les vibrations d'une poutre

La poutre encastree-libre d'un mètre en aluminium est fixée sur la table en nid d'abeilles de la société TMC pour fournir une surface de travail propre.

Un accéléromètre du modèle 393B12 est posé en bout de poutre tandis que l'autre est posé à l'encastrement de la poutre. L'accéléromètre posé à l'encastrement est utilisé pour mesurer l'excitation de la poutre provenant des vibrations de son support tandis que l'autre accéléromètre posé en bout de poutre est utilisé pour mesurer les vibrations de la poutre.

Deux microphones du modèle 4189 sont utilisés pour mesurer l'excitation de la poutre provenant du bruit acoustique. L'un d'eux est posé à côté du bout de poutre tandis que l'autre est posé à côté de l'encastrement afin de voir si la pression acoustique est bien uniformément répartie le long de la poutre.

Des acquisitions simultanées des mesures des trois capteurs sont réalisées par le système PULSE.

Un haut-parleur a été posé à deux mètres de la poutre. Il est utilisé pour créer à la fois du bruit acoustique et faire vibrer l'encastrement de la poutre afin de simuler du bruit acoustique et des vibrations du sol d'amplitudes plus élevées que celles de la salle de travail LAVISTA comme cela sera le cas dans un collisionneur linéaire.

Des systèmes d'amortissement passif filtrant les vibrations du haut-parleur dans les moyennes et les hautes fréquences ont été utilisés afin de ne pas trop exciter le sol mécaniquement. Pour cela, le haut-parleur a été fixé avec des élastiques et de la mousse a été mise entre le haut-parleur et son support. Egalement, chaque pied du support du haut-parleur est posé sur une plaque antivibratoire de type B32 [69] de la société Bilz commençant à amortir les vibrations au-dessus de 10Hz. De la tension est fournie au haut-parleur de la même façon que pour l'étude précédente.

### Excitation du sol et de la poutre par le haut-parleur

Le haut-parleur peut exciter le sol, l'encastrement et le bout de poutre de différentes manières. La figure 4.32 ci-dessous décrit les différentes excitations engendrées par le haut-parleur sur ces éléments:

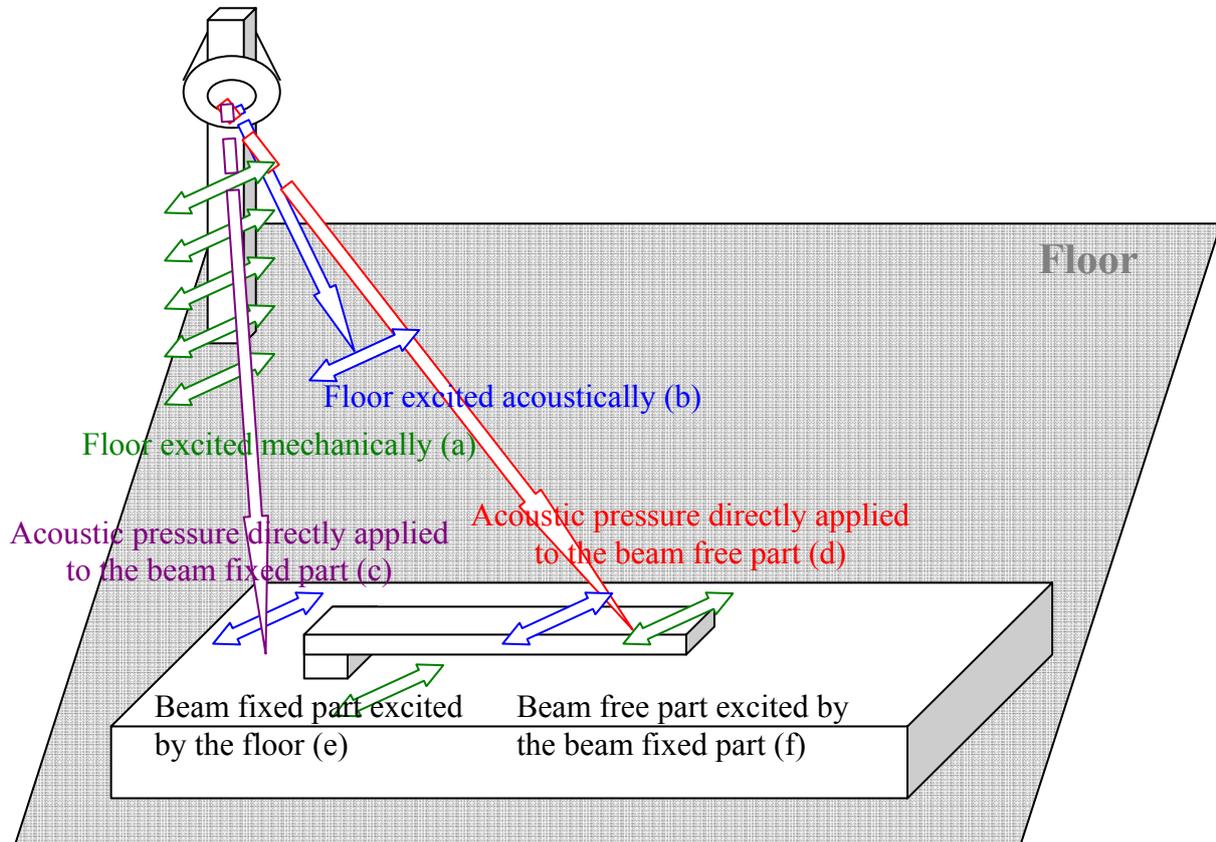


Figure 4.32: Schéma de l'installation expérimentale montrant les différentes voies d'excitation du sol, du bout de poutre et de l'encastrement par le haut-parleur

Le haut-parleur peut faire vibrer le sol mécaniquement du aux vibrations de sa membrane (a) se propageant le long du support mais également acoustiquement en exerçant une pression directement sur le sol (b).

Egalement, le haut-parleur peut faire vibrer l'encastrement de la poutre en faisant vibrer le sol qui fait vibrer à son tour l'encastrement (e) mais aussi acoustiquement en exerçant une pression directement sur l'encastrement (c).

Enfin, le haut-parleur peut faire vibrer le bout de la poutre en faisant vibrer l'encastrement qui fait vibrer à son tour le bout de la poutre (f) mais également acoustiquement en exerçant une force directement sur le bout de la poutre (d).

Seulement deux accéléromètres de type 393B12 étaient à notre disposition. Afin de pouvoir séparer et quantifier l'impact direct du bruit acoustique (d) et l'impact des vibrations de l'encastrement (c) sur les déplacements du bout de la poutre, un accéléromètre a été posé en bout de poutre et l'autre à l'encastrement. Ce choix d'installation des accéléromètres ne permet donc pas de séparer et quantifier les deux contributions faisant bouger l'encastrement de la poutre. Mais cette information n'est pas utile pour l'étude car le but est de faire vibrer l'encastrement, de n'importe quelle manière que ce soit, afin de simuler un mouvement du sol

plus élevé que celui de la salle de travail LAVISTA pour être dans les conditions d'un accélérateur en fonctionnement.

#### Choix de la gamme de fréquence étudiée

L'étude est portée sur une fréquence de résonance de la poutre à cause des résonances amplifiant aussi bien les vibrations du sol que les vibrations acoustiques.

La fréquence de résonance à étudier doit être située dans les hautes fréquences afin d'estimer la nécessité de stabilisation des quadripôles au-dessus de 300Hz.

Afin d'identifier les fréquences de résonance de la poutre et de choisir sur laquelle portera l'étude, des mesures de vibrations ont été réalisées avec les deux accéléromètres 393B12 posés en bout de poutre et à l'encastrement.

A partir de ces mesures, les DSA des déplacements du bout de poutre et de l'encastrement ont été calculées et tracées dans la figure 4.33. Etant donné les si faibles amplitudes de vibrations mesurées, la Différence Corrigée des accéléromètres, qui représente le bruit de toute la chaîne de mesures, a également été affichée sur la même figure afin de montrer que ces accéléromètres ont une résolution suffisante pour mesurer les vibrations en bout de poutre et à l'encastrement.

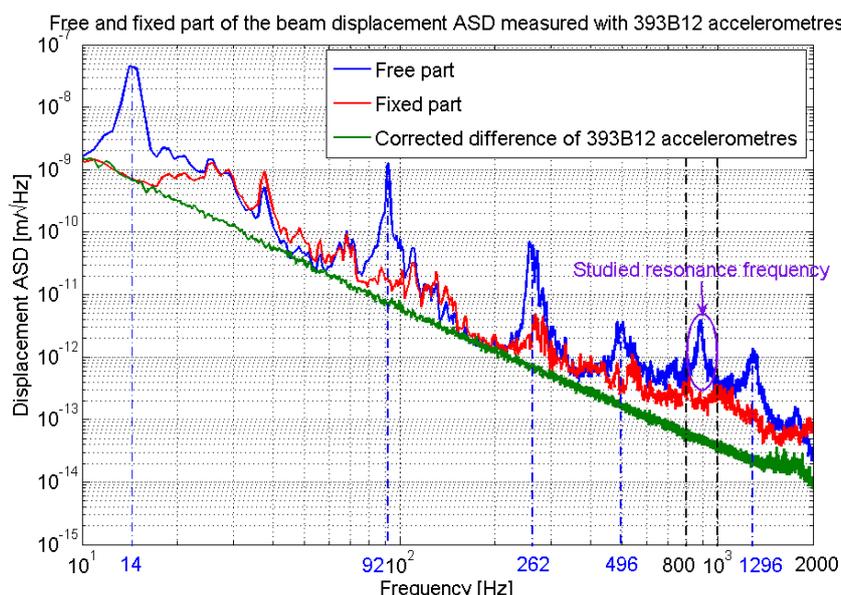


Figure 4.33: DSA des déplacements du bout de poutre et de l'encastrement

La courbe verte est en-dessous des courbes bleues et rouges, ce qui signifie que le bruit de la chaîne de mesures est plus faible que l'amplitude des signaux mesurés. Ainsi, la résolution des accéléromètres est suffisante pour mesurer les vibrations de la poutre et de la table.

La courbe bleue montre un certain nombre de pics de vibration qui n'apparaissent pas dans la courbe rouge : à 14 Hz, 92 Hz, 262 Hz, 496 Hz, 1296 Hz, etc. Ces pics correspondent donc aux résonances de la poutre. Entre autre, la poutre a une fréquence de résonance à 881Hz ayant une largeur de bande comprise entre 800Hz et 1000Hz.

La courbe rouge montre que les déplacements de l'encastrement de la poutre sont très faibles dans la largeur de bande de la fréquence de résonance de 881Hz comparés aux déplacements en-dessous de 300Hz. Cette conclusion peut être extrapolée au mouvement du sol qui n'a pas pu être mesuré à cause de la résolution des accéléromètres. Parce que nous

voulons montrer la nécessité de stabilisation au-dessus de 300Hz où le mouvement du sol est très faible, l'étude a été faite dans la largeur de bande de la fréquence de résonance de 881Hz.

Pour se donner une idée du bruit acoustique existant entre 800Hz et 1000Hz, des mesures de pression acoustique ont été réalisées avec les deux microphones de type 4189 posés à côté de l'encastrement et du bout de poutre.

A partir de ces mesures, les DSA de pression acoustique ont été calculées. Les résultats sont montrés dans la figure 4.34 ci-dessous :

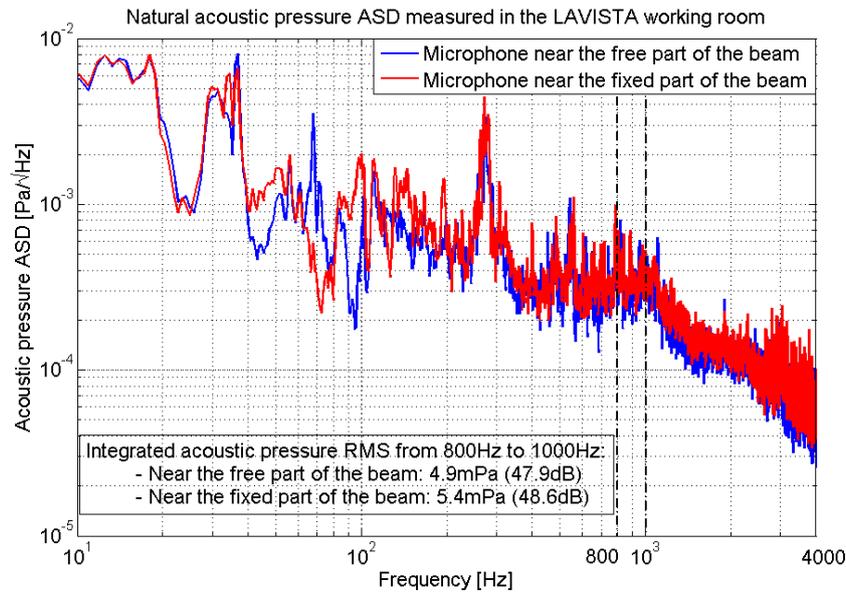


Figure 4.34: DSA de pression acoustique à côté du bout de poutre et de l'encastrement dans la salle de travail LAVISTA

Ces courbes montrent que le bruit acoustique est très faible dans la gamme de fréquence [800; 1000] Hz comparé à celui situé dans les plus basses fréquences.

### 4.3.2. Amplitude et impact des bruits dans la salle de travail LAVISTA

Dans la salle de travail LAVISTA, afin d'avoir une valeur du niveau de bruit acoustique, de l'amplitude du déplacement de l'encastrement et de l'impact que celles-ci peuvent avoir sur la valeur des déplacements de la poutre dans la gamme de fréquence d'étude ([800; 1000] Hz), les RMS intégrés de déplacement et de pression acoustique ont été calculés.

#### Bruit acoustique

A partir des mêmes mesures utilisées pour obtenir les DSA de pression acoustique de la figure 4.34, les RMS intégrés de pression acoustique ont été calculés jusqu'à 1000Hz et sont exprimés en décibels. Les résultats sont montrés dans la figure 4.35 ci-dessous:

### 4.3. Impact du mouvement du sol et du bruit acoustique en hautes fréquences

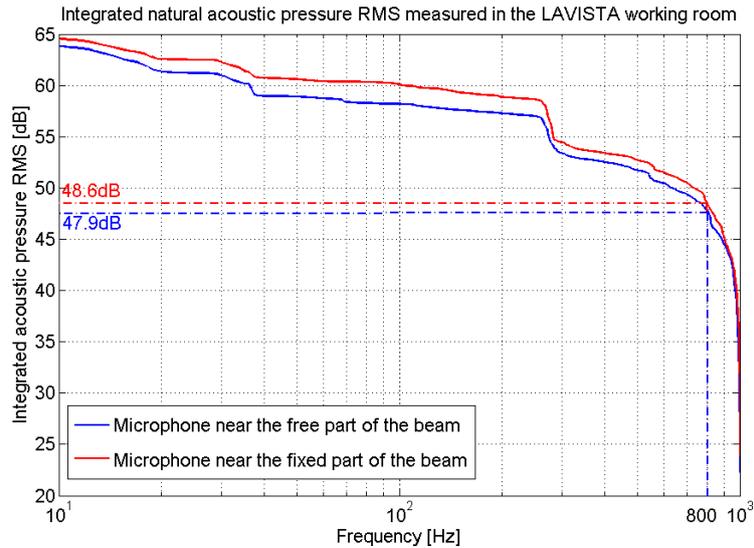


Figure 4.35: RMS intégré de la pression acoustique à côté du bout de poutre et de l'encastrement dans la salle de travail LAVISTA

Dans la gamme de fréquence d'étude, c'est-à-dire entre 800Hz et 1000Hz, le niveau acoustique est de 48dB à côté du bout de poutre et de l'encastrement respectivement, ce qui représente un niveau acoustique faible.

#### Mouvement du sol et de la poutre

A partir des mêmes mesures utilisées pour calculer les DSA de déplacement du bout de poutre et de l'encastrement de la figure 4.33, les RMS intégrés des déplacements du bout de poutre et de l'encastrement ont été calculés et affichés dans la figure 4.36. La Différence Corrigée intégrée des accéléromètres de type 393B12 a été tracée sur la même figure afin d'avoir une valeur de la résolution de ces accéléromètres dans la gamme de fréquence d'étude.

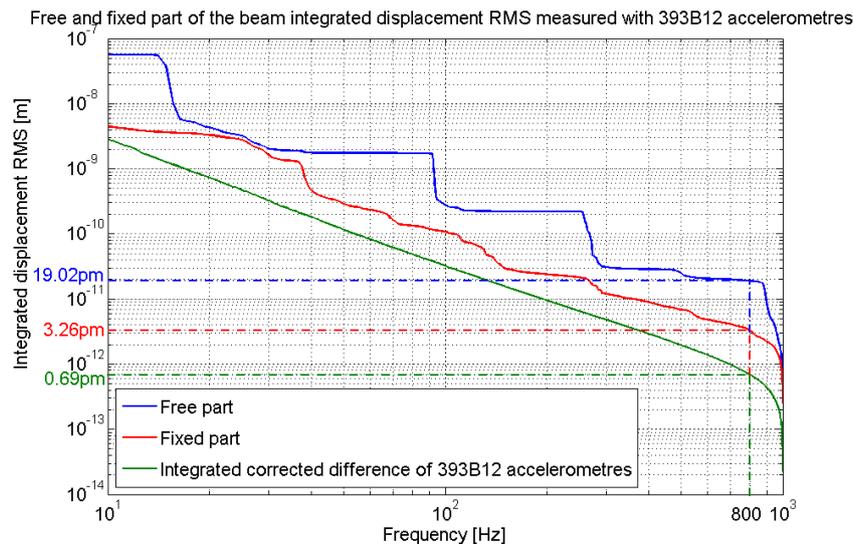


Figure 4.36: RMS intégrés des déplacements du bout de poutre et de l'encastrement

La courbe rouge montre que le RMS intégré de l'encastrement est de 3,3pm entre 800Hz et 1000Hz, ce qui est très faible comparé aux tolérances de mouvement relatif fixées dans un collisionneur linéaire (un cinquième de nanomètre).

La courbe bleue montre que le RMS intégré des déplacements du bout de poutre est de 19,0p entre 800Hz et 1000Hz, ce qui est juste un facteur 10 en-dessous des tolérances fixées dans un collisionneur linéaire.

Ainsi, les déplacements des deux derniers quadripôles pourraient être au-dessus des tolérances car le mouvement du sol est 10 à 40 fois plus faible au LAPP que sur certains sites de collisionneurs comme celui de HERA (voir chapitre 3.8.3).

De plus, le bruit acoustique était très faible dans la salle de travail LAVISTA (voir figure 4.35) et certainement bien plus faible que dans le futur collisionneur linéaire. S'il avait été plus fort, les déplacements du bout de poutre auraient peut-être été plus élevés.

Pour conclure, il est très important d'évaluer l'importance de l'impact des vibrations du sol et du bruit acoustique sur les déplacements de la poutre encastrée-libre lorsque ceux-ci sont présents à des amplitudes plus élevées.

### 4.3.3. Type de bruit créé

Afin de savoir si les déplacements de la poutre peuvent dépasser les tolérances fixées lorsque le bruit acoustique et le mouvement du sol sont présents à des amplitudes plus élevées comme cela sera le cas dans un collisionneur linéaire, le haut-parleur est utilisé pour créer du bruit acoustique et pour faire vibrer l'encastrement de la poutre afin de simuler du bruit acoustique et des vibrations du sol de différentes amplitudes.

L'impact de deux types de bruit sur les résonances induites aux fréquences de résonance de la poutre sont étudiés: du bruit aléatoire et du bruit déterministe.

En effet, aussi bien pour le bruit culturel que pour le bruit acoustique, ces deux types de bruit sont présents.

#### Bruit aléatoire

Afin d'avoir un cas réel de bruit aléatoire, du bruit typique d'une salle de travail a été simulé avec le haut-parleur.

Dans la figure 4.37, les DSA de pression acoustique ont été calculées à partir des mesures réalisées avec les deux microphones de type 4189 posés à côté du bout de poutre et de l'encastrement et dans la figure 4.38, la DSA de déplacement a été calculée à partir des mesures réalisées avec l'accéléromètre de type 393B12 posé à l'encastrement:

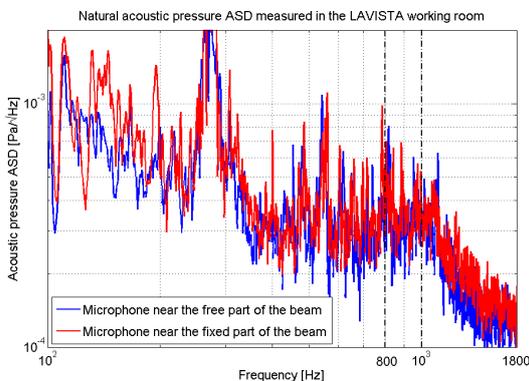


Figure 4.37: DSA de pression acoustique à côté du bout de poutre et de l'encastrement

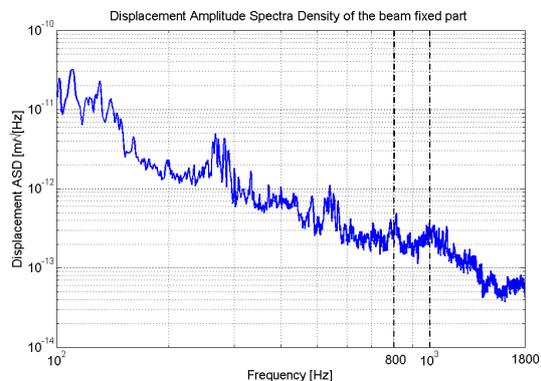


Figure 4.38 : DSA des déplacements de l'encastrement de la poutre

### 4.3. Impact du mouvement du sol et du bruit acoustique en hautes fréquences

Les courbes des figures 4.37 et 4.38 montrent que la pression acoustique et les déplacements de l'encastrement ont le spectre d'un bruit blanc dans la gamme de fréquence d'étude, c'est-à-dire [800; 1000] Hz: ce sont des bruits aléatoires qui ont une DSA ne variant pas en moyenne avec la fréquence.

Par conséquent, pour simuler du bruit typique d'une salle de travail, de la tension de différentes amplitudes ayant le spectre d'un bruit blanc est fournie au haut-parleur.

#### Bruit déterministe

Afin d'avoir également un cas réel de bruit déterministe, le bruit d'une pompe a été simulé avec le haut-parleur car celles-ci sont présentes en grand nombre dans un collisionneur.

Pour simuler ce type de bruit, des tensions sinusoïdales de différentes amplitudes ayant une fréquence correspondant à la fréquence de résonance étudiée (881Hz) sont fournies au haut-parleur.

#### 4.3.4. Bruit typique d'une salle de travail

Dans ce chapitre sont montrés les résultats obtenus au niveau de l'impact du bruit acoustique couplé aux vibrations de l'encastrement sur les vibrations de la poutre encastree-libre lorsque ces deux types de bruit sont typiques de ceux d'une salle de travail.

#### Validation du bruit acoustique et des vibrations de l'encastrement créé

Pour simuler du bruit typique d'une salle de travail, de la tension de différentes amplitudes et ayant le spectre d'un bruit blanc a été fournie au haut-parleur afin que celui-ci crée à la fois du bruit blanc acoustique et un mouvement de l'encastrement ayant le spectre d'un bruit blanc.

Afin de valider que cela fut bien le cas, les DSA de pression acoustique et de déplacement ont été calculées à partir des mesures réalisées, pour chaque niveau de bruit, avec l'accéléromètre posé à l'encastrement et avec les deux microphones. Ces différents calculs montrent que le but recherché a été atteint.

Un exemple de validation de la création de bruit blanc acoustique est montré dans la figure 4.39 ci-dessous pour le plus haut et le plus bas niveau de bruit (sans haut-parleur) :

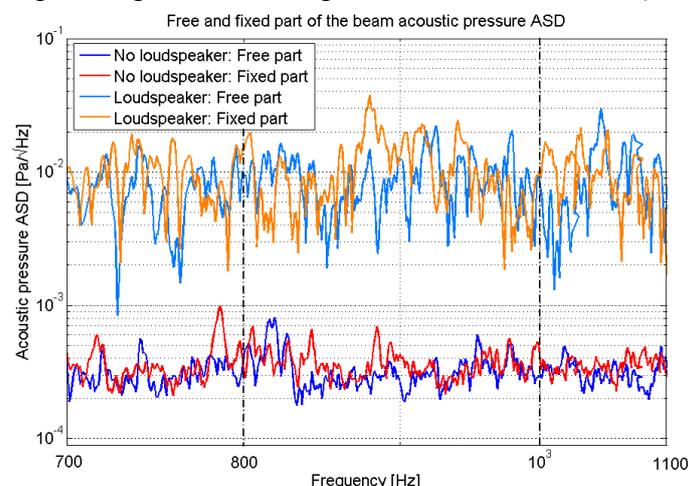


Figure 4.39: DSA de pression acoustique à l'encastrement et en bout de poutre pour le plus haut et le plus bas niveau de bruit

Dans la figure 4.39, les courbes bleues foncées et rouges représentent les DSA de pression acoustique à côté du bout de poutre et de l'encastrement respectivement sans haut-parleur tandis que les courbes bleues claires et oranges représentent les mêmes quantités mais avec le plus haut niveau de bruit créé par le haut-parleur.

Les courbes bleues claires et oranges montrent que la pression acoustique créée est un signal aléatoire qui a en moyenne la même amplitude dans la gamme de fréquence étudiée ([800-1000] Hz).

Ainsi, le bruit acoustique créé est bien un bruit blanc comme le bruit acoustique environnemental de la salle de travail LAVISTA représenté par les courbes bleues foncées et rouges.

Notons également que la pression acoustique créée a quasiment la même amplitude à côté du bout de poutre et de l'encastrement, ce qui montre qu'elle est uniformément répartie le long de la poutre comme voulu.

Maintenant, la figure 4.40 montre les DSA de déplacement de l'encastrement pour le plus haut et le plus bas niveau de bruit :

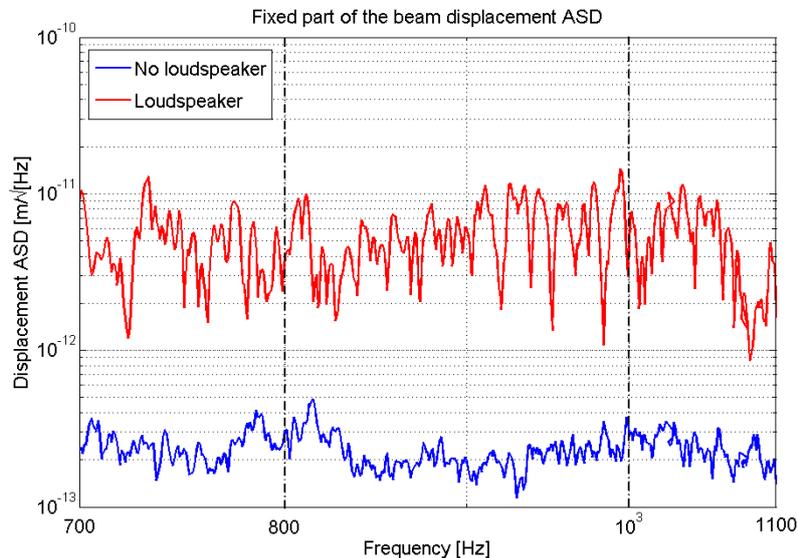


Figure 4.40: DSA de déplacement de l'encastrement de la poutre pour le plus haut et le plus bas niveau de bruit

Les courbes rouges et bleues montrent que le haut-parleur a bien créé un mouvement de l'encastrement ayant le spectre d'un bruit blanc dans la gamme de fréquence d'étude ([800; 1000] Hz).

### Impact du bruit créé par le haut-parleur sur la fréquence de résonance

Pour montrer un exemple de l'impact du bruit créé par le haut-parleur sur la fréquence de résonance de la poutre, les DSA de déplacement ont été calculées à partir des mesures réalisées avec l'accéléromètre de type 393B12 posé en bout de poutre pour les bruits de plus haut et de plus bas niveaux. Les résultats sont montrés dans la figure 4.41 ci-dessous :

### 4.3. Impact du mouvement du sol et du bruit acoustique en hautes fréquences

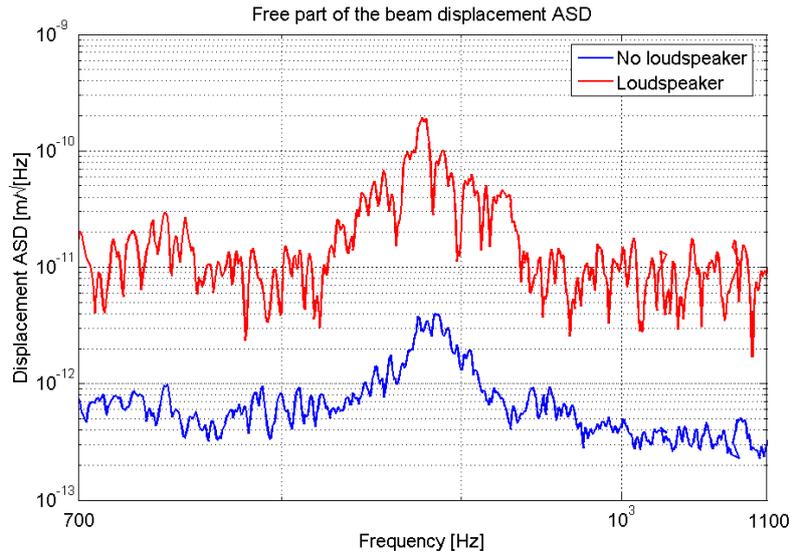


Figure 4.41: DSA de déplacement du bout de poutre pour le plus haut et le plus bas niveau de bruit acoustique

Ces courbes montrent qu'une augmentation de l'amplitude du bruit créé par le haut-parleur induit une augmentation de l'amplitude de la résonance sur toute sa largeur de bande ([800; 1000] Hz).

#### Quantification de l'impact du bruit acoustique et des vibrations de l'encastrement créés sur les déplacements du bout de poutre

Afin d'avoir les valeurs des déplacements du bout de poutre et de l'encastrement en fonction des niveaux de bruit créés par le haut-parleur, les RMS intégrés de déplacement du bout de poutre et de l'encastrement ont été calculés en fonction des RMS intégrés de pression acoustique dans la gamme de fréquence d'étude ([800; 1000] Hz). Ces calculs ont été faits à partir des mesures réalisées pour les différents niveaux de bruit. Les résultats sont montrés dans la figure 4.42 ci-dessous :

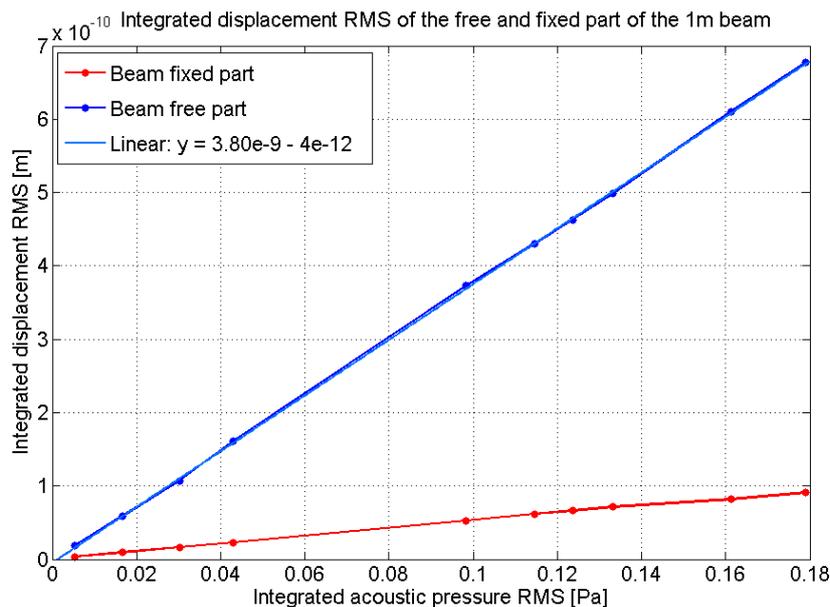


Figure 4.42: RMS intégrés de déplacement du bout de poutre et de l'encastrement en fonction des RMS intégrés de pression acoustique (exprimés en Pa)

Cette figure montre que les déplacements du bout de poutre et de l'encastrement augmentent de façon quasi linéaire avec les niveaux de bruit créés par le haut-parleur.

Maintenant, il est important de quantifier l'impact direct du bruit acoustique (voir figure 4.32 (d)) et l'impact direct des déplacements de l'encastrement (voir figure 4.32 (f)) sur les déplacements du bout de poutre.

Pour cela, le ratio entre le RMS intégré de déplacement du bout de poutre et celui de l'encastrement a été calculé pour chaque niveau de bruit créé par le haut-parleur.

Si le bruit acoustique n'a aucun impact sur les vibrations de la poutre, ce ratio doit être le même. Dans le cas contraire, ce ratio doit augmenter.

