

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

-PARIS-

MEMOIRE

Présenté en vue d'obtenir

Le DIPLOME D'INGENIEUR CNAM

en MECANIQUE DES STRUCTURES ET DES SYSTEMES

par

Patrick GRAFFIN

MODELISATION DE L'IMAGEUR JWST

Soutenu le 12 Janvier 2006

JURY

PRESIDENT: R. OHAYON	CNAM Paris
MEMBRES : G. VENIZELOS	CNAM Paris
C. BLANZE	CNAM Paris
J-M. BAZE	CEA Saclay
D. LEBOEUF	CEA Saclay
F. NUNIO	CEA Saclay

Pour observer nos étoiles de plus en plus loin, nous avons besoin de télescope très puissant et de grande taille. JWST sera la nouvelle génération et permettra de mieux comprendre l'évolution des galaxies et des systèmes planétaires avec la détection des disques autour des étoiles proches.

Ce mémoire est composé de cinq parties principales.

La première porte sur la modélisation et les tests dynamiques d'un prototype appelé STM afin d'obtenir une première estimation des fréquences de vibrations.

La deuxième est basée sur le dimensionnement des miroirs avec une analyse thermique transitoire non linéaire afin d'évaluer le temps de mise en froid et la puissance à fournir pour atteindre une température de 7K. Nous déterminerons le niveau de contrainte pour une accélération de 50 g. Nous poursuivrons par une analyse modale et une sollicitation due à un déplacement imposé pour simuler un défaut d'usinage sur les interfaces. Nous mesurerons l'impact sur la surface optique.

La troisième sera l'étude des portes filtres et diaphragmes avec l'analyse quasi statique de sa plaque de maintien pour une accélération de 50 g. Nous poursuivrons par l'analyse modale de cette plaque et de l'anneau de centrage des filtres. Nous compléterons cette analyse par des tests dynamiques. Comme pour l'étude des miroirs, nous terminerons ce chapitre par une analyse thermique transitoire linéaire.

La quatrième fera l'objet d'une analyse modale de la roue à filtres, suivie d'une analyse thermique transitoire non linéaire.

La cinquième sera consacrée à l'étude globale de l'imageur, nous ferons une analyse modale afin d'effectuer une comparaison avec le prototype STM, mais aussi avec les résultats précédemment obtenus. Nous poursuivrons par une analyse thermomécanique non linéaire et une réponse dynamique (spectre de lancement), afin d'évaluer les contraintes et les réactions sur les interfaces.

Mots clés : Elasticité – Théorie des plaques – Formulation éléments finis – Analyse modale – Thermique transitoire linéaire et non linéaire – Déplacements imposés - Réponse dynamique. Thermomécanique transitoire non linéaire – Résistance thermique de contact.

Keywords: Elasticity – Theory of plates – Finite element formula – Modal analysis – Linear and non linear transient thermal analysis – Given displacements – Dynamic spectrum – Non linear transient thermo mechanical analysis – Contact thermal resistance.

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

-PARIS-

MEMOIRE

Présenté en vue d'obtenir

Le DIPLOME D'INGENIEUR CNAM

en MECANIQUE DES STRUCTURES ET DES SYSTEMES

par

Patrick GRAFFIN

MODELISATION DE L'IMAGEUR JWST

Soutenu le 12 Janvier 2006

Les travaux relatifs au présent mémoire ont été effectués au Commissariat à l'Energie Atomique (CEA), dans le Service d'Ingénierie des Systèmes (SIS) sous la direction de D.LEBOEUF et J-M. BAZE.

REMERCIEMENTS

Je remercie Mr Pierre-Yves CHAFFARD, chef du Service d'Ingénierie des Systèmes (SIS) pour m'avoir permis de réaliser mon projet au sein de son service.

Je tiens à remercier Mr Jean Marc BAZE, mon maître de stage et chef du LCAP (Laboratoire de Conception, d'Etudes et d'Avant Projet), pour son aide et ses conseils précieux tout au long de cette étude.

Je tiens aussi à remercier Mr Didier LEBOEUF, ingénieur d'études et responsable du projet JWST MIRI IMAGEUR, pour son aide et sa collaboration.

Je tiens également à remercier chaleureusement Mr François NUNIO, ingénieur d'études, pour son aide à l'échange de données entre les logiciels CATIA et CASTEM.

Je remercie Mr Yannick SAUCE, dessinateur projeteur, qui m'a permis de mener à bien mon projet dans des conditions remarquables.

Enfin, je remercie l'ensemble du personnel du LCAP qui m'a permis de mener à bien mon projet dans des conditions remarquables.

SOMMAIRE

Chapitre 1 : Généralités	24
1-1 : Objectifs du CEA	24
1-2 : La direction des sciences de la matière, (DSM)	25
1-3 : Le DAPNIA	25
1-3-1 : Présentation	25
1-3-2 : Exemple de projets sous la responsabilité du DAPNIA	26
1-4 : Service d'ingénierie des systèmes, (SIS)	27
1-4-1 : Organisation	27
1-4-2 : Perspectives	28

Chapitre 2 : JWST-MIRI	29
2-1 : Présentation du projet	29
2-1-1 : Thématique et contexte du projet	29
2-1-2 : Localisation	30
2-1-3 : Collaboration	30
2-2 : Approche scientifique	30
2-2-1 : Moyen d'investigation	30
2-2-2 : Instruments	31
2-2-3 : Spécificités	31
2-3 : Contribution du DAPNIA	31
2-3-1 : Responsabilités scientifiques et techniques	31
2-3-2 : Services	32
2-4 : Etats et perspectives	32
2-4-1 : Dates importantes	32
2-4-2 : Perspectives	32
2-5 : Imageur MIRI	32
2-5-1 : Description	32
2-5-2 : Caractéristiques de fonctionnement	33

Chapitre 3 : Modélisations	34
3-1 : Contexte	34
3-2 : Caractéristiques des matériaux	34
3-2-1 : Evolution du module de Young et du coefficient de dilatation	35
3-2-2 : Evolution de la conductivité thermique et de la chaleur massique	36
3-3 : Elasticité tridimensionnelle isotrope en coordonnées cartésiennes	37
3-4 : Elasticité plane isotrope en coordonnées cartésiennes	40
3-4-1 : Hypothèses	40
3-4-2 : Déplacements	41
3-4-3 : Champ de contrainte plane	41
3-4-4 : Equation élémentaire de l'élasticité plane	42
3-5 : Critère de dimensionnement	42
3-6 : Eléments utilisés	43
3-6-1 : Choix des éléments	43
3-6-2 : Calcul de l'énergie potentielle sur un élément tridimensionnel	44
3-6-2-1 : Formulation des phénomènes d'élasticité	44
3-6-3 : Energie de déformation en plaque épaisse : (Modèle de Mindlin)	47
3-6-3-1 : Hypothèses	47
3-6-3-2 : Energie de déformation	47
3-6-4 : Energie de déformation en plaque mince : (Modèle de Kirchhoff)	48
3-6-4-1 : Hypothèses	48
3-6-4-2 : Energie de déformation	49
3-7 : Equation de continuité locale traduisant le bilan thermique	50
3-7-1 : Résolution des équations traduisant le bilan thermique	51
3-7-2 : Hypothèse sur les interfaces	52
3-7-3 : Schéma transitoire DUPONT2	52
3-7-4 : Quantité de chaleur échangée ΔQ	54
3-7-5 : Puissance échangée P	54
3-8 : Bilan des équations locales en dynamique	54
3-8-1 : Equations locales en dynamique	55
3-8-2 : Formulation variationnelle en (U,R)	56
3-8-3 : Propriété variationnelle du champ de déplacement (u)	56
3-8-4 : Propriété variationnelle des efforts de liaison	56
3-8-5 : Structure matricielle du problème discrétisé	56
3-8-6 : Expression du problème matricielle	57
3-8-7 : Réponse dynamique : (Méthode modale)	57

Chapitre 4 : Boîtier STM	59
4-1 : Objectif de l'étude	59
4-2 : Géométrie	59
4-3 : Hypothèses de calcul	60
4-4 : Caractéristiques du matériau	60
4-5 : Maillage	60
4-5-1 : Conditions limites	61
4-6 : Résultats de l'analyse modale	62
4-6-1 : Tableau des fréquences	62
4-6-2 : Remarques	64
4-7 : Test dynamique	65
4-7-1 : Machine d'essai	65
4-7-2 : Position des accéléromètres	65
4-7-2-1 : Sur la fausse roue	65
4-7-2-2 : Sur le boîtier STM	66
4-7-3 : Description des tests	69
4-7-3-1 : Vibrations sinusoïdales bas niveau	69
4-7-3-2 : Qualification du bas niveau des vibrations sinusoïdales	69
4-7-3-3 : Vibrations aléatoires bas niveau	69
4-7-3-4 : Qualification des vibrations aléatoires	69
4-7-4 : Remarques sur le montage du STM sur le pot vibrant	69
4-8 : Résultats des tests	70
4-9 : Comparaison des résultats des tests avec le modèle numérique	71
4-10 : Recalage du modèle numérique	71
4-10-1 : Nouvelles conditions limites	72
4-10-2 : Résultats du modèle recalé	73
4-11 : Conclusion	76

Chapitre 5 : Miroirs	77
5-1 : Contexte de l'étude	77
5-1-1 : Géométrie des miroirs	77
5-1-2 : Caractéristiques Mécanique	79
5-1-3 : Modèles éléments finis	79
5-1-4 : Maillages du miroir M1	80
5-1-5 : Solution retenue pour les miroirs	83
5-1-5-1 : Maillage du miroir M2	83
5-1-5-2 : Maillage du miroir M3	83
5-1-5-3 : Maillage du miroir M4	84
5-1-5-4 : Maillage du miroir M5	84
5-2 : Analyse thermique transitoire non linéaire	85
5-2-1 : Objectifs	85
5-2-2 : Chargement	85
5-2-3 : Résultats de l'analyse thermique transitoire non linéaire	85
5-2-3-1 : Temps de mise en froid pour les différentes versions du miroir M1	85
5-2-3-2 : Temps de mise en froid des miroir M2, M3, M4 et M5	89
5-2-4 : Puissance à fournir pour la mise en froid	91
5-2-4-1 : Versions du miroir M1	91
5-2-4-2 : Miroirs : M2, M3, M4 et M5	93
5-2-5 : Remarques concernant l'analyse thermique	93
5-3 : Analyse quasi-statique	94
5-3 -1 : Contexte de l'étude	94
5-3 -2 : Hypothèses de calcul	94
5-3-2-1 : Hypothèse géométrique	94
5-3-2-2 : Hypothèse sur les caractéristiques du matériau	94
5-3-3 : Conditions limites pour l'ensemble des miroirs	94
5-3-4 : Résultats quasi-statique	95
5-3-4-1 : Tableau des déplacements, versions du miroir M1	95
5-3-4-2 : Miroir M1, module des déplacements pour une accélération $+50 g \vec{z}$	97
5-3-4-3 : Tableau des déplacements, miroirs : M2, M3, M4, M5	98
5-3-4-4 : Miroirs M2, M3, M4, M5, module des déplacements avec $a = +50 g \vec{z}$	98
5-3-4-5 : Tableau des contraintes de Von Mises pour le miroir M1	99
5-3-4-6 : Contraintes de Von Mises pour le miroir M1, fixation S1	100
5-3-4-7 : Tableau des contraintes de Von Mises, miroirs : M2, M3, M4 et M5	100
5-3-4-8 : Contraintes de Von Mises pour les miroirs, M2, M3, M4, M5	101
5-3-4-9 : Tableaux des réactions sur les fixations du miroir M1	102
5-3-4-10 : Tableaux des réactions sur les fixations des miroirs M2, M3, M4, M5	103

5-3-4-11 : Tableaux des efforts de serrage sur les fixations du miroir M1	104
5-3-4-12 : Tableaux des efforts de serrage des miroirs M2, M3, M4, M5	105
5-3-5 : Remarques concernant l'analyse quasi-statique	105
5-4 : Analyse modale	106
5-4-1 : Objectif de l'étude	106
5-4-2 : Hypothèse de calcul	106
5-4-3 : Conditions limites pour l'ensemble des Miroirs	106
5-4-4 : Résultats de l'analyse dynamique	106
5-4-4-1 : Tableau des fréquences pour les versions du miroir M1	107
5-4-4-2 : Visualisation du mode n°1, pour les versions du miroir M1	108
5-4-4-3 : Tableau des fréquences pour les miroirs M2, M3, M4, M5	109
5-4-4-4 : Visualisation du mode n°1, pour les miroirs M2, M3, M4, M5	110
5-4-5 : Remarques concernant l'analyse modale	110
5-5 : Déplacements imposés	111
5-5-1 : Contexte de l'étude	111
5-5-2 : Conditions limites pour l'ensemble des miroirs	111
5-5-3 : Chargement pour l'ensemble des miroirs	111
5-5-4 : Visualisation des contraintes de Von Mises sur le miroir M1	112
5-5-4-1 : Déplacement imposé selon z sur S1	112
5-5-4-2 : Déplacement imposé selon z sur S2	113
5-5-4-3 : Déplacement imposé selon z sur S3	116
5-5-5 : Contraintes de Von Mises : miroirs M2, M3, M4, M5, version élastique N°3	118
5-5-5-1 : Déplacement imposé selon z sur S1	118
5-5-5-2 : Déplacement imposé selon z sur S2	119
5-5-5-3 : Déplacement imposé selon z sur S3	120
5-6 : Conclusion	121

Chapitre 6 : Porte filtres	122
6-1 : Contexte de l'étude	122
6-2 : Hypothèses de calcul	123
6-2-1 : Hypothèse pour le déplacement imposé et le quasi-statique	123
6-2-2 : Hypothèse pour l'analyse dynamique	123
6-2-3 : Hypothèse pour l'analyse thermique	123
6-3 : Caractéristiques mécaniques	124
6-3-1 : Désignation des matériaux	124
6-3-2 : Tableau des caractéristiques	124
6-4 : Analyse de la plaque élastique avec un déplacement imposé et en quasi-statique	125
6-4-1 : Modèle éléments finis	125
6-4-2 : Conditions limites	125
6-4-3 : Chargement, déplacement imposé de 0.3 mm	126
6-4-4 : Résultat de l'analyse du déplacement imposé et du quasi-statique	126
6-4-4-1 : Résultat du déplacement imposé	126
6-4-4-2 : Utilisation du résultat pour la tenue en chargement du quasi-statique	128
6-5 : Analyse modale	128
6-5-1 : Résolution analytique	128
6-5-2 : Résolution par élément finis	129
6-5-3 : Résultat de l'analyse modale	129
6-5-4 : Etude du comportement de l'anneau élastique avec les filtres	129
6-5-4-1 : Modélisation	130
6-5-4-2 : Résolution analytique	130
6-5-5 : Tests dynamique sur les porte-filtres et les porte-diaphragmes	133
6-5-5-1 : Résultats des tests	134
6-5-5-2 : Conclusion des tests	135
6-6 : Analyse thermique transitoire linéaire	136
6-6-1 : Modèles éléments finis	136
6-6-2 : Résultats de l'analyse thermique	137
6-6-2-1 : Temps de mise en froid	137
6-6-2-2 : Puissance à fournir pour la mise en froid	141
6-7 : Conclusion	141

Chapitre 7 : Roue à filtres	142
7-1 : Contexte de l'étude	142
7-2 : Géométrie et caractéristiques	142
7-3 : Analyse modale	143
7-3-1 : Conditions limites	143
7-3-2 : Maillage	143
7-3-3 : Résultat de l'analyse modale	145
7-4 : Analyse thermique transitoire non linéaire	146
7-4-1 : Conditions limites	146
7-4-2 : Maillage	146
7-4-3 : Résultats de l'analyse thermique transitoire non linéaire	146
7-4-4 : Puissance à fournir pour la mise en froid	148
7-5 : Conclusion	149

Chapitre 8 : Imageur	150
8-1 : Contexte de l'étude	150
8-2 : Maillage généralités	150
8-3 : Caractéristique des matériaux	151
8-4 : Analyse modale de l'ensemble boîtier TMA	151
8-4-1 : Géométrie	151
8-4-2 : Maillage	152
8-4-3 : Conditions limites	153
8-4-4 : Résultats	154
8-5 : Analyse modale du couvercle du boîtier ETM	156
8-5-1 : Maillage et conditions limites	156
8-5-2 : Résultats	157
8-6 : Analyse modale de l'imageur	158
8-6-1 : Géométrie	158
8-6-2 : Conditions limites	159
8-6-3 : Maillage	160
8-6-4 : Résultats de l'analyse modale	161
8-6-5 : Conclusion	163

8-7 : Analyse modale de capots M1 et M2	164
8-7-1 : Contexte	164
8-7-2 : Conditions limites et maillage	164
8-7-3 : Résultats	165
8-7-4 : Conclusion	165
8-8 : Analyse thermomécanique transitoire non linéaire de l'imageur	166
8-8-1 : Contexte	166
8-8-2 : hypothèses	166
8-8-3 : Conditions limites	167
8-8-4 : Résultats, températures aux interfaces miroirs/boîtiers	168
8-8-5 : Résultats, déplacements aux interfaces miroirs/boîtiers	177
8-8-6 : Résultats, contraintes aux interfaces miroirs/boîtiers	179
8-8-7 : Puissance à fournir pour la mise en froid	182
8-8-8 : Conclusion	182
8-9 : Réponse dynamique	183
8-9-1 : Contexte	183
8-9-2 : Conditions limites	183
8-9-3 : Maillage	183
8-9-4 : Hypothèse	183
8-9-5 : Chargement, qualification aléatoire	184
8-9-6 : Résultats pour les qualifications aléatoires	185
8-9-6-1 : Déplacements	185
8-9-6-2 : Contraintes sur les interfaces	189
8-9-6-3 : Efforts de réactions aux interfaces imageur/deck	190
8-9-7 : Réponse de la densité spectrale d'accélération	191
8-9-7-1 : Densité spectrale d'accélération	193
8-9-7-2 : Densité spectrale transférée sur les accéléromètres	194
8-9-7-3 : Atténuation de l'accélération au voisinage d'une fréquence donnée	197
8-9-7-4 : Conclusion	200
8-10 : Analyse quasi-statique	200
8-10-1 : Objectif de l'étude	200
8-10-2 : Résultats de l'analyse quasi-statique	200
8-10-2-1 : Module des déplacements	200
8-10-2-2 : Contraintes de Von Mises	202
8-10-2-3 : Efforts de réactions aux interfaces imageur/deck	204
8-10-3 : Conclusion	204
8-11 : Etude des éléments de fixation du boîtier ETM sur le deck	204
8-11-1 : Caractéristique mécanique et géométrie	204
8-11-2 : Efforts appliqués sur la vis	205
8-11-3 : Efforts appliqués sur les interfaces du boîtier ETM lors des vibrations	207
8-11-4 : Efforts appliqués lors de la mise en froid	208
8-11-5 : Efforts appliqués pour la sollicitation quasi-statique	208
8-11-6 : Efforts nécessaire pour vaincre le tassement	209
8-11-7 : Conclusion	209

TABLES DES ILLUSTRATIONS

Chapitre 1 : Généralités	24
1-3-2 : Exemple de projets sous la responsabilité du DAPNIA	26
Figure 1-1 : XMM - Newton	26
Figure 1-2 : INTEGRAL - ISGRI	26
Figure 1-3 : CASSINI - CIRS	27
Chapitre 2 : JWST-MIRI	29
2-1 : Présentation du projet	29
2-1-1 : Thématique et contexte du projet	29
Figures 2-1 : JWST	29
2-1-2 : Localisation	30
Figure 2-2 : Localisation du JWST	30
2-5 : Imageur MIRI	32
2-5-1 : Description	32
Figure 2-3 : Composants de l'imageur MIRI	33
Chapitre 3 : Modélisations	34
3-2 : Caractéristiques des matériaux	34
Figures 3-1 : Evolutions de E et α	35
Figures 3-2 : Evolutions de K et C_p	36
3-3 : Elasticité tridimensionnelle isotrope en coordonnées cartésiennes	37
Figure 3-3 : Composante du tenseur $[\sigma]$	39
3-4 : Elasticité plane isotrope en coordonnées cartésiennes	40
3-4-2 : Déplacements	41
Figure 3-4 : Champ de déplacement des plaques	41
3-6 : Eléments utilisés	43
3-6-2 : Approximation de l'énergie potentielle sur un élément tridimensionnel	44
3-6-2-1 : Formulation des phénomènes d'élasticité	44
Figure 3-5 : Phénomène d'élasticité	45
3-7 : Equation de continuité locale traduisant le bilan thermique	50
Figure 3-6 : Equations de la thermique	50
3-8 : Bilan des équations locale en dynamique	54
3-8-1 : Equations locale en dynamique	55
Figure 3-7 : Equation de la dynamique	55

Chapitre 4 : Boîtier STM	59
4-2 : Géométrie	59
Figure 4-1 : Géométrie du STM	59
4-5 : Maillage	60
Figures 4-2 : Géométrie du STM pour le maillage	60
Figures 4-3 : Maillage	61
4-5-1 : Conditions limites	61
Figure 4- 4 : Conditions limites	62
4-6 : Résultats de l'analyse modale	62
Figure 4-5 : Mode 1/Fréquence Hz	63
Figure 4-6 : Mode 2/Fréquence Hz	63
Figure 4-7 : Mode 4/Fréquence Hz	63
Figure 4-8 : Mode 6/Fréquence Hz	63
Figure 4-9 : Mode 9/Fréquence Hz	64
Figure 4-10 : Mode 10/Fréquence Hz	64
4-7 : Test dynamique	65
4-7-1 : Machine d'essai	65
Figure 4-11 : Mise en place de la manipulation	65
4-7-2 : Position des accéléromètres	65
Figure 4-12 : Position des accéléromètres sur la fausse roue	66
Figure 4-13 : Position des accéléromètres sur le mur du miroir M1	66
Figure 4-14 : Position des accéléromètres sur le mur du connecteur	67
Figure 4-15 : Position des accéléromètres sur le fond du boîtier	67
Figure 4-16 : Position des accéléromètres proche du faux détecteur	68
Figure 4-17 : Position des accéléromètres sur le carter	68
4-7-4 : Remarques sur le montage du STM sur le pot vibrant	69
Figures 4-18 : Position des calles sur les interfaces	69
4-8 : Résultats des tests	70
Figures 4-19 : Plateau d'interface entre le boîtier et la table vibrante	70
4-10 : Recalage du modèle numérique	71
4-10-1 : Nouvelles conditions limites	72
Figures 4-20 : Conditions limites du modèle testé	72
4-10-2 : Résultats du modèle recalé	73
Figures 4-21 : Mode 1/Fréquence 337 Hz	74
Figure 4-22 : Mode 2/Fréquence 484Hz	74
Figure 4-23 : Mode 3/Fréquence 579Hz	74
Figure 4-24 : Mode 4/Fréquence 698Hz	75
Figure 4-25 : Mode 9/Fréquence 1417Hz	75
Figures 4-26 : Mode 5/Fréquence 840Hz	75

Chapitre 5 : Miroirs	77
5-1 : Contexte de l'étude	77
5-1-1 : Géométrie des miroirs	77
Figure 5-1: Géométries du miroir M1	78
Figure 5-2: Géométries des miroirs M2, M3, M4 et M5	78
5-1-4 : Maillages du Miroir M1	80
Figures 5-3: version pattes rigides	80
Figures 5-4: version pattes élastiques N°1	80
Figures 5-5: version pattes élastiques N°2	81
Figures 5-6: version pattes élastiques N°3	81
Figures 5-7: version rainure simple	82
Figures 5-8: version rainure double	82
5-1-5 : Solution retenue pour les miroirs : version élastique N°3	83
Figures 5-9: Maillage du miroir M2	83
Figures 5-10: Maillage du miroir M3	83
Figures 5-11: Maillage du miroir M4	84
Figures 5-12: Maillage du miroir M5	84
5-2 : Analyse thermique transitoire non linéaire	85
5-2-2 : Chargement	85
Figure 5-13: Conditions limites	85
5-2-3 : Résultats de l'analyse thermique transitoire non linéaire	85
5-2-3-1 : Temps de mise en froid pour les différentes versions du miroir M1	85
Figures 5-14 : Modèle rigide	86
Figures 5-15 : Modèle élastique N°1	86
Figures 5-16 : Modèle élastique N°2	87
Figures 5-17: Modèle élastique N°3	87
Figures 5-18 : Modèle rainure simple	88
Figures 5-19 : Modèle rainure double	88
5-2-3-2 : Temps de mise en froid des miroir M2, M3, M4 et M5	89
Figures 5-20: Miroir M2	89
Figures 5-21 : Miroir M3	90
Figures 5-22: Miroir M4	90
Figures 5-23 : Miroir M5	91

5-2-4 : Puissance à fournir pour la mise en froid	91
Figure 5-24: Miroir M1, évolutions de la quantité de chaleur / temps	92
Figure 5-25: Evolutions de la quantité de chaleur / temps pour M2, M3, M4 et M5	93
5-3 : Analyse quasi-statique	94
5-3-3 : Conditions limites pour l'ensemble des miroirs	94
Figure 5-26: Conditions limites	95
5-3-4 : Résultats Quasi-statiques	95
5-3-4-2 : Miroir M1, module des déplacements avec $a = +50 \text{ g}$ selon \vec{z}	97
Figure 5-27: Versions du miroir M1, module des déplacements	97
5-3-4-4 : Miroirs M2, M3, M4, M5, module des déplacements, $a = +50 \text{ g}$ \vec{z}	98
Figures 5-28: Miroirs M2, M3, M4, M5, module des déplacements	98
5-3-4-6 : Contraintes de Von Mises sur la fixation S1 du miroir M1	100
Figure 5-29 : Accélération selon \vec{x} , version élastique n°1	100
Figure 5-30: Accélération selon \vec{z} , version élastique n°3	100
5-3-4-8 : Contraintes de Von Mises pour les miroirs, M2, M3, M4, M5	101
Figure 5-31: Visualisation des contraintes de Von Mises, accélération selon \vec{z}	101
5-4 : Analyse modale	106
5-4-3 : Conditions limites pour l'ensemble des Miroirs	106
Figure 5-32: Conditions limites	106
5-4-4 : Résultats de l'analyse modale	106
5-4-4-2 : Visualisation du mode n°1, pour les versions du miroir M1	108
Figure 5-33: Visualisation du premier mode sur le miroir M1	108
5-4-4-4 : Visualisation du mode n°1, pour les miroirs M2, M3, M4, M5	110
Figure 5-34: Visualisation du premier mode sur les miroirs M2, M3, M4, M5	110
5-5 : Déplacements imposés	111
5-5-2 : Conditions limites pour l'ensemble des miroirs	111
Figure 5-35: Conditions limites	111
5-5-4 : Visualisation des contraintes de Von Mises sur le miroir M1	112
5-5-4-1 : Déplacement imposé selon z sur S1	112
Figure 5-36: Version pattes rigides	112
Figure 5-37: Version pattes élastique N°1	112
Figure 5-38: Version pattes élastique N°2	113
Figure 5-39: Version pattes élastique N°3	113
Figure 5-40: Version rainure simple	113
Figure 5-41: Version rainure double	113

5-5-4-2 : Déplacement imposé selon z sur S2	114
Figure 5-42: Version pattes rigides	114
Figure 5-43: Version pattes élastique N°1	114
Figure 5-44: Version pattes élastique N°2	114
Figure 5-45: Version pattes élastique N°3	115
Figure 5-46: Version rainure simple	115
Figure 5-47: Version rainure double	115
5-5-4-3 : Déplacement imposé selon z sur S3	116
Figure 5-48: Version pattes rigides	116
Figure 5-49: Version pattes élastique N°1	116
Figure 5-50: Version pattes élastique N°2	116
Figure 5-51: Version pattes élastique N°3	117
Figure 5-52: Version rainure simple	117
Figure 5-53: Version rainure double	117
5-5-5 : Contraintes de Von Mises sur les miroirs M2, M3, M4, M5	118
5-5-5-1 : Déplacement imposé selon z sur S1	118
Figure 5-54: Miroir M2	118
Figure 5-55: Miroir M3	118
Figure 5-56: Miroir M4	118
Figure 5-57: Miroir M5	118
5-5-5-2 : Déplacement imposé selon z sur S2	119
Figure 5-58: Miroir M2	119
Figure 5-59: Miroir M3	119
Figure 5-60: Miroir M4	119
Figure 5-61: Miroir M5	119
5-5-5-3 : Déplacement imposé selon z sur S3	120
Figure 5-62: Miroir M2	120
Figure 5-63: Miroir M3	120
Figure 5-64: Miroir M4	120
Figure 5-65: Miroir M5	120

Chapitre 6 : Porte-filtres	122
6-1 : Contexte de l'étude	122
Figures 6-1: Géométrie	122
6-2 : Hypothèses de calculs	123
Figure 6-2 : Zones de serrages	124
6-4 : Analyse du déplacement imposé et du quasi-statique	125
6-4-1 : Modèle éléments finis	125
Figure 6-3 : Maillage pour l'analyse du déplacement imposé	125
6-4-3 : Chargement	126
Figure 6-4: Déplacement imposé 0.3mm (Module)	126
6-4-4 : Résultat de l'analyse du déplacement imposé et du quasi-statique	126
Figure 6-5 : Contacte entre la plaque élastique et le barillet modèle CdTe	126
Figure 6-6 : Répartition de l'effort résultant le long de la ligne de contacte, CdTe	127
Figure 6-7 : Contraintes de Von Mises (Pa), modèle CdTe du porte-diaphragmes	128
6-5 : Analyse modale	128
Figure 6-8 : Système étudié/système équivalent	129
6-5-4 : Etude du comportement de l'anneau élastique avec les filtres	129
6-5-4-1 : Modélisation	130
Figure 6-9 : Modélisation de l'anneau élastique	130
6-5-5 : Test dynamique sur le porte-filtres et le porte-diaphragmes	134
6-5-5-1 : Résultats des test dynamique	134
Figure 6-10 : Ensemble porte-filtres	134
Figure 6-11 : Ensemble porte-diaphragmes	135
6-6 : Analyse thermique transitoire linéaire	136
6-6-1 : Modèles éléments finis	136
Figures 6-12 : Modèle CdTe, géométrie et maillage	136
Figures 6-13 : Modèles CaF ₂ +CdTe ou 2xZnSe, géométrie et maillage	136
Figures 6-14 : Modèle ZnSe , géométrie et maillage	137
Figures 6-15 : Modèles portes filtres, CdTe, CaF ₂ , ZnSe, géométrie et maillage	137
6-6-2 : Résultats de l'analyse thermique	137
Figures 6-16 : Modèle CdTe, température à t = 120 s, T (K) au point P1	138
Figures 6-17 : Modèle CaF ₂ +CdTe, température à t = 420 s, T (K) au point P1	138
Figures 6-18 : Modèle ZnSe lentille, température à t =108 s, T (K) au point P1	139
Figures 6-19 : Modèle 2xZnSe, température à t = 120 s, T (K) au point P1	139
Figures 6-20 : Porte filtre CdTe, température à t = 168 s, T (K) au point P1	140
Figures 6-21 : Porte filtre CaF ₂ , température à t = 132 s, T (K) au point P1	140
Figures 6-22 : Porte filtre ZnSe, température à t = 95 s, T (K) au point P1	140

Chapitre 7 : Roue à filtres	142
7-2 : Géométrie et caractéristiques	142
Figures 7-1 : Géométrie de la roue à filtres	142
7-3 : Analyse modale	143
7-3-1 : Conditions limites	143
Figure 7-2 : Conditions limites sur la roue à filtres	143
7-3-2 : Maillage	143
Figures 7-3 : Maillage de la roue	144
7-3-3 : Résultats de l'analyse modale	145
Figures 7-4 : Modes de vibrations de la roue	145
7-4 : Analyse thermique transitoire non linéaire	146
7-4-1 : Conditions limites	146
Figures 7-5 : Températures imposées	146
7-4-3 : Résultats de l'analyse thermique transitoire non linéaire	146
Figures 7-6 : Evolution de la température pour un point de la couronne externe	147
Figures 7-7 : Température pour une évolution de 20 K/h	147
Figures 7-8 : Température pour une évolution de 300 K à 7 K en 60 s	148
7-4-4 : Puissance à fournir pour la mise en froid	148
Figures 7-9 : Evolutions de la quantité de chaleur échangée en fonction du temps	149

Chapitre 8 : Imageur	150
8-4 : Analyse modale de l'ensemble boîtier TMA	151
8-4-1 : Géométrie	151
Figure 8-1 : Géométrie du sous ensemble boîtier TMA	152
8-4-2 : Maillage de l'ensemble du boîtier ETM	152
Figure 8-2 : Visualisation complète du maillage boîtier TMA	152
Figure 8-3 : Visualisation du miroir M3 sur le boîtier TMA	153
Figure 8-4 : Visualisation des interfaces avec les miroirs	153
8-4-3 : Conditions limites	153
Figure 8-5 : Conditions limites sur le boîtier TMA	154
8-4-4 : Résultats de l'analyse modale	154
Figure 8-6 : Visualisation des modes sur le boîtier TMA	155
8-5 : Analyse modale du couvercle ETM	156
8-5-1 : Maillage et conditions limites	156
Figure 8-7 : Géométrie et maillage du couvercle ETM	156
8-5-2 : Résultats de l'analyse modale	157
Figure 8-8 : Visualisation des modes sur le couvercle ETM	157

8-6 : Analyse modale de l'imageur	158
8-6-1 : géométrie	158
Figure 8-9 : Géométrie de l'imageur	158
8-6-2 : Conditions limites	159
Figure 8-10 : Conditions limites sur l'imageur	159
8-6-3 : Maillage	160
Figure 8-11 : Maillage de l'imageur	161
8-6-4 : Résultats de l'analyse modale	161
Figure 8-12 : Modes de vibrations sur les miroirs dans l'imageur	162
Figure 8-13 : Modes de vibrations sur les boîtiers et la roue	163
8-7 : Analyse modale des capots M1 et M2	164
8-7-2 : Conditions limites et maillage	164
Figure 8-14 : Conditions limites et maillage sur les capots M1 et M2	164
8-7-3 : Résultats de l'analyse modale	165
Figure 8-15 : Mode n°1 sur les capots M1 et M2	165
8-8 : Analyse thermomécanique transitoire non linéaire de l'imageur	166
8-8-3 : Conditions limites	167
Figure 8-16 : Condition limite thermomécanique	167
8-8-4 : Résultats, température aux interfaces miroirs/boîtiers	168
Figure 8-17 : Evolution de la température de l'interface P1 du miroir M1	168
Figure 8-18 : Température à t = 26000 s (ensemble boîtier ETM)	168
Figure 8-19 : Température à t = 52600 s (ensemble boîtier ETM)	169
Figure 8-20 : Température à t = 26000 s (boîtier ETM sans couvercle)	170
Figure 8-21 : Température à t = 52600 s (boîtier ETM sans couvercle)	170
Figure 8-22 : Evolution de la température sur le miroir M1	171
Figure 8-23 : Evolution des écarts de température aux interfaces du miroir M1	171
Figure 8-24 : Evolution de la température sur le miroir M2	172
Figure 8-25 : Evolution des écarts de température aux interfaces du miroir M2	172
Figure 8-26 : Température à t = 26000 s boîtier TMA avec couvercle	173
Figure 8-27 : Température à t = 52600 s sur l'ensemble du boîtier TMA	174
Figure 8-28 : Evolution des écarts de température aux interfaces du miroir M3	175
Figure 8-29 : Evolution des écarts de température aux interfaces du miroir M4	175
Figure 8-30 : Evolution des écarts de température aux interfaces du miroir M5	176
Figure 8-31 : Température sur la roue à t = 52600 s	176
8-8-5 : Déplacements aux interfaces miroirs/boîtiers	177
Figures 8-32 : Module des déplacements pour t = 52600 s	178
8-8-6 : Contraintes de Von Mises aux interfaces miroirs/boîtiers	179
Figures 8-33 : Contraintes de Von Mises sur le miroir M1	179
Figures 8-34 : Contrainte de Von Mises sur le miroir M2	179
Figures 8-35 : Contrainte de Von Mises sur le boîtier TMA	180
Figures 8-36 : Contrainte de Von Mises sur le miroir M3	180
Figures 8-37 : Contrainte de Von Mises sur le miroir M4	181
Figures 8-38 : Contrainte de Von Mises sur le miroir M5	181
8-8-7 : Puissance à fournir pour la mise en froid de l'imageur	182
Figure 8-39 : Quantité de chaleur échangée pour la mise en froid de l'imageur	182

8-9 : Réponse dynamique	183
8-9-5 : Chargement, qualification aléatoire	184
Figures 8-40 : Qualification aléatoire selon \bar{x}	184
8-9-6 : Résultats pour la qualification aléatoire	184
8-9-6-1 : Déplacements (module des déplacements)	184
Figures 8-41 : Qualification aléatoire selon \bar{x}	186
Figures 8-42 : Qualification aléatoire selon \bar{y}	187
Figures 8-43 : Qualification aléatoire selon \bar{z}	188
8-9-6-2 : Contrainte équivalente de Von Mises	189
Figures 8-44 : Combinaison aléatoire sur le boîtier ETM	190
8-9-6-3 : Efforts de réactions aux interfaces de l'imageur avec le deck	190
Figures 8-45 : Combinaison spectral, efforts de réactions	191
8-9-7: Réponse de la densité spectrale d'accélération	191
Figures 8-46 : Localisation des accéléromètres sur l'imageur	192
8-9-7-1 : Densité spectrale d'accélération (entrée)	193
Figure 8-47 : Densité spectrale d'accélération	194
8-9-7-2 : Densité spectrale d'accélération transférée sur les accéléromètres	194
Figure 8-48 : Réponse de la densité spectrale d'accélération (MiroirM1)	195
8-9-7-3 : Atténuation de l'accélération au voisinage d'une fréquence donnée	200
Figure 8-49 : Notching appliqué sur le spectre aléatoire selon \bar{x} du miroir M1	200
8-10 : Analyse quasi-statique de l'imageur	200
8-10-2: Résultats de l'analyse quasi-statique	200
8-10-2-1: Module des déplacements	200
Figure 8-50 : Module des déplacements	202
8-10-2-2: Contrainte équivalente de Von Mises	202
Figure 8-51 : Contraintes de Von Mises sur les interfaces avec le deck	203

TABLES DES ANNEXES

Annexe 1 : Plans de l'imageur est de ces composants	211
A-1-1 : Boîtier ETM avec son couvercle	211
A-1-3 : Boîtier TMA avec son couvercle	213
A-1-5 : Capots M1 et M2	216
A-1-7 : Miroirs	218
A-1-12 : Roue à filtres	223
A-1-13 : Anneau élastique	225
A-1-14 : Plateau pour pot vibrant	226
A-1-15 : Porte filtres	227
Annexe 2 : Modélisations	228
A-2-1 : Couvercle TMA (Modèle de Kirchhoff)	228
A-2-2 : Rigidité de l'anneau élastique (Modèle de Kirchhoff)	229
A-2-3 : Plateau pour le pot vibrant	231
A-2-4 : Porte-filtres et porte-diaphragmes	233

Annexe 3 : Tests Dynamiques	234
A-3-1 : Accélération selon x : porte filtres	
A-3-1-1 : Sinus bas niveau axe x : plateau pour le pot vibrant (plaque d'interface)	234
A-3-1-2 : Sinus bas niveau axe x : porte-filtres	235
A-3-1-3 : Sinus bas niveau axe x : filtre ZnSe	236
A-3-1-4 : Aléatoire (-6 db) axe x	237
A-3-1-5 : Aléatoire (0 db) axe x	237
A-3-2 : Accélération selon z : porte-filtres	237
A-3-2-1 : Sinus bas niveau axe z : plateau pour le pot vibrant (plaque d'interface)	237
A-3-2-2 : Sinus bas niveau axe z : porte-filtres	238
A-3-2-3 : Aléatoire (-6 db) axe z : porte-filtre ZnSe	238
A-3-2-4 : Aléatoire (0 db) axe z : porte-filtre ZnSe	239
A-3-2-5 : Aléatoire (+6 db) axe z : porte-filtre ZnSe	239
A-3-3 : Accélération selon x : porte-diaphragme	240
A-3-3-1: Sinus bas niveau axe x : plateau pour le pot vibrant (plaque d'interface)	240
A-3-3-2 : Sinus bas niveau axe x : porte-filtres lyot	241
A-3-3-3 : Sinus bas niveau axe x : porte-filtres 4QPM	241
A-3-3-4 : Sinus bas niveau axe x : porte-diaphragme lentille	242
A-3-3-5 : Sinus bas niveau axe x : porte-diaphragme lyot	242
A-3-3-6 : Aléatoire (-6 db) axe x : porte-diaphragme lentille / 4QPM / lyot	243
A-3-3-7 : Aléatoire (0 db) axe x : porte-diaphragme lentille et porte lyot / 4QPM / lyot	243
A-3-4 : Accélération selon z : porte-diaphragme	244
A-3-4-1 : Sinus bas niveau axe z : plateau pour le pot vibrant (plaque d'interface)	244
A-3-4-2 : Sinus bas niveau axe z :lyot	244
A-3-4-3 : Sinus bas niveau axe z : porte-diaphragme lentille	245
A-3-4-4 : Sinus bas niveau axe z : porte-diaphragme lyot	245
A-3-4-5 : Sinus bas niveau axe z : 4QPM	246
A-3-4-6 : Sinus bas niveau axe z : 4QPM, comparaison avec l'accélération selon x	246
A-3-4-7 : Aléatoire (-6 db) axe z : porte-diaphragme lentille / 4QPM / lyot	246
A-3-4-8 : Aléatoire (0 db) axe z : porte-diaphragme lentille et porte lyot / 4QPM / lyot	247
A-3-4-9 : Aléatoire (+6 db) axe z : porte-diaphragme lentille et porte lyot / 4QPM	248
A-3-4-10 : Sinus bas niveau axe z : substract ZnSe	248
A-3-4-11 : Aléatoire (0 db) axe z : substract ZnSe	249

Annexe 4 : Spectre de qualification aléatoire pour la réponse dynamique	250
Densité spectrale d'accélération axe x ; y ; z	250
Annexe 5 : Réponse dynamique de l'imageur ETM	253
A-5-1 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC1 (Miroir M1)	253
A-5-2 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC2 (Miroir M2)	253
A-5-3 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC3 (Miroir M3)	254
A-5-4 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC4 (Miroir M4)	256
A-5-5 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC5 (Miroir M5)	257
A-5-6 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC6 (Couvercle TMA)	259
A-5-7 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC7 (Roue)	260
A-5-8 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC8 (Ecran)	262
A-5-9 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC9 (Ecran)	263
A-5-10 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC10 (Couvercle ETM)	265
A-5-11 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC11 (Couvercle ETM)	266
A-5-1 2: Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC12 (Déecteur)	268
Annexe 6 : Vibrations aléatoires	269
A-6-1 : Fonction d'autocorrélation	269
A-6-2 : Processus à large bande	270
A-6-3 : Densité spectrale de la réponse	270
A-6-4 : Fonction d'autocorrélation de la réponse	271
A-6-5 : Décomposition en impulsions élémentaires (Formule de Rocard)	271
Annexe 7 : Opérateur ACCRO dans CASTEM	272

Chapitre 1 : Généralités

1-1 : Objectifs du CEA :

Le CEA a été créé en 1945 par une ordonnance du général de Gaulle. Le Commissariat à l'Energie Atomique est un acteur clef de la recherche, du développement et de l'innovation en matière d'énergie, de défense, de technologie pour l'information et la santé.

Ses objectifs aujourd'hui :

- ✚ accroître les performances de l'industrie nucléaire d'aujourd'hui et inventer l'énergie nucléaire de demain,
- ✚ apporter des solutions concrètes à la gestion des déchets nucléaires,
- ✚ développer les nouvelles technologies de l'énergie,
- ✚ progresser dans les technologies de l'information, les biotechnologies, la microélectronique, les nanotechnologies, les nouveaux matériaux pour l'industrie,
- ✚ approfondir les connaissances sur les effets biologiques des rayonnements,
- ✚ améliorer grâce aux technologies issues du nucléaire, les techniques d'imagerie médicale, la mise au point de nouveaux traitements médicaux, les connaissances sur la génétique, les cellules, les virus et les prions,
- ✚ mener, en amont des développements technologiques, et dans le cadre international, les recherches fondamentales sur la physique et la chimie,
- ✚ contribuer à la défense nationale en développant les outils de la politique de dissuasion.

Le CEA est présent dans les régions île- de- France, Centre, Aquitaine, Bourgogne, Rhône-Alpes, Languedoc-Roussillon, Provence –Alpes- Côte d'Azur.

1-2 : La direction des sciences de la matière (DSM)

Au sein du pôle recherche fondamentale du CEA, la Direction des sciences de la matière (DSM) travaille autour de quatre axes majeurs : connaissance de la matière, recherche fondamentale pour l'énergie, sciences du climat et de l'environnement et recherche de base pour l'innovation industrielle. Le développement de ces programmes s'appuie sur les recherches en physique théorique, en physique nucléaire, en physique des particules, en physique de plasmas et en physique et chimie de l'état condensé. Il nécessite des moyens lourds et de grands instruments : accélérateurs de particules, collisionneurs, anneaux de stockage produisant des faisceaux de photons, satellites, télescopes, lasers de puissance, réacteurs expérimentaux produisant des faisceaux de neutrons . La direction des sciences de la matière, dont certains laboratoires sont mixtes, travaille en étroite collaboration avec d'autres organismes nationaux et internationaux (CNRS, CNES, ESA, universités, laboratoires français et étrangers).

1-3 : Le DAPNIA

(Département d'Astrophysique, de physique des Particules, de physique Nucléaire et de l'Instrumentation Associée)

1-3-1 : Présentation

Le DAPNIA, laboratoire de recherches sur les lois fondamentales de l'univers, est un département de recherches fondamentales appartenant à la Direction des Sciences de la Matière du CEA.

Ses activités scientifiques relèvent de l'astrophysique, de la physique nucléaire et de la physique des particules. Dans ce champ de recherches très vaste, il doit évidemment choisir des objectifs ambitieux favorisés par les atouts spécifiques que sont ses compétences scientifiques et techniques, la concentration de moyens, son insertion au CEA, son organisation, sa culture de la gestion par projet, et enfin son histoire propre.

Les recherches au DAPNIA exigent une concentration importante de compétences humaines et de moyens matériels, ainsi que des équipements lourds faisant appel à des technologies avancées et qu'il faut développer. La plus grande partie de cette recherche se fait dans le cadre de programmes internationaux, dans des institutions ou laboratoires extérieurs en étroite collaboration avec de nombreux laboratoires français et étrangers.

La nature même de cette recherche a conduit le DAPNIA à une structure en projets transverse à l'organisation hiérarchique, relativement originale dans le monde de la recherche fondamentale. Cette structure permet la construction d'équipements scientifiques, de la conception jusqu'au suivi industriel, dans des conditions d'efficacité et de fiabilité accrues. Enfin, leur statut commun rapproche les chercheurs et les ingénieurs. Cette spécificité du CEA par rapport au CNRS ou aux universités permet d'offrir une meilleure adéquation du développement instrumental aux besoins scientifiques.

1-3-2 : Exemple de projets sous la responsabilité du Dapnia

Le projet XMM-Newton est un télescope spatial de l'Agence Spatiale Européenne, destiné à l'observation des rayons X entre 0.1 et 12 keV. Observatoire ouvert à l'ensemble de la communauté via un système d'appel d'offre à observation, il a été lancé le 10 décembre 1999. La couverture spectrale de ce télescope permet de faire des observations clés dans de nombreux domaines de l'astrophysique, comme la formation des grandes structures de l'univers, la dynamique des restes de supernovae, la physique autour des trous noirs galactiques ou extragalactiques, les couronnes stellaires.



Figure 1-1: XMM-Newton

La mission d'astronomie gamma Integral, dont l'objectif principal est l'exploration approfondie des sites célestes émissifs dans la bande spectrale de 15 keV à 10 MeV est la dernière grande mission astronomique de l'Agence Spatiale Européenne. Le télescope Ibis et le spectromètre SPI constituent la charge utile principale du satellite Integral. Tous les astres actifs à haute énergie sont des objectifs de SPI avec au premier rang les sites où sont relâchés les produits de nucléosynthèse, ouvrant de nouvelles perspectives à l'astrophysique nucléaire.



Figure 1-2 : INTEGRAL-ISGRI

Cirs est un spectromètre embarqué sur la sonde Cassini qui a été mise en orbite autour de Saturne le 1^{er} Juillet 2004. Son objectif est de comprendre la formation et l'évolution du système de Saturne, la planète, ses anneaux et ses satellites. Cirs fonctionne dans le domaine infrarouge entre 7 et 1000 μm , ce qui lui donne un accès au rayonnement thermique des particules sur les anneaux ou de la plupart des satellites. Cela nous renseigne sur leur composition chimique et leurs propriétés thermiques. Cirs peut aussi analyser la composition des atmosphères de Saturne et de son plus gros satellite Titan. L'ensemble de ces données doit permettre de mieux comprendre les conditions de formation du système saturnien et plus généralement, celles de la formation des planètes.

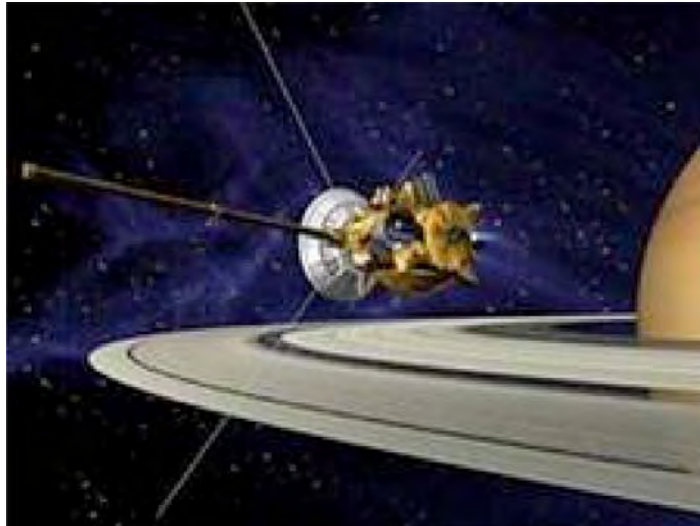


Figure 1-3 : CASSINI-CIRS : 2004-2008+

1-4: Service d'ingénierie des systèmes (SIS)

1-4-1 : Organisation

Le Service d'Ingénierie des Systèmes (SIS) réunit les disciplines de l'ingénierie mécanique et celles de l'instrumentation générale, nécessaires aux développements spécifiques des dispositifs expérimentaux du DAPNIA pour des applications de recherche en physique fondamentale.

Les activités mécaniques regroupent deux laboratoires orientés vers la conception/avant-projet et les relations industrielles. Ces entités s'attachent à :

- ✚ Concevoir et dimensionner l'architecture mécanique de systèmes complexes.
- ✚ Intégrer les systèmes dans les environnements contraints des expériences et gérer les configurations.
- ✚ Assister les maîtres d'œuvre des projets dans la gestion des relations industrielles : rédaction des spécifications techniques, dossiers d'appel d'offre, mise en place des marchés, suivi industriel et protocoles de recette.

Cette structure garantit la construction d'équipements répondant aux exigences de qualité, fiabilité et disponibilité spécifiées par les expériences, avec des implantations dans des milieux souvent hostiles imposant une application stricte des normes pour la protection des personnes.

Pour promouvoir ces travaux et ceux du département, un groupe Communication-Media propose ses compétences et ses moyens aux unités du DAPNIA en matière de photographie, vidéo et publication assistée par ordinateur.

Les équipes s'appuient sur des moyens techniques comme :

- ✚ Les outils de modélisation : Castem et Ansys en mécanique et thermique, Spice et le langage VHDL en électronique.
- ✚ Les logiciels de conception assisté par ordinateur : Euclid et Catia en mécanique, Cadence en électronique, See Electrical et Autocad en Génie Electrique.
- ✚ Les ateliers de développements logiciels en langage C, C++ et Java.
- ✚ La connaissance des principaux standards industriels informatiques (Windows, Linux, VxWorks, Epics) et instrumentaux (VME, PCI, PXI, Automates Alstom et Siemens)
- ✚ Un parc d'instruments de mesure pour contrôler et valider les réalisations.
- ✚ Enfin des logiciels de bureautique et de gestion de projet pour organiser, gérer et documenter les projets.

1-5 -2 : Perspectives

Les dix prochaines années seront structurées par les participations aux développements de nouveaux équipements pour la physique du DAPNIA, et des ouvertures vers l'extérieur en soutien à la politique du département.

En physique nucléaire, cela concerne la prochaine phase du projet Spiral 2, le synchrotron GSI avec l'instrumentation Rhib/Glad, la cryogénie d'Agata ou l'instrumentation du nouvel aimant et le détecteur de recul pour Compass. En astrophysique, les programmes identifiés sont les projets de micro satellites Eclair et Simbol-X, ou le projet **JWST MIRI** avec la responsabilité de la réalisation d'un banc de test complexe et la conception mécanique du « spectro-imageur ». En physique des particules, une participation au projet CLIC TF3 est à l'étude, ainsi que des implantations dans les projets Antares km3, Double Chooz et T2K.

Chapitre 2 : JWST-MIRI

2-1 : Présentation du projet

2-1-1 : Thématique et contexte du projet

Le JWST (James Web Space Telescope) sera le successeur du HST (Hubble Space Telescope) à l'horizon 2011. Pour observer plus loin que le HST, il fallait un télescope spatial de grande taille, travaillant dans l'infrarouge ; c'est le JWST, télescope de 6.5m, observant dans la gamme de longueurs d'onde 1-27 microns.

Le JWST sera équipé de 3 instruments :

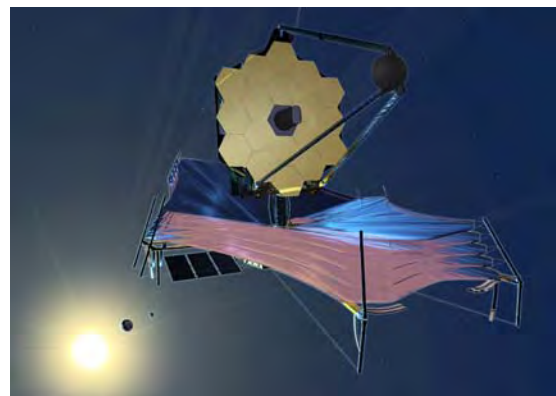
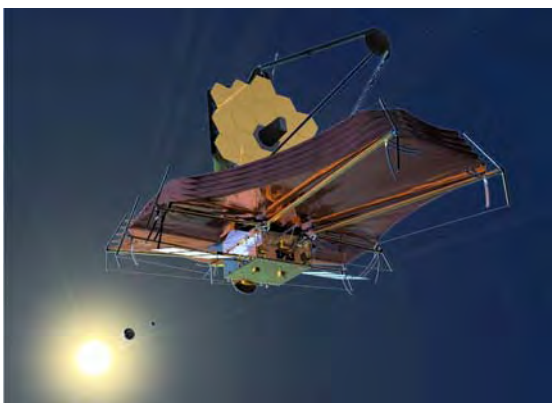
- ✚ Une caméra dans l'infrarouge proche (1-5 microns de longueur d'onde).
- ✚ Un spectromètre dans l'infrarouge proche.
- ✚ L'instrument MIRI, comprenant une caméra et un spectromètre, dans l'infrarouge moyen (5-27 microns).

Le JWST est un projet Nasa avec participation de l'Europe (ESA, plus agences nationales pour MIRI) à hauteur de 20% environ. L'instrument MIRI se situe dans la ligne d'activité du DAPNIA.

Les grandes thématiques abordées par MIRI seront :

- ✚ La formation et évolution des galaxies, avec la recherche de "la première lumière (étoile) de l'Univers".
- ✚ De l'histoire de la croissance en masse des galaxies.
- ✚ La formation et l'évolution des systèmes planétaires, avec la détection et l'étude des disques autour des étoiles proches (<10 pc).
- ✚ L'imagerie d'exoplanètes géantes.

Le JWST est un observatoire ; il y aura bien d'autres thématiques abordées. Compte tenu du fort gain de sensibilité qu'apporte un instrument comme MIRI, le potentiel de découvertes est important.



Figures 2-1 : JWST

2-1-2 : Localisation

Le JWST est un satellite qui sera localisé au point de Lagrange L2. (Il existe deux endroits, un entre la terre et le soleil (L1), et l'autre derrière la terre (L2) le long d'un axe formé par la terre et le soleil où l'on peut placer un satellite en équilibre gravitationnel en faisant un tour par an autour du soleil; ces deux endroits sont les points de Lagrange L1 et L2.

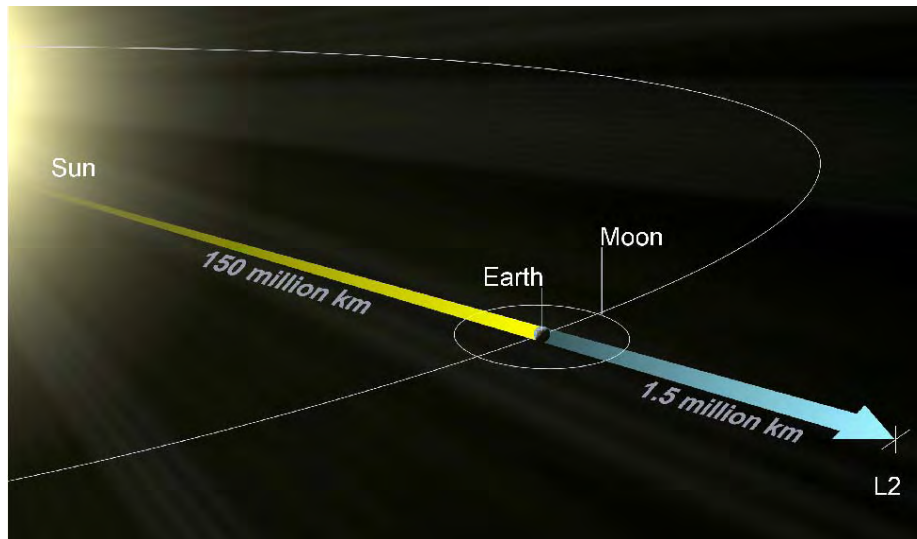


Figure 2-2 : Localisation du JWST

2-1-3 : Collaboration

MIRI fait l'objet d'une collaboration Europe/US sur la base d'un partenariat 50-50. La participation européenne est un consortium de 10 pays : Royaume-Uni, France, Belgique, Pays-Bas, Allemagne, Espagne, Suisse, Suède, Danemark, Irlande (par ordre d'importance décroissante des contributions financières). C'est le Royaume Uni qui conduit le consortium européen.

Au niveau français, quatre laboratoires spatiaux sont impliqués : Le DAPNIA, le LESIA de l'observatoire de Paris-Meudon, l'IAS d'Orsay et le LAM de Marseille. C'est le DAPNIA qui a la responsabilité scientifique et technique de la partie française de l'instrument vis à vis de l'ESA.

2-2 : Approche scientifique

2-2-1 : Moyen d'investigation

Miri est destiné à des observations dans l'infrarouge thermique, longueur d'onde 5 à 27 microns.

Pour prendre en compte les demandes scientifiques, trois modes d'observations sont requis :

- ✚ Imagerie avec un champ de vue > à 2 minutes d'arc carré et la possibilité de choisir parmi 12 filtres,
- ✚ Coronographe avec un champ de vue par pixel de 0.11 seconde d'arc et un champ total de 15x15 arcsec carré.
- ✚ Spectroscopie en champ intégral sur un champ de 3x3 arcsec carré avec une résolution spectrale d'environ 1500.

2-2-2 : Instruments

Pour prendre en compte les différents modes d'observations requis, MIRI est constitué de deux sous instruments : un imageur et un spectromètre à « champ intégral ». Le banc optomécanique de l'imageur est à la charge de la France. L'imageur abrite 3 modes d'observations : imagerie, coronographie, spectroscopie basse résolution. La coronographie est obtenue à partir de masques de phase dans le plan focal et dans le plan pupillaire. La spectroscopie basse résolution (R=100) par fente est obtenue en insérant un prisme dans le plan pupillaire. Pour ces trois modes d'observations, une seule roue est nécessaire. Le mécanisme de cette roue est fourni par les allemands. Le matériel pour le banc optique et les miroirs est de l'aluminium. Les détecteurs (matrices de 1024x1024 pixels en Silicium dopé Arsenic fabriqué par Raytheon, ainsi que l'électronique associée, sont à la charge de la NASA.

2-2-3 : Spécificités

Le mode coronographique est un mode qui permet « d'éteindre » une étoile afin de sonder ses alentours proches et ainsi de tester la présence de planètes, de compagnons, de disques de poussière.

Dans MIRI, nous utiliserons une technique innovante conçue par le LESIA : la coronographie par masque de phase. Le principe consiste à mettre la tache de diffraction d'une étoile donnée par le télescope, au centre d'une lame à quatre cadrans ; deux des quatre cadrans ont une différence d'épaisseur calculée de telle façon que la lumière sortant de la lame interfère de façon destructive.

La différence d'épaisseurs doit répondre à des tolérances assez strictes (marche d'une profondeur du micron avec une précision de +/-2%, largeur de transmission > 5 microns). Après une recherche dans l'industrie, c'est finalement le DRECAM/SPEC qui semble le mieux placé pour répondre aux besoins.

2-3: Contribution du DAPNIA

2-3-1 : Responsabilités scientifiques et techniques

Le DAPNIA/Sap est responsable scientifique et technique de la partie française de MIRI et coordonne l'activité des quatre laboratoires spatiaux impliqués dans le projet (DAPNIA, LESIA de l'observatoire de Paris, IAS Orsay, LAM Marseille).

Les tâches à la charge du DAPNIA sont les suivantes :

- ✚ Management global de la partie française du projet
- ✚ Conception optique
- ✚ Conception et réalisation de la structure mécanique
- ✚ Conception et réalisation de la roue à filtres
- ✚ Spécifications de miroirs (fabriqués en Belgique) ;
- ✚ Conception et réalisation du système de détection en infrarouge moyen pour les tests de caractérisation de l'imageur à 7K au CEA
- ✚ Responsabilité système du simulateur de télescope
- ✚ Assemblage, intégration et tests de l'instrument et des moyens de tests associés
- ✚ Suivi des performances scientifiques au Royaume Uni et en vol
- ✚ Mise en place d'un centre d'expertise instrumental et traitement des données au niveau français, voir européen
- ✚ Exploitation scientifique des données.

2-3-2 : Services

- ✚ SAp : (Service d'Astrophysique)
- ✚ SEDI : (Service d'Electronique des Détecteurs et informatique)
- ✚ SIS : (Service d'Ingénierie des systèmes)

2-4: Etats et perspectives

2-4-1 : Dates importantes

- ✚ 1999-2000 : Pré-études
- ✚ 2001-2002 : Etude de la phase A (faisabilité) du module optique
- ✚ Juin 2002 : Réaffirmation de la priorité du JWST par l'ESA
- ✚ Mai 2003 : Début de la phase B (étude détaillées)
- ✚ Février 2004 : Acceptation définitive du projet par le CNES
- ✚ Sept.2004 : PDR (Preliminary Design Review)
- ✚ Octobre 2005 : CDR (Critical Design Review)
- ✚ 2005-2007 : Réalisation, intégration et tests en France du modèle de vol
- ✚ 2008 : Intégration et tests de l'instrument complet en Angleterre
- ✚ 2009 : Livraison aux USA
- ✚ Août 2011 : Lancement du JWST
- ✚ 2011-2016 : Phase E (opérations scientifiques)
- ✚ 2016-2018 : Phase post-opérateur

2-4-2 : Perspectives

La participation à la réalisation de l'instrument MIRI nous permettra de bien connaître l'instrument et de bénéficier de temps garanti d'observation (900 heures par instrument). Nous occuperons ainsi une place privilégiée pour tirer profit scientifiquement de cet équipement phare de l'astrophysique des années 2011+, qui, compte tenu du large gain en sensibilité qu'il apportera (deux ordres de grandeur), a un fort potentiel de découvertes, avec notamment la possibilité de permettre la première image en infrarouge thermique d'une exo-planète géante.