Dans la figure 4.43 ci-dessous, ce ratio a été tracé en fonction des RMS intégrés de pression acoustique:

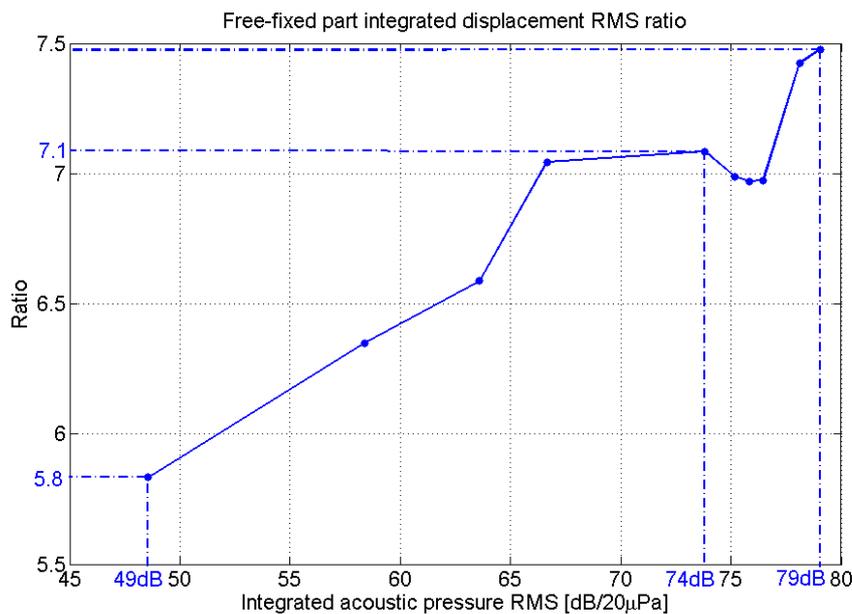


Figure 4.43: Ratio entre le RMS intégré de déplacement du bout de poutre et celui de l'encastrement en fonction des RMS intégrés de pression acoustique

La figure 4.43 montre que le ratio des RMS intégrés a globalement une faible augmentation avec les RMS intégrés de pression acoustique. Par exemple, ce ratio passe de 6 à 7 pour une pression acoustique passant de 50dB à 75dB.

Par conséquent, l'augmentation des déplacements du bout de poutre avec les niveaux de bruit créés par le haut-parleur est due en très grande majorité à une augmentation des vibrations de l'encastrement.

Afin de se donner une idée des valeurs de pression acoustique, la même figure que la précédente est montrée mais la pression acoustique est exprimée en décibel :

### 4.3. Impact du mouvement du sol et du bruit acoustique en hautes fréquences

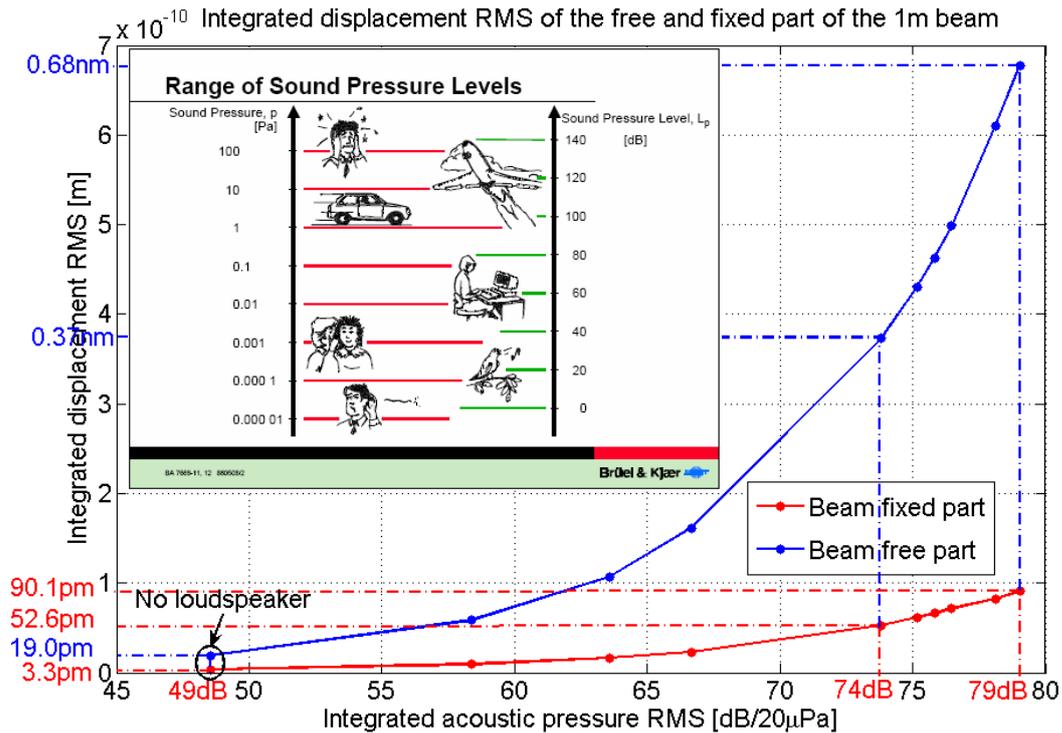


Figure 4.44: RMS intégrés de déplacement du bout de poutre et de l'encastrement en fonction des RMS intégrés de pression acoustique (exprimés en dB/20µPa)

Cette figure montre que les déplacements du bout de poutre et de l'encastrement augmentent significativement avec les niveaux de bruits créés par le haut-parleur.

Pour une pression acoustique passant de 49dB à 74dB, le déplacement de l'encastrement passe de 3,3pm à 52,6pm et celui du bout de poutre passe de 19pm à 0,37nm, soit en gros un facteur 20 d'amplification pour les deux déplacements. En effet, comme expliqué précédemment, l'augmentation du déplacement de la poutre est due en très grande majorité à l'augmentation du déplacement de l'encastrement et très peu au bruit acoustique exerçant une pression directement sur la poutre.

Parce que le mouvement du sol dans un collisionneur en fonctionnement peut être 10 à 40 fois plus élevé que celui au LAPP, la simulation d'un mouvement du sol 20 fois plus élevé dans la gamme de fréquence [800 ; 1000] Hz est réaliste.

Par conséquent, dans la gamme de fréquence [800; 1000] Hz, le mouvement du sol peut être suffisamment élevé dans un collisionneur linéaire pour induire des déplacements non négligeables des deux derniers quadripôles comparés aux tolérances de mouvement relatif : les tolérances sont franchies pour un déplacement de l'encastrement de seulement 52,6pm.

### 4.3.5. Bruit typique d'une pompe

Dans ce chapitre, les résultats obtenus au niveau de l'impact du bruit typique d'une pompe de fréquence 881Hz sur les vibrations de la poutre encastrée-libre sont montrés.

#### Validation du bruit acoustique et des vibrations de l'encastrement créé

Comme pour le bruit blanc, il a été validé que le bruit acoustique et les vibrations de l'encastrement créés par le haut-parleur sont bien sinusoïdaux de fréquence 881Hz pour chaque niveau de bruit créé.

Pour valider la création de bruit blanc acoustique, un exemple est montré dans la figure 4.45 ci-dessous en calculant la DSA de pression acoustique de plus haut niveau et celle de la salle de travail LAVISTA sans haut-parleur :

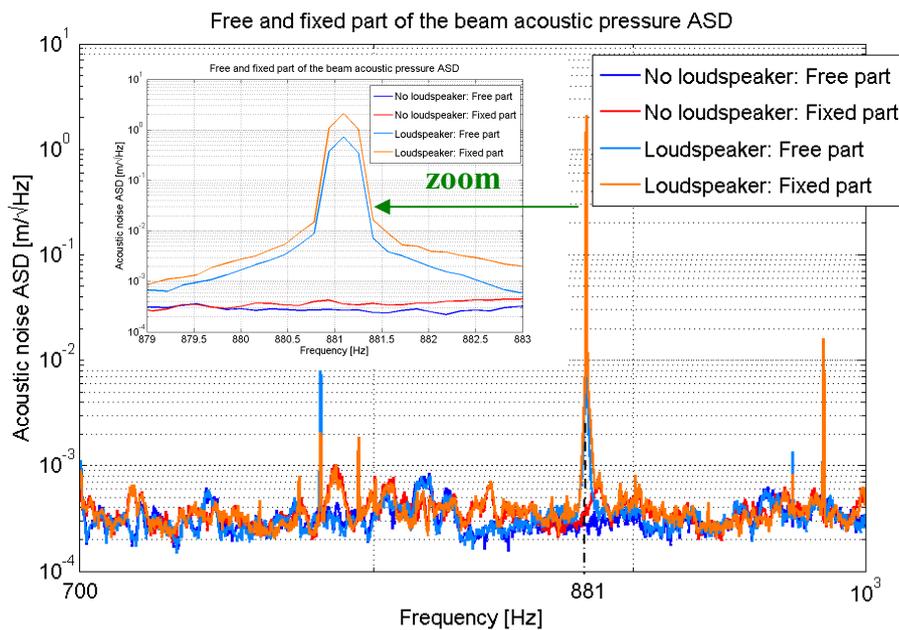


Figure 4.45: DSA de pression acoustique à côté du bout de poutre et de l'encastrement pour le plus haut niveau de bruit et pour le bruit environnemental de la salle de travail LAVISTA

Les courbes bleues claires et oranges montrent un pic acoustique à 881Hz qui a une largeur de bande très étroite d'environ 1,5Hz.

Par conséquent, le bruit acoustique créé est bien un bruit acoustique sinusoïdal d'une fréquence de 881Hz.

La figure 4.46 ci-dessous montre la DSA de déplacement de l'encastrement pour le plus haut niveau de bruit et pour le bruit environnemental de la salle de travail LAVISTA:

### 4.3. Impact du mouvement du sol et du bruit acoustique en hautes fréquences

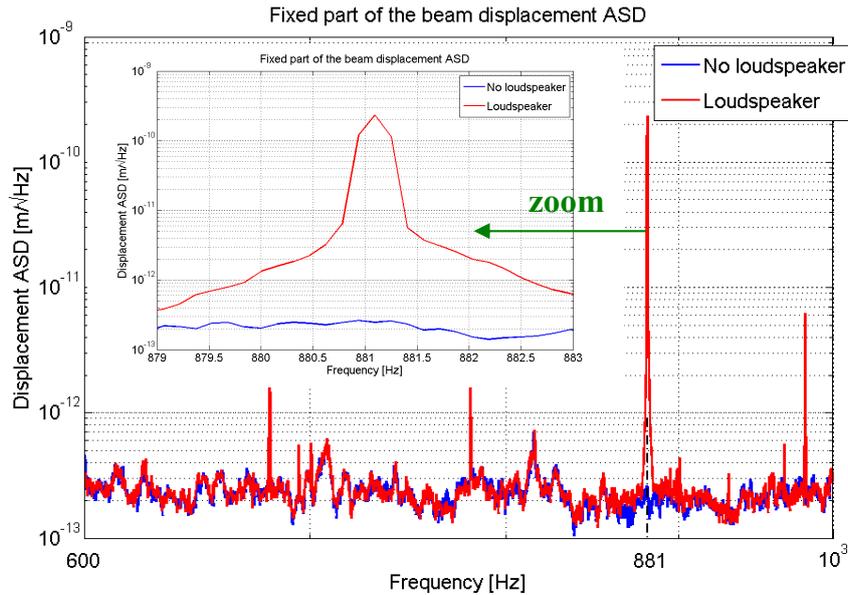


Figure 4.46: DSA de déplacement de l'encastrement de la poutre pour le plus haut niveau de bruit et pour le bruit environnemental de la salle de travail LAVISTA

Les courbes rouges et bleues montrent que le haut-parleur excite bien l'encastrement de la poutre à une fréquence de 881Hz avec une largeur de bande très étroite d'environ 1,5Hz.

#### Impact du bruit créé par le haut-parleur sur la fréquence de résonance

Un exemple de l'impact du bruit sinusoïdal créé par le haut-parleur sur la fréquence de résonance de la poutre est montré en calculant les DSA de déplacement du bout de poutre pour le bruit de plus haut niveau et pour le bruit environnemental de la salle de travail LAVISTA. Les résultats sont montrés dans la figure 4.47 ci-dessous :

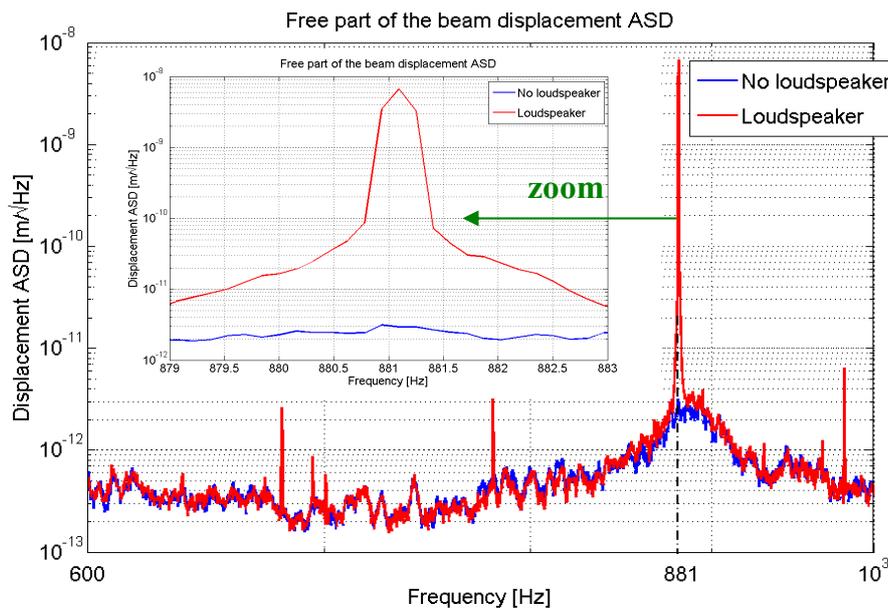


Figure 4.47: DSA de déplacement du bout de poutre pour le bruit de plus haut niveau et pour le bruit environnemental de la salle de travail LAVISTA

Ces courbes montrent que le bruit sinusoïdal créé par le haut-parleur induit une augmentation de l'amplitude de la résonance à la fréquence de ce bruit.

### Quantification de l'impact du bruit acoustique et des vibrations de l'encastrement créés sur les déplacements du bout de poutre

Comme pour le bruit blanc, les RMS intégrés de déplacement du bout de poutre et de l'encastrement ont été calculés en fonction des RMS intégrés de pression acoustique afin d'avoir les valeurs des déplacements du bout de poutre et de l'encastrement en fonction des niveaux de bruit créés par le haut-parleur. Les intégrations ont été réalisées dans la gamme de fréquence d'étude, c'est-à-dire entre 800Hz et 1000Hz. Les résultats sont montrés dans la figure 4.48 ci-dessous :

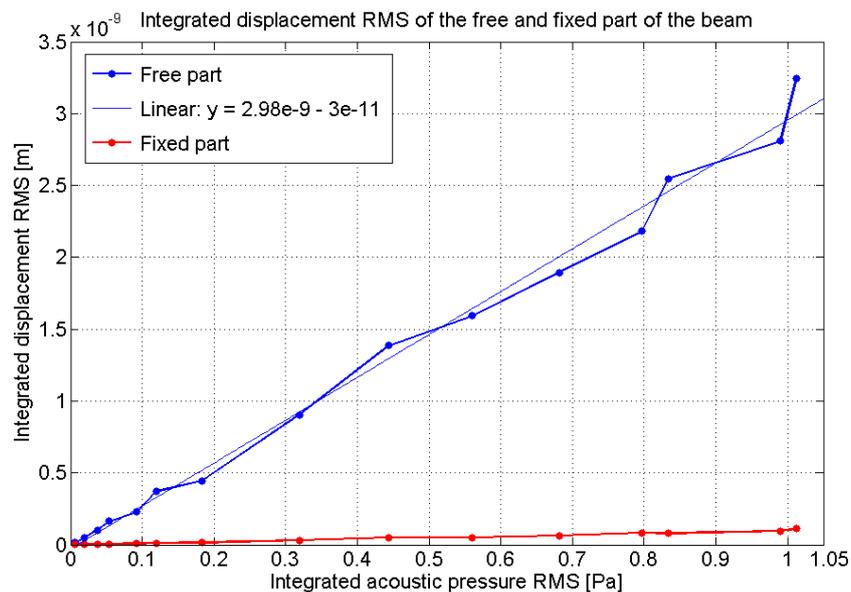


Figure 4.48: RMS intégrés de déplacement du bout de poutre et de l'encastrement en fonction des RMS intégrés (exprimes en Pa) de pression acoustique

Cette figure montre que les déplacements du bout de poutre augmentent quasi linéairement avec les niveaux de bruit créés par le haut-parleur alors que les déplacements de l'encastrement augmentent bien moins rapidement.

Maintenant, comme pour l'étude réalisée avec le bruit blanc, le ratio entre le RMS intégré de déplacement du bout de poutre et celui de l'encastrement a été calculé en fonction des RMS intégrés de pression acoustique. Les résultats sont montrés dans la figure 4.49 ci-dessous :

### 4.3. Impact du mouvement du sol et du bruit acoustique en hautes fréquences

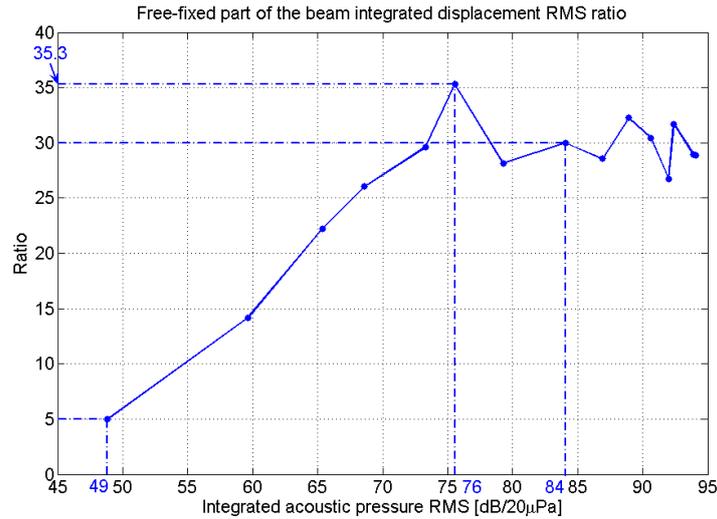


Figure 4.49: Ratio entre le RMS intégré de déplacement du bout de poutre et celui de l'encastrement en fonction des RMS intégrés de pression acoustique

La figure 4.49 montre que le ratio des RMS intégrés augmente rapidement avec le RMS intégré de la pression acoustique jusqu'à un niveau acoustique de 76dB. Au dessus de ce niveau, ce ratio est à peu près constant.

Par conséquent, l'augmentation des déplacements du bout de poutre avec les niveaux de bruit créés par le haut-parleur est due à la fois à l'augmentation des vibrations de l'encastrement et à l'augmentation du bruit acoustique exerçant une pression directement sur la poutre.

Par exemple, ce ratio est de 5 pour une pression acoustique de 49dB et de 30 pour une pression acoustique de 85dB. Par conséquent, seulement à cause de l'impact du bruit acoustique exerçant une force directement sur la poutre, le facteur d'augmentation des déplacements de la poutre est de 6 pour une pression acoustique passant de 49dB à 85dB.

Maintenant, le même graphe que celui de la figure 4.48 est montré mais la pression acoustique est exprimée en décibel afin de se donner une idée des valeurs de pression acoustique:

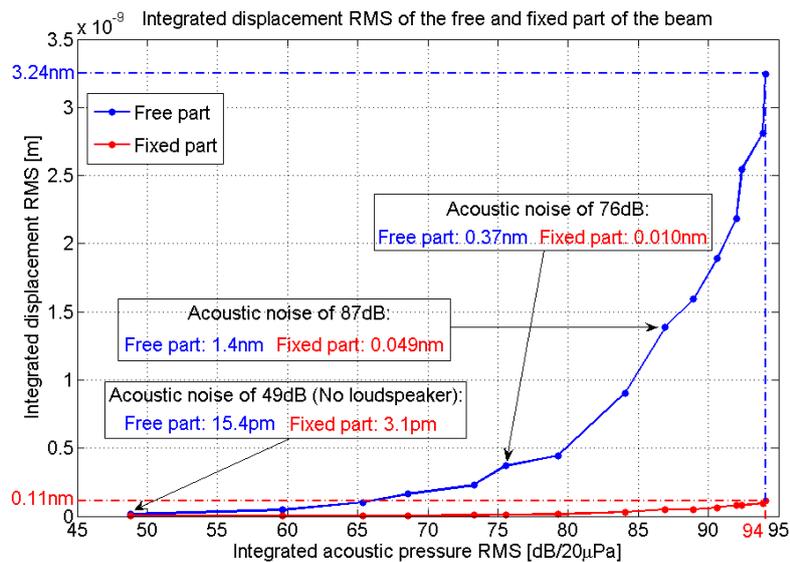


Figure 4.50: RMS intégrés de déplacement du bout de poutre et de l'encastrement en fonction des RMS intégrés de pression acoustique (exprimés en dB/20µPa)

Cette figure montre que les déplacements du bout de poutre augmentent significativement avec les niveaux de bruits créés par le haut-parleur alors que des déplacements de l'encastrement augmentent beaucoup plus lentement.

Pour une pression acoustique passant de 49dB à 76dB, le déplacement de l'encastrement passe de 3,1 $\mu$ m à 10 $\mu$ m, soit un facteur d'amplification de 3 alors que le déplacement de la poutre passe de 15,4 $\mu$ m à 0,37nm, soit un facteur d'amplification de 24. En effet, comme montré précédemment, l'augmentation du déplacement de la poutre est due à la fois à l'augmentation du déplacement de l'encastrement et à l'augmentation du bruit acoustique exerçant une pression directement sur la poutre.

Comme expliqué dans l'étude précédente, le mouvement du sol dans un collisionneur linéaire en fonctionnement peut être 10 à 40 fois plus élevé qu'au LAPP. Ainsi, le mouvement du sol simulé avec une amplitude 3 fois plus élevée que celle de la salle de travail LAVISTA est bien en-dessous de ce que l'on peut trouver dans un collisionneur linéaire. Parce que le bruit acoustique sera certainement très fort dans un collisionneur linéaire à cause des nombreux équipements contenus à l'intérieur de celui-ci, un bruit acoustique de 76dB ne semble pas irréaliste non plus.

Par conséquent, dans la gamme de fréquence [800; 1000] Hz, un mouvement du sol d'amplitude faible comparée aux amplitudes attendues dans un collisionneur linéaire couplé à du bruit acoustique de niveau réaliste peuvent induire des déplacements non négligeables des deux derniers quadripôles comparés aux tolérances de mouvement relatif : les tolérances sont franchies pour une pression acoustique de seulement 76dB et un déplacement de l'encastrement de seulement 10 $\mu$ m.

### 4.3.6. Conclusion

Dans la salle de travail LAVISTA et dans la gamme de fréquence [800 ; 1000] Hz correspondant à la largeur de bande de la fréquence de résonance de 881Hz de la poutre encastrée-libre, le déplacement de l'encastrement n'était que de 3,3 $\mu$ m et celui du bout de poutre de 19 $\mu$ m du aux résonances induites sur toute la largeur de bande de la fréquence de résonance. En effet, le mouvement du sol au LAPP est faible comparé à celui d'autres sites d'accélérateurs en fonctionnement qui peut être jusqu'à 10 à 40 fois plus élevé.

En excitant l'encastrement de la poutre avec le haut-parleur créant du bruit blanc, le déplacement de l'encastrement est passé de 3,3 $\mu$ m à 52,6 $\mu$ m pour une pression acoustique passant de 49dB à 74dB dans la gamme de fréquence [800; 1000] Hz.

Ainsi, le déplacement de l'encastrement a augmenté en gros d'un facteur 20 et le déplacement du bout de poutre est passé de 19 $\mu$ m à 0,37nm, soit en gros un facteur 20 d'amplification également. En effet, l'étude a montré que l'augmentation des déplacements de la poutre était en très grande majorité due aux vibrations de l'encastrement et très peu due au bruit acoustique exerçant une force directement sur la poutre.

Par conséquent, dans la gamme de fréquence [800; 1000] Hz, le mouvement du sol peut être suffisamment élevé dans un collisionneur linéaire pour induire des déplacements non négligeables des deux derniers quadripôles comparés aux tolérances de mouvement relatif : les tolérances sont franchies pour un déplacement de l'encastrement de seulement 52,6 $\mu$ m.

Maintenant, l'encastrement de la poutre a été excité avec un bruit sinusoïdal créé par le haut-parleur. Le déplacement de celui-ci est passé de 3,1 $\mu$ m à 10 $\mu$ m pour une pression acoustique passant de 49dB à 76dB dans la gamme de fréquence [800; 1000] Hz.

### 4.3. Impact du mouvement du sol et du bruit acoustique en hautes fréquences

---

Ainsi, le déplacement de l'encastrement a augmenté seulement d'un facteur 3 alors que les déplacements de la poutre sont passés de 15,4 $\mu$ m à 0,37nm, soit une amplification d'un facteur 24. En effet, l'étude a montré que l'augmentation des déplacements de la poutre était due en majorité au bruit acoustique exerçant une force directement sur la poutre.

Par conséquent, dans la gamme de fréquence [800; 1000] Hz, un mouvement du sol d'amplitude faible par rapport à celles attendues dans un collisionneur linéaire couplé à du bruit acoustique de niveau réaliste peut induire des déplacements des deux derniers quadripôles franchissant les tolérances de mouvement relatif. Parce que le mouvement du sol sera certainement bien plus élevé dans un collisionneur linéaire, les tolérances seront certainement largement franchies.

Ainsi, il sera certainement nécessaire de stabiliser les deux derniers quadripôles jusqu'au moins 1000Hz contrairement à ce qui était prédit (300Hz). Il serait très intéressant de réaliser des mesures de mouvement du sol et de pression acoustique dans un collisionneur en fonctionnement.

## Chapitre 5

### Stabilisation du sol et d'une poutre encastree-libre

Le mouvement relatif entre les deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire ne doit pas dépasser un cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz.

Le mouvement du sol sur le site du futur collisionneur linéaire dépassera certainement ces tolérances et une stabilisation du mouvement du sol au cinquième de nanomètre semble donc nécessaire au-dessus de 4Hz (voir chapitre 2.6).

De plus, même si le mouvement du sol est dans les tolérances fixées, une stabilisation des deux derniers quadripôles à leurs fréquences de résonance est nécessaire à cause des résonances amplifiant le mouvement du sol (voir chapitre 4.1.3).

Le mouvement du sol dans les gammes de fréquence où les quadripôles n'ont pas de modes de résonance induit des déplacements de l'encastrement de ces structures mais n'induit pas de déformations de ceux-ci. Ainsi, il est nécessaire de stabiliser l'encastrement de ces structures par des systèmes passifs et actifs amortissant le mouvement du sol afin de stabiliser la poutre sur toute sa longueur.

Par contre, le mouvement du sol dans les gammes de fréquences tombant sur les modes de résonance des quadripôles induit une déformation de ceux-ci et un rejet actif des vibrations doit être effectué directement sur ces structures à leurs fréquences de résonance. Pour cela, un système composé de plusieurs capteurs et de plusieurs actionneurs doit être adopté afin de stabiliser la poutre sur toute sa longueur.

Dans ce chapitre, les performances d'un système commercial, appelé STACIS 2000, permettant de réaliser de la stabilisation passive et active du mouvement du sol avec une résolution d'un dixième de nanomètre sont montrées. Le but est d'évaluer si la technologie d'aujourd'hui permet un amortissement des vibrations du sol à un cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz.

Afin de montrer la faisabilité de la stabilisation au cinquième de nanomètre des deux derniers quadripôles à leurs fréquences de résonance, un prototype a été développé par l'équipe LAVISTA afin de réaliser du rejet actif de vibrations. Celui-ci est constitué d'une structure mécanique représentant un des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire, de capteurs de vitesse du modèle SP500 (voir chapitre 3), d'actionneurs piézoélectriques du modèle 25XS, et d'un algorithme de contrôle actif développé par l'équipe LAVISTA. Pour commencer l'étude simplement, un système mono-capteur mono-actionneur a été développé.

Ce prototype est décrit en détail dans ce chapitre avec les résultats obtenus. Entre autre, le système STACIS 2000 a été mis en parallèle avec notre système de contrôle actif afin d'évaluer les performances de l'instrumentation de ce dernier pour du rejet actif de vibrations de l'ordre du dixième de nanomètre.

## 5.1. Stabilisation passive et active du sol

L'équipe LAVISTA possède une table en nids d'abeilles reposant sur quatre pieds appelés également isolateurs. Ceux-ci permettent une stabilisation de la table en amortissant passivement et activement les vibrations provenant du sol et du bruit acoustique avec une résolution d'un dixième de nanomètre. Le système complet est appelé "STACIS 2000 Stable Active Control Isolation System" [70] et provient de la société TMC (Technical Manufacturing Corporation).

Ce système nous a été prêté par l'équipe CLIC afin de reprendre l'étude précurseur de stabilisation des doublets finaux réalisée par l'équipe CLIC de 2001 à 2003.

Dans ce chapitre, les performances de ce système ont été mesurées afin de savoir si celui-ci est capable d'amortir les vibrations du sol à un cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz.

Ce système est ensuite utilisé dans le chapitre 5.2 afin de stabiliser notre structure mécanique comme expliqué précédemment.

### 5.1.1. Présentation du système STACIS

Le système STACIS 2000 est composé d'une table en nids d'abeilles, de trois ou quatre pieds appelés aussi isolateurs et d'un contrôleur communiquant avec les isolateurs et fournissant des diagnostics du système.

Dans la figure 5.1, la table en nids d'abeilles est posée sur quatre isolateurs et la figure 5.2 [71] montre la connexion entre les quatre isolateurs et le contrôleur.

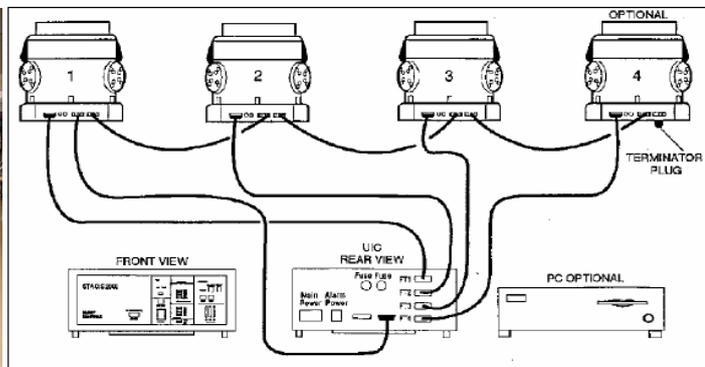


Figure 5.1: Système STACIS 2000 Figure 5.2: Contrôleur communiquant avec 4 isolateurs

La table en nids d'abeilles est très rigide afin que ses fréquences de résonance soient situées dans les hautes fréquences où le mouvement du sol est faible (voir chapitre 6).

Les isolateurs communiquent entre eux et permettent un amortissement passif et actif des vibrations de la table dans trois degrés de liberté (directions verticales, transversales et longitudinales).

Comme recommandé par le fabricant, trois ou quatre isolateurs sont nécessaires afin de fournir une stabilisation de la table dans six degrés de liberté: directions verticales, transversales, longitudinales, roulis, tangage et lacet (les trois derniers correspondent aux degrés de rotation).

### Amortissement passif

L'amortissement passif est réalisé par un élastomère (appelé "rubber" dans la figure 5.4) posé à l'intérieur de chaque pied. La rigidité de l'élastomère permet au système STACIS d'être complètement immunisé des courants d'air de la salle ou d'autres forces (comme le bruit acoustique) appliquées directement à la table et le rend capable de supporter de très grandes charges [72].

Lorsque la table est posée sur ces quatre pieds, l'élastomère est soumis à un poids important et va réagir comme un filtre résonant. Les vibrations de la table seront donc amplifiées à la fréquence de résonance  $f_r$  et atténuées à la fréquence de coupure  $f_c$  comme le montre la fonction de transfert de l'ensemble {table+pieds passifs} :

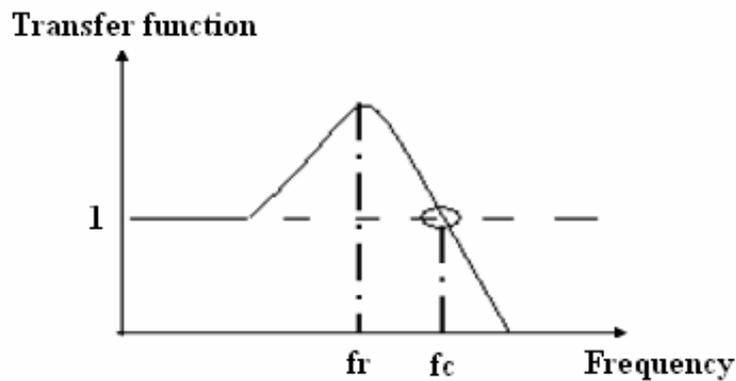


Figure 5.3: Fonction de transfert de l'ensemble {table+pieds passifs}

La fréquence de résonance  $f_r$  est en moyenne de 18Hz [70] mais dépend du poids imposé à l'élastomère

### Amortissement actif

L'amortissement actif permet de rejeter les vibrations situées aux fréquences de résonance du système passif et celles venant directement sur la charge.

Dans la figure 5.4 [2], un schéma de la section transversale d'un isolateur a été réalisé et dans la figure 5.5 [2], un isolateur a été photographié :

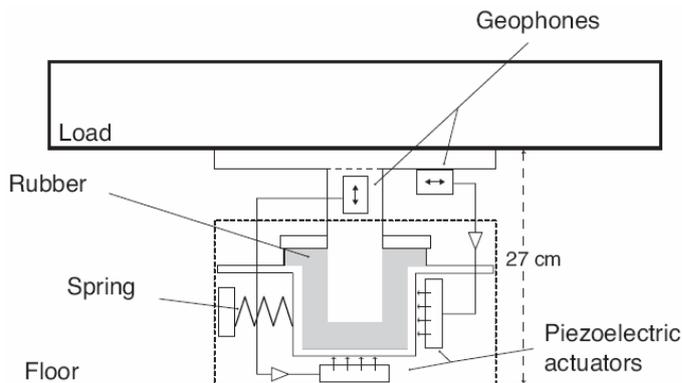


Figure 5.4: Section transversale d'un isolateur Figure 5.5: Photographie d'un isolateur

Dans un isolateur [72], une masse intermédiaire composée d'une jambe et d'un élastomère entourant celle-ci est fixée à la charge (voir figure 5.4). Les actionneurs

## 5.1. Stabilisation passive et active du sol

piézoélectriques sont placés sous et sur le côté de la masse intermédiaire afin de contrôler les mouvements verticaux et horizontaux de cette masse.