2-5 : Imageur MIRI

2-5-1 : Description

Le boîtier ETM est équipé :

- ✚ d'un coronographe de Lyot avec masque de phase et spectromètre à basse résolution,
- ✚ de 5 miroirs, dont 3 miroirs sont montés sur le boîtier TMA,
- ✚ Cold stop,
- ✚ Roue à filtres équipés d'un mécanisme de positionnement,
- ✚ détecteur équipé de composants pour l'analyse optique.

La protection des différents composants est assurée par un couvercle. L'ensemble de la structure est fixée sur le Deck

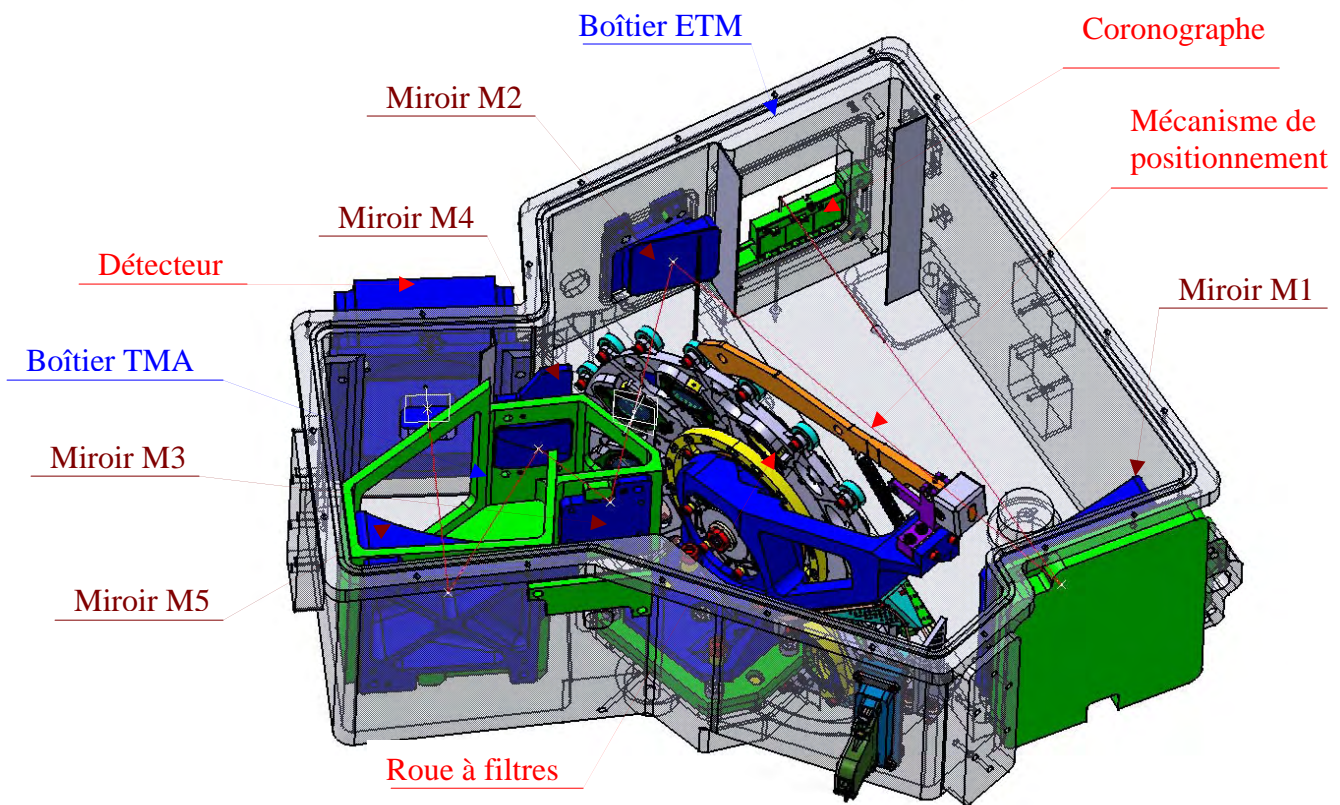


Figure 2-3: Composants de l'imageur MIRI

2-5-2 : Caractéristiques de fonctionnement

La structure au moment du lancement dans l'espace sera soumise à une accélération selon les spectres de qualification aléatoire donnés en annexe 2 .Malgré que la température de l'espace soit à 3 Kelvins, l'imageur en l'absence de pesanteur sera soumis à une température de fonctionnement de 7 Kelvins, celle-ci sera régulée par un cryostat. Cette basse température permet d'avoir une meilleure définition de l'image et la mise en froid se fera par l'intermédiaire du Deck.

En revanche pour notre étude, nous ne prendrons pas en compte le rayonnement thermique.

En effet cette hypothèse n'est pas représentative de la réalité, car le rayonnement dans notre cas améliorera le temps de mise en froid. De ce fait les analyses thermiques nous fournirons des résultats pessimistes.

Aussi, il faudra s'assurer que les fréquences de vibrations des composants de l'imageur sont supérieures à 250 Hz. Cela afin d'éviter une détérioration de la structure, et de garantir le bon déroulement de la mission d'exploration.

Enfin, nous examinerons l'imageur sous l'effet d'une réponse dynamique du fait de la propulsion dans l'espace et à la mise en orbite.

Chapitre 3 : Modélisations

3-1 : Contexte

Compte tenu de la géométrie de l'imageur et de ses caractéristiques, nous aborderons principalement les lois de comportement en élasticité tridimensionnel avec les hypothèses sur le matériau. En revanche, et du fait de l'épaisseur du couvercle TMA ainsi que certains composants comme les plaques élastiques sur la roue à filtres, nous rappèlerons les lois de comportements en élasticité plane pour introduire les éléments de Mindlin et de Kirchhoff. Nous ferons le choix du critère de dimensionnement en fonction des sollicitations. Ainsi pour l'étude de l'imageur nous nous intéresserons à l'aspect:

- ✚ modale de la structure afin d'obtenir les modes de vibrations.
- ✚ thermomécanique transitoire non linéaire.
- ✚ quasi-statique.
- ✚ dynamique (réponse à une excitation)

L'ensemble des modélisations sera effectué sur les logicielles CASTEM et CATIA.

CASTEM est un code de calcul pour l'analyse des structures par la méthode des éléments finis. Ce code a été développé par le Département Mécanique et Technologique (DMT) du CEA. Ce code intègre non seulement les processus de calculs proprement dits mais également les fonctions de construction du modèle (pré processeur) et les fonctions de traitement des résultats (post-traitement). Enfin, c'est un programme que l'utilisateur peut adapter à ses besoins pour résoudre ses propres problèmes, on caractérise ainsi CASTEM de logiciel ouvert.

CATIA intègre un module de résolution par éléments finis, sa bibliothèque d'éléments est moins riche que dans CASTEM. A l'inverse de CASTEM, notre module CATIA fonctionne plutôt en boîte noire et permet de résoudre des problèmes simples en mécanique.

Le système d'unités utilisé est regroupé dans le tableau suivant.

Longueur	Masse	Force	Temps	Masse volumique	Pression
<i>m</i>	<i>kg</i>	<i>N</i>	<i>sec</i>	<i>kg / m³</i>	<i>Pa(= N / m²)</i>

Relation degré Kelvin et degré Celsius

$T(K) = T(^{\circ}C) + 273$	<u>3-1</u>
-----------------------------	-------------------

3-2 : Caractéristiques des matériaux

Les matériaux utilisés pour les composants de l'imageur sont de l'aluminium 5083 et 6061, leurs caractéristiques sont identiques en tout points et la même structure à l'échelle macroscopique. De plus les matériaux répondent de façon identique à une même sollicitation quelle que soit le sens de l'usinage. Seules les miroirs seront réalisés en aluminium 5083, car avec ce matériau nous obtenons un polissage de meilleur qualité sur la surface optique.

Ses matériaux sont **homogènes** et **isotropes** et nous nous limiterons à l'étude du comportement **élastique** et **linéaire**. En revanche, pour l'analyse thermique, nous intégrerons la variation des caractéristiques en fonction de la température.

3-2-1 : Evolution du module de Young et du coefficient de dilatation

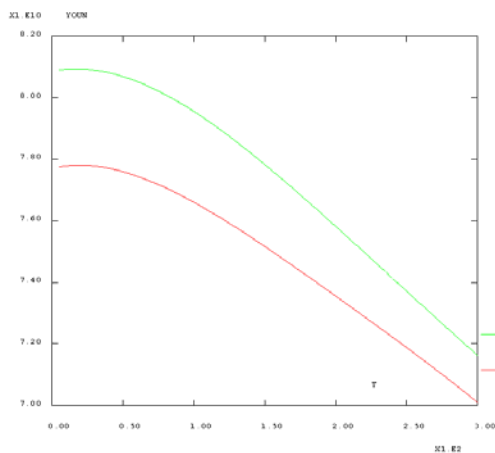
L'évolution du module de Young ainsi que du coefficient de dilatation sont donnés par la relation en fonction de la température (T):

$x = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4$ $x = f$	$T \Rightarrow T_{low}$ $T < T_{low}$	3-2
---	--	-----

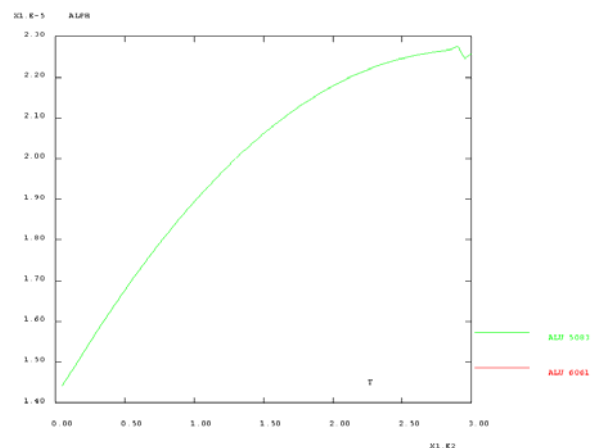
Les coefficients ont pour valeurs :

Matériaux	Module de Young (E)		Coefficient de dilatation thermique (α)
	5083	6061	5083 et 6061
a	8.08 E+1	7.77 E+1	-4.13 E+2
b	1.06 E-2	1.03 E-2	-3.04 E-1
c	-3.02 E-4	-2.924 E-4	8.77 E-3
d	7.56 E-7	8.993 E-7	-9.98 E-6
e	-6.99 E-10	-1.07 E-9	0
f			-415.45
Tlow			18

Ainsi en faisant varier la température (T) de 300 K à 7 K, nous obtenons les évolutions sur la figures 3-1.



Module de Young



Coefficient de dilatation thermique

Figures 3-1 : Evolutions du module de Young et du coefficient de dilatation thermique

3-2-2 : Evolution de la conductivité thermique et de la chaleur Massique

L'évolution de la conductivité thermique ainsi que la chaleur massique sont données par la relation en fonction de la température (T) :

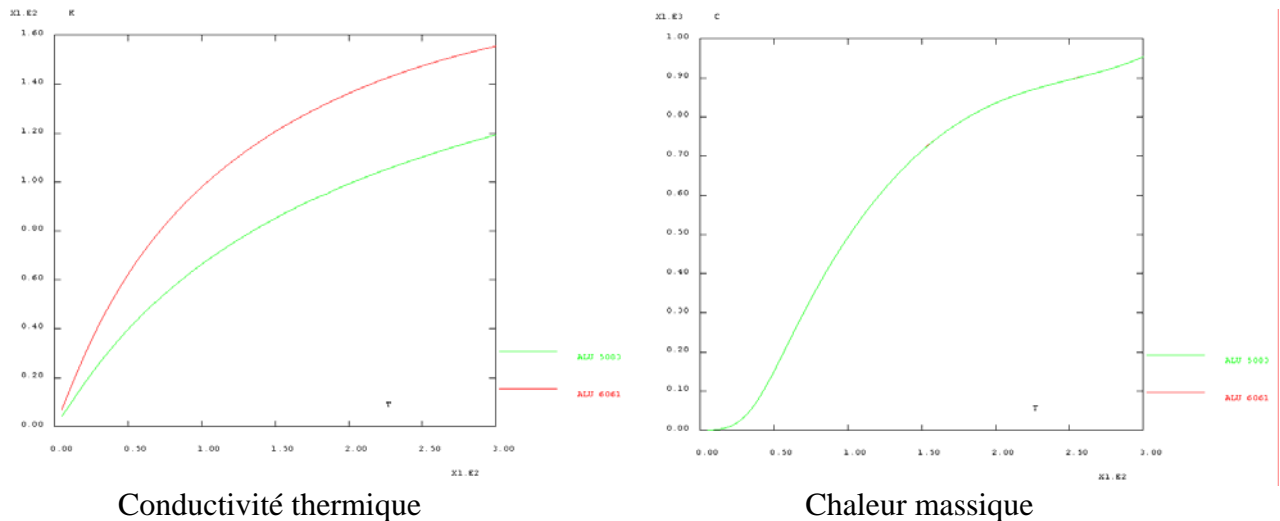
$$\log x = a + b(\log T) + c(\log T)^2 + d(\log T)^3 + e(\log T)^4 + f(\log T)^5 + g(\log T)^6 + h(\log T)^7 + i(\log T)^8$$

3-3

Les coefficients ont pour valeurs :

Matériaux	Conductivité thermique (K)		Chaleur massique (C_p)
	5083	6061	5083 et 6061
a	-0.90933	0.07981	46.6467
b	5.751	1.0957	-314.292
c	-11.112	-0.07277	866.662
d	13.612	0.08084	-1298.3
e	-9.3977	0.02803	1162.27
f	3.6873	-0.09464	-637.795
g	-0.77295	0.04179	210.351
h	0.067336	-0.00571	-38.3094
i	0	0	2.96344

Comme précédemment, en faisant varier la température (T) nous obtenons les évolutions en figures 3-2.



Figures 3-2 : Evolutions de la conductivité thermique et de la chaleur massique

Le tableau ci dessous regroupe ainsi les différentes caractéristiques de l'aluminium 5083 et 6061.

Matériau	5083	6061
Module de Young : E (Pa)	Voir évolution : Figure 3-1	
Masse volumique : ρ (Kg / m ³)	2700	2700
Coefficient de poisson : ν	0.34	0.34
Conductivité : K (W.m -1.K -1)	Voir évolution : Figure 3-2	
Coefficient de dilatation : α	Voir évolution : Figure 3-1	
Chaleur massique : Cp (J.Kg -1.K -1)	Voir évolution : Figure 3-2	
Limite élastique à 300 K : σ_e (MPa)	230	230
Contrainte admissible à 300 K : σ_{adm} (MPa)	155	155
Contrainte admissible de Cisaillement à 300 K: σ_r (MPa)	90	90
Limite de rupture à 300 K: σ_r (MPa)	335	335

3-3 : Elasticité tridimensionnelle isotrope en coordonnées cartésiennes : (matrice de Hooke)

Nous résumerons dans ce chapitre le comportement d'un matériau isotrope élastique et linéaire. Ainsi pour un état quelconque ou général de contraintes (appelé encore état de contraintes tridimensionnel ou triaxial), les sollicitation mécaniques sur la structure créent:

- ✚ Un champ de petits déplacements élastiques : les déplacements de tout point $M(x, y, z)$ sont :

$u(x, y, z)$	
$v(x, y, z)$	3-4
$w(x, y, z)$	

- ✚ Un état de contraintes en tout point M défini par les :
 - Contraintes normales : $\sigma_{xx}(x, y, z)$; $\sigma_{yy}(x, y, z)$; $\sigma_{zz}(x, y, z)$
 - Contraintes tangentielles ou de cisaillement : $\tau_{xy}(x, y, z)$; $\tau_{yz}(x, y, z)$; $\tau_{zx}(x, y, z)$

Ces contraintes créent un état de déformation en tout point M défini par les :

- ✚ Déformations axiales suivant respectivement $\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$:

$$\varepsilon_{xx} = u_{,x} = \frac{\partial u}{\partial x} ; \varepsilon_{yy} = v_{,y} = \frac{\partial v}{\partial y} ; \varepsilon_{zz} = w_{,z} = \frac{\partial w}{\partial z}$$

- ✚ Distorsions angulaires :

- Dans le plan (x, y) : $\gamma_{xy} = u_{,y} + v_{,x} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$
- Dans le plan (y, z) : $\gamma_{yz} = w_{,y} + v_{,z} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}$
- Dans le plan (z, x) : $\gamma_{xz} = u_{,z} + w_{,x} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}$

Ainsi les déformations ont pour expressions :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \quad \underline{\underline{3-5}}$$

En regroupant ces expressions sous forme matricielle, nous obtenons :

$$[\varepsilon] = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ 2\varepsilon_{xy} \\ 2\varepsilon_{xz} \\ 2\varepsilon_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_{,x} \\ v_{,y} \\ w_{,z} \\ u_{,y} + v_{,x} \\ u_{,z} + w_{,x} \\ v_{,z} + w_{,y} \end{Bmatrix}$$

Les contraintes et les déformations sont liées par une relation de comportement qui est :

$$\sigma_{ij} = H_{ijkl}\varepsilon_{kl} + (\sigma_o + \sigma_{th})_{ij}$$

Dans un problème d'élasticité tridimensionnel nous avons ainsi quinze inconnues soit, six contraintes, six déformations et trois déplacements.

Les déformations et les contraintes sont liées par une relation de comportement élastique et linéaire.

$$\{\sigma\} = [H]\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_{th}\} \quad \underline{\underline{3-6}}$$

Cette expression peut se mettre sous forme matricielle suivante :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} - \alpha\Delta T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Ou en exprimant les déformations en fonction des contraintes, nous obtenons la formulation suivante :

$$\{\varepsilon\} = [C]\{\sigma\} + \{\varepsilon_{th}\} \quad \underline{\underline{3-7}}$$

Soit sous forme matricielle :

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} + \alpha \Delta T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Ou :

- E : Module de Young (rapport de la contrainte/allongement en sollicitation uniaxiale)
- ν : Coefficient de poisson (rapport des déformations en sollicitation uniaxiale), sans dimension
- α : Coefficient de dilatation thermique
- ΔT : Variation de température

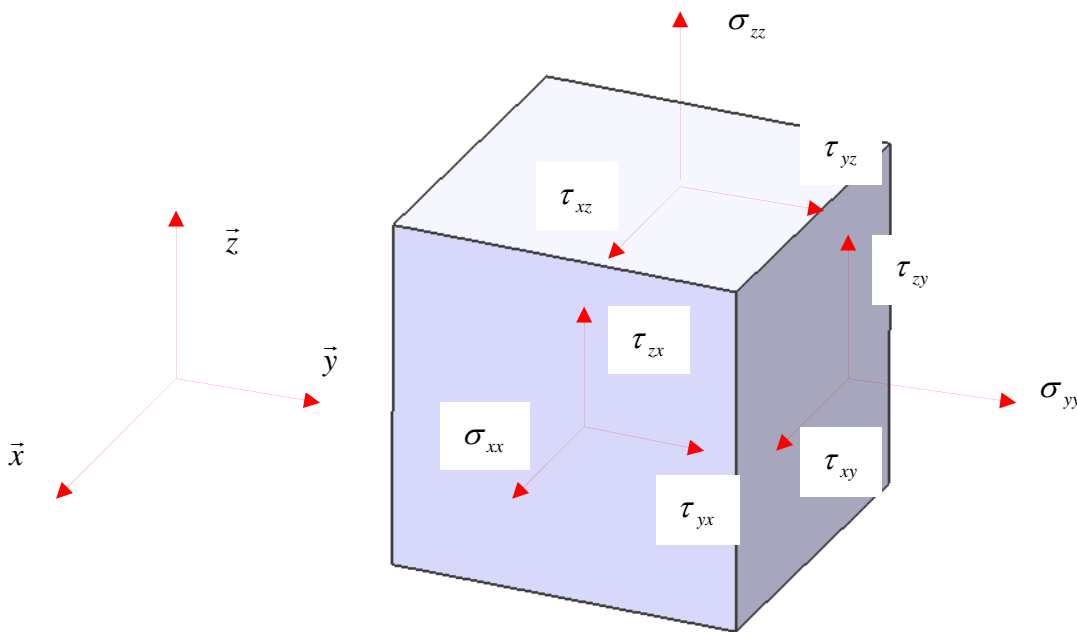


Figure 3-3 : Composante du tenseur $[\sigma]$

En négligeant l'aspect thermique, l'énergie de déformation d'un élément de volume dV peut prendre les formes suivantes :

$$dE_{pot} = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} dV \quad \text{Avec } G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

$$dE_{pot} = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix}^T \cdot \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} dV$$

3-4 : Elasticité plane isotrope en coordonnées cartésiennes

3-4-1: Hypothèse

L'hypothèse d'une déformation transversale $\varepsilon_{zz} = 0$ (pas de variation d'épaisseur)

L'hypothèse des contraintes planes, dans la relation de comportement, la contrainte σ_{zz} est négligeable par rapport aux autres composantes du tenseur de contraintes.

3-4-2 : Déplacements

Le champ de déplacement est défini par :

$$\vec{U}(M) = u\vec{x} + v\vec{y} + w\vec{z}$$

Avec :

$$u(x, y, z) = u(x, y, 0) + z\psi_y \quad \mathbf{3-8}$$

$$v(x, y, z) = v(x, y, 0) - z\psi_x$$

$$w(x, y, z) = w(x, y, 0)$$

Avec : $\psi_x; \psi_y$: rotation autour des deux axes de la surface moyenne

$$\psi_z = \frac{1}{2}(v_x - u_y)$$

$$u(x, y, 0) = u^0, v^0, w^0 \text{ Translation de la surface moyenne}$$

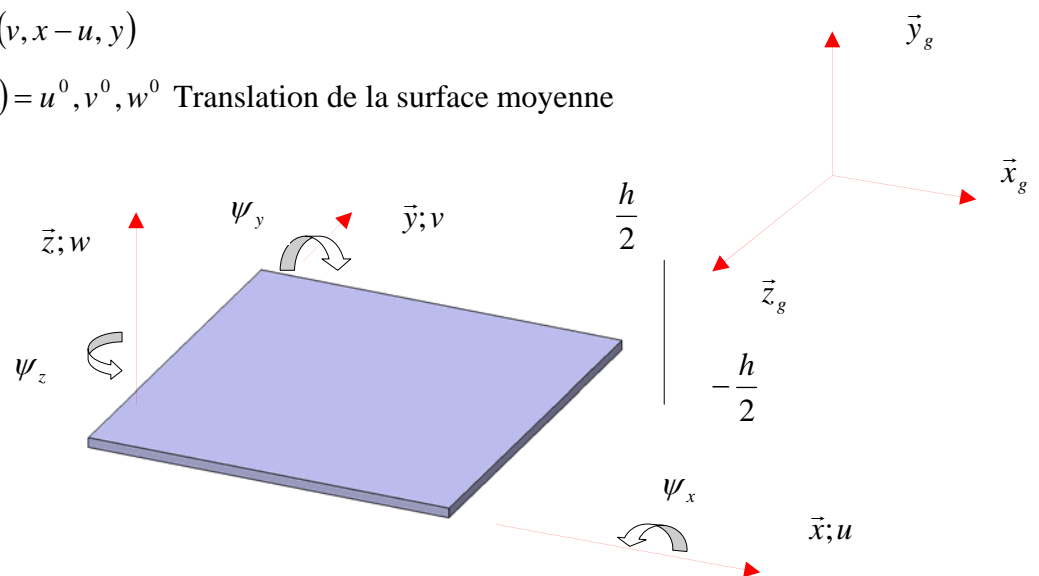


Figure 3-4 : Champ de déplacement des plaques

3-4-3 : Champ de contrainte plane

$$\bar{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} \quad \tau = \begin{bmatrix} \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{bmatrix} \quad \varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ 2\varepsilon_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u, x \\ v, y \\ u, y + v, x \end{bmatrix} \quad \gamma = \begin{bmatrix} 2\varepsilon_{xz} \\ 2\varepsilon_{yz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u, z + w, x \\ v, z + w, y \end{bmatrix}$$

3-4-4 : Equations élémentaires de l'élasticité plane

$$\sigma = H\varepsilon \quad \text{et} \quad \tau = \mu\gamma$$

L'élasticité isotrope en coordonnées cartésiennes avec déformation thermique est sous forme matricielle :

$$\{\sigma\} = [H](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_{th}\})$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \left\{ \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ 2\varepsilon_{xy} \end{bmatrix} - \alpha\Delta T(1+\nu) \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \right\} \quad \mathbf{3-9}$$

$$\text{Avec : } H = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad ; \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad ; \quad \psi_x = -\frac{\partial w}{\partial x} \quad ; \quad \psi_y = -\frac{\partial w}{\partial y}$$



D'après les hypothèses sur les déplacements

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} u_{,x}^0 \\ v_{,y}^0 \\ u_{,y}^0 + v_{,x}^0 \end{bmatrix} - z \begin{bmatrix} -\psi_{y,x} \\ \psi_{x,y} \\ \psi_{x,x} - \psi_{y,y} \end{bmatrix} = e^0 - zC$$

Avec : e^0 Matrice de déformation de membrane
 C Matrice de variation de courbure

3-5 : Critère de dimensionnement

Les critères les plus classiquement utilisés sont liés au phénomène de glissement au sein du matériau (distorsion) par l'intermédiaire :

-  Des contraintes de cisaillement : c'est le critère dit de Tresca
-  De l'énergie de distorsion : c'est le critère dit de Von Mises.

Ces deux critères fournissent des valeurs voisines pour les limites d'élasticité, avec des écarts restant relativement faibles. Nous utiliserons pour l'ensemble de l'étude le critère de Von Mises, que l'on appellera contrainte normale équivalente de Von Mises qui a pour expression :

Cas des solides

$$\sigma_{\text{eqV.Mises}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]} \quad \mathbf{3-10}$$

La contrainte normale équivalente de Von Mises présente l'avantage de combiner la totalité des composantes des contraintes.

Cas des plaques

$$\sigma_{\text{eqV.Mises}} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} + 3\tau_{xy}^2} \quad \mathbf{3-11}$$

La valeur de la contrainte normale équivalente de Von Mises évolue avec l'altitude z , c'est-à-dire suivant le point où l'on se trouve sur le plan perpendiculaire en $M(xy)$ au plan moyen (xy) de la plaque.

Celle-ci doit demeurer partout inférieure à la limite élastique pour respecter le critère soit :

$$\sigma_{\text{eqV.Mises}} < \sigma_e$$

On se placera dans le cas où la contrainte admissible de Von Mises est égale à $\frac{2}{3}\sigma_e$ ainsi que la contrainte de cisaillement qui est égale à $\frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_{adm}$.

3-6 : Éléments utilisés

Contrairement aux calculs thermiques pour lesquels tous les types d'éléments conviennent, les calculs en élasticité peuvent conduire à des résultats erronés avec des éléments à interpolation linéaire ; c'est en particulier le cas de tous les solides peu massifs, proches des coques. D'autre part, l'un des résultats importants étant le tenseur de contraintes, issu de la combinaison linéaire des dérivées du déplacement, il convient que ses variations soient correctement évaluées, ce qui n'est possible qu'avec des éléments à nœud intermédiaire. En pratique, seuls les éléments à interpolation parabolique doivent être utilisés ou en augmentant le nombre d'éléments à interpolation linéaire dans les zones de contraintes.

3-6-1: Choix des éléments

Tétraèdre TE4 et TE10

Les tétraèdres permettent la résolution de problèmes relevant de la théorie générale de l'élasticité tridimensionnelle. Nous utiliserons selon la nature de la géométrie des tétraèdres à 4 nœuds (TE4) avec 3 degrés de liberté par nœuds $U_x; U_y; U_z$ soit au total 12 degrés de liberté par éléments.

Avec ce type d'éléments, nous obtenons un champ de déplacements linéaires complets (déformation uniforme). Nous appliquerons ces éléments sur les boîtiers ETM et TMA ainsi que sur l'ensemble des 5 miroirs avec la roue à filtres.

Compte tenu des faibles épaisseurs du couvercle sur le boîtier ETM et du capot sur le boîtier TMA, nous utiliserons des tétraèdres à 10 nœuds (TE10). Ce type d'élément contient également trois degrés de liberté par nœud $U_x; U_y; U_z$. En revanche chacun de ces éléments de degré 2 possède 30 degrés de liberté. Avec les éléments TE10, nous obtenons un champ de déplacements quadratiques complets.

Triangle T3 complet

Afin de faire une comparaison des résultats de l'analyse modale du capot TMA, nous modéliserons ultérieurement celui-ci par des éléments T3. Nous modéliserons également avec ces mêmes éléments la plaque élastique des portes diaphragmes et porte filtres de la roue.

L'élément triangle T3 possède 15 degrés de liberté soit 2 degrés de liberté par nœud U_x, U_y pour la partie membrane et 3 degrés de liberté par nœud U_z, θ_x, θ_y pour la partie flexion. Cet élément donne la possibilité de cinq mouvements d'ensemble dans le repère local (xyz) . On observe aussi la non existence du degré de liberté de rotation θ_{z_i} au nœud $n^{\circ}i$. Connaissant les degrés de liberté, nous pouvons extraire les contraintes $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \tau_{xy}$ sur les faces et sur le plan moyen de l'élément.

Faisant référence au modèle de Mindlin développé ultérieurement, nous utiliserons des éléments triangulaires DST (Discrete Shear Triangle).

Enfin nous utiliserons des éléments de Kirchhoff DKT (Discrete Kirchhoff Triangle). Ce modèle sera développé ultérieurement.

3-6-2 : Calcul de l'approximation de l'énergie potentielle sur un élément tridimensionnel

3-6-2-1 : Formulation des phénomènes d'élasticité

Le solide (Ω) est soumis aux sollicitations de pression \bar{T} sur son contour S_σ ; de déplacement sur son contour S_u ; et à des forces volumiques internes \bar{F}_v .

Les conditions aux limites du solide s'expriment en déplacement $u = \bar{u}_i$ sur S_u où en contrainte sous la forme d'équilibre entre les pressions extérieures \bar{T}_i et les contraintes intérieures projetées suivant la même direction $\sigma_{ij}n_j$. Finalement on obtient les équations :

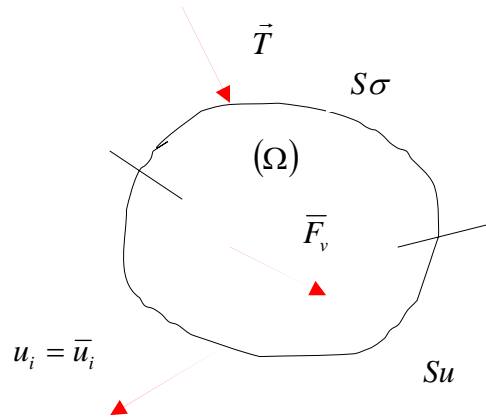


Figure 3-5 : Phénomènes d'élasticité

$$-\sigma_{ij,j} = \bar{F}_{vi} \text{ dans } \Omega$$

$$u_i = \bar{u}_i \text{ sur } Su$$

$$\sigma_{ij}n_j = \bar{T}_i \text{ sur } S\sigma$$

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^0 + H_{ijkl}\varepsilon_{kl}$$

On vérifie que la résolution de ces équations équivaut à :

$$\delta U_p = \int_{\Omega} \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} d\Omega - \int_{\Omega} \bar{F}_{vi}^T \delta u_i d\Omega - \int_{S\sigma} \bar{T}_i \delta u_i ds$$

$$\delta U_p = 0 ; \forall \delta u_i ; u_i = \bar{u}_i \text{ sur } Su ; \delta u_i = 0 \text{ sur } S\sigma$$

On remplace cette expression par celles précédemment définies on obtient :

$$\delta U_p = \int_{\Omega} e^T H \delta e d\Omega + \int_{\Omega} \sigma_0^T \delta e d\Omega - \int_{\Omega} \bar{F}_v^T \delta U d\Omega - \int_{S\sigma} \bar{T}^T \delta U ds \quad \text{Avec } e = \varepsilon$$

Quand les quantités H ; \bar{F}_v ; \bar{T} sont indépendantes de U sur Su , on peut intégrer cette expression et obtenir la fonctionnelle énergie potentielle totale.

$$U_p = \frac{1}{2} \int_{\Omega} e^T H e d\Omega + \int_{\Omega} \sigma_0^T e d\Omega - \int_{\Omega} \bar{F}_v^T U d\Omega - \int_{S\sigma} \bar{T}^T U ds$$

Soit $U_p(v_i)$ cette fonctionnelle, on vérifie alors que résoudre les équations de l'élasticité, revient à rechercher dans l'espace des fonctions (v_i) le champ (u_i) qui minimise U_p .

Le champ (v_i) est caractérisé par des nécessités de continuité et la condition $v_i = \bar{u}_i$ sur Su .

On interpole chaque composant du déplacement

$$u = N(\xi, \eta, \zeta) u_L$$

$$v = N(\xi, \eta, \zeta) v_L$$

$$w = N(\xi, \eta, \zeta) w_L$$

où u_L, v_L, w_L contiennent les valeurs nodales de u, v, w et N étant la matrice des fonctions d'interpolation $\{N_i\}$ exprimée dans les variables locales convenables (ξ, η, ζ) .

Ainsi la matrice des fonctions de base est pour :

l'élément TE4:

$$N = [\xi \quad \eta \quad \zeta \quad \theta] \text{ ou } \theta = 1 - \xi - \eta - \zeta$$

l'élément TE10:

$$N = [\xi(2\xi - 1) \quad \eta(2\eta - 1) \quad \zeta(2\zeta - 1) \quad \theta(2\theta - 1) \quad 4\xi\eta \quad 4\eta\zeta \quad 4\zeta\xi \quad 4\xi\theta \quad 4\eta\theta \quad 4\zeta\theta]$$

$$\text{d'où } U = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N & 0 & 0 \\ 0 & N & 0 \\ 0 & 0 & N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_L \\ v_L \\ w_L \end{bmatrix} = AU_L$$

$$\text{et } [\varepsilon] = \begin{bmatrix} u_{,x} \\ v_{,y} \\ w_{,z} \\ u_{,y} + v_{,x} \\ u_{,z} + w_{,x} \\ v_{,z} + w_{,y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_{,x} & 0 & 0 \\ 0 & N_{,y} & 0 \\ 0 & 0 & N_{,z} \\ N_{,y} & N_{,x} & 0 \\ 0 & N_{,z} & N_{,y} \\ N_{,z} & 0 & N_{,x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_L \\ v_L \\ w_L \end{bmatrix} = BU_L$$

$$\text{on vérifie que } B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_{,x} & 0 & 0 \\ N_{,y} & 0 & 0 \\ N_{,z} & 0 & 0 \\ 0 & N_{,x} & 0 \\ 0 & N_{,y} & 0 \\ 0 & N_{,z} & 0 \\ 0 & 0 & N_{,x} \\ 0 & 0 & N_{,y} \\ 0 & 0 & N_{,z} \end{bmatrix}$$

$$\text{or : } x = F(\xi, \eta, \zeta)x_L$$

$$y = F(\xi, \eta, \zeta)y_L$$

$$z = F(\xi, \eta, \zeta)z_L$$

F : est la matrice des fonctions de forme.

$$\text{et } J = \begin{bmatrix} F_{,\xi} \\ F_{,\eta} \\ F_{,\zeta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_L & y_L & z_L \end{bmatrix} \quad \text{matrice jacobienne de transformation}$$

$$\begin{bmatrix} N_{,x} \\ N_{,y} \\ N_{,z} \end{bmatrix} = J^{-1} \begin{bmatrix} N_{,\xi} \\ N_{,\eta} \\ N_{,\zeta} \end{bmatrix} \quad \text{et } dx dy dz = |J| d\xi d\eta d\zeta \quad \text{Avec } J^{-1} \text{ matrice jacobienne inverse}$$

et $|J|$ déterminant

Finalement sur un élément donné, la variation de l'énergie potentielle devient :

$$\delta U_p^k = U_L^T \int_{\Omega_L} B^T H B |J| d\xi d\eta d\zeta \delta U_L + \int_{\Omega_L} \sigma_0^T B |J| d\xi d\eta d\zeta \delta U_L - \int_{\Omega_L} \bar{F}_v^T A |J| d\xi d\eta d\zeta - \int_{S_\sigma} \bar{T}^T A ds \delta U_L$$

3-12

$$\delta U_p^k = U_L^T R_L \delta U_L - F_L^T \delta U_L$$

$$R_L = \int_{\Omega} B^T H B |J| d\xi d\eta d\zeta \quad \text{matrice de rigidité élémentaire}$$

$$F_L = - \int_{\Omega} B^T \sigma_0 |J| d\xi d\eta d\zeta + \int_{\Omega} A^T \bar{F}_v |J| d\xi d\eta d\zeta + \int_{S_\sigma} A^T \bar{T} ds$$

Ω_L étant le volume d'intégration en variables locales.

On note que la contrainte initiale σ_0 se traduit après discrétisation par des forces nodales à caractère volumique.

3-6-3 : Energie de déformation en plaque épaisse : modèle de Mindlin

3-6-3-1 : Hypothèse

Le rapport longueur par hauteur de la plaque doit être $4 \leq \frac{L}{h} \leq 20$

En théorie de Mindlin, les particules de matière qui sont situées avant déformation sur un segment de droite perpendiculaire au plan moyen de la plaque ne restent pas après déformation sur un segment de droite orthogonal à la surface moyenne de la plaque.

3-6-3-2 : Energie de déformation

$$\delta W_d = \delta W_d^m + \delta W_d^f + \delta W_d^t$$

$$\delta W_d = \int_{sm} h e^T H \delta e dx dy + \int_{sm} \frac{h^3}{12} C^T H \delta C dx dy + \int_{sm} \mu \alpha \gamma^T \delta \gamma dx dy$$

3-13

Membrane	Flexion	Cisaillement + Torsion
----------	---------	------------------------

$$e = \varepsilon = \begin{bmatrix} u_{,x} \\ v_{,y} \\ u_{,y} + v_{,x} \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} -\psi_{y,x} \\ \psi_{x,y} \\ \psi_{x,x} - \psi_{y,y} \end{bmatrix} \quad \gamma = \begin{bmatrix} \psi_y + w_{,x} \\ -\psi_x + w_{,y} \end{bmatrix} \quad \alpha = \frac{5h}{6}$$

Déformation de membrane
Matrice de variation de courbure
cisaillement + torsion
Matériau isotrope

μ et H sont donné par l'expression 3-9

Energie de déformation de membrane : δW_d^m

$$\delta W_d^m = U_L^T R_L^m \delta U_L = U_L^T \left\{ \int_{Sm} h B^{mT} H B^m dx dy \right\} \delta U_L$$

$$\text{Avec : } u = N^m(\xi, \eta) u_L$$

$$v = N^m(\xi, \eta) v_L$$

$$e = \begin{bmatrix} N_{,x}^m & 0 \\ 0 & N_{,y}^m \\ N_{,y}^m & N_{,x}^m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_L \\ v_L \end{bmatrix} \Rightarrow e = B^e U_L$$

Energie de déformation de flexion : δW_d^f

$$C = \begin{bmatrix} -\psi_{y,x} \\ \psi_{x,y} \\ \psi_{x,x} - \psi_{y,y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -N_{,x}^f \\ N_{,y}^f & 0 \\ N_{,x}^f & -N_{,y}^f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_{xL} \\ \psi_{yL} \end{bmatrix} = B^\psi \psi_L$$

$$\delta W_d^f = \int_{sm} \frac{h^3}{12} C^T H \delta C dx dy$$

$$\delta W_d^f = \psi_L^T \int_{sm} \frac{h^3}{12} B^{\psi T} H B^\psi dx dy \delta \psi_L$$

$$\delta W_d^f = \psi_L^T R_L^\psi \delta \psi_L$$

Energie de déformation de cisaillement + torsion : δW_d^t

$$\delta W_d^t = \int_{sm} \mu \alpha \gamma^T \delta \gamma dx dy$$

$$\delta W_d^t = \int_{sm} \mu \alpha \left[\psi_L^T N^{\psi T} + w_L^T B^w \right] \left[N^\psi \delta \psi_L + B^w \delta w_L \right] dx dy$$

$$\delta W_d^t = \psi_L^T R_{L1}^\psi \delta \psi_L + w_L^T R_L^w \delta w_L + \psi_L^T R_L^{\psi w} \delta w_L + w_L^T R_L^{\psi w T} \delta \psi_L$$

L'énergie de déformation sous forme matricielle est de la forme :

$$\delta w_d = \begin{bmatrix} U_L^T & w_L^T & \psi_L^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_L^m & 0 & 0 \\ 0 & R_L^w & R_L^{\psi w T} \\ 0 & R_L^{\psi w} & R_L^\psi + R_{L1}^\psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta U_L \\ \delta w_L \\ \delta \psi_L \end{bmatrix} \quad \mathbf{3-14}$$

3-6-4 : Energie de déformation en plaques minces : modèle de Kirchhoff

3-6-4-1 : Hypothèses :

Epaisseur petite devant les dimensions du plan moyen $\frac{h}{a_1} < \frac{1}{20}$ et $\frac{h}{a_2} < \frac{1}{20}$

En théorie de Kirchhoff, les particules de matière qui sont situées avant déformation sur un segment de droite perpendiculaire au plan moyen de la plaque restent après déformation sur un segment de droite orthogonal à la surface moyenne de la plaque. D'autre part, la contrainte normale transverse $\sigma_{zz} = 0$

3-6-4-2 : Energie de déformation

Avec l'expression 3-13 de l'énergie de déformation de Mindlin et en imposant $\gamma = 0$, on obtient l'énergie de déformation de Kirchhoff.

$$\delta W_d = \delta W_d^m + \delta W_d^f$$

$$\delta W_d = \int_{sm} h e^T H \delta e dx dy + \int_{sm} \frac{h^3}{12} C^T H \delta C dx dy \quad \underline{\underline{3-15}}$$

Membrane	Flexion
----------	---------

$$e = \begin{bmatrix} u_{,x} \\ v_{,y} \\ u_{,y} + v_{,x} \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} w_{,xx} \\ w_{,yy} \\ 2w_{,xy} \end{bmatrix} \quad H \text{ est donné par l'expression 3-9}$$

Déformation de membrane Matrice de variation de courbure

Energie de déformation de membrane : δW_d^m

$$\delta W_d^m = U_L^T R_L^m \delta U_L = U_L^T \left\{ \int_{Sm} h B^{mT} H B^m dx dy \right\} \delta U_L$$

Avec : $u = N^m(\xi, \eta) u_L$
 $v = N^m(\xi, \eta) v_L$

$$e = \begin{bmatrix} N^m_{,x} & 0 \\ 0 & N^m_{,y} \\ N^m_{,y} & N^m_{,x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_L \\ v_L \end{bmatrix} \Rightarrow e = B^e U_L$$

R_L^m : Matrice de rigidité en déformation plane (h : constant)

Energie de déformation de flexion : δW_d^f

$$w = N^f(\xi, \eta) w_L$$

$$C = \begin{bmatrix} N^f_{,xx} \\ N^f_{,yy} \\ 2N^f_{,xy} \end{bmatrix} w_L = B^f w_L$$

$$\delta w_d^f = w_L^T \int_{Sm} \frac{h^3}{12} B^{fT} H B^f dx dy \delta w_L$$

$$\delta w_d^f = w_L^T R_L^f \delta w_L$$

R_L^f : Matrice de rigidité de flexion

L'énergie de déformation sous forme matricielle est de la forme :

$$\delta Wd = \begin{bmatrix} U_L^T & w_L^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_L^m & 0 \\ 0 & R_L^f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta U_L \\ \delta w_L \end{bmatrix} \quad \mathbf{3-16}$$

La résolution directe de ces équations associée à celle des volumes concernés dans les problèmes concrets rend impossible leur résolution sous forme analytique explicite. La formulation en équations aux dérivées partielles doit donc être remplacée par la formulation énergétique mieux adaptée, à laquelle on associe la méthode approchée par éléments finis.

3-7: Equation de continuité locale traduisant le bilan thermique

La détermination du champ de température permet le dimensionnement des structures sous l'effet des contraintes thermiques et permet de déterminer les effets de la dilatation sur la géométrie des solides.

Les équations aux frontières sont de trois types :

- sur la partie S1, la température est imposée à une valeur donnée
- sur la partie S2, un flux thermique fourni par le milieu ambiant
- sur la partie S3, il y a un échange thermique entre le solide et le milieu ambiant qui traduit deux phénomènes : échange par convection ou échange par rayonnement.

Dans les deux cas, on suppose que suffisamment loin du solide, une température ambiante reste constante et que deux points voisin de S3 n'exercent l'un sur l'autre aucune influence (cette hypothèse est une approximation).

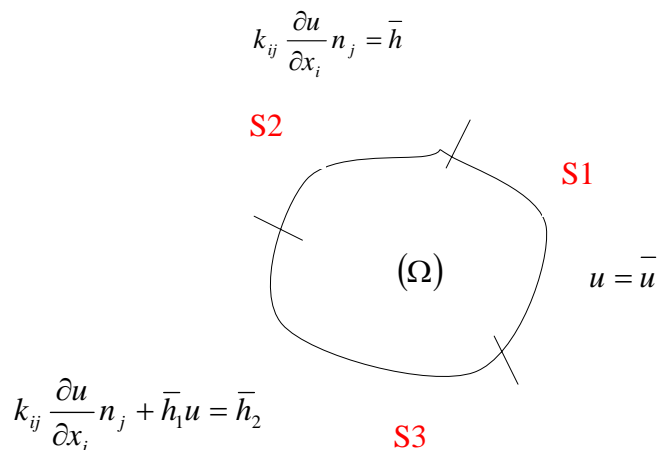


Figure 3-6 : Equations de la thermique

En régime permanent, on les établit en écrivant l'équation de continuité locale traduisant le bilan thermique.

On obtient ainsi :

$$\begin{aligned}
 -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_j} \right) &= \bar{F} \quad |_{\Omega} \quad \text{équation locale} \\
 u &= \bar{u} \quad |_{S1} \quad \text{température imposée} \\
 k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} n_j &= \bar{h} \quad |_{S2} \quad \text{flux imposé} \\
 k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} n_j + \bar{h}_1 u &= \bar{h}_2 \quad |_{S3} \quad \text{échange thermique}
 \end{aligned}$$

3-17

Avec : u : température imposée

k_{ij} : tenseur de conductivité thermique or $k = k_{ij}$ est symétrique positive

\bar{F} : source interne de chaleur par unité de volume

Pour un milieu isotrope $k_{ij} = k\delta_{ij}$ dans ce cas l'équation locale devient $-\nabla^2 u = \frac{\bar{F}}{k}$ (opérateur Laplacien)

3-7-1 : Résolution des équations traduisant le bilan thermique

$$\int_{\Omega} \left(-\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} \right\} - \bar{F} \right) v d\Omega = 0$$

On effectue une intégration par partie

$$\int_{\Omega} -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} \right) v d\Omega = \int_{\Omega} k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} \frac{\partial v}{\partial x_j} d\Omega - \int_{S2} k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} n_j v ds$$

Si on ne prend en compte que les conditions sur S1 et S2 et en choisissant $v = \delta u = 0$ sur S1

$$\int_{\Omega} k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} \frac{\partial \delta u}{\partial x_j} d\Omega - \int_{S1} k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} n_j \delta u ds - \int_{S2} k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} n_j \delta u ds = 0$$

$$\text{or } k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} n_j = \bar{h} \quad |_{S2}$$

$$\text{soit } \int_{\Omega} k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} \frac{\partial \delta u}{\partial x_j} d\Omega - \int_{S2} \bar{h} \delta u ds = 0$$

Si on ajoute une source interne de chaleur \bar{F} , on obtient :

$$\int_{\Omega} k_{ij} \frac{\partial u}{\partial x_i} \frac{\partial \delta u}{\partial x_j} d\Omega - \int_{\Omega} \bar{F} \delta u d\Omega - \int_{S2} \bar{h} \delta u ds = 0 \quad \forall \delta u \text{ avec } u = \bar{u} \text{ sur } S1$$

Par intégration on obtient la fonctionnelle

$$\mathfrak{F}_{(v)} = \frac{1}{2} \int_{\Omega} k_{ij} \frac{\partial v}{\partial x_i} \frac{\partial v}{\partial x_j} d\Omega - \int_{\Omega} \bar{F} v d\Omega - \int_{S2} \bar{h} v ds$$

u solution du problème est donc la fonction v qui minimise $\mathfrak{F}_{(v)}$ vérifiant l'égalité à \bar{u} sur S1.

En posant $g = (u, i)$ et $k = k_{ij}$ on obtient l'écriture suivante:

$$\delta\mathfrak{S} = \int_{\Omega} g^T k \delta g d\Omega - \int_{\Omega} F \delta u d\Omega - \int_{S_2} h \delta u ds \quad \underline{\underline{3-18}}$$

Dans les axes cartésiens (x,y,z)

le gradient thermique s'écrit $g = \begin{bmatrix} u, x \\ u, y \\ u, z \end{bmatrix}$

est la matrice de conductivité s'écrit $k = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} \\ k_{xy} & k_{yy} & k_{yz} \\ k_{xz} & k_{yz} & k_{zz} \end{bmatrix}$

d'où la variation de la fonctionnelle (S3=0)

$$\delta\mathfrak{S} = \int_{\Omega} g^T k \delta g dx dy dz - \int_{\Omega} \bar{F} \delta u dx dy dz - \int_{S_2} \bar{h} \delta u ds$$

3-7-2 : Hypothèse sur les interfaces

Dans les analyses thermiques que nous aborderons nous supposons les contacts parfaits entre les divers matériaux, ce qui nous permet d'admettre que le profil des températures est continu aux interfaces.

En fait, les contact réels sont imparfaits (du fait de la présence inévitable d'une couche d'air, de micro aspérités sur les faces) conduisant ainsi une variation brusque de température au niveau des interfaces.

3-7-3 : Schéma transitoire DUPONT2

Pour tous les calculs thermiques et thermomécaniques transitoires linéaires et non linéaires, nous utiliserons comme méthode de résolution le schéma de DUPONT2. C'est un schéma à deux pas de temps, ceux-ci sont calculés de la façon suivante :

Premier pas

$$\left(\theta K + \frac{C}{\Delta t} \right) T(\Delta t) = \left\{ (\theta - 1)K + \frac{C}{\Delta t} \right\} T(0) + Q(\tau) \quad \underline{\underline{3-19}}$$

$Q(\tau)$ est évalué de la manière suivante

Composante TIMP $\tau = \Delta t$

Composante Q et TE $\tau = \lambda \Delta t$

Avec : θ paramètre RELAXATION_THETA (= 0.5 par défaut, schéma implicite)
 $0 \leq \theta \leq 1$

quand $0 \leq \theta \leq 0.5$, le pas de stabilité est $\frac{\Delta x^2}{(2 - 4\theta)D}$

quand $0.5 \leq \theta \leq 1$, le schéma (Crank-Nicolson pour $\theta = 0.5$) est stable

λ paramètre SOUS_RELAXATION (= 0.5 par défaut)
 $0 \leq \lambda \leq 1$

K matrice de conductivité (CONDUCTION)

C matrice de capacité (CAPACITÉ)

$T(0)$ température initiale

Les matrices K, C et le vecteur Q sont évalués à la température $T = \lambda T_n + (1 - \lambda)T_{n-1}$

Pas suivants

$$\left\{ (0.5 + a)K + \frac{C}{\Delta t} \right\} T(t + \Delta t) = \left\{ (2a - 0.5)K + \frac{C}{\Delta t} \right\} T(t) - aKT(t - \Delta t) + Q(\tau) \quad \mathbf{3-20}$$

$Q(\tau)$ est évalué de la manière suivante

Composante TIMP $\tau = t + \Delta t$

Composante Q et TE $\tau = \lambda(t + \Delta t) + (1 - \lambda)t$

Avec : a paramètre RELAXATION_DUPONT (= 0.5 par défaut)

$0 \leq a \leq 1$

pour $a = 0$, on retrouve le schéma de Crank-Nicolson

λ paramètre SOUS_RELAXATION (= 0.5 par défaut)

$0 \leq \lambda \leq 1$

K matrice de conductivité (CONDUCTION)

C matrice de capacité (CAPACITÉ)

$T(\Delta t)$ Température calculée au premier pas

Les matrices K, C et le vecteur Q sont évalués à la température $T = (1 - \lambda)T_n - \lambda T_{n-1}$

3-7-4 : Quantité de chaleur échangée ΔQ

La quantité de chaleur échangée est donnée par la relation :

$$\Delta Q = m.C_p.\Delta T \quad \mathbf{3-21}$$

avec : ΔQ : quantité de chaleur échangée (J)
 m : masse du corps (Kg)
 C_p : capacité thermique massique (J/Kg.K)
 ΔT : variation de température ($^{\circ}\text{C}$ ou K)

La capacité thermique massique est la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1°C (ou 1K) la température pour un corps de 1Kg sans modification de sa nature.

3-7-5 : Puissance échangée P

Dans le cas d'un transfert par conduction, la puissance échangée est donnée par la relation :

$$P = \frac{\Delta Q}{\Delta t} = \lambda.S.\frac{\Delta T}{e} \quad \mathbf{3-22}$$

avec : P : puissance échangée (W).
 Δt : durée de l'échange (s)
 λ : coefficient de conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
 S : surface d'échange (m^2)
 e : épaisseur de la paroi (m)

3-8: Bilan des équations locale en dynamique

Dans notre étude on se placera dans le cas général comprenant diverses sollicitations.
On définit :

Ω : Volume du solide

$\partial\Omega$: La frontière du volume Ω

Σ : Contour du volume Ω

v : Fonctions test quelconques

C : Espace des fonctions $v(M)$, $M \in \Omega$ suffisamment régulières

$C^0 \subset C$: Espace des $v \in C$ nuls sur Σ soit $C^0 = \{u \in C | u = 0 \text{ sur } \Sigma\}$

C^d : Espace des u à valeur donnée u_{Σ} sur Σ soit $C^d = \{u \in C | u = u_{\Sigma} \text{ sur } \Sigma\}$

C^* : Espace des v à valeur donnée v_{Σ} sur Σ soit $C^* = \{v \in C | v = v_{\Sigma} \text{ sur } \Sigma\}$

3-8-1 : Equations locales en dynamique

Soit le solide de volume Ω de frontière $\partial\Omega$ soumis à l'action :

Des forces extérieures

- ✚ de forces d'inerties $\rho\ddot{u}$
- ✚ de forces surfaciques f_1 sur la surface Σf_1
- ✚ aucun chargement sur Σf_2

Des conditions limites

- ✚ fixation sur ΣU_1
- ✚ déplacements imposés sur ΣU_2

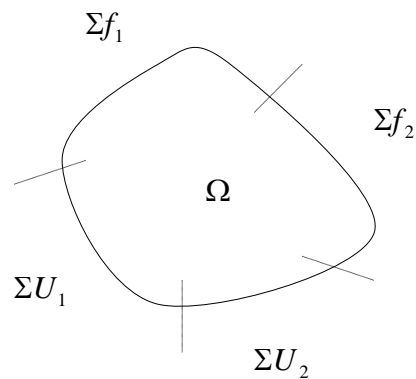


Figure 3-7 : Equations de la dynamique

Les équations locales en dynamique sont :

$\sigma_{ij,j}(u) + \rho\omega^2 u_i = 0$	$ \Omega$	
$\sigma_{ij}(u)n_j = 0$	$ \Sigma f_2$	
$\sigma_{ij}(u)n_j = f_i$	$ \Sigma f_1$	<u>3-23</u>
$u_i = 0$	$ \Sigma U_1$	
$u_i = u_d$	$ \Sigma U_2$	

Efforts de liaison

$\sigma_{ij}(u)n_j = R_{1i}$	$ \Sigma U_1$	<u>3-24</u>
$\sigma_{ij}(u)n_j = R_{2i}$	$ \Sigma U_2$	

3-8-2 : Formulation variationnelle en (U, R)

$$\int_{\Omega} [\sigma_{ij,j} + \rho \omega^2 u_i] v_i = 0$$

$$-\int_{\Omega} \sigma_{ij} v_{i,j} + \int_{\Sigma_{f1}} \sigma_{ij} n_j (v_i) + \int_{\Sigma_{f2}} \sigma_{ij} n_j (v_i) + \int_{\Sigma U_1} \sigma_{ij} n_j (v_i) + \int_{\Sigma U_2} \sigma_{ij} n_j (v_i) + \omega^2 \int_{\Omega} \rho u_i v_i = 0$$

$$\underline{\hspace{10em}} = 0$$

$$-\int_{\Omega} \sigma_{ij}(u) \varepsilon_{ij}(v) + \int_{\Sigma_{f1}} F_i v_i + \int_{\Sigma U_1} R_{1i} v_i + \int_{\Sigma U_2} R_{2i} v_i + \omega^2 \int_{\Omega} \rho u_i v_i = 0$$

$$u = u_d \quad | \Sigma U_2 \quad \forall v \in \Sigma U_2$$

$$u = 0 \quad | \Sigma U_1 \quad \forall v \in \Sigma U_1 \quad \text{3-25}$$

$\forall v \in$ l'espace des fonctions quelconques

$v \in C$

$u \in C^d : \{u \in C / u = 0; u = u^d\}$

3-8-3 : Propriété variationnelle du champ de déplacement u

$$u = 0 \quad | \Sigma U_1 \quad \forall v = 0 \quad | \Sigma U_1$$

$$-\int_{\Omega} \sigma_{ij}(u) \varepsilon_{ij}(v) + \int_{\Sigma_{f1}} F_i v_i + \omega^2 \int_{\Omega} \rho u_i v_i = 0$$

$$k(u, v) - \omega^2 m(u, v) = \int_{\Sigma_{f1}} F_i v_i$$

$$u \in C^d, \forall v \in C^*$$

$$C^d = \{u \in C / u = 0 \quad | \Sigma U_1 \quad u = u^d \quad | \Sigma U_2\}$$

$$C^* = \{v \in C / v = 0 \quad | \Sigma U_1 \quad v = v^d \quad | \Sigma U_2\} \quad \text{3-26}$$

3-8-4 : Propriété variationnelle des efforts de liaison

$$\int_{\Sigma U_1} R_{1i} v_i + \int_{\Sigma U_2} R_{2i} v_i = \int_{\Omega} \sigma_{ij}(u) \varepsilon_{ij}(v) - \omega^2 \int_{\Omega} \rho u_i v_i - \int_{\Sigma_{f1}} F_i v_i$$

$$v \neq 0 \quad | \Sigma U_1$$

3-8-5 : Structure matricielle du problème discrétisé

$$\int_{\Omega} \sigma_{ij}(u) \varepsilon_{ij}(v) - \omega^2 \int_{\Omega} \rho u_i v_i = \int_{\Sigma_{f1}} F_i v_i + \int_{\Sigma U_2} R_{2i} v_i$$

$$k(u, v) - \omega^2 m(u, v) = \int_{\Sigma f_1} F \cdot v + \int_{\Sigma U_1} R_1 \cdot v + \int_{\Sigma U_2} R_2 \cdot v$$

$$u \in C^d, \forall v \in C^* \quad \mathbf{3-27}$$

$$\text{Avec } C^d = \left\{ u \in C / u = u^d \mid \Sigma U_2 \quad u = 0 \mid \Sigma U_1 \right\}$$

$$C^* = \left\{ v \in C / v = v^d \mid \Sigma U_2 \quad v = 0 \mid \Sigma U_1 \right\}$$

On restreint $v \in C^*$

$$k(u, v) - \omega^2 m(u, v) = \int_{\Sigma f_1} F \cdot v$$

$$u \in C^d; \forall v \in C^* \quad \mathbf{3-28}$$

$$K(u, v) = \int_{\Omega} \sigma_{ij}(u) \varepsilon_{ij}(v) \rightarrow V^T K U$$

$$M(u, v) = \int_{\Omega} \rho u \cdot v \rightarrow V^T M U$$

$$\int_{\Sigma f_1} F \cdot v \rightarrow V^T F$$

3-8-6 : Expression du problème matricielle

$$V^T K U - \lambda V^T M U = V^T F$$

$$V^T \{([K] - \lambda[M])[U]\} = V^T [F] \quad \mathbf{3-29}$$

3-8-7 : Réponse dynamique (Méthode modale)

En l'absence d'amortissement, le système matriciel à résoudre est:

$$[M][\ddot{x}] + [K][x] = [F] \quad \mathbf{3-30}$$

Où : $[M]$: Matrice de masse

$[K]$: Matrice de rigidité

x : Vecteur déplacement

$[F]$: Chargement (pour notre étude il s'agira d'un spectre aléatoire)

Recherche de valeurs propres

On suppose l'amortissement nul. Tout d'abord on cherche les n premières fréquences et les modes associés du système conservatif soit :

$$\det([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad \mathbf{3-31}$$

$$\text{Avec : } \omega^2 = \frac{k\Lambda}{m}$$

Λ : Racines du système

On détermine ainsi les vecteurs propres par la relation :

$$[A] \begin{bmatrix} q_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ q_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{où } [A] \text{ est une matrice combinant la rigidité la masse est les racines } \Lambda$$

Les vecteurs propres sont de la forme : $[\Phi_n] = \begin{bmatrix} q_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ q_n \end{bmatrix}$ **3-32**

La matrice de passage à la base modale est déterminée à partir des vecteurs propres, celle ci à pour expression : $[Q] = [\Phi_1 \quad \cdot \quad \cdot \quad \Phi_n]$ **3-33**

La masse généralisée $[\mu]$ et la raideur généralisées $[K_{géné}]$ sont déterminées par les relations

$$[\mu] = [Q]^T [M] [Q] \quad ; \quad [K_{géné}] = [Q]^T [K] [Q] \quad \mathbf{3-34}$$

La forces généralisées est obtenue par : $[F_{géné}] = [Q]^T [F]$ **3-35**

Ainsi la résolution du système différentiel devient : $[\mu][\ddot{q}] + [K_{géné}][q] = [F_{géné}]$ **3-36**

Soit :

$$\begin{bmatrix} m_1 & & & 0 \\ & \cdot & & \\ & & \cdot & \\ 0 & & & m_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \ddot{q}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & & & 0 \\ & \cdot & & \\ & & \cdot & \\ 0 & & & k_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ q_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ F_n \end{bmatrix}$$

$$\{[K_{géné}] - \Omega^2 [\mu]\} \begin{bmatrix} q_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ q_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ F_n \end{bmatrix}$$

Avec $\Omega = \omega\sqrt{1 - \delta^2}$ si on tient compte du rapport d'amortissement modal δ que l'on introduira pour la résolution numérique de la réponse dynamique.

Du système différentiel, nous en déduisons les déplacements qui sont de la forme :

$$[x] = [Q] \begin{bmatrix} q_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ q_n \end{bmatrix} \quad \mathbf{3-37}$$

Chapitre 4 : Boîtier STM

4-1 : Objectif de l'étude :

Le but de cette étude, est de déterminer les fréquences de vibration du prototype STM (Structural and Thermal Model) de l'imageur.

Ce prototype est une représentation simplifiée de l'imageur ETM (Engineering and Test Model), mais les masses de chacun des composants sont respectées. Nous ferons une analyse modale, suivie d'un test de vibration qui sera réalisé au service essai du laboratoire d'astrophysique de Marseille (LAM). Ainsi une comparaison des résultats sera effectuée entre le modèle numérique et le test, puis on s'assurera que la première fréquence de vibration est supérieure à 250 Hz, afin de répondre aux critères MICD (Mechanical Interface and Control Document) référencés : REQ-PS-0.6-2.

4-2 : Géométrie :

L'ensemble STM est constitué d'un boîtier dans lequel est intégré le boîtier TMA avec son couvercle et d'une fausse roue qui est protégée par un carter. Le carter est vissé sur le boîtier STM par 22 vis CX M3-16. La fausse roue est vissée sur le boîtier par 3 vis CHC M10-25.

Le couvercle du boîtier TMA est fixé par 14 vis CX M3-12.

L'imageur STM fait référence au dossier de plan : 71 C012 UMM 1300 000AE.

Une plaque de 1.5 Kg symbolisera le détecteur placé sur le boîtier.