Les géophones sont posés sur cette masse intermédiaire (voir figure 5.4) et leurs signaux sont renvoyés aux actionneurs piézoélectriques par l'intermédiaire d'une boucle servo de grande largeur de bande afin de réaliser de l'amortissement actif.

Les performances du système STACIS au niveau de l'amortissement actif sont parmi les meilleures dans la gamme de fréquence [0,6; 20] Hz. L'amortissement des vibrations au-dessus de 20Hz est réalisé passivement par l'élastomère.

Chaque cristal d'un actionneur piézoélectrique doit être chargé avec un poids minimal pour travailler efficacement. Egalement, les cristaux se cassent au-delà d'un poids maximal (voir tableau 5.1).

Pour les actionneurs verticaux, la charge est fournie par la table en nids d'abeilles et les objets éventuels pouvant être posés sur elle (voir figure 5.4).

Pour les actionneurs horizontaux, la charge est fournie par des ressorts rigides qui poussent la masse intermédiaire contre le cristal (voir figure 5.4).

Dans le tableau 5.1 ci-dessous, les caractéristiques du système STACIS 2000 fournies par la société TMC sont données [70] :

<b>Degrés de liberté actifs</b>		6
<b>Largeur de bande active (Hz)</b>		[0,6; 250]
<b>Fréquence de résonance (Hz)</b>	<b>Système passif</b>	18
	<b>Système actif</b>	0,5
<b>Transmissibilité à la résonance (système actif)</b>		<1,1
<b>Isolation au-dessus de 2,0Hz</b>		>90%
<b>Temps de récupération après un échelon d'entrée de 4kg</b>		300ms
<b>Bruit interne</b>		<0,1nm
<b>Gamme de charge opérationnelle par isolateur</b>		182kg à 500kg
<b>Nombre d'isolateurs</b>		3 ou 4
<b>Déplacement maximal</b>		15µm

Tableau 5.1: Caractéristiques du système STACIS 2000 fournies par la société TMC

Le système d'amortissement actif possède six degrés de liberté comme expliqué précédemment.

Sa fréquence de résonance est en moyenne de 0,5Hz mais dépend du poids imposé aux isolateurs. A cette fréquence, le facteur d'amplification est de moins de 1,1 et est dû à la boucle servo.

La largeur de bande du système d'amortissement actif est limitée à 250Hz et le mouvement du sol est amplifié par le bruit électrique dans la boucle servo pour des fréquences supérieures [2]. Cependant, parce que le mouvement du sol est très faible à ces fréquences, cette amplification est négligeable par rapport aux tolérances de mouvement relatif entre les deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire.

Le bruit interne du système complet est inférieur à 0,1nm, ce qui permet de réaliser de l'amortissement actif jusqu'à 0,1nm.

Afin de fonctionner efficacement et de ne pas casser, chaque isolateur peut supporter un poids compris entre 182kg et 500kg.

Pour finir, la table en nids d'abeilles peut être posée sur trois ou quatre isolateurs. Dans une thèse réalisée pour le projet CLIC [2], il a été prouvé que la configuration avec trois pieds permet une meilleure stabilisation de la table dans les directions transversales et

longitudinales et une stabilité légèrement moins bonne dans la direction verticale. Parce qu'une stabilisation dans la direction verticale doit être effectuée en priorité, la configuration avec quatre pieds a été adoptée.

### 5.1.2. Mesure des performances du système STACIS

Dans ce chapitre, les performances du système STACIS ont été mesurées en termes d'amortissement passif et actif des vibrations du sol.

Pour cela, des mesures simultanées du mouvement du sol et de la table ont été réalisées dans la gamme de fréquence  $[0,033; 100]$  Hz. Les deux capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et les deux accéléromètres ENDEVCO 86 ont été utilisés pour mesurer précisément les vibrations de 0,033Hz à 50Hz et de 50Hz à 100Hz respectivement.

Les mesures ont été réalisées dans les mêmes conditions expérimentales que celles décrites dans le chapitre 3.1.6 afin qu'il ne puisse pas y avoir d'autres entrées dans le système que le mouvement du sol.

L'installation expérimentale réalisée pour mesurer les vibrations du sol et de la table a été photographiée dans la figure 5.6 ci-dessous:



*Figure 5.6: Photographie de l'installation expérimentale réalisée pour mesurer les performances du système STACIS*

Un capteur de vitesse GURALP CMG-40T et un accéléromètre ENDEVCO 86 ont été posés côte-à-côte au milieu de la table tandis que les deux autres capteurs ont été posés côte-à-côte sur le sol.

Deux acquisitions simultanées des mesures des quatre capteurs ont été réalisées par le système d'acquisition PULSE pour son très faible bruit interne (voir chapitre 3.6). Une acquisition a été réalisée lorsque le système d'amortissement était uniquement passif et l'autre acquisition a été réalisée lorsque le système d'amortissement était à la fois passif et actif.

Afin de ne pas alourdir le texte, on parlera dans la suite de ce chapitre d'amortissement actif lorsqu'une combinaison d'amortissement passif et actif est réalisée.

#### Précision des mesures obtenues

Parce qu'une stabilisation de la table a été réalisée, les niveaux de vibration obtenus étaient très faibles. Afin de savoir dans quelle gamme de fréquence les mesures réalisées sont précises, les DSP du mouvement du sol et de la table ont été calculées et tracées avec les Différences Corrigées des deux types de capteurs.

## 5.1. Stabilisation passive et active du sol

Les résultats sont montrés dans la figure 5.7 pour le cas d'un amortissement passif et dans la figure 5.8 pour le cas d'un amortissement actif :

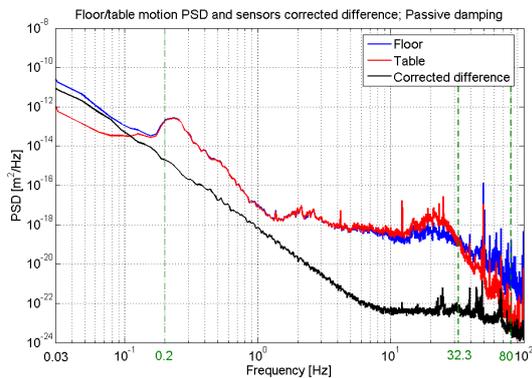


Figure 5.7 : DSP du mouvement du sol et de la table amortie passivement

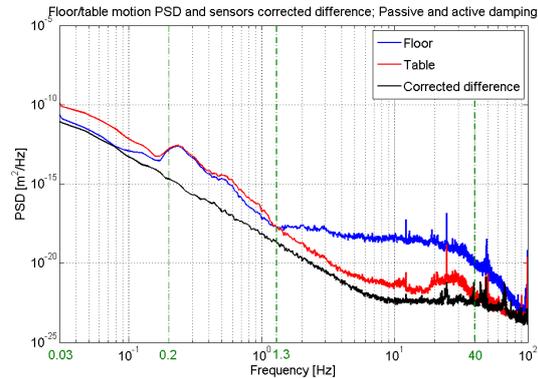


Figure 5.8: DSP du mouvement du sol et de la table amortie activement

La figure 5.7 et la figure 5.8 montrent que toutes les mesures de vibration réalisées sont noyées dans le bruit interne des capteurs en-dessous de 0,2Hz.

Entre 0,2Hz et 100Hz, les mesures du mouvement du sol réalisées dans le cas d'un amortissement passif et d'un amortissement actif sont précises.

Par contre, à cause de l'amortissement des vibrations de la table, les mesures de vibration de la table ont été noyées dans le bruit interne des capteurs au-dessus de 80Hz lorsque l'amortissement était passif et au-dessus de 40Hz lorsque l'amortissement était actif.

Dans les gammes de fréquence où les mesures de vibration de la table ont été noyées dans le bruit interne des capteurs, les vibrations de la table devraient avoir des amplitudes plus faibles que celles mesurées. Ainsi, les performances de la table sont probablement meilleures que celles mesurées.

Afin d'identifier les gammes de fréquence correspondant à l'amplification et à l'amortissement des vibrations de la table par rapport au sol, la fonction de transfert des vibrations de la table a été calculée pour les deux cas de figure évoqués précédemment. Les résultats sont tracés dans la figure 5.9 ci-dessous entre 0,2Hz et 100Hz :

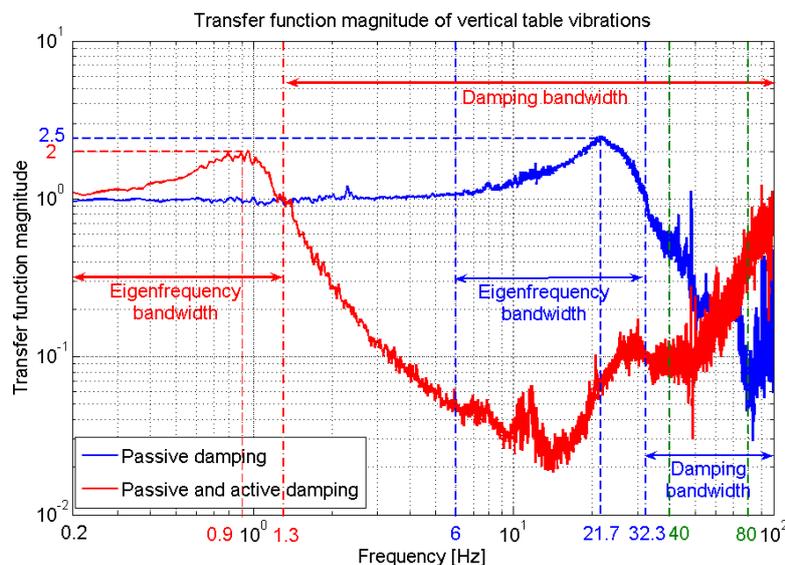


Figure 5.9: Fonction de transfert des vibrations de la table amortie passivement et activement

La figure 5.9 montre que la fréquence de résonance du système passif est de 21,7Hz avec un facteur d'amplification de 2,5 alors que celle du système actif est de 0,9Hz avec un facteur d'amplification de 2,0.

Ainsi, le système actif commence à amortir les vibrations à partir de 1,3Hz alors que le système passif ne commence à les amortir qu'à partir de 32,3Hz.

Notons que les facteurs d'amortissement mesurés au-dessus de 40Hz pour le système actif et au-dessus de 80Hz pour le système passif sont probablement moins bons qu'en réalité car le bruit interne de nos capteurs peut surestimer les vibrations de la table.

Afin d'obtenir une valeur des déplacements du sol et de la table, les RMS intégrés de déplacement ont été calculés.

Dans la figure 5.10, les résultats obtenus ont été tracés dans le cas d'un amortissement passif. La Différence Corrigée intégrée a été tracée sur la même figure afin de donner une précision sur les résultats obtenus.

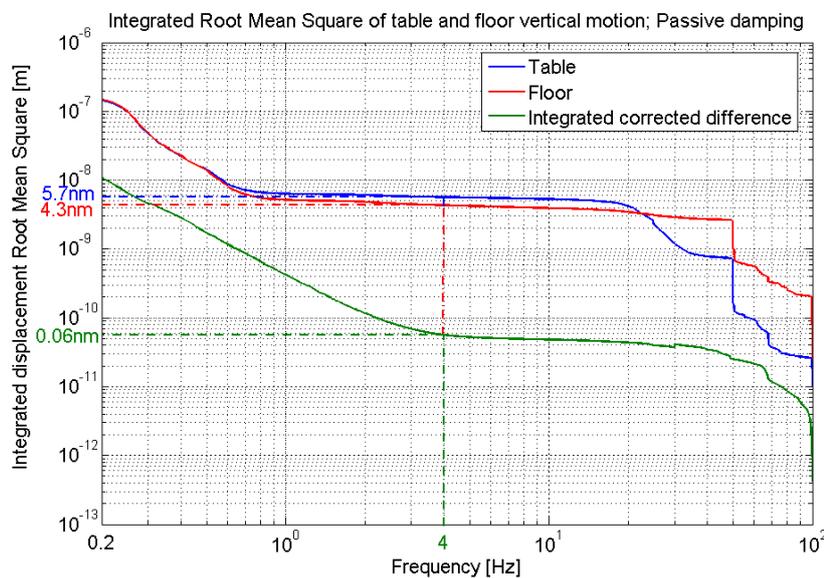


Figure 5.10: RMS intégré des vibrations du sol et de la table amortie passivement et Différence Corrigée intégrée des capteurs

Au-dessus de 4Hz, le RMS intégré du mouvement de la table est de 5,7nm ( $\pm 0,06$ nm) alors que celui du mouvement du sol est de 4,3nm ( $\pm 0,06$ nm).

Ainsi, les déplacements de la table sont plus élevés que ceux du sol au-dessus de 4Hz. En effet, la résonance du système passif situé à 21Hz induit une augmentation des vibrations plus élevée que la diminution des vibrations obtenue au-dessus de 32Hz.

Il est donc essentiel de coupler l'amortissement passif à un amortissement actif afin de rejeter les vibrations situées à la fréquence de résonance du système passif. Parce que la résonance du système actif est située à 0,9Hz et que l'amortissement des vibrations commence à 1,3Hz, les déplacements de la table seront donc inférieurs à ceux du sol au-dessus de 4Hz comme montré dans la figure 5.11 ci-dessous :

## 5.2. Rejet actif des vibrations d'une poutre encastrée-libre

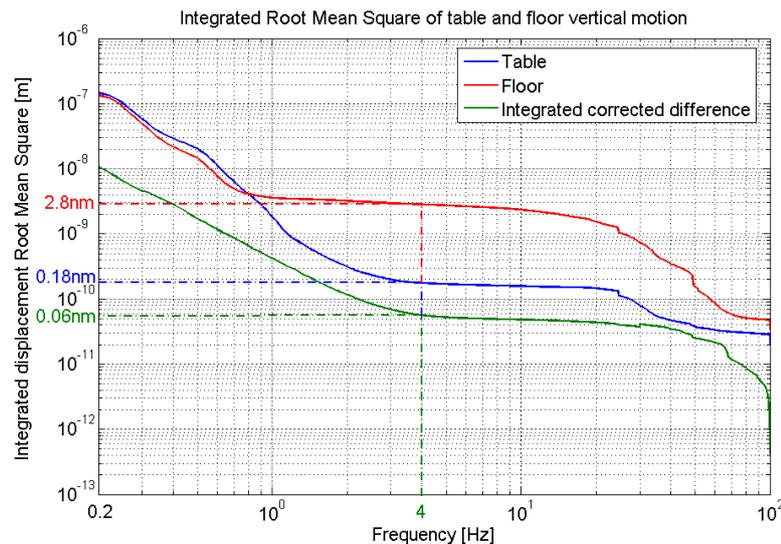


Figure 5.11: RMS intégré des vibrations du sol et de la table amortie passivement et activement

Au dessus de 4Hz, le RMS intégré du mouvement du sol est de 2,8nm tandis que l'amortissement actif fait chuter cette valeur à 0,18nm ( $\pm 0,06$ nm).

Ainsi, le facteur d'amortissement obtenu est de 16 et le système STACIS a une résolution suffisante pour amortir les vibrations du sol à deux dixièmes de nanomètre au-dessus de 4Hz.

## 5.2. Rejet actif des vibrations d'une poutre encastrée-libre

Un prototype a été développé au LAPP afin de montrer la faisabilité de la stabilisation au cinquième de nanomètre des deux derniers quadripôles à leurs fréquences de résonance.

Ce prototype est constitué d'une poutre encastrée-libre représentant un des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire, de capteurs de vibration, d'actionneurs et d'un algorithme de contrôle permettant le contrôle des actionneurs à partir des données des capteurs.

Le principe est de générer avec l'actionneur des vibrations sur la poutre qui soient de même amplitude que les vibrations naturelles de la poutre mais en opposition de phase. Notons que ces vibrations naturelles sont dues aux vibrations du sol et également au bruit acoustique. On crée ainsi des vibrations afin de supprimer les vibrations naturelles : ceci s'appelle du rejet actif de vibrations.

### 5.2.1. Poutre encastrée-libre

Afin de réaliser du rejet actif de vibrations d'une structure mécanique représentant un des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire, les plans d'une structure mécanique ont été réalisés au LAPP à partir de la conception réalisée par l'équipe de Brookhaven d'un de ces quadripôles (voir figure 5.12) [73]. Les plans ont ensuite été donnés à une entreprise extérieure qui s'est chargée de la fabrication de cette structure mécanique.

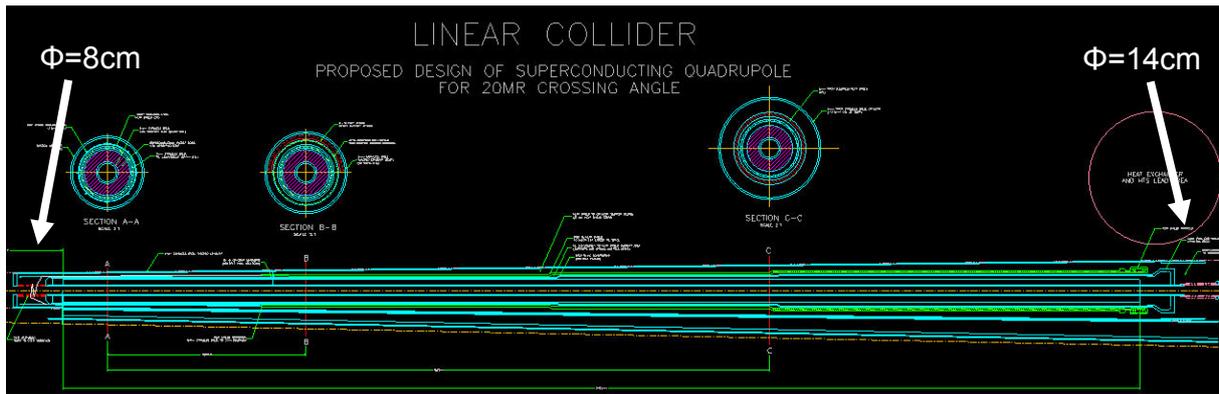


Figure 5.12: Conception d'un des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire réalisée par l'équipe de Brookhaven

Dans la conception des quadripôles réalisée par l'équipe de Brookhaven, l'enveloppe extérieure est une structure conique de 2,5m de longueur (matériau: inox) où sont encapsulées plusieurs structures creuses et précontraintes dont le quadripôle fait en niobium-titane. Cette structure est en configuration encastrée-libre.

Afin de connaître les modes de résonance de cette structure, une simulation du quadripôle et de son enveloppe extérieure a été réalisée au LAPP avec le logiciel SAMCEF.

L'aimant et son enveloppe ont été simulés avec la même forme conique, les mêmes dimensions et les mêmes matériaux que ceux décrits dans la conception.

Par contre, les liaisons entre ces deux éléments n'étaient pas encore été définies à l'époque. Ainsi, plusieurs fixations rigides réparties uniformément entre ces deux éléments ont été simulées, ce qui sera certainement le cas dans la conception finale. En effet, des fixations rigides permettent de ne pas amplifier les vibrations.

Les deux premiers modes de résonance de la structure simulée (enveloppe + aimant) sont à 15Hz et à 91Hz respectivement et correspondent à des modes de flexion.

Une structure mécanique proche de l'aimant de Brookhaven a été conçue au LAPP et sous-traitée par la suite.

Le choix s'est porté vers une poutre encastrée-libre en aluminium de 2,5m de long et à section rectangulaire (et non conique) afin de faciliter la fixation des capteurs et des actionneurs. Notons qu'une poutre à section rectangulaire et non à section carrée a été choisie car une simulation réalisée d'une poutre à section carrée a montré que celle-ci avait les mêmes modes de résonance dans la direction verticale que dans la direction transversale. Le choix d'une poutre à section rectangulaire permet ainsi de découpler les modes de résonance dans ces deux axes.

Egalement, cette poutre a été choisie creuse afin de pouvoir imbriquer par la suite d'autres éléments à l'intérieur comme cela est le cas pour l'aimant de Brookhaven. Ainsi, la structure mécanique réalisée se veut évolutive afin d'obtenir une structure se rapprochant au fil du temps et de l'expérience acquise des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire. Pour le moment, aucun élément n'a été imbriqué dans cette structure afin de commencer l'étude du rejet actif sur une structure simple.

Ensuite, une simulation de cette poutre a été réalisée pour fixer les dimensions de sa section afin de tomber sur les mêmes fréquences de résonance que celles simulées pour la l'aimant de Brookhaven (15Hz et 91Hz). La section obtenue est une section de 120mm par 80mm avec une épaisseur de 2mm.

Dans la figure 5.13 ci-dessous, la conception réalisée au LAPP de la poutre encastrée-libre est montrée [74]:

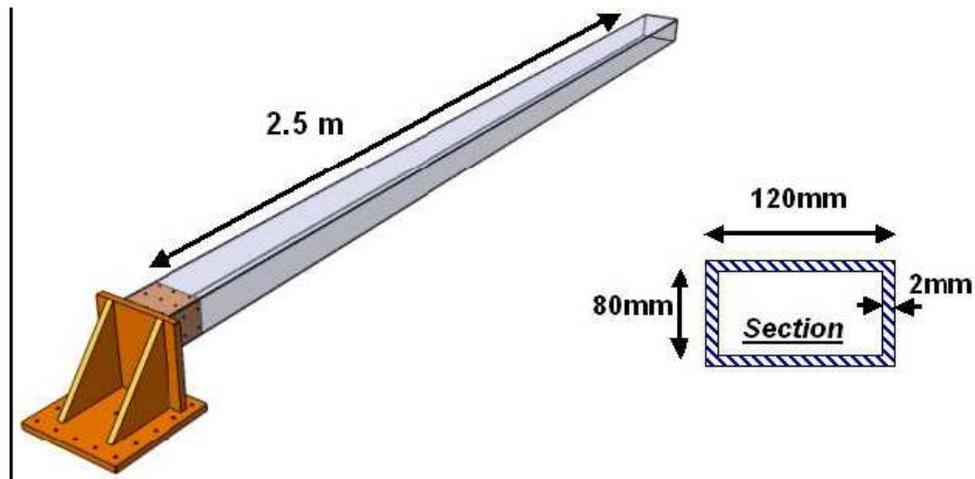


Figure 5.13: Conception de la poutre encastrée-libre représentant un des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire

### 5.2.2. Actionneurs

Le choix des actionneurs s'est fait en fonction de la gamme de fréquence d'étude, c'est-à-dire entre quelques Hertz et une centaine de Hertz, et les faibles déplacements que ceux-ci doivent engendrer sur la structure qui sont de l'ordre du nanomètre.

Ainsi, le choix s'est porté sur des actionneurs piézoélectriques [75]. En effet, ceux-ci sont performants dans la gamme de fréquence étudiée grâce à leur rapport force sur masse élevée autorisant une réponse rapide et leur résolution est théoriquement illimitée grâce au phénomène de piézoélectricité. La résolution des actionneurs est uniquement limitée par le bruit de l'électronique de commande (plus particulièrement les amplificateurs).

Pour finir, ce type d'actionneur permet une multitude de configurations possibles (céramiques, films, empilements...). Ainsi, des forces différentes et complémentaires peuvent être exercées sur une structure (flexion, transversale...).

#### Céramiques piézoélectriques

Il existe des matériaux piézoélectriques rigides et performants qui sont généralement des céramiques et qui se collent directement sur la structure après avoir été usinés.

Il existe souvent des problèmes de collage mais un des grands inconvénients est que ceux-ci sont fragiles et ne sont donc pas bien adaptés pour des structures conséquentes.

De plus, il faut généralement des tensions très fortes afin de les commander. Par exemple, pour un matériau piézoélectrique d'une épaisseur de 0,5mm, une tension d'excitation d'approximativement 1000 V est nécessaire, ce qui est trop élevé pour la grande majorité des électroniques de commande [75].

#### Actionneurs piézoélectriques linéaires

Nous nous sommes donc orientés vers des actionneurs piézoélectriques linéaires, c'est-à-dire des actionneurs exerçant une force sur un seul axe, et plus particulièrement sur des actionneurs multicouches. Ceux-ci sont faciles à utiliser et demandent une tension d'excitation de 200V ou moins, ce qui est bien adapté à l'électronique de commande moderne.

Afin d'obtenir des actionneurs solides, notre choix s'est porté sur des Actionneurs Piézoélectriques Amplifiés (APAs) [75] comme montré dans la figure 5.14 ci-dessous [74]:

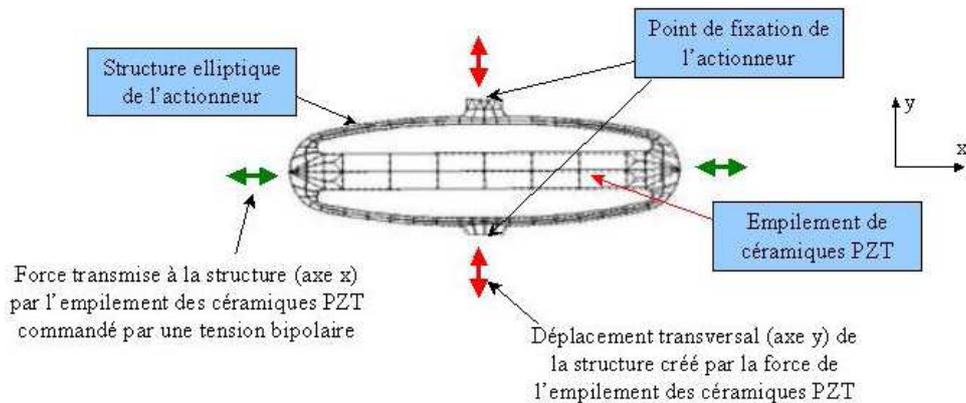


Figure 5.14: Schéma de fonctionnement d'un APA

Le déplacement de ces actionneurs est amplifié par leur coque extérieure et est proportionnel à la tension dans une gamme de 170V.

Une tension est appliquée aux électrodes des céramiques multicouches dans la direction 3 (axe z orthonormé aux axes x et y). Ainsi, ces céramiques se contractent et transmettent donc une force à la coque extérieure dans la direction 1 (axe x). C'est le mode 3-1: 3 pour la direction de polarisation et 1 pour la direction des effets mécaniques. Ceci engendre un déplacement de la coque extérieure dans la direction 2 (axe y). Notons que la déformation est une contraction uniquement (pas de dilatation), ce qui signifie que les APAs sont des actionneurs de traction.

Les céramiques multicouches sont précontraintes le long de l'axe majeur de la coque elliptique (acier inoxydable), améliorant ainsi leur linéarité et leur permettant d'avoir un bon comportement dynamique. Egalement, parce que ces céramiques sont des matériaux laminés, cette précontrainte est essentielle afin qu'elles puissent supporter des forces élastiques.

Un grand avantage de ces actionneurs est leur robustesse, fournie par la coque extérieure, qui leur permet d'être utilisés dans des applications dynamiques. Entre autre, des moments de courbure et de torsion peuvent être exercés sans que les céramiques multicouches se cassent. Parce que celles-ci sont fragiles, elles ne supporteraient pas de tels efforts sans coque extérieure.

Egalement, ces actionneurs sont petits et compacts relativement à leur battement et ils peuvent fonctionner dans une large gamme de fréquence.

### Amplificateurs pour les actionneurs

Un actionneur piézoélectrique est un système capacitif, dont la capacité est souvent très grande. Ainsi, un tel système est une charge difficile pour son électronique de commande (par exemple pour un convertisseur numérique-analogique) parce qu'un taux de transfert de charge significative est nécessaire pour obtenir une réponse rapide. De plus, l'actionneur va produire une énergie électrique quand il est soumis à une charge mécanique.

Ainsi, des amplificateurs sont nécessaires dans les applications dynamiques afin d'obtenir des charges réactives. Les amplificateurs les plus communs sont les amplificateurs linéaires. Le grand avantage de ces derniers est leur rapport signal sur bruit élevé permettant ainsi de ne pas limiter la résolution des actionneurs piézoélectriques.

### Effort en flexion

Un autre avantage de l'actionneur APA est qu'il peut être implémenté comme dans la figure 5.15 [74] ci-dessous afin de créer un effort de flexion sur la poutre et permettre donc à cette dernière un déplacement dans la direction verticale (axe z). On dit alors que l'APA est en mode de flexion.

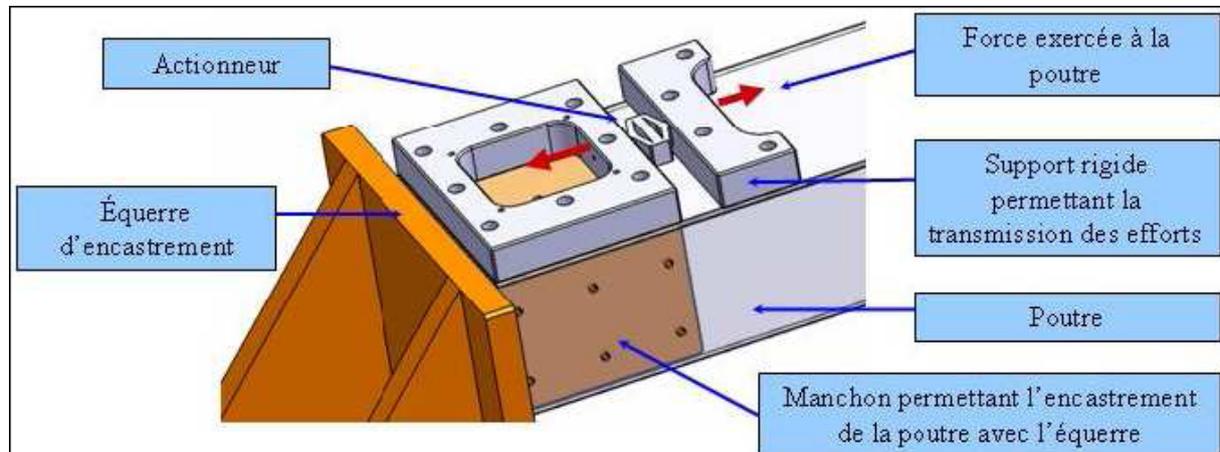


Figure 5.15: Principe d'application d'une force de flexion sur la poutre encastée-libre avec un APA

Parce que la poutre est en configuration « encastée-libre », le déplacement de la coque extérieure de l'actionneur dans la direction 2 engendre un moment de flexion de la poutre: celle-ci réalise donc une rotation autour de l'axe z. L'actionneur a été placé proche de l'encastement afin d'obtenir une flexion de la poutre la plus importante possible.

Dans la figure 5.16 [74] ci-dessous, une photographie de la poutre a été faite à l'encastement de celle-ci avec un APA en mode de flexion :

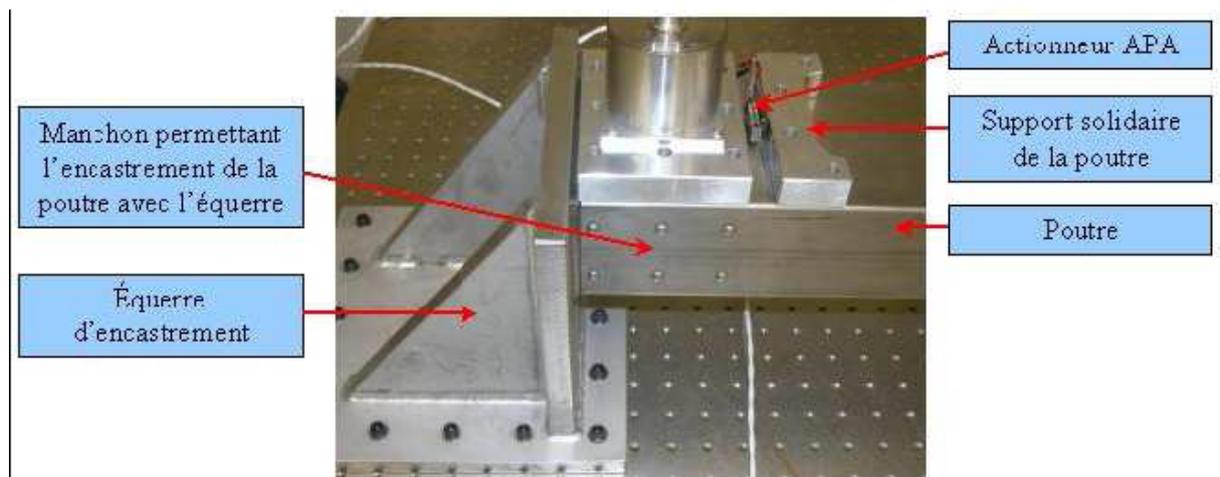


Figure 5.16: Photographie de l'APA fixé à côté de l'encastement en mode de flexion

L'actionneur a été fixé à l'aide de vis entre deux supports rigides qui ont été fixés eux-mêmes à la poutre. Ceci permet d'obtenir une très bonne transmission des efforts de l'APA à la poutre.

Pour choisir le modèle d'APA, deux caractéristiques principales sont données par leur constructeur: la résolution et la force bloquée.

La résolution est le plus petit déplacement que l'actionneur peut effectuer. Cette caractéristique est très importante car une stabilisation au cinquième de nanomètre doit être effectuée et l'actionneur doit donc effectuer des déplacements de cet ordre de grandeur sur la poutre.

La force bloquée est la force maximale que l'APA peut fournir en configuration fixée-fixée qui est la configuration de l'actionneur en mode de flexion. Cette caractéristique est très importante car elle permet d'obtenir le déplacement maximal que l'APA peut engendrer sur la poutre.

Pour cela, une simulation par éléments finis de la poutre encastrée-libre et d'une force agissant sur la poutre de la même manière que l'APA en mode de flexion a été réalisée afin de connaître la force maximale nécessaire (force bloquée) pour que:

- *Hors mode de résonance*: le déplacement maximal de la poutre soit de l'ordre d'une centaine de nanomètres
- *A un mode de résonance*: le déplacement maximal soit plus élevé d'un facteur 100 approximativement (quelques micromètres) car c'est le facteur d'amplification du premier mode de résonance calculé numériquement.

Ainsi, deux simulations ont été réalisées: la première avec une force sinusoïdale de 50Hz pour être hors mode de résonance et la deuxième avec une force sinusoïdale de 15Hz pour tomber sur le premier mode de la poutre encastrée-libre. Les résultats sont donnés dans le tableau 5.2 ci-dessous pour des déplacements en régime permanent :

Fréquence de la force sinusoïdale (100N)	Hors résonance : 50Hz	Premier mode : 15Hz
Déplacement en bout de poutre (régime permanent)	500nm	140µm

Tableau 5.2: Simulation des déplacements du bout de poutre lorsqu'une force sinusoïdale de 100N et représentant l'APA en mode de flexion est exercée sur la poutre

D'après les résultats obtenus, notre choix s'est porté sur des APAs du modèle 25XS de la société CEDRAT que l'on peut voir dans la figure 5.17 [76] ci-dessous:

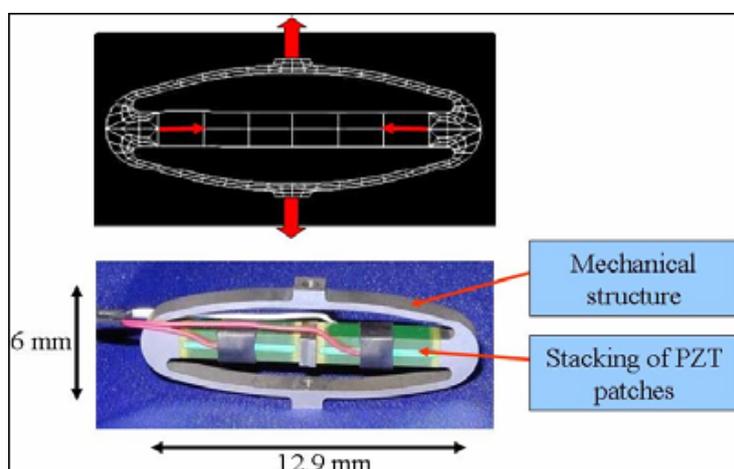


Figure 5.17: Schéma et photographie de l'actionneur APA 25XS

## 5.2. Rejet actif des vibrations d'une poutre encastrée-libre

L'APA 25XS a été choisi pour les deux caractéristiques principales données par son constructeur [75]:

- *Résolution*: 0,28N
- *Force bloquée*: 19,3N

En effet, la résolution de 0,28N permet de réaliser du rejet actif de vibrations au cinquième de nanomètre.

La force bloquée de 19,3N est approximativement 5 fois moins élevée que celle simulée et autorise donc des déplacements maximaux de la poutre de 100nm (500nm/5) environ hors mode de résonance et de 28 $\mu$ m (140 $\mu$ m/5) environ au premier mode de résonance.

Parce que le CNA (Convertisseur Numérique-Analogique) que nous utilisons (voir chapitre 3.6.2) pour commander l'actionneur à une plage de tension de  $\pm 10V$ , un amplificateur linéaire a été acheté afin de commander l'actionneur dans toute sa gamme de tension ([-20; 150] V). L'amplificateur linéaire du modèle LA75B [75] (société CEDRAT) a été choisi pour son gain de 20 et son rapport signal sur bruit très haut (85dB).

Etant donné que la gamme de tension de l'actionneur est de 170V pour 100nm de déplacements maximaux, des déplacements d'un cinquième de nanomètre imposent une tension minimale à fournir à l'actionneur de 340mV ( $170V * 1/5nm/100nm$ ) hors mode de résonance et de 12mV ( $170V * 1/5nm/2800nm$ ) pour le premier mode de résonance. Parce que le bruit électronique de l'amplificateur choisi est très faible, ces tensions autorisent des rapports signaux sur bruit très élevés.

La limite haute de la gamme de fréquence opérationnelle des actionneurs est limitée par leur fréquence de résonance. Afin d'obtenir une bonne linéarité des actionneurs, ceux-ci ne doivent pas être utilisés pour des fréquences supérieures à un tiers de leur fréquence de résonance. Parce que la fréquence de résonance des APAS 25XS est de 15kHz approximativement, leur gamme de fréquence opérationnelle s'étend jusqu'à 5kHz, ce qui est largement suffisant pour notre étude.

### Effort transversal

Afin de créer un déplacement vertical de la poutre, nous avons vu qu'un effort de flexion peut être exercé.

Le même effet peut être obtenu en exerçant une force directe sur la poutre dans la direction verticale de celle-ci. Pour cela, la technologie habituellement adoptée est la technologie « proof mass » qui consiste à pré contraindre des céramiques multicouches avec une masse comme montré dans la figure 5.18 [74] ci-dessous dans le cas d'un actionneur linéaire :

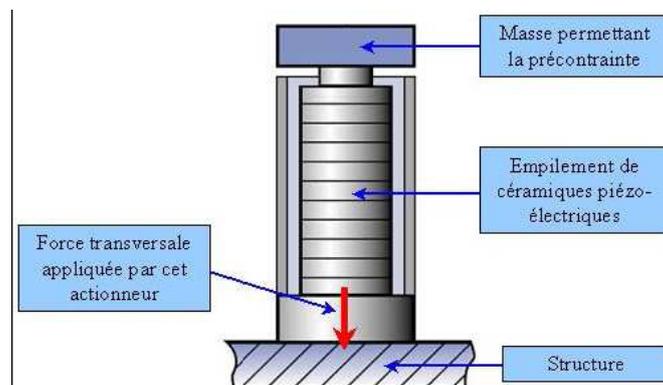


Figure 5.18: Principe d'un actionneur linéaire utilisé en mode « proof mass »

L'APA 25XS peut être utilisé en mode « proof mass » en l'associant avec une masse. Dans la figure 5.19 [76] ci-dessous, la partie libre de la poutre a été photographiée avec un accéléromètre ENDEVCO 86 et un APA 25XS monté en mode « proof mass » :

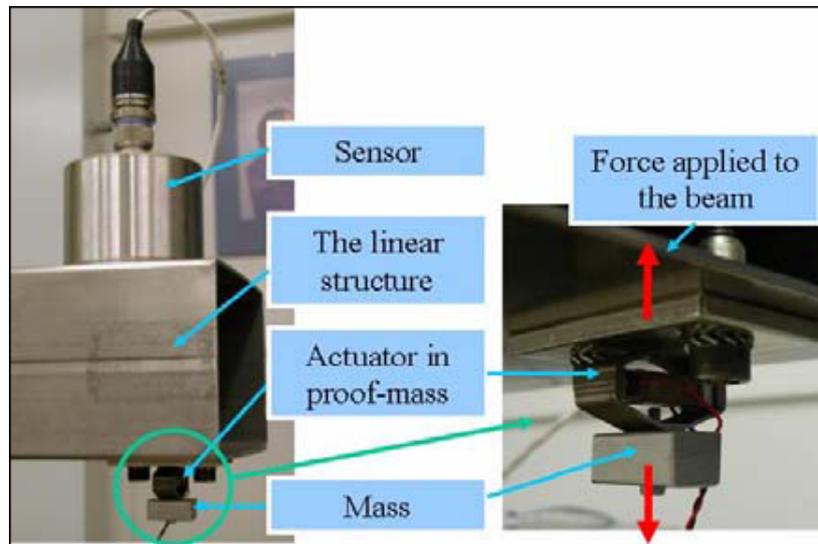


Figure 5.19: Photographie de la partie libre de la poutre avec un accéléromètre ENDEVCO 86 et un APA 25XS monté en mode « proof mass »

En mode « proof mass », la force exercée dépend de la valeur de la masse. Dans notre cas, avec une masse faible, il est possible d'obtenir des déplacements très précis de la poutre de l'ordre du nanomètre.

### 5.2.3. Architecture informatique

L'algorithme de contrôle a été développé avec le logiciel Matlab-Simulink sur un PC de développement. En effet, ce logiciel comporte de nombreuses fonctions de calculs matriciels dont l'algorithme a besoin.

Le système d'acquisition retenu pour réaliser du rejet actif de vibrations est le DAQ PCI6052E (voir chapitre 3). En effet, celui-ci est le seul système d'acquisition permettant l'acquisition de signaux d'amplitudes très faibles et dont un driver existe pour le logiciel Matlab-Simulink. Ce driver est le toolbox XPC Target de Matlab.

L'algorithme de contrôle est composé de nombreux calculs matriciels complexes et doit traiter les différentes données issues du CAN une par une : l'algorithme réalise donc du point à point. De plus, le DAQ PCI6052E a une fréquence d'acquisition minimale de 1000Hz. Par conséquent, nous avons besoin d'une puissance de calcul en temps réel très performante permettant de traiter chaque donnée à une fréquence de 1000Hz.

Pour cela, l'algorithme de contrôle développé est téléchargé dans un PC dédié de dernière génération qui réalise du temps réel grâce au prototypage rapide XPC Target.

Le DAQ PCI6052E est de la norme PCI et a donc également été incorporé dans ce PC.

Dans la figure 5.20 [74] ci-dessous, la structure informatique ainsi que les hardwares nécessaires pour le rejet actif des vibrations ont été schématisés :

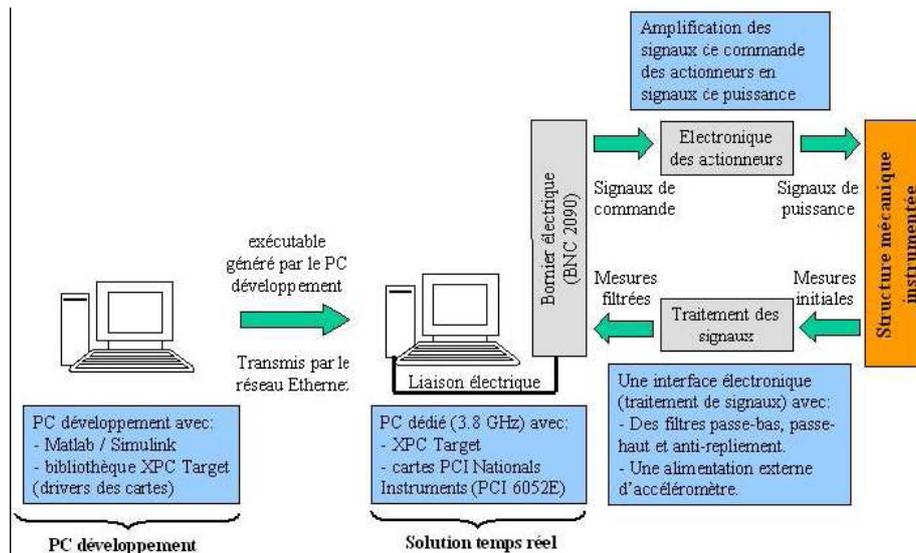


Figure 5.20: Architecture finale pour le prototype développé au LAPP

### 5.2.4. Première approche pour le rejet actif

Afin de réaliser du rejet actif de vibrations de la poutre encadrée-libre à ses fréquences de résonance, un algorithme de contrôle a été développé [74] [78] [79] afin de contrôler un actionneur à partir des mesures de vibration de la poutre réalisées par un capteur. Ainsi, un système mono-capteur mono-actionneur a été développé afin d'acquérir une première expérience.

#### Principe

En automatique, un contrôleur est généralement basé sur un modèle représentatif du procédé en optimisant la fonction de transfert du système.

Parce que les deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire auront une structure très complexe, il est trop difficile de calculer un modèle qui reproduit avec précision le comportement vibratoire de ces structures. De plus, au jour d'aujourd'hui, la conception des deux derniers quadripôles n'est pas très détaillée et peut encore changer.

Ainsi, l'algorithme développé considère que le modèle est inconnu et seulement quelques caractéristiques du procédé lui sont fournies. Ces caractéristiques sont les caractéristiques vibratoires mesurables de la structure mécanique.

Parce qu'il est nécessaire de rejeter uniquement les vibrations de la structure situées à ses fréquences de résonance, l'effort est concentré sur les pics qui apparaissent dans la décomposition spectrale du signal de mesures. Ces pics peuvent correspondre soit à des modes de résonance de la structure mécanique soit à des pics de vibration provenant du mouvement du sol ou du bruit acoustique. Une hypothèse sur ces pics est que leurs amplitudes sont constantes ou varient lentement dans le temps et qu'ils sont indépendants les uns des autres.

Parce que les pics de résonance sont indépendants, il est possible de traiter chacun d'eux séparément et il a donc été décidé de faire fonctionner en même temps autant d'algorithmes qu'il y a de pics à rejeter.

L'algorithme est basé sur l'estimation des effets des perturbations et calcule une commande sinusoïdale pour un certain pic de vibration à rejeter. Le principe de cet algorithme est décrit dans la figure 5.21 [77] ci-dessous :

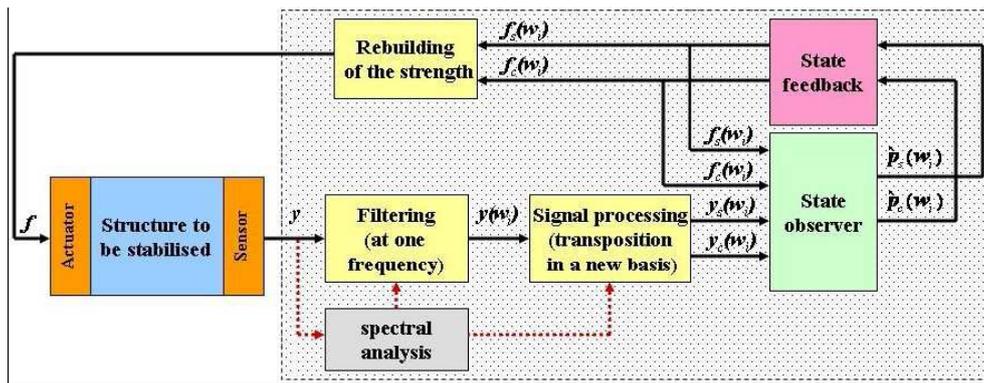


Figure 5.21: Algorithme initialement développé pour le rejet actif de vibrations

Le principe de l'algorithme est de créer un signal d'excitation sinusoïdal avec une phase et une amplitude appropriée afin que la combinaison de l'excitation et de la perturbation soit nulle à la position du capteur : on réalise donc du rejet actif de vibrations.

Afin de simplifier le raisonnement du schéma de synthèse, une décomposition sur une base de (sinus, cosinus) est réalisée au lieu de traiter l'amplitude et la phase.

Pour chaque fréquence traitée, le problème consiste donc à contrôler un système couplé à deux entrées et deux sorties.

Parce que pour chaque fréquence, la perturbation est supposée avoir des caractéristiques constantes, le schéma de contrôle est basé sur des boucles Proportionnelles-Intégrales (PI).

Cela signifie que les entrées de contrôle, c'est-à-dire les amplitudes du sinus et du cosinus du signal d'excitation, convergent vers une valeur constante correspondant aux valeurs nulles des amplitudes du sinus et du cosinus du signal de sortie.

A cause des effets de couplage entre les entrées et les sorties, un schéma d'un simple PI n'est pas approprié. En introduisant une approche basée sur la représentation d'état, il est possible d'obtenir les résultats attendus à travers un retour d'état statique.

### Description de l'expérience

L'installation expérimentale réalisée pour rejeter activement les vibrations de la poutre encastrée-libre est montrée dans la figure 5.22 [77] ci-dessous :

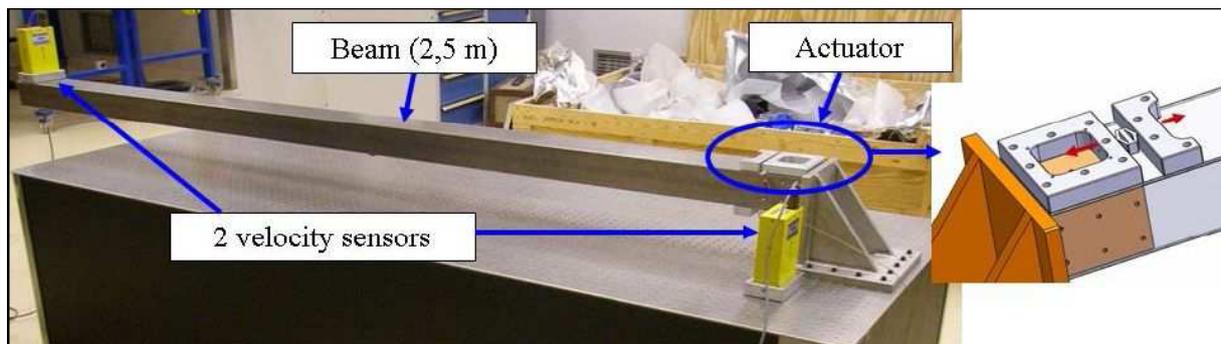


Figure 5.22: Prototype développé au LAPP composé de la poutre encastrée-libre, de capteurs de vitesse SP500 et d'APAs 25XS en mode de flexion et en mode « proof mass »

La poutre encastrée-libre est posée sur la table en nids d'abeilles qui repose sur ces quatre isolateurs. Pour l'instant, la table n'est utilisée que comme surface de travail propre et elle ne réalise donc pas d'amortissement actif.

Un capteur de vitesse SP500 est fixé sur la partie de la poutre à stabiliser en premier lieu, c'est-à-dire son extrémité libre. Les données de ce capteur sont utilisées comme entrée dans l'algorithme de contrôle.

Un deuxième capteur de vitesse SP500 est posé à côté de l'encastrement afin de mesurer les perturbations provenant du mouvement du sol.

Enfin, un APA du modèle 25XS fixé tout près de l'encastrement en mode de flexion reçoit une commande en tension provenant de l'algorithme de contrôle (voir chapitre 5.2.2).

Deux acquisitions successives (à 30 secondes d'intervalles) des mesures des deux capteurs SP500 ont été réalisées afin que le mouvement du sol soit à peu près le même pour ces deux acquisitions: la première a été réalisée sans rejet actif de vibrations et la deuxième avec. Pour chaque acquisition, les mesures des deux capteurs ont été acquises simultanément.

Le système d'acquisition utilisé pour réaliser du rejet actif de vibrations est le DAQ PCI6052E. Cependant, compte-tenu des très faibles niveaux de vibration (de l'ordre du dixième de nanomètre au-dessus de 4Hz) mesurés lorsque le système STACIS est mis en parallèle avec l'algorithme de contrôle développé au LAPP, le système PULSE est utilisé en parallèle pour acquérir les données des deux capteurs SP500 en vue de leur analyse. En effet, celui-ci a un bruit interne plus faible que celui du DAQ PCI6052E: le bruit de toute la chaîne d'instrumentation au-dessus de 4Hz est de 0,06nm avec le système PULSE et de 0,15nm avec le DAQ PCI6052E (voir chapitre 3.8.5).

Ainsi, pour les différents résultats présentés dans la suite de ce chapitre, les données issues du système PULSE ont été utilisées et la précision des résultats obtenus est donc donnée par la Différence Corrigée des capteurs SP500 mesurée avec ce système d'acquisition.

Cependant, afin de montrer si la résolution de toute la chaîne d'instrumentation est suffisante pour permettre le rejet actif de vibrations au dixième de nanomètre, les résultats obtenus ont été affichés avec la Différence Corrigée des capteurs SP500 mesurée avec le DAQ PCI6052E.

L'instrumentation utilisée pour le rejet actif et l'analyse des données est résumée dans la figure 5.23 ci-dessous:

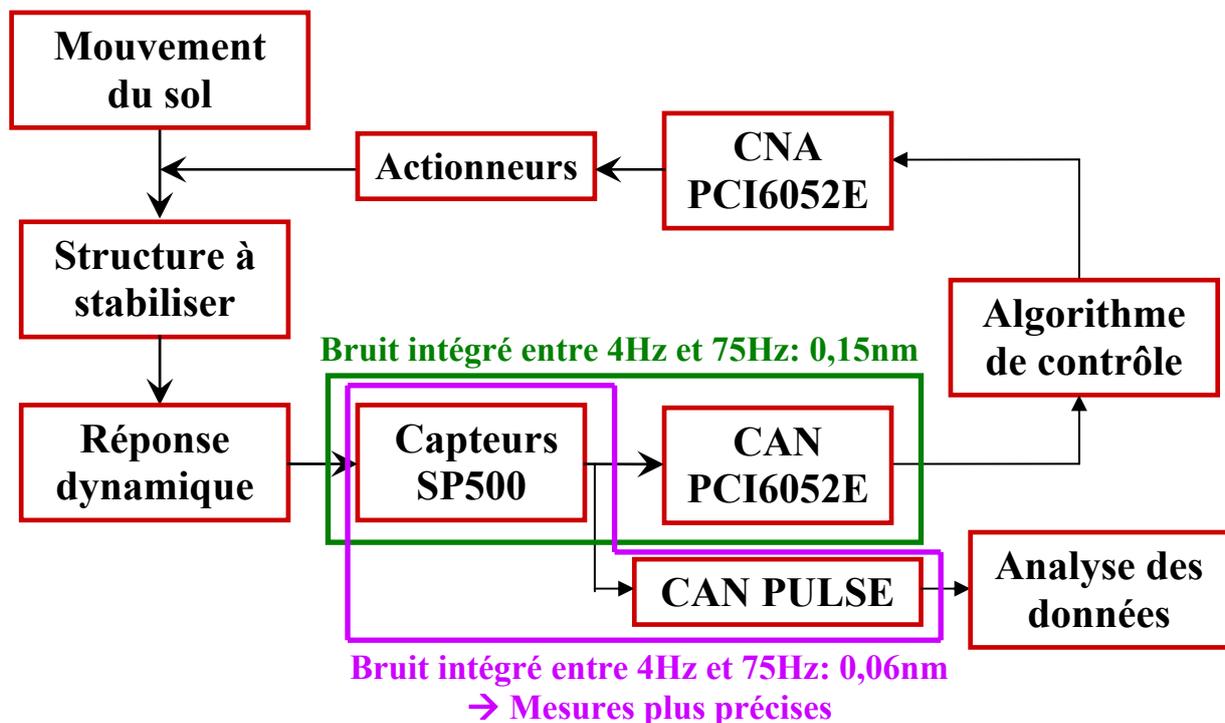


Figure 5.23: Schéma de l'instrumentation utilisée pour le rejet actif et l'analyse des données

## Les premiers résultats à l'échelle nanométrique

Pour ce premier test de rejet actif à l'échelle nanométrique, un pic de vibration situé à 25Hz a été choisi arbitrairement comme pic à rejeter mais en le choisissant avec une largeur de bande très étroite, ce qui semblait plus facile pour commencer l'étude.

Dans la figure 5.24 ci-dessous, la DSA de déplacement en bout de la partie libre de la poutre a été calculée dans deux cas, avec et sans rejet. La Différence Corrigée des capteurs SP500 mesurée avec le DAQ PCI6052E a été tracée sur la même figure.

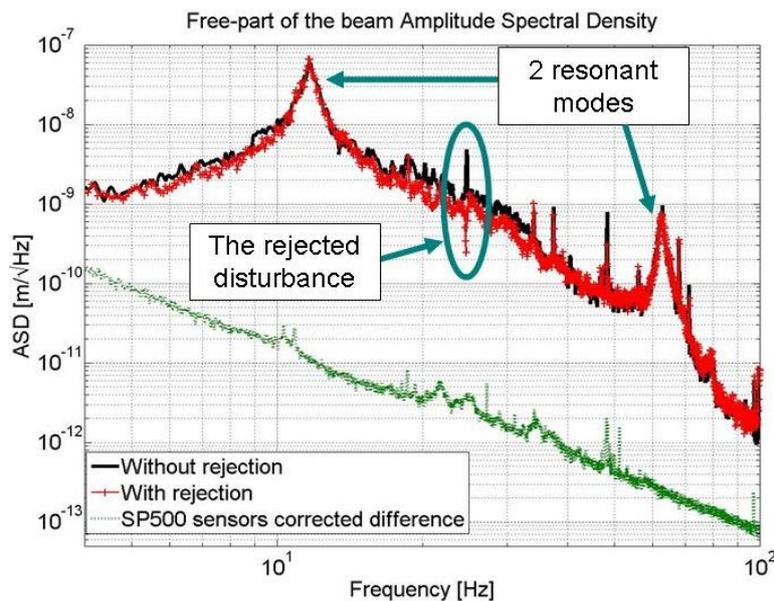


Figure 5.24: DSA de déplacement en bout de la partie libre de la poutre avec et sans rejet

La figure montre que le pic de vibration situé à 25Hz a bien été rejeté : l'algorithme de contrôle et l'instrumentation permettent donc un rejet actif à l'échelle nanométrique.

L'algorithme de contrôle initial a été testé sur le premier pic de résonance de la structure. Des tests réalisés montrent qu'il ne permet pas de traiter des pics ayant une large gamme de fréquence et une amélioration de celui-ci a donc été réalisée.

### 5.2.5. Amélioration de l'algorithme pour les résonances de structure

Afin de traiter les pics de résonance de structure mécanique, l'algorithme présenté précédemment a été amélioré.

#### Principe

La particularité de cet algorithme est qu'il est dédié seulement à une largeur de bande. Ainsi, un modèle local représentant le comportement vibratoire de la structure sur la largeur de bande désirée est défini. L'avantage est qu'un modèle local peut être défini en ayant seulement une connaissance basique du comportement vibratoire de la structure. Un modèle complet de la structure serait trop compliqué à réaliser comme expliqué précédemment.

Cet algorithme est basé sur une commande avec un contrôle de modèle interne comme montré dans la figure 5.25 [77] ci-dessous :

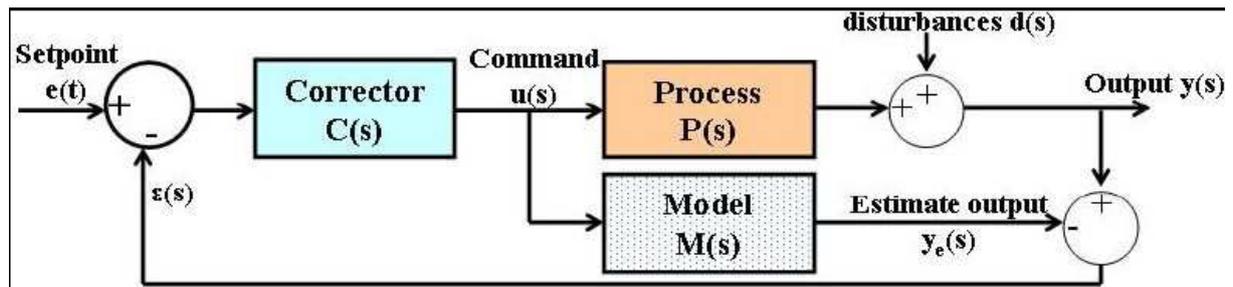


Figure 5.25: Principe d'une commande classique avec contrôle de modèle interne

### Test de l'algorithme en utilisant un modèle à éléments finis du prototype

L'algorithme de contrôle a d'abord été testé par simulation afin de tester son efficacité [80]. Pour cela, un modèle à éléments finis de la poutre encastree-libre a été calculé avec le logiciel SAMCEF, ce qui a permis d'obtenir l'équation dynamique de cette structure :

$$M\ddot{u}(t) + C\dot{u}(t) + K(u) = f_p(t) \text{ avec :}$$

- M : la matrice de masse
- C : la matrice d'amortissement
- K : la matrice de rigidité

Ce modèle permet de prédire avec précision la réponse vibratoire de la structure en tout point de celle-ci en termes de déplacement, de vitesse et d'accélération (voir chapitre 5.1.2).

A partir de l'équation dynamique précédente, un modèle à représentation d'état a été créé en utilisant le logiciel MATLAB et ce modèle a ensuite été intégré dans une application SIMULINK.

Il a ensuite été exécuté avec l'algorithme de contrôle afin de tester l'efficacité de celui-ci comme montré dans la figure 5.26 [77]:

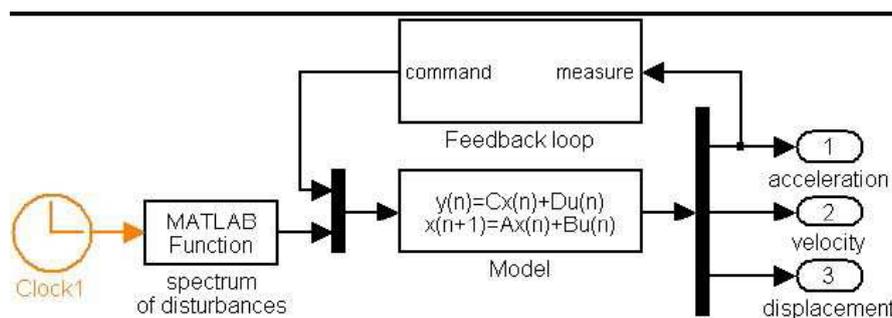


Figure 5.26: Simulation de l'algorithme de contrôle actif avec le modèle calculé de la poutre

Ainsi, une simulation de tout le système a pu être obtenue comme résumé dans la figure 5.27 ci-dessous:

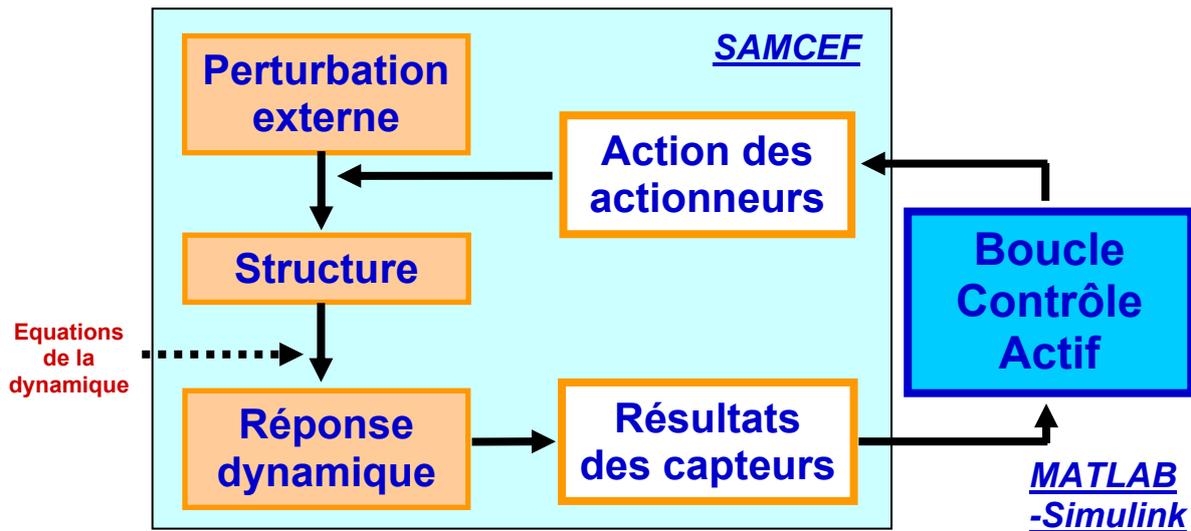


Figure 5.27: Simulation de tout le prototype

Cette simulation permet d'ajuster la boucle d'asservissement sans avoir de problèmes liés à l'instrumentation, d'augmenter les possibilités de tests (configurations multiples pour l'instrumentation) et d'analyser le comportement vibratoire de la poutre en tout point de celle-ci pendant un contrôle actif de vibrations.

### Résultats expérimentaux obtenus

Une fois l'algorithme de contrôle ajusté grâce aux tests réalisés en simulation, celui-ci a été testé expérimentalement sur les deux premières résonances de la poutre encastrée-libre (12Hz et 68Hz). Le test réalisé est exactement le même que celui décrit dans le chapitre 5.2.4.

A partir des mesures de vibration réalisées en bout de la partie libre de la poutre et à côté de l'encastrement, l'estimateur  $H_3$  de la fonction de transfert des vibrations de la poutre a été calculé avec et sans rejet actif. Les résultats sont montrés dans la figure 5.28 ci-dessous :

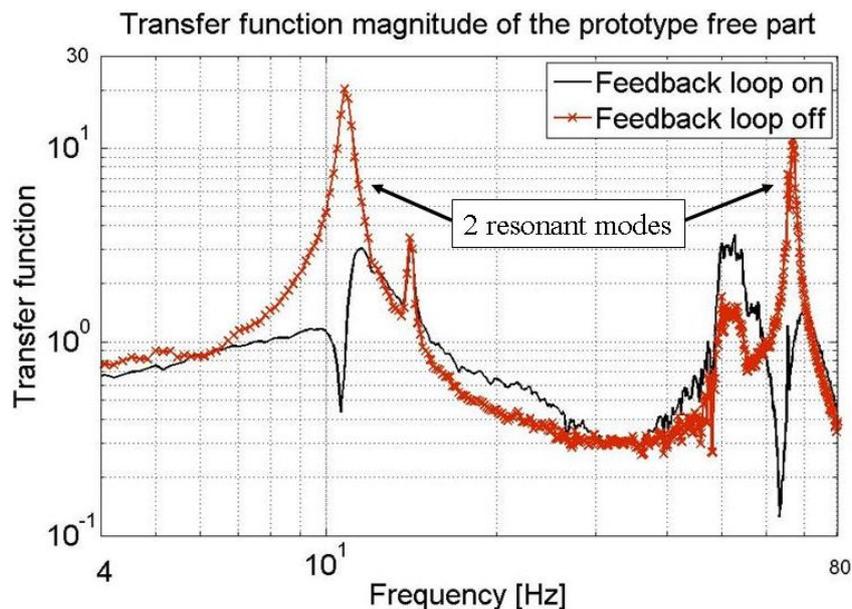


Figure 5.28: Fonction de transfert des vibrations de la poutre encastrée-libre avec et sans rejet actif de vibrations appliqué sur les deux premières résonances

## 5.2. Rejet actif des vibrations d'une poutre encastrée-libre

La courbe rouge révèle les deux premières résonances de la poutre encastrée-libre et la courbe noire montre que celles-ci sont complètement rejetées lorsque l'algorithme de contrôle est utilisé.