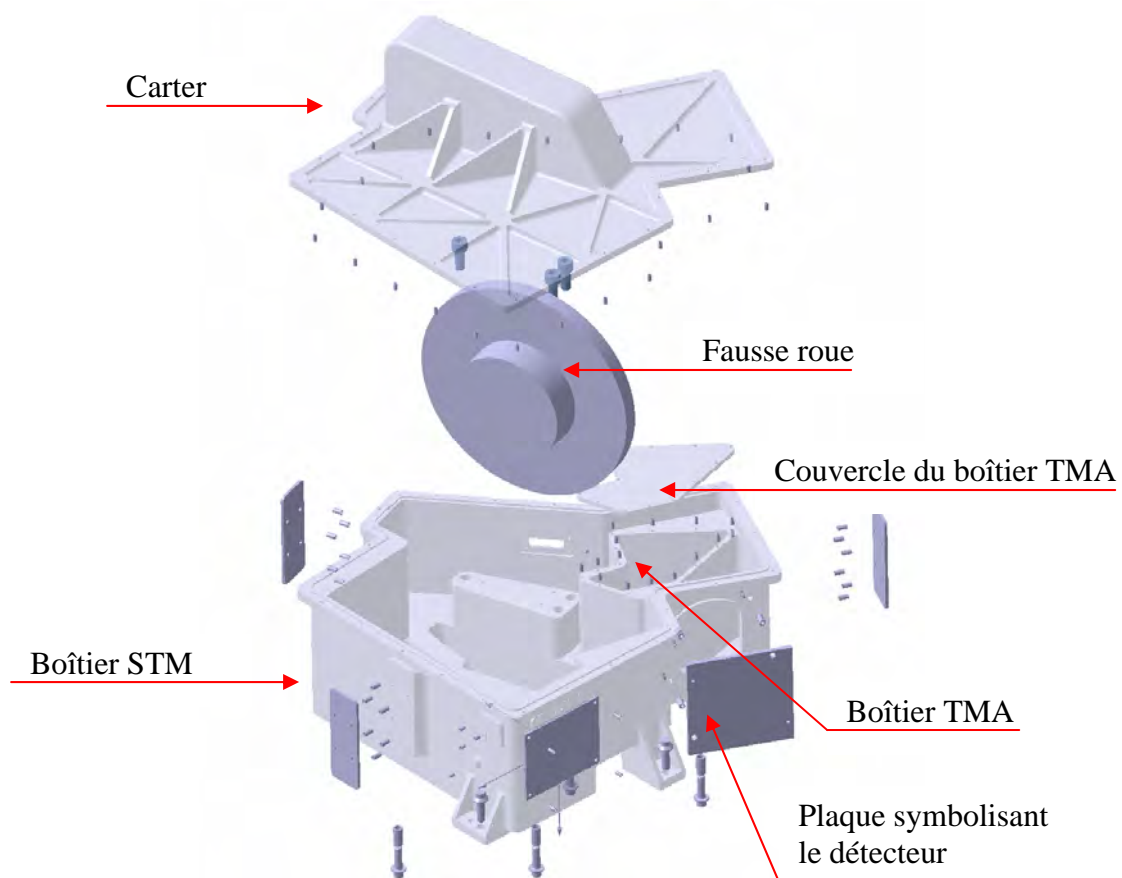


Figure 4-1 : Géométrie du STM

4-3 : Hypothèses de calcul

Nous considérons les liaisons parfaites sur les interfaces entre la fausse roue et le boîtier STM, entre le boîtier TMA et son couvercle, ainsi que le boîtier STM et son carter.

De ce fait, nous considérons qu'il n'y a aucun déplacement relatif au niveau de ces interfaces.

Pour symboliser la masse du détecteur, nous appliquerons une masse équivalente sur son interface avec le boîtier. En l'absence d'excitation et en reprenant l'expression 3-29 du problème matricielle énoncé dans le chapitre 3, nous sommes amenés à résoudre pour l'analyse modale le système :

$\{[K] - \omega^2 [M]\}[U] = 0$, avec la recherche de valeurs propres à partir de l'équation 3-31.

4-4 : Caractéristiques du matériau :

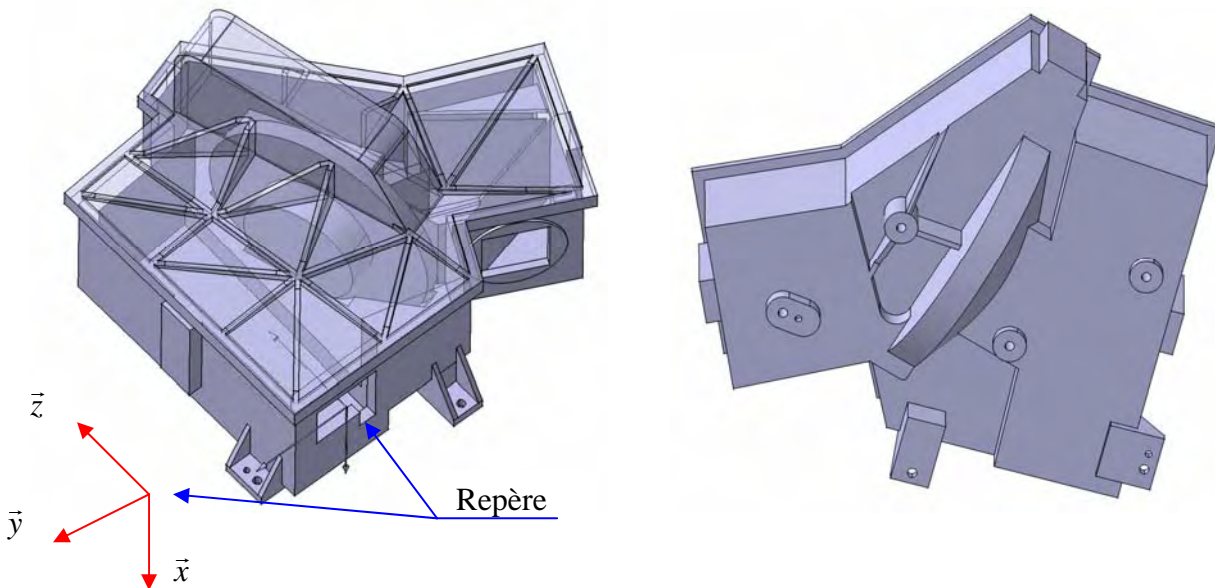
Chacun des composants de l'imageur STM, est réalisé en aluminium 6061, dont voici les caractéristiques à 300 K pour l'analyse modale:

Matériau	Aluminium : 6061
Module de Young : E (MPa)	70000
Coefficient de poisson : ν	0.346
Masse volumique : ρ (Kg / m ³)	2700

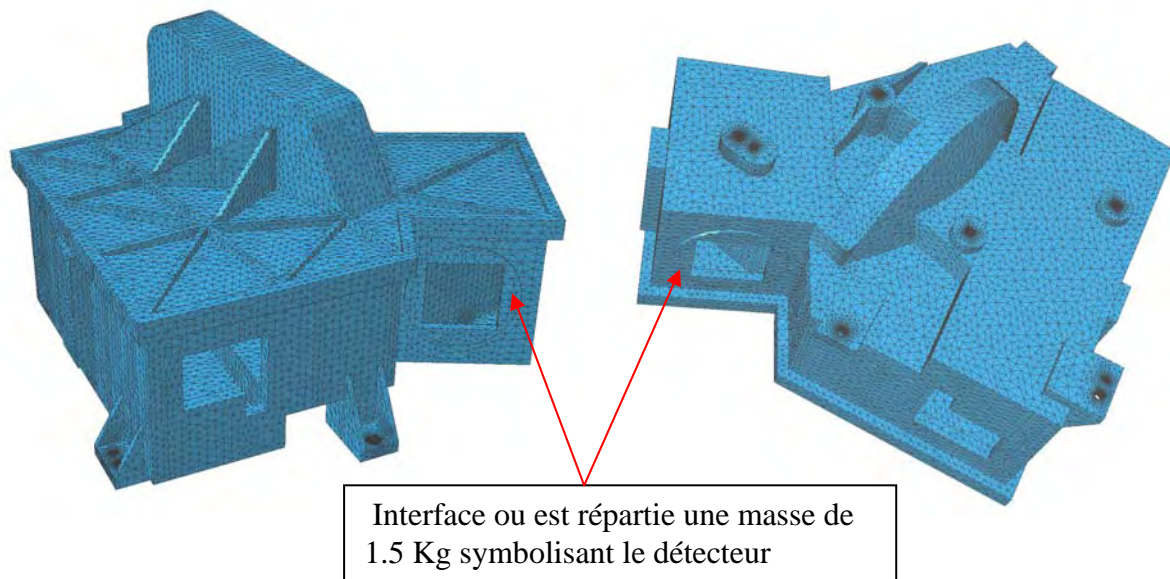
4-5 : Maillage

Pour la modélisation, nous avons supprimé tous les rayons, ainsi que les trous de fixations sur les interfaces entre le boîtier et ses composants. Du fait des caractéristiques identiques entre les différents organes du STM, celle-ci devient une seule et même structure.

En revanche, nous avons conservé les trous de fixations et de positionnement du boîtier STM avec son interface sur la machine d'essai. Pour l'orientation de l'imageur, voir la position du repère orthonormé direct sur la figure ci-dessous.



Figures 4-2 : Géométrie du STM pour le maillage



Figures 4-3 : Maillage

Nombre de noeuds	66269
Nombre d'éléments	273068
Type d'éléments.	Tétraèdre TE4
Masse : (Kg)	16.93
Masse du détecteur: (Kg)	1.5

Les caractéristiques des éléments TE4 sont décrites dans le chapitre 3 au paragraphe 3-6-1 intitulé : choix de l'élément.

La masse mesurée sur l'ensemble imageur est de 17.429 Kg, soit un écart de 0.499 Kg par rapport au modèle numérique. Cette différence est due à la visserie qui n'est pas modélisée, mais aussi aux rayons et aux bossages qui n'ont pas été pris en compte.

4-5-1 : Conditions limites

Les conditions limites sur les interfaces référencées de A1 à A6 du boîtier avec la machine d'essai, sont :

- ✚ Sur les plan de contacts : $u_x = 0$
- ✚ Sur les trous de vis : $u_y = u_z = 0$
- ✚ Sur les pions de centrages : $u_y = u_z = 0$

Les conditions limites sont représentées sur la figure 4-4.

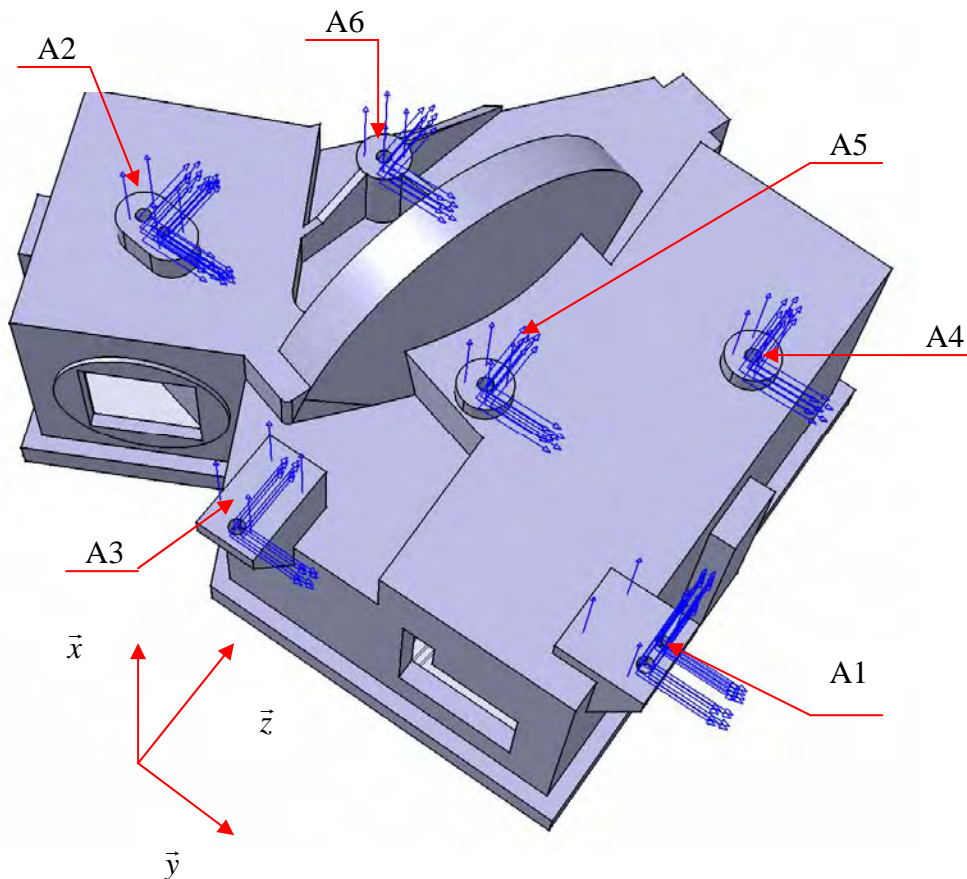


Figure 4-4 : Conditions limites

4-6 : Résultats de l'analyse modale

4-6-1 : Tableau des fréquences

Mode	Fréquences Hz	Description du mode
1	464.77	Sur la fausse roue : translation selon \vec{x} et rotation autour de \vec{y}
2	618.83	Sur la fausse roue : translation selon \vec{z} et rotation autour de \vec{y}
3	848.72	Mode secondaire sur la fausse roue, car très faible participation des masses (2%)
4	973.2	Translation du carter selon \vec{y}
5	1083.9	Mode secondaire sur la fausse roue, participation des masses (1.34%)
6	1189.5	Mouvement de rotation du carter autour de \vec{x}
7	1202.3	Translations selon \vec{x} et \vec{z} avec rotation autour de \vec{z} de la fausse roue
8	1357.3	Mode secondaire au niveau du carter, participation des masses (2%)
9	1581.8	Rotation autour de \vec{z} du boîtier et du carter
10	1663.6	Translation selon \vec{x} et rotation autour de \vec{z} du carter

Avec l'étude des 10 premiers modes, nous obtenons une participation de 84% de la masse du STM.

Fausse roue

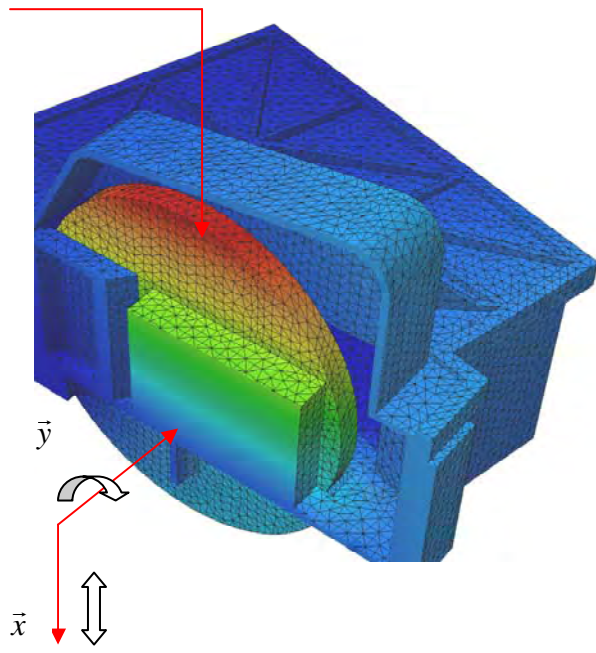


Figure 4-5 : Mode 1/Fréquence 464.77 Hz

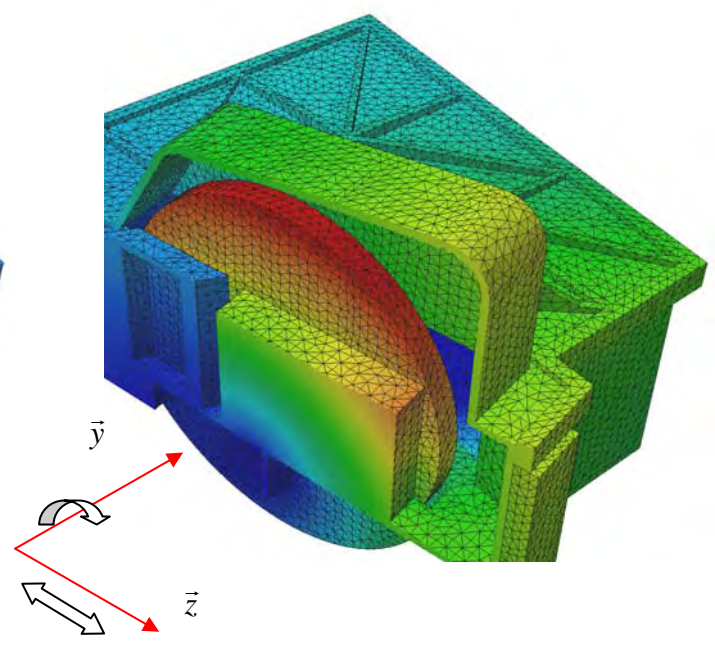


Figure 4-6 : Mode 2/Fréquence 618.53 Hz

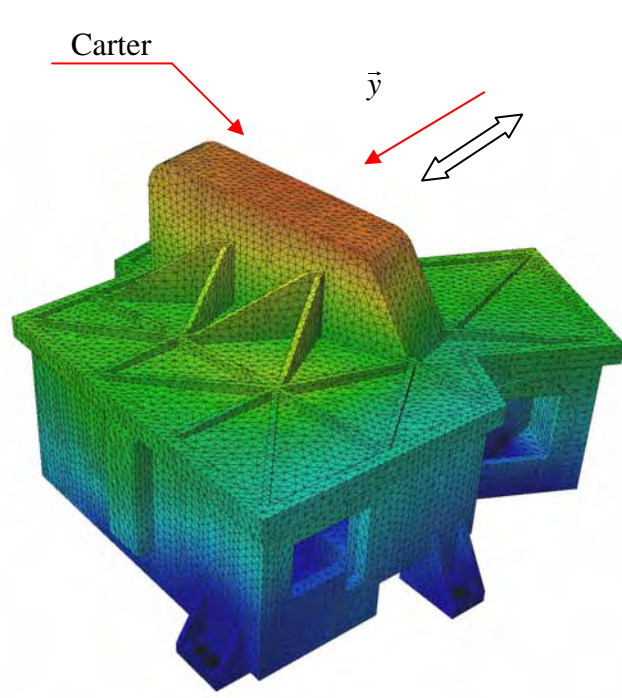


Figure 4-7 : Mode 4/Fréquence 973.2 Hz

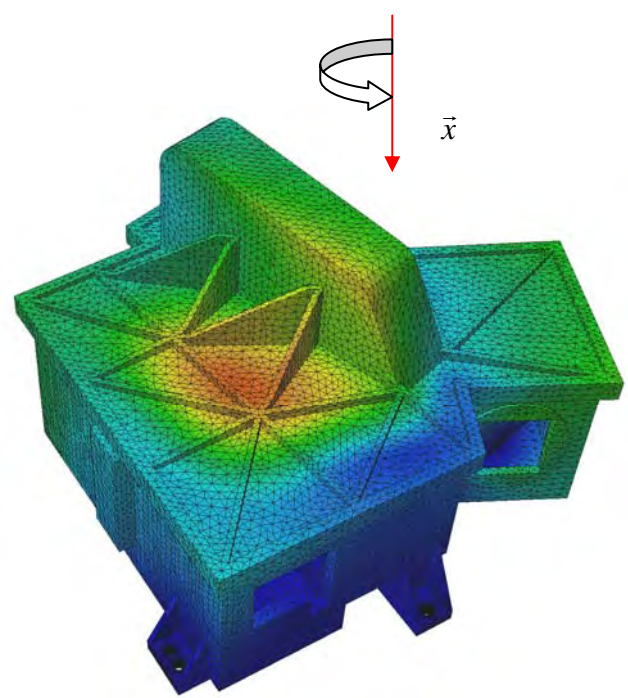


Figure 4-8 : Mode 6/Fréquence 1189.5 Hz

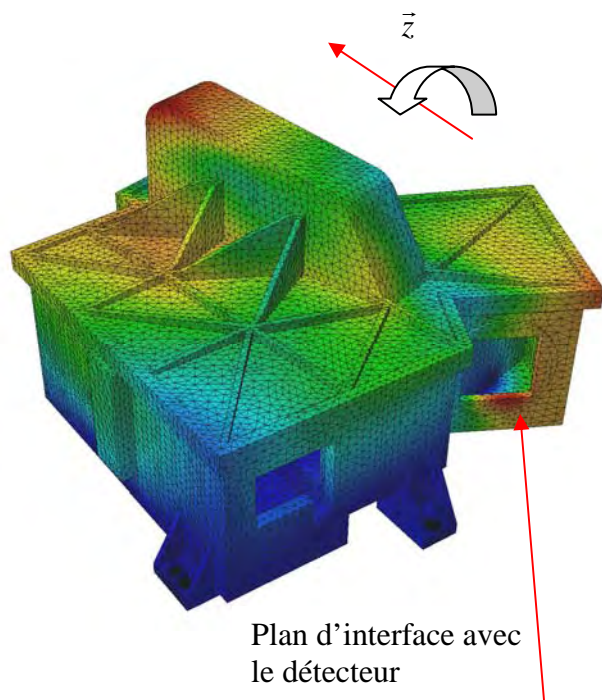
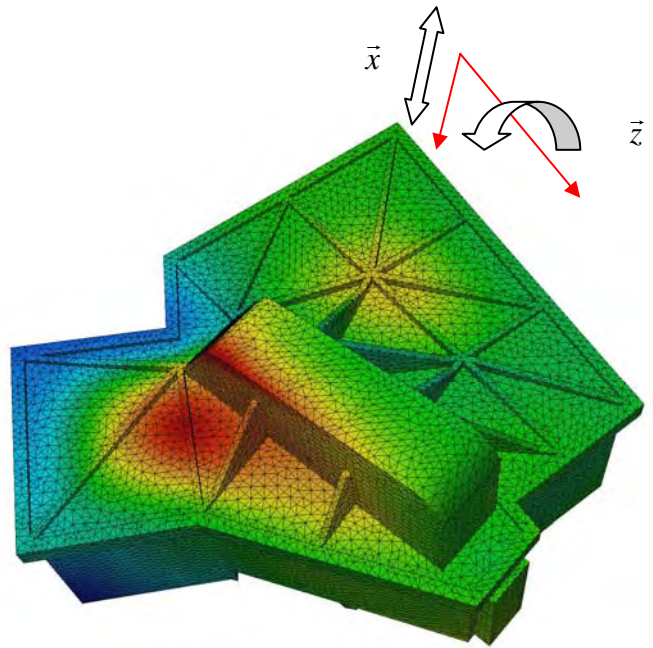


Figure 4-9 : Mode 9/Fréquence 1581.8 Hz



Figur4-10 : Mode 10/Fréquence 1663.6 Hz

4-6-2 : Remarques

Le premier mode nous indique une première fréquence de vibration de 465 Hz, celle-ci est localisée sur la fausse roue avec un mouvement de translation selon \vec{x} et un mouvement de rotation autour de \vec{y} .

Le deuxième mode est également localisé sur la fausse roue avec une légère participation du carter et du boîtier. On commence à apercevoir un mouvement de translation selon \vec{y} du carter aux alentours de 975 Hz, mais ce n'est à partir de 1580 Hz que l'on aperçoit une réelle sollicitation du carter. Pour cette dernière fréquence, on remarque une sollicitation du plan d'interface avec le détecteur.

Ce modèle numérique nous indique une première fréquence de vibration supérieure à 250 Hz, ce qui répond aux exigences du MICD.

4-7 : Test dynamique

4-7-1 : Machine d'essai

L'ensemble est équipé :

- ✚ Excitateur électrodynamique LDS V875/440 35 KN
- ✚ Table glissante LPT 600x600
- ✚ Amplificateur LDS SPAK 35/40
- ✚ Système de pilotage de vibration et d'acquisition de données équipé de 18 voies : SD 2560
- ✚ Station de travail SUN Ultra 5

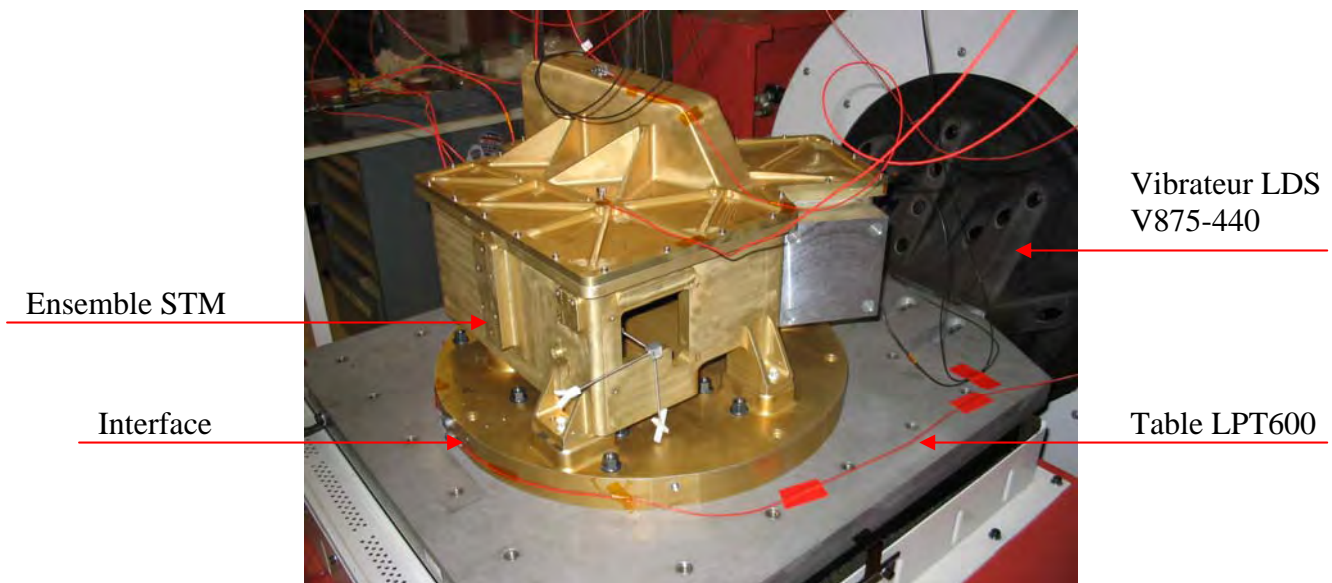


Figure 4-11 : Mise en place de la manipulation

4-7-2 : Position des accéléromètres

4-7-2-1 : Sur la fausse roue

Trois accéléromètres ont été positionnés sur la fausse roue, les accéléromètres sont :

- ✚ ACC1 : mesure selon la direction \vec{x}
- ✚ ACC2 : mesure selon la direction \vec{z}
- ✚ ACC3 : mesure selon la direction \vec{y}

Nous pouvons visualiser la position des accéléromètres sur la figure 12.

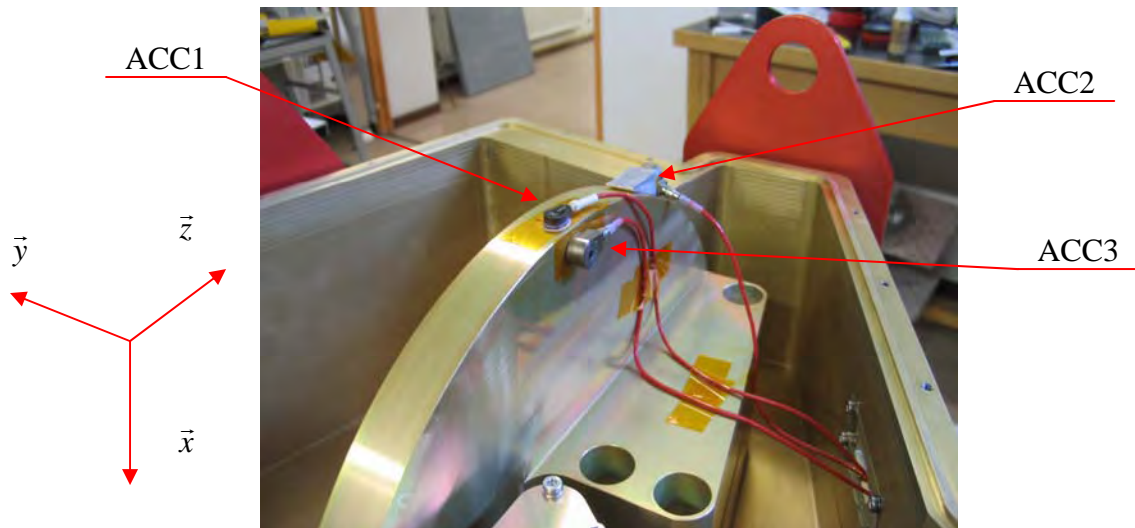


Figure 4-12 : Position des accéléromètres sur la fausse roue

4-7-2-2 : Sur le boîtier STM

Onze accéléromètres ont été positionnés sur le boîtier STM, soit :

Sur le mur du miroir M1 :

- ⊕ ACC4M1 : mesure selon la direction \bar{y}
- ⊕ ACC5M1 : mesure selon la direction \bar{z}
- ⊕ ACC6M1 : mesure selon la direction \bar{x}

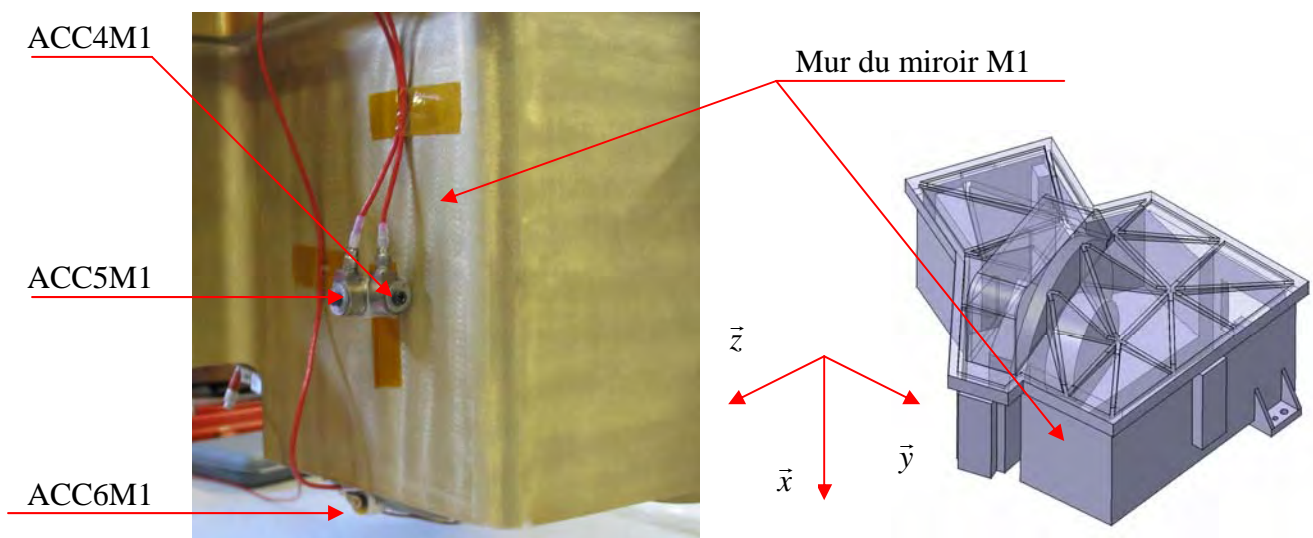


Figure 4-13 : Position des accéléromètres sur le mur du miroir M1

Sur le mur du connecteur :

- ✚ ACC7 connecteur : mesure selon la direction \vec{z}
- ✚ ACC8 connecteur : mesure selon la direction \vec{y}
- ✚ ACC9 connecteur : mesure selon la direction \vec{x}

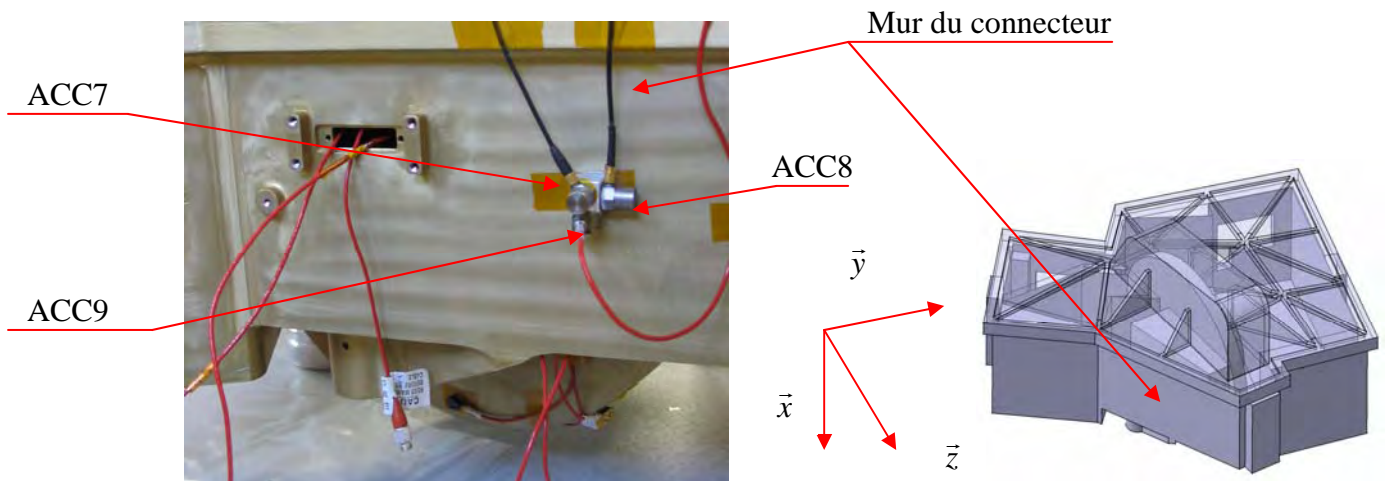


Figure 4-14 : Position des accéléromètres sur le mur du connecteur

Sur le fond du boîtier :

- ✚ ACC10 fond boîtier : mesure selon la direction \vec{y}
- ✚ ACC11 fond boîtier : mesure selon la direction \vec{x}
- ✚ ACC12 fond boîtier : mesure selon la direction \vec{z}

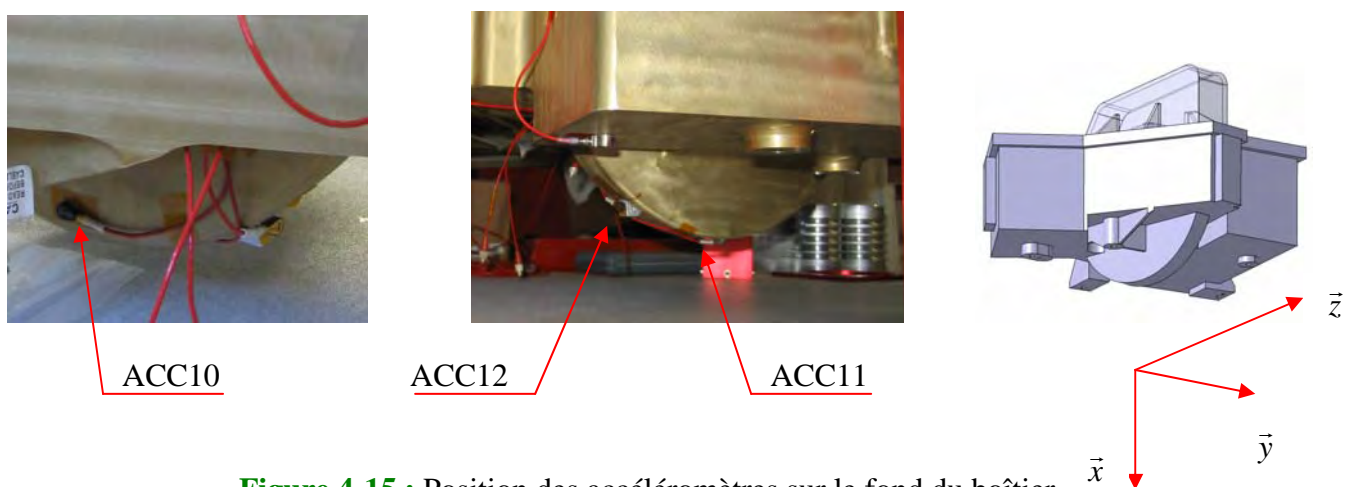


Figure 4-15 : Position des accéléromètres sur le fond du boîtier

Sur la zone du faux détecteur :

- ACC13 détecteur : mesure selon la direction \bar{y}
- ACC14 détecteur : mesure selon la direction \bar{z}

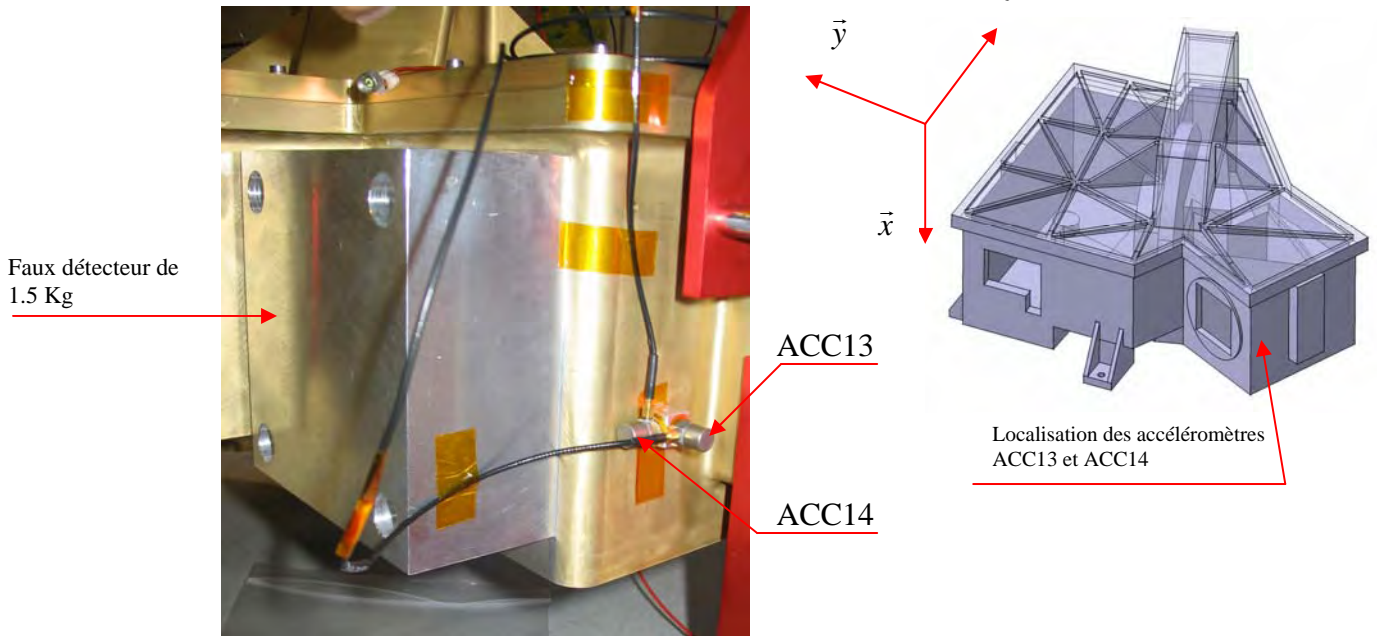


Figure 4-16 : Position des accéléromètres proche du faux détecteur

Sur le carter :

- ACC15 carter : mesure selon la direction \bar{y}
- ACC16 carter : mesure selon la direction \bar{x}



Figure 4-17 : Position des accéléromètres sur le carter

4-7-3 : Description des tests

L'objectif de ce test est de s'assurer que le STM résiste aux fréquences de vibration et qu'il ne subit aucune détérioration.

Les sollicitations suivantes sont effectuées sur chaque axe :

4-7-3-1 : Vibrations sinusoïdales bas niveau

Accélération constante de 0.5g en faisant varier la fréquence de 2 octaves par minute sur l'intervalle compris entre 5 et 2000 Hz

4-7-3-2 : Qualification du bas niveau des vibrations sinusoïdales

Déplacement constant de 15 mm sur l'intervalle 5-16.27 Hz, puis on applique une accélération constante de 8g sur l'intervalle 16.27-100Hz.

4-7-3-3 : Vibrations aléatoires bas niveau

Vibrations pendant une durée de 1 à 2 minutes.

4-7-3-4 : Qualification des vibrations aléatoires

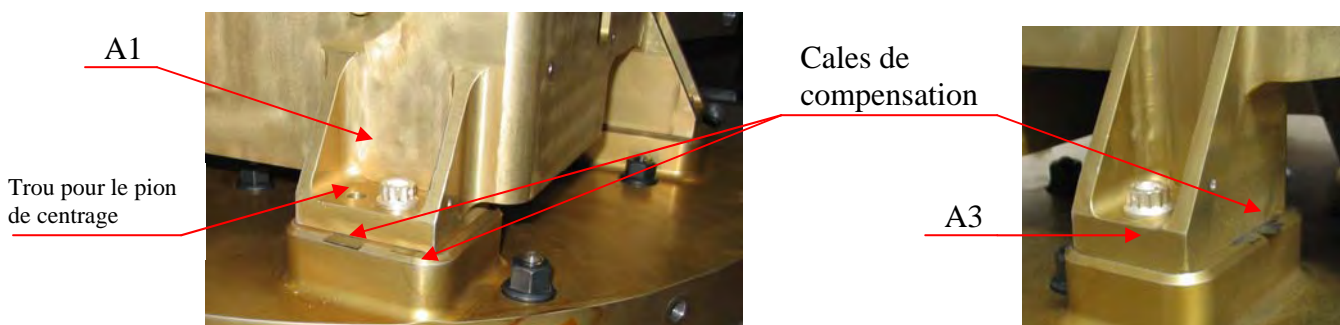
La spécification des vibrations aléatoires appliquées sur l'OBA (banc optique assemblé) sont :

- ✚ 20-50 Hz : +6dB/octave
- ✚ 50-800 Hz : $0.16 g^2 / Hz$
- ✚ 800-2000 Hz : -6dB/octave

Lequel correspond à un niveau global de 14.13gRMS, durée 2 minutes.

4-7-4 : Remarques sur le montage du STM sur le pot vibrant

Du fait d'un léger défaut d'usinage du plateau du pot vibrant, les expérimentateurs ont été amenés à placer des cales de compensation aux interfaces A1 et A3, (voir figure 4-18). Il faut également noter que les pions de positionnements n'ont pas été mis en place.



Figures 4-18: Position des cales sur les interfaces

4-8 : Résultats des tests

Les résultats des tests font référence au rapport MIRI-TR-00001-CEA

Mode	Fréquence de résonance en Hz		Localisation
	Valeurs extrêmes	Valeurs moyennes	
1	326-350	330	Fausse roue
2	437-455	440	Fausse roue
3	600-630	610	Carter + Fausse roue
4	660-715	700	Carter + roue + boîtier
5	920-940	930	Carter
6	990-1055	1000	Carter + boîtier
7	1260-1350	1300	Boîtier
8	1530-1600	1550	Boîtier
9	1730-1815	1800	Boîtier

Après le démontage de l'imageur, l'expérimentation a mis en évidence des traces dues au frottement des interfaces A2, A4 et A6 du boîtier STM (voir figure 4-19). Ces traces pourraient laisser supposer que le serrage était insuffisant, ou que les vis se sont légèrement desserrées lors des tests.

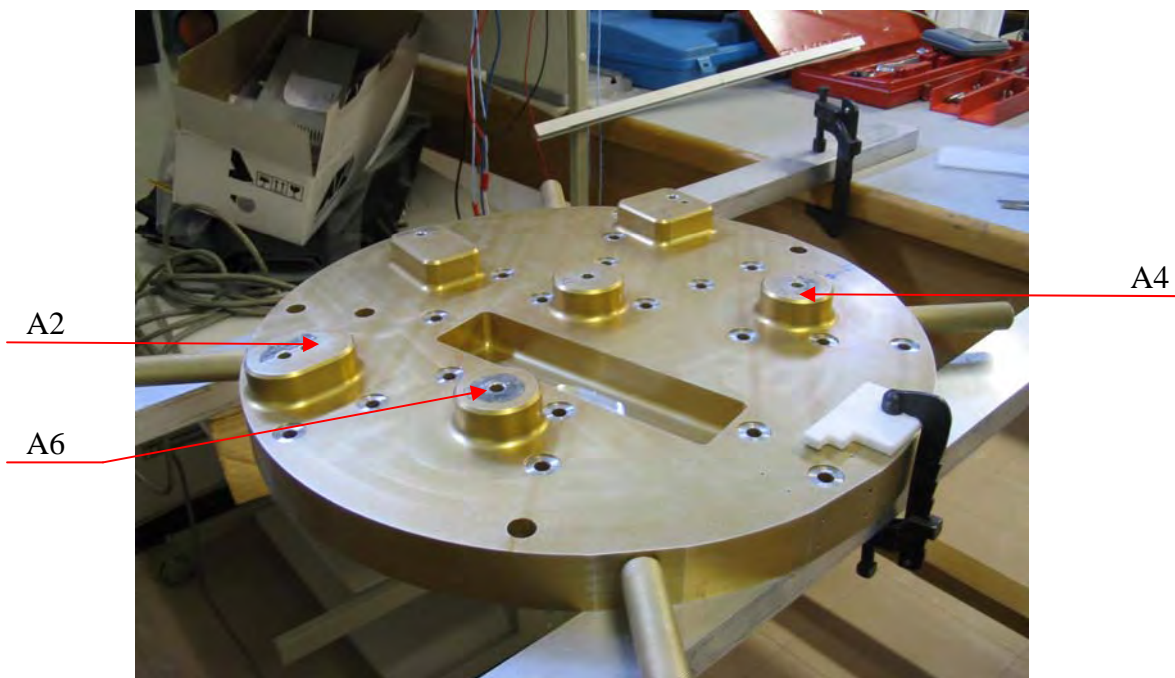


Figure 4-19 : Plateau d'interface entre le boîtier et la table vibrante

4-9 : Comparaison des résultats des tests avec le modèle initial

Compte tenu du nombre et de la position des capteurs installés sur le STM, si les valeurs des fréquences propres sont assez fiables, il n'en est pas de même pour l'interprétation des modes. En effet, un modèle numérique permet une analyse très fine de chaque mode, découplés les uns des autres. Ce qui n'est pas le cas à l'analyse des courbes relevées aux essais.

Mode	Tests de vibrations		Modélisation numérique	
	Freq : Hz	Localisation	Freq : Hz	Localisation
1	330	Fausse roue	464.77	Fausse roue
2	440	Fausse roue	618.83	Fausse roue
3	610	Carter + Fausse roue	(848.72)	
4	700	Carter + roue + boîtier	973.2	Carter
5	930	Carter	(1083.9)	
6	1000	Carter + boîtier	1189.5	Carter
7	1300	Boîtier	1202.3	Fausse roue
8	1550	Boîtier	(1357.3)	
9	1800	Boîtier	1581.8	Boîtier + carter
10			1663.6	Carter

Mode 1 :

Le mode 1 est localisé sur la fausse roue, avec une légère participation du boîtier. Il y a une bonne similitude du mouvement de la roue dans le modèle numérique par rapport aux tests de vibrations. On observe néanmoins un décalage de la première fréquence de 40% qui est dû au glissement des interfaces A2, A4, A6 comme on peut le voir sur la figure 4-19.

Mode 2 :

Pour ce mode, nous obtenons également une bonne similitude du mouvement avec le même décalage de la fréquence.

4-10 : Recalage du modèle numérique

Le calcul est toujours fait sur CATIA avec le même maillage et les mêmes caractéristiques de modélisation (masses, liaisons etc...). En fonction des remarques énoncées dans le paragraphe 4-7-4 et 4-8, nous modifions les conditions limites aux interfaces STM/Pot vibrant et nous comparerons à nouveau les résultats du modèle recalé avec les tests.

4-10-1 : Nouvelles conditions limites

Les conditions limites deviennent :

- ✚ à l'interface A1 : $u_x = 0$ sur le plan de contact
 $u_y = u_z = 0$ sur le pion de centrage
- ✚ à l'interface A2 : $u_x = 0$ sur le plan de contact
- ✚ à l'interface A3 : $u_x = 0$ sur le plan de contact
 $u_y = u_z = 0$ sur le trous de passage de vis
- ✚ à l'interface A4 : $u_x = 0$ sur le plan de contact
- ✚ à l'interface A5 : $u_x = 0$ sur le plan de contact
 $u_y = u_z = 0$ sur le trous de passage de vis
- ✚ à l'interface A6 : $u_x = 0$ sur le plan de contact

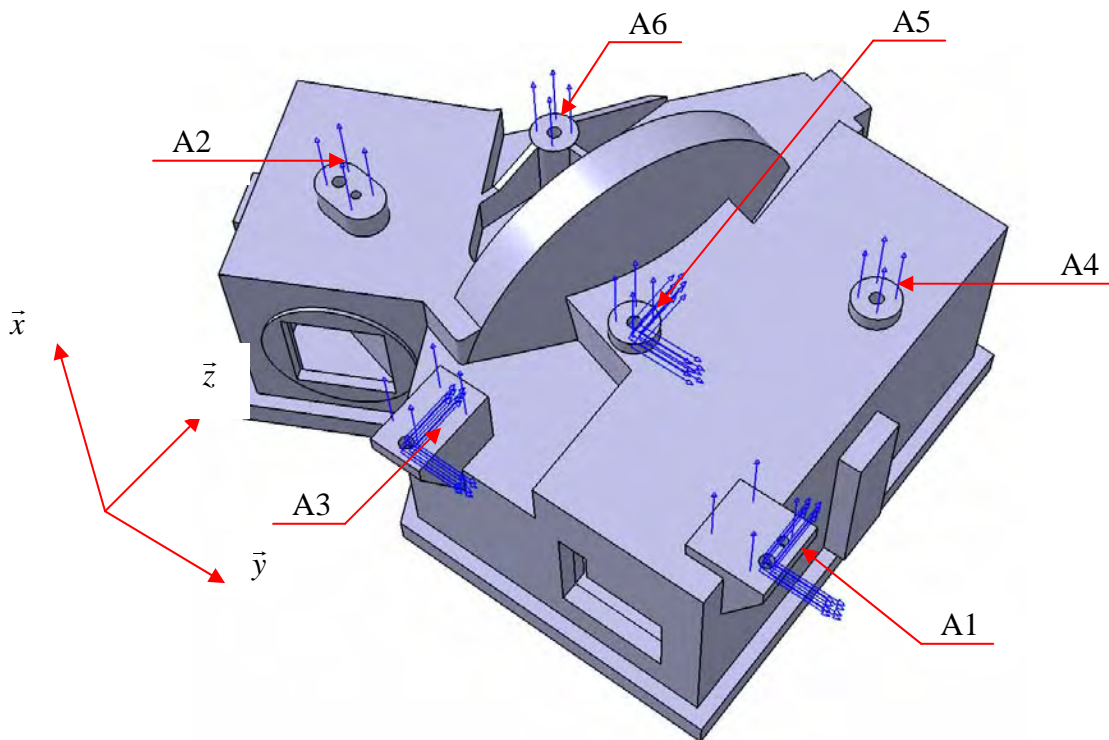


Figure 4-20 : Conditions limites du modèle testé

4-10-2 : Résultats du modèle recalé

Mode	Tests de vibrations		Modélisation numérique	
	Freq : Hz	Localisation	Freq : Hz	Localisation
1	326-350	Fausse roue	337	Roue + boîtier
2	437-455	Fausse roue	484	Fausse roue
3	600-630	Carter + Fausse roue	579.5	Carter + Fausse roue
4	660-715	Carter + roue + boîtier	698.2	Carter + roue + boîtier
5	920-940	Carter	840.5	Carter + roue + boîtier
6	990-1055	Carter + boîtier	(1008.7)	Carter + roue + boîtier
7	1260-1350	Boîtier	(1041.3)	Carter + roue + boîtier
8	1530-1600	Boîtier	(1202.5)	Carter
9	1730-1815	Boîtier	1417.9	Boîtier + carter
10			1448.3	Boîtier + carter

Mode 1 :

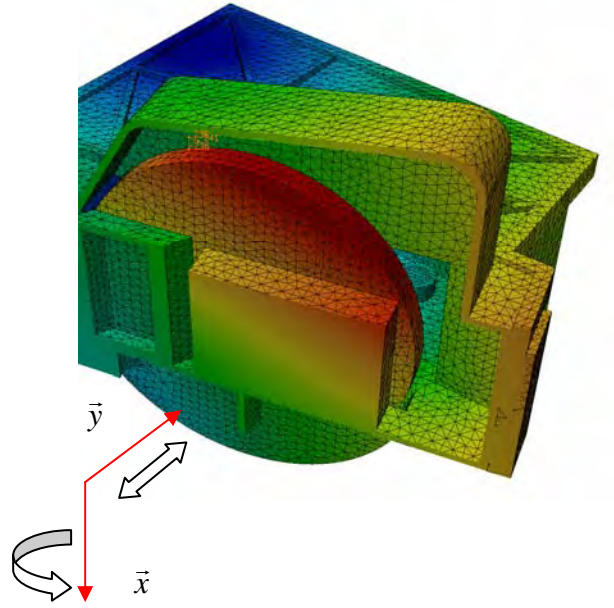
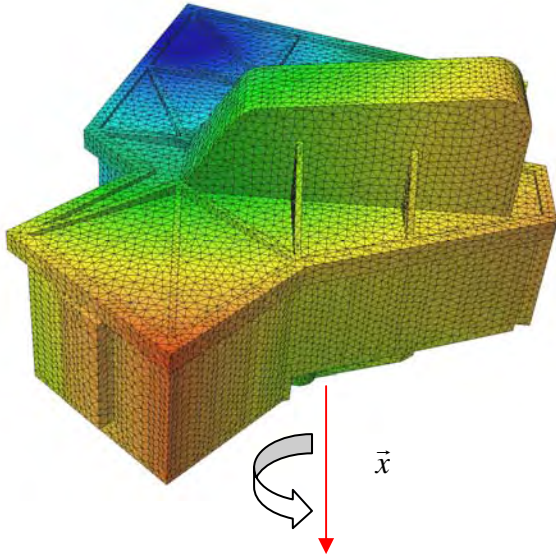
Sur ce nouveau modèle, le premier mode est principalement localisé sur la fausse roue. Celui-ci indique un mouvement de rotation de celle-ci autour de \vec{x} suivi d'une légère translation selon \vec{y} . Sur ce mode on observe également un léger mouvement de rotation autour de \vec{x} du boîtier dans la zone opposée au plan de fixation du détecteur. Ce comportement de la structure expliquerait les traces relevées sur le plateau d'interface entre le STM et le pot vibrant. Ces mouvements sont illustrés sur les figures 4-21.

Mode 2 :

L'allure du second mode est un mouvement de rotation autour de \vec{y} de la fausse roue suivi d'une légère translation selon \vec{z} . Il y a une bonne similitude avec les résultats du test dont l'illustration est donnée sur la figure 4-22 et 4-23.

Conclusion :

Globalement pour les quatre premiers modes, on observe une bonne similitude des fréquences de vibration ainsi que des mouvements de la structure. Ainsi, on relève une première fréquence à 337 Hz sur la fausse roue, et on voit apparaître un mouvement du carter à 580 Hz.



Figures 4-21 : Mode 1/Fréquence 337 Hz

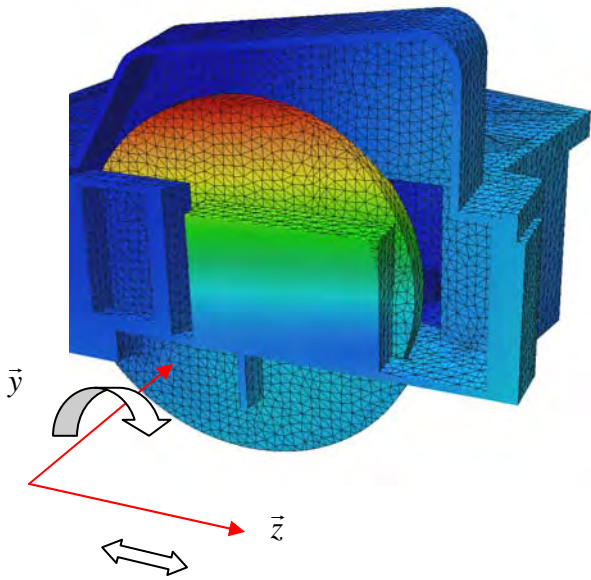


Figure 4-22 : Mode 2/Fréquence 484 Hz

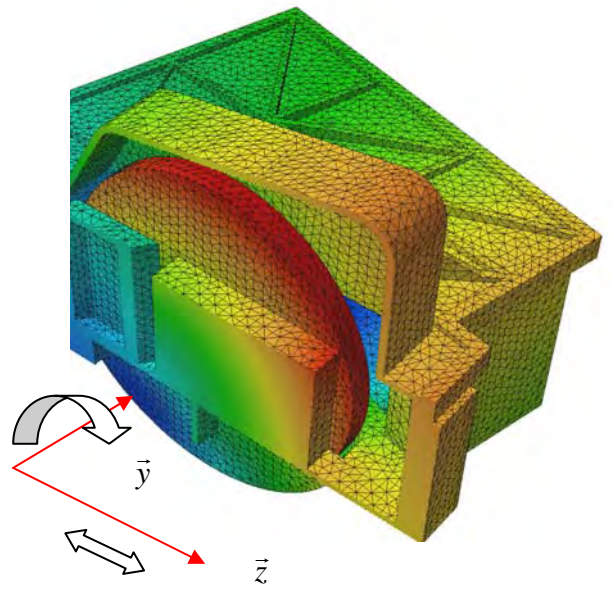


Figure 4-23 : Mode 3/Fréquence 579 Hz

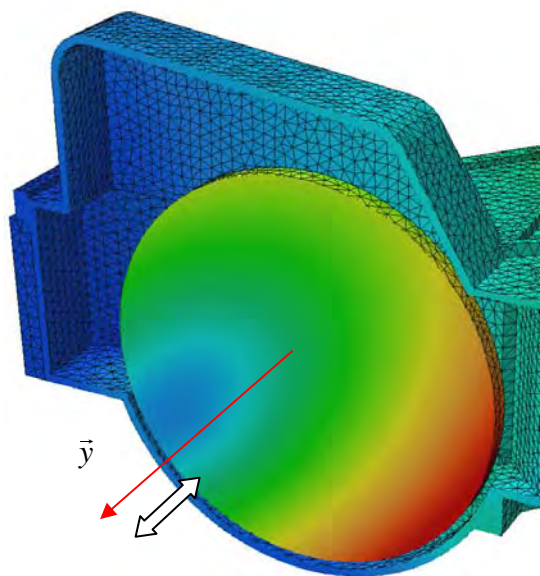


Figure 4-24 : Mode 4/Fréquence 698 Hz

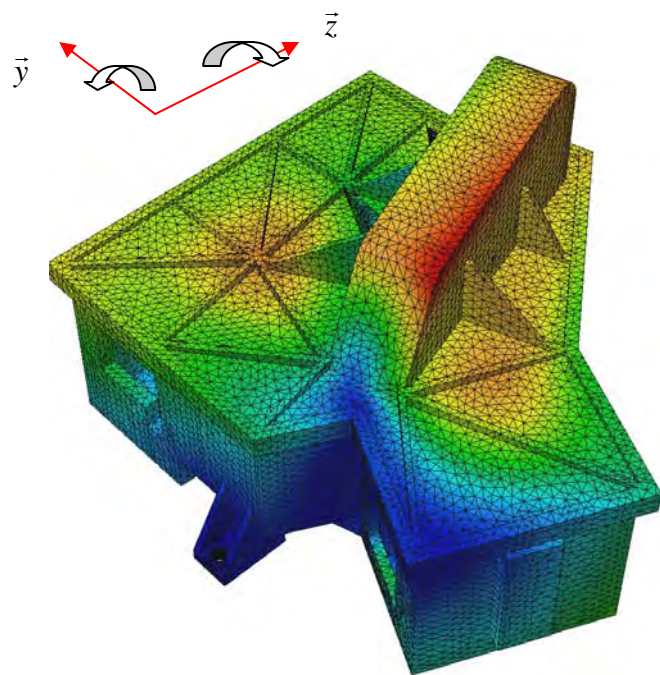
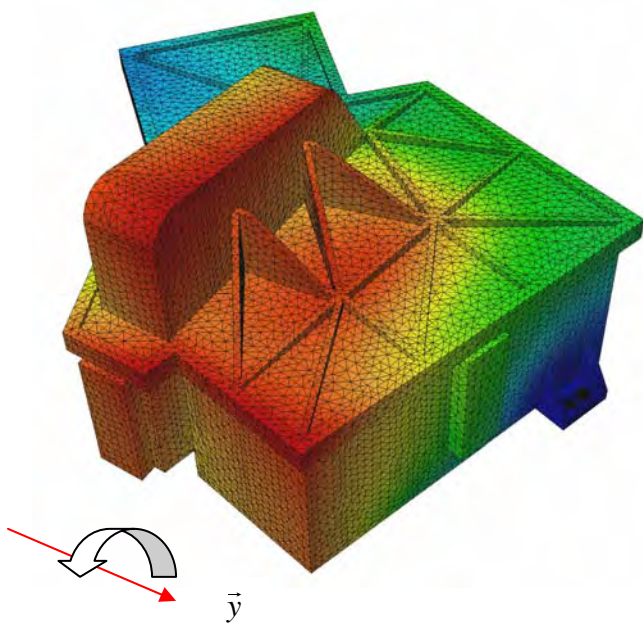
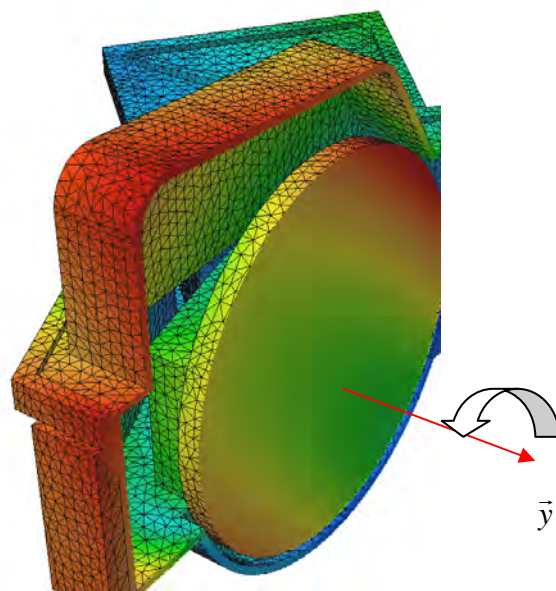


Figure 4-25 : Mode 9/Fréquence 1417 Hz



Figures 4-26 : Mode 5/Fréquence 840 Hz



4-11: Conclusion

Liaison imageur/support :

Les tests de vibration ont mis en évidence qu'il y avait un glissement entre certaines zones de contact, sans doute dû aux cales minces mises en place pour compenser les défauts d'usinages de la plaque d'interface avec le pot vibrant.

Pour éviter la mise en place de telles cales, il aurait fallu réusiner le support du boîtier STM, afin d'obtenir un contact parfait au niveau des fixations. Car comme le montre le recalage numérique, on s'aperçoit que la nature de la liaison avec le pot vibrant proche de cette roue suivant les repères A2, A4 et A6, fait varier considérablement les fréquences propres.

De plus, le fait de n'avoir pas mis en place les 2 pions de positionnement a fait observer un glissement. Même si ce n'était pas des pions de cisaillement proprement dit.

Les nouvelles conditions limites appliquées à l'interface Imageur/Pot vibrant sur le modèle recalé, respectent le phénomène observé lors des tests.

Après recalage, l'analyse numérique indique que la première fréquence de vibration de la structure du STM est de 337 Hz, celle-ci est proche de la fréquence mesurée qui est de 330 Hz environ.