Un petit point négatif est que le traitement d'une largeur de bande induit de légères perturbations sur les fréquences voisines comme on peut le voir dans la figure 5.28. Ainsi, l'algorithme doit être amélioré mais les résultats sont très encourageants pour un premier test.

Afin d'obtenir une valeur des déplacements de l'encastrement et de la partie libre de la poutre avec et sans rejet actif, les RMS intégrés de déplacement ont été calculés à partir de 4Hz. Les résultats sont montrés dans la figure 5.29 ci-dessous avec la Différence Corrigée intégrée des capteurs SP500 mesurée par le DAQ PCI6052E:

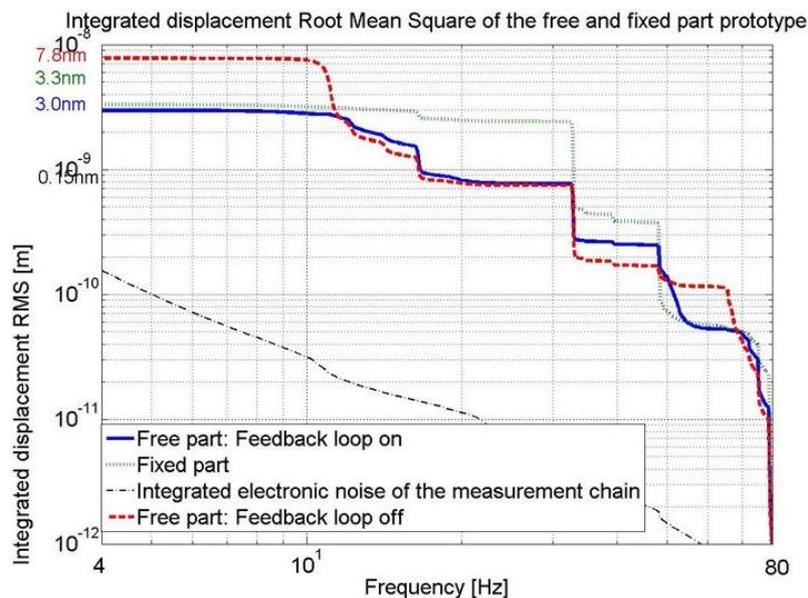


Figure 5.29: RMS intégré de déplacement de l'encastrement et de la partie libre de la poutre avec et sans rejet actif de vibrations appliqué sur les deux premières résonances

Au-dessus de 4Hz et sans rejet actif de vibrations, les déplacements à l'encastrement de la poutre sont de 3,3nm (courbe verte) et montent à 7,8nm en bout de poutre à cause des deux premiers modes de résonance.

En appliquant l'algorithme de contrôle sur ces deux modes de résonance, les déplacements en bout de poutre chutent à 3,0nm et sont donc même plus faibles que ceux de l'encastrement. Ces résultats seront encore meilleurs lorsque l'algorithme sera amélioré dans le but de ne pas rajouter de perturbations sur les fréquences voisines.

Pour conclure, l'algorithme de contrôle développé et l'instrumentation utilisée sont très efficaces pour traiter des pics de vibration à grande largeur de bande et d'amplitude nanométrique.

### Test de l'instrumentation au dixième de nanomètre

Il a été vu précédemment (voir chapitre 5.1) que le système STACIS permet un rejet des vibrations du sol d'un facteur 16 au-dessus de 4Hz avec une résolution d'un dixième de nanomètre lorsque l'amortissement passif et l'amortissement actif sont combinés.

Parce que le mouvement du sol au LAPP est de l'ordre de quelques nanomètres dans cette gamme de fréquence, le système STACIS permet d'obtenir des déplacements de la table de l'ordre du dixième de nanomètre.

Afin de tester si l'instrumentation permettant le contrôle actif des vibrations est efficace au dixième de nanomètre, le même test que précédemment a été réalisé mais en utilisant en parallèle le système STACIS pour réaliser de l'amortissement à la fois passif et actif.

Dans la figure 5.30 ci-dessous, les mêmes calculs que ceux de la figure 5.28 ont été réalisés à partir des mesures de vibration réalisées pour ce nouveau test:

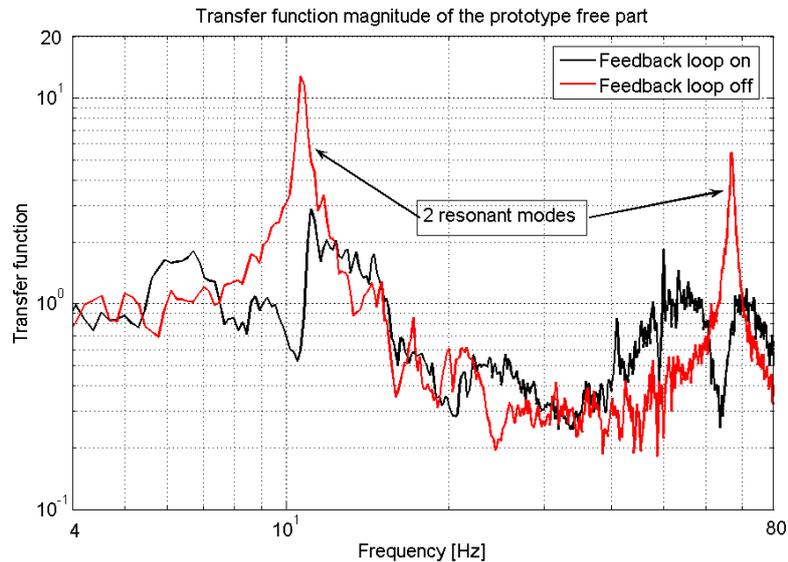


Figure 5.30: Fonction de transfert des vibrations de la poutre encastrée-libre avec la combinaison du système STACIS et de l'algorithme de contrôle actif

La figure montre que les deux premières résonances de la poutre ont encore une fois été entièrement rejetées alors que les amplitudes de vibrations étaient cette fois-ci sous-nanométriques (voir figure 5.31).

Dans la figure 5.31 ci-dessous, les mêmes calculs que ceux de la figure 5.29 ont été réalisés à partir de ces nouvelles mesures:

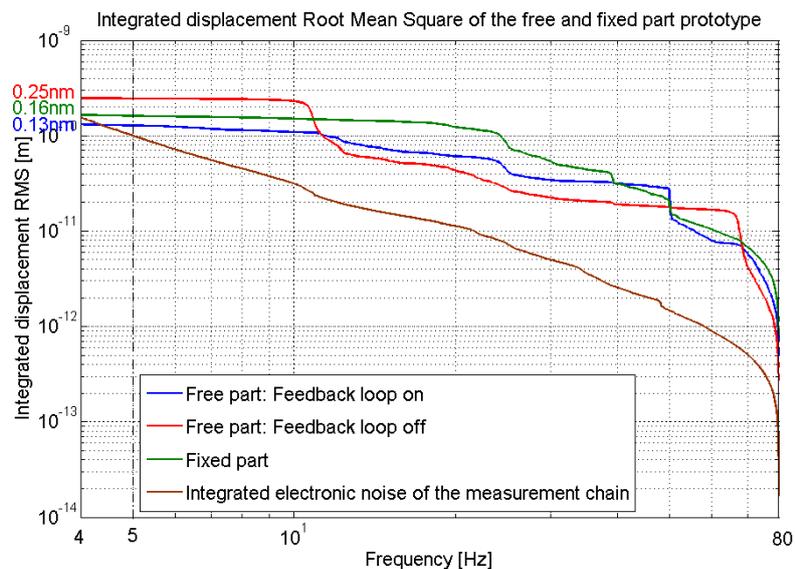


Figure 5.31: RMS intégré de déplacement de l'encastrement et de la partie libre de la poutre avec la combinaison du système STACIS et de l'algorithme de contrôle actif

La Différence Corrigée intégrée (courbe marron) des capteurs de vitesse SP500 mesurée par le DAQ PCI6052E montre que l'instrumentation utilisée pour le rejet actif de vibrations avait la résolution suffisante pour rejeter activement les deux premières résonances situées à 12Hz et 68Hz.

Parce que les résultats sont issus des mesures acquises avec le système PULSE, la précision des mesures au-dessus de 4Hz est donc de  $\pm 0,06\text{nm}$ .

Parce que la poutre était posée sur la table en nids d'abeilles dont les pieds permettent un amortissement passif et actif des vibrations du sol, de très faibles déplacements d'environ  $0,16\text{nm}$  ( $\pm 0,06\text{nm}$ ) ont été obtenus à l'encastrement alors que le mouvement du sol était de l'ordre de  $3\text{nm}$  (voir figure 5.11). Les déplacements de la partie libre de la poutre étaient plus élevés à cause des résonances de celle-ci mais sont restés très faibles et d'environ  $0,25\text{nm}$  ( $\pm 0,06\text{nm}$ ).

En appliquant l'algorithme de contrôle sur les deux premiers modes de résonance de la poutre, les déplacements de la poutre sont tombés à  $0,13\text{nm}$ . Ces déplacements étaient donc du même ordre de grandeur que ceux à l'encastrement car les résonances ont été rejetées entièrement sur toute leur largeur de bande.

Pour conclure, ce test prouve que l'instrumentation n'est pas une limitation pour réaliser du rejet actif des vibrations d'une structure mécanique de l'ordre du dixième de nanomètre au-dessus de 4Hz.

### **5.3. Conclusion et améliorations à apporter**

Afin de savoir si la technologie d'aujourd'hui permet de réaliser une stabilisation du mouvement du sol au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz, les performances du système STACIS 2000 ont été mesurées au niveau de l'amortissement passif et actif des vibrations du sol à l'échelle sous-nanométrique.

Celui-ci a permis un amortissement des vibrations du sol d'un facteur 16 au-dessus de 4Hz lorsque l'amortissement passif et l'amortissement actif étaient combinés: les déplacements sont passés de  $2,8\text{nm}$  à  $0,18\text{nm}$  ( $\pm 0,06\text{nm}$ ). Ainsi, ce système a la résolution suffisante pour réaliser une stabilisation du mouvement du sol en-dessous du cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz.

Cependant, ce système est sensible aux forts champs magnétiques (environ un Tesla) qui régneront autour des deux derniers quadripôles car il est composé d'actionneurs piézoélectriques et de géophones électromagnétiques (voir chapitre 3.3).

Néanmoins, l'étude prouve que la technologie d'aujourd'hui permet une telle stabilisation et un système similaire à celui-ci peut être construit avec des actionneurs et des capteurs de vibration non sensibles à de tels environnements (comme par exemple les capteurs de vitesse SP500 présentés dans le chapitre 3).

Afin de tester la faisabilité du rejet actif des vibrations au cinquième de nanomètre des deux derniers quadripôles à leurs fréquences de résonance, un prototype constitué d'une structure mécanique, de capteurs, d'actionneurs, et d'un algorithme de contrôle a été développé par l'équipe LAVISTA.

Les plans de la structure mécanique ont été réalisés au LAPP afin de représenter au mieux un des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire à partir de la conception de ces structures réalisée par l'équipe de Brookhaven.

Les capteurs électrochimiques SP500 et les actionneurs piézoélectriques du modèle 25XS ont été utilisés pour réaliser ce travail car ils ont la sensibilité et la taille adéquate.

Enfin, l'algorithme de contrôle n'est pas basé sur des boucles « Proportionnelles-Intégrales » à cause des effets de couplage existant entre les entrées et les sorties mais une approche basée sur la représentation d'état a été adoptée.

L'algorithme de contrôle a été testé sur les deux premiers modes de résonance de la poutre encastrée-libre. Pour cela, un actionneur 25XS a été fixé à l'encastrement afin de créer un effort de flexion sur la poutre. Un capteur de vitesse SP500 a été fixé en bout de poutre afin de permettre une stabilisation de cette partie en priorité en utilisant les données de ce capteur comme entrée dans l'algorithme de contrôle.

Ce test a prouvé l'efficacité du rejet de ces deux modes de résonance sur toute leur largeur de bande permettant ainsi d'obtenir un déplacement en bout de poutre passant de 7,8nm sans rejet actif à 3,0nm avec rejet actif pour un déplacement à l'encastrement de 3,3nm. Ainsi, l'algorithme de contrôle développé et l'instrumentation utilisée permettent de rejeter des pics de vibration de grande largeur de bande et d'amplitude nanométrique.

Afin d'évaluer les performances de l'instrumentation au niveau du rejet actif de vibrations au dixième de nanomètre, le système STACIS a été utilisé en parallèle avec l'algorithme de contrôle afin d'obtenir un déplacement en bout de poutre très faible avant même d'utiliser l'algorithme de contrôle.

Avec le système STACIS uniquement, le déplacement en bout de poutre était de 0,25nm pour un déplacement à l'encastrement de 0,16nm au-dessus de 4Hz.

En appliquant l'algorithme de contrôle sur les deux premiers modes de résonance de la poutre, les déplacements en bout de poutre sont passés à 0,13nm et étaient donc très proches de ceux obtenus à l'encastrement car les résonances de la poutre ont été entièrement rejetées sur toute leur largeur de bande. Ceci prouve donc que l'instrumentation n'est pas une limitation pour réaliser du rejet actif de l'ordre du dixième de nanomètre.

Par contre, une limite de l'instrumentation pour le projet final est sa sensibilité à de forts champs magnétiques. En effet, bien que les capteurs de vitesse SP500 ne soient pas sensibles à de forts champs magnétiques et à de fortes radiations (voir chapitre 3.4), les actionneurs piézoélectriques le sont. Ainsi, une recherche d'autres actionneurs insensibles à de tels environnements doit être effectuée. La société CEDRAT propose des actionneurs 25XS faits avec des matériaux non-magnétiques afin que ces actionneurs ne perturbent pas le champ magnétique et qu'ils soient complètement insensibles à celui-ci [75]. Il faudrait tout de même vérifier ces propriétés pour de forts champs magnétiques de l'ordre du Tesla.

Pour conclure, en combinant le système STACIS avec l'algorithme de contrôle agissant sur les deux premiers modes de la poutre, les déplacements de celle-ci sont passés de 7,8nm à 0,13nm au-dessus de 4Hz, soit un facteur d'amortissement d'environ 60.

Maintenant, l'objectif est d'obtenir ces résultats non pas uniquement en bout de la partie libre de la poutre mais tout le long de celle-ci. Pour cela, l'algorithme de contrôle doit être amélioré afin de pouvoir contrôler plusieurs actionneurs à partir des données de plusieurs capteurs. Le choix de l'emplacement des capteurs et des actionneurs est un problème difficile qui dépend du type de capteurs et d'actionneurs utilisés, du type d'algorithme de contrôle choisi et enfin des modes de résonance de la structure. Ce problème a déjà commencé à être traité expérimentalement et en simulation par l'équipe LAVISTA sur une maquette réduite [74] [81] [82]. La simulation du prototype présentée dans ce chapitre peut également fournir beaucoup de réponses à ce problème.

Une autre limitation de l'algorithme de contrôle développé porte sur l'amplitude et la fréquence des perturbations à rejeter. En effet, celles-ci doivent être constantes et des analyses spectrales de vibration ont été réalisées pour connaître leur valeur. Cependant, cette méthode n'est pas adaptée à une solution en temps réel lorsque les fréquences et les amplitudes de ces

perturbations changent. Ainsi, l'équipe LAVISTA s'est penchée sur différentes méthodes permettant de réaliser des tracking de fréquence et celles-ci ont été testées expérimentalement et en simulation sur une maquette réduite [74] [83]. Les travaux réalisés montrent que la méthode la plus efficace et la plus appropriée est la méthode des moindres carrés avec gradient récursif.

Dans le chapitre 4.3, une étude a été réalisée sur les vibrations d'une poutre encastree-libre dans la gamme de fréquence [800; 1000] Hz correspondant à la largeur de bande d'une de ses fréquences de résonance située à 881Hz. Il a été prouvé que les déplacements en bout de la partie libre de cette poutre pouvaient dépasser un cinquième de nanomètre dans cette gamme de fréquence pour un mouvement du sol et du bruit acoustique ayant des amplitudes réalistes par rapport à ceux attendus dans un collisionneur linéaire.

Ainsi, il sera probablement nécessaire de rejeter activement les résonances des deux derniers quadripôles jusqu'à au moins 1000Hz.

La gamme de fréquence opérationnelle des APAs 25XS est de 5000Hz approximativement mais celle des capteurs de vitesse SP500 est de 75Hz.

Ainsi, les nouveaux prototypes électrochimiques qui doivent être développés d'ici peu par la société EENTEC peuvent être des candidats pour le rejet actif des vibrations dans l'application finale grâce à leur gamme de fréquence opérationnelle plus large (voir chapitre 3.4). Ceux-ci seront testés par l'équipe LAVISTA en espérant que cette dernière caractéristique améliorée n'induisse pas une augmentation de leur bruit interne, ce qui conduirait à une dégradation de leur résolution.

Pour finir, la conception des deux derniers quadripôles du futur collisionneur linéaire n'est pas complète et peut être encore modifiée. Il est donc difficile d'anticiper sur les dimensions de l'espace disponible pour implanter capteurs et actionneurs.

Ainsi, la société EENTEC va développer des prototypes de capteurs électrochimiques de taille de plus en plus petite afin d'anticiper ces problèmes probables de dimensionnement.

Pour les actionneurs, il semble moins difficile que ceux-ci soient de très petites tailles et qu'ils puissent réaliser des déplacements nanométriques. En effet, plus un actionneur est petit, moins il peut réaliser de grands déplacements de structures.

Egalement, l'expérience acquise et les outils développés permettront de s'adapter à l'évolution du projet et les outils de simulation développés permettront de mettre à jour les informations concernant la conception des deux derniers quadripôles et des éventuelles considérations externes qui peuvent affecter le comportement vibratoire de ces structures.

## Chapitre 6

### Etude de supports pour les doublets finaux d'ATF2

Pour le projet ATF2, le mouvement relatif entre le Shintake monitor et les doublets finaux ne doit pas excéder 6nm au-dessus de 0,1Hz (voir chapitre 2.5).

Pour le projet ILC, les deux derniers quadripôles se situant de part et d'autre du détecteur doivent être posés sur deux supports différents. Pour garder cette configuration, il a été décidé, dans le cadre du projet ATF2, d'utiliser également deux supports différents pour le Shintake monitor et les doublets finaux.

Le mouvement du sol est autour de 200nm (voir chapitre 6.5.1) au-dessus de 0,1Hz à ATF mais le mouvement du sol est cohérent jusqu'à une distance de cinq mètres. Ainsi, le mouvement relatif du sol entre deux points distants de cinq mètres doit être très faible.

Parce que la distance entre le Shintake monitor et les doublets finaux est de quatre mètres, l'idée est de faire bouger le Shintake monitor et les doublets finaux comme le sol.

Ainsi, l'équipe LAVISTA travaille sur un support pour les deux derniers doublets qui doit être très rigide et bien fixé au sol afin que celui-ci bouge comme le sol.

#### 6.1. Candidats comme support [72]

Dans le commerce, il existe différents supports servant à la réalisation de plusieurs types de mesures et de procédures.

Ces supports peuvent être aussi bien utilisés comme référence mécanique entre différents composants (comme des lasers, des lentilles, etc.) que comme simple surface de travail propre.

Ces supports utilisent typiquement une des trois constructions : un composite stratifié, un matériau solide (le granite généralement) ou une table en nid d'abeilles. Une table en granite est très rigide mais les tables en composite stratifié et en nid d'abeilles peuvent être aussi rigides si elles sont fabriquées avec des matériaux en acier. Le choix de la construction dépend du type et de la taille de l'application.

Parce que le mouvement relatif entre les doublets finaux et le sol doit être très faible (inférieur à 6nm), il est nécessaire que le support des doublets finaux soit très rigide, en d'autres mots avec des fréquences de résonance élevées, et si possible avec un facteur d'amplification Q faible à ces fréquences. En effet, l'amplitude du mouvement du sol étant élevée en basse fréquence et diminuant avec la fréquence, les déformations de la table auront des amplitudes élevées si les fréquences de résonance sont situées en basse fréquence et des amplitudes faibles si ces fréquences sont situées en haute fréquence.

Egalement, les doublets finaux doivent pouvoir être fixés de façon très propre sur ce support afin que la transmission des vibrations entre la table et ceux-ci soit la meilleure possible, ce qui évitera d'engendrer du mouvement relatif supplémentaire.

## 6.2. Table en nid d'abeilles du projet CLIC

Pour finir, le support pour les doublets finaux sera, à ATF2, dans un environnement où régneront de forts champs magnétiques et il doit donc être composé de matériaux non magnétiques.

Dans le tableau 6.1 ci-dessous, une comparaison a été faite entre les trois principaux types de supports disponibles dans le commerce.

Les principales caractéristiques sont décrites pour des supports très rigides (table en nid d'abeilles et en composite stratifié fabriquées avec des matériaux en acier) et de très grandes dimensions (car la taille totale des doublets finaux est très grande). Les quatre premières lignes sont les plus importantes car les caractéristiques décrites concernent directement notre application.

<b>Supports</b> <b>Caractéristiques</b>	<b>Table en nid d'abeilles rigide</b>	<b>Table solide en composite stratifié</b>	<b>Table en granite</b>
<b>Rigidité</b>	Très rigide	Très rigide	Très rigide
<b>Facteur Q d'amplification</b>	Niveau élevé d'amortissement → $Q \sim 4$	Niveau modéré d'amortissement	Niveau faible d'amortissement → $Q \sim 460$
<b>Montage sur surfaces</b>	Meilleur pour fixation avec boulons	Difficile de monter solidement un objet	Nombre faible de trous de montage
<b>Propriétés non magnétiques</b>	Oui car peut être fait de matériaux en acier non magnétiques	Oui; Renforcé avec de l'acier inoxydable ferromagnétique	Oui
<b>Poids</b>	Léger	Lourd	Lourd
<b>Propriétés thermiques</b>	Très bonnes	Bonnes	Bonnes
<b>Prix</b>	Haut	Très haut	Très haut

Tableau 6.1: Comparaison entre trois principaux types de supports rigides

Une table en nid d'abeilles peut être aussi rigide qu'une table en composite stratifié ou qu'une table en granite. Egalement, elle peut avoir des propriétés non magnétiques comme les autres types de tables.

Pour toutes les autres propriétés décrites dans ce tableau, la table en nid d'abeilles est la meilleure.

Particulièrement, le facteur Q d'amplification à ses fréquences de résonance est le plus faible : une table en nid d'abeilles est composée de matériaux amortissant les résonances.

De plus, elle possède un nombre important de trous filetés sur toute sa surface permettant une fixation très propre des supports pour les doublets finaux, ce qui n'est pas le cas pour les deux autres types de table.

Pour finir, une table en nid d'abeilles est chère mais c'est le type de support le moins cher parmi ces trois principaux types.

Pour conclure, une table en nid d'abeilles composée d'acier est un très bon candidat et le meilleur candidat comme support pour les doublets finaux.

## 6.2. Table en nid d'abeilles du projet CLIC

Une étude a été faite sur les caractéristiques de la table en nids d'abeilles que nous a prêté l'équipe CLIC (voir chapitre 5) afin de savoir si cette table (sans ses isolateurs) peut être un candidat comme support pour les doublets finaux d'ATF2.

### **6.2.1. Caractéristiques de la table CLIC dans le cadre du projet ATF2**

Premièrement, les dimensions de la table ont été étudiées afin de voir si les doublets finaux peuvent être posés sur cette table : la longueur de la table CLIC correspond à celles des doublets finaux et la largeur est suffisante pour positionner ces aimants.

Deuxièmement, les matériaux composant cette table ont été étudiés. La table CLIC est composée d'acier inoxydable non magnétique, qui rend cette table très rigide et lui permet d'être dans un environnement où de forts champs magnétiques existent.

Pour finir, les différentes tables en nid d'abeilles disponibles chez la société TMC [84] et composées d'acier inoxydable non magnétique ont été étudiées en terme de fréquences de résonance afin de voir si la table CLIC a la fréquence de résonance la plus haute disponible.

La société TMC mesure les fréquences de résonance des tables en nids d'abeilles en configuration libre grâce à un test de compliance (voir chapitre 6.2.3) et les caractéristiques de la première fréquence de résonance de la table CLIC sont données par la société TMC [84]. La première fréquence de résonance est garantie d'être au minimum à 230Hz et le facteur Q d'amplification est garanti d'être au maximum à 1,5 à cette fréquence de résonance.

Pour des tables en nid d'abeilles composées d'acier inoxydable non magnétique, la première fréquence de résonance minimum garantie et le facteur Q d'amplification maximum garanti sont donnés pour différentes longueurs et différentes épaisseurs de la table. Plus la table est longue et moins elle est épaisse, plus sa première fréquence de résonance est basse et son facteur d'amplification élevé aux fréquences de résonance.

De plus, les tables en nids d'abeilles de TMC sont disponibles avec trois niveaux d'amortissement: niveau d'amortissement nominal, niveau d'amortissement standard et niveau d'amortissement maximal (voir chapitre 6.2.3).

La table CLIC possède le niveau d'amortissement maximal, ce qui lui donne le facteur d'amplification le plus bas pour les dimensions de la table.

Aussi, c'est la table la plus épaisse que l'on peut trouver chez la société TMC et sa longueur correspond à la longueur totale des doublets finaux qui doivent être posés sur la table, donc on ne peut pas choisir une table avec une longueur plus petite.

Par conséquent, on ne peut pas trouver chez la société TMC une table pour les doublets finaux ayant des fréquences de résonance plus hautes et avec un facteur Q d'amplification plus faible que celle de l'équipe CLIC.

### **6.2.2. Technique d'amortissement utilisée par la société TMC [72] [84]**

Il existe deux façons d'amortir les modes d'une table : amortissement à largeur de bande étroite et à grande largeur de bande.

La technique d'amortissement utilisée par la société TMC est une technique d'amortissement à grande largeur de bande, où le mode est amorti en couplant la table à une deuxième masse.

C'est la façon la plus efficace pour amortir un support : cette approche marche à travers toute une gamme de fréquence, dissipant l'énergie à la première, seconde et aux fréquences de résonance plus hautes de la table. De plus, les performances ne sont pas compromises lorsqu'un poids est ajouté sur la table.

### 6.2.3. Test de compliance réalisé par la société TMC

Un test de compliance est réalisé en tapant sur la table avec un marteau de test d'impact qui mesure le niveau de la force d'impact. De ce fait, plusieurs modes de la table sont excités aux fréquences de résonance de celle-ci et la réponse de la table est mesurée avec un accéléromètre posé sur la table le plus proche possible du lieu de l'impact.

Afin d'analyser les données issues de ce test, une courbe représentant la déflexion de la table (en m/N) pour une large gamme de fréquence est tracée: on appelle cette courbe une courbe de compliance. Chaque mode de résonance de la table apparaît comme un pic dans la courbe à sa fréquence de résonance.

Pour réaliser une mesure de la courbe de compliance en configuration libre, la société TMC supporte les tables en quatre points avec des isolateurs pneumatiques le long des deux lignes nodales situées à 22% des deux extrémités des tables [72].

La figure 6.1 [72] montre des courbes de compliance mesurées par la société TMC pour une table avec un niveau d'amortissement faible (afin de mettre en valeur les pics de résonance) et la figure 6.2 [72] montre les quatre premiers modes d'une table en configuration libre. Les pics de la figure 6.1 correspondent aux modes de la figure 6.2.

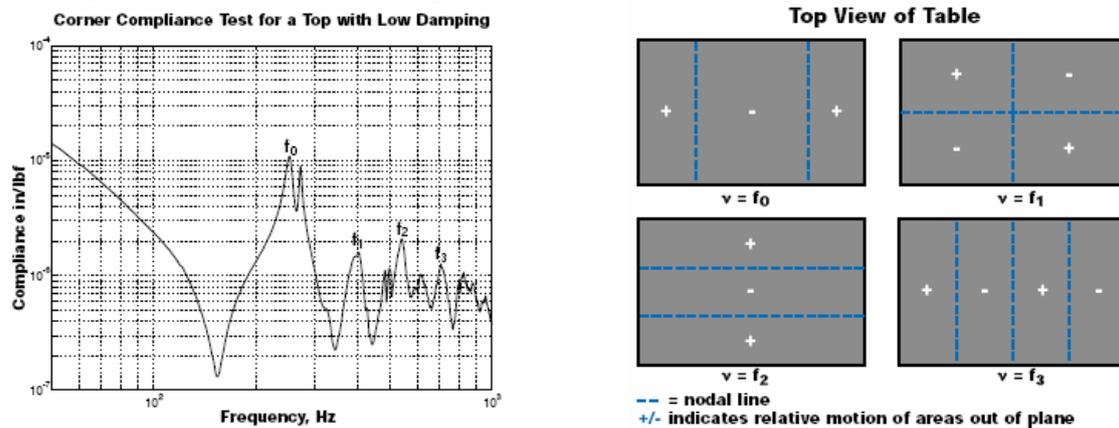


Figure 6.1: Compliance avec amortissement faible Figure 6.2 : Premiers modes d'une table

Dans les figures 6.3, 6.4 et 6.5 [84] ci-dessous sont montrées les courbes de compliance mesurées par la société TMC pour des tables en nids d'abeilles avec les trois niveaux d'amortissement disponibles : niveau d'amortissement nominal, niveau d'amortissement standard et niveau d'amortissement maximal respectivement.

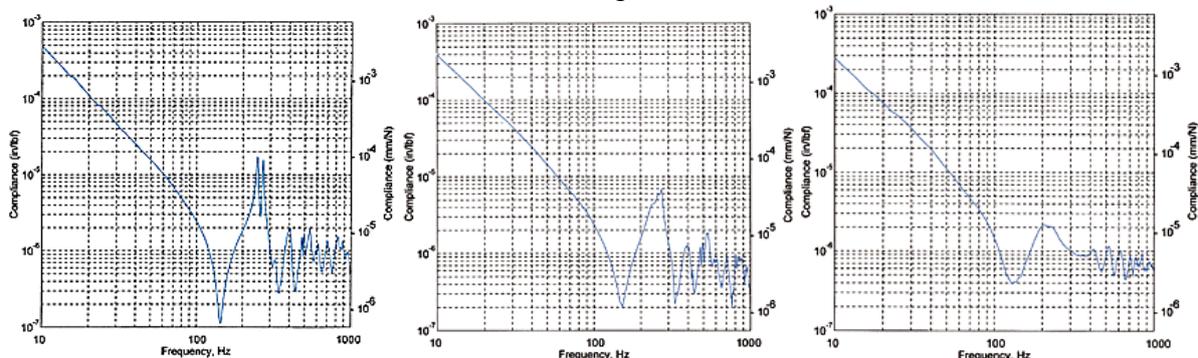


Figure 6.3: Nominal

Figure 6.4: Standard

Figure 6.5: Maximum

La courbe de compliance est principalement utilisée pour montrer le niveau d'amortissement d'une table. Plus haut est le niveau d'amortissement, plus faible est le pic dans la courbe de compliance, et plus rapidement la table cessera d'osciller après un impact.

### 6.2.4. Conclusion

La table CLIC en nid d'abeilles de la société TMC est une très bonne candidate pour le projet ATF2.

En effet, la technique d'amortissement à grande largeur de bande utilisée par la société TMC est la façon la plus efficace pour amortir un support et elle est très bien adaptée à notre application à cause de l'évolution de la fréquence de résonance de la table avec les conditions aux limites et du poids (voir chapitre 6.3).

Aussi, la longueur de la table CLIC correspond à celles des doublets finaux et la largeur est suffisante pour poser ces aimants.

De plus, la table CLIC est faite en acier inoxydable non magnétique. Par conséquent, cette table est très rigide et peut être posée à côté d'aimants où règnent de forts champs magnétiques.

Pour finir, il n'existe pas d'autres tables en nids d'abeilles chez la société TMC constituées d'acier inoxydable non magnétique avec des fréquences de résonance plus hautes et avec un facteur Q d'amplification plus faible et ayant une taille adaptée à la taille des doublets finaux d'ATF2.

## 6.3. Simulation de l'évolution des fréquences de résonance de la table CLIC

La première fréquence de résonance de la table CLIC a été mesurée par la société TMC en configuration libre et est garantie d'être à 230Hz minimum.

Mais la table CLIC doit être fixée au sol afin d'avoir le même mouvement que celui-ci. Donc la table ne sera plus en configuration libre mais en configuration fixe et sa première fréquence de résonance ne sera donc plus la même.

Aussi, la table devra supporter les doublets finaux qui ont un poids total de 1400kg. Parce que la table ne pèse que 700kg, ses fréquences de résonances seront bien plus basses lorsque les doublets finaux seront posés sur celle-ci.

Afin de se faire une idée de l'évolution des fréquences de résonance pour différentes conditions aux limites lorsqu'un poids de 1700kg est posé sur la table et lorsqu'il n'y en a pas, un simple bloc plein représentant la table CLIC a été simulé par éléments finis avec les paramètres décrits ci-dessous :

- *Dimensions*: les mêmes que celles de la table CLIC (240\*90\*60cm)
- *Densité*: calculée afin d'obtenir le poids de la table CLIC (700kg)
- *Module de Young (rigidité)*: choisi pour obtenir la première fréquence de résonance de la table CLIC en configuration libre (230Hz)

Ensuite, différentes conditions aux limites et des masses ayant un poids total de 1700kg ont été ajoutées à la simulation du bloc.

### 6.3.1. Table fixée ou posée à ses angles sur quatre supports rigides

Tout d'abord, la table CLIC a été simulée avec quatre supports rigides fixés (ou posés: équivalent en simulation) à ses angles et fixés (ou posés) au sol: les six degrés de libertés ont été bloqués à un point pour chaque angle du bloc.

### 6.3. Simulation de l'évolution des fréquences de résonance de la table CLIC

La simulation a été réalisée sans poids et avec un poids de 1400kg posé sur la table: ce poids a été simulé par quatorze masses étalées en deux rangées le long d'une face du bloc.