Remarques sur la modélisation :

Masse détecteur :

Pour pouvoir comparer les résultats avec les tests, nous avons appliqué dans le modèle recalé une masse de 1.5 Kg simulant le détecteur. On remarque que la valeur de cette masse a peu d'influence sur la première fréquence. Car c'est au niveau de la roue à filtres que se situent les plus basses fréquences. Celles-ci engendrant un mouvement de translation ou de rotation de la roue à filtres autour de son support.

Liaisons vissées :

Le type de modélisation de la visserie pour le maintien des couvercles (liaison rigide ou connexion du maillage au niveau des trous de vis) fait très peu varier les fréquences propres.

En effet, dans la modélisation que l'on impose un déplacement identique sur les noeuds du plan d'interface entre les différents organes composant le STM, ou que l'on intègre des éléments de liaison simulant les vis de fixations, on observe très peu de variations dans les fréquences de vibrations.

Conséquences pour le projet :

Les fréquences de vibrations relevées lors des essais et retrouvées après recalage du modèle, ne reflètent pas tout à fait la réalité du fait de la mauvaise liaison de l'imageur au pot vibrant observée.

En respectant les conditions limites demandées par la conception et utilisées dans le premier modèle numérique, on obtient une première fréquence de vibration de 465 Hz sur la fausse roue, et aux alentours de 950 Hz pour le carter, alors que les tests montrent des mouvements du carter à partir de 600 Hz.

Dans la suite du projet, il ne faudra tolérer aucun glissement au niveau de l'interface Imageur/Deck.

Pour cela une parfaite planéité des plans de fixations devra être réalisée.

Chapitre 5 : Miroirs

5-1 : Contexte de l'étude

Dans ce chapitre, nous prendrons comme référence le miroir M1. Cette étude se décomposera en quatre parties suivant analyses :

- ✚ thermique, avec une descente en température de 300 K à 7 K en 60 secondes.
Cette analyse nous indiquera le temps de mise en froid pour chacun des miroirs, et permettra le choix des solutions où il y a une meilleure conduction.
- ✚ quasi-statique, avec une accélération de 50 g selon les trois directions.
Nous pourrons ainsi déterminer le niveau des contraintes sur les fixations des miroirs et de s'assurer, que celles-ci restent inférieures à la limite élastique.
- ✚ modale, afin de s'assurer qu'il n'y a aucune fréquence inférieure à 250 Hz.
Cette partie de l'étude nous assurera que la structure des miroirs répond aux critères MICD selon la références REQ-PS-0.6-2
- ✚ a déplacement imposé de 0.01 mm dans le plan de pose des miroirs dû à un défaut d'usinage. Pour cette analyse, on pourra visualiser l'influence qu'aura un déplacement imposé sur les fixations par rapport à la surface optique.

De ces quatre analyses, nous retiendrons la version la mieux adaptée à ces différentes sollicitations pour ensuite appliquer les mêmes conditions limites aux autres miroirs.

5-1-1 : Géométrie des miroirs

Etant donné leurs dimensions, seuls les miroirs M1 et M5 sont allégés.

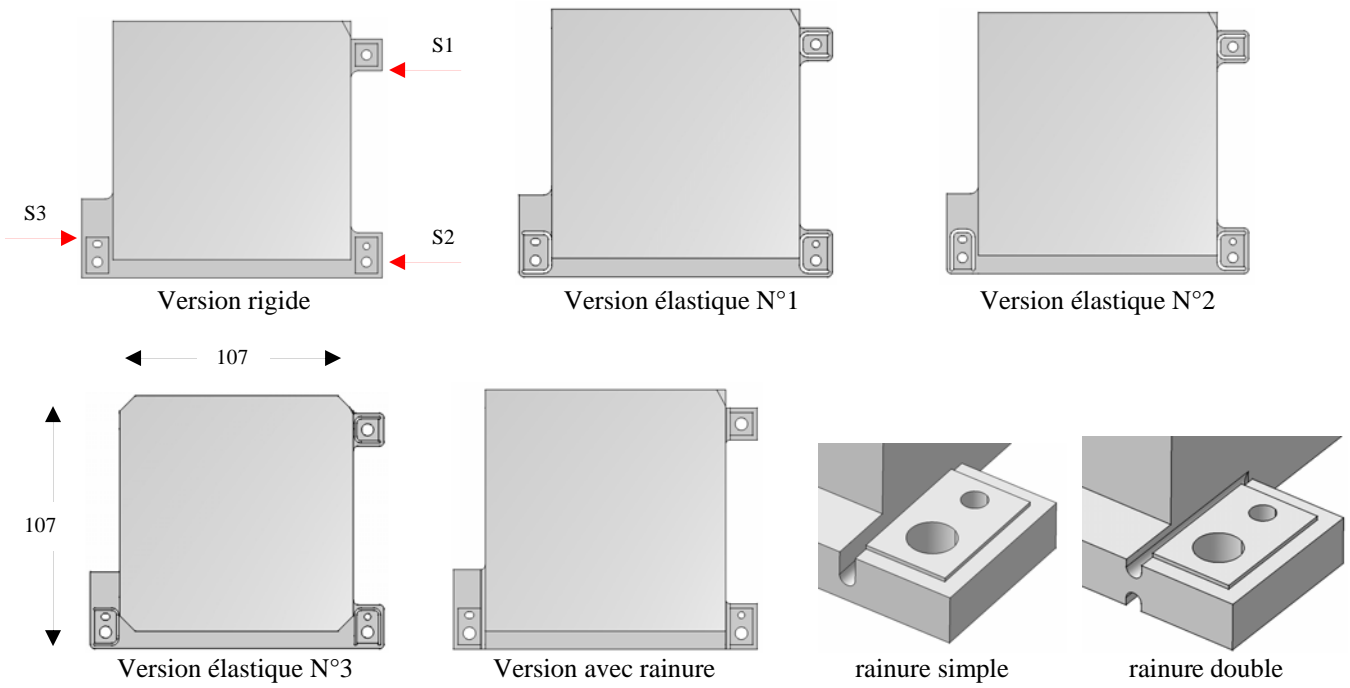
Compte tenu de l'encombrement disponible aux interfaces miroirs avec les boîtiers ETM et TMA, nous étudierons six modèles:

- ✚ 1 modèle rigide
- ✚ 3 modèles avec pattes élastiques
- ✚ 2 modèles avec des rainures aux interfaces

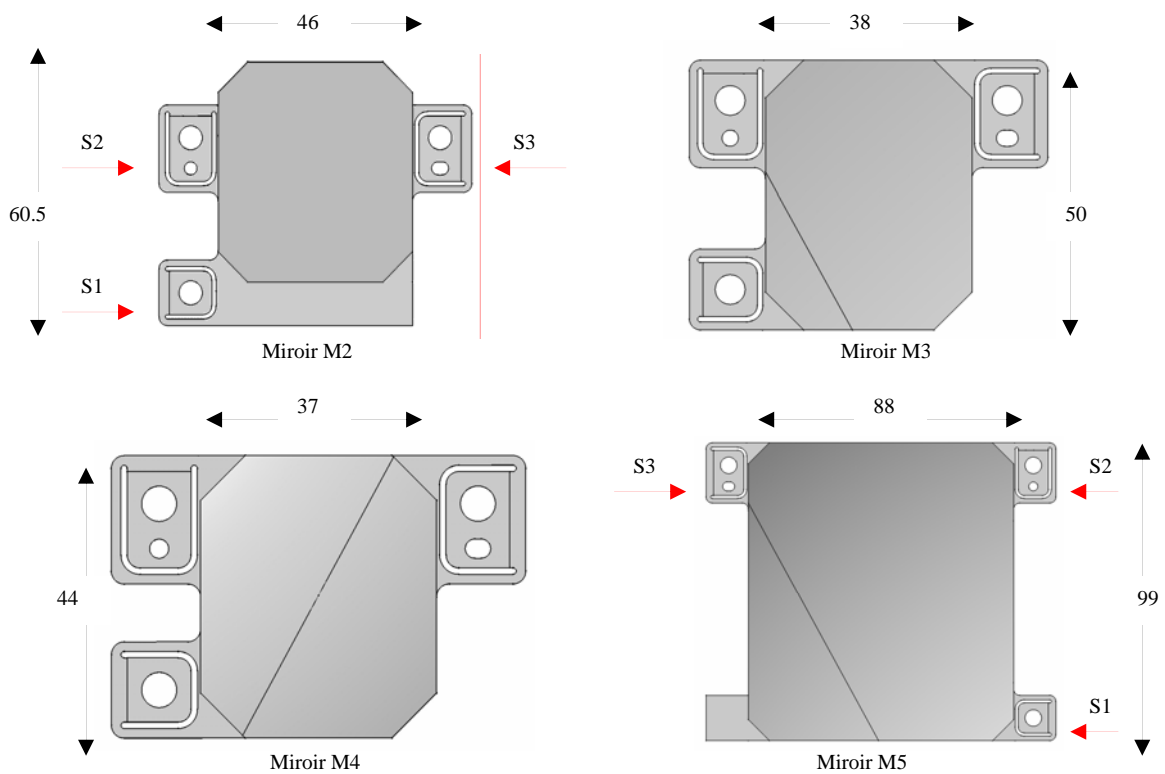
Pour chacun des miroirs, la désignation des interfaces est la suivante :

- ✚ Interface S1 : trou de fixation uniquement
- ✚ Interface S2 : trou de fixation avec pion de centrage
- ✚ Interface S3 : trou de fixation avec lamage

Les géométries sont représentées pour le miroir M1, en figure 5-1, et pour les miroirs M2, M3, M4 et M5, en figure 5-2.



Figures 5-1: Géométries du miroir M1



Figures 5-2: Version élastique N°3 des miroirs : M2, M3, M4 et M5

5-1-2 : Caractéristiques Mécaniques

Les caractéristiques du matériau sont :

Matériau : Aluminium : 5083	Analyse modale	Analyse thermique
Module de Young : E (MPa)	71622	
Coefficient de poisson : ν	0.346	
Conductivité : K ($W.m^{-1}.K^{-1}$)		Evolution figure 3-2
Chaleur massique : Cp ($J.Kg^{-1}.K^{-1}$)		Evolution figure 3-2
Masse volumique : ρ (Kg/m^3)	2700	

5-1-3 : Modèles éléments finis,

Dans les quatre analyses et pour chacun des miroirs, nous utiliserons le même maillage en appliquant des tétraèdres TE4. En effet ces tétraèdres sont bien adaptés pour des structures massives et leurs caractéristiques sont décrites dans le chapitre 3 au paragraphe 3-6-1.

En revanche, pour les modèles élastiques, nous imposerons dans les éléments de souplesse au minimum trois tétraèdres. Le maillage sera raffiné sur les fixations S1, S2, S3 pour chacune des versions, afin d'avoir une bonne visualisation des contraintes.

Les tableaux ci-dessous, nous donnent les caractéristiques du maillage.

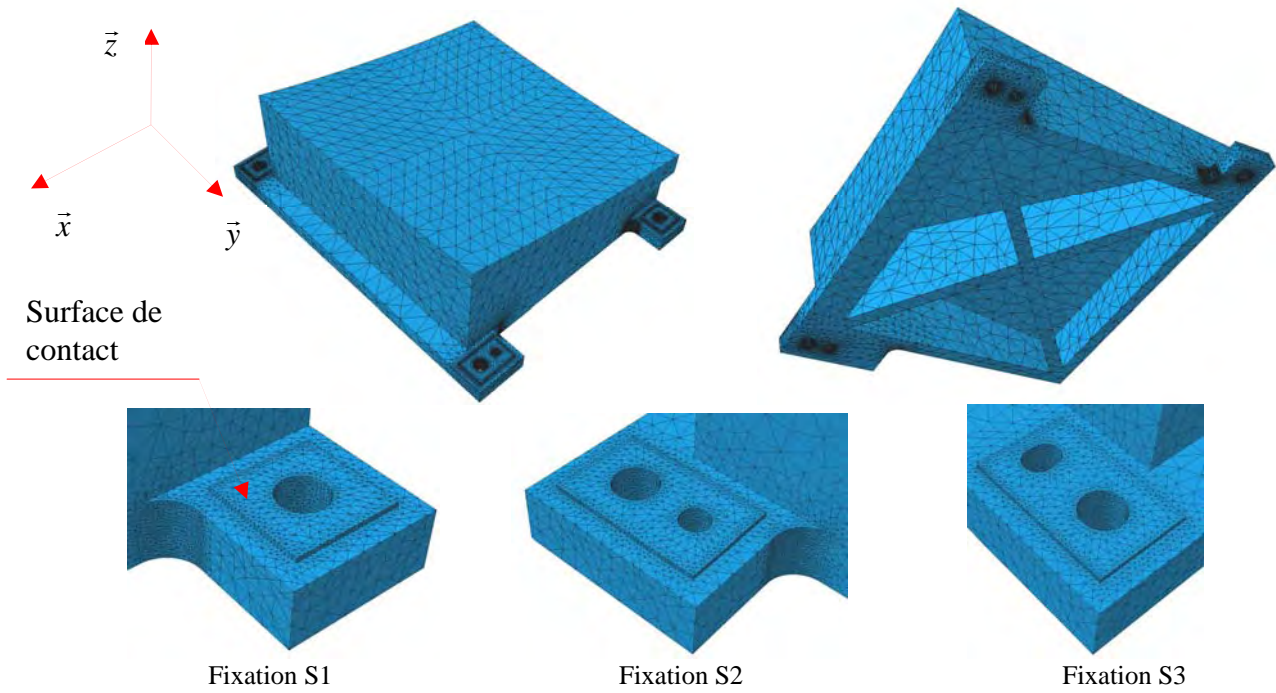
Miroir M1						
Versions :	Rigides	Elastiques N°1	Elastiques N°2	Elastiques N°3	Rainure simple	Rainure double
Nb. noeuds	26935	101050	61059	59603	57457	29801
Nb. Elém.	123373	468221	277956	274041	271780	139745
Masse : (Kg)	0.514	0.512	0.512	0.512	0.512	0.512

Version élastique N°3	Miroir M2	Miroir M3	Miroir M4	Miroir M5
Nombre de noeuds	29745	28918	28548	26280
Nombre d'éléments	131879	128712	127309	116609
Masse : (Kg)	0.11	0.0713	0.06	0.372

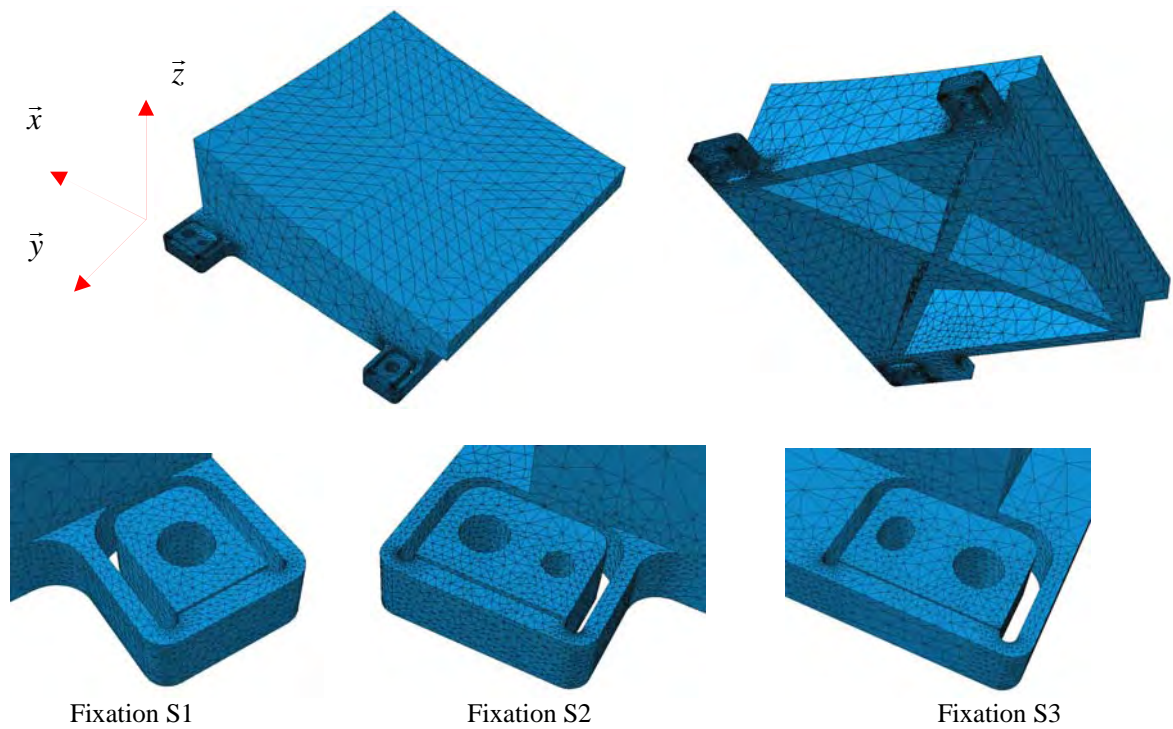
Pour l'ensemble des miroirs nous avons conservé les rayons au niveau des fixations.

En revanche pour M1 et M5, nous avons éliminé les rayons sur les nervures internes, car ceux-ci modifient très peu le comportement de la structure pour les sollicitations énoncées en première partie de ce chapitre.

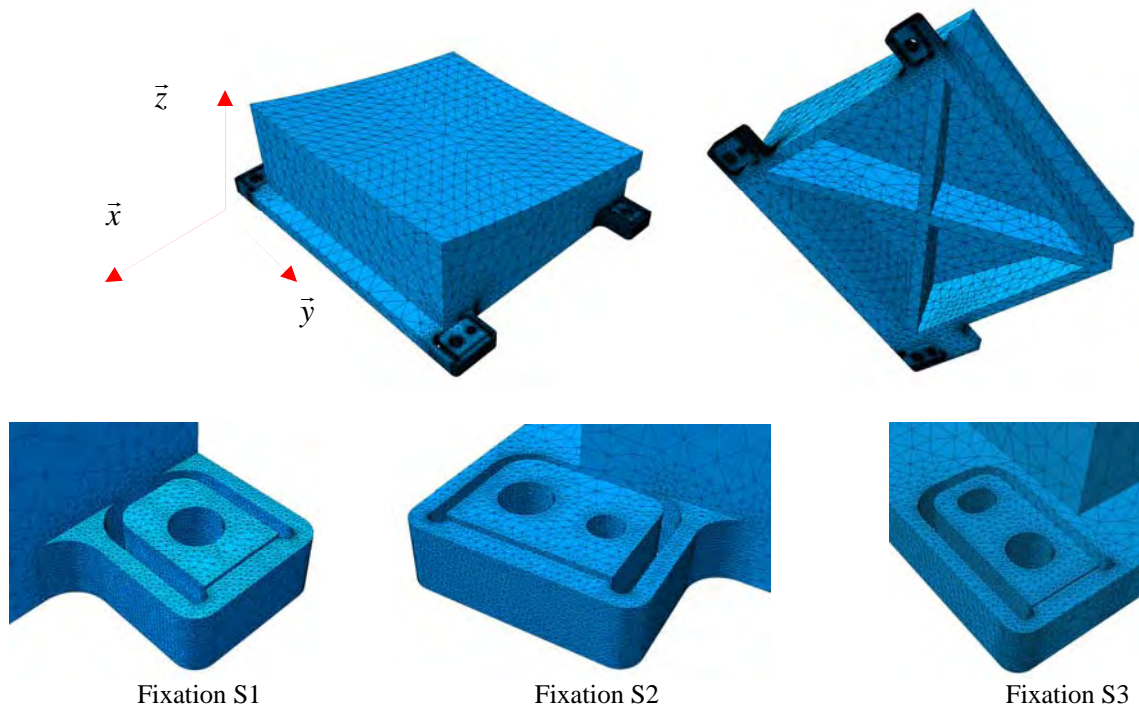
5-1-4 : Maillages du Miroir M1



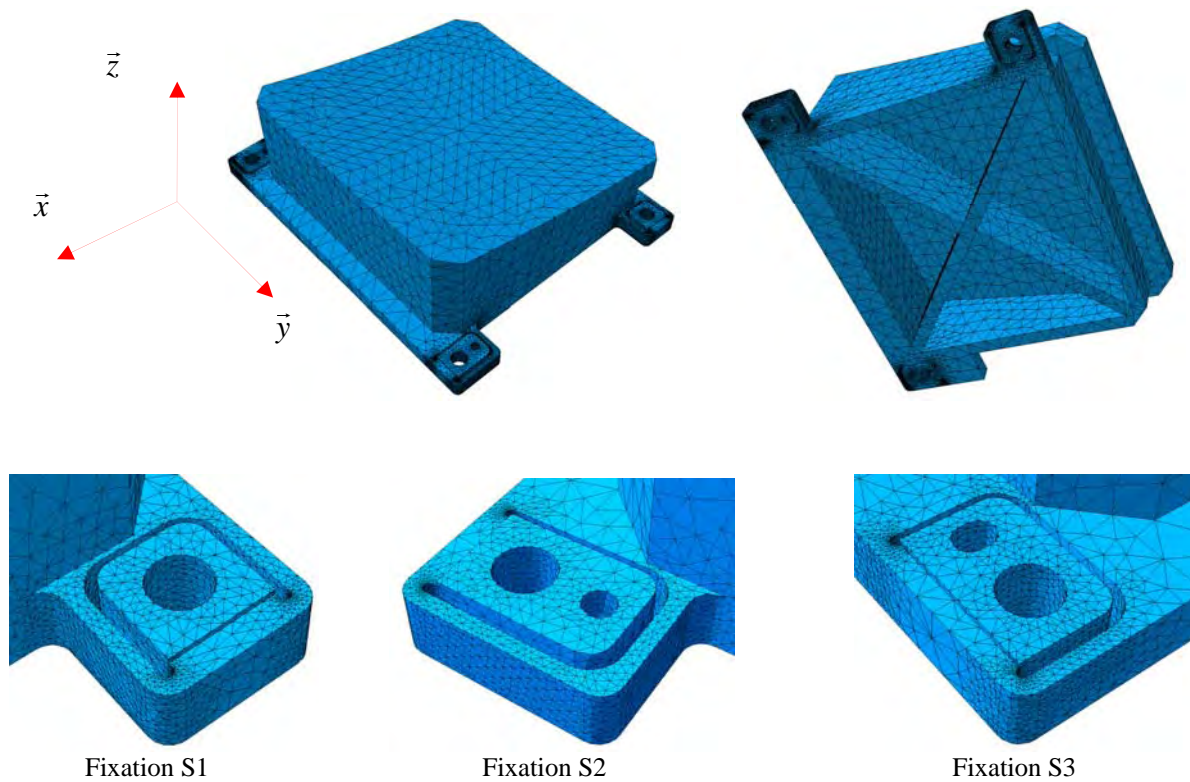
Figures 5-3: Version pattes rigides



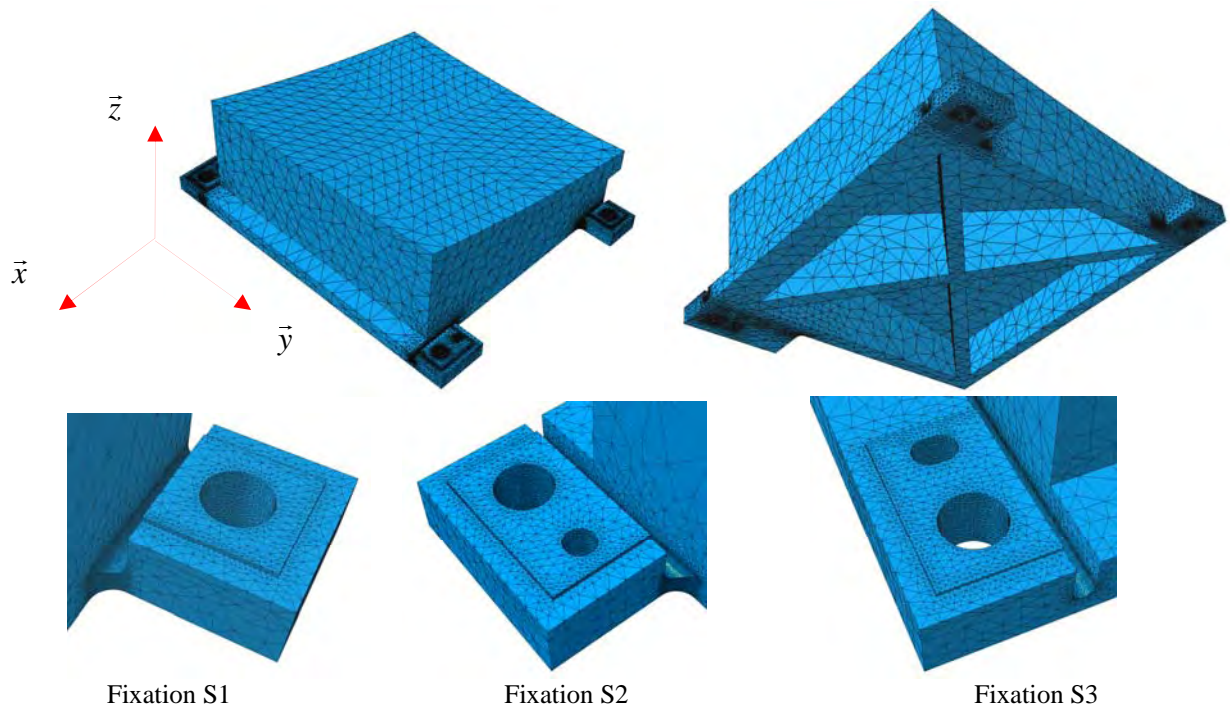
Figures 5-4: version pattes élastiques N°1



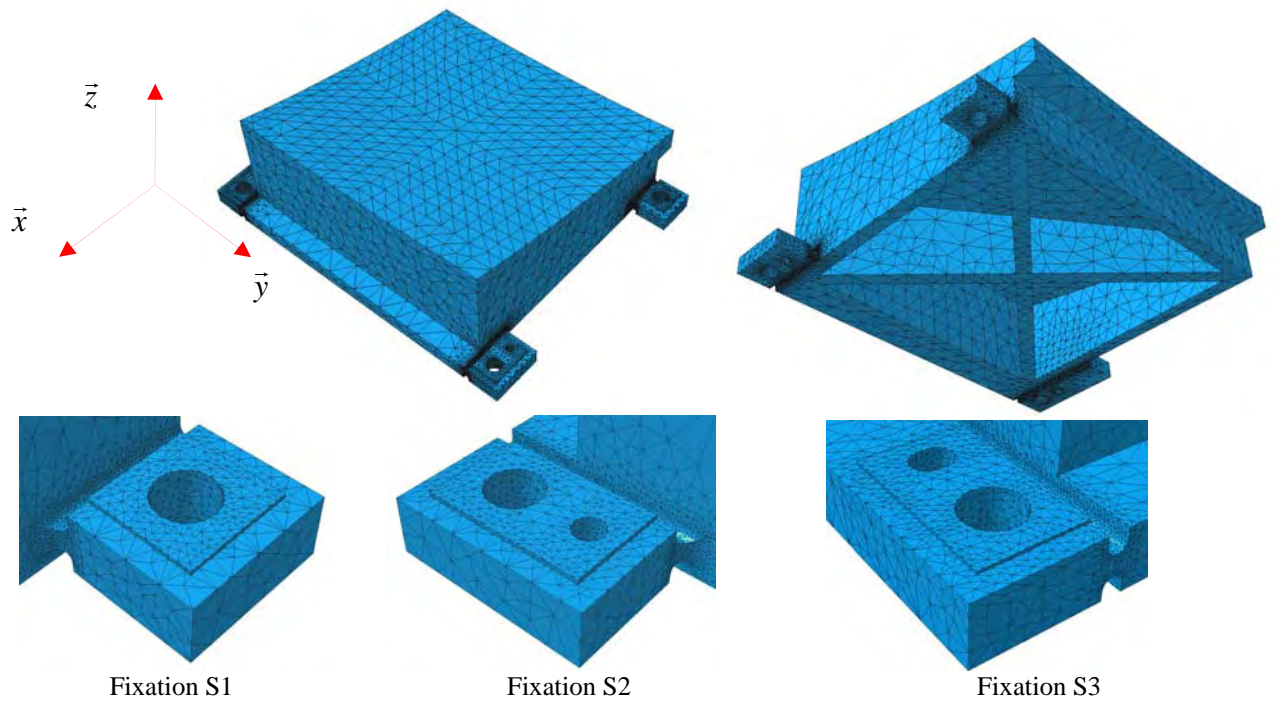
Figures 5-5: Version pattes élastiques N°2



Figures 5-6: Version pattes élastiques N°3 (solution retenue)



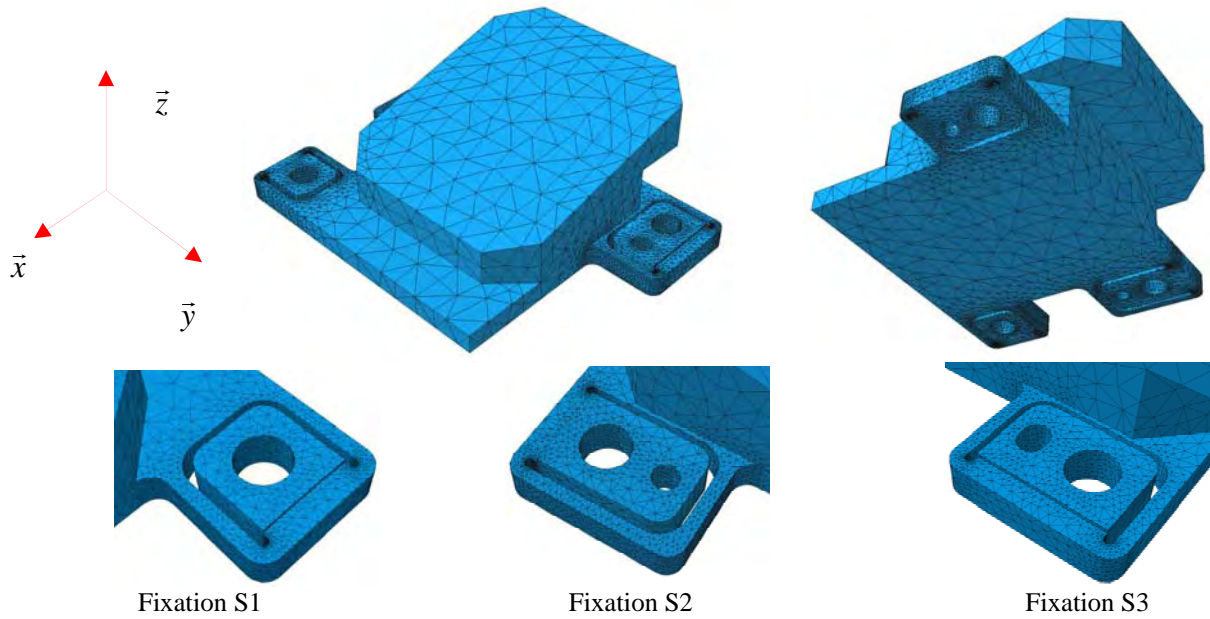
Figures 5-7: Version rainure simple



Figures 5-8: Version rainure double

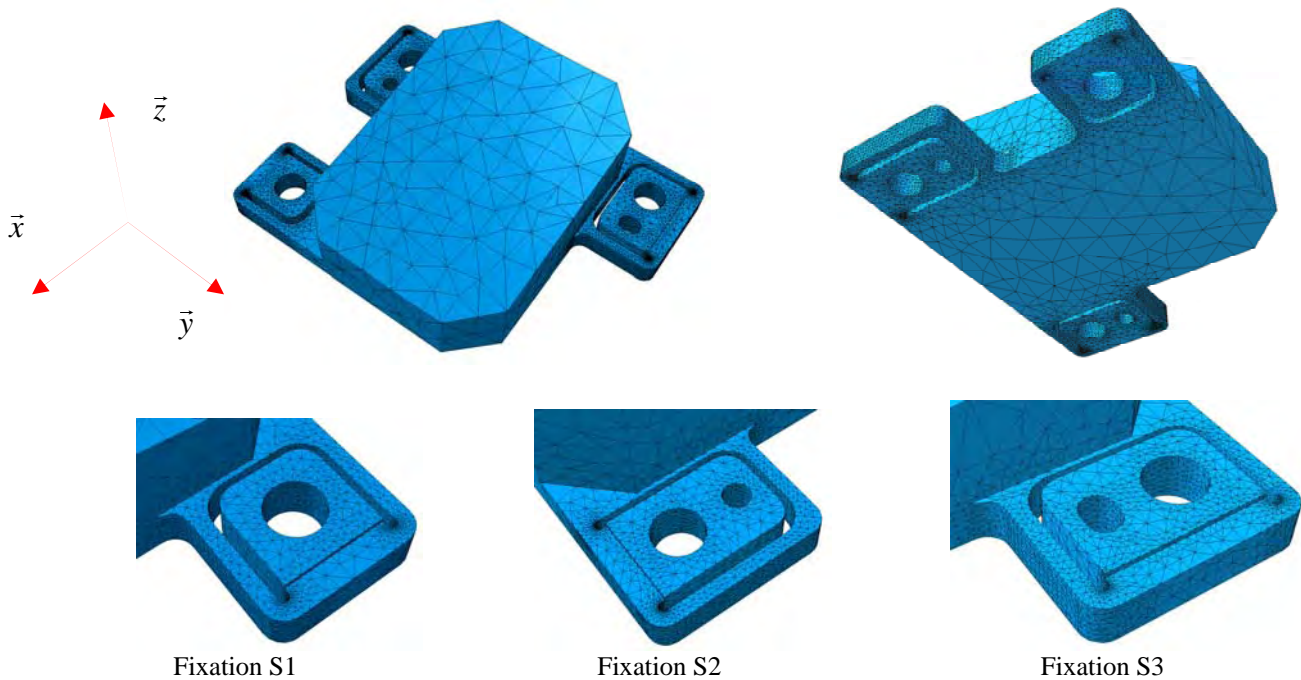
5-1-5 : Solution retenue pour les miroirs : version élastique N°3

5-1-5-1 : Maillage du miroir M2



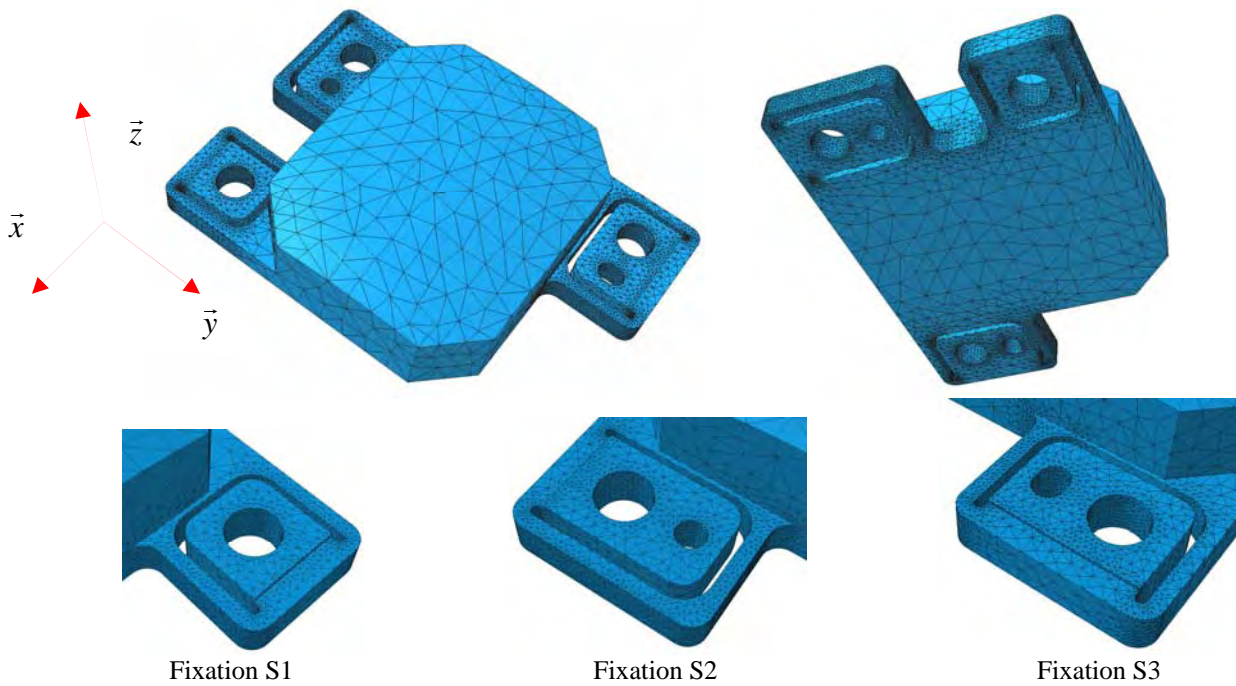
Figures 5-9: Maillage du miroir M2

5-1-5-2 : Maillage du miroir M3



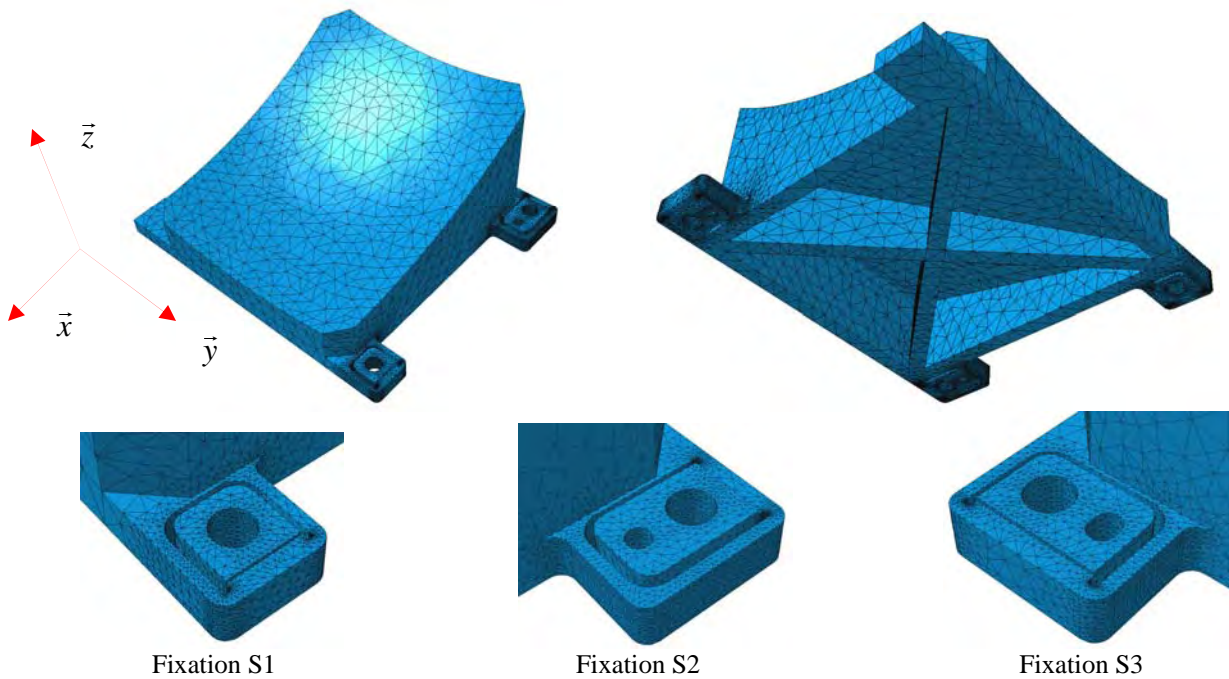
Figures 5-10: Maillage du miroir M3

5-1-5-3 : Maillage du miroir M4



Figures 5-11: Maillage du miroir M4

5-1-5-4 : Maillage du miroir M5



Figures 5-12: Maillage du miroir M5

5-2 : Analyse thermique transitoire non linéaire

5-2-1 : Objectif

Dans cette étude, nous analyserons la descente en température de 300 K à 7K pour chacune des versions du miroir M1. Nous visualiserons ainsi la propagation du froid à travers chaque miroir et la puissance à fournir pour la mise en froid. La résolution se fera sur CASTEM 2000.

Nous utiliserons pour cette analyse le schéma transitoire de DUPONT 2 à deux pas de temps. Celui-ci est explicité avec les relations **3-19** et **3-20** au paragraphe 3-7-3 du chapitre 3.

5-2-2 : Chargement

Pour caractériser les conditions limites sur l'ensemble des miroirs, nous prendrons comme illustration le miroir M1 version pattes rigides. Nous appliquerons une évolution de température de 300K à 7K en 60 secondes sur les interfaces S1, S2, S3. Cette évolution permettra de visualiser la propagation du froid à travers les miroirs.

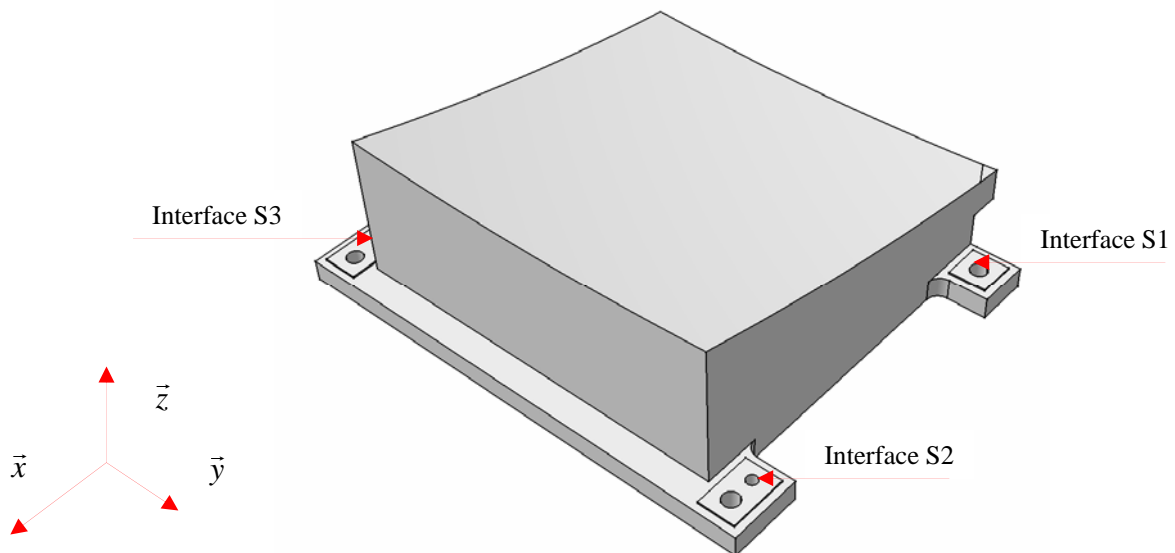


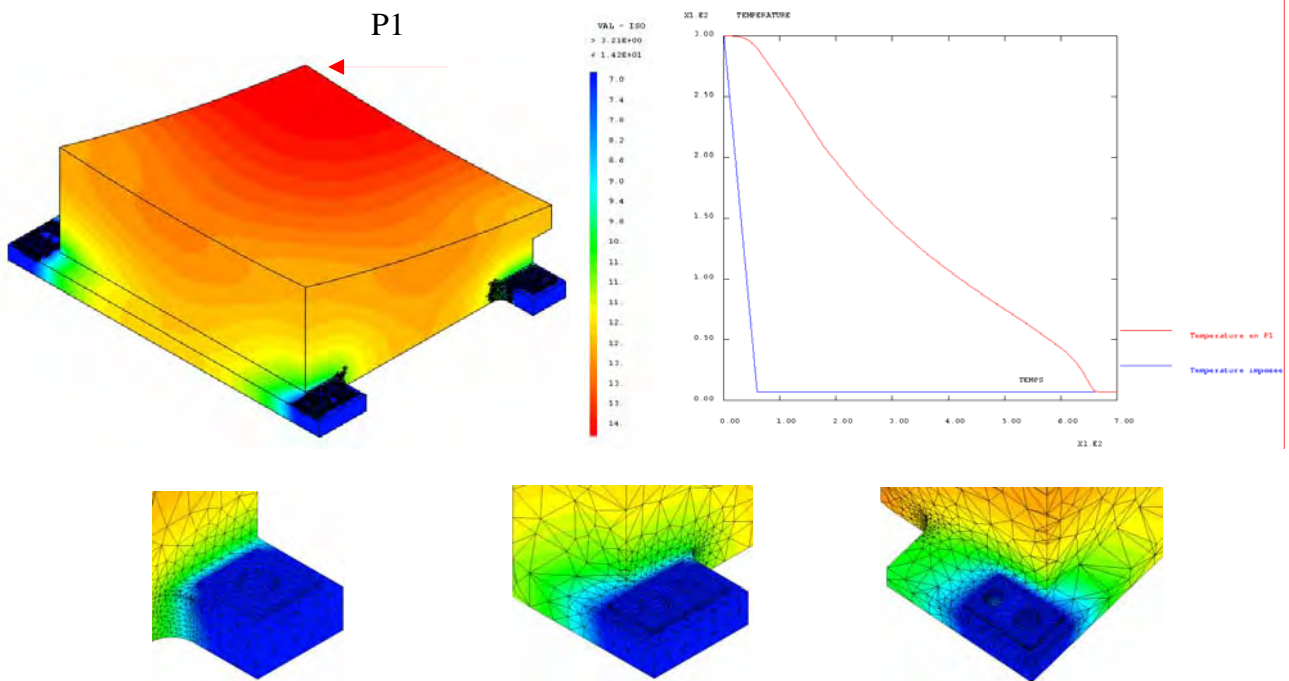
Figure 5-13: Conditions limites

5-2-3 : Résultats de l'analyse thermique transitoire non linéaire

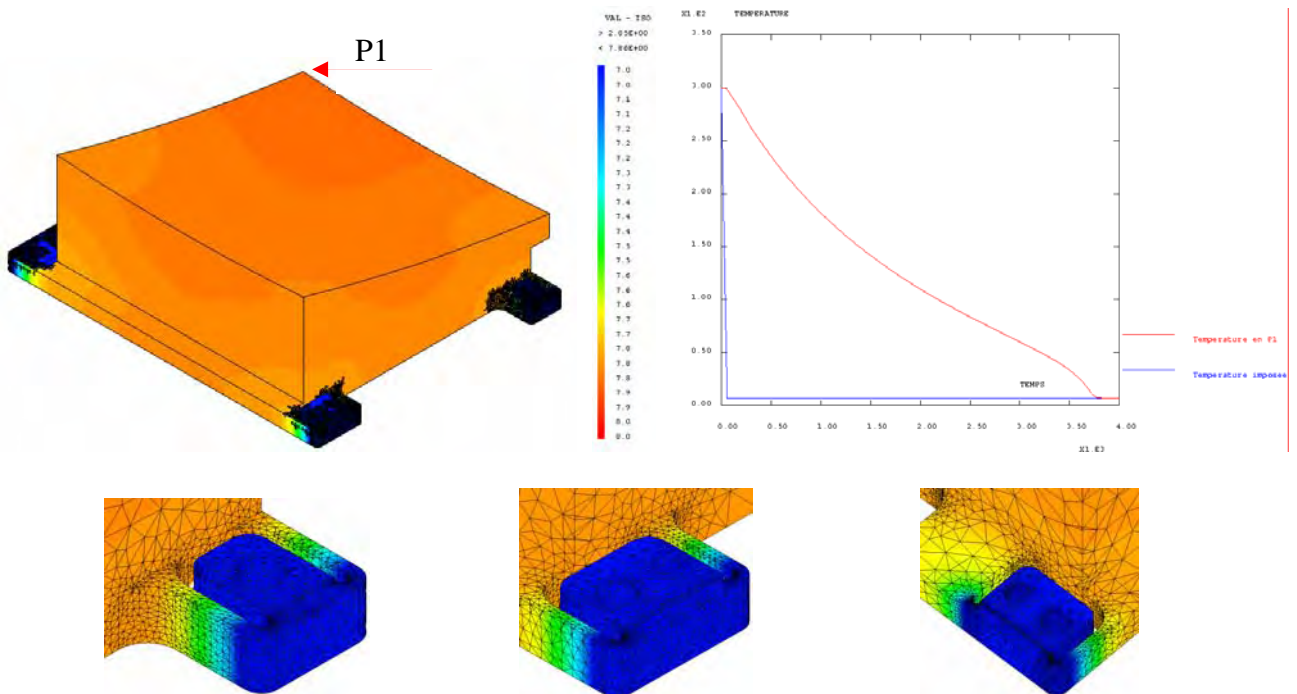
5-2-3-1 : Temps de mise en froid pour les différentes versions du miroir M1

Temps de mise en froid						
Miroir M1						
Modèles	Rigides	Elastiques N°1	Elastiques N°2	Elastiques N°3	Rainure simple	Rainure Double
t (s)	660	3840	3880	3040	1080	940
	Soit : 11mn	Soit : 64 mn	Soit : 1h 4 mn 40s	Soit : 50 mn 40s	Soit : 18 mn	Soit : 15 mn 40s

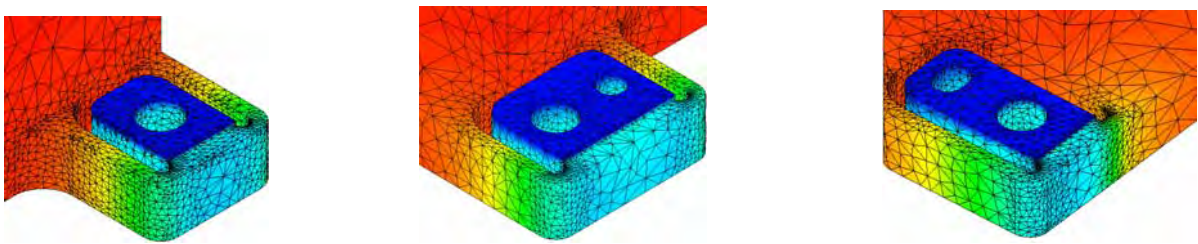
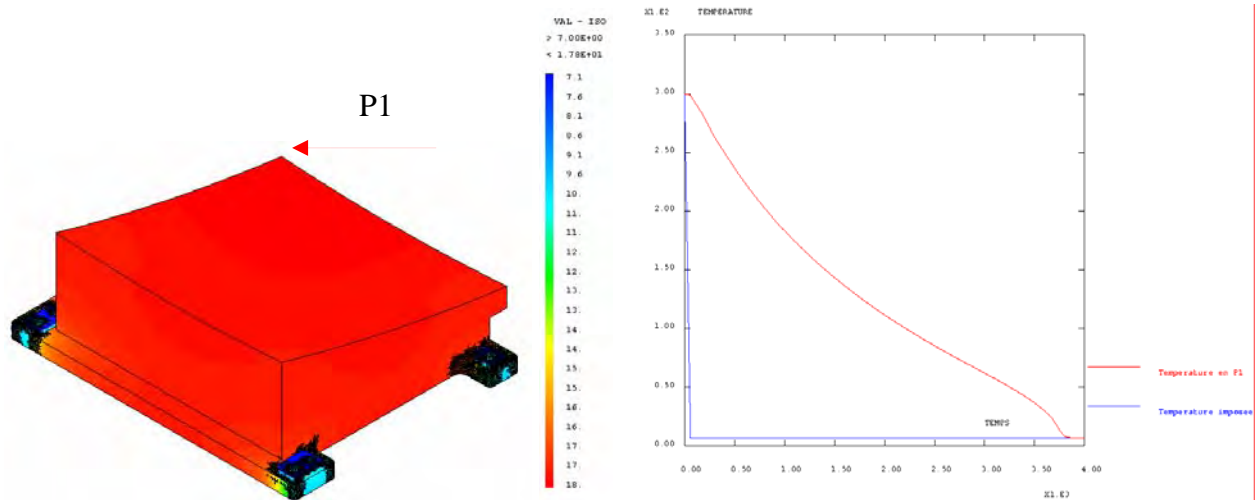
Pour chacune des versions, les figures ci dessous indiquent la propagation de la température à travers la structure du miroir M1 à différents instants. Les courbes indiquent l'évolution du froid au point P1 (point le plus éloigné des pattes de fixations).



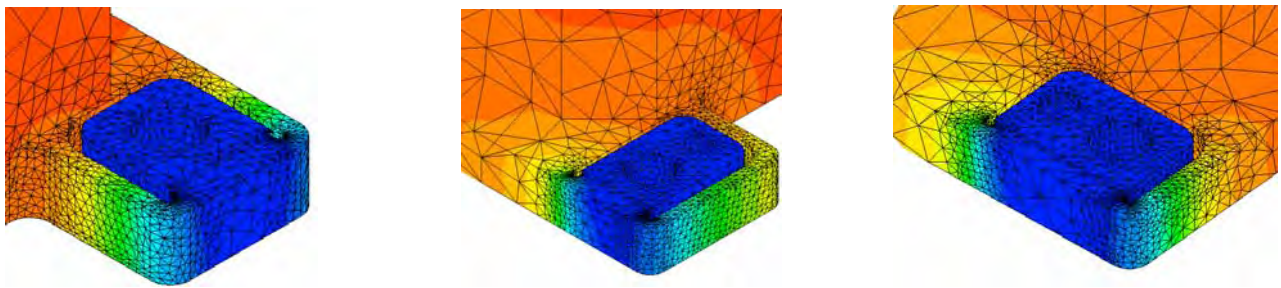
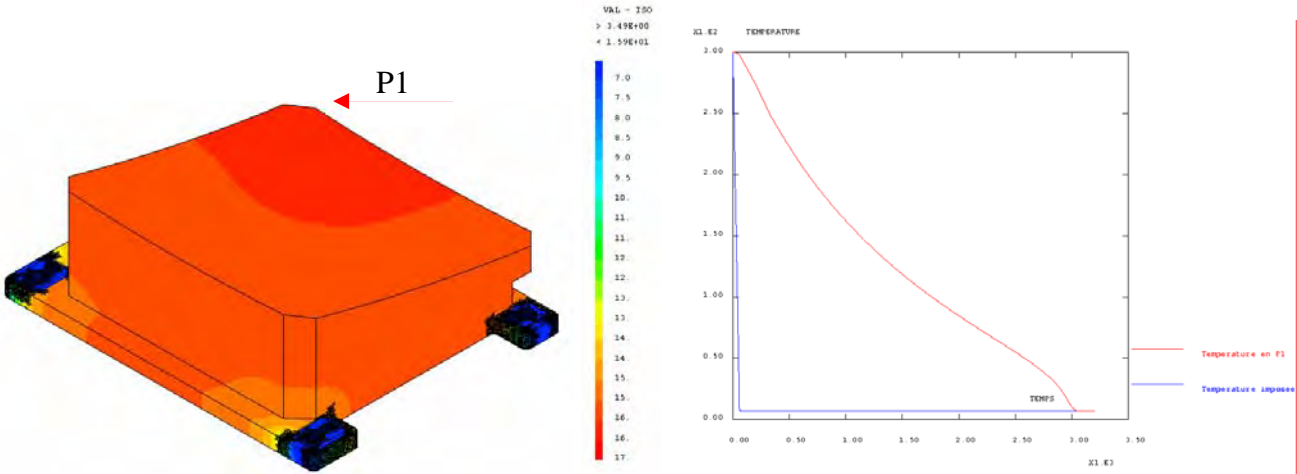
Figures 5-14 : Modèle rigide, température à $t = 650$ s, évolution de T (K) au point P1



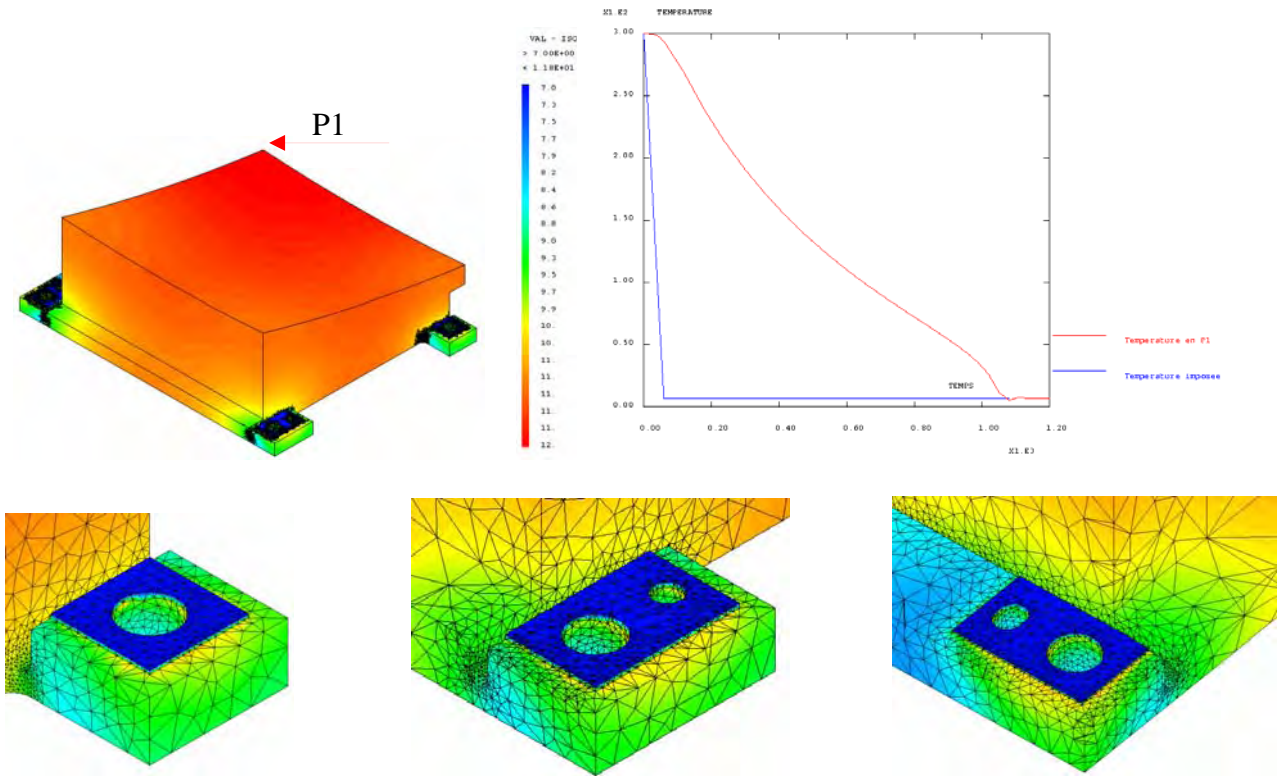
Figures 5-15 : Modèle élastique N°1, température à $t = 3760$ s, évolution de T (K) au point P1



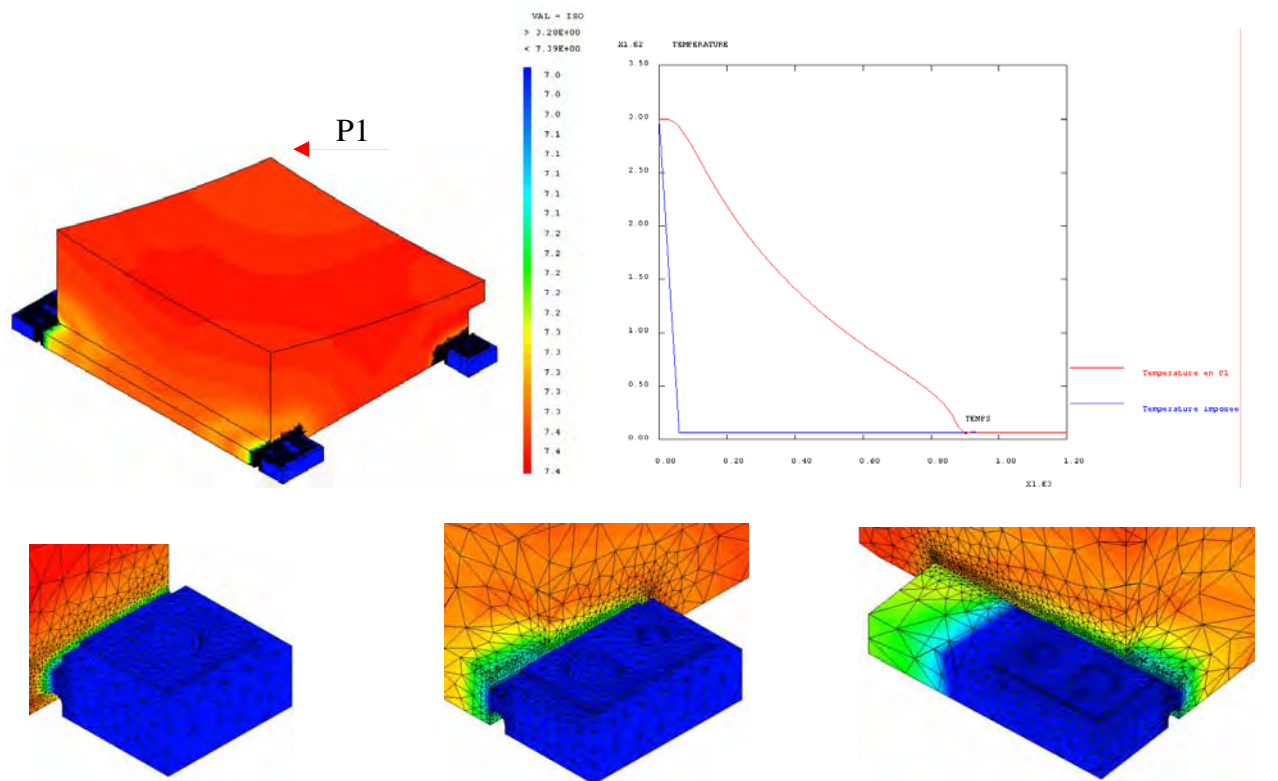
Figures 5-16: Modèle élastique N°2, température à $t = 3720$ s, évolution de T (K) au point P1



Figures 5-17 : Modèle élastique N°3, température à $t = 2960$ s, évolution de T (K) au point P1



Figures 5-18 : Modèle rainure simple, température à $t = 1050$ s, évolution de T (K) au point P1

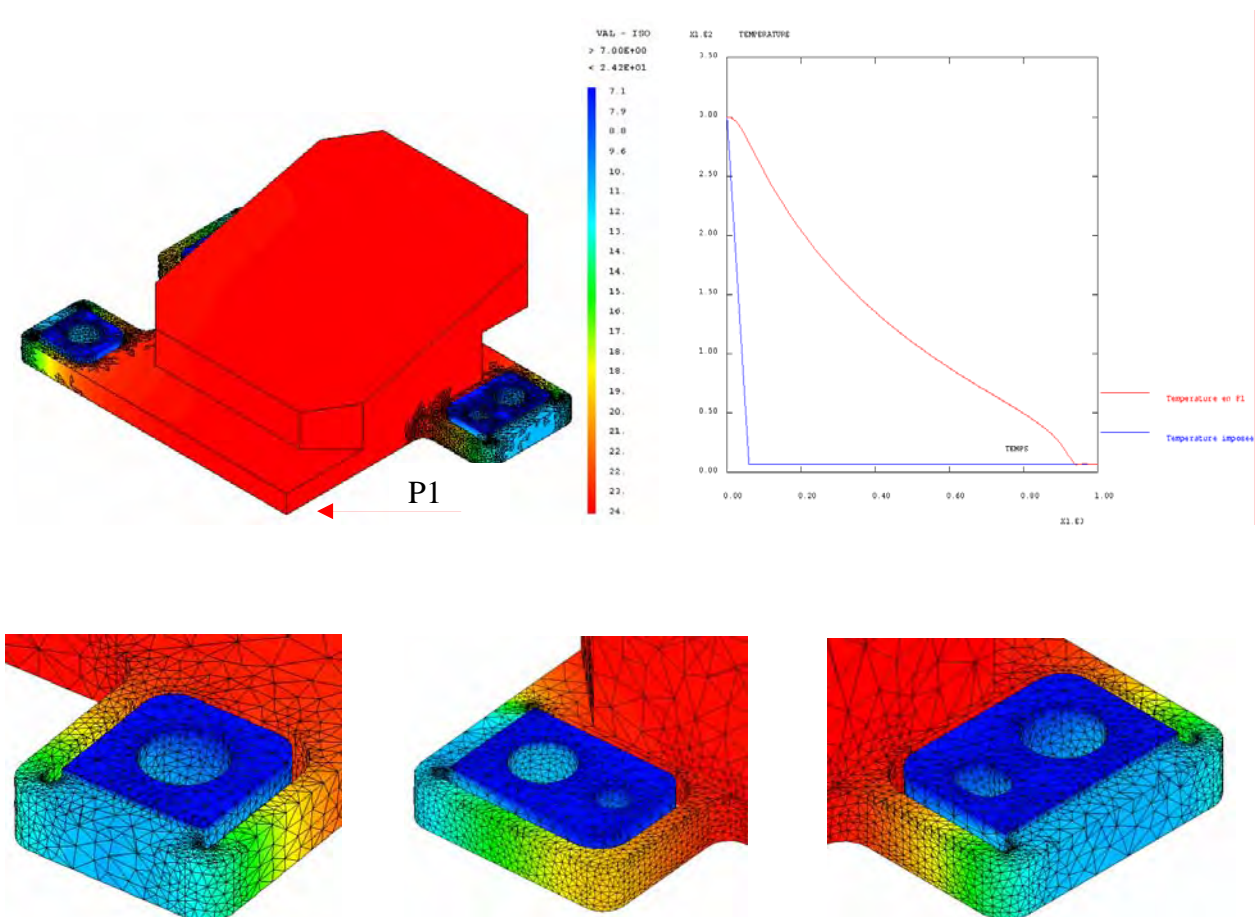


Figures 5-19 : Modèle rainure double, température à $t = 920$ s, évolution de T (K) au point P1

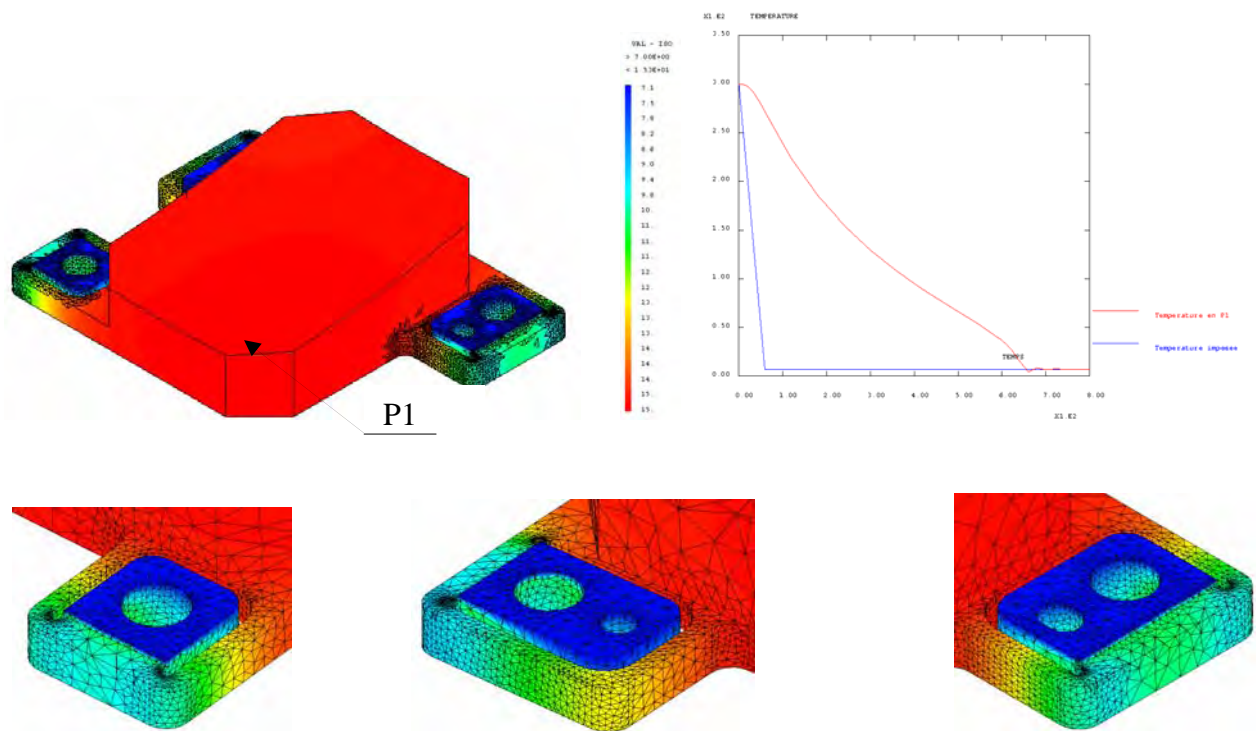
5-2-3-2 : Temps de mise en froid des miroir M2, M3, M4 et M5

Ayant retenu la version élastique n°3 pour l'étude des miroirs, on remarque dans le tableau suivant que le temps de refroidissement pour le miroir M5 est comparable avec celui du miroir M1. Ces résultats proviennent du fait de la similitude des masses entre ces deux miroirs.