Les résultats de la simulation sont montrés dans les figures 6.6 et 6.7 ci-dessous avec et sans les masses respectivement :

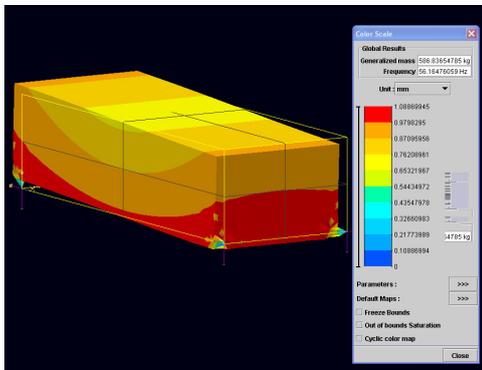


Figure 6.6: Bloc sans masses fixé à un point pour chaque angle

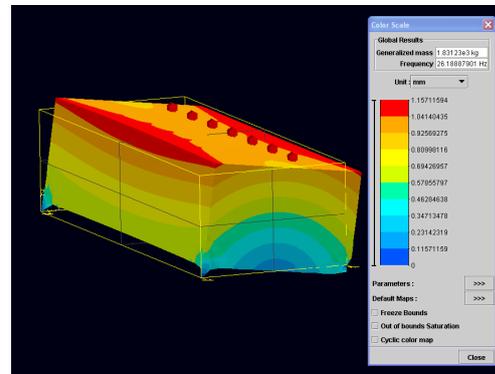


Figure 6.7: Bloc avec masses de 1400kg fixé à un point pour chaque angle

La première fréquence de résonance simulée est à 56,2Hz lorsqu'il n'y a pas de masses sur la table et descend à 26,2Hz quand les masses de 1400kg sont posées dessus.

#### 6.3.2. Table fixée directement au sol sur une face entière

Maintenant, une autre simulation a été réalisée avec la table CLIC fixée directement au sol sur une face entière : les six degrés de liberté ont été bloqués sur une face entière du bloc.

Comme précédemment, la simulation a été réalisée sans poids et avec quatorze masses étalées en deux rangées le long d'une face du bloc.

Les résultats de la simulation sont montrés dans les figures 6.8 et 6.9 ci-dessous avec et sans les masses respectivement :

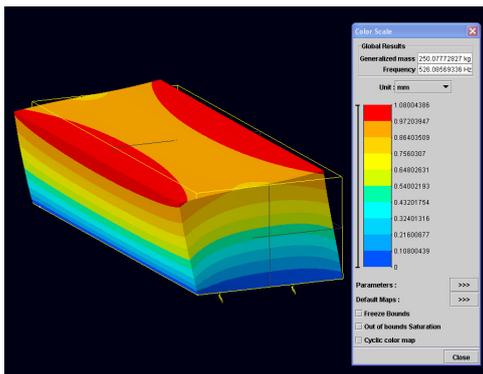


Figure 6.8: Bloc sans masses fixé sur une face entière

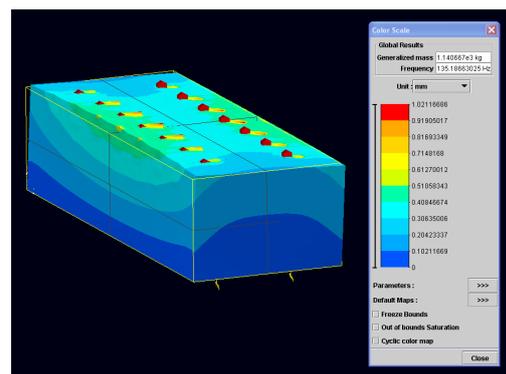


Figure 6.9: Bloc avec masses de 1400kg fixé sur une face entière

La première fréquence de résonance simulée est à 526,1Hz lorsqu'il n'y a pas de masses sur la table et descend à 135,2Hz quand les masses de 1400kg sont posées dessus.

### 6.3.3. Conclusion

En simulation, la première fréquence de résonance de la table CLIC sans poids sur celle-ci a été fixée à 230Hz en configuration libre, ce qui correspond à la première fréquence de résonance mesurée par la société TMC avec ces conditions aux limites.

Lorsque la table est fixée sur quatre supports rigides à ses angles, la première fréquence de résonance simulée est de 56Hz, ce qui est relativement faible et bien plus faible que lorsque la table est en configuration libre. Par conséquent, ces conditions aux limites dégradent les performances de la table. Quand des masses d'un poids total de 1400kg sont ajoutées sur la table, la valeur de la première fréquence de résonance est divisée par deux.

Les mesures de vibration réalisées sur le sol et sur la table avec ces conditions aux limites montreront si le mouvement relatif entre la table et le sol est proche ou non des tolérances d'ATF2.

A l'inverse, la première fréquence de résonance simulée de la table CLIC fixée directement au sol sur toute une face est de 526Hz, valeur bien plus élevée par rapport à celle obtenue lorsque la table est en configuration libre. Par conséquent, ces conditions aux limites augmentent les performances de la table. Quand les masses de 1400kg sont ajoutées sur la table, la première fréquence de résonance chute à 135Hz. Cette fréquence est encore suffisamment élevée car à partir de 100Hz, le mouvement du sol est bien plus faible que les tolérances de mouvement relatif imposées.

## 6.4. Mesures du comportement vibratoire de la table CLIC

Un test rapide et facile a été réalisé en posant la table sur quatre supports rigides à ses angles et en faisant des mesures de vibrations avec et sans masses de plomb posées sur la table.

Les résultats obtenus ont été comparés avec et sans masses posées sur la table dans l'objectif :

1. D'apprendre sur la transmission des vibrations entre la table et le sol et sur les fréquences de résonance lorsque la table est fixée au sol à ses quatre angles
2. De conclure sur la pertinence des simulations réalisées au niveau de l'évolution de la fréquence de résonance avec les différentes conditions aux limites et du poids

Pour le premier point, les cohérences entre la table et le sol et les fonctions de transfert de la table ont été calculées à partir des mesures de vibrations réalisées sur le sol et sur la table avec le mouvement du sol comme seule source d'excitation.

Afin d'obtenir une consistance au niveau des fréquences de résonance obtenues par le calcul des fonctions de transfert de la table, une autre technique appelée "test de compliance" (voir chapitre 6.2.3) a été utilisée pour mesurer ces fréquences de résonance et les résultats obtenus par ces deux méthodes ont été comparés.

Pour le deuxième point, une comparaison a été réalisée entre les simulations et les mesures sur l'évolution de la première fréquence de résonance de la table pour deux conditions aux limites différentes (table en configuration libre et table fixée à ses quatre angles) et pour deux poids différents sur la table (sans poids et poids de 1400kg).

### 6.4.1. Table fixée sur quatre supports rigides à ses angles

Parce que la table est très lourde (700kg), des supports en acier ont été choisis comme supports rigides pour la table.

Afin de ne pas détériorer la transmission des vibrations entre la table et le sol, les supports rigides fabriqués au LAPP ont une épaisseur très faible (7mm) avec une précision d'un dixième de millimètre. En effet, un support ayant une hauteur élevée engendre généralement une amplification du mouvement du sol.

Quatre supports rigides ont été posés entre le sol et les angles de la table. Parce que le sol n'est pas parfaitement plat, une cale d'une épaisseur de 0,1mm a été rajoutée entre un support et un angle de la table.

Le rajout de cette cale peut ne pas être suffisant car un jeu d'un micromètre peut détériorer la transmission des vibrations entre la table et le sol [85].

Dans la figure 6.10 ci-dessous est montrée la table posée sur ses quatre supports:

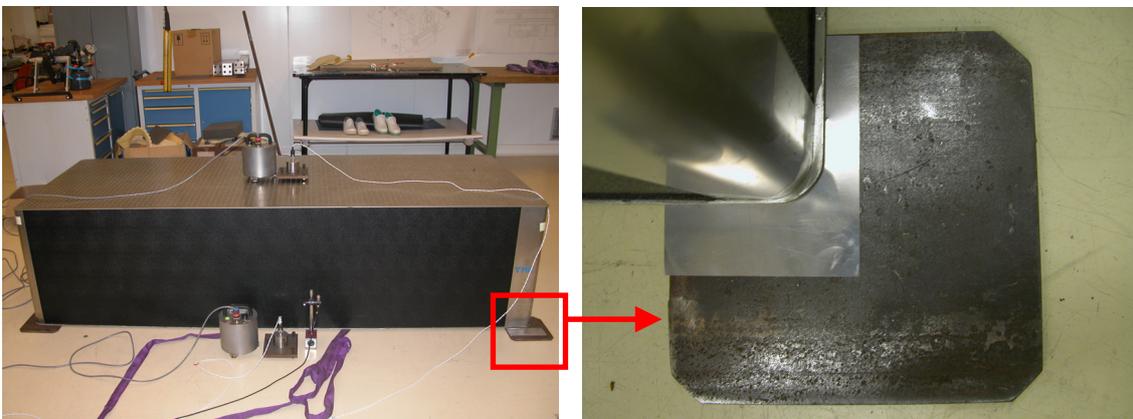


Figure 6.10: Photographies de la table posée sur quatre supports en acier à ses angles

### 6.4.2. Installation expérimentale

Dans ce chapitre est décrite l'installation expérimentale réalisée pour étudier la transmission des vibrations entre la table et le sol et pour étudier les fréquences de résonance de la table avec deux techniques différentes pour la consistance des résultats.

#### Transmission des vibrations et fréquences de résonance de la table

L'installation expérimentale permettant la réalisation des mesures de fonctions de transfert de la table a été faite dans la salle de travail LAVISTA.

Parce que le mouvement relatif vertical entre la table et le sol doit être inférieur à six nanomètres au-dessus de 0,1Hz et parce que le mouvement du sol est bien plus faible que ces tolérances au-dessus de 100Hz, les vibrations verticales de la table et du sol ont été mesurées entre 0,1Hz et 100Hz.

Deux types de capteurs ont été nécessaires pour mesurer de façon précise les vibrations verticales de la table et du sol dans cette large bande. Les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et les accéléromètres piézoélectriques ENDEVCO 86 ont été utilisés pour mesurer les vibrations entre 0,033Hz et 40Hz et entre 40Hz et 100Hz respectivement.

Dans la figure 6.11 ci-dessous les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et les accéléromètres ENDEVCO 86 posés sur le sol et sur la table ont été photographiés dans le cas de figure où des masses de plomb d'un poids total de 1400kg étaient posées sur la table (pour

le cas de figure où aucun poids n'était posé sur la table, voir la photographie de gauche de la figure 6.10).



*Figure 6.11: Photographie de l'installation expérimentale réalisée pour mesurer les vibrations du sol et de la table lorsque des masses de plomb étaient posées sur la table*

La photographie de gauche montre la table sans poids sur elle et la photographie de droite montre des masses de plomb posées sur deux rangées le long de la table comme dans les simulations réalisées.

Un capteur de vitesse GURALP CMG-40T et un accéléromètre ENDEVCO 86 sont posés côte-à-côte au milieu de la table afin de se placer dans le cas de figure où les vibrations sont les plus importantes. En effet, le ventre du premier mode se situe à cet endroit.

Un autre capteur de vitesse GURALP CMG-40T et un autre accéléromètre ENDEVCO 86 sont posés côte-à-côte sur le sol au milieu de l'axe longitudinal de la table.

Deux acquisitions simultanées des mesures des quatre capteurs, avec et sans les masses de plomb posées sur la table, ont été réalisées par le système d'acquisition PULSE.

Ces acquisitions ont été réalisées après les heures de travail et lorsque personne n'était présent dans la salle de travail LAVISTA afin de ne pas avoir d'influence du bruit acoustique sur les vibrations de la table, ce qui fausserait dans ce cas les mesures réalisées des fonctions de transfert de la table.

Egalement, la ventilation a été coupée et toutes les portes fermées quatre heures avant les mesures pour ne pas avoir de changements de température transitoires et de fluctuations de pression barométrique pouvant ajouter du bruit dans les basses fréquences et fausser les mesures de fonction de transfert.

### **Consistance des mesures de fréquence de résonance**

L'installation expérimentale permettant la réalisation des tests de compliance a également été faite dans la salle LAVISTA. Dans la figure 6.12 ci-dessous, la table a été photographiée avec trois accéléromètres du modèle 4507B3 et un marteau de test d'impact du modèle 2302-10:

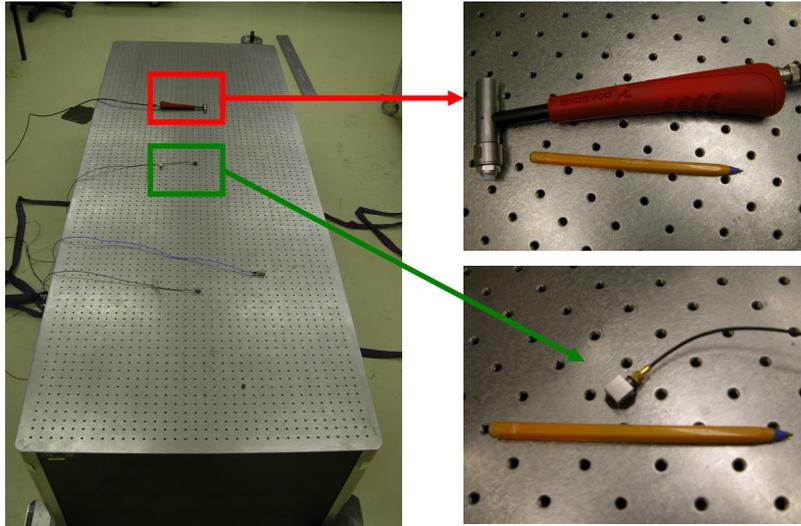


Figure 6.12: Photographies de l'installation expérimentale faite pour réaliser des tests de compliance

La photographie de gauche montre la table avec trois accéléromètres du modèle 4507B3 et un marteau de test d'impact du modèle 2302-10.

Sur la photographie située en haut à droite et sur celle située en bas à droite, le marteau et l'accéléromètre ont été photographiés avec un stylo afin de se faire une idée de leur taille.

Les mesures de l'accéléromètre posé au centre de la table ont été acquises afin d'être dans la configuration où les vibrations sont les plus importantes comme dans le cas des mesures des fonctions de transfert de la table.

Deux acquisitions simultanées de l'accéléromètre et du marteau de test d'impact, avec et sans les masses de plomb posées sur la table, ont été réalisées par le système PULSE. Les masses sur la table étaient posées de façon identique que pour les mesures des fonctions de transfert de la table.

### 6.4.3. Cohérences entre les vibrations de la table et du sol

Il est très important de calculer la cohérence entre les vibrations de la table et du sol afin d'étudier la linéarité de la transmission des vibrations entre le sol et la table et de savoir si les mesures ont été contaminées par du bruit instrumental. Pour séparer l'impact de ces deux effets sur la cohérence, une étude sur les rapports signaux sur bruit instrumental a également été réalisée et est montrée dans l'annexe A.

Ainsi, à partir des mesures de vibrations réalisées sur le sol et sur la table avec les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et les accéléromètres ENDEVCO 86, la cohérence entre les vibrations de la table et du sol a été calculée dans deux cas de figure : lorsqu'aucun poids n'était posé sur la table et lorsque les masses de plomb étaient posées dessus. Les résultats sont montrés dans la figure 6.13 ci-dessous :

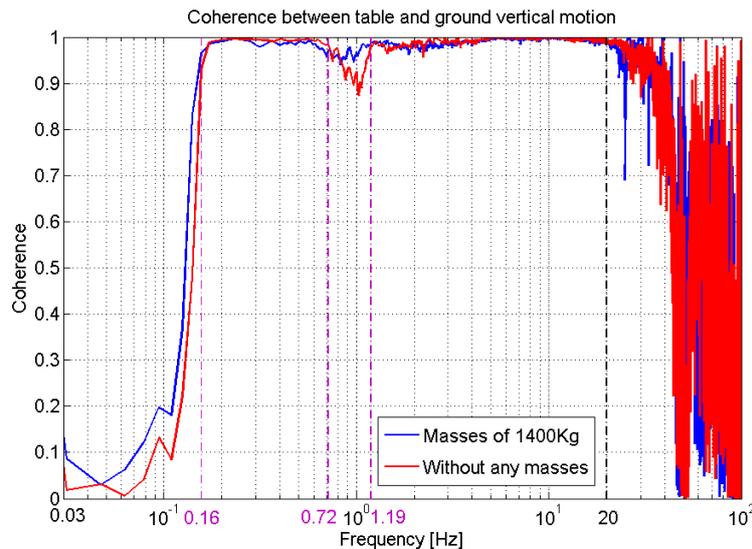


Figure 6.13: Cohérences entre les vibrations de la table et du sol

En dessous de 0,16Hz, les deux cohérences chutent: ceci est dû au bruit interne des capteurs de vitesse GURALP CMG-40T (voir annexe A).

Entre 0,16Hz et 20Hz, les deux cohérences sont très bonnes (excepté entre 0,72Hz et 1,19Hz où les cohérences sont légèrement en-dessous de 1 une fois encore à cause du bruit interne des capteurs de vitesse Guralp CMG-40T : voir annexe A). Par conséquent, la transmission des vibrations entre le sol et la table est très bonne dans cette gamme de fréquence.

Au dessus de 20Hz, les deux cohérences chutent mais ceci n'est pas lié au bruit interne des capteurs. Egalement, les conditions expérimentales et environnementales étaient très bonnes. Ainsi, cette chute de cohérence doit être due à une non-linéarité dans la transmission des vibrations entre le sol et la table car les supports ne sont pas fixés à ces deux éléments

#### 6.4.4. Fonctions de transfert de la table

Afin de montrer les amplifications ou les amortissements des vibrations du sol sur la table au-dessus de 20Hz, la magnitude des fonctions de transfert a été calculée.

Pour identifier si ces amplifications ou ces amortissements sont dus à une non-linéarité de la transmission des vibrations entre le sol et la table ou sont plutôt dus aux fréquences de résonances de la table, la phase des fonctions de transfert de la table a été calculée.

Ces deux calculs ont été réalisés à partir des mêmes mesures utilisées pour calculer les cohérences entre la table et le sol. Ils doivent être analysés au-dessus de 0,17Hz car les mesures sont bruitées en-dessous. Notons que les mesures sont un peu bruitées autour de 1Hz, mais l'impact sur les fonctions de transfert est relativement négligeable.

Dans les figures 6.14 et 6.15 ci-dessous sont montrées les magnitudes et les phases des fonctions de transfert de la table respectivement entre 0,17Hz et 100Hz dans deux cas de figure : lorsqu'aucun poids n'était posé sur la table et lorsque les masses de plomb étaient posées dessus. Dans la figure 6.16, un zoom de la figure 6.15 a été réalisé.

## 6.4. Mesures du comportement vibratoire de la table CLIC

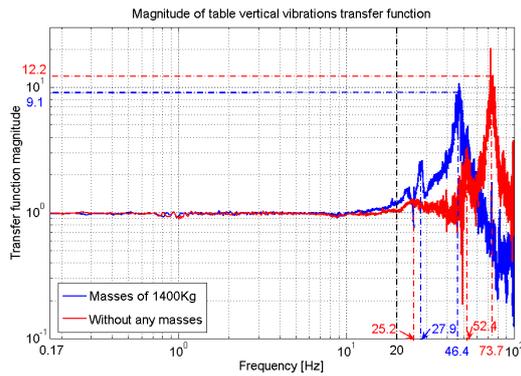


Figure 6.14: Magnitude fonction de transfert

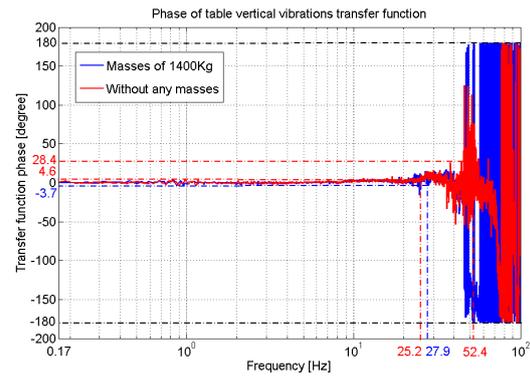


Figure 6.15: Phase fonction de transfert

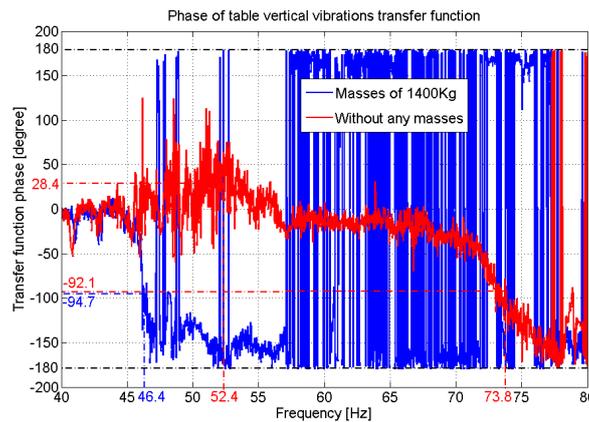


Figure 6.16: Phase des fonctions de transfert (zoom de la figure 6.15)

Dans la figure 6.14, les courbes bleue et rouge représentent la magnitude de la fonction de transfert de la table avec et sans masses respectivement alors que dans les figures 6.15 et 6.16, les courbes bleue et rouge représentent respectivement la phase de la fonction de transfert de la table avec et sans masses respectivement.

La figure 6.14 montre que les magnitudes des deux fonctions de transfert sont autour de 1 jusqu'à 20Hz et augmentent au-dessus de cette fréquence. Ainsi, la table n'amplifie pas les vibrations du sol jusqu'à 20Hz mais les amplifie au-dessus. Similairement, les deux cohérences entre les vibrations de la table et du sol sont autour de 1 jusqu'à 20Hz et chutent au-dessus (voir figure 6.13), ce qui montre une non-linéarité dans la transmission des vibrations entre le sol et la table au-dessus de 20Hz.

La magnitude de la fonction de transfert sans masses sur la table montre un important pic d'amplification entre 60Hz et 100Hz avec un facteur d'amplification qui monte jusque 12 à 74Hz. De plus petits pics d'amplification sont présents à 25Hz et 52Hz.

La magnitude de la fonction de transfert avec masses sur la table montre un important pic d'amplification entre 30Hz et 70Hz avec un facteur d'amplification qui monte jusque 9 à 46Hz. Un plus petit pic d'amplification est présent à 28Hz.

La figure 6.16 montre que les deux importants pics d'amplification à 46Hz et 74Hz de la figure 6.14 ont tous les deux une phase de  $90^\circ$  qui est typique pour une fréquence de résonance. Donc ces deux pics sont des fréquences de résonance.

La figure 6.15 montre que les deux petits pics d'amplification à 25Hz et 52Hz de la figure 6.14 ont une phase de 5 degrés et de 26 degrés respectivement tandis que celui à 28Hz possède une phase de -4 degrés. Donc, ces quatre pics ne sont pas des fréquences de résonance et sont par conséquent dus à une non-linéarité dans la transmission des vibrations entre le sol et la table parce que les supports ne sont pas fixés à ces deux éléments.

### 6.4.5. Consistance des mesures de fréquences de résonance

Dans le but d'obtenir une consistance des fréquences de résonance obtenues par le calcul des fonctions de transfert de la table, les courbes de compliance ont été calculées à partir du test de compliance et les fréquences de résonance obtenues par ces deux méthodes ont été comparées.

#### Courbes de compliance

Dans la figure 6.17 ci-dessous, la courbe de compliance calculée à partir du test de compliance est montrée pour deux cas de figure: la table avec et sans les masses de 1400kg sur elle.

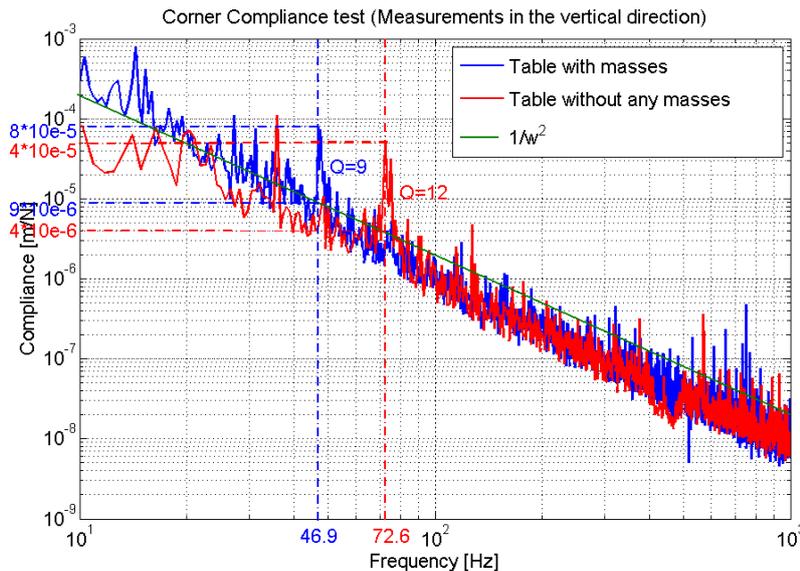


Figure 6.17: Courbes de compliance obtenues à partir des tests de compliance

Dans la figure 6.17, les courbes bleues et rouges représentent les courbes de compliance avec et sans masses sur la table respectivement. La courbe verte avec une pente en  $1/w^2$  représente le mouvement de la table si celle-ci était parfaitement rigide, donc sans fréquences de résonance (voir annexe B).

Les courbes bleues et rouges montrent un pic à 46,9Hz et 72,9Hz respectivement. Ces pics sont donc les résonances du premier mode de la table avec et sans masses sur elle respectivement.

Grâce à la courbe avec une pente en  $1/w^2$ , le facteur Q d'amplification a été calculé pour ces deux fréquences de résonance (voir annexe B) : il est de 9 pour la fréquence de résonance à 46,9Hz et de 12 pour celle à 72,6Hz.

#### Comparaison des fonctions de transfert de la table

Dans le tableau 6.2 ci-dessous, les fréquences de résonance obtenues à partir des courbes de compliance ont été comparées à celles obtenues à partir des fonctions de transfert :

Résonances		Méthodes	Fonctions de transfert de la table	Courbes de compliance
Valeur (Hz)	Masses		46,4	46,9
	Sans masses		73,7	72,6
Facteur Q	Masses		9	9
	Sans masses		12	12

Tableau 6.2 : Fréquences de résonance obtenues à partir des courbes de compliance et des fonctions de transfert

Le tableau 6.2 montre que les premières fréquences de résonance obtenues à partir des mesures de fonction de transfert et des mesures de courbes de compliances sont les mêmes pour les deux cas de figure : table avec et sans masses de 1400kg posées sur elle. Pour préciser, les valeurs des fréquences de résonance et les facteurs d'amplification Q sont identiques.

Pour conclure, ces deux méthodes complètement différentes donnent de la consistance dans les mesures des fréquences de résonance. Par conséquent, il peut être dit pour sûr que les mesures de ces deux fréquences de résonance (valeur et facteur d'amplification Q) sont très précises.

#### 6.4.6. Comparaison entre les fréquences de résonance mesurées et simulées

Une simulation simple de la table CLIC a été réalisée dans le chapitre 6.3 afin de se donner une idée de l'évolution de la première fréquence de résonance pour différentes conditions aux limites lorsqu'un poids de 1700kg est posé sur la table et lorsqu'il n'y en a pas.

Dans le tableau 6.3 ci-dessous, une comparaison est réalisée entre les simulations et les mesures sur l'évolution de cette première fréquence de résonance. Dans ce tableau, la configuration fixe est la table fixée à ses quatre angles. Les mesures n'ayant pas été réalisées avec la table fixée directement au sol sur toute une surface, elles ne figurent pas dans ce tableau. La référence pour la comparaison entre mesures et simulations est la première fréquence de résonance en configuration libre (mesurée par la société TMC) car nous nous sommes calés sur 230Hz pour la simulation du bloc.

Première fréquence de résonance		Mesurée	Simulée
Configuration libre		230Hz (référence)	
Configuration fixe	Sans poids	74Hz (68%)	56Hz (76%)
	Poids de 1400kg	46Hz (80%)	26Hz (89%)

Tableau 6.3: Evolution de la fréquence de résonance avec conditions aux limites et poids

Le tableau 6.3 montre que sans masses posées dessus, quand la table passe d'une configuration libre à une certaine configuration fixe (table fixée à ses quatre angles), sa première fréquence de résonance mesurée passe de 230Hz à 74Hz (68%) tandis que sa première fréquence de résonance simulée passe de 230Hz à 56Hz (76%).

Ainsi, l'évolution de la première fréquence de résonance de la table avec les conditions aux limites est à peu près la même pour les mesures et les simulations.

Similairement, avec des masses de 1400kg posées dessus, quand la table passe d'une configuration libre à la configuration fixe mentionnée ci-dessus, sa première fréquence de

résonance mesurée passe de 230Hz à 46Hz (80%) tandis que sa première fréquence de résonance simulée passe de 230Hz à 26Hz (89%).

Ainsi, l'évolution de la première fréquence de résonance de la table avec du poids est à peu près la même pour les mesures et les simulations.

Par conséquent, parce qu'il a été prouvé que les mesures des fréquences de résonance réalisées étaient précises et parce que l'évolution de la fréquence de résonance avec les conditions aux limites et du poids est à peu près la même pour les mesures et les simulations, le but de la simulation réalisée est atteint.

### 6.4.7. Conclusion

La première fréquence de résonance de la table posée sur quatre supports à ses angles a été mesurée par deux méthodes différentes, le test de compliance et le calcul de fonction de transfert, et pour deux cas de figure: lorsqu'aucun poids n'était posé sur la table et lorsque les masses de plomb étaient posées dessus.

Ces deux méthodes permettent d'obtenir une consistance de la valeur des fréquences de résonance et du facteur d'amplification Q mesurés.

Sans poids sur la table, la première fréquence de résonance est de 74Hz et est donc bien plus basse que lorsque la table est en configuration libre (230Hz).

Cette fréquence de résonance a une largeur de bande de [60; 100] Hz avec un facteur Q d'amplification de 12, valeur bien plus élevée que lorsque la table est en configuration libre (1,5)

Cette fréquence de résonance chute à 46Hz lorsqu'un poids de 1400kg, qui correspond au poids total des doublets finaux, est posé sur la table.

Cette fréquence de résonance a une largeur de bande de [30; 100] Hz avec un facteur Q d'amplification de 9.

Egalement, la fonction de transfert de la table a montré une amplification du mouvement du sol sur la table à des fréquences autre que des fréquences de résonance. Ces amplifications sont dues à la non-linéarité de la transmission des vibrations entre le sol et la table parce que les supports ne sont pas fixés à ces deux éléments.

Pour finir, une comparaison a été réalisée entre les simulations et les mesures sur l'évolution de la première fréquence de résonance de la table pour deux conditions aux limites différentes (table en configuration libre et table fixée à ses quatre angles) et pour deux poids différents sur la table (sans poids et poids de 1400kg).

La comparaison montre que les simulations réalisées donnent une bonne idée de l'évolution des fréquences de résonance avec les conditions aux limites et du poids.

Par conséquent, on peut avoir confiance en la simulation réalisée de la première fréquence de résonance de la table fixée directement au sol sur toute une face même si les caractéristiques de cette première fréquence de résonance n'ont pas été vérifiées expérimentalement.

## 6.5. Mouvement relatif entre la table CLIC et le sol à ATF2

Dans ce chapitre, le mouvement relatif entre la table et le sol attendu à ATF2 lorsque la table est posée sur quatre supports à ses angles a été calculé à partir des fonctions de transfert de la table mesurées au LAPP et à partir des données de vibrations du sol d'ATF.

Notons que le sol d'ATF2 aura le même comportement vibratoire que celui d'ATF et que les amplitudes de mouvement devraient être les mêmes sur les deux sols. Ainsi, les données de vibrations du sol d'ATF ont pu être utilisées pour prédire le mouvement relatif entre la table et le sol à ATF2.

Le but de ces calculs est de savoir si le mouvement relatif est proche ou non des tolérances lorsque la table est fixée au sol à ses quatre angles et donc de conclure sur les conditions aux limites à adopter.

### 6.5.1. Mouvement du sol à ATF

Afin d'avoir les vibrations du sol à ATF de 0,1Hz à 100Hz, l'équipe KEK nous a donnée les fichiers de données des vibrations du sol d'ATF de deux types de capteurs.

Un fichier de données provient de mesures réalisées le 31 octobre 2006 avec un sismomètre de type STS-2 [86]. Ce type de capteur peut mesurer précisément les vibrations du sol de 0,1Hz à 50Hz. En dessous de 0,1Hz, le signal est dominé par le bruit interne du capteur et au-dessus de 50Hz, la sensibilité de ce capteur chute.

L'autre fichier de données provient de mesures réalisées le 11 février 2004 avec un accéléromètre servo [87]. Ce type de capteur peut mesurer précisément les vibrations du sol de 3Hz à 100Hz. En dessous de 3Hz, le signal est dominé par le bruit interne du capteur et au-dessus de 100Hz, la sensibilité de ce capteur chute.