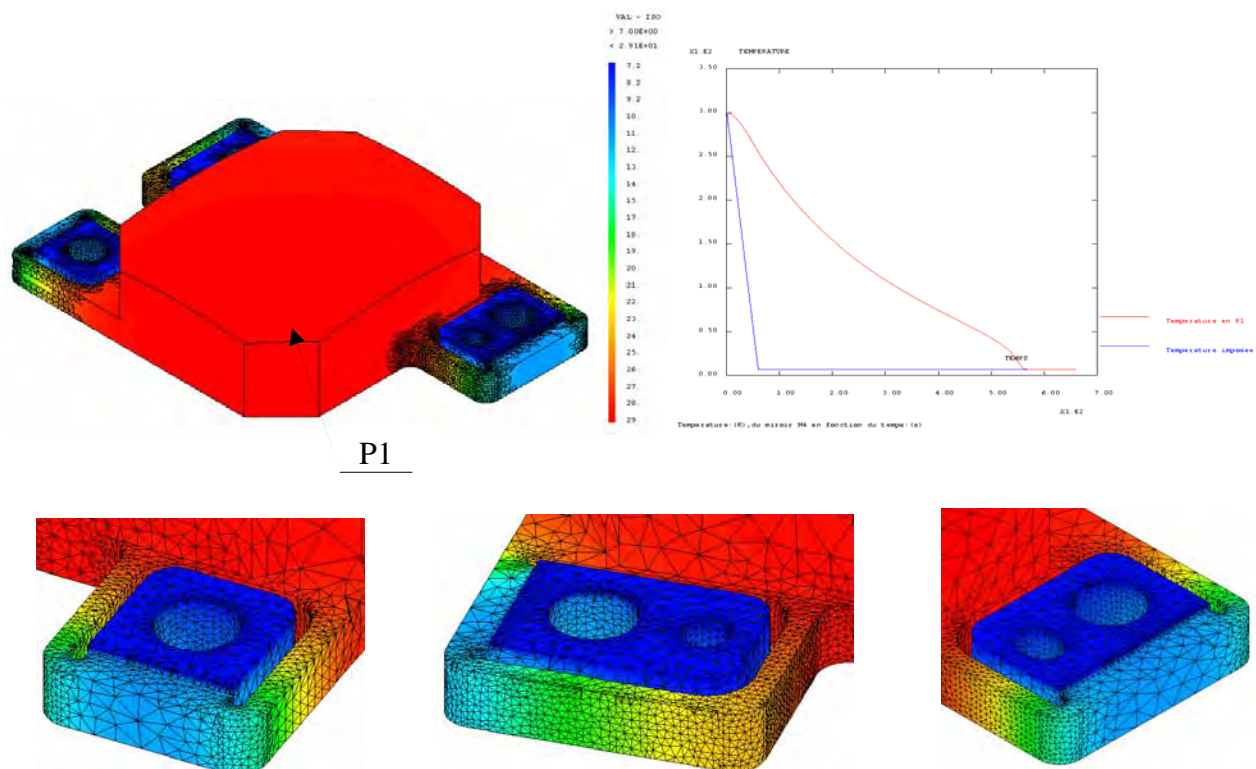
Temps de mise en froid				
Modèle élastique N°3				
Miroirs :	M2	M3	M4	M5
t (s)	940	680	560	2860
	Soit : 15 mn 40 s	Soit : 11 mn 20s	Soit : 9 mn 20 s	Soit : 47 mn 40s



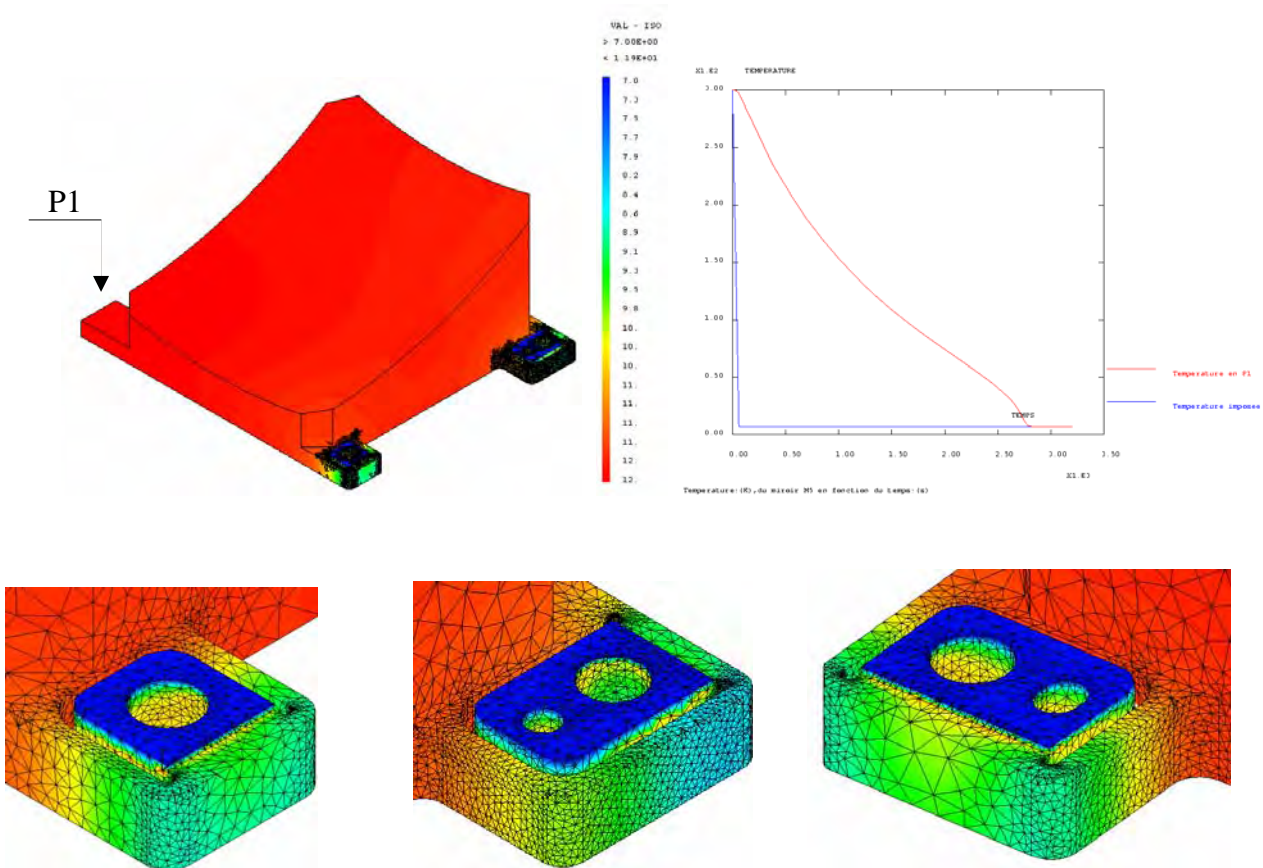
Figures 5-20: Miroir M2, température à t = 900 s, évolution de T (K) au point P1



Figures 5-21 : Miroir M3, température à $t = 640$ s, évolution de T (K) au point P1



Figures 5-22: Miroir M4, température à $t = 535$ s, évolution de T (K) au point P1



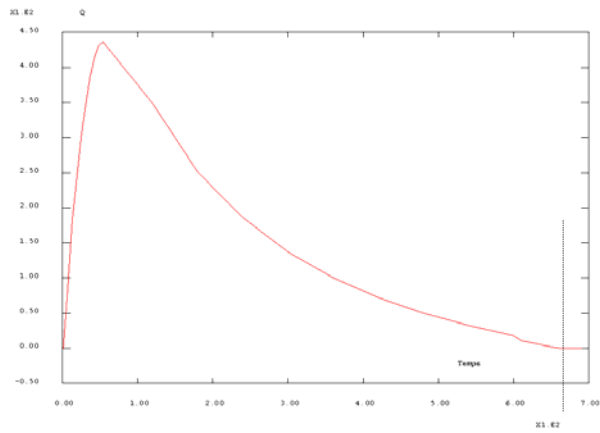
Figures 5-23 : Miroir M5, température à $t = 2750$ s, évolution de T (K) au point P1

5-2-4 : Puissance à fournir pour la mise en froid

La quantité de chaleur échangée ΔQ exprimée en (J) est déterminée en faisant une intégration sur la courbe (Voir figures 5-24). Cette quantité étant déterminée, la puissance exprimée en (W) est obtenue en faisant le rapport $\frac{\Delta Q}{\Delta t}$, où Δt est le temps de mise en froid exprimé en (s). Les notions de quantité de chaleur et de puissance échangée sont explicitées dans les paragraphes 3-7-4 et 3-7-5 du chapitre 3.

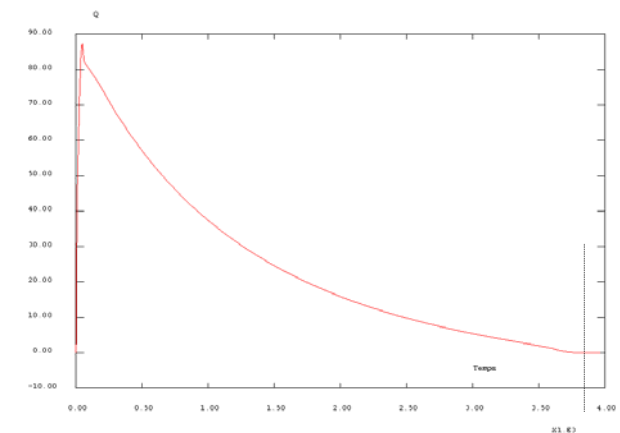
5-2-4-1 : Versions du miroir M1

Puissance : (W)	Miroir M1					
Modèles	Rigides	Elastiques N°1	Elastiques N°2	Elastiques N°3	Rainure simple	Rainure Double
$P = \frac{\Delta Q}{\Delta t}$	155	25	25	32	91	102



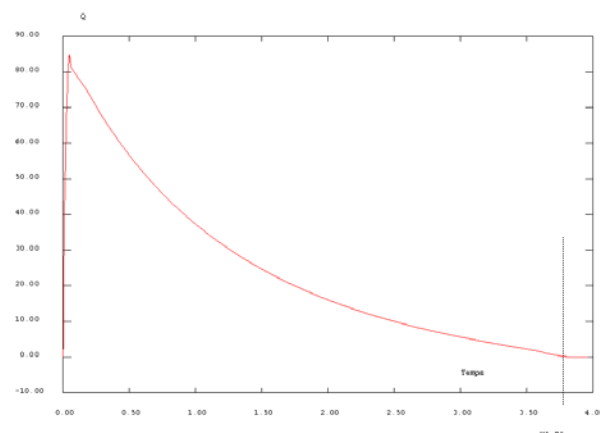
Quantité de chaleur échangée (J)

Modèle rigide



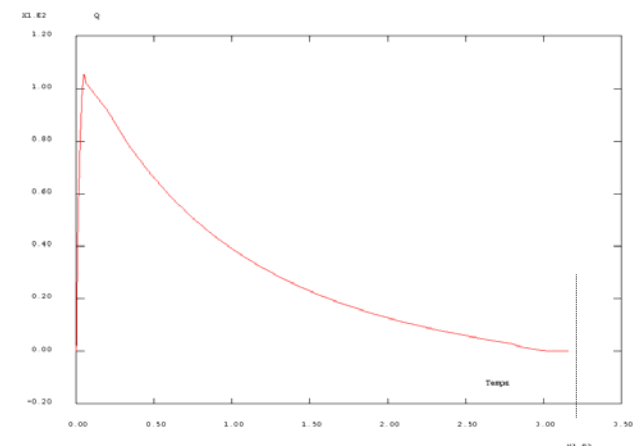
Quantité de chaleur échangée (J)

Modèle élastique N°1



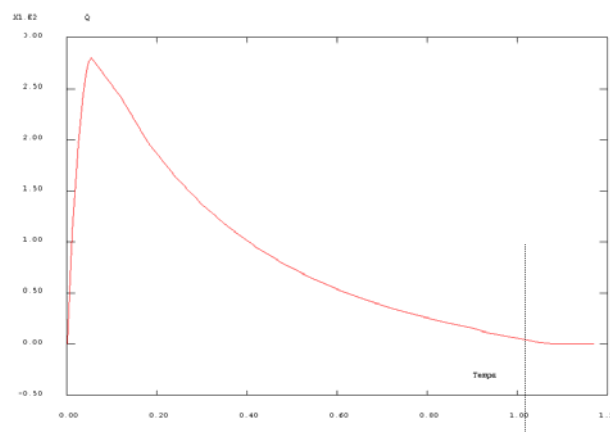
Quantité de chaleur échangée (J)

Modèle élastique N°2



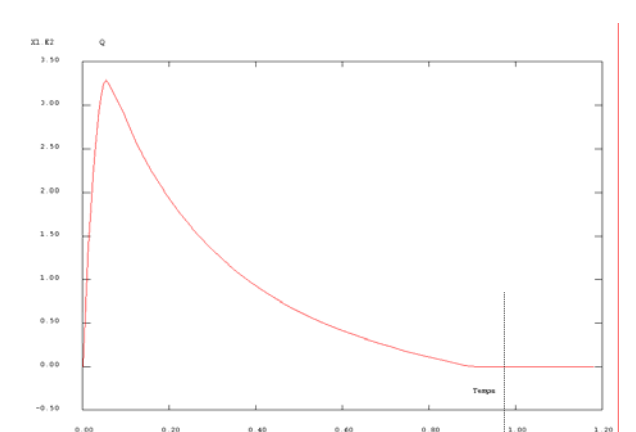
Quantité de chaleur échangée (J)

Modèle élastique N°3



Quantité de chaleur échangée (J)

Modèle rainure simple



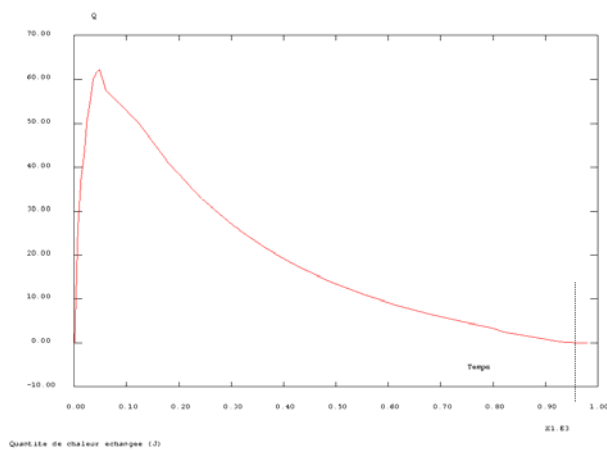
Quantité de chaleur échangée (J)

Modèle rainure double

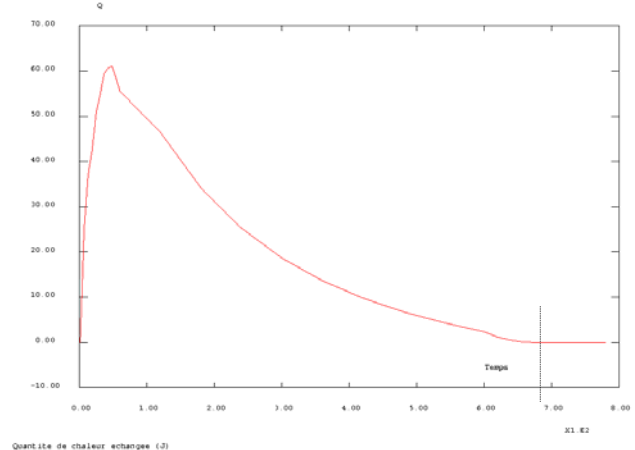
Figures 5-24: Miroir M1, quantité de chaleur échangée ΔQ (J) en fonction du temps (s)

5-2-4-2 : Miroirs : M2, M3, M4 et M5

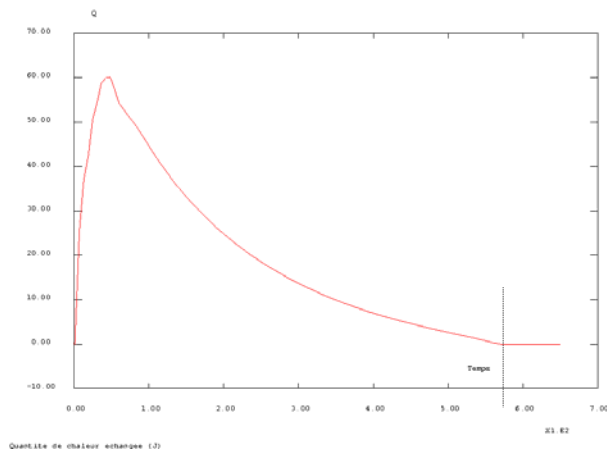
Puissance : (W)	Modèle élastique n°3			
Miroirs :	M2	M3	M4	M5
$P = \frac{\Delta Q}{\Delta t}$	20.6	21	20.7	27



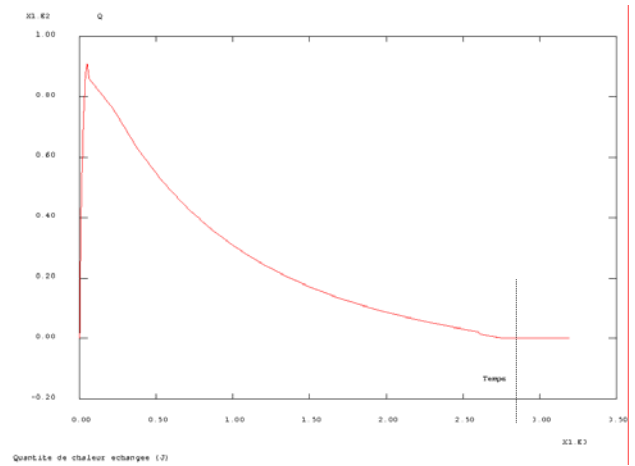
Miroir M2



Miroir M3



Miroir M4



Miroir M5

Figures 5-25 : Quantité de chaleur échangée en fonction du temps pour M2, M3, M4 et M5

5-2-5 : Remarque concernant l'analyse thermique transitoire non linéaire

Comme le temps de mise en froid dépend de la surface d'échange, il est évident que le modèle rigide donne des temps relativement faibles soit 660 secondes (11mn). Les modèles avec rainures donnent aussi de bons résultats, avec un léger avantage pour le double rainurage. Cela s'explique par le fait que la section d'échange est plus proche du massif à refroidir.

En revanche, parmi les trois versions élastiques, c'est le modèle élastique numéro 3 qui est le plus intéressant, car du fait de l'orientation des pattes, celles-ci permettent une propagation du froid plus rapidement. On relève ainsi un temps de mise en froid pour cette version de 3040 secondes soit environ 50 mn et 40 s.

Après lecture de la puissance à fournir pour la mise en froid, on remarque pour cette dernière version une puissance maximum de 32 W

5-3 : Analyse quasi-statique

5-3-1 : Contexte de l'étude

Afin de vérifier la résistance mécanique des miroirs nous prendrons une accélération de 50 g, soit $490.5m/s^2$ selon les axes $\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$.

Nous prendrons comme accélération de la pesanteur $gn = 9.806m/s^2$.

Ainsi, nous pourrons définir les déplacements de chacun des miroirs, mais surtout déterminer les contraintes de Von Mises sur les éléments de fixation des miroirs avec l'imageur.

Pour cette analyse, nous résolvons le système suivant : $k(u, v) = \int_{\Omega} F, v + \int_{\Sigma U1} R1, v$ ou

$u \in C^d \forall v \in C^*$, avec $C^d = \{u \in C / u = 0|_{\Sigma U1}\}$ et $C^* = \{v \in C / v = 0|_{\Sigma U1}\}$.

Dans cette expression k est la rigidité, F est la sollicitation et $R1$ sont les efforts de réactions. La résolution se fera sur CASTEM 2000.

5-3-2 : Hypothèses de calcul

5-3-2-1 : Hypothèse géométrique

Nous considérons qu'il n'y a aucun glissement dans les plans d'interfaces miroirs boîtiers ETM et TMA, ce qui revient à supposer que les efforts de serrages doivent être supérieurs aux efforts de réactions sur les mêmes interfaces.

5-3-2-2 : Hypothèse sur les caractéristiques du matériau

Sachant que les caractéristiques de l'aluminium 5083 H116 augmentent aux basses températures, pour le calcul on se positionnera dans le cas le plus défavorable soit une température de fonctionnement de 300 K.

Ainsi, les caractéristiques de l'aluminium 5083 sont pour cette analyse :

Matériau	Aluminium 5083 H116
Module de Young : E (Pa)	71.622 E+9
Masse volumique : ρ (Kg/m ³)	2700
Coefficient de poisson : ν	0.34

5-3-3 : Conditions limites pour l'ensemble des miroirs

Pour caractériser les conditions limites sur l'ensemble des miroirs, nous prendrons comme illustration le miroir M1 version pattes rigides.

Nous considérons les conditions limites suivantes :

- ✚ Interface S1 :
Plan de l'interface : $ux = uy = uz = 0$
Trous de vis : pas de conditions limites

- ✚ Interface S2 :
Plan de l'interface : $u_x = u_y = u_z = 0$
Trous de vis : pas de conditions limites
Trous du pion de centrage : pas de conditions limites
- ✚ Interface S3 :
Plan de l'interface : $u_x = u_y = u_z = 0$
Trous de vis : pas de conditions limites
Lamage du pion de centrage : pas de conditions limites

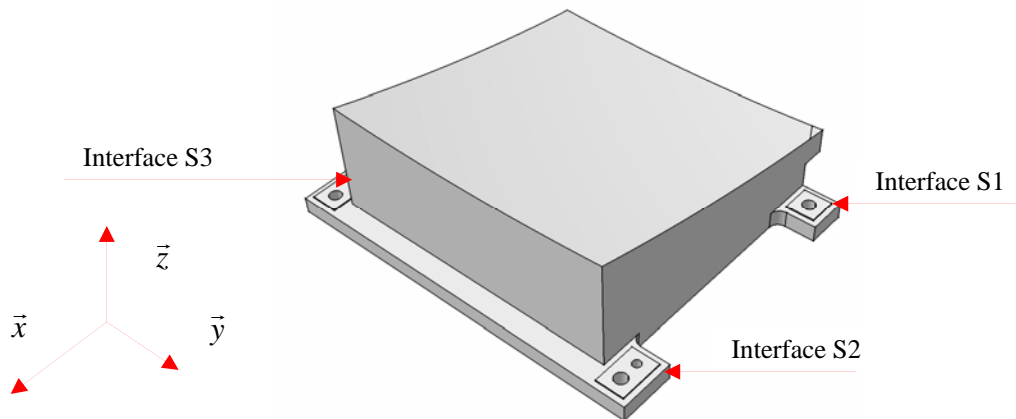


Figure 5-26: Conditions limites

En effet, nous rappelons qu'il n'y a aucune condition limite sur les trous de passage de vis, car nous considérons que l'effort de serrage doit être suffisamment important, pour éviter un glissement dans le plan d'interface. Les pions de positionnement des miroirs par rapport aux boîtiers ne doivent pas travailler en cisaillement.

5-3-4 : Résultats Quasi-statiques

Le résultat des déplacements sera présenté dans deux tableaux, le premier indique les déplacements pour les différentes versions du miroir M1, ayant fait le choix de la solution, le deuxième donne les déplacements pour les autres miroirs .

Il en sera de même pour les tableaux indiquant le niveau de contrainte équivalente de Von Mises sur les fixations S1, S2, S3.

Enfin quatre autres tableaux, dont deux fournissent les réactions sur les interfaces miroirs/boîtiers et deux fournissent les efforts de serrages.

5-3-4-1 : Tableau des déplacements, versions du miroir M1

Le tableau suivant nous indique les déplacements maxima relevés sur les différentes versions du miroir M1. Dans les directions \vec{x} , \vec{y} , \vec{z} , ces déplacements ont les mêmes valeurs quelque soit le signe de l'accélération +/- 50 g .

Déplacements : (m)	Miroir M1					
Solutions	Rigides			Elastiques N°1		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Module	1.95 E-6	1 E-6	5.44 E-6	3.25 E-5	1.24 E-5	4 E-5
Selon x	1.34 E-6	2.73 E-7	1.39 E-6	2.84 E-5	5.8 E-6	1.21 E-5
Selon y	4.8 E-7	6.7 E-7	6.38 E-7	7.6 E-6	6.3 E-6	-5.8 E-6
Selon z	1.72 E-6	7.86 E-7	5.41 E-6	2.75 E-5	1 E-6	3.97 E-5
Solutions	Elastiques N°2			Elastiques N°3		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Module	3.61 E-5	1.82 E-5	5.66 E-5	1.46 E-5	5.4 E-6	3.51 E-5
Selon x	2.45 E-5	8.2 E-6	1.8 E-5	9.4 E-6	1.42 E-6	1 E-5
Selon y	8.12 E-6	7.56 E-6	6.37 E-6	2.4 E-6	3.81 E-6	4 E-6
Selon z	3.3 E-5	1.64 E-5	5.6 E-5	1.3 E-5	3.88 E-6	3.5 E-5
Solutions	Rainure simple			Rainure double		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Module	3.55 E-6	2 E-6	8.12 E-6	2.71 E-6	1.45 E-6	6.85 E-6
Selon x	2.43 E-6	5.3 E-7	2.13 E-6	1.86 E-6	3.88 E-7	1.76 E-6
Selon y	8.68 E-7	1.38 E-6	-1 E-6	7 E-7	9.75 E-7	-8 E-7
Selon z	3.13 E-6	1.54 E-6	8.06 E-6	2.4 E-6	1.14 E-6	6.8 E-6

A la lecture du tableau des déplacements, on remarque que la version rigide engendre moins de déplacements au niveau de la surface optique. La version élastique n°1, du fait de la même orientation des pattes élastiques, privilégie la translation selon \vec{x} , on relève ainsi une valeur de 0.032 mm dans cette direction. Sur la version élastique n°2, quel que soit le sens de l'accélération selon \vec{x} ou \vec{y} , on observe sur la structure un mouvement de rotation autour de \vec{z} , cela donne deux modules de déplacement qui sont plus importants que dans la première version élastique. Pour cette deuxième version les modules de déplacements ont respectivement pour valeur 0.0361 mm selon \vec{x} et 0.0182 mm selon \vec{y} .

En revanche, la version élastique n°3 est intéressante, car celle-ci ne favorise aucun mouvement de la structure étudiée. En effet, sur ce modèle l'orientation des pattes élastiques sur l'interface S2 minimise les translations dans le plan \vec{x}, \vec{y} et la rotation autour de \vec{z} (axe perpendiculaire au plan de pose du miroir). Les deux versions rainurées nous donnent des résultats satisfaisants, ainsi pour une accélération de 50 g selon \vec{x} ou \vec{y} , nous relevons un module des déplacements de 0.0035 mm au niveau de la surface optique. Sur la version rainure double, le fait de rapprocher les liaisons des fixations par rapport à la surface optique, diminue les déplacements sur celle-ci. Quel que soit la solution étudiée, c'est pour une l'accélération selon \vec{z} que l'on observe le maximum de déplacement au niveau de la partie libre du miroir.

Cependant, on remarque que parmi les versions élastiques, la version numéro trois minimise les déplacements pour une accélération de 50 g selon \vec{z} .

Nous pouvons visualiser sur les figures 5-31 les déplacements sur les différentes versions du miroir M1.

5-3-4-2 : Miroir M1, module des déplacements pour une accélération +50 g selon \vec{z}

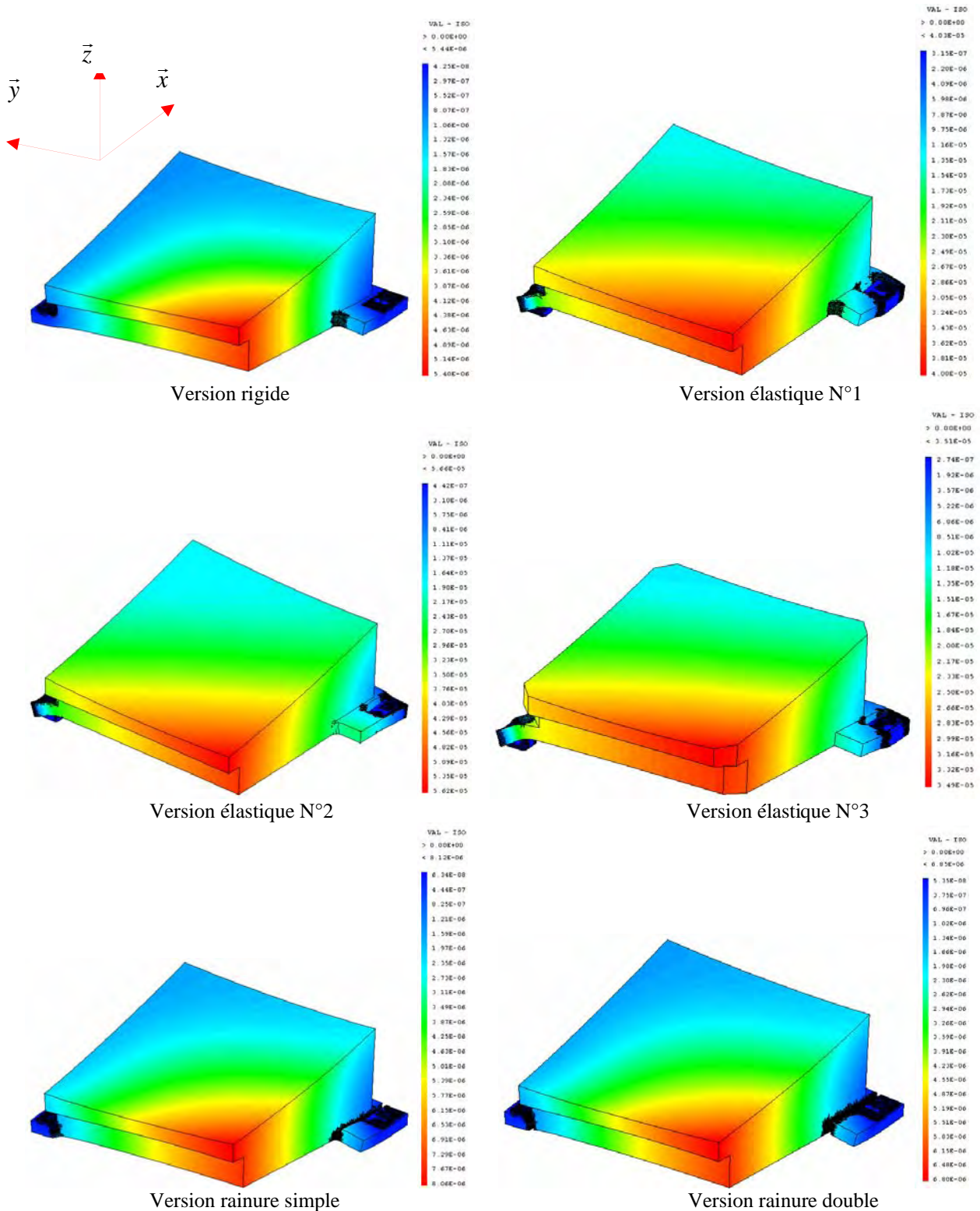


Figure 5-27: Versions du miroir M1, module des déplacements

5-3-4-3 : Tableau des déplacements, miroirs : M2, M3, M4, M5

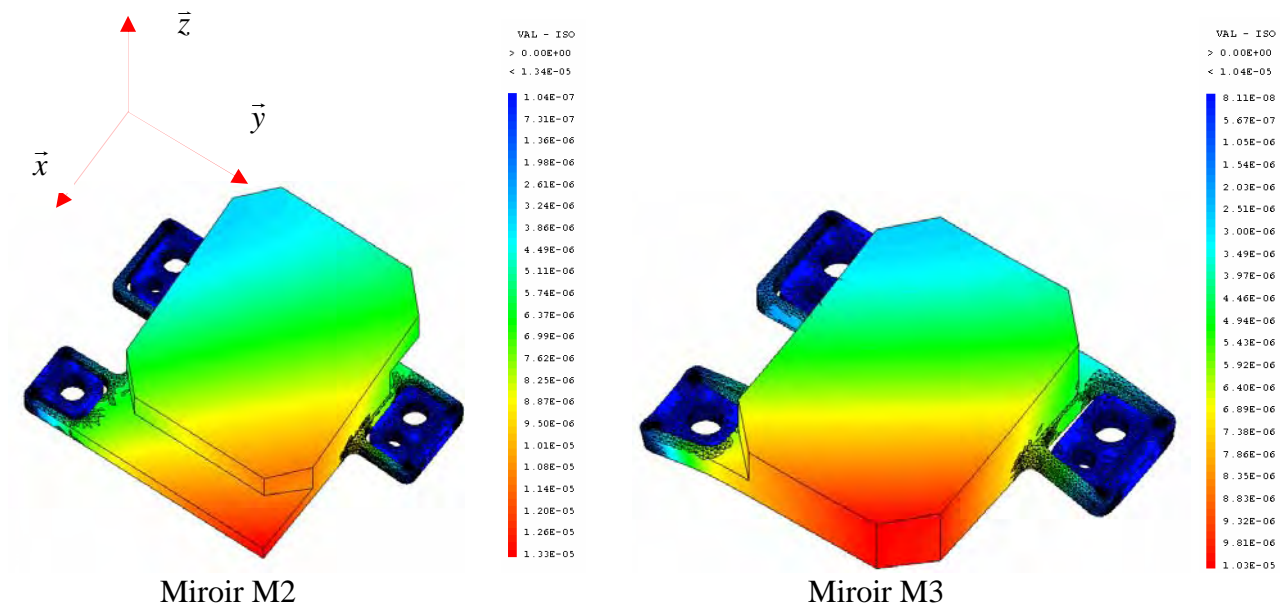
Déplacements : (m)	Version pattes élastique N°3					
	Miroir M2			Miroir M3		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Module	5.24 E-6	2.25 E-6	1.34 E-5	2.7 E-6	1.4 E-6	1 E-5
Selon x	5 E-6	-3.7 E-7	-3 E-6	2.45 E-6	-4 E-7	-2.2 E-6
Selon y	-1.4 E-6	1.4 E-6	-2.5 E-6	5.14 E-7	9.2 E-7	-1.4 E-6
Selon z	-4 E-6	-1.8 E-6	1.3 E-5	-1.5 E-6	-1 E-6	1 E-5
	Miroir M4			Miroir M5		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Module	2.54 E-6	1.21 E-6	9 E-6	1.3 E-5	7.8 E-6	3.81 E-5
Selon x	2.2 E-6	-4.2 E-7	-1.8 E-6	1.28 E-5	1.6 E-6	-9 E-6
Selon y	-7.5 E-7	8.7 E-7	-1 E-6	3.72 E-6	4.4 E-6	7 E-6
Selon z	1.63 E-7	-8.5 E-7	8.9 E-6	-6.8 E-6	7.25 E-6	3.8 E-5

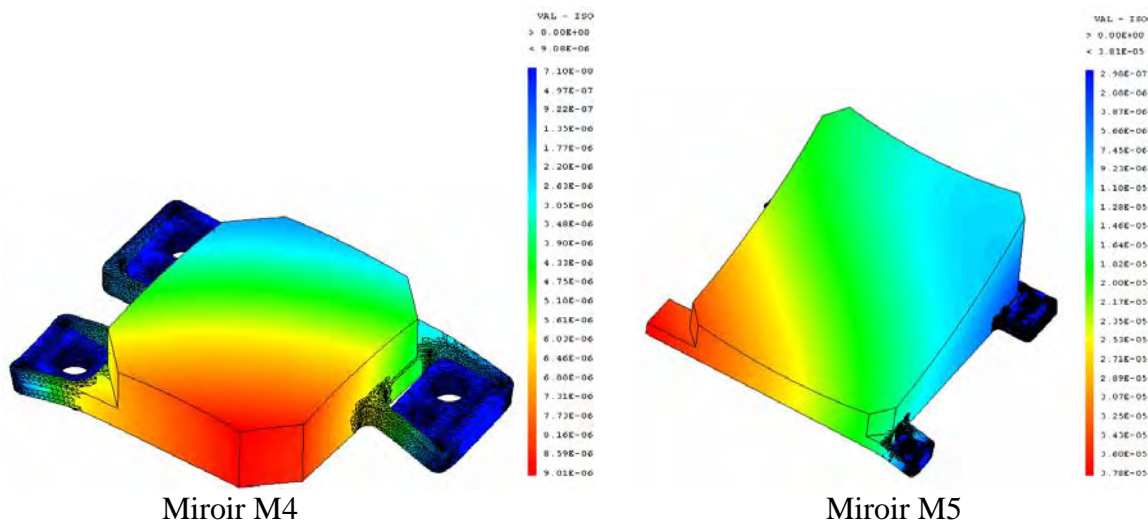
Pour le choix de cette version, c'est pour une accélération de 50g selon \vec{z} (axe perpendiculaire au plan d'interface miroir/boîtiers) que l'on relève le maximum de déplacement.

On remarque toutefois un module des déplacements comparable entre les miroirs M5 et M1 soit respectivement une valeur de 3.51 E-5 m et 3.81 E-5 m.

La visualisation du comportement des miroirs M2, M3, M4, M5 est représentée en figures 5-32.

5-3-4-4 : Miroirs M2, M3, M4, M5, module des déplacements pour une accélération +50 g selon \vec{z}





Figures 5-28: Miroirs M2, M3, M4, M5, module des déplacements

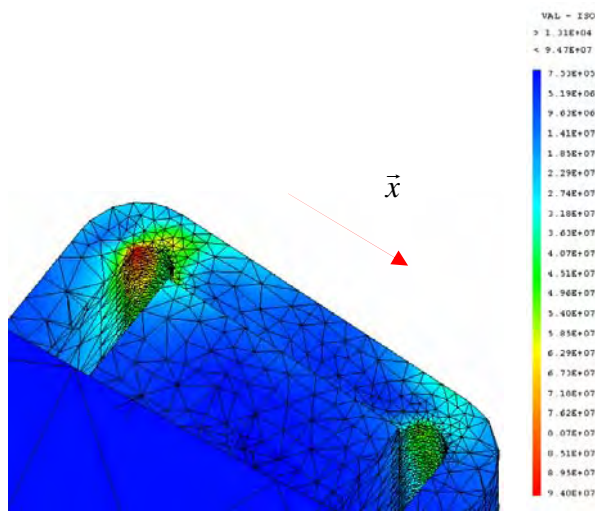
5-3-4-5 : Tableau des contraintes de Von Mises pour le miroir M1

Le tableau ci-dessous, nous donne une indication sur le niveau de contraintes maxi relevé pour les trois fixations des différentes versions du miroir M1 en fonction des accélérations selon : \vec{x} , \vec{y} , \vec{z} . La formulation de la contrainte équivalente de Von Mises pour l'élasticité tridimensionnelle est explicitée par la relation 3-10 au paragraphe 3-5 du chapitre 3, intitulé critère de dimensionnement.

Contraintes de Von Mises (MPa)	Miroir M1					
	Rigides			Elastiques N°1		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1	15.5	6.8	17	94	44	78.2
Fixation S2	10.2	5.5	5	45	20.5	15
Fixation S3	12.6	7.7	19.5	36.2	38.5	53.5
Solutions	Elastiques N°2			Elastiques N°3		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1	68	40	92	36	53	94
Fixation S2	23	22	14	66	27	20
Fixation S3	80	35	58	32	46	87
Solutions	Rainure simple			Rainure double		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1	10	8	12.5	10	5	13
Fixation S2	5.6	7	5	5	5	10
Fixation S3	15.5	11	19	15	10	20

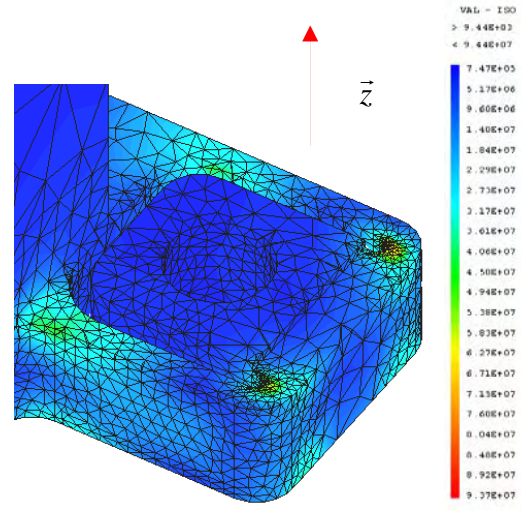
On remarque à la lecture des données, que la contrainte de Von Mises est de 20 MPa pour la version rigide ainsi que sur les versions rainurées. Les contraintes pour ces trois versions sont principalement localisées sur le contour de l'interface miroir/boîtier ETM. En revanche, la valeur des contraintes qui sont localisées sur le diamètre de 1 mm, est plus élevée pour les versions élastiques. On obtient un niveau de contraintes de 94 MPa sur la fixation S1. Cela provient du fait que 50% de la masse du miroir est reprise par la fixation S1. Celle-ci évite ainsi un mouvement de rotation autour de \vec{y} pour une accélération selon \vec{z} .

5-3-4-6 : Contraintes de Von Mises pour le miroir M1 sur la fixation S1



Version élastique N°1

Figure 5-29 : Accélération selon \vec{x}



Version élastique N°3

Figure 5-30: Accélération selon \vec{z}

5-3-4-7 : Tableau des contraintes de Von Mises pour les miroirs : M2, M3, M4 et M5

Contraintes de Von Mises (MPa)	Version pattes élastiques N°3					
	Miroir M2			Miroir M3		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1	13	5.5	15.5	10	7.5	8
Fixation S2	27.5	12.5	15	22	6.5	18.5
Fixation S3	12	10	33.8	6	6.5	23.3
	Miroir M4			Miroir M5		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1	7.5	6	17	25	24	62.5
Fixation S2	15.5	4	7	87	30	16
Fixation S3	5	3	21	23	15.3	75.4

Le niveau de contrainte pour ces quatre miroirs reste inférieur à la contrainte admissible qui est de 155 MPa pour l'aluminium 5083 à une température de 300 K.

5-3-4-8 : Visualisation des contraintes de Von Mises pour les miroirs, M2, M3, M4, M5

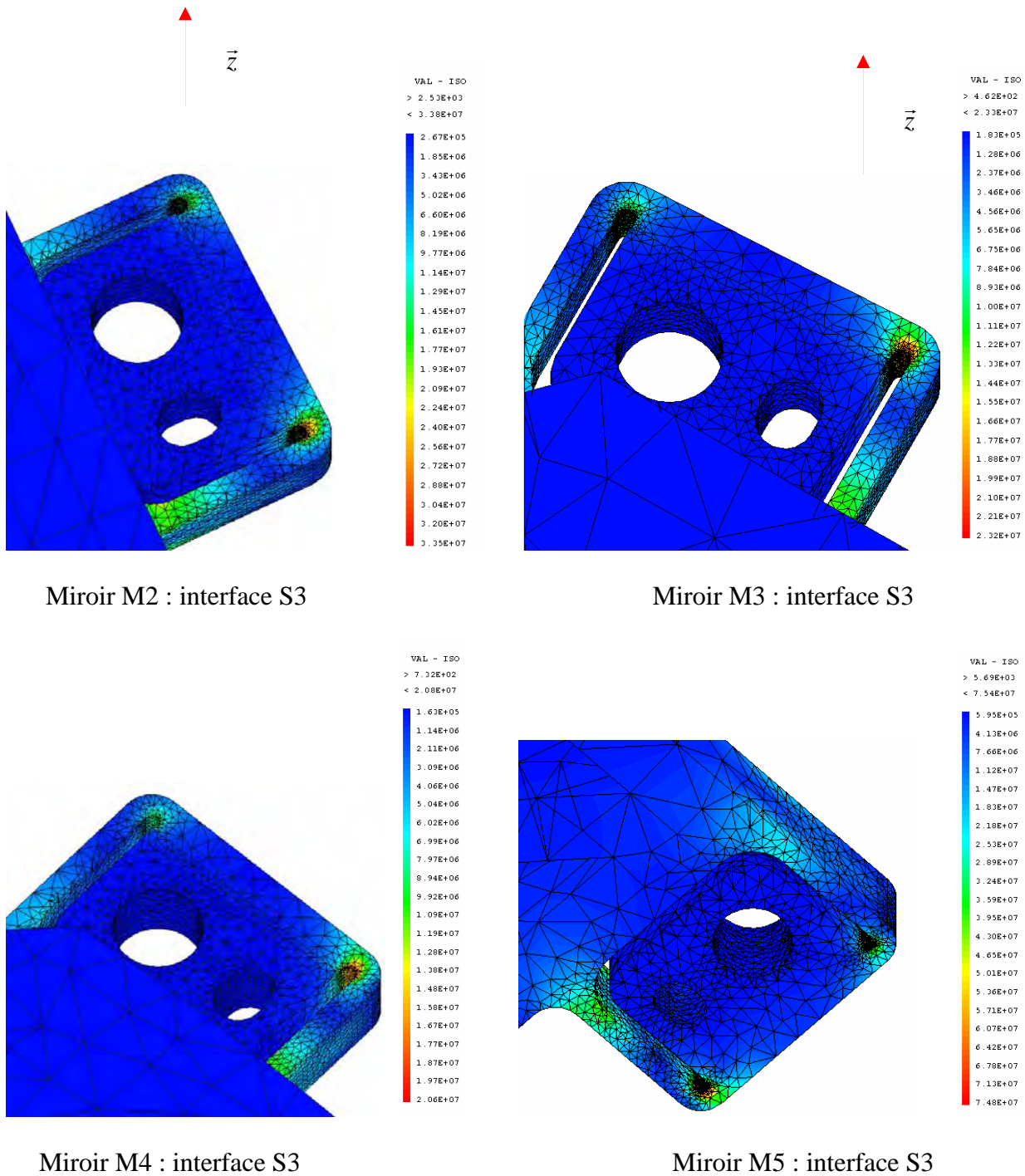


Figure 5-31: Visualisation des contraintes de Von Mises, accélération selon \vec{z}

5-3-4-9 : Tableaux des réactions sur les fixations du miroir M1

Le module des réactions est déterminé par la relation $\|R\| = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2}$

Réactions (N)	Miroir M1					
	Rigides			Elastiques N°1		
Solutions	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Accélération +50 g						
Fixation S1						
Rx	-74.8	-6.12	-48.5	-34.3	-3.8	-7.21
Ry	36.5	-77.89	80.15	-75	-98.6	22
Rz	-43.6	1.4	-109.6	-46	3	-108
Module	93.96	78.142	144.18	94.43	98.72	110.45
Fixation S2						
Rx	-82	-25.4	-16.2	-36.12	-7.2	-4.63
Ry	-35	-80	-6.7	24.5	-65.13	8.67
Rz	43.4	35.2	-17.7	45.6	30.5	-19
Module	99.16	91	25	63.12	72.3	21.4
Fixation S3						
Rx	-94.64	31.5	64.7	-180	10.88	11.85
Ry	-1.5	-93.7	-73.5	50.5	-86.53	-30.7
Rz	0.21	-36.6	-124.3	0.34	-33.53	-123.3
Module	94.65	105.41	158.24	186.95	93.43	127.61

Réactions (N)	Miroir M1					
	Elastiques N°2			Elastiques N°3		
Solutions	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Accélération +50 g						
Fixation S1						
Rx	-26.88	-5.4	-8.22	-10.7	-1	-4.4
Ry	-72	-105.74	20	10	-83.83	40
Rz	-47	-3	-129.2	-42.6	5.54	-111.86
Module	90	105.9	131	45	84	118.88
Fixation S2						
Rx	-29.23	-9	-6.3	-133.5	-30	-21.7
Ry	2.66	-61.23	-8	-18.7	-81.24	0.26
Rz	46.3	38.85	11.3	45.53	30.3	-17
Module	54.82	73	15.21	142.28	91.75	27.57
Fixation S3						
Rx	-194	14.4	14.5	-106.4	31	26
Ry	69.32	-83.2	-12.2	8.7	-85.46	-40.24
Rz	0.77	-35.85	-132.3	-3	-35.84	-122
Module	206	91.73	133.65	106.8	97.72	131

Réactions (N)	Miroir M1					
	Rainure simple			Rainure double		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1						
Rx	-65.4	-9	-32	-69	-8	-38.7
Ry	27.24	-75.33	56.3	31.6	-76.7	68
Rz	-48.73	-1.5	-110.71	-45.5	1.4	-110.53
Module	86	75.88	128.26	88.5	77.128	135.42
Fixation S2						
Rx	-83.44	-24.74	-13.36	-83.4	-24.5	-16
Ry	-24.6	-81.4	-5.51	-29.65	-81	-7.23
Rz	48.7	42	-14.85	45.46	38.3	-15
Module	99.7	94.87	20.66	99.5	92.88	23.09
Fixation S3						
Rx	-101.8	33.76	45.34	-98.23	32.6	54.7
Ry	-2.6	-94	-50.8	-1.96	-92.85	-60.7
Rz	0	-43.45	-125	0	-39.68	-125
Module	101.83	108.92	142.34	98.25	106.1	149.34

Pour une accélération selon \vec{z} on remarque à la lecture des efforts de réactions, que la fixation S2 est moins sollicitée et cela quelque soit le modèle étudié. En effet, les fixations S1 et S2 doivent soutenir la partie libre du miroir. C'est sur la version élastique n°1 et pour une accélération selon \vec{x} que l'on retrouve des efforts importants : soit 187 N sur la fixation S3.

5-3-4-10 : Tableaux des réactions sur les fixations des miroirs M2, M3, M4, M5

Réactions (N)	Version pattes élastique N°3					
	Miroir M2			Miroir M3		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1						
Rx	-2.6	0.21	0.2	-2	0	0
Ry	19.1	-14.85	-0.7	11.5	-14.6	-0.7
Rz	6.61	-1.26	-12.3	3	-0.7	-13
Module	20.37	14.9	12.32	12.05	14.61	13.01
Fixation S2						
Rx	-41.14	-0.76	-0.17	-29.3	-0.77	0
Ry	-18.26	-21.25	-1	-11	-11.6	-0.5
Rz	-7.6	-4.06	-15	-3.65	-2.11	-6.2
Module	45.65	21.65	15.03	31.5	11.81	6.22
Fixation S3						
Rx	-5.4	0.55	0	-3.66	0.74	-0.14
Ry	-0.85	-13.05	1.7	-0.5	-8.85	1.2
Rz	0.98	5.32	-22	0.56	2.81	-16
Module	5.55	14.1	22.065	3.73	9.314	16.04

Réactions (N)	Version pattes élastique N°3					
	Miroir M4			Miroir M5		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1						
Rx	-1.73	0	0	-12.53	-0.9	3
Ry	10.53	-13.3	-0.65	-79.63	-77	9.3
Rz	3	-0.7	-11.72	32.12	3.4	-74.2
Module	11.08	13.3	11.74	86.77	77.08	74.84
Fixation S2						
Rx	-25.3	-0.73	0	-165.13	4.1	1.14
Ry	-10.32	-9.3	-0.35	61.63	-68.7	11.6
Rz	-3.5	-1.72	-5	-34.84	26.12	-26.65
Module	27.55	9.5	5	179.66	73.61	29.08
Fixation S3						
Rx	-3.5	0.77	0	-18.5	-3.2	-4.12
Ry	-0.2	-7.87	1	18	-50.5	-20.9
Rz	0.54	2.42	-13.88	2.72	-29.5	-95.36
Module	3.55	8.3	13.33	25.95	58.57	97.71

5-3-4-11 : Tableaux des efforts de serrage sur les fixations du miroir M1

Afin d'éviter un glissement, les efforts de serrage sont déterminés en tenant compte que des réactions dans le plan (x, y) des interfaces. En introduisant un coefficient de glissement de 0.2,

nous obtenons la relation : $F_{Reac} = (\sqrt{R_x^2 + R_y^2}) / 0.2$

Efforts de serrage (N)	Miroir M1					
	Rigides			Elastiques N°1		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1	416.15	390.65	468.4	412.35	493.4	115.75
Fixation S2	445.78	420	87.65	218.22	327.63	49.14
Fixation S3	473.26	494.26	489.6	934.75	436	164.54
Solutions	Elastiques N°2			Elastiques N°3		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1	384.3	529.38	108.12	73.23	419	201.2
Fixation S2	83.88	309.44	50.92	674	433	108.5
Fixation S3	1030	422.2	94.74	533.77	454.54	239.54
Solutions	Rainure simple			Rainure double		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1	354.23	379.33	323.8	379.46	385.58	391.2
Fixation S2	434.95	425.38	72.26	442.56	423.12	87.78
Fixation S3	509.16	99.87	340.45	491.25	492	408.55

On remarque que les efforts de serrage sont important pour les versions élastiques cela provient du fait qu'il y à moins de surface en contact pour les interfaces miroirs boîtiers.

5-3-4-12 : Efforts de serrage sur les fixations des miroirs M2, M3, M4, M5

Efforts de serrage (N)	Version pattes élastique N°3					
	Miroir M2			Miroir M3		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1	96.5	74.25	3.65	58.4	73	3.5
Fixation S2	225	106.3	5	156.5	58.13	2.5
Fixation S3	27.3	65.3	8.5	18.5	44.4	6
	Miroir M4			Miroir M5		
Accélération +50 g	Selon x	Selon y	Selon z	Selon x	Selon y	Selon z
Fixation S1	53.35	66.5	3.25	403.05	385	48.86
Fixation S2	136.62	46.64	1.75	881.3	344	58.28
Fixation S3	17.53	39.54	5	130	253	106.51

Du fait de leur masse, et à l'exception du miroir M5, les efforts de serrage sont moins importants sur ces miroirs.

5-3-5 : Remarques concernant l'analyse quasi-statique

Pour une accélération de 50 g, les déplacements restent petits devant les dimensions des miroirs.

De ce fait, avec une accélération selon \vec{z} , la contrainte (équivalente de Von Mises) qui est de 94 MPa pour la version élastique n°3 restent inférieure à la limite élastique.

Cette valeur reste également inférieure à la contrainte admissible qui est de 155 MPa pour l'aluminium 5083 à une température de 300K.

A la lecture du tableau sur les efforts de serrages, on remarque que pour une accélération selon \vec{x} on doit appliquer au minimum un effort de serrage de 882 N pour le miroir M5.

Nous appliquerons un effort de serrage de 1000 N pour l'ensemble des miroirs.

5-4 : Analyse modale

5-4-1 : Objectif de l'étude

L'objet de la présente étude est de déterminer les fréquences propres de vibrations des cinq miroirs et de vérifier que l'ensemble des fréquences de vibration est supérieur à 250 Hz. La résolution se fera sur CATIA (une vérification sera faite sur CASTEM 2000).

Comme pour l'analyse modale du prototype STM, nous sommes amenés à résoudre le système : $\{[K] - \omega^2 [M]\}[U] = 0$, avec la recherche de valeurs propres à partir de l'équation **3-31** du chapitre 3.

5-4-2 : Hypothèse de calcul

Nous considérons qu'il n'y a aucun glissement dans les plans d'interfaces miroirs / boîtiers, et qu'il n'y a pas de glissement des miroirs autour de leurs pions de centrage et de leurs vis de fixations.

5-4-3 : Conditions limites pour l'ensemble des Miroirs

Interface S1 :

Plan de l'interface : $u_z = 0$

Trous de vis : $u_x = u_y = 0$

Interface S2 :

Plan de l'interface : $u_z = 0$

Trous de vis : $u_x = u_y = 0$

Trous du pion de centrage : $u_x = u_y = 0$

Interface S3 :

Plan de l'interface : $u_z = 0$

Trous de vis : $u_x = u_y = 0$

Lamage du pion de centrage : $u_x = 0$

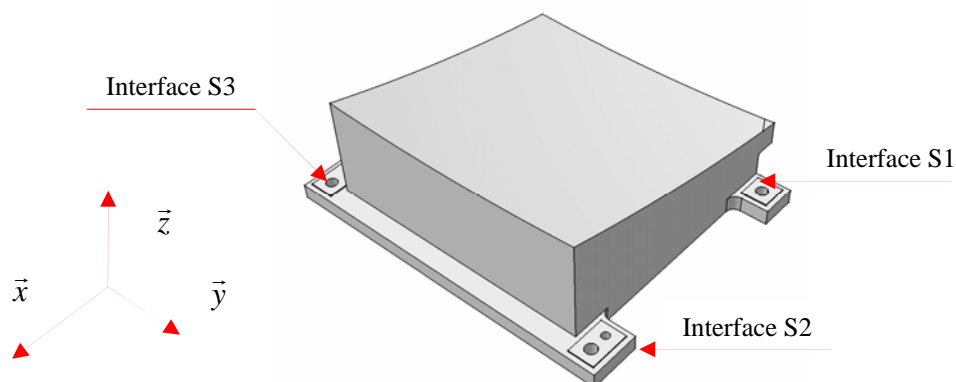


Figure 5-32: Conditions limites

5-4-4 : Résultats de l'analyse modale

Pour l'ensemble de l'imageur, nous recherchons les fréquences comprises entre 0 et 2000 Hz, cependant, pour chacun des miroirs calculés nous nous limiterons aux dix premières fréquences afin de mettre en mouvement 99 % de leur masse.

5-4-4-1 : Tableau des fréquences pour les versions du miroir M1

Fréquences (Hz)	Miroir M1					
	Versions					
Modes	Rigide	Elastique N°1	Elastique N°2	Elastique N°3	Rainure simple	Rainure double
1	2049	582.26	527.9	714	1683.8	1828
2	3933	943.87	1084.3	1544	3122	3596.3
3	4745.6	1180.6	1271.5	1784.5	3936	4381.8
4	5314.3	1552.3	1764.2	2084.7	4173.6	4560.5
5	6232.6	2064.1	2265.5	2358	4742.4	5357.2
6	6997	2555.4	2855.2	3320.9	6160	6667.3
7	7362.1	5153.1	5318.3	5494.8	6709	6786.9
8	9281.9	6037.1	6024	6118.5	8017.8	8593
9	9979.9	8359.4	8362.2	8465.7	9504.9	9692.3
10	11248	8926.8	8835.1	8962.8	10146	10531

Pour les trois premiers modes, on observe respectivement les mêmes battements selon $\vec{z}, \vec{x}, \vec{y}$, sur les modèles rigide et rainure.

Les versions élastiques n°2 et n°3 ont également les deux premiers modes de translation selon \vec{z}, \vec{x} qui sont identiques. La version élastique n°1 à un premier mode de translation selon \vec{x} (cela est dû à la même orientation des pattes élastiques).

Les modes n°4, 5 et 6 pour les modèles avec rainure ont des mouvements de rotation autour de $\vec{y}, \vec{x}, \vec{z}$. Les modèles élastiques n°1 et 2 nous donnent un mouvement de translation selon \vec{y} pour le mode n°4, seul de modèle élastique n°3 pour ce dernier mode nous donne un mouvement de rotation autour de \vec{y} . Le mode n°6 pour les trois versions élastiques est un mouvement de rotation autour de \vec{z} . A partir du mode n°7 ceux ci deviennent secondaires pour l'ensemble des modèles étudiés, car les masses qui entrent en mouvement sont inférieures à 5%.

Les modèles élastiques du miroir M1 nous donnent des fréquences : $530 \leq Freq : (Hz) \leq 714$, celles ci restent supérieures à 250 Hz.

L'orientation des pattes de fixation pour le modèle élastique n°3 fait remonter la première fréquence par rapport aux modèles 1 et 2.

L'allure du premier mode de vibration pour le miroir M1 est donnée en figures 5-33. Nous pouvons visualiser le comportement de l'interface de fixation S1, ainsi que les zones de contraintes.