A partir de ces deux fichiers de données, les DSP du mouvement du sol à ATF ont été calculées. Les résultats sont montrés dans la figure 6.18 ci-dessous :

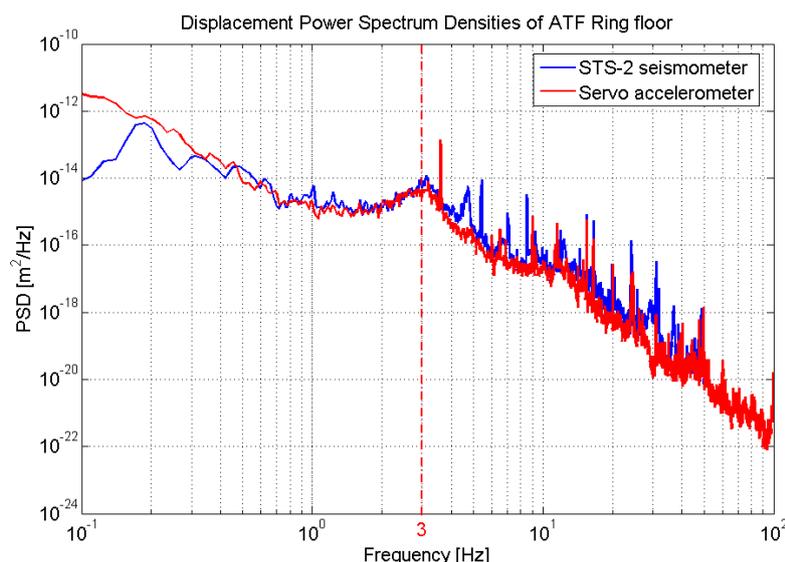


Figure 6.18: DSP du mouvement du sol à ATF mesurées avec un sismomètre de type STS-2 et un accéléromètre servo

Ces deux courbes montrent que le mouvement du sol était à peu près le même pour ces deux mesures (Rappelons que l'accéléromètre servo ne peut mesurer précisément le

mouvement du sol qu'au-dessus de 3Hz et qu'il ne faut donc pas tenir compte des données en dessous de cette fréquence).

Par conséquent, pour obtenir les vibrations du sol à ATF de 0,1Hz à 100Hz, il a été utilisé:

- De 0,1Hz à 50Hz : Les mesures du sismomètre STS-2
- De 50Hz à 100Hz : Les mesures de l'accéléromètre servo

La DSP du mouvement du sol à ATF est tracée dans la figure 6.19 ci-dessous en intégrant en une courbe les données du sismomètre STS-2 et les données de l'accéléromètre servo :

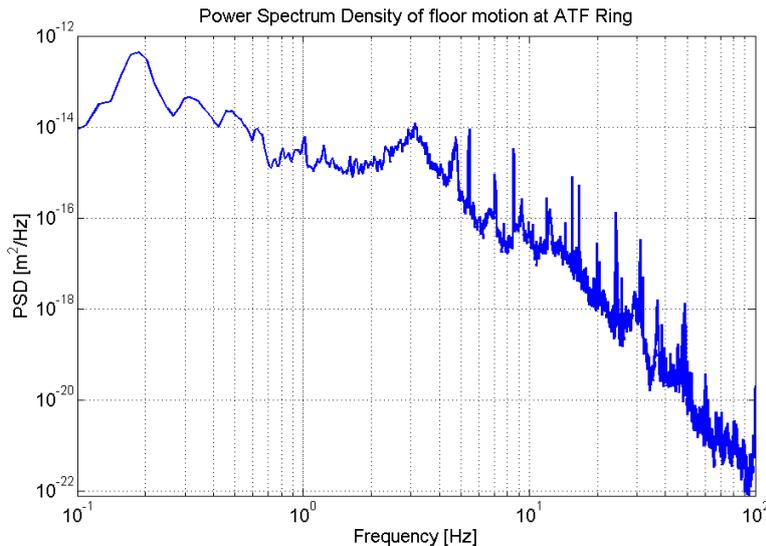


Figure 6.19: DSP du mouvement du sol à ATF (mesurée avec un sismomètre STS-2 de 0,1Hz à 50Hz et avec un accéléromètre servo de 50Hz à 100Hz)

Pour donner une idée des déplacements intégrés du sol à ATF, le RMS intégré du mouvement du sol a été calculé. Le résultat est tracé dans la figure 6.20 ci-dessous :

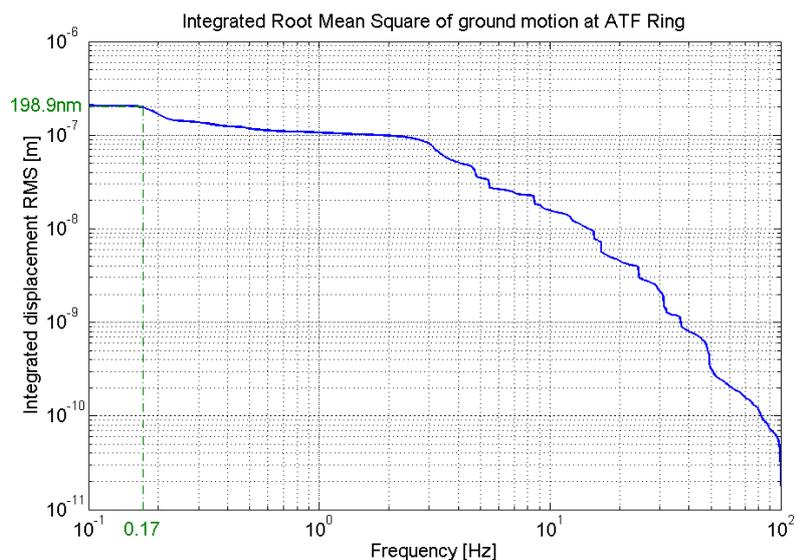


Figure 6.20: RMS intégré du mouvement du sol à ATF

Au dessus de 0,17Hz, le RMS intégré du mouvement du sol à ATF est quasiment de 200nm. Cette valeur est grande comparée à la tolérance de mouvement relatif à ATF2.

Par conséquent, le mouvement relatif entre la table et le sol doit être calculé afin de savoir si celui-ci est proche ou non des tolérances.

### 6.5.2. DSP du mouvement relatif entre la table et le sol à ATF2

La DSP du mouvement relatif entre la table et le sol attendue à ATF2 a été calculée à partir des fonctions de transfert de la table mesurées au LAPP et à partir de la DSP du mouvement du sol à ATF.

Les résultats sont montrés dans la figure 6.21 ci-dessous pour la table avec et sans les masses de 1400kg.

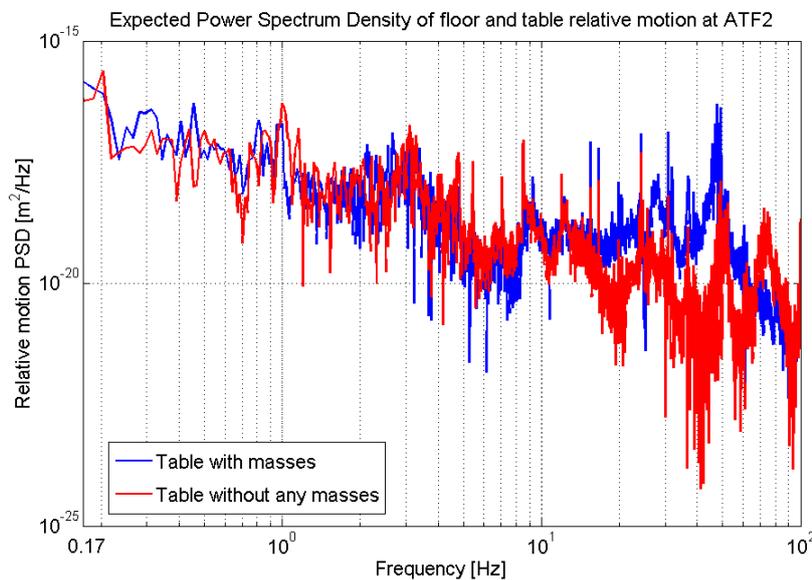


Figure 6.21: DSP du mouvement relatif entre la table et le sol attendues à ATF2

La DSP de mouvement relatif entre la table et le sol est inférieure lorsqu'il n'y a pas de masses sur la table à partir d'une dizaine d'Hertz, fréquences où commencent à apparaître les premières résonances.

### 6.5.3. RMS intégré du mouvement relatif entre la table et le sol à ATF2

#### Mouvement relatif de 0,1Hz à 100Hz

Afin d'obtenir le mouvement relatif intégré entre la table et le sol, le RMS intégré du mouvement relatif a été calculé pour deux cas de figure : la table avec et sans les masses de 1400kg sur elle. Les résultats sont montrés dans la figure 6.22 ci-dessous :

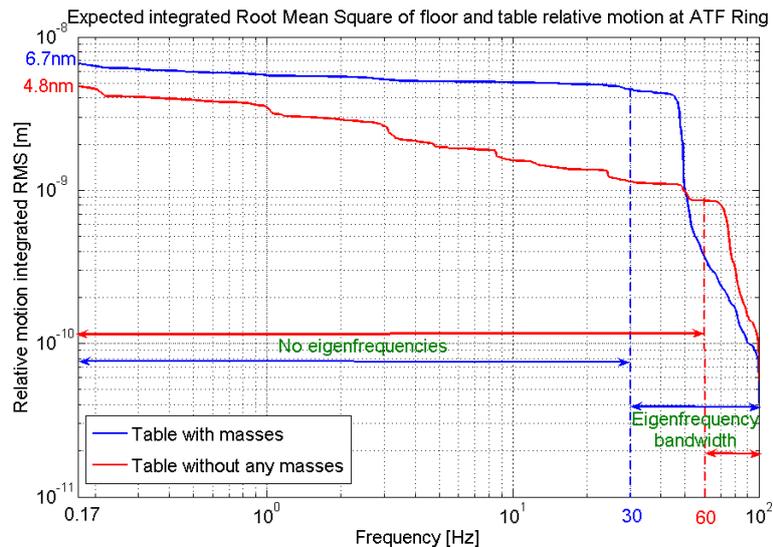


Figure 6.22: RMS intégré du mouvement relatif entre la table et le sol attendu à ATF2

Sans masses sur la table, le RMS intégré du mouvement relatif est de 4,8nm au-dessus de 0,17Hz et monte à 6,7nm quand les masses de 1400kg sont posées sur la table.

Ainsi, le mouvement relatif entre la table et le sol au-dessus de 0,17Hz est en-dessous des tolérances d'ATF2 lorsqu'il n'y a pas de poids sur la table mais dépasse légèrement ces tolérances quand on rajoute les masses de 1400kg.

### Mouvement relatif dû au basculement de la table sur ses supports

Maintenant, afin de quantifier le mouvement relatif entre la table et le sol qui est uniquement dû au fait que les supports ne sont pas fixés au sol et à la table, l'intégration des RMS du mouvement relatif a été réalisée dans les gammes de fréquence où il n'y a pas de fréquences de résonance, c'est-à-dire :

- [0,17 ; 60] Hz dans le cas de la table sans masses
- [0,17 ; 30] Hz dans le cas de la table avec les masses de 1400kg

Les résultats sont montrés dans la figure 6.23 ci-dessous:

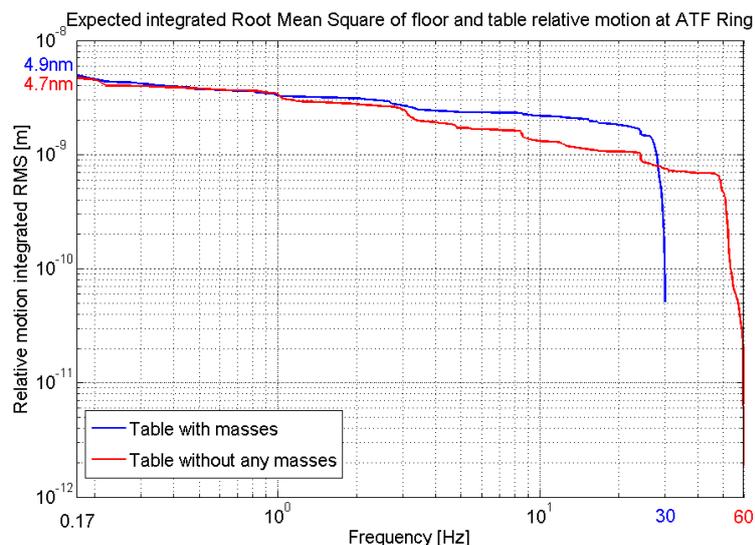


Figure 6.23: RMS intégrés du mouvement relatif entre la table et le sol attendu à ATF2 dans les gammes de fréquence où il n'y a pas de fréquences de résonance

## 6.5. Mouvement relatif entre la table CLIC et le sol à ATF2

La figure 6.24 montre que ce RMS intégré est de 4,9nm et de 4,7nm avec et sans masses respectivement. Ces deux valeurs sont quasiment les mêmes, ce qui semble normal car le mouvement relatif calculé n'est pas du aux résonances de la table mais est du uniquement au fait que les supports ne sont pas fixés à la table et au sol.

### Mouvement relatif dû à la première fréquence de résonance de la table

Pour finir, afin de savoir si le mouvement relatif entre la table et le sol est proche ou non des tolérances d'ATF2 lorsque la table est fixée sur quatre supports à ses angles, le mouvement relatif entre la table et le sol uniquement du aux résonances de la table à ses fréquences de résonance a été quantifié. Pour cela, l'intégration des RMS du mouvement relatif a été réalisée dans les largeurs de bande des fréquences de résonance, c'est-à-dire :

- [60 ; 100] Hz dans le cas de la table sans masses
- [30 ; 100] Hz dans le cas de la table avec les masses de 1400kg

Les résultats sont montrés dans la figure 6.24 ci-dessous:

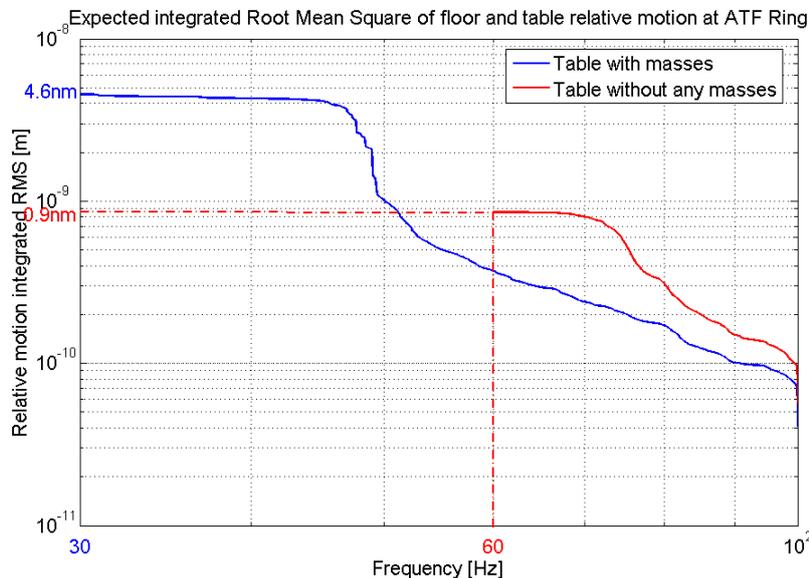


Figure 6.24: RMS intégrés du mouvement relatif entre la table et le sol attendu à ATF2 dans les largeurs de bande des fréquences de résonance

La figure 6.24 montre que les RMS intégrés du mouvement relatif entre la table et le sol uniquement du aux résonances de la table à ses fréquences de résonances sont de :

- 0,9nm sans poids sur la table, ce qui est bien en-dessous des tolérances d'ATF2
- 4,6nm avec un poids de 1400kg, valeur en-dessous mais proche des tolérances

### 6.5.4. Conclusion

Dans la largeur de bande totale, dans les largeurs de bande avec et sans fréquences de résonance, les valeurs des RMS intégrés du mouvement relatif entre la table et le sol attendues à ATF2 sont résumées dans le tableau 6.4 ci-dessous:

<b>RMS du mouvement relatif intégré</b>	<b>Total [0,17; 100] Hz</b>	<b>Sans fréquences de résonance</b>	<b>Fréquences de résonance</b>
<b>Sans masses</b>	4,8nm	[0,17; 60]Hz: 4,7nm	[60; 100]Hz: 0,9nm
<b>Masses de 1400kg</b>	6,7nm	[0,17; 30]Hz: 4,7nm	[30; 100]Hz: 4,6 nm

*Tableau 6.4: RMS intégrés du mouvement relatif entre la table et le sol d'ATF2*

Dans la largeur de bande où il n'y a pas de fréquences de résonance, les RMS intégrés de mouvement relatif sont proches des tolérances mais sont dus au fait que les supports ne sont pas fixés à la table et au sol. Par conséquent, ces résultats peuvent être améliorés en fixant ces supports.

Les résultats les plus importants sont les RMS intégrés du mouvement relatif uniquement dus aux résonances de la table à sa première fréquence de résonance et qui ne peuvent donc pas être diminués en gardant les mêmes conditions aux limites (table fixée à quatre supports à ses angles).

Sans poids sur la table, la première fréquence de résonance est élevée (74Hz) et induit donc un mouvement relatif intégré de 0,9nm seulement car l'amplitude du mouvement du sol décroît avec la fréquence.

Par contre, quand les masses de 1400kg sont posées sur la table, la première fréquence de résonance chute à 46Hz et induit donc un mouvement relatif intégré plus grand : 4,6nm.

Cette valeur est trop proche des tolérances d'ATF2 car une fixation imparfaite de la table au sol et des doublets finaux à la table ainsi que les résonances des doublets finaux peuvent rajouter du mouvement relatif. Ainsi le mouvement relatif entre les doublets finaux et le sol peut être au-dessus des tolérances d'ATF2.

## 6.6. Conclusion

La comparaison de trois principaux types de supports rigides disponibles dans le commerce a montré que la table en nids d'abeilles est un bon et le meilleur candidat comme support pour les doublets finaux.

L'équipe CLIC a prêtée à l'équipe LAVISTA une table en nid d'abeilles : l'étude de ses caractéristiques a montré que cette table est bien adaptée comme support pour les doublets finaux.

Un test rapide et facile a été réalisé en posant la table sur quatre supports rigides à ses angles. La première fréquence de résonance mesurée est à 74Hz avec un facteur d'amplification Q de 12. La valeur de cette fréquence de résonance est bien plus basse et son facteur Q bien plus élevé que lorsque la table est en configuration libre (fréquence de résonance à 230Hz et facteur Q de 1,5)

Ensuite, des masses de plomb ont été posées sur la table avec un poids total de 1400kg correspondant au poids total des doublets finaux : la première fréquence de résonance mesurée tombe à 46Hz et son facteur d'amplification est de 9.

Une comparaison a été réalisée entre les simulations et les mesures sur l'évolution de la première fréquence de résonance de la table pour deux conditions aux limites différentes (table en configuration libre et table fixée à ses quatre angles) et pour deux poids différents sur la table (sans poids et poids de 1400kg).

La comparaison montre que les simulations réalisées donnent une bonne idée de l'évolution de la fréquence de résonance avec les conditions aux limites et du poids.

Afin de savoir si le mouvement relatif entre la table et le sol est proche ou non des tolérances d'ATF2 (6nm) quand la table est fixée au sol à ses quatre angles, le RMS intégré du mouvement relatif entre la table (posée sur quatre supports à ses angles) et le sol du à la résonance de la première fréquence de résonance a été prédit sur le sol d'ATF2.

Sans poids sur la table, la première fréquence de résonance est élevée (74Hz) et induit donc un mouvement relatif intégré de 0,9nm seulement.

Par contre, quand les masses de 1400kg sont posées sur la table, la première fréquence de résonance chute à 46Hz et induit donc un mouvement relatif intégré plus grand : 4,6nm. Cette valeur est trop proche des tolérances d'ATF2 car une fixation imparfaite de la table au sol et des doublets finaux à la table ainsi que les résonances des doublets finaux peuvent rajouter du mouvement relatif. Ainsi le mouvement relatif entre les doublets finaux et le sol peut être au-dessus des tolérances d'ATF2.

Par conséquent et parce qu'il a été prouvé que les simulations réalisées donnaient une bonne idée de l'évolution des fréquences de résonance de la table CLIC avec les conditions aux limites et du poids, une simulation de la table CLIC fixée directement au sol sur toute une surface a été réalisée afin de savoir si sa première fréquence de résonance augmente avec ces conditions aux limites. Le mouvement relatif entre la table et le sol serait alors plus faible dans ce cas.

La simulation montre que la première fréquence de résonance est à 526Hz sans masses sur la table, valeur bien plus élevée par rapport à celle obtenue lorsque la table est en configuration libre.

Cette fréquence de résonance chute à 132Hz avec des masses de 1400kg posées sur la table mais est encore suffisamment élevée car le mouvement du sol est bien en-dessous des tolérances d'ATF2 au-dessus de 100Hz. Par conséquent, le mouvement relatif devrait être bien plus faible que ces tolérances.

Par conséquent et pour conclure, la table devrait être fixée directement au sol sur toute une surface. L'équipe KEK a trouvé un candidat pour fixer la table au sol: c'est du polymère en béton qui est une mixture entre de l'époxy et du sable. Ce polymère permet une fixation forte entre le métal et le béton. Une fixation des supports au sol avec de l'époxy est habituellement utilisée dans les tunnels d'accélérateurs.

A KEK, la fixation d'une structure au sol par ce polymère a été comparée avec la fixation traditionnelle avec des boulons permettant également une fixation forte. Les résultats montrent que l'amplification du mouvement du sol est faible et plus faible en utilisant le polymère en béton qu'en utilisant des boulons dans la gamme de fréquence où le mouvement du sol est le plus grand [88].

Ainsi, le polymère en béton est un très bon candidat pour fixer la table en nids d'abeilles directement au sol sur toute sa surface. Le comportement vibratoire de la table avec ce polymère sera tout de même étudié en réalisant des mesures de fonctions de transfert afin d'être sûr que ce polymère assure une bonne transmission des vibrations entre le sol et la table.

# Chapitre 7

## Conclusion générale

Le projet CLIC est un projet d'étude et mon travail a été de montrer si une stabilisation active des doublets finaux était possible ou non dans les tolérances imposées. Le travail a porté sur les mouvements verticaux car c'est dans cet axe que les contraintes sont les plus importantes: une stabilisation d'un cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz doit être effectuée. Nous avons travaillé sur des structures mécaniques élancées et en configuration encastrée-libre afin de se rapprocher du design des doublets finaux du projet final. C'est l'originalité de notre étude par rapport à celles faites auparavant.

Il a fallu tout d'abord trouver des capteurs de vibration et des actionneurs répondant au cahier des charges pour le rejet actif de vibrations, les critères les plus sévères étant la fine résolution de l'ordre du dixième de nanomètre et l'insensibilité à de forts champs magnétiques de l'ordre du Tesla.

Des capteurs électrochimiques SP500 (collaboration entre le laboratoire SLAC et la société PMD Scientific) insensibles à de forts champs magnétiques, de haute sensibilité (2000V/m/s) et de petite taille ont été créés et sont les derniers prototypes disponibles au jour d'aujourd'hui.

Leurs performances ont été mesurées: leur bruit interne intégré est de 0,06nm entre 4Hz et 75Hz, ce qui est suffisamment faible pour permettre à ces capteurs de mesurer précisément des vibrations d'un cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz.

Cependant, leur réponse fréquentielle n'est pas très stable et leur gamme de fréquence opérationnelle s'étend uniquement jusqu'à 75Hz alors qu'une stabilisation active doit être effectuée au moins jusqu'à 300Hz.

Pour finir, leur taille est très petite par rapport à leur sensibilité mais la conception des doublets finaux n'est pas terminée.

Ainsi, d'autres prototypes de capteurs électrochimiques continuent à être développés afin de tendre vers le cahier des charges imposé par le projet CLIC.

Pour les actionneurs, le choix s'est porté vers des actionneurs piézoélectriques linéaires multicouches car ceux-ci sont performants dans la gamme de fréquence imposée par le cahier des charges ([4; 300] Hz), ils ont une réponse rapide, leur résolution est théoriquement illimitée grâce au phénomène de piézoélectricité et leur tension d'excitation est bien adaptée à l'électronique de commande moderne.

Notre choix s'est porté plus particulièrement vers des Actionneurs Piézoélectriques Amplifiés (APAs) pour leur robustesse qui leur permet d'être utilisés dans des applications dynamiques et sur des structures conséquentes.

Des APAs du modèle 25XS de la société CEDRAT ont été choisis à partir de deux caractéristiques: leur résolution de 0,28nm et leur force bloquée de 19N. Ceux-ci permettent

---

un déplacement de la poutre que l'on veut stabiliser de 100nm environ hors mode de résonance et de 28 $\mu$ m au premier mode de résonance, avec un rapport signal sur bruit élevé pour des déplacements de la poutre d'un cinquième de nanomètre. Ainsi, ces APAs présentent une large gamme dynamique bien adaptée au rejet actif de vibrations dans les tolérances imposées.

Il existe les mêmes actionneurs mais faits avec des matériaux non-magnétiques afin que ces actionneurs ne soient pas sensibles à des champs magnétiques. Cependant, ceci doit être vérifié pour de forts champs magnétiques de l'ordre d'un Tesla.

Le système d'acquisition choisi pour acquérir les données des capteurs de vitesse SP500 et pour commander en tension les actionneurs 25XS afin de réaliser du rejet actif de vibrations est le système d'acquisition PCI6052E. En effet, c'est le seul système d'acquisition permettant d'acquérir des signaux d'amplitudes très faibles et dont un driver existe pour le logiciel Matlab/Simulink, logiciel utilisé pour développer l'algorithme de contrôle actif. Ce système d'acquisition a été équipé entre autre d'un filtre passe-haut afin d'avoir une marge suffisante pour amplifier le signal utile grâce aux amplificateurs du système d'acquisition et augmenter ainsi la gamme dynamique de vibrations pouvant être acquises: l'amplitude maximale pouvant être acquise est de 500nm entre 4Hz et 75Hz, ce qui est largement suffisant compte-tenu des amplitudes nanométriques mesurées.

Le bruit interne de toute la chaîne de mesures a été mesuré et est prédominé par le bruit interne des capteurs de vitesse SP500 et du DAQ PCI6052E. La gamme dynamique de la chaîne de mesures déterminée est donc très large: de 0,14nm à 500nm entre 4Hz et 75Hz, ce qui permet donc de réaliser du rejet actif de vibrations au cinquième de nanomètre dans cette gamme de fréquence.

Afin qu'une stabilisation des doublets finaux puisse être effectuée au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz, une stabilisation du sol et des vibrations de ces structures à leurs fréquences de résonance est nécessaire au-dessus de cette fréquence.

En effet, des mesures de vibration réalisées sur un dipôle du tunnel LHC en configuration encastrée-libre ont montré que le mouvement de cette structure était au-dessus des tolérances (2,5nm au-dessus de 8Hz) à cause des résonances de celle-ci alors que le mouvement du sol était dans les tolérances (0,2nm au-dessus de 8Hz). En effet, les premières résonances d'une poutre-encastrée-libre sont à des fréquences relativement basses (une dizaine de Hertz) où le mouvement du sol est encore fort.

Parce que le mouvement du sol induit des déplacements de l'encastrement de structures mécaniques aux fréquences où ces structures n'ont pas de résonance, une stabilisation de l'encastrement de ces structures mécaniques est nécessaire afin de stabiliser la poutre sur toute sa longueur. Pour cela, le mouvement du sol doit être amorti par des systèmes passifs et actifs.

Par contre, le mouvement du sol induit une déformation de ces structures dans les gammes de fréquence tombant sur les résonances de celles-ci et leurs vibrations doivent donc être directement rejetées à leurs fréquences de résonance de manière active.

Une étude de l'impact du mouvement du sol et du bruit acoustique sur les vibrations d'une poutre encastrée-libre a été réalisée dans la gamme de fréquence [800; 1000] Hz correspondant à la largeur de bande d'une fréquence de résonance de la poutre située à 881Hz.

Dans la gamme de fréquence [800; 1000] Hz, l'étude prouve que pour un mouvement du sol et du bruit acoustique réaliste par rapport à ceux attendus dans le futur collisionneur linéaire (10 pm et 76dB respectivement), les déplacements de la poutre encastrée-libre dépassent les tolérances de mouvement relatif (0,37nm).

Ainsi, une stabilisation active des doublets finaux à leurs fréquences de résonance sera certainement nécessaire jusqu'à au moins 1000Hz. Ceci est au-dessus de ce qui est généralement pris en compte (300Hz) si on ne considère que le mouvement du sol.

Les performances d'un système commercial, appelé STACIS 2000 et utilisé également par l'équipe CLIC pour l'étude de stabilité, ont été mesurées. Ce système permet une stabilisation passive et active du mouvement du sol avec une résolution d'un dixième de nanomètre.

Notre système mono-capteur (un capteur SP500) mono-actionneur (un APA 25XS) permettant de réaliser du rejet actif des vibrations d'une poutre encastrée-libre a été testé en parallèle avec le système STACIS 2000.

Sans utiliser notre système et au-dessus de 4Hz, les déplacements à l'extrémité libre de la poutre étaient de 7,8nm sans le système STACIS et sont passés à 0,25nm ( $\pm 0,06$ nm) en utilisant ce système.

En faisant fonctionner notre système en parallèle avec le système STACIS sur les deux premiers modes de résonance de la poutre (12Hz et 68Hz), ces déplacements ont chuté à 0,13nm ( $\pm 0,06$ nm) soit un facteur 60 d'amortissement au total alors que les déplacements à l'encastrement étaient de 0,16nm ( $\pm 0,06$ nm). En effet, l'algorithme de contrôle développé et l'instrumentation utilisée ont permis un rejet actif complet des deux modes de résonance sur toute leur largeur de bande.

Maintenant, l'objectif est d'obtenir ces résultats tout le long de la poutre en développant un système multi-capteurs multi-actionneurs.

Pour conclure, les travaux réalisés dans cette thèse ont permis de montrer la faisabilité de la stabilisation des doublets finaux au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz pour le projet CLIC dans la direction verticale. La conception des doublets finaux n'est pas terminée mais les outils développés permettront de s'adapter à leur évolution. Entre autre, les outils de simulation de tout le prototype développés permettront de mettre à jour les informations concernant la conception des doublets finaux et des modifications pouvant modifier leur comportement vibratoire. Les tolérances de stabilisation sont moins sévères dans la direction horizontale (20nm au-dessus de 4Hz) mais l'étude devra tout de même être réalisée par la suite dans cette direction.

La dernière partie de ma thèse a porté sur les problèmes de stabilisation d'un prototype d'un collisionneur linéaire, le prototype ATF2 (Accelerator Test Facility). Ainsi, des travaux ont été effectués sur une machine réelle et je suis passé du stade d'étude pour le projet CLIC au stade pratique pour le projet ATF2.

Le travail a porté sur une étude de supports pour les doublets finaux d'ATF2 afin que le mouvement relatif entre ce support et le sol soit en-dessous des tolérances de mouvement relatif entre les doublets finaux et le Shintake monitor, c'est-à-dire en-dessous de 6nm au-dessus de 0,1Hz.

La table en nids d'abeilles du système STACIS a été étudiée comme support car celle-ci est très rigide : sa première fréquence de résonance est de 230Hz en configuration libre. Une étude expérimentale a montré que cette rigidité est suffisante pour que le mouvement relatif entre celle-ci et le sol soit en-dessous des tolérances lorsque celle-ci est posée sur quatre pieds rigides à ses extrémités. En effet, la première fréquence de résonance de la table est de 46Hz avec le poids des doublets finaux sur elle et le mouvement relatif dû à cette fréquence de résonance n'est que de 4,6nm.

Une simulation a été réalisée afin d'optimiser les conditions aux limites de la table pour que sa première fréquence de résonance soit poussée au-delà de 100Hz où le mouvement du sol est négligeable et ainsi diminuer le mouvement relatif entre la table et le sol. En simulant

---

la table fixée directement au sol sur toute une surface, sa première fréquence de résonance est à 130Hz avec le poids des doublets finaux sur elle et permet très certainement un mouvement relatif entre le sol et la table bien en-dessous des tolérances.

Cette étude a permis de choisir le support des doublets finaux d'ATF2. Ce sera une table en nids d'abeilles similaire à celle du système STACIS et une solution avec du polymère en béton pour la fixer sur toute sa surface est en cours de finalisation.

Cette thèse a donné lieu à plusieurs conférences et à plusieurs publications ce qui a permis de faire connaître notre travail dans cette collaboration internationale.

## Bibliographie

- [1] C. Montag, “Active stabilization of mechanical quadrupole vibrations for linear colliders”, Nuclear Instruments and Methods in Physics Research, A 378 (1996) 369 - 375, 1996
- [2] S. Redaelli, “Stabilization of Nanometre-size Particle Beams in the Final Focus System of the Compact Linear Collider (CLIC),” PhD Thesis, Université de Lausanne, 2003, 194 pages, also as **CERN-AB-2004-025**
- [3] R.K. Bock, A. Vasilescu, The Particle Detector BriefBook, Springer édition, éditeurs F. Bonaudi et C.W. Fabjan, 1998, page 104
- [4] J.P. Delahaye, “CLIC Status & Challenges”, présenté au CLIC Workshop 07, CERN, 16-18 Octobre 2007  
<http://indico.cern.ch/getFile.py/access?contribId=1&sessionId=0&resId=0&materialId=slides&confId=17870>
- [5] R. Corsini, J.P. Delahaye, C. Johnson, A. Millich, A. Riche, “A multi-drive beam scheme for two beam scheme for two-beam acceleration in a TeV Linear Collider”, [0-7803-4376-X/98/\$10.00 © 1998 IEEE]
- [6] International Linear Collider Reference Design Report 2007, 7 Février 2007, page 2.1-1
- [7] Junji Urakawa, “ATF2 project in the ATF international collaboration, including coordination issues”, présenté à une conférence ATF2, Annecy, 9-11 Octobre 2006  
<http://ilcagenda.linearcollider.org/getFile.py/access?contribId=35&sessionId=2&resId=1&materialId=slides&confId=1176>
- [8] T. Tauchi, “Status of general layout around the IP”, présenté à une conférence ATF2, Annecy, 9-11 Octobre 2006  
<http://ilcagenda.linearcollider.org/getFile.py/access?contribId=10&sessionId=7&resId=0&materialId=slides&confId=1176>
- [9] G.A.Blair, “Beam Delivery System in ILC”, **EUROTEV-REPORT-2006-057**
- [10] T. Tauchi, “ATF2 Overview”, présenté au mini-workshop ATF2 de SLAC, 5 Janvier 2005  
<http://acfahep.kek.jp/subg/ir/talks/mdi.jan05/atf2/tauchi-atf2.pdf>
- [11] Philippe Bambade, “Engagement sur ATF2”, présenté au Conseil Scientifique du LAL, Orsay, 17 novembre 2006

- 
- <http://users.lal.in2p3.fr/bambade/LC/CS-atf2-nov-2006.pdf>
- [12] J.Urakawa et al., “A plan of KEK-ATF Final Focus Test Beam Line (ATF2)”, 03A0164825
- [13] H. Braun, R. Corsini, A. De Roeck, A. Grudiev, S. Heikkinen, E. Jensen, M. Korostelev, D. Schulte, I. Syratchev, F. Tecker, W. Wunsch, F. Zimmermann, “Updated CLIC parameters 2005”, **CLIC Note 627**, Genève, 12 Mai 2006
- [14] Peter Tenenbaum, “Beam Instrumentation Challenges at the International Linear Collider”, **SLAC-PUB-11843**, invité à présenter au workshop “Beam Instrumentation”, Batavia, IL, USA, 2006
- [15] A. Brachmann, “IP beam size monitor Shintake Monitor for ATF2”, présenté au mini-workshop ATF2 de SLAC, 5 Janvier 2005  
<http://ilc.kek.jp/ILC-AsiaWG/WG4notes/meeting/2005/1130/axel.pdf>
- [16] A. Latina, G. Rumolo, D. Schulte, R. Tomas, “Feedback studies”, Proceedings de PAC07, Albubquerque, New Mexico, USA
- [17] M. Aleska, R. Assmann, W. Coosemans, G. Guignard, N. Leros, M. Mayoud, S. Redaelli, F. Ruggiero, S. Russenschuck, D. Schulte, I. Wilson, F. Zimmermann, “The CLIC study of magnet stability and time-dependant luminosity performance”, Proceedings de la conférence “Particle Accelerator”, Chicago, 2001
- [18] Stefano Redaelli, “Time-dependant luminosity performance of CLIC with magnets stabilized to the sub-nanometre level”, présenté au “CLIC Beam Delivery System Day”, CERN, 22 Novembre 2005  
[http://ab-clic-bdsday.web.cern.ch/ab-clic-bdsday/Presentations/SR\\_BDSday.pdf](http://ab-clic-bdsday.web.cern.ch/ab-clic-bdsday/Presentations/SR_BDSday.pdf)
- [19] R. Assmann, B. Jeanneret, A. Verdier, L. Vos, E. Wildner, F. Zimmermann, R. Brinkmann, C. Montag, I. Reyzl, N. Walker, C. Adolphsen, J. Frisch, N. Phinney, T. Raubenheimer, A. Seryi, P. Tenenbaum, “Stability Considerations for final focus systems of future linear colliders”, Proceedings de EPAC, Vienne, Autriche, 2000
- [20] T.Tauchi, “Updates”, présenté à la conférence “3rd ATF2 Project Meeting”, KEK, 18-20 Décembre 2006  
<http://ilcagenda.linearcollider.org/getFile.py/access?resId=0&materialId=slides&confId=1453>
- [21] Ryuhei Sugahara, “Floor Movement Measurement at ATF Ring”, présenté à la conférence “3rd ATF2 Project Meeting”, KEK, 18-20 Décembre 2006  
[http://acfahep.kek.jp/subg/ir/nanoBPM/GM/ATF\\_GM\\_061031.pdf](http://acfahep.kek.jp/subg/ir/nanoBPM/GM/ATF_GM_061031.pdf)
- [22] G.E. Fischer, “Ground Motion – An Introduction for Accelerator Builders”, **SLAC-PUB-5756**, Février 1992 (A)
- [22] G.E. Fischer, “Ground Motion – An Introduction for Accelerator Builders”, **SLAC-PUB-5756**, Février 1992 (A)

- [23] Zeroth Order Design Report for the NLC, “Ground Motion: Theory and Measurement”, Appendix C: Ground motion, theory and measurements
- [24] V. Shiltsev, “Introduction to Ground Motion Issues in Linear Colliders”, **FERMILAB-FN-0717**, Mars 2002
- [25] A. Seryi, “Ground Motion Models for Future Linear Colliders”, **SLAC-PUB-8487**, Contribué à la 7<sup>ème</sup> conférence européenne “Particle Accelerator” (EPAC 2000), Vienne, Autriche, Juin 2000
- [26] T. Raubenheimer, “Introduction to Ground Motion and Vibration” présenté au SLAC pour le projet NLC, 6 novembre 2000  
<http://www.slac.stanford.edu/cgi-wrap/getdoc/slac-wp-018-ch02-Raubenheimer.pdf>
- [27] A. Seryi, O. Napoly, “Influence of ground motion on the time evolution of beam in linear colliders”, **DAPNIA/SEA 95 04**, Août 1995
- [28] V. E. Balakin, V.M. Zhuravlev, A.A. Seryi, A.I. Sleptsov, Yu.D. Valyaev, W. Coosemans, G. Ramseier, I. Wilson, V. Lawson-Chroco, “Measurements of seismic vibrations in the CERN TT2A tunnel for linear collider studies,” **CERN-SL-93-30-RFL** (1993)
- [29] [http://www.si.ens-cachan.fr/ressource/r7/r7\\_complem\\_CAN.htm](http://www.si.ens-cachan.fr/ressource/r7/r7_complem_CAN.htm)
- [30] Hewlett Packard, “The Fundamentals of Signal Analysis”, Application Note 243
- [31] National Instruments, “The Fundamentals of FFT-Based Signal Analysis and Measurement in LabVIEW and LabWindows/CVI”
- [32] Brüel & Kjaer, “Windows to FFT Analysis (Part I)”, Technical Review, No. 3, 1987
- [33] “The Use of Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra: A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms”, IEEE Transactions on Audio Electroacoustics, Volume AU-15 (June 1967), pages 70-73.
- [34] Brüel & Kjaer, “Dual Channel FFT Analysis (Part II)”, Technical Review To Advance Techniques in Acoustical, Electrical, and Mechanical Measurement, No. 2
- [35] Brüel & Kjaer, “Windows to FFT Analysis (Part II) and Acoustic Calibrator for Intensity Measurement Systems”, Technical Review, No. 4, 1987
- [36] Dr. Peter G. Nelson, “Understanding and Measuring Noise Sources in Vibration Isolation Systems”, VP/CTO Technical Manufacturing Corporation, July 2003
- [37] Brüel & Kjaer, “Dual Channel FFT Analysis (Part I)”, Technical Review To Advance Techniques in Acoustical, Electrical, and Mechanical Measurement, No. 1, 1984
- [38] <http://www.bksv.com/pdf/Bp1380.pdf>
- [39] Brüel & Kjaer, “Measuring vibration”, 1982

- 
- [http://www.bksv.com/pdf/Measuring\\_Vibration.pdf](http://www.bksv.com/pdf/Measuring_Vibration.pdf)
- [40] Brüel & Kjaer, “Vibration Transducers and Signal Conditioning”, Handbooks & Lectures, BA 7675-12, 1998
- [41] Erhard Wielandt, “Seismometry”, Institute of Geophysics, University of Stuttgart, 4 Mai, 2000
- [42] Mikhail, E. Boulaenko, “Novel Tools for Research and Education in Seismology”, Thèse en Master de Science, Institute of Solid Earth Physics, Université de Bergen, Norvège, Décembre 2002
- [43] [http://www.geosig.com/downloads/leaflets/L\\_CMG-40T.pdf](http://www.geosig.com/downloads/leaflets/L_CMG-40T.pdf)
- [44] <http://www.bksv.com/pdf/86.pdf>
- [45] [http://www.pcb.com/contentstore/docs/PCB\\_Corporate/Vibration/products/Manuals/3.pdf](http://www.pcb.com/contentstore/docs/PCB_Corporate/Vibration/products/Manuals/3.pdf)
- [46] <http://www.pmdsci.com/pdfs/LC501.pdf>
- [47] B. BOLZON, “Vibration measurements”, présenté au “Minutes of the CLIC meeting”, 23 Septembre 2005  
[http://clic-meeting.web.cern.ch/clic-meeting/2005/09\\_23bb.pdf](http://clic-meeting.web.cern.ch/clic-meeting/2005/09_23bb.pdf)
- [48] <http://www.bksv.com/pdf/BP1841.pdf>
- [49] Spectral Dynamics, “Biasing Internally Amplified Accelerometers”, Application Note 3.0, 02/14/95, SLAP3
- [50] Syed Jaffar Shah, “Field Wiring and Noise Considerations for Analog Signals”, Application Note 025, Avril 1992
- [51] [http://www.ni.com/pdf/products/us/4daqsc199-201\\_ETCx3\\_212-213.pdf](http://www.ni.com/pdf/products/us/4daqsc199-201_ETCx3_212-213.pdf)
- [52] <http://www.bksv.com/pdf/Bu0228.pdf>
- [53] National Instruments, “Signal Conditioning Fundamentals for Computer-Based Data Acquisition Systems”, Tutorial, 1<sup>er</sup> Février 2006  
<http://zone.ni.com/devzone/cda/tut/p/id/4084>
- [54] National Instruments, “World’s Most Accurate Multifunction Data Acquisition Device”, Tutorial, 1<sup>er</sup> Février 2006  
<http://zone.ni.com/devzone/cda/tut/p/id/4869>
- [55] G. Couturier, “Echantillonnage, Quantification, Conversion Analogique – Numérique et Analogique-Numérique”, cours du département GEII IUT Bordeaux I  
<http://www.iut.u-bordeaux1.fr/geii/pdf/couturier/cours3.pdf>

- [56] Patrick Ritter, "Système de test intégré pour convertisseurs A/N", Travail de diplôme, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Février 2005
- [57] <http://www.ni.com/pdf/manuals/321183a.pdf>
- [58] <http://www.krohn-hite.com/>
- [59] Jon Peterson, "Observations and modelling of seismic background noise", **Open-File Report 93-322**, Albuquerque, New Mexico, 1993
- [60] L. Gary Holcomb, "A Direct Method for Calculating Instrument Noise Levels in Side-by-Side Seismometer Evaluations", United States Department of the Interior Geological Survey, **Open-File Report 89-214**, Albuquerque, New Mexico, 1989
- [61] L. Gary Holcomb, "A Numerical Study of Some Potential Sources of Error in Side-by-Side Seismometer Evaluations", United States Department of the Interior Geological Survey, **Open-File Report 90-406**, Albuquerque, New Mexico, 1990
- [62] R. Amirikas et al., "Measurement of ground motion at various sites", EPAC 2006, Edinburgh, UK.
- [63] C. Montag, "Ground motion measurements in a HERA interaction region", Proceedings de EPAC 2000, Vienne, Autriche
- [64] <http://www.bksv.com/pdf/2302.pdf>
- [65] <http://www.techmfg.com/products/opticaltops/710series.htm>
- [66] <http://www.bksv.com/pdf/Bp1380.pdf>
- [67] Brüel & Kjaer, "Microphone Handbook", Technical Documentation, Vol. 1: Theory, **BE 1447-11**  
<http://www.bksv.com/lectures/BE144711.pdf>
- [68] Brüel and Kjaer, "Basic Concepts of Sound", Lecture Note, BA 7666-11, 1998  
<http://www.bksv.com/lectures/BA766611.pdf>
- [69] [http://www.bilschwingungstechnik.biz/bilz1/images/stories/Dokumente/fr/bilz\\_katalog\\_2006\\_verbundplatten-fr.pdf](http://www.bilschwingungstechnik.biz/bilz1/images/stories/Dokumente/fr/bilz_katalog_2006_verbundplatten-fr.pdf)
- [70] <http://www.techmfg.com/products/advanced/stacis2100.htm>
- [71] TMC Company, "TMC STACIS 2000 STABLE ACTIVE CONTROL ISOLATION SYSTEM", Users manual, Document **P/N 96-26690-02 Rev. D**, Novembre 2002
- [72] TMC Compnay, "Technical background", accessible à l'adresse  
<http://www.quantumtech.com.br/techbkgd.pdf>
- [73] A. Seryi, "SLAC ILC program, International BDS Design, ATF2 facility", présenté au séminaire du CERN du 3 Mai 2005

- 
- [http://clic-meeting.web.cern.ch/clic-meeting/2005/05\\_03as.pdf](http://clic-meeting.web.cern.ch/clic-meeting/2005/05_03as.pdf)
- [74] L. Brunetti, “Rejet de vibrations dans une structure mécanique linéaire”, Mémoire C.N.A.M., Conservatoire Nationale des Arts et Métiers, 02 juin 2006
- [75] Cedrat Technologies, “Piezo Actuators & Electronics”, catalogue de produits piezo de CEDRAT, Version 3.1, 2005
- [76] L Brunetti, J. Lottin, C. Adloff, Y. Bastian, B. Bolzon, F. Cadoux, F. Formosa, N. Geffroy, C. Girard, A. Jeremie, Y. Karyotakis, F. Peltier, “Status report on active stabilisation of a linear collider final focus quadrupole mock-up”, **EUROTeV-Report-2006-097**, 5 Juin 2006
- [77] L. Brunetti, N. Geffroy, B. Bolzon, A. Jeremie, J. Lottin, B. Caron, R. Oroz, “Active Stabilisation of a Mechanical Structure”, Hamburg, LCWS, ILC 2007
- [78] C.Adloff, B.Bolzon, F.Cadoux, N.Geffroy, S.Généte, C.Girard, A.Jeremie, Y.Karyotakis, L.Brunetti, J.Lottin, “Vibration stabilization for the final focus magnet of a future linear collider”, REM 2005, 30 Juin-1<sup>er</sup> Juillet 2005, FRANCE
- [79] B. Bolzon, L. Brunetti, N. Geffroy, C. Adloff, Y. Bastian, F. Cadoux, F. Formosa, C. Girard, A. Jeremie, Y. Karyotakis, J. Lottin, “Modelling of simple cases in view of active stabilisation for a future linear collider”. Invité à présenter à la conférence Nanobeam 2005, Kyoto
- [80] N. Geffroy, L. Brunetti, B. Bolzon, A. Jeremie, “Creation of a State-Space Model from a Finite Element Model for the active control algorithm efficiency tests”, **EUROTeV-Report-2007-054**, 20 Juin 2007
- [81] J. Lottin et al., “About optimal location of sensors and actuators for the control of flexible structures”, REM 2006, Stockholm, 15-16 Juin 2006
- [82] J. Lottin, C. Adloff, Y. Bastian, B. Bolzon, L Brunetti, F. Cadoux, F. Formosa, N. Geffroy, C. Girard, A. Jeremie, Y. Karyotakis, F. Peltier, “Status report on active stabilisation of a linear collider final focus quadrupole mock-up”, **CARE/ELAN Document-2006-001**
- [83] Laurent Brunetti, “Feedback Loop on a large scale quadrupole prototype”, présenté au LAL, Orsay, 16 Mai 2006  
<http://lappagenda.in2p3.fr/cdsagenda/askArchive.php?base=agenda&categ=a0682&id=a0682s1t0/moreinfo/feedback.ppt>
- [84] <http://www.techmfg.com/products/drydamping.htm>
- [85] T. Toshiaki, KEK, communication privée (2007)
- [86] R. Sugahara, “Floor movement measurement at ATF Ring”, présenté à la troisième réunion du projet ATF2, KEK, Japon, Décembre 2006  
[http://acfahep.kek.jp/subg/ir/nanoBPM/GM/ATF\\_GM\\_061031.pdf](http://acfahep.kek.jp/subg/ir/nanoBPM/GM/ATF_GM_061031.pdf)

- [87] H. Yamahoka, “GM Measurement at ATF”. Rapport réalisé sur des mesures de vibrations faites à KEK  
<http://acfahep.kek.jp/subg/ir/nanoBPM/memo.040219.html#yamaoka>
- [88] R. Sugahara, “Consideration on Supports and Movers for ATF2 (ILC) Magnets”, présenté à une réunion du projet ATF2, SLAC, Février 2006  
[http://www-project.slac.stanford.edu/ilc/meetings/workshops/ATF2/feb2006/docs/sugahara/on\\_MagSupport\\_Sugahara.ppt](http://www-project.slac.stanford.edu/ilc/meetings/workshops/ATF2/feb2006/docs/sugahara/on_MagSupport_Sugahara.ppt)



## ANNEXE A

### Cohérence entre la table CLIC et le sol et Rapport Signal sur Bruit

Dans le chapitre 6, les capteurs de vitesse GURALP CMG-40T et les accéléromètres ENDEVCO 86 ont été utilisés pour mesurer les vibrations du sol et de la table CLIC entre 0,033Hz et 40Hz et entre 40Hz et 100Hz respectivement.

A partir de ces mesures, la cohérence entre les vibrations de la table et du sol ainsi que la fonction de transfert des vibrations de la table ont été calculées dans deux cas de figure: lorsqu'aucun poids n'est posé sur la table et lorsque des masses de plomb d'un poids total de 1400kg sont posées dessus.

Les résultats des calculs de cohérence montrent que celles-ci chutent dans certaines gammes de fréquence. Le but de cette annexe est d'évaluer l'impact du bruit interne des capteurs sur ces chutes de cohérence.

#### A.1. Cohérences entre la table CLIC et le sol

Les résultats des calculs de cohérence entre la table et le sol sont redonnés dans la figure A.1 ci-dessous avec et sans les masses de plomb posées sur la table (voir chapitre 6.4.3) :

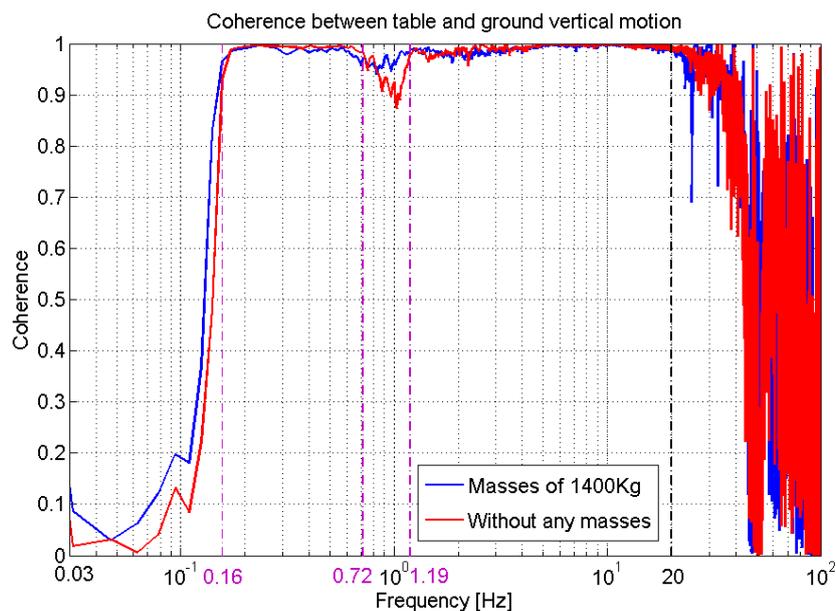


Figure A.1: Cohérences entre les vibrations de la table et du sol

En-dessous de 0,16Hz et au-dessus de 20Hz, les deux cohérences chutent. Egalement, les cohérences sont légèrement en-dessous de 1 entre 0,72Hz et 1,19Hz.

Ces chutes de cohérence peuvent être dues au bruit interne des capteurs présent de manière significative dans les mesures, ce qui signifierait que les mesures sont faussées dans ces gammes de fréquence. Il est donc très important d'évaluer les Rapports *Signaux sur Bruit* sur *Bruit des capteurs*.

## A.2. Rapports Signaux sur Bruit et cohérence

Afin de savoir si les chutes de cohérence entre la table et le sol sont dues au bruit interne des capteurs, les Rapports Signaux sur Bruit (voir définition au chapitre 3.8.3) ont été comparés avec les cohérences entre la table et le sol.

Ces calculs ont été réalisés en utilisant les données des capteurs de vitesse GURALP GMG-40T dans la gamme de fréquence [0,033; 40] Hz et celles des accéléromètres ENDEVCO 86 dans la gamme de fréquence [40; 100] Hz. Les résultats sont montrés dans la figure A.2 ci-dessous:

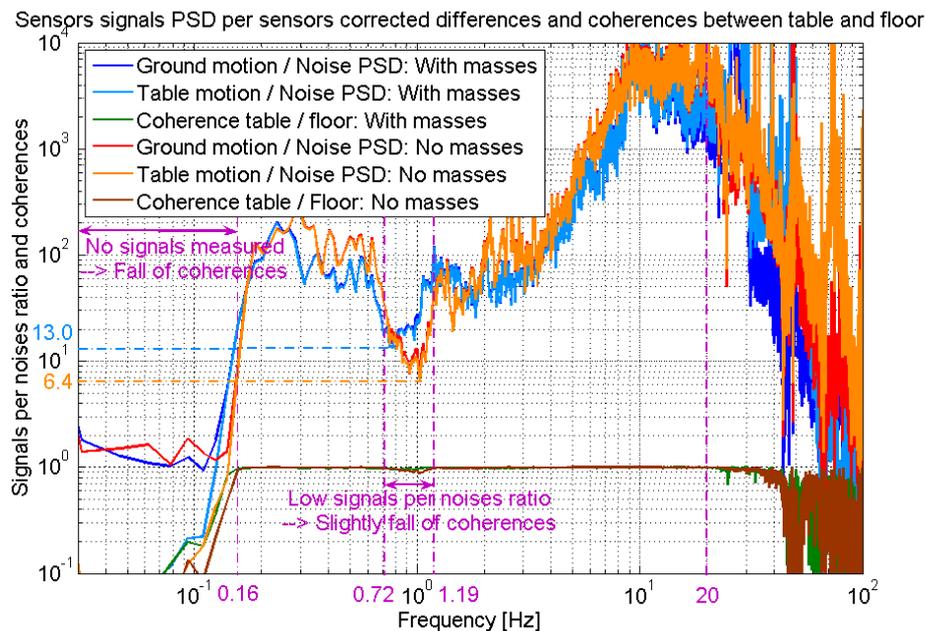


Figure A.2: Rapports Signaux sur Bruit et cohérences entre la table et le sol

Dans la figure A.2, les courbes rouge et orange représentent les rapports signaux sur bruit calculés respectivement à partir des mesures de vibrations du sol et de la table dans le cas où la table n'avait pas de masses sur elle.

Les courbes bleue foncée et bleue claire représentent les mêmes quantités mais provenant des mesures réalisées lorsque la table avait les masses de plomb sur elle.

Les courbes verte et marron représentent les cohérences entre la table et le sol avec et sans les masses sur la table respectivement.

En dessous de 0,16Hz, les rapports signaux sur bruit ainsi que les cohérences chutent, ce qui montre que les très faibles cohérences observées dans cette gamme de fréquence sont dues aux mesures noyées dans le bruit interne des capteurs.

Similairement, entre 0,72Hz et 1,19Hz, les rapports signaux sur bruit issus des mesures réalisées sans masses sur la table (courbes rouge et orange) descendent jusqu'à 6 et la cohérence entre ces mesures (courbe marron) descend à 0,90 (voir figure A.1 pour plus de

visibilité). De même, les rapports signaux sur bruit issus des mesures réalisées avec les masses sur la table (courbes bleue foncée et bleue claire) descendent jusqu'à 13 et la cohérence entre ces mesures (courbe verte) descend à 0,95. Ainsi, les légères chutes de cohérence observées dans cette gamme de fréquence sont dues aux mesures légèrement contaminées par le bruit des capteurs.

Par contre, au-dessus de 20Hz, les rapports signaux sur bruit sont élevés tandis que les cohérences chutent. Ainsi, les très faibles cohérences observées dans cette gamme de fréquence ne sont pas dues à une contamination des mesures par le bruit des capteurs.

### A.3. Conclusion

Dans le tableau A.1 ci-dessous, les principaux résultats sont résumés et sont les mêmes pour toutes les mesures réalisées:

<b>Gamme de fréquence (Hz)</b>	<b>[0,03; 0,16]</b>	<b>[0,72; 1,19]</b>	<b>[20; 100]</b>
<b>Rapports Signaux sur Bruit</b>	Très bas	Légèrement supérieurs à 1	Hauts
<b>Cohérences</b>	Très basses	Légèrement inférieures à 1	Très basses

*Tableau A.1: Rapports Signaux sur Bruit et cohérences dans différentes gammes de fréquence*

Dans la gamme de fréquence [20; 100] Hz, les chutes de cohérence avec et sans les masses de plomb posées sur la table ne sont pas dues aux mesures contaminées par le bruit interne des capteurs.

Elles ne peuvent pas être dues non plus aux conditions expérimentales et environnementales qui étaient très bonnes (voir chapitre 6.4.2).

Par conséquent, elles sont dues à une non-linéarité dans la transmission des vibrations entre le sol et la table car les supports ne sont pas fixés à ces deux éléments.



## ANNEXE B

### Calcul du facteur Q d'amplification à partir du test de compliance

Dans le chapitre 6, les fréquences de résonance de la table en nid d'abeilles de l'équipe CLIC ont été identifiées à partir des mesures des fonctions de transfert de la table. La valeur des fréquences de résonance, ainsi que le facteur Q d'amplification à ces fréquences ont été obtenus.

Afin d'obtenir une consistance dans les mesures de ces fréquences de résonance, des tests de compliance ont été réalisés en tapant sur la table avec un marteau de test d'impact et en mesurant les oscillations de la table (voir chapitre 6.4.2). Ensuite, les fréquences de résonance obtenues à partir des fonctions de transfert de la table et à partir des tests de compliance ont été comparées (voir chapitre 6.4.6).

Le calcul du facteur Q d'amplification réalisé à partir du test de compliance est décrit dans cette annexe.

#### B.1. Définition de la compliance

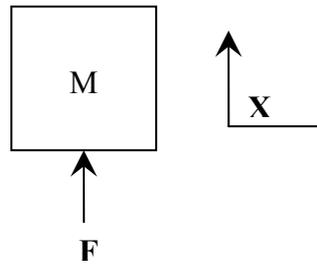
La définition de la compliance C est donnée dans l'équation 1 ci-dessous:

$$C = \frac{X}{F} \text{ avec:}$$

- X: le déplacement (dans notre cas, le déplacement de la table CLIC)
- F: la force appliquée (dans notre cas, la force exercée par le marteau de test d'impact)

#### B.2. Compliance dans le cas d'un corps idéalement rigide

Le modèle d'un corps de masse M idéalement rigide et libre est décrit dans la figure B.1 ci-dessous avec une force F qui s'exerce sur ce corps:



*Figure B.1: Modèle d'un corps de masse M idéalement rigide et libre avec une force F qui s'exerce sur ce corps*

Avec  $X''$  la dérivée seconde du déplacement X du corps, le principe fondamental de la dynamique appliqué à ce modèle donne l'équation suivante:

$$MX'' = F \quad (1)$$

Une force F composée uniquement d'une onde sinusoïdale pure  $F_0 \sin(\omega t)$  conduira à un déplacement de la masse  $X = X_0 \sin(\omega t)$ . Dans ce cas, l'équation (1) devient :

$$-MX_0 \omega^2 \sin(\omega t) = F_0 \sin(\omega t) \quad (2)$$

L'extraction de  $X_0$  dans l'équation (2) donne l'équation suivante:

$$X_0 = \frac{-F_0}{M\omega^2} \quad (3)$$

Pour ce modèle, la définition de la compliance devient par conséquent:

$$C = \frac{X}{F} = \frac{X_0}{F_0} = \frac{1}{M\omega^2} \quad (4)$$

L'équation (4) est obtenue dans le cas d'une force F composée uniquement d'une onde sinusoïdale pure d'amplitude  $F_0$ . Dans le cas d'une force F ayant le spectre d'un bruit blanc d'amplitude  $F_0$ , la compliance a donc le spectre décrit par l'équation suivante:

$$C(\omega) = \frac{1}{M\omega^2} \quad (5)$$

Afin d'exciter avec la même force toutes les fréquences de résonance de la table CLIC, les tests de compliance ont été réalisés avec un marteau de test d'impact dont l'embout semi-rigide exerce une force sur la table CLIC ayant le spectre d'un bruit blanc. Ainsi, la formule de la compliance donnée par l'équation (5) peut être utilisée pour calculer le facteur Q d'amplification des fréquences de résonance mesurées à partir des tests de compliance.

### B.3. Calcul du facteur Q d'amplification

Dans la figure 6.1 du chapitre 6.2.3 montrant la courbe de compliance mesurée par la société TMC pour une table en configuration libre ayant un niveau d'amortissement faible, la courbe de pente  $1/w^2$  décrite par l'équation (5) a été ajoutée. Celle-ci représente les déplacements de la table induits par un marteau de test d'impact si celle-ci était idéalement rigide, c'est-à-dire sans résonances. Les résultats sont montrés dans la figure B.2 ci-dessous:

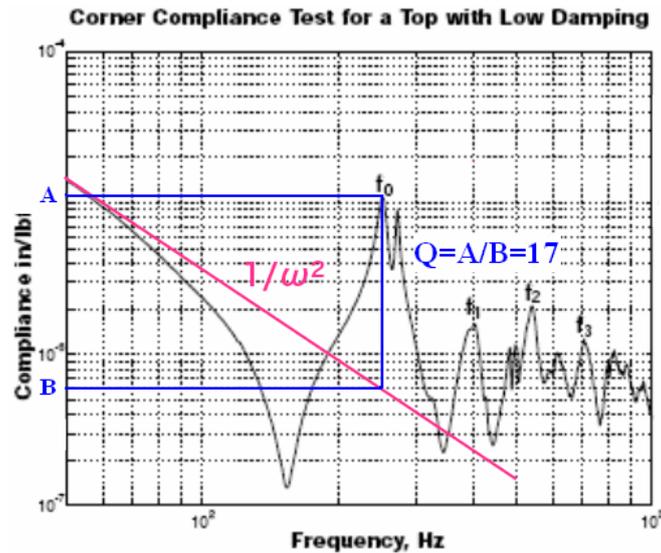


Figure B.2: Courbe de compliance mesurée par la société TMC pour une table en configuration libre ayant un amortissement faible et calcul du facteur Q d'amplification

Dans la figure B.2, le facteur Q d'amplification a été calculé à la première fréquence de résonance de la table: il est de 17.

Pour le calculer, l'amplitude de la courbe de compliance a été divisée par l'amplitude de la courbe de pente  $1/w^2$  à la première fréquence de résonance.



# Résumé

CLIC est un des projets actuels de construction d'un collisionneur linéaire de haute énergie. La taille verticale des faisceaux de 0,7nm lors de la collision et le mouvement rapide du sol de quelques nanomètres imposent une stabilisation active des doublets finaux au cinquième de nanomètre au-dessus de 4Hz.

La majorité de mon travail a porté sur l'étude des vibrations et de la stabilisation active de poutres en porte-à-faux et élancées afin de représenter les doublets finaux de CLIC.

Dans une première partie, les performances mesurées de différents types de capteurs de vibration associés à une instrumentation appropriée ont montré que des mesures précises du mouvement du sol sont possibles de 0,1Hz jusqu'à 2000Hz sur un site calme. Egalement, des capteurs électrochimiques répondant à priori au cahier des charges de CLIC peuvent être incorporés dans la stabilisation active au cinquième de nanomètre.

Dans une deuxième partie, une étude expérimentale et numérique des vibrations d'une poutre a permis de valider l'efficacité de la prédiction numérique incorporée par la suite dans la simulation de la stabilisation active. Egalement, une étude de l'impact du mouvement du sol et du bruit acoustique sur les vibrations d'une poutre a montré qu'une stabilisation active est nécessaire jusqu'à au moins 1000Hz.

Dans une troisième partie, les résultats sur la stabilisation active d'une poutre à ses deux premières résonances sont montrés jusqu'à des amplitudes d'un dixième de nanomètre au-dessus de 4Hz en utilisant en parallèle un système commercial réalisant une stabilisation passive et active de l'encastrement.

La dernière partie a porté sur une étude d'un support pour les doublets finaux d'un prototype d'un collisionneur linéaire en phase de finalisation, le prototype ATF2. Ce travail a montré que le mouvement relatif entre ce support et le sol est en-dessous des tolérances imposées (6nm au-dessus de 0,1Hz) avec des conditions aux limites appropriées.

**Mots-clé:** vibration, mouvement du sol, bruit acoustique, stabilisation active, sous-nanomètre, mouvement relatif, collisionneur linéaire, capteur, actionneur, résolution

## Abstract

CLIC is one of the current projects of high energy linear colliders. Vertical beam sizes of 0.7nm at the time of the collision and fast ground motion of a few nanometres impose an active stabilization of the final doublets at a fifth of nanometre above 4Hz.

The majority of my work concerned vibrations and active stabilization study of cantilever and slim beams in order to be representative of the final doublets of CLIC.

In a first part, measured performances of different types of vibration sensors associated to an appropriate instrumentation showed that accurate measurements of ground motion are possible from 0.1Hz up to 2000Hz on a quiet site. Also, electrochemical sensors answering a priori the specifications of CLIC can be incorporated in the active stabilization at a fifth of nanometre.

In a second part, an experimental and numerical study of beam vibrations enabled to validate the efficiency of the numerical prediction incorporated then in the simulation of the active stabilization. Also, a study of the impact of ground motion and of acoustic noise on beam vibrations showed that an active stabilization is necessary at least up to 1000Hz.

In a third part, results on the active stabilization of a beam at its two first resonances are shown down to amplitudes of a tenth of nanometre above 4Hz by using in parallel a commercial system performing passive and active stabilization of the clamping.

The last part is related to a study of a support for the final doublets of a linear collider prototype in phase of finalization, the ATF2 prototype. This work showed that relative motion between this support and the ground is below imposed tolerances (6nm above 0.1Hz) with appropriate boundary conditions.

**Keys-words:** vibration, ground motion, acoustic noise, active stabilization, sub-nanometre, relative motion, linear collider, sensor, actuator, resolution