5-4-4-2 : Visualisation du mode n°1, pour les versions du miroir M1

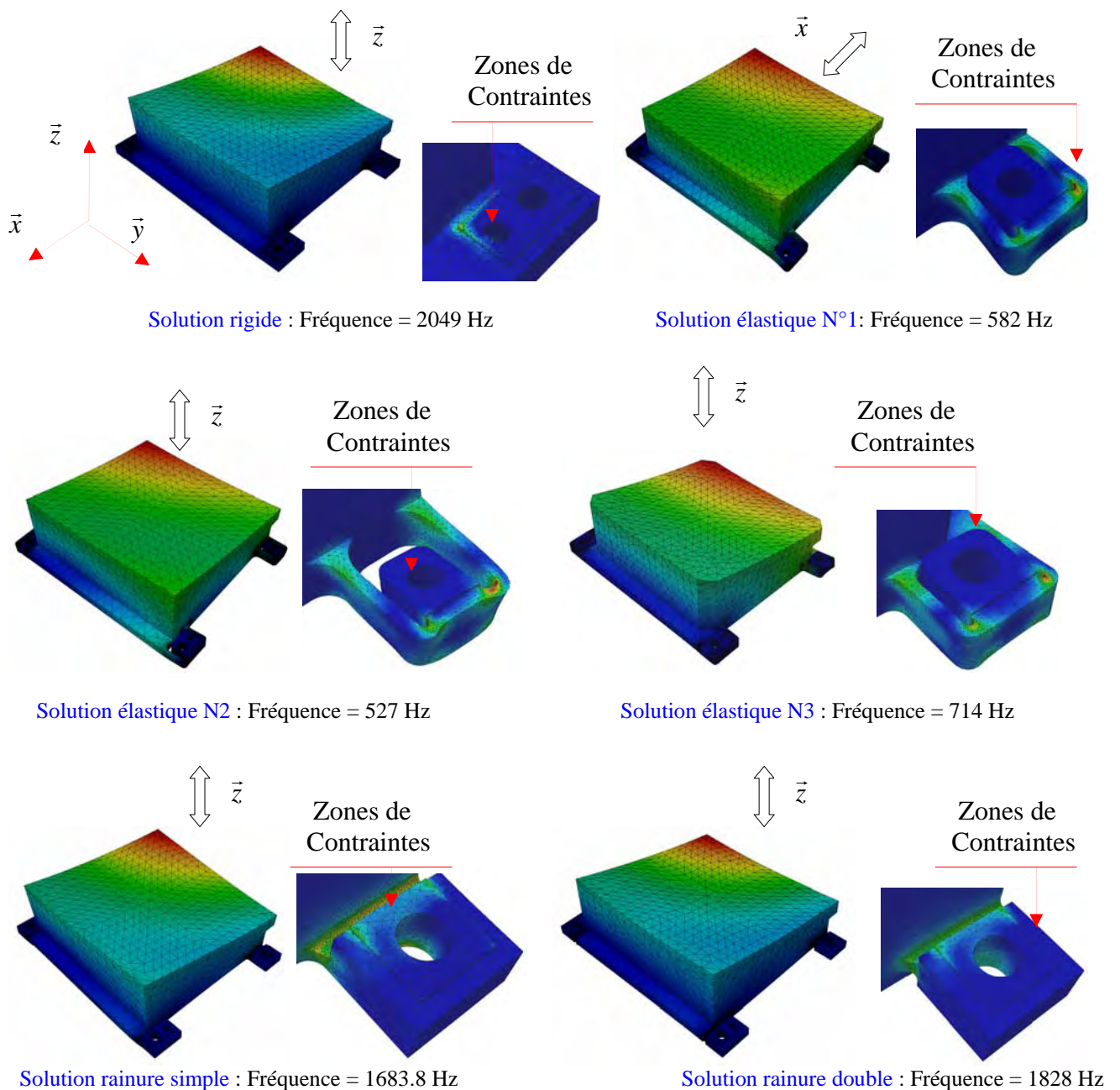


Figure 5-33: Visualisation du premier mode sur le miroir M1

En examinant les figures précédentes, on remarque que c'est la partie libre du miroir qui est en mouvement. En revanche les zones de contraintes sont localisées sur le contour des interfaces miroir/boîtier pour le modèle rigide. Sur les modèles élastiques les contraintes se situent dans le diamètre de 1mm. Les deux derniers modèles nous indiquent que les contraintes sont sur les rainures ainsi que sur l'interface miroir/boîtier.

5-4-4-3 : Tableau des fréquences pour les miroirs M2, M3, M4, M5

Ayant retenu la solution élastique n°3, le tableau ci dessous nous indique les fréquences de vibration pour les miroirs M2, M3, M4 et M5.

Fréquences (Hz)	Version pattes élastiques N°3			
	Miroir M2	Miroir M3	Miroir M4	Miroir M5
Modes				
1	1225.9	1360.5	1437	746.2
2	1832.2	2500.6	2621.5	1172
3	2460.9	3239.7	3577.8	1642.2
4	3774.5	4714.8	5021.6	2219.5
5	5117.5	5996.5	6689.6	2711.5
6	6304.9	8186.4	9071.9	3447.6
7	12704	12882	12711	5683
8	19334	20801	20513	6992.2
9	21357	22520	27292	9083.4
10	21405	25371	32221	11352

Pour l'ensemble de ces miroirs le premier mode est la combinaison d'un mouvement de translation selon \vec{z} et d'un mouvement de rotation autour de \vec{y} . Le mode n°2 est un mouvement de translation selon \vec{x} .

Le mode n°4 est un mouvement de translation selon \vec{y} . Pour le miroir M5 le mode n°5 nous donne un mouvement de rotation autour de \vec{z} . Les modes supérieurs ainsi que le mode n°3 sont des modes où il y a une très faible participation de la masse pour ces quatre miroirs. Néanmoins pour ces quatre miroirs, les dix premiers modes mettent en mouvement 99% de leur masse.

Pour les miroirs M2, M3, M4 la fréquence de vibration reste supérieure à 1200 Hz, seule la fréquence de vibration est de 746 Hz pour le miroir M5. Celle-ci est proche de la première fréquence du miroir M1 qui est de 714 Hz.

Pour ces miroirs, le mode n°1 ainsi que les contraintes sont représentés en figure 5-34.

5-4-4-4 : Visualisation du mode n°1, pour les miroirs M2, M3, M4, M5

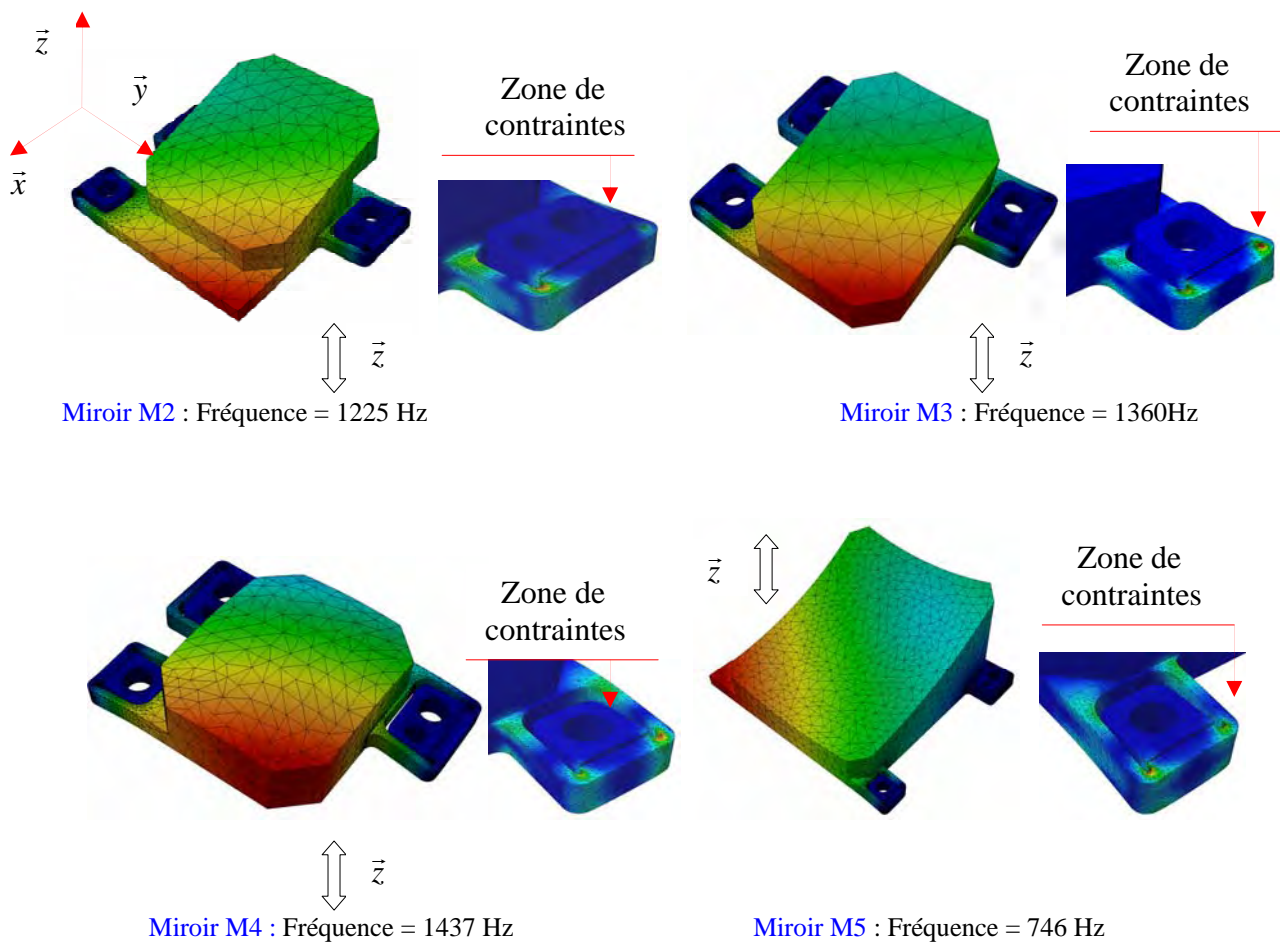


Figure 5-34: Visualisation du premier mode sur les miroirs M2, M3, M4, M5

Comme pour le miroir M1, on remarque que c'est la partie libre qui est en mouvement. Les zones de contraintes sont également localisées sur l'interface S1 autour du diamètre de 1mm, pour l'ensemble des miroirs.

5-4-5 : Remarques concernant l'analyse modale

Comme pour le miroir M1, l'ensemble des fréquences de vibrations sur ces miroirs se situe bien au delà de 250 Hz. Nous rappelons que la fréquence la plus basse est localisée sur le miroir M1 pour une valeur de 714 Hz, si on retient la solution élastique n°3.

5-5 : Déplacements imposés

5-5-1 : Contexte de l'étude

On se propose d'étudier le comportement des miroirs lors d'un éventuel défaut d'usinage au niveau des interfaces miroirs/boîtier. Nous visualiserons les déplacements et le niveau de contraintes équivalente de Von Mises de chaque surface optique pour un décalage de 0.01 mm sur chacune des interfaces S1, S2 et S3 des miroirs. Pour cette sollicitation, nous résolvons le système $k(u, v) = \int_{\Sigma U1} R1, v + \int_{\Sigma U2} R2, v$, $u \in C^d \forall v \in C^*$ avec $C^d = \{u \in C / u = u^d|_{\Sigma U2}; u = 0|_{\Sigma U1}\}$ et $C^* = \{v \in C / v = v^d|_{\Sigma U2}; v = 0|_{\Sigma U1}\}$. Dans cette formulation, $k, R1, R2$ sont respectivement, la rigidité, les efforts de réactions et les déplacements imposés.

5-5-2 : Conditions limites pour l'ensemble des Miroirs

Interface S1 :

Plan de l'interface : $uz = 0$

Trous de vis : $ux = uy = 0$

Interface S2 :

Plan de l'interface : $uz = 0$

Trous de vis : $ux = uy = 0$

Trous du pion de centrage : $ux = uy = 0$

Interface S3 :

Plan de l'interface : $uz = 0$

Trous de vis : $ux = uy = 0$

Lamage du pion de centrage : $ux = 0$

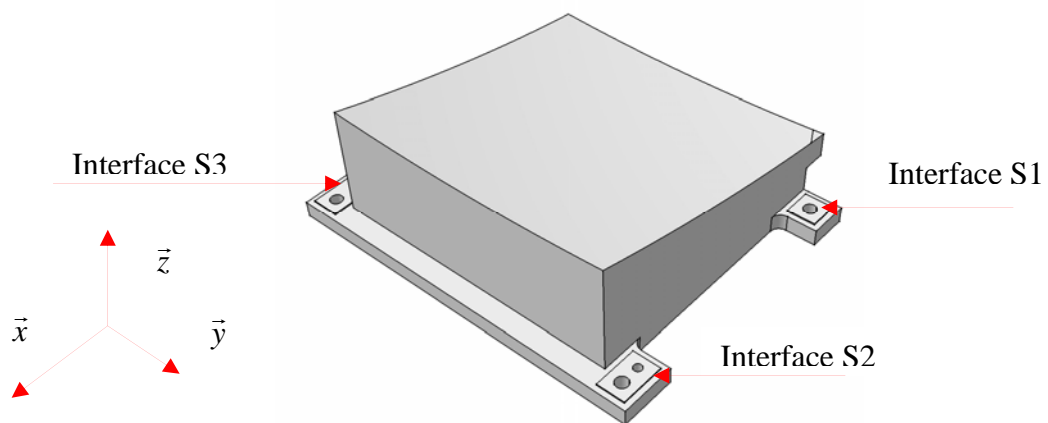


Figure 5-35 : Conditions limites

5-5-3 : Chargements pour l'ensemble des miroirs

Nous imposerons successivement un déplacement imposé de 0.01 mm selon \vec{z} sur les interfaces S1, S2, S3.

5-5-4 : Visualisation des contraintes de Von Mises en (MPa) sur le miroir M1

Nous visualiserons les contraintes de Von Mises pour les différentes versions du miroir M1. Mais, on s'intéressera principalement aux contraintes situées sur la surface optique avec une distribution scalaire allant de 0 à 0.1 MPa, ou de 0 à 0.015 MPa. Nous choisirons l'une des deux distributions en fonction de l'influence du déplacement imposé de 0.01 mm sur chacune des fixations par rapport à la surface optique.

5-5-4-1 : Déplacement imposé selon z (0.01 mm) sur S1

En examinant l'ensemble des figures, pour un déplacement imposé selon \vec{z} de 0.01 mm sur S1, on remarque que les versions élastiques minimisent le niveau de contraintes. En effet pour la version élastique n°3, les fixations compensent suffisamment d'éventuel défaut d'usinage sur les interfaces.

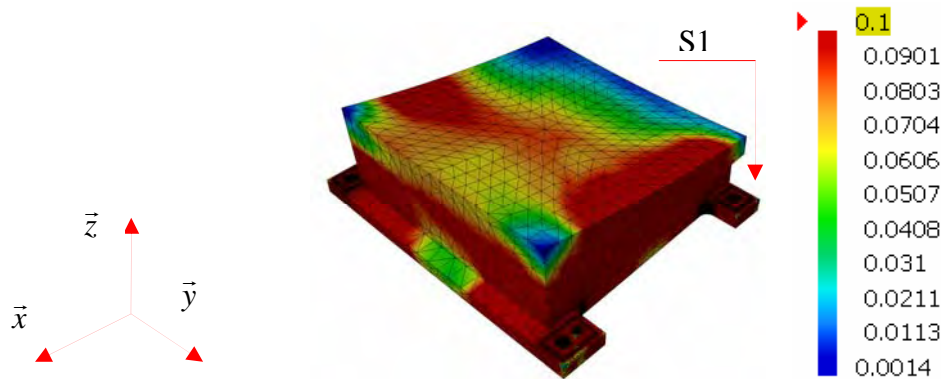
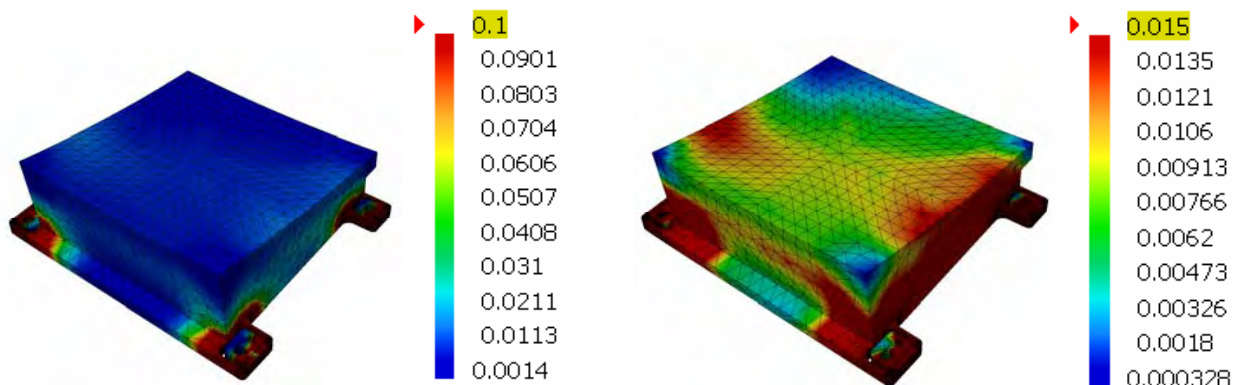
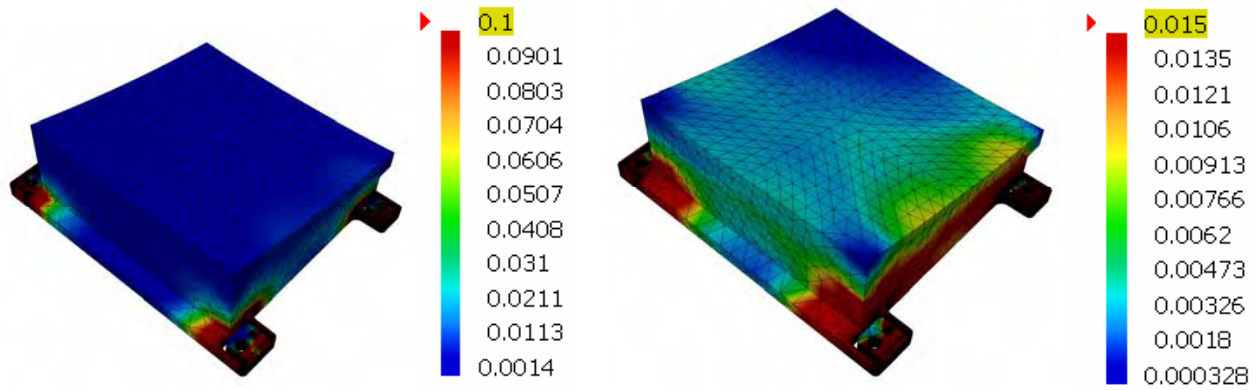


Figure 5-36: Version : pattes rigides



Figures 5-37: Version : pattes élastiques N°1



Figures 5-38 : Version : pattes élastiques N°2

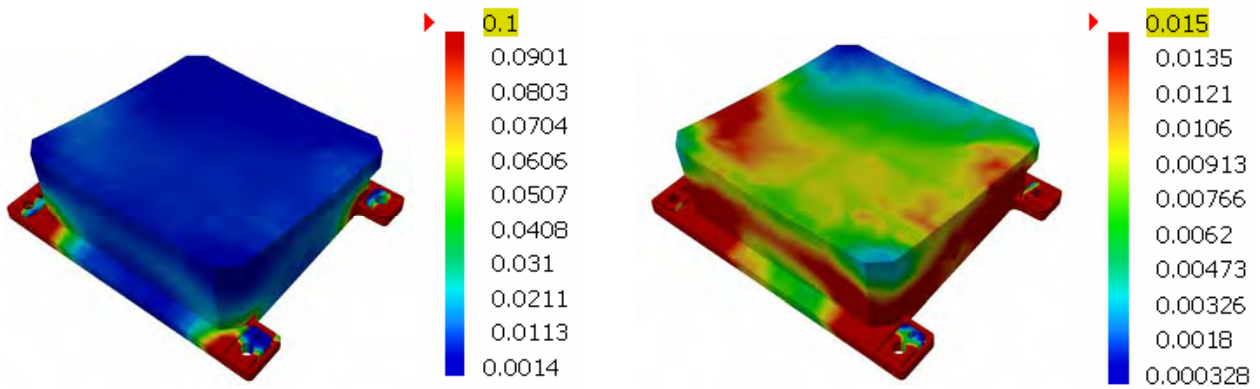


Figure 5-39: Version : pattes élastiques N°3

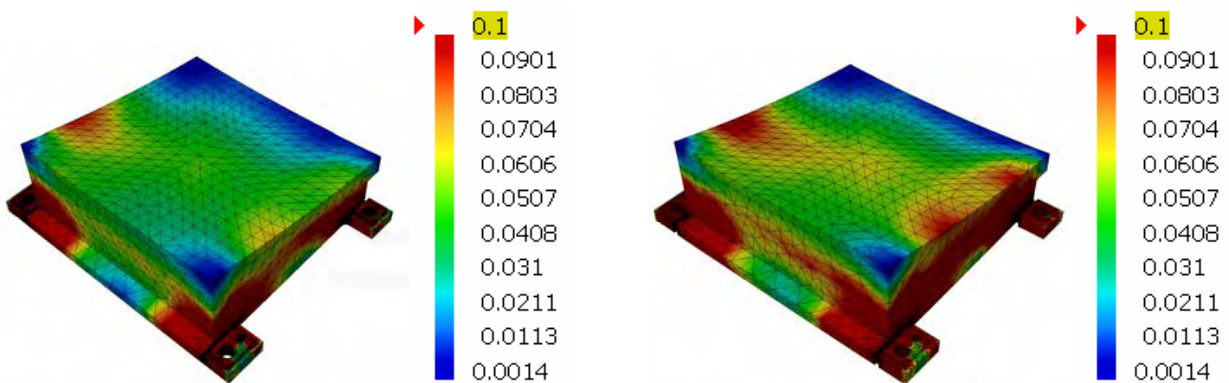


Figure 5-40: Version : rainure simple

Figure 5-41: Version : rainure double

5-5-4-2 : Déplacement imposé selon z (0.01 mm) sur S2

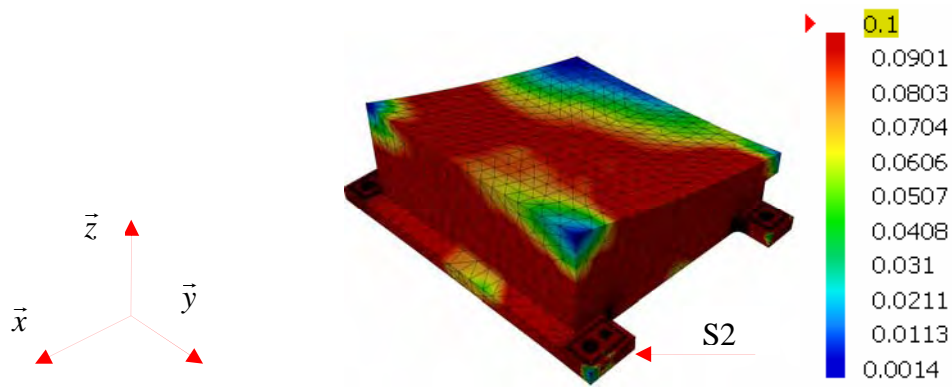
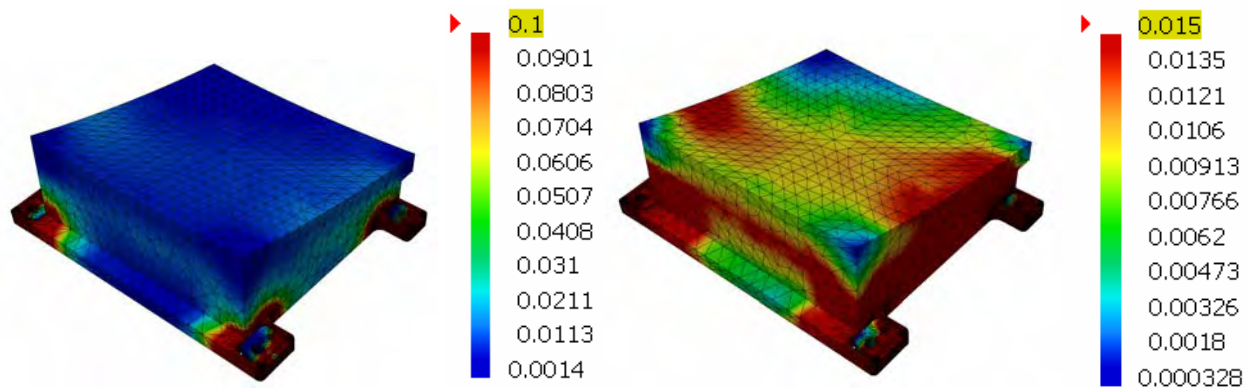
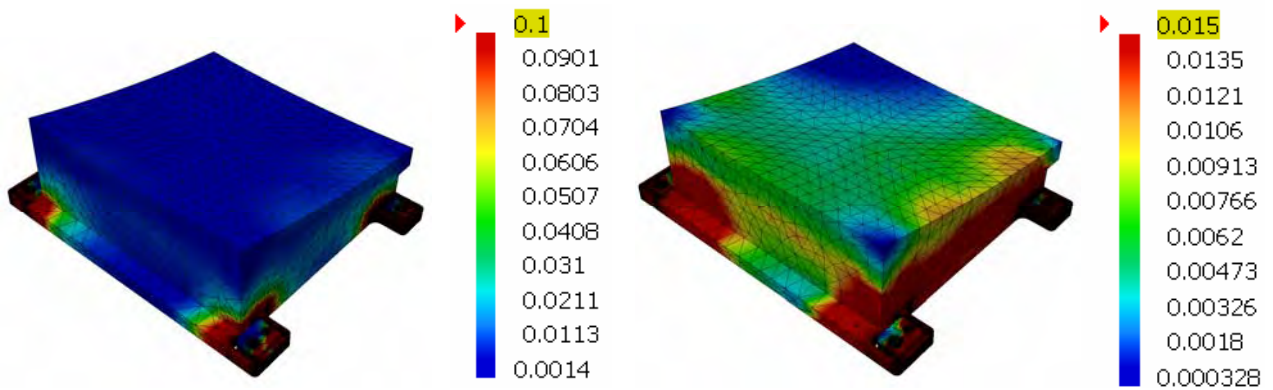


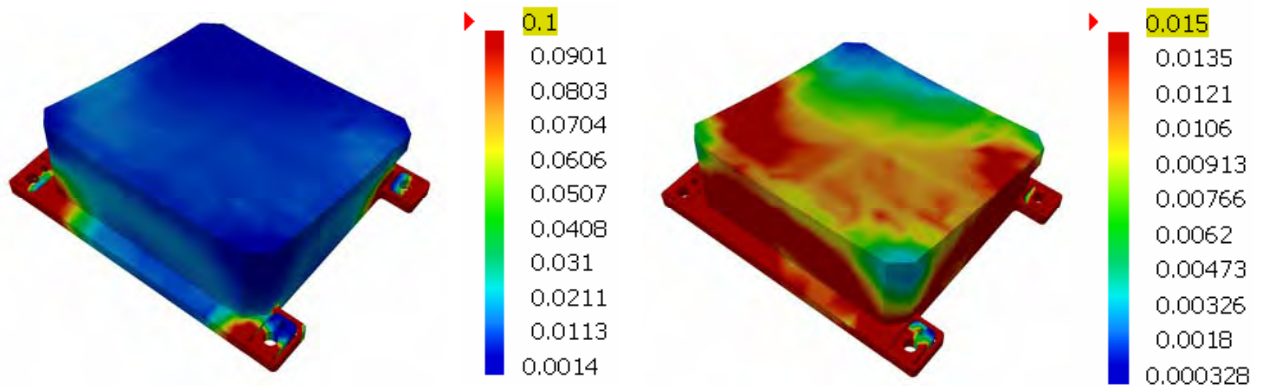
Figure 5-42: Version : pattes rigides



Figures 5-43: Version : pattes élastiques N°1



Figures 5-44: Version : pattes élastiques N°2



Figures 5-45: Version : pattes élastiques N°3

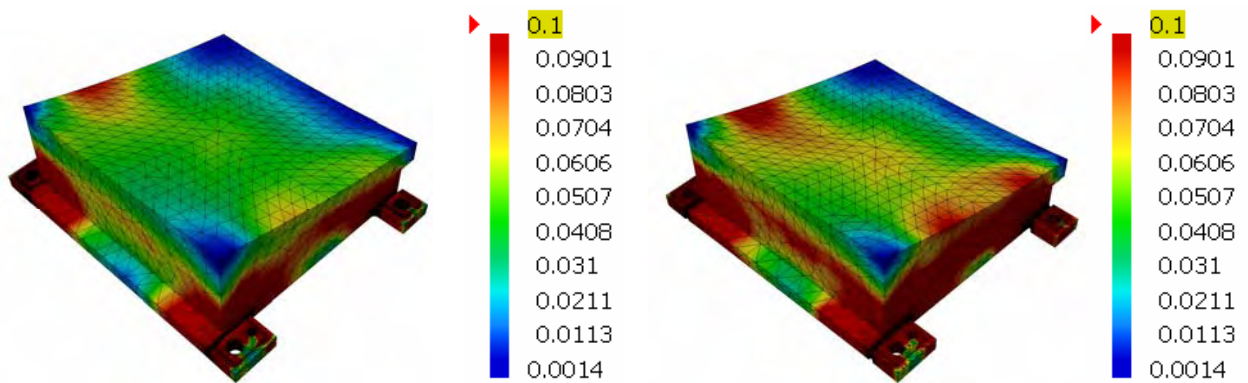


Figure 5-46 Version : rainure simple

Figure 5-47: Version : rainure double

Pour un déplacement imposé de 0.01 mm sur la surface S2, on peut faire la même remarque que pour un déplacement imposé sur S1. Les pattes élastiques sont suffisamment souples pour minimiser la propagation des contraintes sur les surfaces optiques.

5-5-4-3 : Déplacement imposé selon z (0.01 mm) sur S3

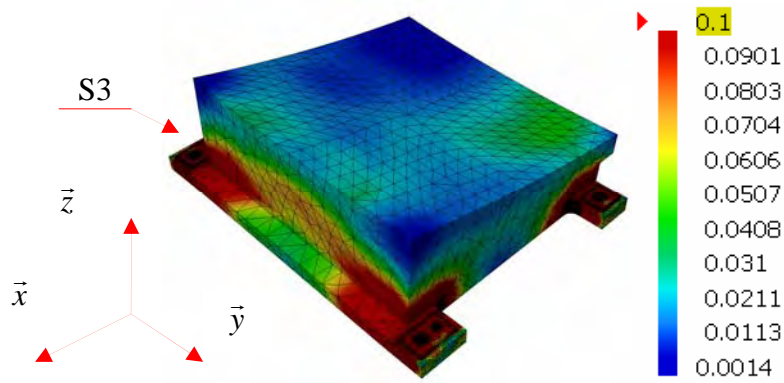


Figure 5-48 : Version : pattes rigides

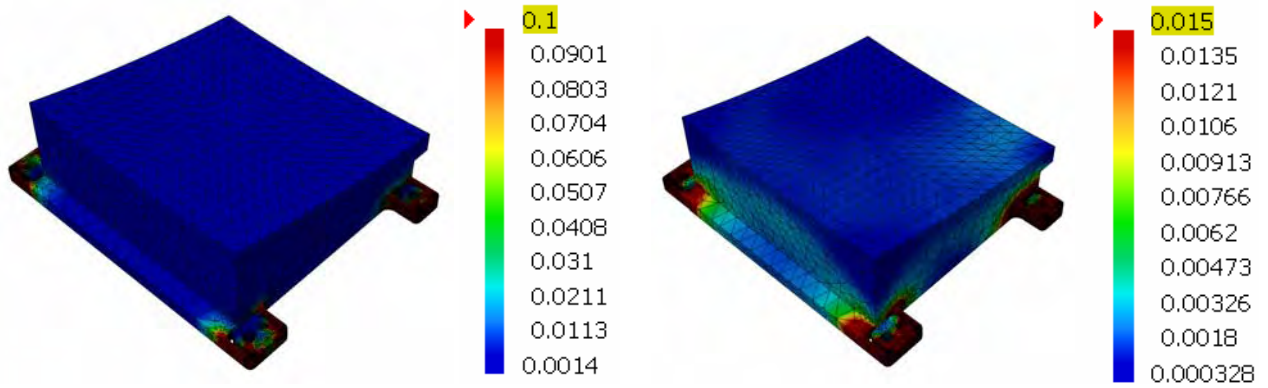


Figure 5-49: Version : pattes élastiques N°1

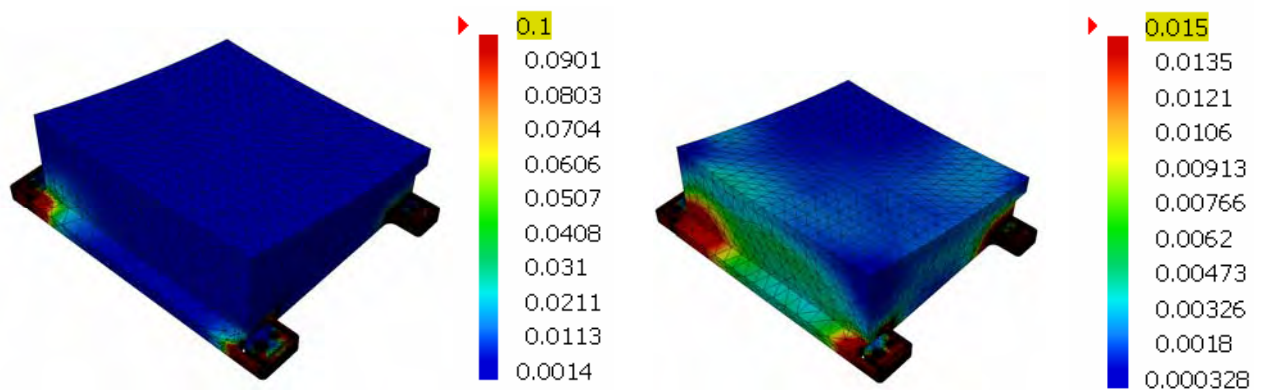


Figure 5-50: Version : pattes élastiques N°2

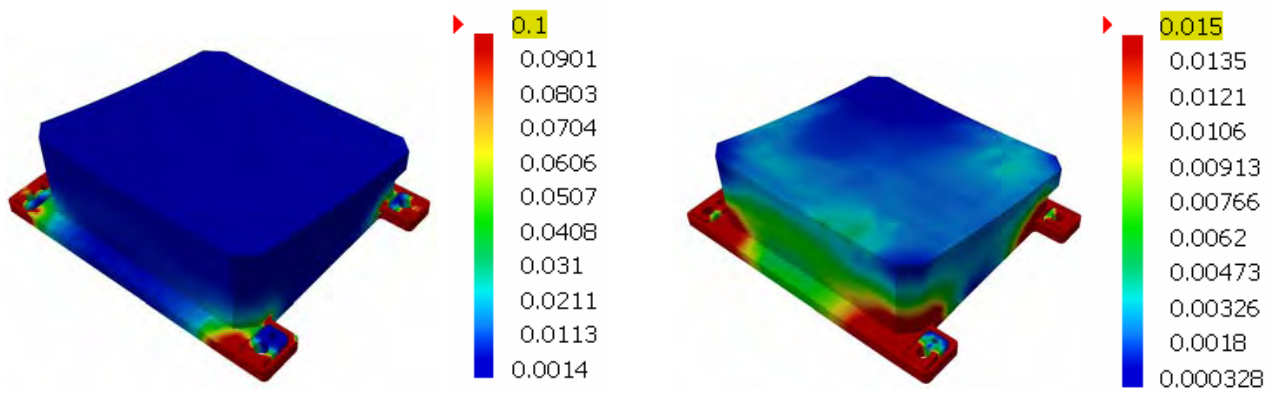


Figure 5-51: Version : pattes élastiques N°3

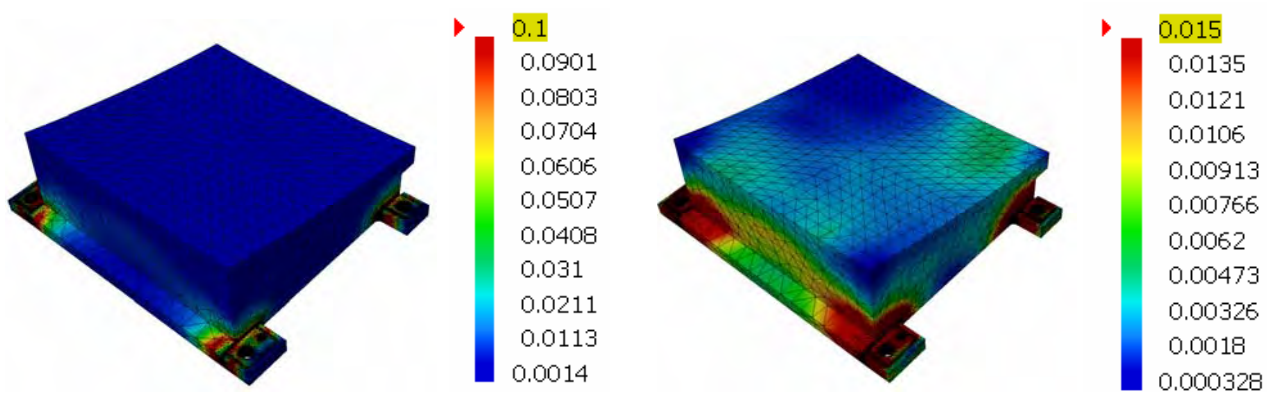


Figure 5-52: Version : rainure simple

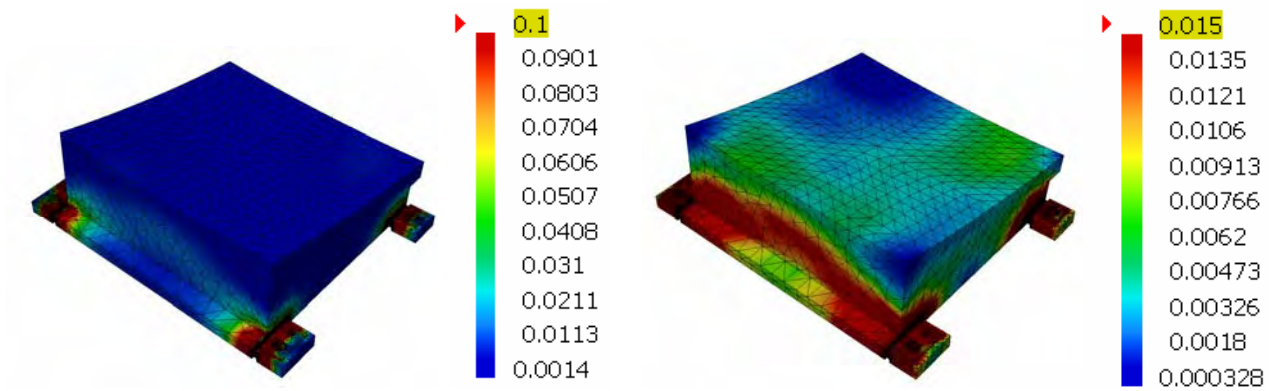


Figure 5-53: Version : rainure double

Pour un déplacement imposé de 0.01 mm sur S3 on peut envisager la même remarque que précédemment.

5-5-5 : Contraintes de Von Mises (MPa) sur les miroirs M2, M3, M4, M5, version élastique N°3

Ayant fait le choix de la version élastique n°3, nous nous assurerons que les pattes élastiques engendrent très peu de contraintes sur la surface optique de ces miroirs.

5-5-5-1 : Déplacement imposé selon z (0.01 mm) sur S1

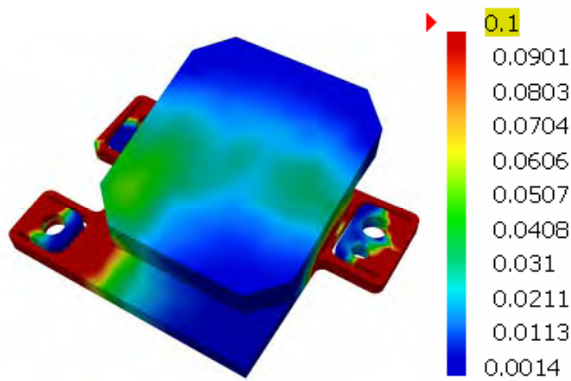
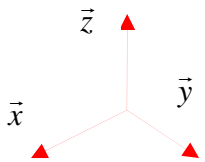


Figure 5-54: Miroir M2

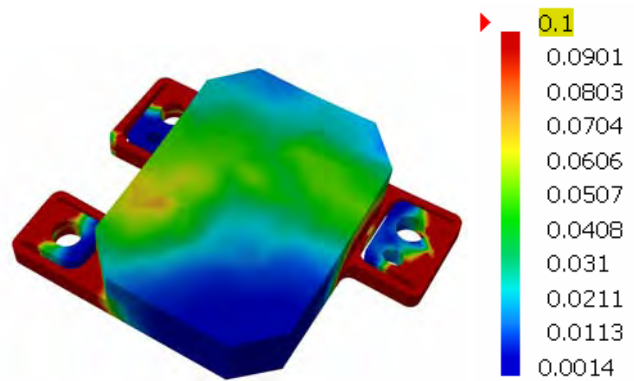


Figure 5-55: Miroir M3

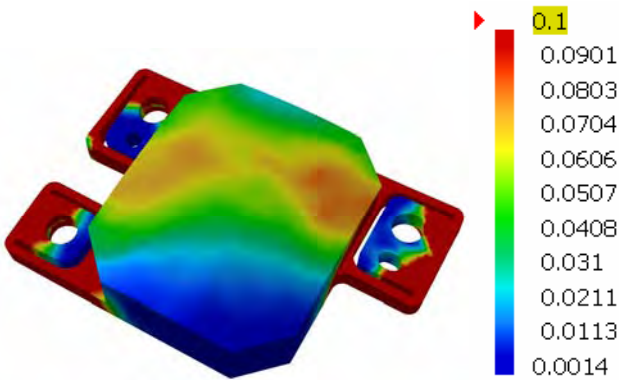


Figure 5-56: Miroir M4

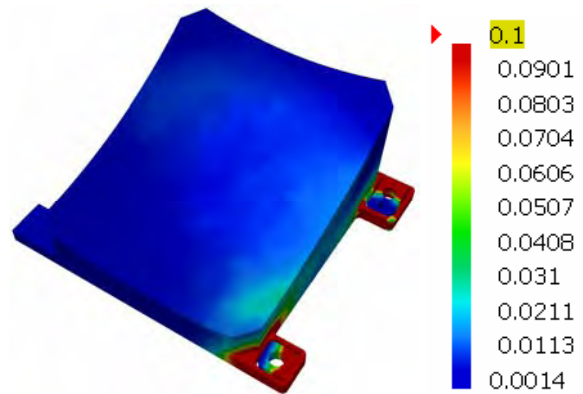


Figure 5-57 : Miroir M5

Pour cette sollicitation, du fait de leurs tailles, le niveau de contrainte est sensiblement plus élevé sur les miroirs M2, M3, M4, que par rapport aux miroirs M1 et M5. De plus ces derniers ont été allégés et nervurés transmettant ainsi moins de contraintes sur la surface optique.

5-5-5-2 : Déplacement imposé selon z (0.01 mm) sur S2

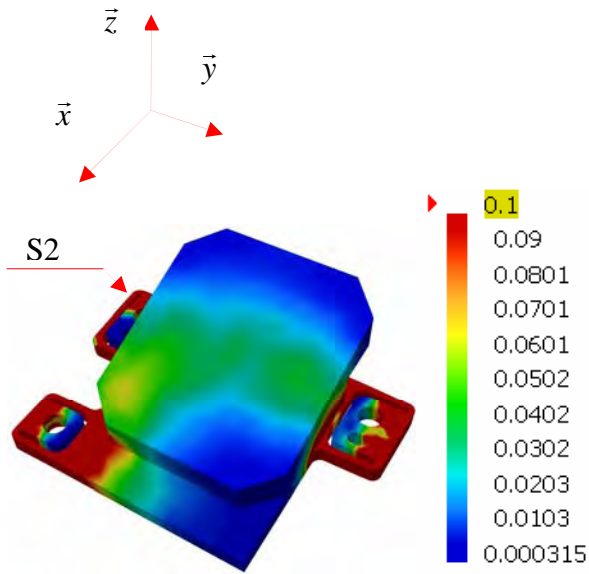


Figure 5-58: Miroir M2

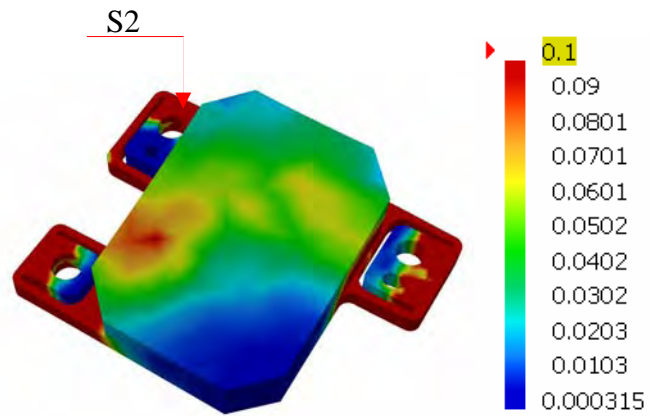


Figure 5-59: Miroir M3

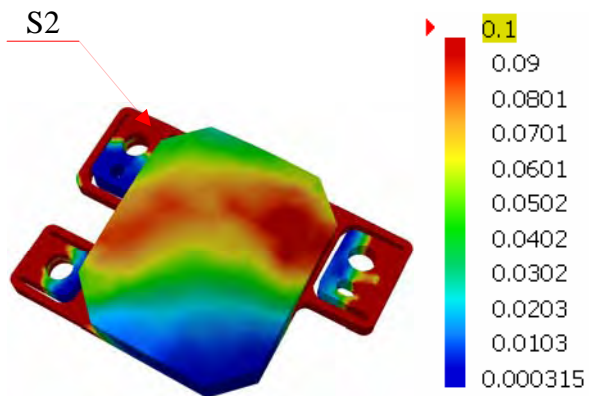


Figure 5-60: Miroir M4

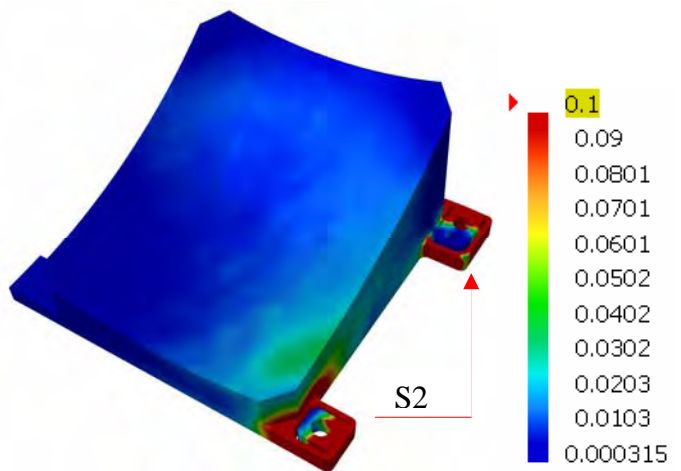


Figure 5-61: Miroir M5

Pour cette sollicitation, nous ferons la même remarque que précédemment.

5-5-5-3 : Déplacement imposé selon z (0.01 mm) sur S3

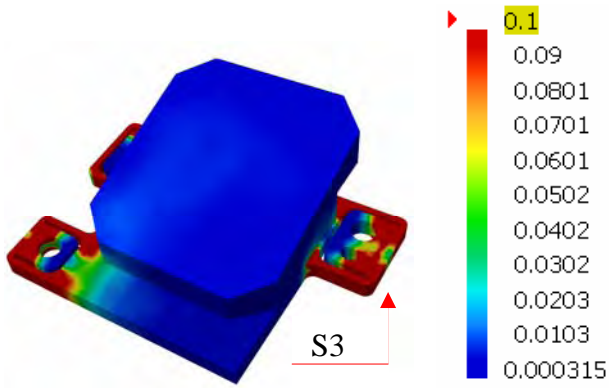
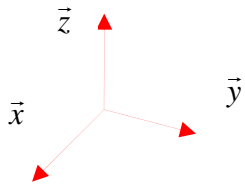


Figure 5-62: Miroir M2

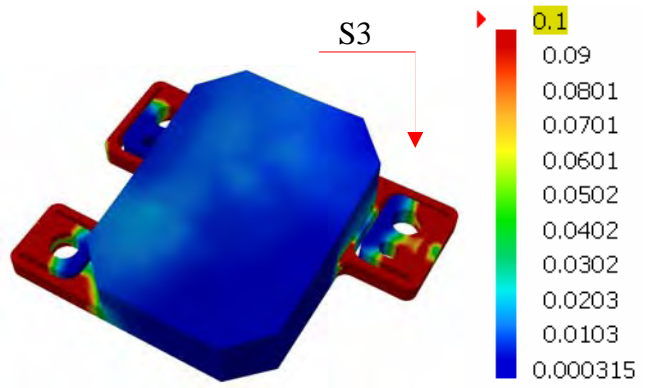


Figure 5-63: Miroir M3

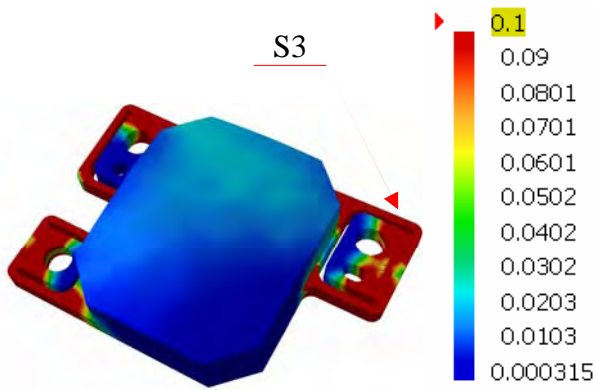


Figure 5-64: Miroir M4

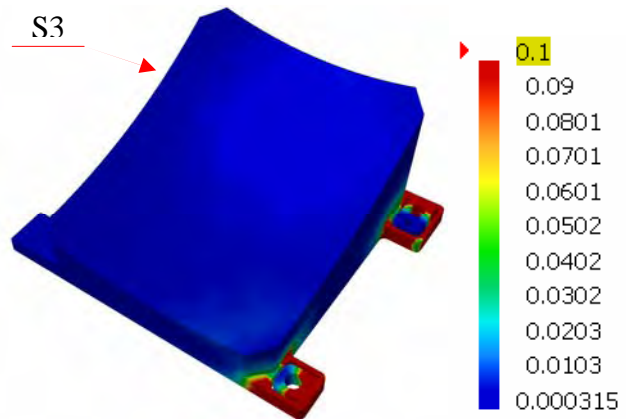


Figure 5-65: Miroir M5

5-5-6 : Conclusion

Déplacement imposé

Comme on peut le visualiser dans le tableau ci-dessous, cette analyse a mis en évidence la souplesse des pattes élastiques d'où une minimisation des contraintes et des déplacements sur la surface optique des miroirs.

Miroir M1	Déplacements imposés de 0.01 mm selon \vec{z} Niveau de contraintes (MPa) sur la surface optique					
	Interface	Rigide	Elastique n°1	Elastique n°2	Elastique n°3	Rainure simple
S1	0.1	0.015	0.0106	0.015	0.1	0.1
S2	0.1	0.015	0.0106	0.015	0.1	0.1
S3	0.05	0.003	0.06	0.005	0.006	0.006

Analyse modale

Si comme solution on retient les versions élastiques, l'analyse modale indique une fréquence plus élevée pour la version n°3 : soit 714 Hz pour le miroir M1.

Analyse quasi-statique

Pour les versions élastiques cette analyse donne pour une accélération de 50 g selon \vec{x} et \vec{z} , une contrainte équivalente de Von Mises de 94 MPa. Cette valeur est donnée pour une température du matériau de 300 K et reste inférieur à la contrainte admissible qui est de 155 MPa.

Analyse thermique transitoire non linéaire

Si on retient la solution élastique n°3, cette analyse indique un temps de mise en froid de 50 minutes et 30 secondes et demande une puissance de 32 W pour une décente en température de 300 K à 7 K en 60 secondes sur le miroir M1.

Conclusion

Nous retiendrons la version élastique n°3 du miroir M1, car celle-ci semble la mieux adaptée aux quatre sollicitations énoncées préalablement.

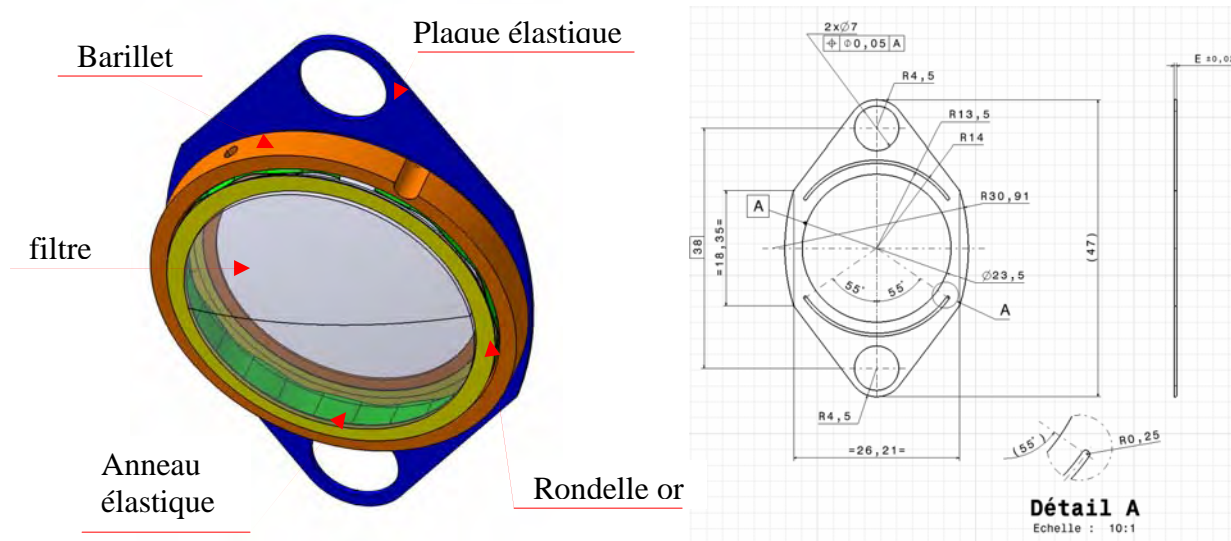
Nous adapterons cette version à l'ensemble des miroirs et vérifierons leur tenue mécanique pour les mêmes sollicitations.

Chapitre 6 : Porte filtres

6-1 : Contexte de l'étude

L'ensemble porte diaphragme et lentille référencés selon le dossier de plans 71 C012 UMD 1332 000 RK est constitué :

- ✚ d'une plaque élastique en CuBe2
- ✚ d'un barillet en aluminium 6061
- ✚ d'un anneau élastique en CuBe permettant l'appui de la lentille dans son logement
- ✚ d'une rondelle en or, celle ci permet de compenser les défauts d'usinages
- ✚ de rondelles en aluminium 6061
- ✚ de lentille ou de filtre (matériau selon modèles)



Figures 6-1: Géométrie

Quatre modèles ont été utilisés pour le porte diaphragme et lentille et trois pour les portes filtres. La forme de la plaque élastique est identique pour l'ensemble de ces modèles, seule son épaisseur varie. En revanche la géométrie du barillet, des lentilles, des filtres, varie pour chaque modèle.

La température de fonctionnement est de 7K. La plaque élastique doit assurer le maintien en position de ces différents organes lors des différentes sollicitations.

Nous examinerons le comportement de la plaque élastique lors du serrage pour le maintien en position de ces différents composants. Nous étudierons le comportement de celle-ci pour une accélération de 100 g, nous déterminerons ainsi les déplacements, la contrainte équivalente de Von Mises et les efforts de réactions. Nous poursuivrons cette étude par une analyse modale qui se résumera à l'étude d'un système masse ressort. Enfin nous terminerons par une analyse thermique transitoire linéaire de la structure, où nous examinerons la propagation du froid à travers les différents composants pour chaque modèle.

Nous déterminerons ainsi le temps de mise en froid.

Pour les différentes analyses, nous ne modéliserons pas l'anneau élastique ni les rondelles sur le diaphragme.

6-2 : Hypothèses de calcul

Pour chacune des analyses nous ferons les hypothèses suivantes :

6-2-1 : Hypothèse pour le déplacement imposé et le quasi statique

Nous examinerons le comportement de la plaque élastique pour une accélération de 100 g puis un déplacement imposé de 0.3 mm. Nous comparerons les efforts obtenus pour ces deux sollicitations. Du fait de sa symétrie, nous ne modéliserons qu'un quart de celle-ci.

6-2-2 : Hypothèse pour l'analyse modale

On considère un contact parfait et permanent entre la plaque élastique et le barillet dans les zones définies précédemment. Nous ferons la même hypothèse pour le plan de contact entre la lentille et le barillet. Le frottement ne modifie pas la fréquence d'oscillation libre (amortissement solide). Ainsi l'étude se ramène simplement à une résolution analytique d'un système masse ressort sans frottement. Connaissant la rigidité de la plaque élastique et la masse appliquée sur celle-ci, nous pourrions déterminer la pulsation ainsi que la première fréquence de vibration. Nous ferons un calcul par éléments finis afin de comparer le résultat.

6-2-3 : Hypothèse pour l'analyse thermique transitoire linéaire

En l'absence de données sur l'évolution des caractéristiques des matériaux CdTe, ZnSe et CaF₂, en fonction de la température, nous retiendrons seulement les valeurs pour une température de 300 K

Bien que les caractéristiques des matériaux utilisés dans les différents modèles augmentent aux basses températures, nous considérerons que les valeurs restent constantes au cours de la descente en température à 7K. Ce qui évidemment ne reflète pas la réalité.

Nous traitons un problème de conduction en considérant une descente en température de 300 K à 7 K en 60 secondes. Nous ne tiendrons pas compte du rayonnement dans cette analyse. Sur les interfaces entre les éléments, nous considérons qu'il y a un contact parfait. De ce fait nous ne tiendrons pas compte des résistances thermiques entre les différents éléments constituant la structure.

Nous considérons que le froid transite par les zones de serrage (figure 6-2), c'est à dire par les deux trous de fixation, (interface plaque élastique avec la vis puis l'interface lentille/rondelle en or). Cette hypothèse est légèrement pessimiste car il y a un ajustement entre le barillet et son guidage, ainsi qu'un centrage des filtres ou des lentilles par rapport au barillet et que l'ajustement s'effectue par l'intermédiaire d'un anneau élastique. Le froid transitera aussi par l'intermédiaire de ces surfaces. Etant difficile d'évaluer la résistance thermique sur celles-ci, seule l'expérimentation permettra d'ajuster les différents modèles.

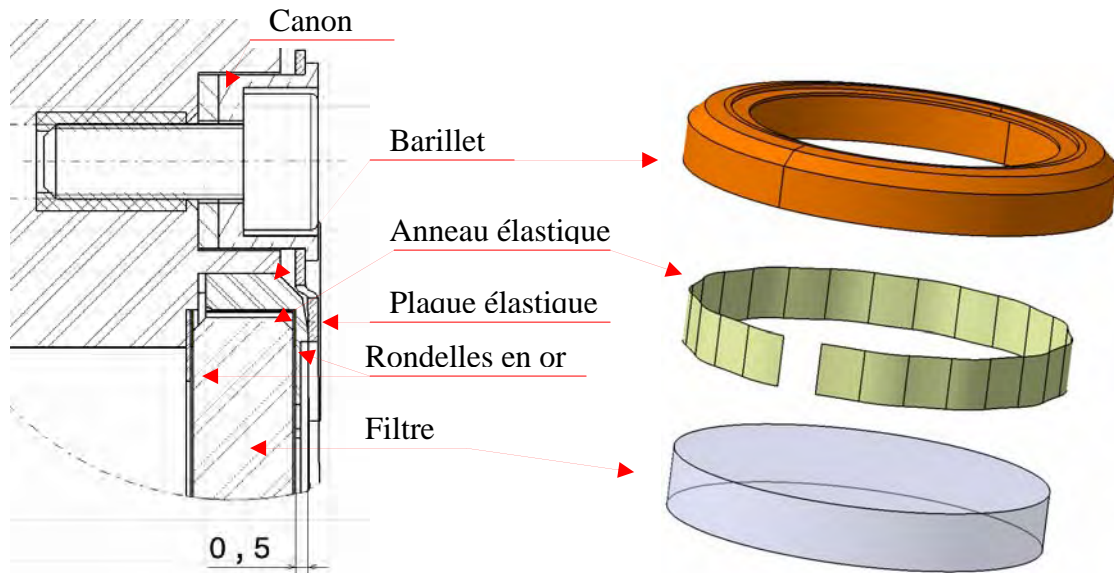







Figure 6-2 : Zones de serrages

6-3 : Caractéristiques Mécaniques

6-3-1 : Désignation des matériaux

-  CuBe2 : Cupro-Beryllium
-  6061 : Alliage d'aluminium
-  CdTe : Cadmium Telluride
-  ZnSe CVD: Zinc Selenide Laser Grade
-  CaF2 : Calcium Fluoride

6-3-2 : Tableau des caractéristiques

Les caractéristiques mécaniques ci dessous sont données pour une température de 300 K.

Matériau	Plaque élastique	Rondelles	Barillet	Filtres ou lentilles		
	CuBe2	Or	6061	CdTe	ZnSe	CaF2
Module de Young : E (Pa)	130 E+9	171 E+9	70 E+9	52 E+9	70 E+9	146 E+9
Masse volumique : ρ (Kg/m^3)	8250	19300	2700	5860	5270	3180
Coefficient de poisson : ν	0.3	0.42	0.34	0.41	0.28	0.216
Conductivité : K ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	60	318	155.54	4.1	16	9.71
Coefficient de dilatation : α	17 E-6	14.1 E-6	22.58 E-6	4.5 E-6	7.57 E-6	16.5 E-6
Chaleur massique : C_p ($J.Kg^{-1}.K^{-1}$)	395	129	953.86	209	339	887.6
Limite élastique : σ_e (MPa)	1130	220	195			
Limite de rupture : σ_r (MPa)	1310					

6-4 : Analyse de la plaque élastique avec un déplacement imposé et en quasi - statique

6-4-1 : Modèles éléments finis

La modélisation par éléments finis de la plaque élastique est faite dans CASTEM pour ¼ de la plaque élastique, en appliquant des conditions de symétrie dans les plans concernés. Le rapport L/h étant de 18, nous utiliserons des éléments DST de type plaques épaisses transmettant déplacements et rotations (modèle de Mindlin). Les hypothèses ainsi que l'énergie de déformation du modèle de Mindlin, sont développés au paragraphe 3-6-3 du chapitre 3.

	Porte diaphragme et lentille				Porte filtre		
Modèles	CdTe	2xZnSe	CaF2 + CdTe	ZnSe	CdTe	CaF2	ZnSe
Ep. plaque élastique : (mm)	0.5	0.6	0.6	0.5	0.5	0.4	0.5
Masse structurelle: (Kg)	0.00184	0.00213	0.00213	0.0184	0.0184	0.00147	0.018

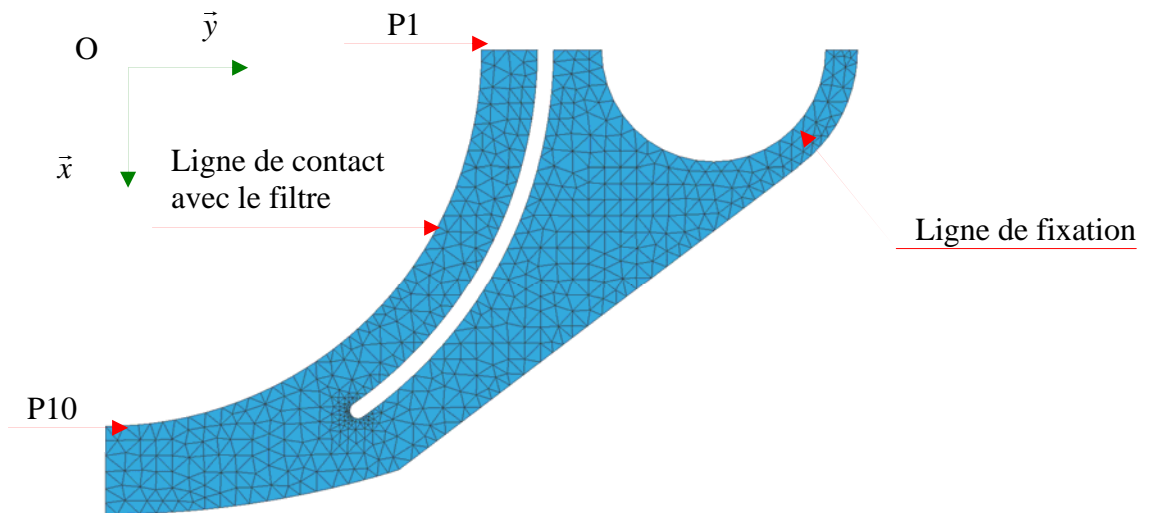


Figure 6-3 : Maillage pour l'analyse du déplacement imposé

6-4-2 : Conditions limites

Du fait de la symétrie, nous modéliserons ¼ de la plaque élastique, celle-ci est fixée sur son support à l'aide d'un canon vissé (voir figure 6-2). Ainsi les conditions limites sont :

- ✚ dans le plan (O, \bar{x}, \bar{z}) , $u_y = \theta_x = 0$
- ✚ dans le plan (O, \bar{y}, \bar{z}) , $u_x = \theta_y = 0$
- ✚ sur la ligne de fixation, $u_x = u_y = u_z = 0$ et $\theta_x = \theta_y = \theta_z = 0$ (encastrement)

6-4-3 : Chargement, déplacement imposé de 0.3 mm

L'appui sur le filtre se fait le long de l'arc de cercle de contact sur lequel on impose un déplacement de 0.3mm. Pour être plus conforme à la réalité, le déplacement imposé est un déplacement minimum.

Ce qui signifie que le contact, le long de la ligne, peut être rompu et qu'un décollement de la plaque par rapport au filtre est autorisé.

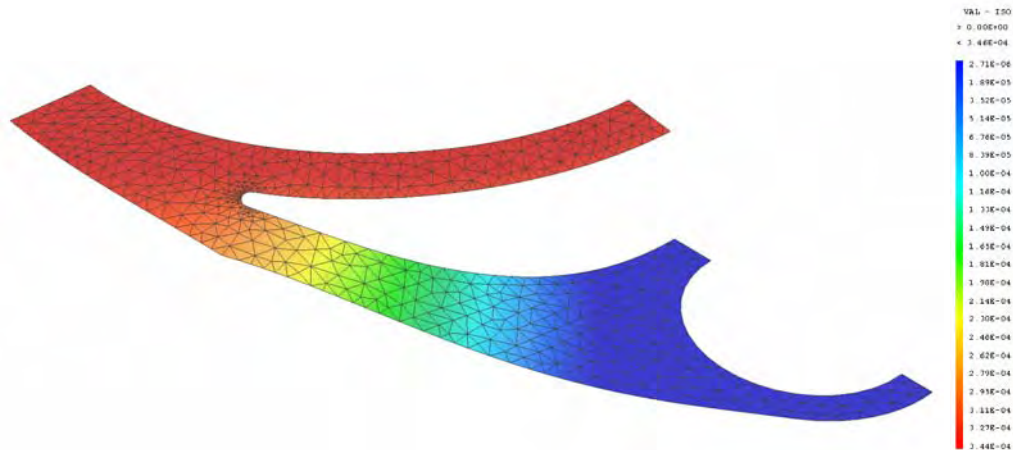


Figure 6-4 : Déplacement imposé 0.3mm (Module)

6-4-4 : Résultat de l'analyse du déplacement imposé et du quasi statique

6-4-4-1 : Résultat du déplacement imposé

Pour tous les modèles, on remarque nettement (figure 6-5), le décollement entre la plaque élastique et le barillet qui s'établit au point P10. Par exemple, pour le modèle CdTe, avec un déplacement imposé de 0.3 mm, le déplacement au point P10 est de 0.347 mm, et son décollement au point P1 est de 0.302mm.

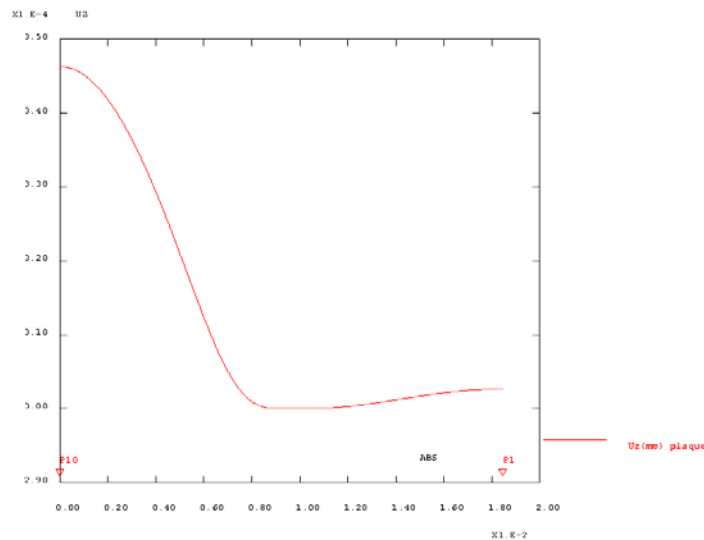


Figure 6-5 : Contact entre la plaque élastique et le barillet modèle CdTe

Le contact n'étant pas continuellement maintenu, l'effort résultant ne sera pas reparti.

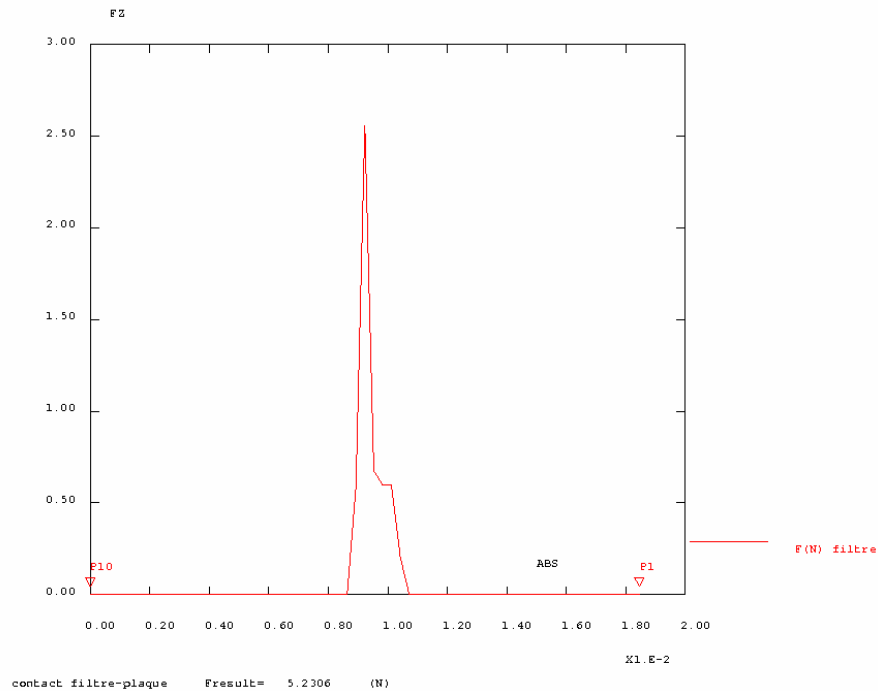


Figure 6-6 : Répartition de l'effort résultant le long de la ligne de contact, modèle CdTe

Pour $\frac{1}{4}$ de structure, l'effort résultant ($F_{Résul\ tan\ t}$) est égale à 5.23 N, et se trouve appliqué sur environ 2 mm au droit de la zone A de la figure 6-1. Ainsi l'appui de la plaque sur le filtre se trouve concentré en quatre points, répartis le long du pourtour du filtre. L'objectif est de maintenir le filtre, d'une masse de 0.017 Kg pour le modèle CdTe du porte diaphragme avec lentille, dans son logement sans déplacement, sous une accélération de 100 g. Il faudra appliquer un effort supérieur à 5.23 N, pour $\frac{1}{4}$ de structure. Ainsi pour chacun des modèles nous obtenons dans le tableau ci dessous:

Uz = 0.3 mm	Porte diaphragme et lentille				Porte filtre		
Modèles	CdTe	2xZnSe	CaF2 + CdTe	ZnSe	CdTe	CaF2	ZnSe
Ep. Plaque (mm)	0.5	0.6	0.6	0.5	0.5	0.4	0.5
Masse appliquée: (Kg)	0.017	0.0254	0.0225	0.0157	0.014	0.0085	0.0127
Masse structurelle: (Kg)	0.00184	0.00213	0.00213	0.00184	0.00184	0.00147	0.00184
$F_{Résul\ tan\ t}$:(N)	20.92	36.152	36.152	20.92	20.92	10.712	20.92
$\sigma_{eq\ VM}$:(MPa)	500	580	580	500	500	350	500
Contact : valeur du décollement sur les points p1 et p10							
P1 : (mm)	0.347	0.347	0.347	0.347	0.347	0.347	0.347
P10 : (mm)	0.302	0.302	0.302	0.302	0.302	0.302	0.302

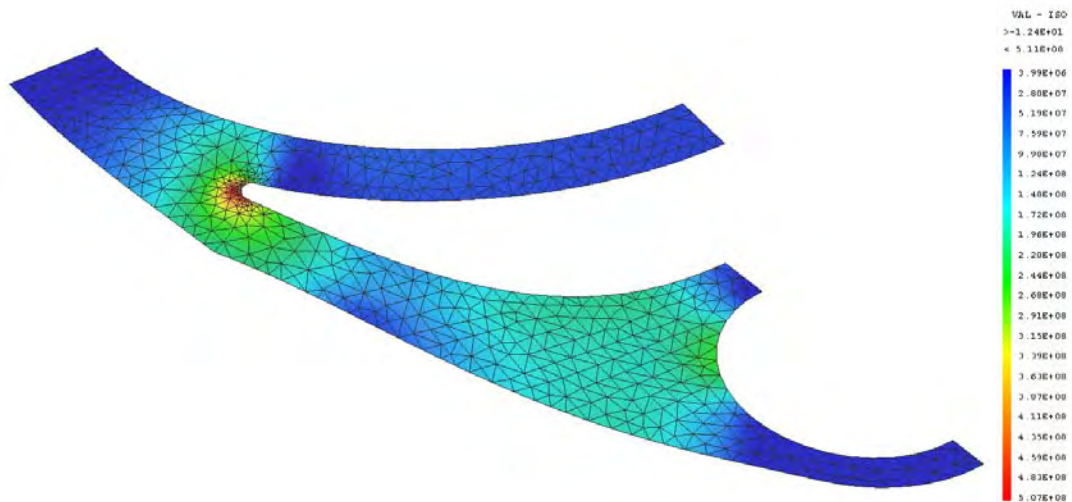


Figure 6-7 : Contraintes de Von Mises (Pa), modèle CdTe du porte diaphragme

Pour l'ensemble des modèles, les contraintes équivalentes de Von Mises restent inférieures à la limite élastique qui est de 1130 MPa pour le matériau CuBe2 HT.

6-4-4-2 : Utilisation du résultat pour la tenue en chargement quasi statique

Connaissant la masse de chacun des composants, pour une accélération de 100 g nous pouvons déterminer les efforts de réactions. Ainsi pour chacun des modèles, nous obtenons :

	Porte diaphragme et lentille				Porte filtre		
Modèles	CdTe	2xZnSe	CaF2 + CdTe	ZnSe	CdTe	CaF2	ZnSe
$F = m\gamma$:(N)	18.87	27.53	24.63	17.54	15.84	9.97	14.54

Globalement les efforts résultants ($F_{résultant}$) dû au déplacement imposé de 0.3 mm, sont supérieurs aux efforts de réactions (F_r) pour une accélération de 100 g. Ainsi la plaque en CuBe pour les différents modèles pourra maintenir les filtres et les lentilles pour cette sollicitation.

6-5 : Analyse modale

6-5-1 : Résolution analytique

On considère l'oscillation libre d'un système masse ressort à un seul degré de liberté (figure 6-8). Connaissant la rigidité K et la masse M de chacun des modèles à partir du calcul précédent, nous

pouvons en déduire la pulsation propre du système avec $\omega = \sqrt{\frac{K}{M}}$ et la fréquence $f = \frac{\omega}{2\pi}$.

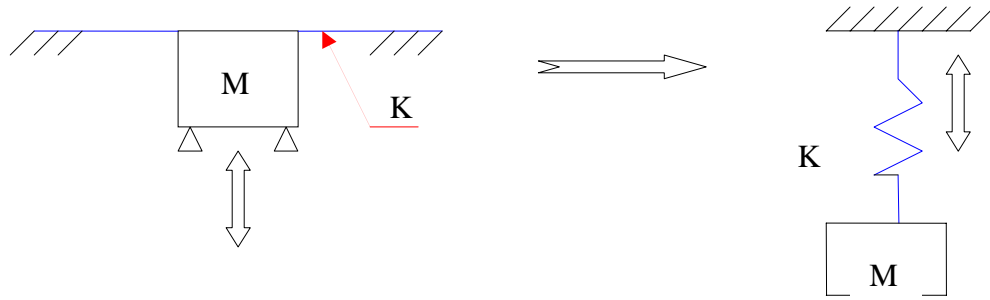


Figure 6-8 : Système étudié/système équivalent

6-5-2 : Résolution par élément finis

Pour la vérification des résultats, nous effectuerons la modélisation complète de la plaque élastique par éléments finis en utilisant le maillage précédent. Nous répartirons les masses des différents composants sur les zones de contacts déterminées dans l'analyse en déplacement imposé.

Sur la ligne de fixation (figure 6-3), les conditions limites sont : $u_x = u_y = u_z = 0$ et

$\theta_x = \theta_y = \theta_z = 0$ (encastrement).

6-5-3 : Résultat de l'analyse modale

Mode N°1	Porte diaphragme et lentille				Porte filtre		
Modèles	CdTe	2xZnSe	CaF2 + CdTe	ZnSe	CdTe	CaF2	ZnSe
	Résultats éléments finis						
$f : (Hz)$	302	324	344	314	331	303	346
	Résultats analytiques						
$K : (N/m)$	60975.6	105485.23	105485.23	60975.6	60975.6	31250	60975.6
$M : (Kg)$	0.017	0.0254	0.0225	0.0157	0.014	0.0085	0.0127
$\omega : (rad/s)$	1893.88	1976.57	2165.23	1970.73	2086.95	1917.41	2191.17
$f : (Hz)$	301.42	314.58	344.6	313.65	332.149	305.165	348.735

Dans le tableau précédent, on remarque que les fréquences sont basses. Or, ces valeurs pourraient être sensiblement modifiées du fait de l'ajout de la masse de l'accéléromètre sur le système étudié. Si le niveau d'excitation (>100g) est atteint, le mode vibratoire qui apparaîtra sera celui du filtre lui-même.

6-5-4 : Etude du comportement de l'anneau élastique avec les filtres

Les arrêtes du filtre sont bloquées en translation selon son axe de révolution, celui-ci est maintenu centré dans le barillet par l'intermédiaire d'un anneau élastique à treize ondulations dont la rigidité de flexion à 20°C est de 21538 N/m pour chacune d'elles. Cette valeur est déduite du calcul de la rigidité de l'anneau élastique test n°4 dans l'annexe n°2 intitulé modélisation.

6-5-4-1 : Modélisation

Pour cette modélisation nous faisons l'hypothèse que le filtre a deux degrés de libertés x et y dans le plan des faces (voir figure ci-dessous). Bien que l'anneau élastique a 13 ondulations, nous décomposerons celui-ci en 12 ressorts équidistants de raideur identique, ceci afin de simplifier les expressions analytiques. Chacune des raideurs sera projetée dans le repère global.

Hypothèse N°1 : contact permanent entre l'anneau et le filtre

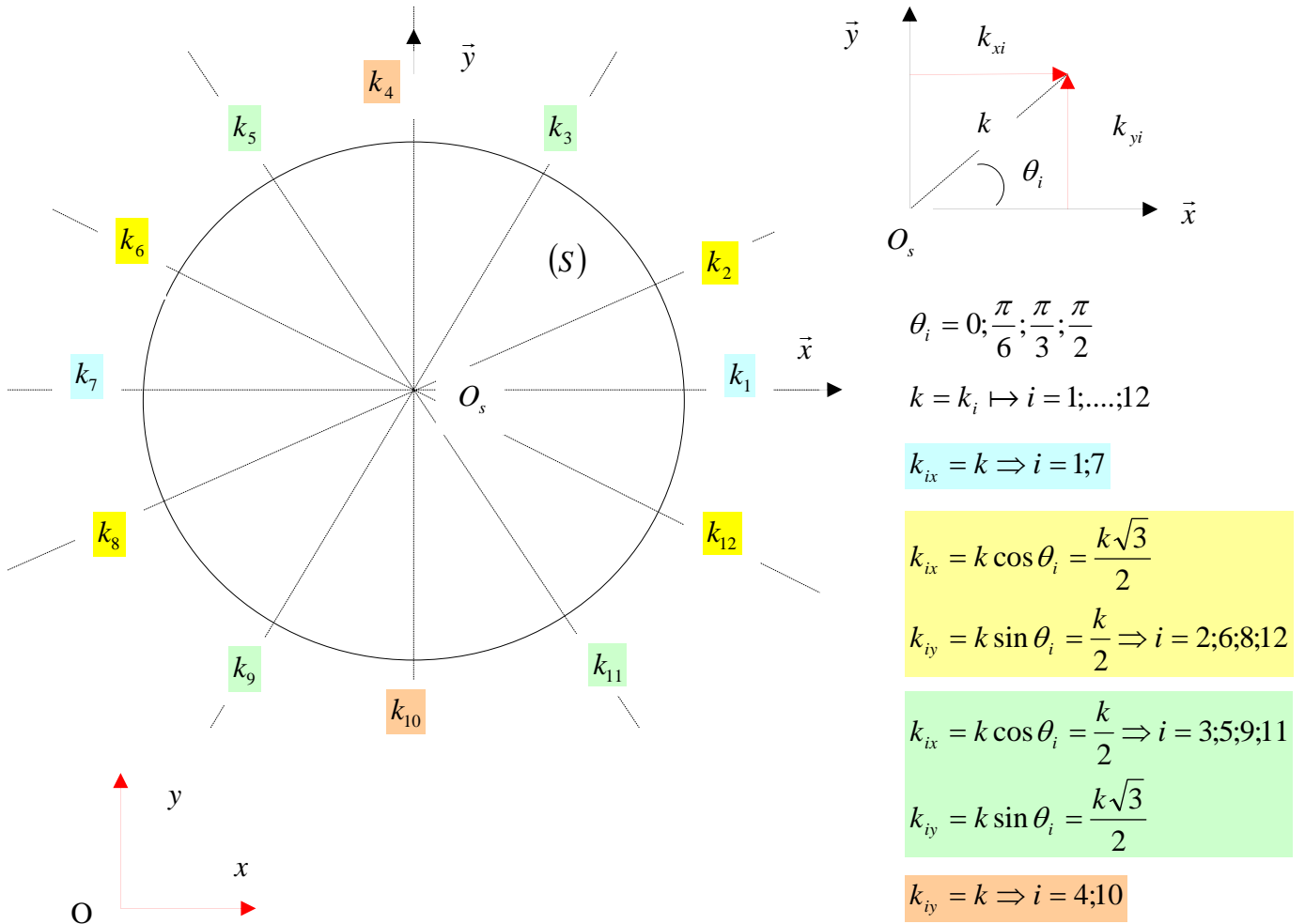


Figure 6-9 : Modélisation de l'anneau élastique

6-5-4-2 : Résolution analytique

Energie cinétique du solide S

L'expression générale de l'énergie cinétique et de la forme :

$$E_c = \frac{1}{2} \left\{ m(\vec{V}_{O_s}^g)^2 + 2m\vec{V}_{O_s}^g(\vec{\omega}_s^g \wedge \overline{O_sG}) + \vec{\omega}_s^g \cdot I_{O_s} \cdot \vec{\omega}_s^g \right\}$$

Comme on ne tient pas compte du degré de liberté en rotation du filtre, le terme

$$\vec{\omega}_s^g \cdot I_{O_s} \cdot \vec{\omega}_s^g = 0$$

Le centre géométrique étant confondu avec le centre de gravité, le terme

$$2m\vec{V}_{O_s}^g(\vec{\omega}_s^g \wedge \overrightarrow{O_sG}) = 0$$

L'expression de la vitesse est de la forme

$$\vec{V}_{O_s}^g = \frac{d}{dt} \overrightarrow{OO_s} \Rightarrow \frac{d}{dt}(x\bar{x} + y\bar{y}) \Rightarrow x'\bar{x} + y'\bar{y}$$

$$(\vec{V}_{O_s}^g)^2 = x'^2 + y'^2$$

L'énergie cinétique du solide S devient :

$$E_c = \frac{1}{2}m(x'^2 + y'^2)$$

Energie potentielle

Comme nous avons 2 degrés de libertés l'expression de l'énergie potentielle est de la forme :

$$E_p(x, y) = E_{P_x} + E_{P_y}$$

Selon x, $E_{P_x} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{12} k_{ix} x^2$ soit $E_{P_x} = \frac{1}{2} \{2k + 2k + 2k\sqrt{3}\} x^2$ ou $E_{P_x} = k(2 + \sqrt{3})x^2$

En appliquant le même raisonnement, l'énergie potentielle selon y à pour expression :

$$E_{P_y} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{12} k_{iy} y^2 \text{ soit } E_{P_y} = k(2 + \sqrt{3})y^2$$

Ainsi l'énergie potentielle du système devient:

$$E_p = k(2 + \sqrt{3})(x^2 + y^2)$$

Lagrangien

Le lagrangien est défini par la relation

$$\mathfrak{L} = E_c - E_p$$

En remplaçant l'énergie cinétique ainsi que l'énergie potentielle par leurs expressions, celui-ci s'écrit :

$$\mathfrak{L} = \frac{1}{2}m(x'^2 + y'^2) - k(2 + \sqrt{3})(x^2 + y^2)$$

Les équations de Lagrange sont :

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathfrak{L}}{\partial x'} - \frac{\partial \mathfrak{L}}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial \mathfrak{L}}{\partial x} = -2k(2 + \sqrt{3})x$$

$$\frac{\partial \mathfrak{L}}{\partial \dot{x}} = m\dot{x}$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathfrak{L}}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial \mathfrak{L}}{\partial x} = m\ddot{x} + 2k(2 + \sqrt{3})x = 0$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathfrak{L}}{\partial \dot{y}} - \frac{\partial \mathfrak{L}}{\partial y} = 0$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathfrak{L}}{\partial \dot{y}} - \frac{\partial \mathfrak{L}}{\partial y} = m\ddot{y} + 2k(2 + \sqrt{3})y = 0$$

Ainsi nous obtenons le système d'équations

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + 2k(2 + \sqrt{3})x &= 0 \\ m\ddot{y} + 2k(2 + \sqrt{3})y &= 0 \end{aligned}$$

Qui peut s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k(2 + \sqrt{3}) & 0 \\ 0 & 2k(2 + \sqrt{3}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Modes propres

$$\det[[K] - \omega^2 [M]] = 0$$

$$\det \left[2k(2 + \sqrt{3}) \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} - \omega^2 m \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \right] = 0$$

$$2k(2 + \sqrt{3}) = \omega^2 m$$

$$\boxed{\omega^2 = \frac{2k(2 + \sqrt{3})\Lambda}{m}}$$

$$\begin{bmatrix} 1 - \Lambda & 0 \\ 0 & 1 - \Lambda \end{bmatrix} = 0 \Rightarrow \Lambda^2 - 2\Lambda + 1 = 0 \quad \text{avec} \quad \Delta = b^2 - 4ac \Rightarrow \Delta = 0 \quad \text{nous obtenons} \quad \Lambda_1 = \Lambda_2 = 1$$

$$\text{ainsi les pulsations propres sont : } \omega_1^2 = \omega_2^2 = \frac{2k(2 + \sqrt{3})}{m} \text{ rad/s}$$

Hypothèse N°2 : contacte partiel entre l'anneau et le filtre

On considère que selon le sens de l'accélération \vec{x} où \vec{y} , le filtre n'est en contact que sur la moitié des ondulations de l'anneau élastique, de ce fait le système matricielle devient :

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k(2+\sqrt{3}) & 0 \\ 0 & k(2+\sqrt{3}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\text{Avec : } \omega_1^2 = \omega_2^2 = \frac{k(2+\sqrt{3})}{m} \text{ rad/s}$$

Fréquence

La fréquence est obtenue par la relation $F_{req} = \frac{\omega}{2\pi}$ Hz

Application numérique

	Porte diaphragme et lentille				Porte filtre		
Modèles	CdTe	2xZnSe	CaF2 + CdTe	ZnSe	CdTe	CaF2	ZnSe
Masse appliquée: (Kg)	0.017	0.0254	0.0225	0.0157	0.014	0.0085	0.0127
Hypothèse N°1 : Contact permanent							
$f : (Hz)$	489.426	400.4	425.422	509.286	539.321	692.153	566.251
Hypothèse N°2 : Contact partiel							
$f : (Hz)$	346.07	283.125	300.819	360.119	381.357	489.426	400.4

6-5-5 : Test dynamique sur le porte-filtres et le porte-diaphragmes

Sur l'analyse modale effectuée précédemment nous n'avons pas fait intervenir les coefficients d'amortissement (par manque de données). Aussi compte tenu de la difficulté à évaluer les différents coefficients de frottements sur les portes filtres et portes diaphragmes dû aux efforts de serrage et des jeux de fonctionnement, nous évaluons les fréquences de vibrations par des tests dynamiques selon la chronologie décrite ci-après.

Le montage est représenté en figures 6-10 et 6-11.

Chronologie des essais

Mesures selon les axes x,y,z :

- De la plaque d'interface seule
- De la plaque d'interface avec le porte filtres
- De la plaque d'interface avec le porte filtres équipés

Profils demandés, qualification

Sinus bas niveau : 0.5g de 20 à 2000 Hz, 2 oct/min.

Sinus basses fréquences : 2 oct/min.

Fréquence (Hz)	5-21	21-70	70-100
Niveaux (g)	+/-10 mm	18	Pente à 45°

Aléatoires 0 db (2 minutes) : 15.13 g rms

Fréquence (Hz)	20-70	70-120	120-2000
Niveaux (g)	+8 dB	1.9	-10 dB

6-5-5-1 : Résultats des tests dynamique

Porte filtres	Mesures de la première fréquence (Hz)			Calcul par éléments finis
	Selon : \bar{x}	Selon : \bar{y}	Selon : \bar{z}	
Interface	1728	1769	1170	1738.8
Porte-filtres	870	870.7	1186	852.4
Filtre ZnSe	1601	1639	1383	---

Porte diaphragmes	Mesures des fréquences (Hz)		
	Selon : \bar{x}	Selon : \bar{y}	Selon : \bar{z}
Plaque	866/1770	866	1195
Lyot	1050/1063	1075	1195/2000
4QPM	923	910	1200
Porte lentille	1751/1786/1843	1762/1843	1193
Porte Lyot	1779/1842	1760/1842	

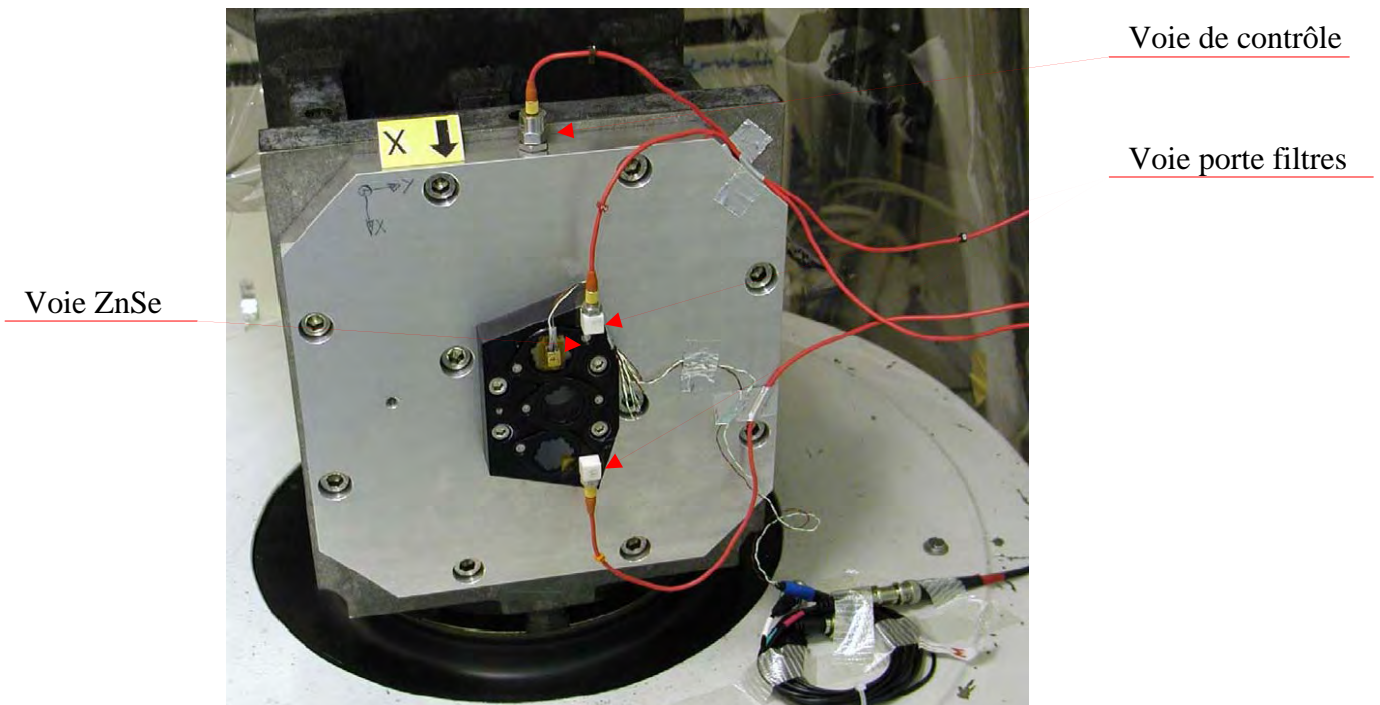


Figure 6-10: Ensemble Porte-filtres

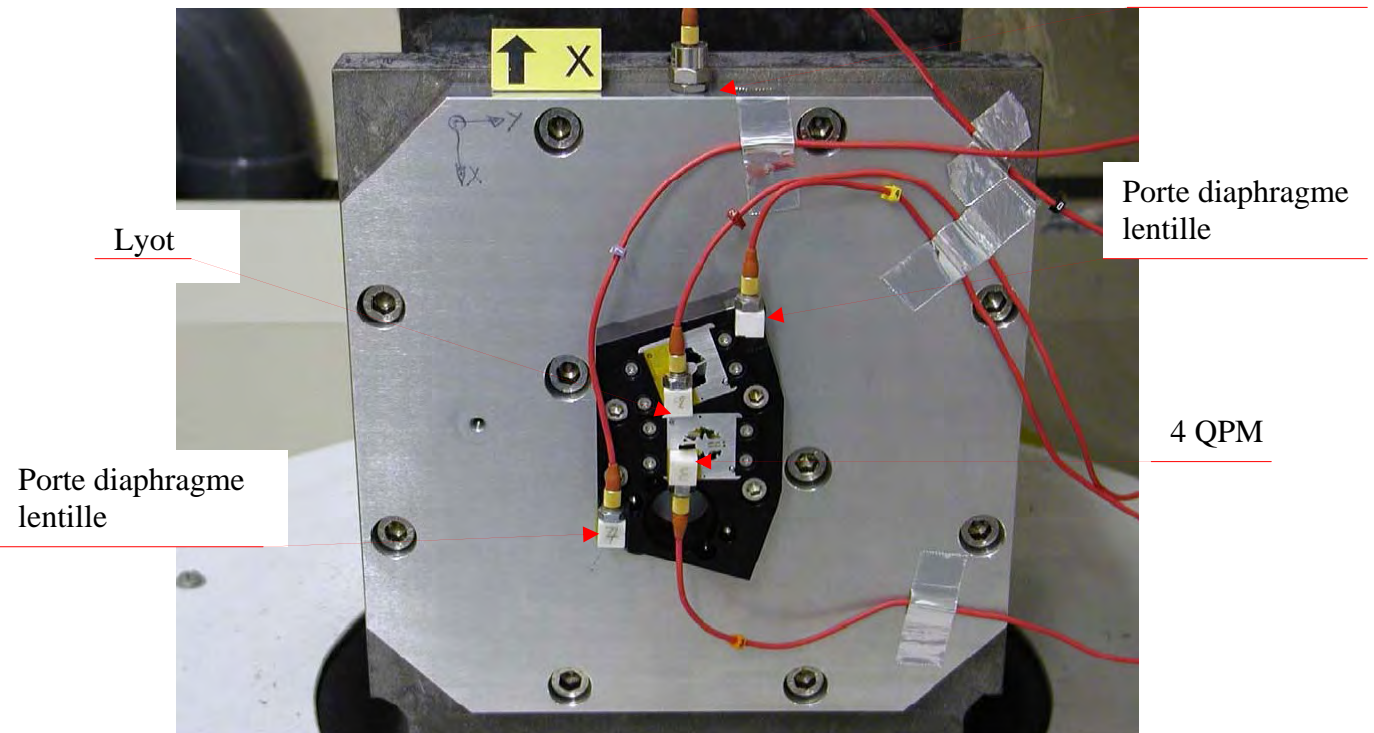


Figure 6-11: Ensemble Porte- diaphragmes

6-5-5-2 : Conclusion des tests

Pour l'ensemble des essais de vibrations quelque soit le profil de qualification demandé (sinus bas niveau, sinus basses fréquence et aléatoire), nous relevons sur les portes filtres et portes diaphragmes des premières fréquences de 910 Hz selon l'axe \bar{y} pour le porte diaphragme 4QPM. Cette valeur correspond à un niveau d'accélération inférieur à 100 g.

Pour les diverses sollicitations, nous pouvons visualiser les courbes des fréquences (Hz) en fonction des accélérations (g) ou de la densité spectrale en puissance DSP (g^2 / Hz) dans l'annexe 3.

La modélisation par éléments finis de la plaque d'interface ainsi que du porte filtres est détaillé dans l'annexe 2 intitulé modélisation.

6-6 : Analyse thermique transitoire linéaire

Pour déterminer le temps de mise en froid, nous imposerons un échelon de température de 300K à 7K en 60s sur l'interface plaque élastique et vis de fixation puis sur l'interface lentille porte lentille, voir les repères C1 et C2 sur les maillages.

Pour cette analyse, nous utiliserons la méthode à deux pas de temps de DUPONT 2 décrite dans le paragraphe 3-7-3 du chapitre 3.

6-6-1 : Modèles éléments finis

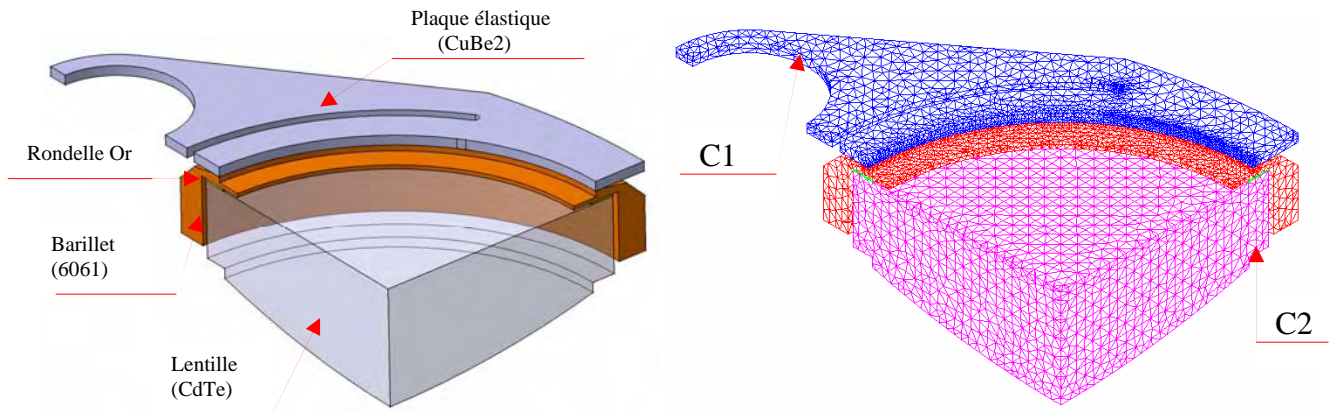
La modélisation par éléments finis est faite dans CASTEM pour $\frac{1}{4}$ de la géométrie.

Pour des raisons numériques les zones de contact doivent avoir un maillage plus fin.

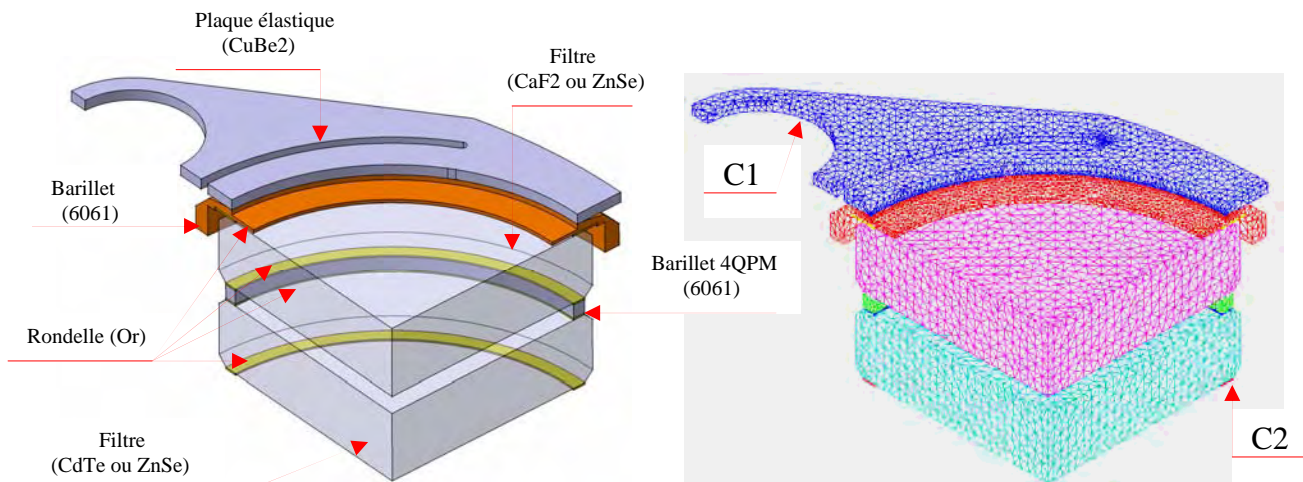
Nous utiliserons pour mailler les différents modèles des tétraèdres TE4 linéaire.

Ces éléments sont détaillés dans le paragraphe 3-6 du chapitre 3 et sont bien adaptés pour notre sollicitation. Pour modéliser la continuité entre les pièces, nous avons utilisé

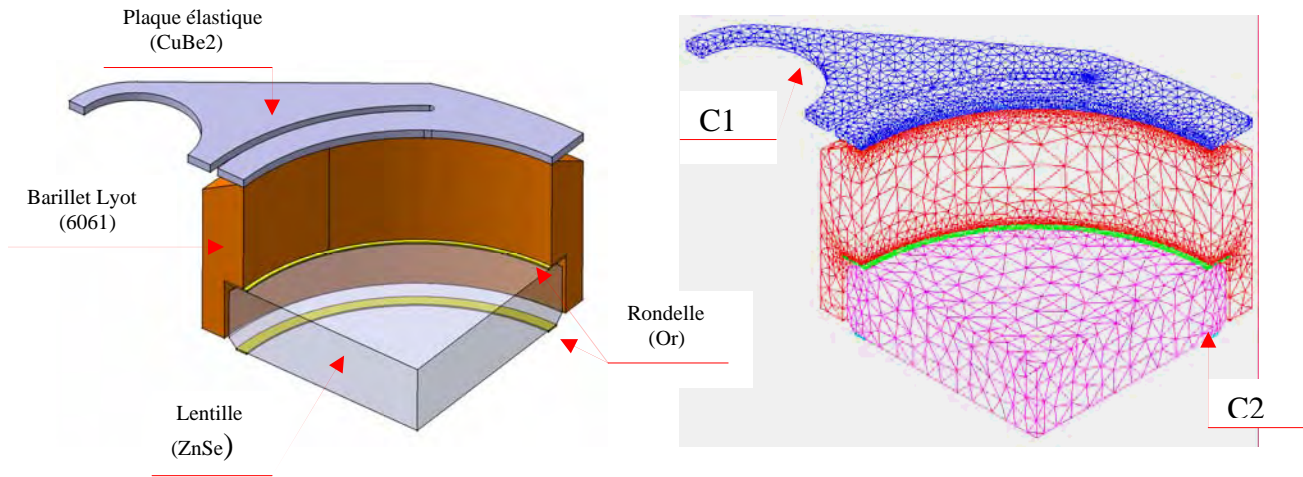
l'opérateur "ACCRO" dans le code de calcul CASTEM. Cet opérateur est détaillé dans l'annexe 7.



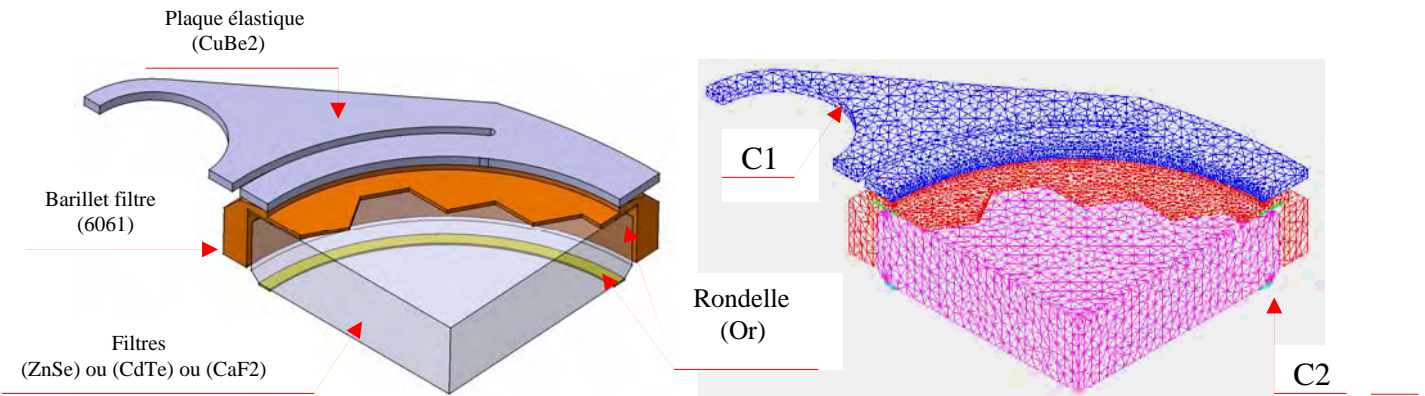
Figures 6-12 : Modèle CdTe, géométrie et maillage



Figures 6-13 : Modèles CaF2+CdTe ou 2xZnSe, géométrie et maillage



Figures 6-14 : Modèle ZnSe, géométrie et maillage

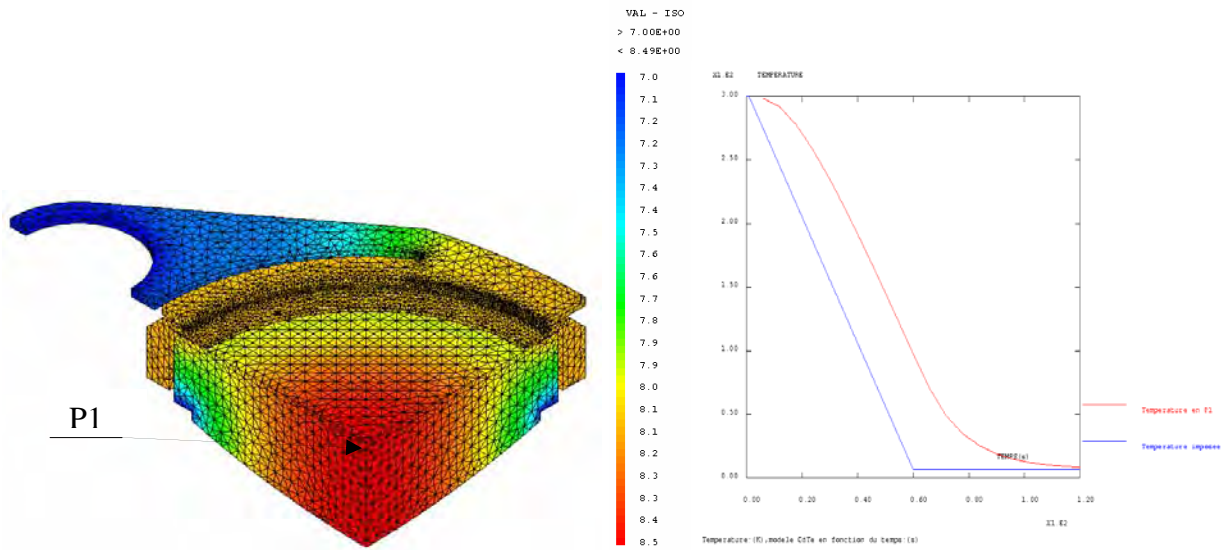


Figures 6-15 : Modèles portes filtres, CdTe, CaF2, ZnSe, géométrie et maillage

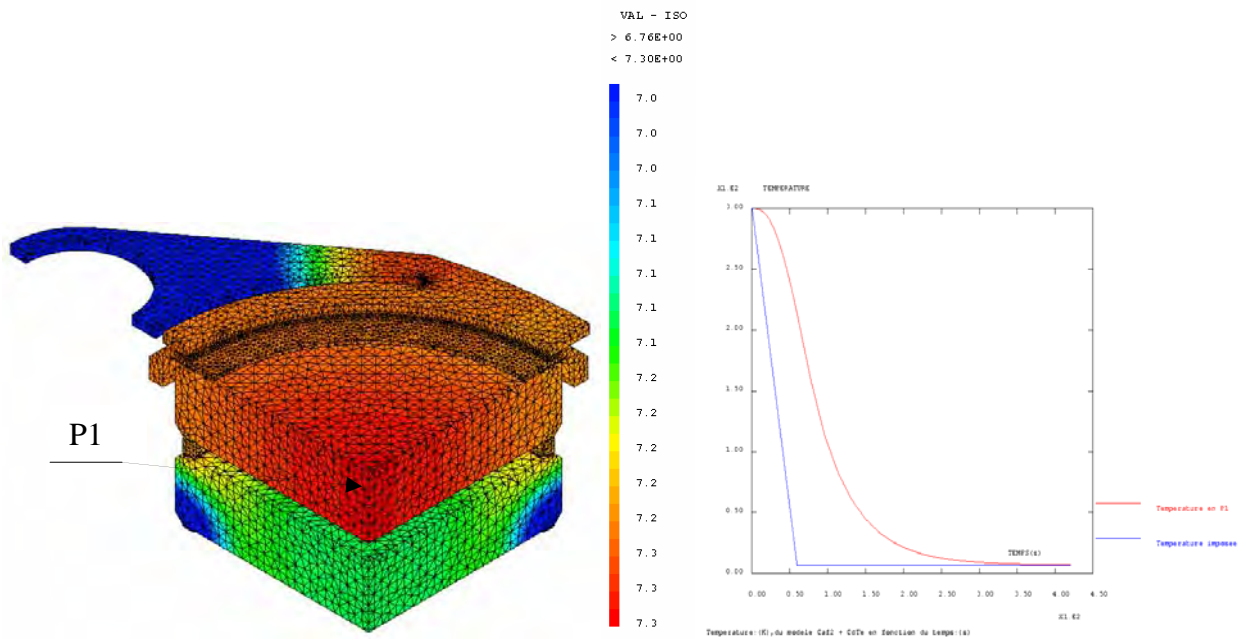
6-6-2 : Résultats de l'analyse thermique transitoire linéaire

6-6-2-1 : Temps de mise en froid

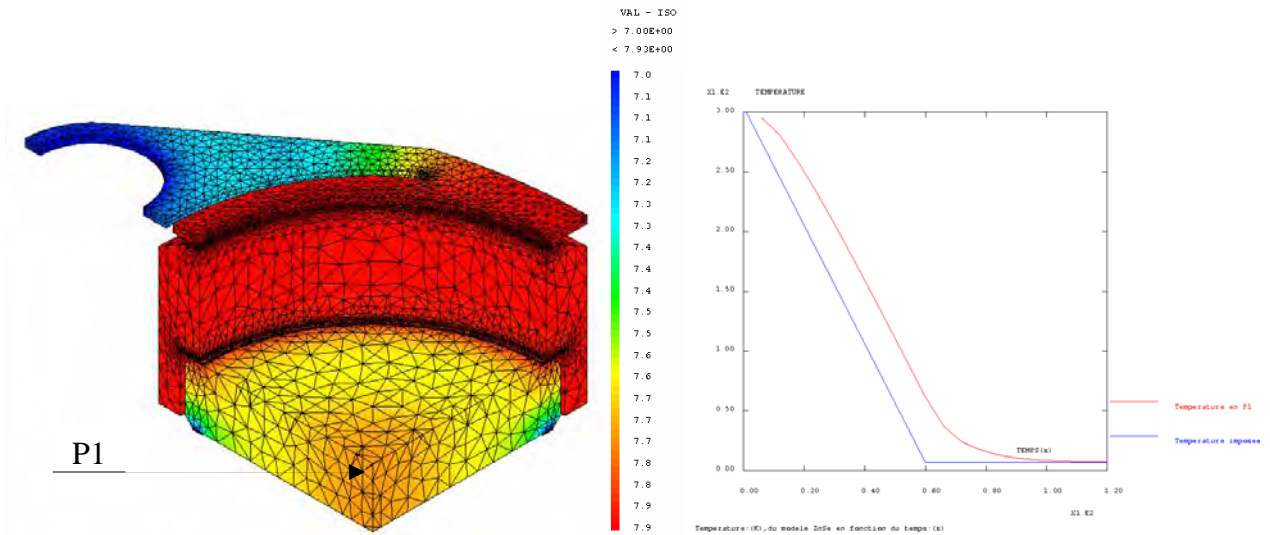
Temps de mise en froid							
	Porte diaphragme et lentille				Porte filtre		
Modèles	CdTe	2xZnSe	CaF2 + CdTe	ZnSe	CdTe	CaF2	ZnSe
t (s)	140	140	420	120	170	140	95
	Soit : 2mn 20s	Soit : 2mn 20s	Soit 7mn	Soit : 2mn	Soit : 2mn 50s	Soit : 2mn 20s	Soit : 1mn 35s



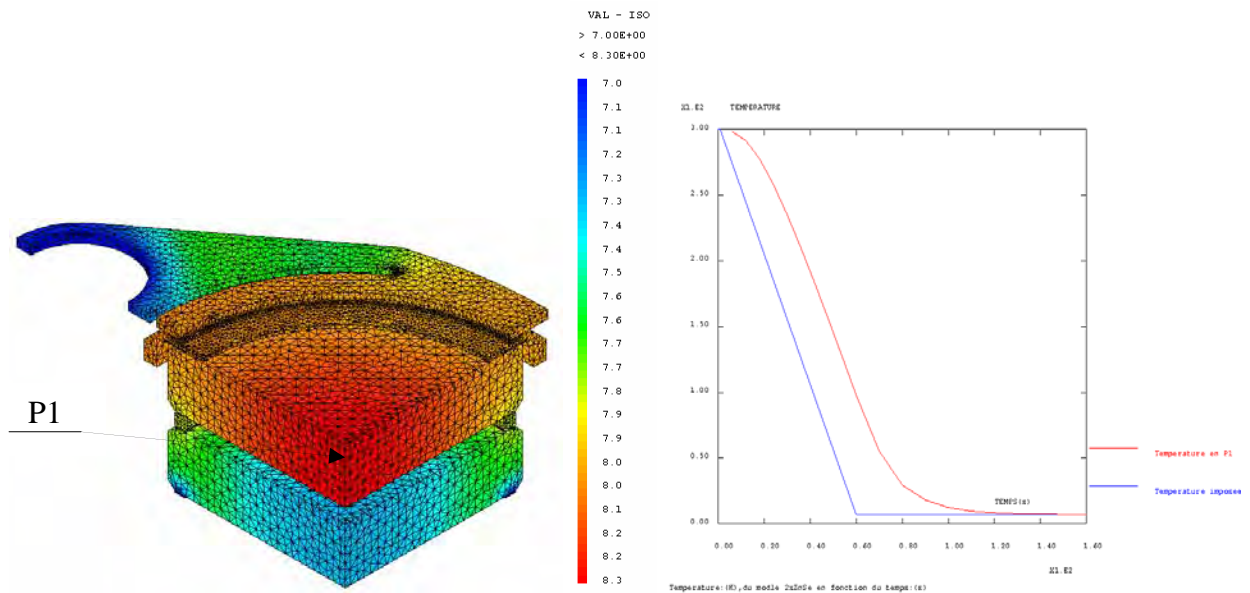
Figures 6-16 : Modèle CdTe, température à $t = 120$ secondes/évolution de T (K) au point P1



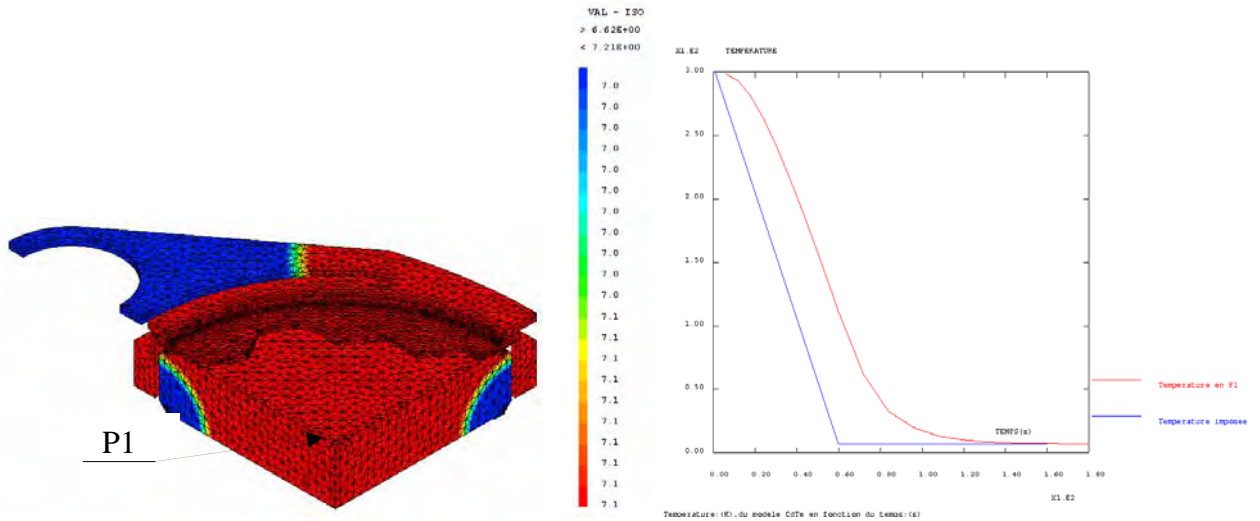
Figures 6-17 : Modèle CaF2+CdTe, température à $t = 420$ s /évolution de T (K) au point P1



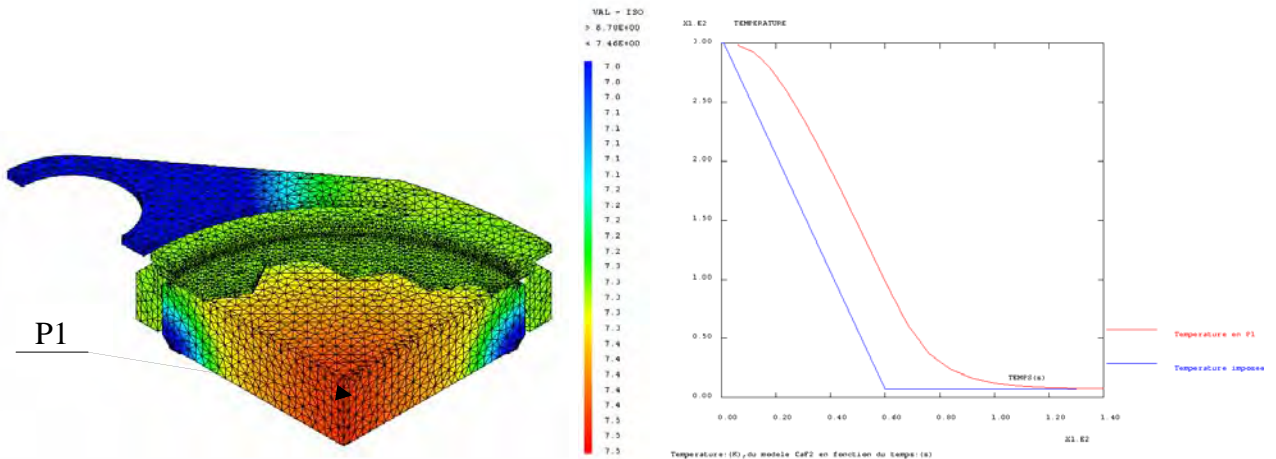
Figures 6-18 : Modèle ZnSe lentille, température à $t = 108$ s /évolution de T (K) au point P1



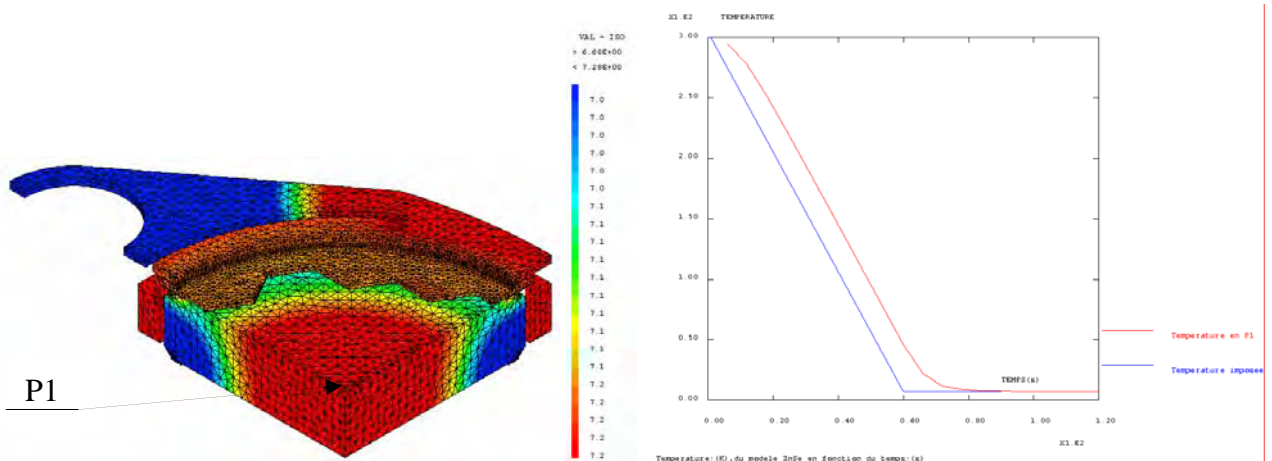
Figures 6-19 : Modèle 2xZnSe, température à $t = 120$ secondes/évolution de T (K) au point P1



Figures 6-20 : Porte filtre CdTe, température à t = 168 secondes/évolution de T (K) au point P1



Figures 6-21 : Porte filtre CaF2, température à t = 132 secondes/évolution de T (K) au point P1



Figures 6-22 : Porte filtre ZnSe, température à t = 90 secondes/évolution de T (K) au point P1

6-6-2-2 : Puissance à fournir pour la mise en froid

Puissance : (W)							
	Porte diaphragme et lentille				Porte filtre		
Modèles	CdTe	2xZnSe	CaF2 + CdTe	ZnSe	CdTe	CaF2	ZnSe
$P = \frac{\Delta Q}{\Delta t}$	3	4	1.8	5.5	2.2	4.4	4.5

6-7 : Conclusion

Pour une accélération de 100g, nous devons imposé un déplacement de 0.3 mm sur la plaque élastique en cupro-beryllium afin de permettre le maintien des filtres et des lentilles sur la roue. Il faudra être vigilant au moment du montage, car la plaque élastique a des épaisseurs différentes en fonction des différents modèles de filtres et de lentilles. Pour cette sollicitation les contraintes équivalentes de Von Mises restent très inférieures à la limite élastique. De ce fait la plaque élastique répond au critère de résistance des matériaux.

Quelque soit l'excitation selon \vec{z} , les tests dynamique sur le porte filtre et porte diaphragme, indiquent une première fréquence de vibration d'environ 1200 Hz.

Celles-ci correspondent à une accélération de 0.6 g.

En revanche, l'analyse modale indique un niveau de fréquence qui est de l'ordre de 300 Hz sur les différents modèles considérés. Cette différence de résultats dépend de la rigidité de la plaque élastique en cupro-beryllium qui peut résister à une accélération de 100 g.

En effet, les fréquences de vibrations de 300 Hz, n'apparaîtront, que si le niveau d'excitation et supérieur ou égale à 100 g.

L'analyse thermique transitoire linéaire nous indique, que pour une descente en température de 300K à 7K en 60 secondes, le temps de mise en froid, varie de 95 à 420 secondes en fonction des modèles considérés.

Les valeurs obtenues sont approximatives, car les caractéristiques des matériaux utilisés sont données à 300K, avec une évolution constante en fonction de la température, ce qui évidemment n'est pas représentatif de la réalité. Cependant une première estimation plus réaliste serait de prendre un temps de mise en froid double de celui calculé avec des caractéristiques constantes, soit 200 à 900 secondes. D'autre part, nous avons seulement considéré les zones de serrage entre les différents composants pour visualiser la propagation du froid. Cette hypothèse est pessimiste, car nous avons également des zones de contact entre l'anneau élastique et les filtres, ainsi qu'un ajustement entre les différents composants. Seule l'expérimentation permettra de faire une comparaison et un recalage avec l'analyse numérique des différents modèles.

Chapitre 7 : Roue à filtres

7-1 : Contexte

Dans ce chapitre, nous déterminerons les modes de vibrations de la structure.

Comme précédemment, nous sommes amenés à résoudre l'équation 3-27 du chapitre 3.

En l'absence d'excitation l'expression devient : $k(u, v) - \omega^2 m(u, v) = \int_{\Sigma_{U1}} R1, v$ ou $u \in C^d, \forall v \in C^*$

avec $C^d = \{u \in C / u = 0|_{\Sigma_{U1}}\}$ et $C^* = \{v \in C / v = 0|_{\Sigma_{U1}}\}$.

Une analyse thermique transitoire non linéaire nous permettra d'observer la propagation du froid à travers cette structure. Pour cette étude, nous utiliserons l'algorithme à deux pas de temps de DUPONT 2 décrit dans le paragraphe 3-7-3.

Notre laboratoire n'ayant la responsabilité que de la roue avec les portes filtres et portes diaphragmes, nous ne modéliserons que celle-ci.

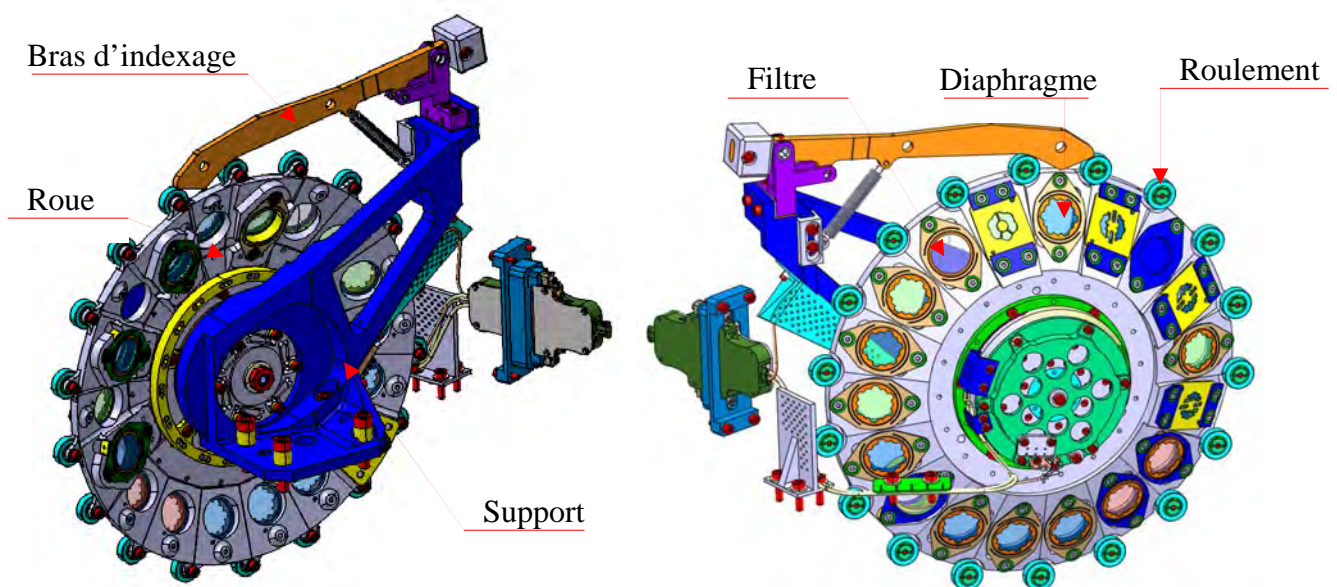
Hypothèses

- Ne modélisant pas le moteur, nous n'imposerons les conditions limites que sur la surface de révolution en contact avec la bride d'interface.
- Afin de simplifier la modélisation, nous remplacerons chacun des 18 roulements ainsi que les portes filtres et portes diaphragmes par une masse équivalente.

7-2 : Géométrie et caractéristiques

Géométrie

Sur la figure 7-1, nous pouvons visualiser l'ensemble de la roue équipée de son support moteur et de son bras d'indexage. La géométrie de la roue fait référence aux plans 71 C012 DMD 1333 101 PA en annexe 1



Figures 7-1 : Géométrie de la roue à filtres

Caractéristiques

La roue est réalisée en aluminium 6061. Pour les analyses modales et thermiques transitoires non linéaires les caractéristiques sont rappelées dans le tableau ci dessous.

Matériau : Aluminium : 6061	Analyse modale	Analyse thermique
Module de Young : E (MPa)	70000	
Coefficient de poisson : ν	0.346	
Conductivité : K ($W.m^{-1}.K^{-1}$)		Evolution figure 3-2
Chaleur massique : Cp ($J.Kg^{-1}.K^{-1}$)		Evolution figure 3-2
Masse volumique : ρ (Kg/m^3)	2700	

7-3 : Analyse modale

7-3-1 : Conditions limites

Le fait de n'isoler que la roue à filtres, conduit à imposer les conditions limites sur le diamètre intérieur (C1) soit : $U_x = U_y = U_z = 0$.

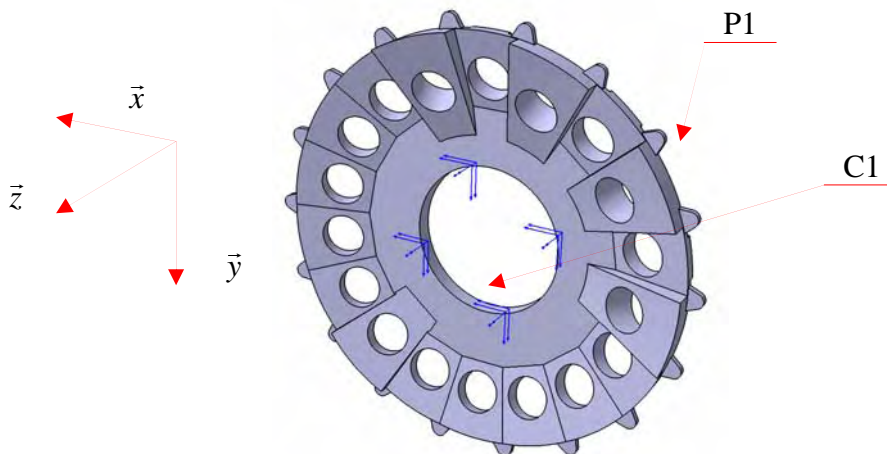


Figure 7-2 : Conditions limites sur la roue à filtres

7-3-2 : Maillage

Pour modéliser cette géométrie, nous utiliserons des tétraèdres TE4 décrits dans le paragraphe 3-6-1. Nous raffinerons le maillage afin de respecter au mieux les contours géométriques ainsi que le comportement de la structure.

Les portes filtres ainsi que les portes diaphragmes seront modélisés par des corps rigides.

Les caractéristiques du maillage sont données dans le tableau ci dessous.

Nombre de nœuds	22080
Nombre d'éléments	89551 soit (99.96%)
Nombre de corps rigides	36 soit (0.04%)
Masse de la roue : (Kg)	0.73

Caractéristiques mécaniques des corps rigides

La masse appliquée sur chaque corps rigides (nœud maître) comprend la masse du filtre ou du diaphragme, la masse de la plaque élastique ainsi que de son barillet.
Les caractéristiques sont données dans le tableau ci dessous.

Numéro	Désignation	Masse : (Kg)	Numéro	Désignation	Masse : (Kg)
1	CaF2	0.0105	10	CdTe	0.019
2	CaF2	0.0105	11	Lentille	0.022
3	ZnSe	0.0177	12	Lyot	0.0217
4	ZnSe	0.0177	13	ZnSe	0.0177
5	ZnSe	0.0177	14	Corono 4QPM 3	0.0295
6	Filtre	0.064	15	Capot	0.095
7	ZnSe	0.0177	16	Corono 4QPM 4	0.0295
8	CdTe	0.019	17	Filtre	0.016
9	CdTe	0.019	18	Corono 4QPM 5	0.0295

Numéro	Désignation	Nombre	Masse (Kg)
19	Roulement	18	0.008

Chaque des corps rigides est répartie selon la figure 7-3.

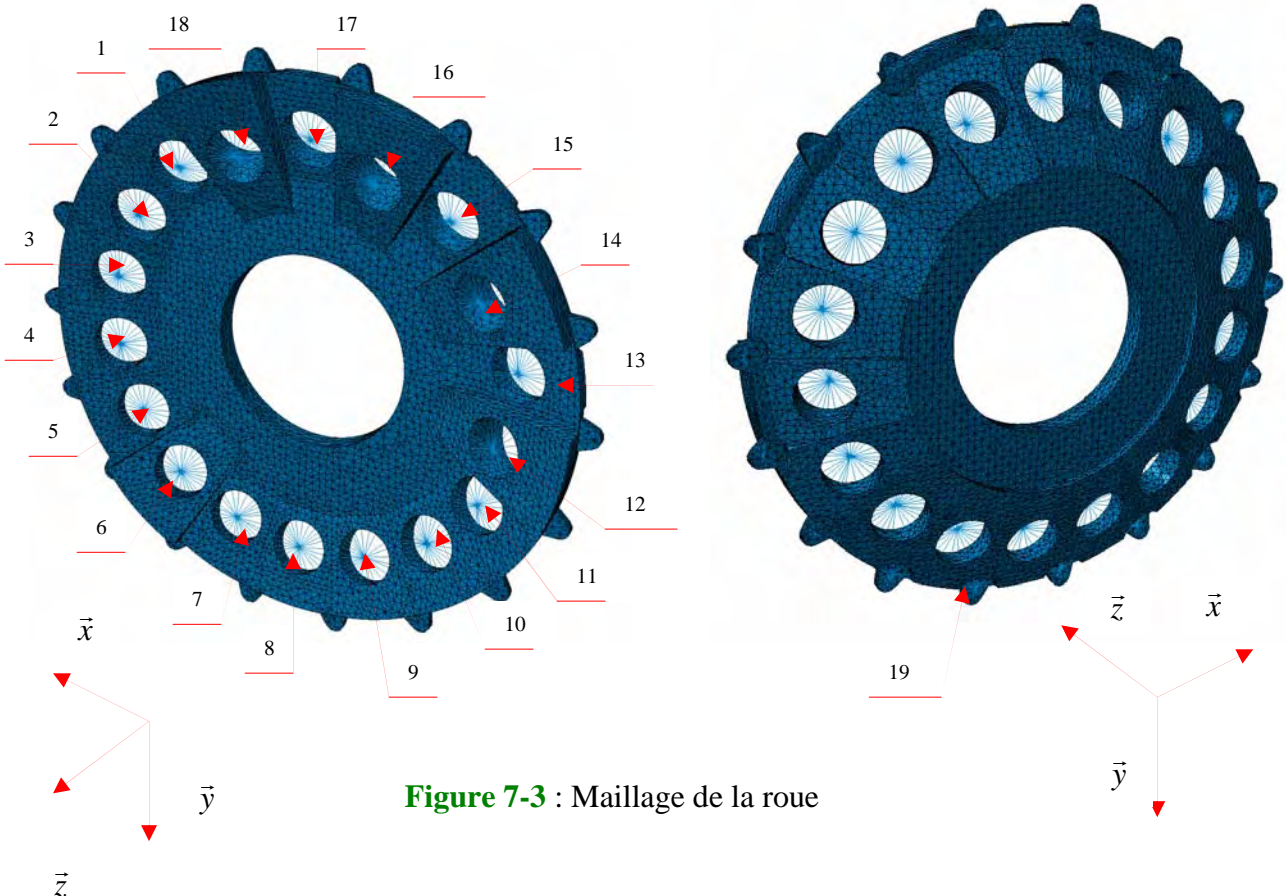


Figure 7-3 : Maillage de la roue

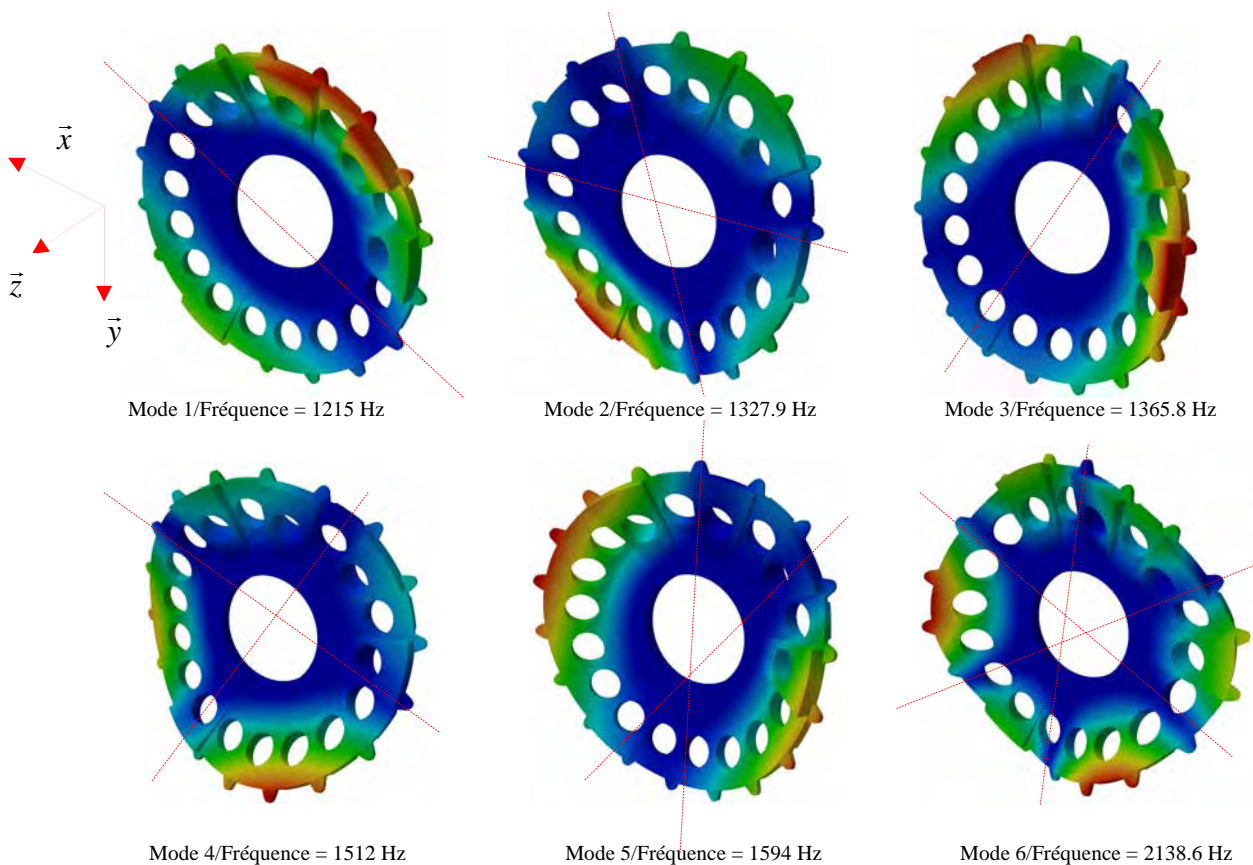
7-3-3 : Résultats de l'analyse modale

Nous nous limiterons à la visualisation des 6 premiers modes pour des fréquences comprises entre 1200 et 2000 Hz. On obtient une bonne participation de la masse pour les modes 1, 2, 3 et 5. Les modes supérieurs indiquent une très faible participation de la masse. Les six premiers modes donnent 91 % de participation modale autour des axes \vec{x} et \vec{y} .

La nature de participations modale dépend de l'orientation de la roue par rapport à son axe de révolution (\vec{z}). En revanche quelque soit l'orientation de la roue, les fréquences restent inchangées.

Participation Modale							
Mode	Fréquence (Hz)	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	1215	1.29	1.97	9.44	63.67	40.42	0.07
2	1327.9	0.18	0.01	23.69	0.92	5.08	0.01
3	1365.8	1.63	1.27	1.51	19.75	37.48	0.3
4	1512	0.25	0.28	2.07	3.3	6.28	0.01
5	1594	0.18	0	37.57	3.19	3.11	0.01
6	2138.6	0.02	0.03	0.03	0.04	0.07	0
	Total	3.55 %	3.56 %	74.31%	90.87 %	92.44 %	0.4 %

Sur les figures 7-4, nous visualisons les modes de respirations autour de chacun des axes.



Figures 7-4 : Modes de vibrations de la roue

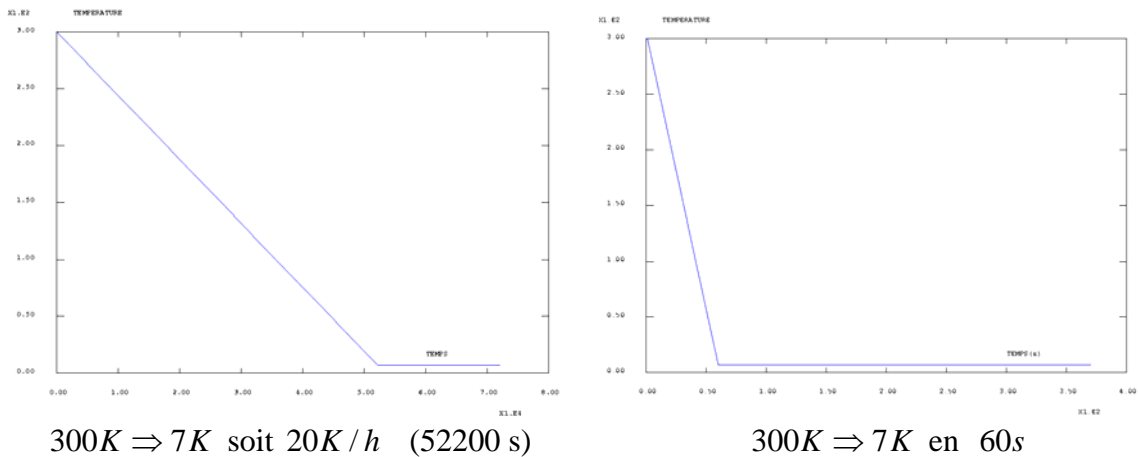
7-4 : Analyse thermique transitoire non linéaire

Nous avons une variation de température de 300 K à 7 K avec une pente constante de 20 K/h sur l'interface C1 (voir figure 7-5). Du fait d'une variation très lente de la température, nous obtiendrons certainement un écart de température très faible entre la couronne interne et externe de la roue.

Nous imposerons donc un choc thermique avec une descente en température de 300 K à 7 K en 60 secondes afin d'obtenir un écart significatif. Ce calcul sert à apprécier le temps de mise en froid mais surtout l'écart de température maxi de la roue.

7-4-1 : Conditions limites

La température sera imposée sur la surface interne C1 de la roue à filtres (Voir figure 7-2) dont nous pouvons visualiser les courbes en figures 7-5.



Figures 7-5 : Températures imposées

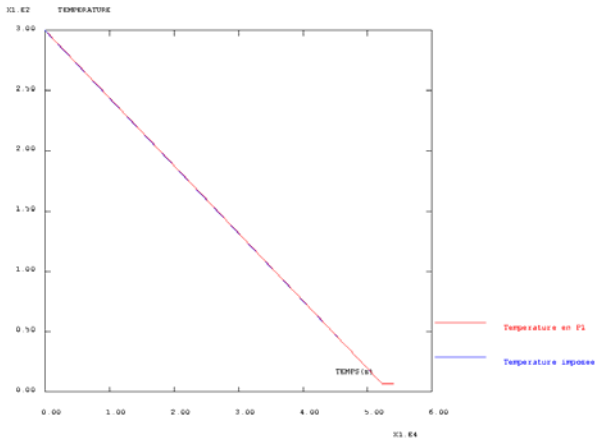
7-4-2 : Maillage

Pour la modélisation, nous reprendrons le maillage de l'analyse modale en éliminant les corps Rigides (Voir figure 7-3).

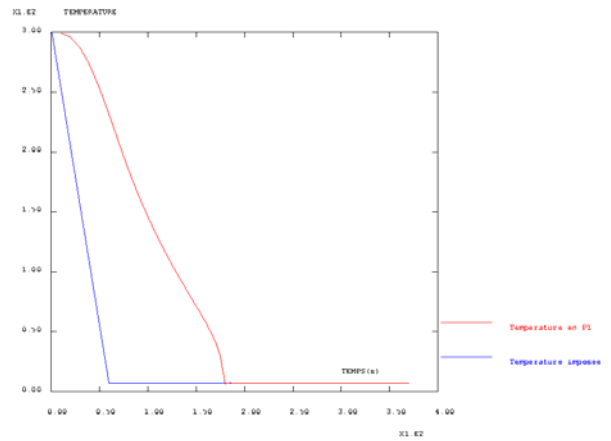
7-4-3 : Résultats de l'analyse thermique transitoire non linéaire

Sur les figures 7-6, nous pouvons visualiser les écarts de température sur la roue pour les 2 cas de chargements. Sur le premier on constate qu'il n'y a pratiquement pas d'écart de température sur la roue, on observe ainsi les mêmes isothermes (Voir figure 7-7).

En revanche pour le choc thermique, on relève sur la figure 7-6 un écart de température d'environ 50 K à $t=160$ secondes. Cet écart est mesuré entre le point P1 et le diamètre intérieure de la roue. De ce fait, les zones de fortes épaisseurs mettent plus de temps à se refroidir (Voir figure 7-8).

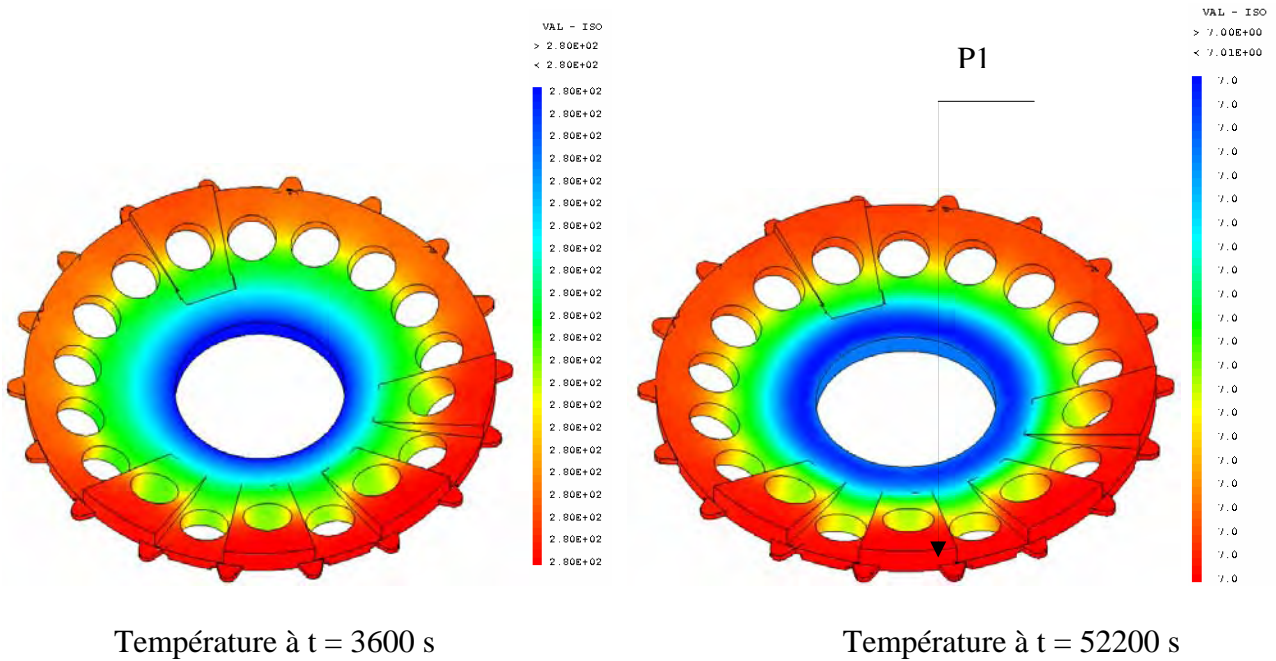


$300K \Rightarrow 7K$ soit $20K/h$ (52200 s)

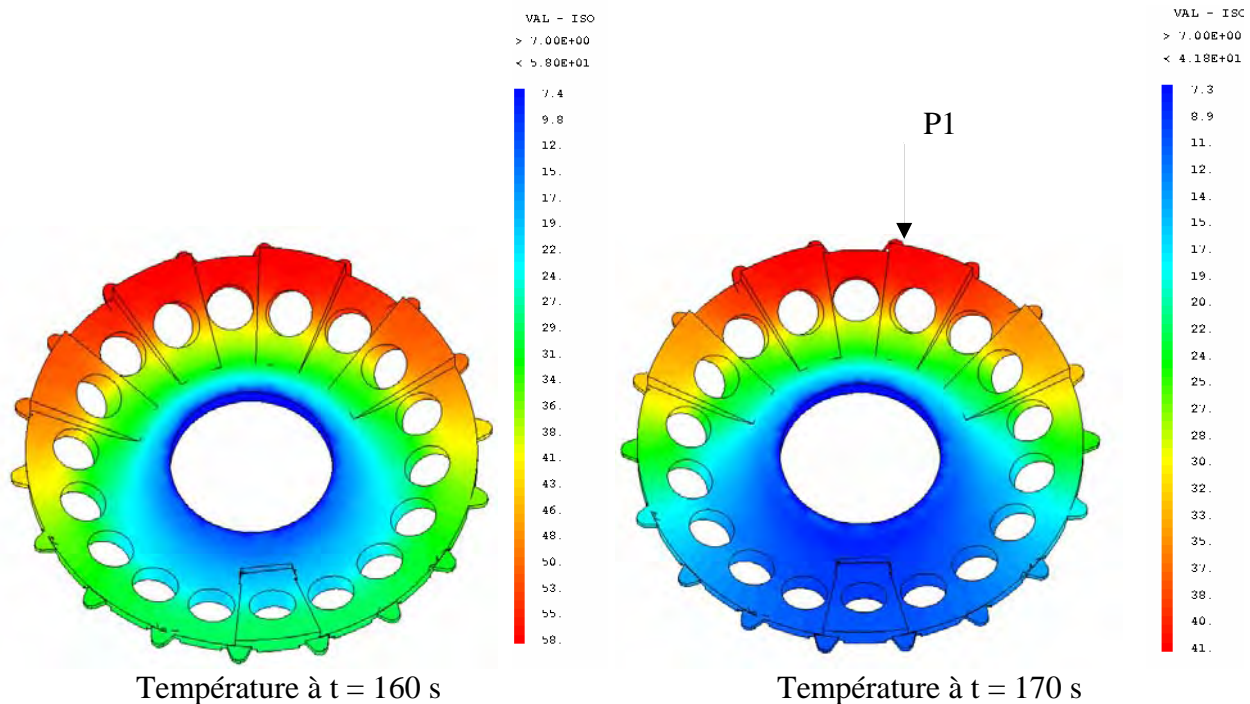


$300K \Rightarrow 7K$ en 60s

Figures 7-6 : Evolution de la température pour un point de la couronne externe



Figures 7-7 : Température pour une évolution de 20 K/h



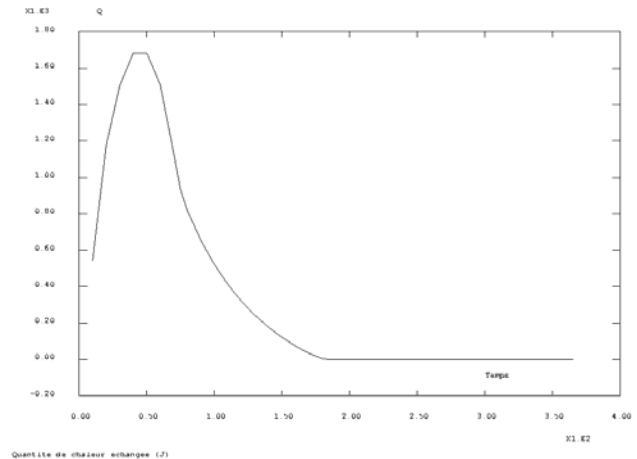
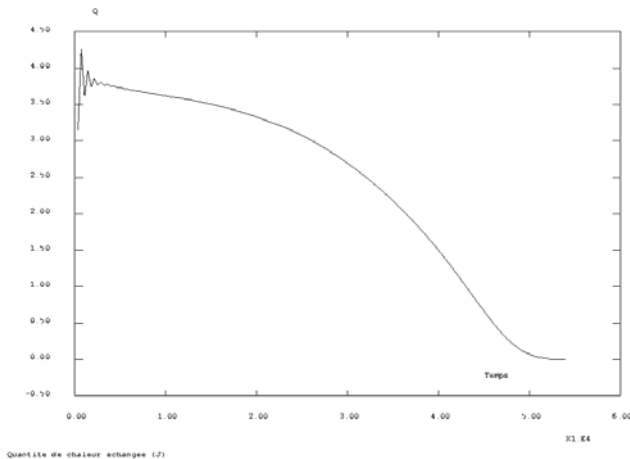
Figures 7-8 : Température pour une évolution de 300 K à 7 K en 60 s

7-4-4 : Puissance à fournir pour la mise en froid

La quantité de chaleur échangée ΔQ est obtenue en faisant une sommation de la courbe (Voir Figures 7-9). La puissance exprimée en (W) à fournir pour la mise en froid est déduite du rapport quantité de chaleur échangée exprimée en (J) par l'intervalle de temps (s).

On constate pour la première hypothèse de fortes variations au départ de la courbe pour une descente en température de 20 K/h. Ces variations proviennent du pas de temps qui est trop grand au début du calcul.

Hypothèse de mise en froid	300K \Rightarrow 7K soit 20K/h	300K \Rightarrow 7K en 60s
$P = \frac{\Delta Q}{\Delta t} : (W)$	2.5	703



Hypothèse : $300K \Rightarrow 7K$ soit $20K/h$

Hypothèse : $300K \Rightarrow 7K$ en $60s$

Figures 7-9: Evolutions de la quantité de chaleur échangée en fonction du temps

7-5 : Conclusion

Analyse modale

Cette analyse indique un niveau de fréquence élevé avec une première fréquence de vibration à 1215 Hz. Celles-ci sont supérieures aux valeurs données par le MICD (Mechanical interface and control document).

Compte tenu de la faible masse des portes filtres et portes diaphragmes par rapport à la roue, ceux-ci peuvent varier les fréquences de vibrations. Ainsi on pourrait s'abstenir de les modéliser.

Analyse thermique transitoire non linéaire

A travers cette analyse, nous constatons très peu d'écart de température entre la partie centrale de la roue et sa couronne extérieure. En effet la descente en température étant très lente ($20 K/h$), celle-ci a largement le temps de se propager à travers cette structure évitant ainsi un éventuel endommagement des composants caractérisant la roue à filtres.

En revanche pour le choc thermique ($300K$ à $7K$ en $60s$), on observe des écarts de température de $50 K$ maxi et un temps de mise en froid de $180 s$ entre la couronne interne et externe pour une descente en température de $300 K$ à $7 K$ en $60 s$.

Le refroidissement de la roue et de ses composants se fera uniformément du fait d'une évolution très lente de la température.

Chapitre 8 : Imageur

8-1 : Contexte de l'étude

Ce chapitre se décomposera en quatre analyses, celles-ci sont :

- ✚ Analyse modale que nous décomposerons en 4 sous-ensembles qui sont :
 - Le couvercle du boîtier TMA
 - L'ensemble boîtier TMA avec son couvercle équipé de ses trois miroirs
 - Le couvercle du boîtier ETM
 - L'ensemble boîtier ETM équipé de son couvercle dans lequel nous intégrerons la modélisation des miroirs M1 et M2, la modélisation de la roue à filtres avec son support ainsi que le sous-ensemble boîtier TMA équipé.

Dans cette analyse, nous terminerons par l'étude des capots de protection de M1 et M2.

- ✚ Analyse thermomécanique non linéaire dans laquelle nous ferons varier les caractéristiques des matériaux en fonction de la température. Pour cette étude, nous intégrerons tous les organes constituant l'imageur. Nous visualiserons ainsi la propagation du froid à travers les différentes pièces pour une descente en température de 300 K à 7 K à raison de 20 K par heure. Nous en déduirons les déplacements ainsi que les contraintes équivalentes de Von Mises.
- ✚ Analyse quasi-statique avec une accélération de 50 g selon chaque axe. Dans cette étude nous visualiserons principalement le niveau de contraintes sur le boîtier ETM.
- ✚ Réponse dynamique, ou nous visualiserons le comportement de la structure sous l'effet d'une sollicitation spectrale aléatoire.

Ce chapitre, nous permettra de faire la synthèse sur le comportement de l'imageur pour ces diverses sollicitations et de comparer les résultats avec les différentes études développées préalablement.

8-2 : Maillage généralités

Pour la modélisation des couvercles TMA et ETM, nous utiliserons des tétraèdres TE10.

Compte tenu des faibles épaisseurs de ces structures, ces éléments finis donnent pour ces géométries une bonne représentation de leurs comportements.

En revanche, les boîtiers ayant des surépaisseurs au niveau des interfaces, nous utiliserons des tétraèdres TE4. Toutefois nous raffinerons le maillage aux interfaces des miroirs et des couvercles, afin d'avoir une bonne continuité des déplacements. Pour modéliser la continuité entre les pièces, nous utiliserons l'opérateur "ACCRO" dans le code de calcul CASTEM. Cet opérateur est détaillé dans l'annexe 7.

Le détecteur sera modélisé par un corps rigide reliant son centre de gravité à ses interfaces de liaison sur le boîtier ETM. Nous appliquerons en son centre de gravité 1.5 Kg.

8-3 : Caractéristiques des matériaux

Les boîtiers ainsi que les couvercles sont en aluminium 6061 T6.

Les miroirs sont en aluminium 5083 dont les caractéristiques sont données dans le chapitre 3.

8-4 : Analyse modale de l'ensemble boîtier TMA

Parallèlement à l'étude du boîtier TMA, nous étudierons séparément son couvercle.

Compte tenu de son épaisseur (2 mm), celui-ci sera modélisé avec des éléments TR3 de Kirchhoff dont la formulation a été développée dans le chapitre 3, intitulé modélisation.

8-4-1 : Géométrie

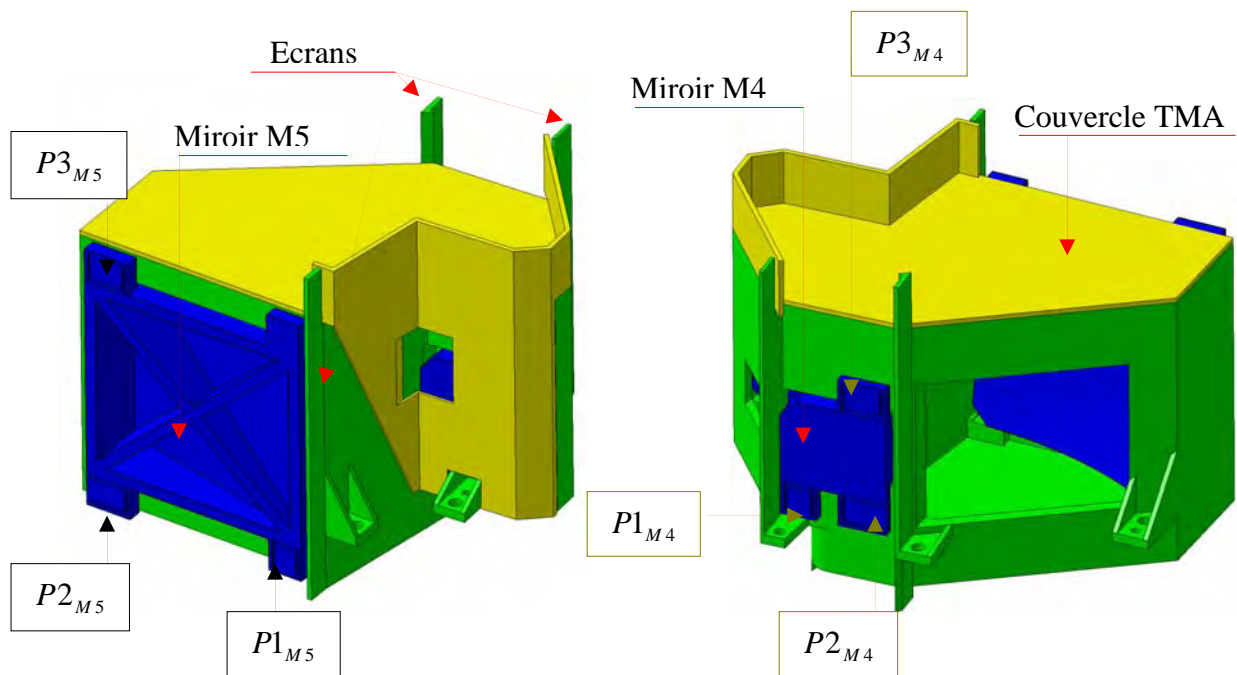
La géométrie du boîtier TMA avec son couvercle fait référence aux plans situés en annexe 1.

Désignation des interfaces avec les miroirs

Miroir M3, points : $P1_{M3}; P2_{M3}; P3_{M3}$

Miroir M4, points : $P1_{M4}; P2_{M4}; P3_{M4}$

Miroir M5, points : $P1_{M5}; P2_{M5}; P3_{M5}$



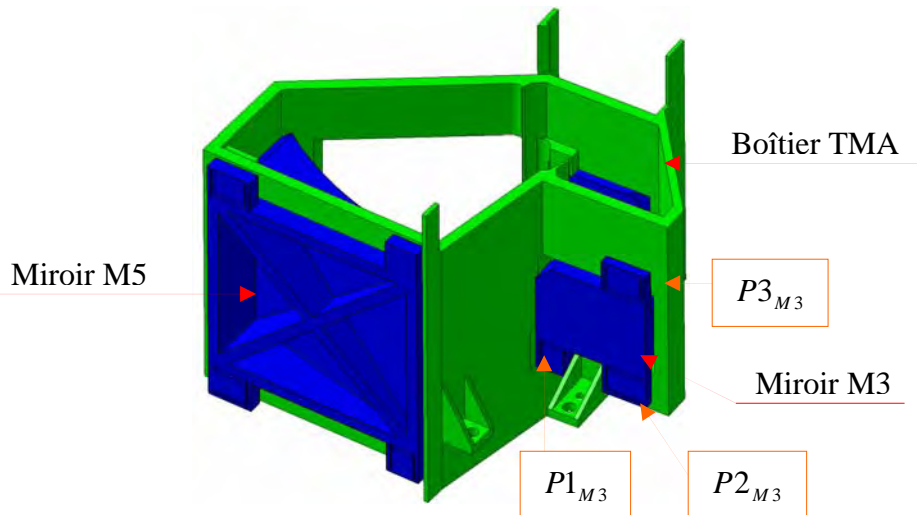


Figure 8-1 : Géométrie du sous-ensemble boîtier TMA

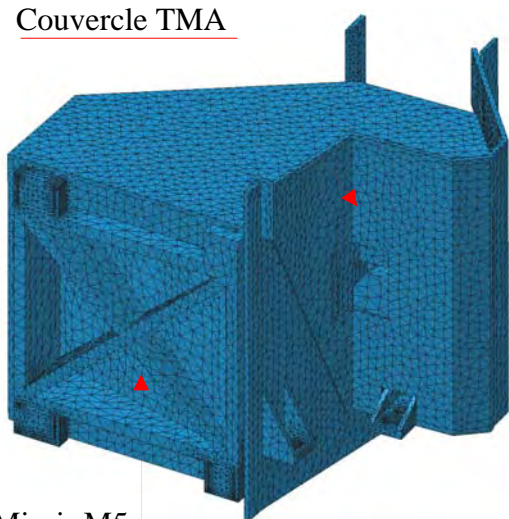
8-4-2 : Maillage de l'ensemble boîtier ETM

Les caractéristiques du maillage du sous-ensemble TMA est donné dans le tableau ci-dessous ainsi que sa modélisation (voir figure 8-2). Nous pouvons visualiser le miroir M3 en cachant le couvercle du boîtier (voir figure 8-3).

En masquant les miroirs ainsi que le couvercle nous pouvons visualiser les interfaces miroirs/boîtier (voir figure 8-4).

Nombre de noeud	58265
Nombre d'éléments	146322
Nombre de D.D.L	174795
Tétraèdre TE4	133284 soit (91.09%)
Tétraèdre TE10	11141 soit (7.61%)
Liaison solide-solide	1897 soit (1.30%)
Masse (Kg)	3.6

Couvercle TMA



Miroir M5

Miroir M4

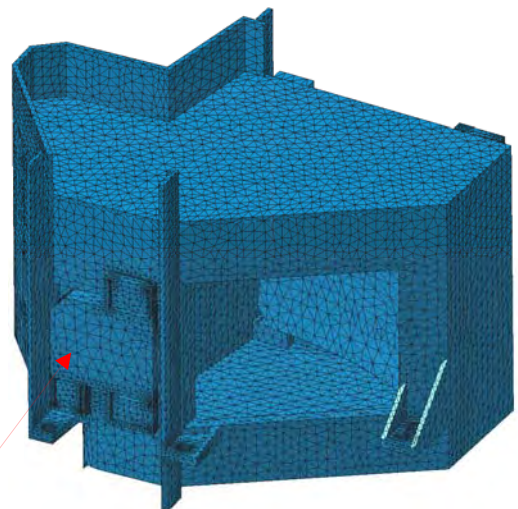


Figure 8-2 : Visualisation complète du maillage boîtier TMA

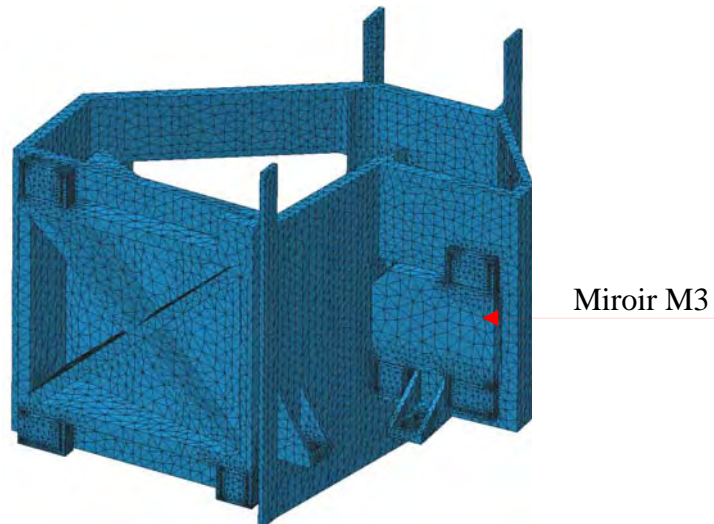


Figure 8-3 : Visualisation du miroir M3 (cache du couvercle TMA)

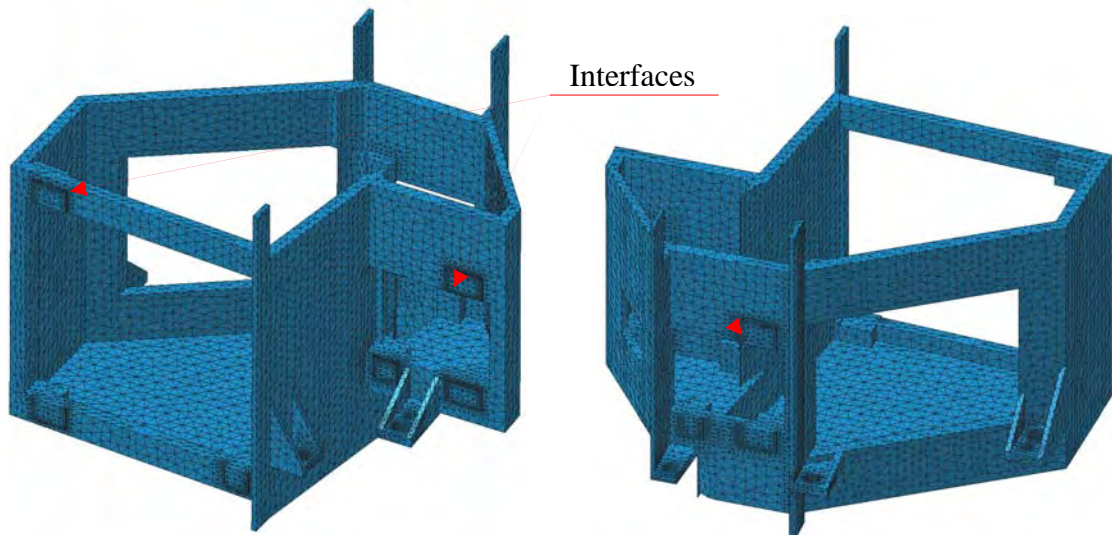


Figure 8-4 : Visualisation des interfaces avec les miroirs

8-4-3 : Conditions limites

Sur la figure 8-5, les conditions limites appliquées sur les interfaces référencées de A1 à A5 sont :

Sur A1

- Trous de vis : $u_x = u_y = u_z = 0$
- Contour du lamage : $u_z = 0$

Sur A2, A3, A5

- Trous de vis : $u_x = u_y = u_z = 0$

Sur A4

- Trous de vis : $u_x = u_y = u_z = 0$
- Trous du pion de centrage : $u_x = u_y = u_z = 0$

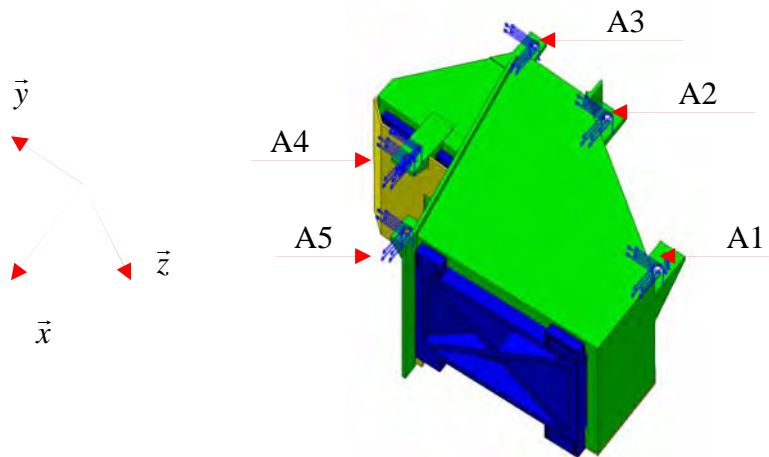


Figure 8-5 : Conditions limites sur le boîtier TMA

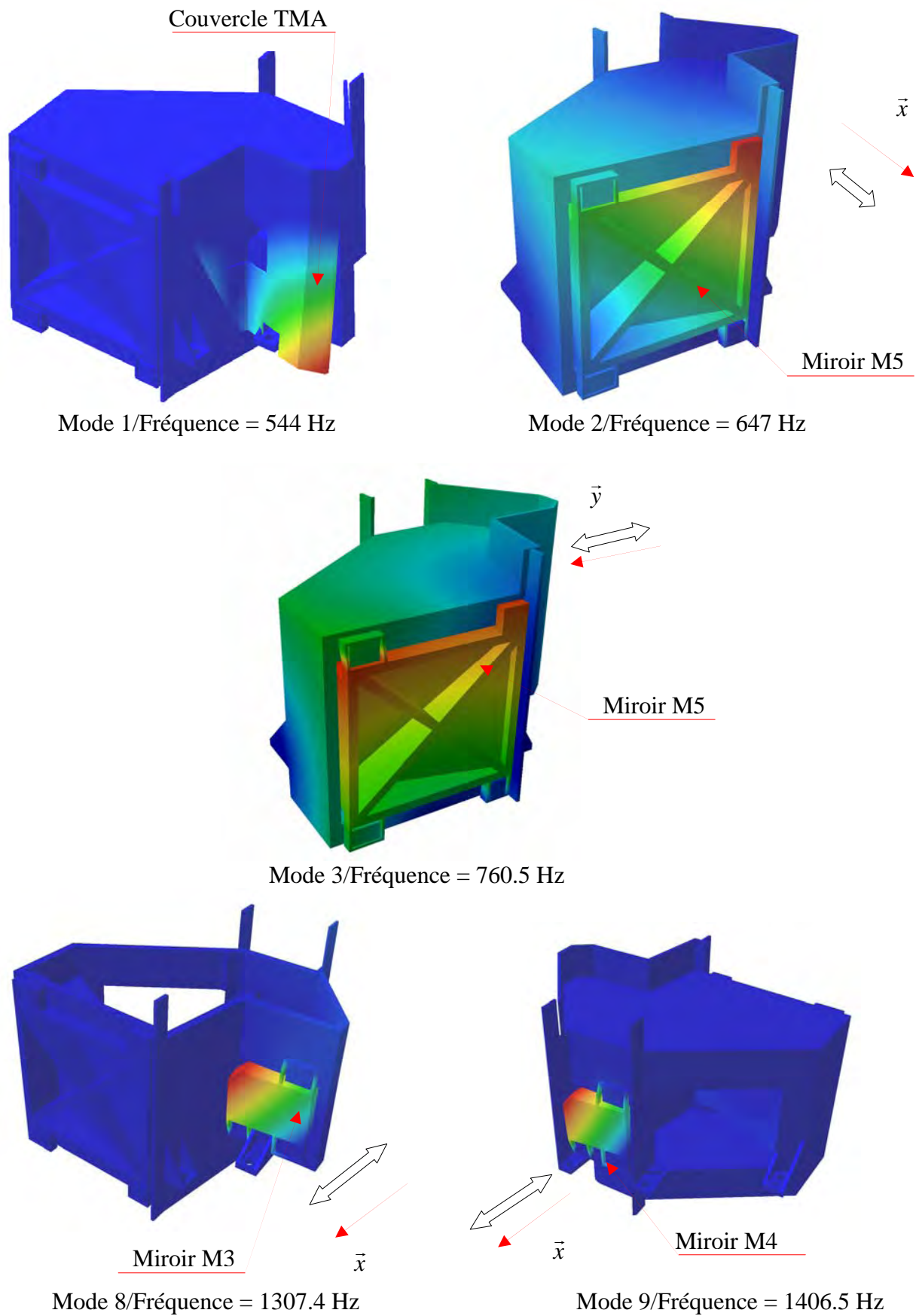
8-4-4 : Résultats de l'analyse modale

Modes	Modèle Volumique		Modèle plaque (Kirchhoff)	
	Fréquences : (Hz)	Localisation	Fréquences : (Hz)	Localisation
1	544	Couvercle	496.5	Couvercle
2	647	Miroir M5		
3	760.5	Miroir M5		
4	879.1	Couvercle		
5	931.2	Couvercle		
6	1071.3	Boîtier		
7	1260	Couvercle		
8	1307.4	Miroir M3		
9	1406.5	Miroir M4		
10	1466	Miroir M5		

On remarque que les fréquences de vibrations sur ces miroirs M3, M4 et M5 sont comparables aux résultats obtenus dans le chapitre 5. On peut comparer ces résultats dans le tableau suivant.

Fréquences :(Hz)	Etude individuelle	Etude avec boîtier
Miroir M3	1360.5	1307
Miroir M4	1437	1406.5
Miroir M5	746.2	647-760

La modélisation du couvercle TMA avec des éléments TE10 dans ce chapitre et des éléments TR3 de Kirchhoff dans l'annexe 2, indique un écart des fréquences de 47.5 Hz. Cette variation provient essentiellement des conditions limites appliquées sur le couvercle. En effet dans le modèle volumique, pour des raisons de simplifications, nous n'avons pas modélisé les trous de fixations. Dans le modèle de Kirchhoff, si on supprime les trous de fixations et que l'on impose un encastrement ($U_x = U_y = U_z = \theta_x = \theta_y = \theta_z = 0$) sur le contour de la ligne L1 (voir figure conditions limites en annexe 2), on obtient cette fois une fréquence de vibration qui est 528 Hz, de ce fait l'écart des fréquences est de 16 Hz.



Figures 8-6 : Visualisation des modes sur le boîtier TMA

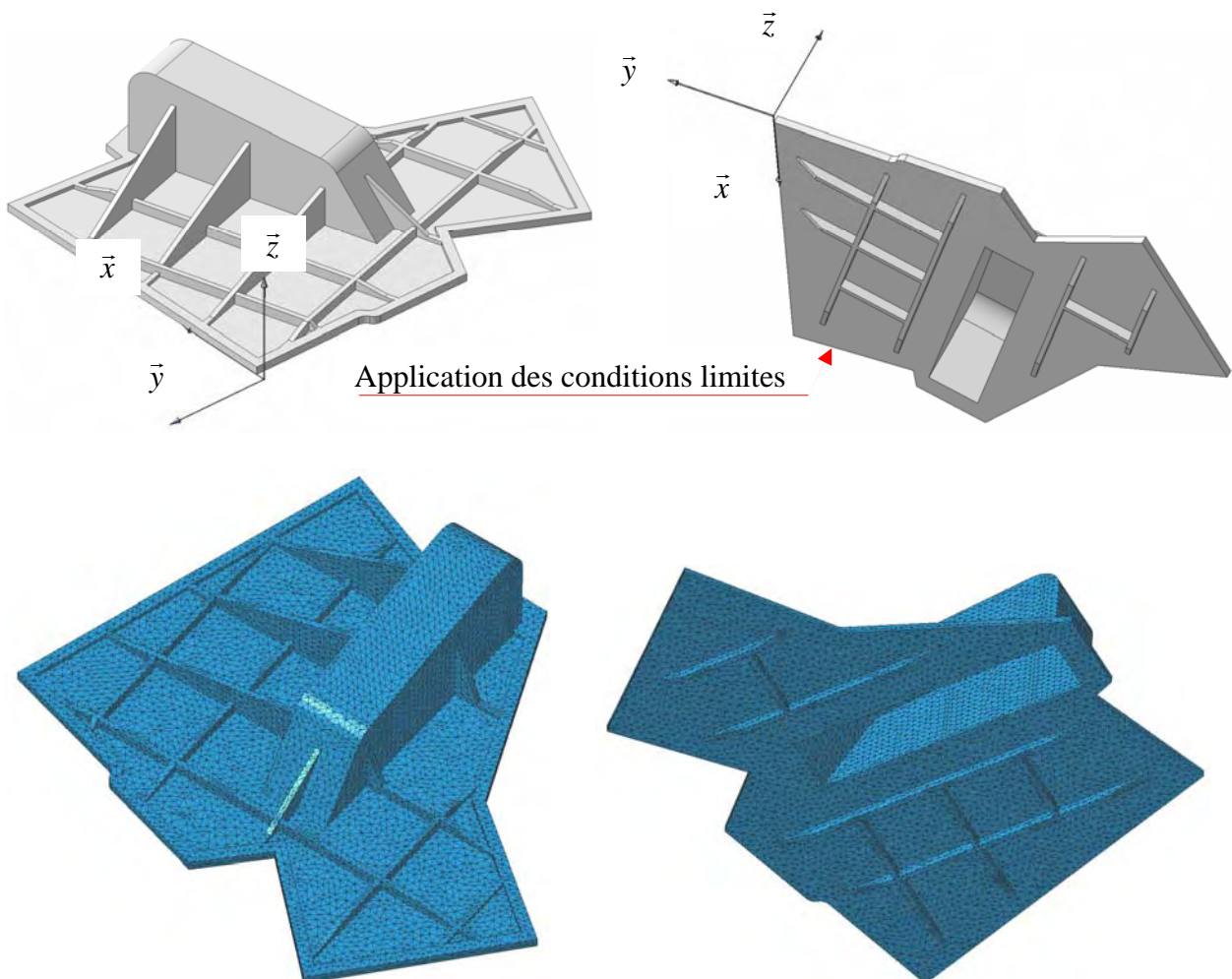
8-5 : Analyse modale du couvercle ETM

La géométrie du couvercle fait référence au plan situé en annexe 1

8-5-1 : Maillage et conditions limites

Le couvercle est en aluminium 6061 dont les caractéristiques sont indiquées en chapitre 3. Nous imposerons les conditions limites sur le contour du couvercle celles-ci deviennent : $U_x = U_y = U_z = 0$ (Voir figure 8-7). Nous utiliserons des éléments TE10 compte tenu des épaisseurs de la structure (5 mm). Les caractéristiques du maillage sont :

Nb. Noeuds	97539
Nb. Eléments	51268
Masse (Kg)	2.67



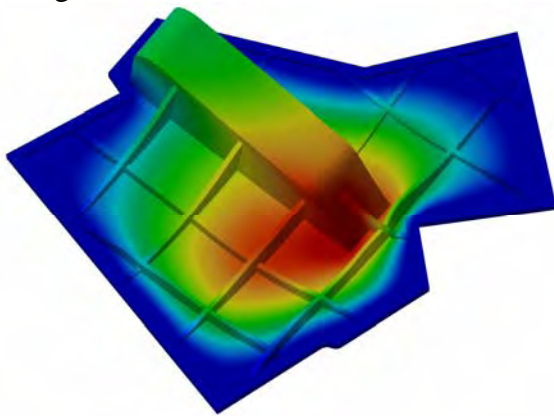
Figures 8-7 : Géométrie et maillage du couvercle ETM

8-5-2 : Résultats de l'analyse modale

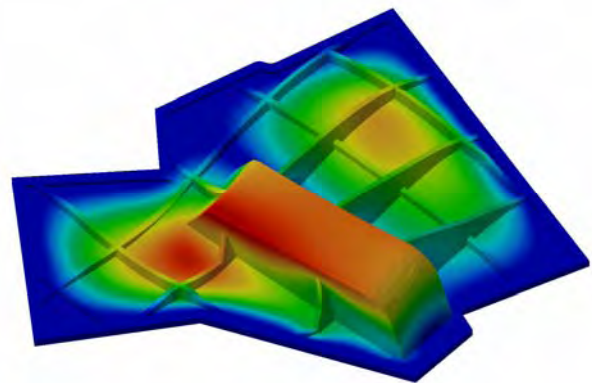
Bien que les quatre premières fréquences de vibrations n'excitent pas la totalité de la masse, nous nous limiterons aux fréquences comprises entre 0 et 2000 Hz.

Participation modale							
Mode	Fréquence (Hz)	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	954	1.27	0	55.66	39.37	31.6	0.49
2	1396	0.1	8.05	0.25	13.54	0.45	4.21
3	1942	0.31	1.99	0.09	0.06	3.12	0.87
4	2009	0.02	0.87	3.28	7.21	0.34	0.84
	Total	1.7 %	10.91 %	59.28 %	60.18 %	35.51 %	6.41 %

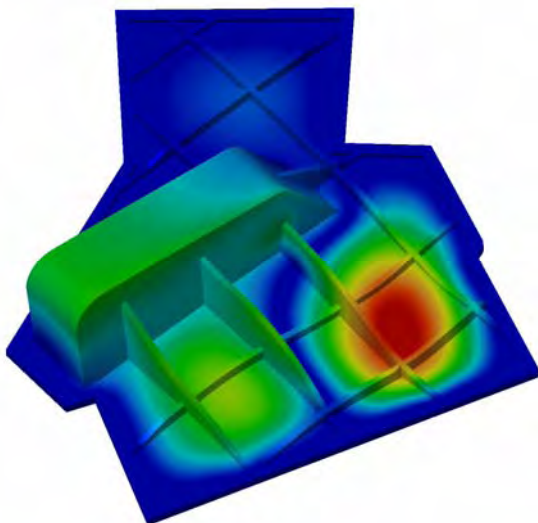
Pour avoir une participation totale de la masse, il faudrait examiner les 15 premiers modes. Cela n'est pas utile compte tenu du niveau élevé des fréquences de vibrations. On remarque que sur le premier mode on obtient une bonne participation de la masse soit respectivement 55% et 39% pour un battement selon \vec{z} et une rotation autour de \vec{x} . L'ensemble de ses modes est représenté en figures 8-8.



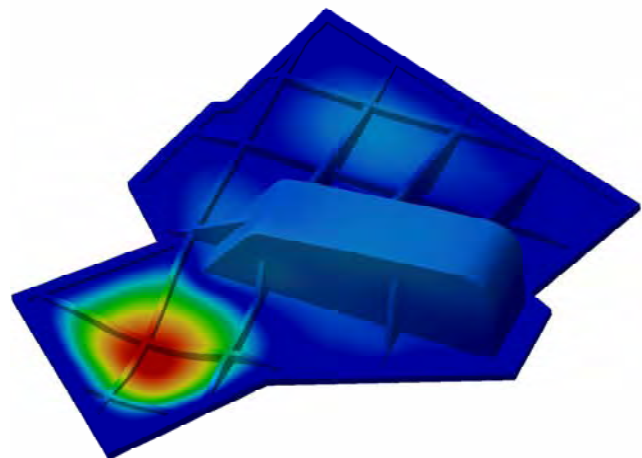
Mode 1/Fréquence = 953.95 Hz



Mode 2/Fréquence = 1396 Hz



Mode 3/Fréquence = 1942.4 Hz



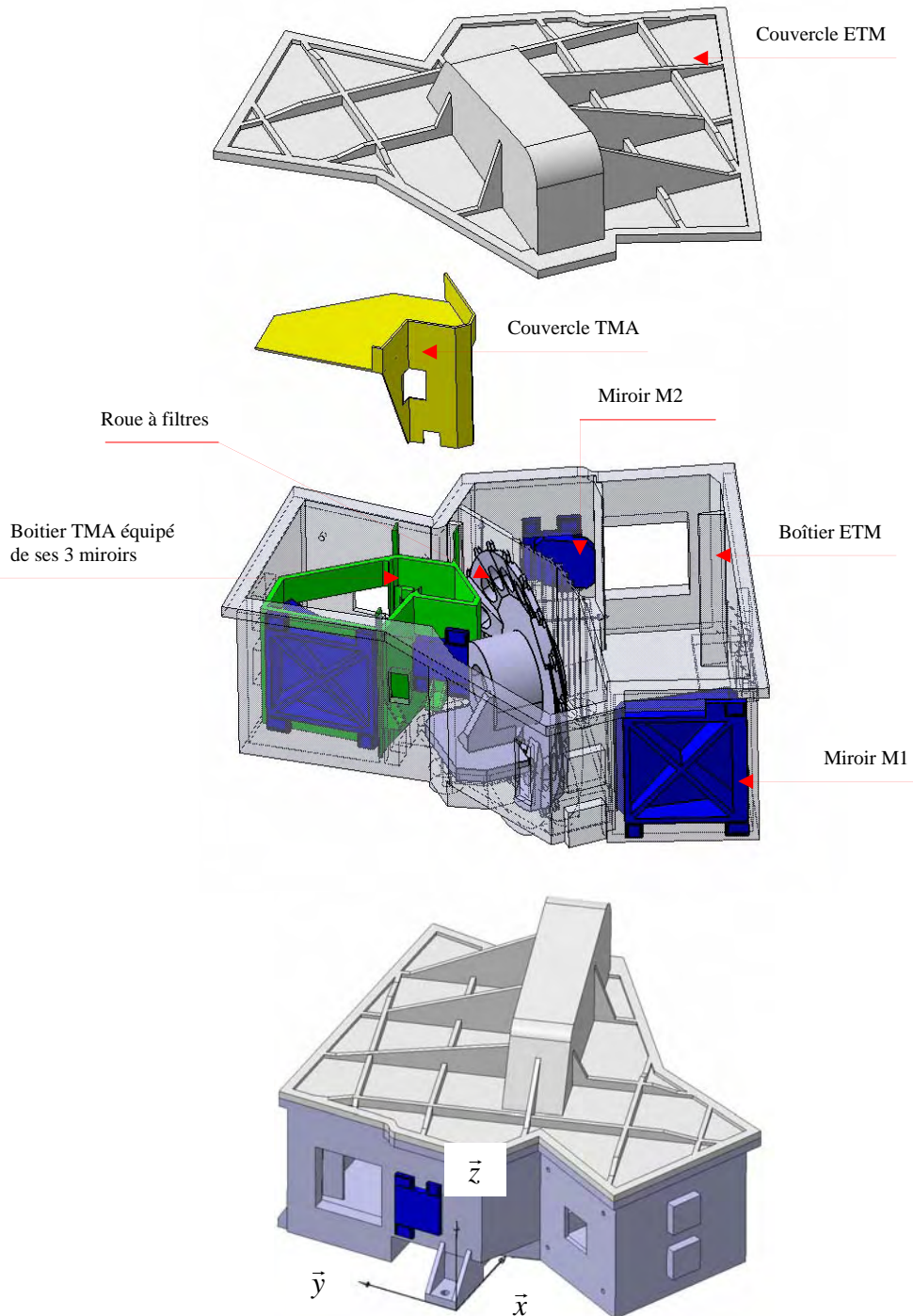
Mode 4/Fréquence = 2009.4 Hz

Figures 8-8 : Visualisation des modes sur le couvercle ETM

8-6 : Analyse modale de l'imageur

Dans cette partie, nous intégrerons les principaux composants de l'imageur pour déterminer les modes de vibrations. Ensuite, nous comparerons les résultats obtenus avec les analyses détaillées précédemment.

8-6-1 : Géométrie



Figures 8-9 : Géométrie de l'imageur

8-6-2: Conditions limites

Comme pour le prototype imageur STM étudié dans le chapitre 4, nous imposerons les mêmes conditions limites soit :

sur A1 :

- Plan d'interface avec le Deck : $u_z = 0$
- Trou de passage de vis : $u_x = u_y = 0$
- Pion de positionnement : $u_x = u_y = 0$

sur A2 :

- Plan d'interface avec le Deck : $u_z = 0$
- Pion de positionnement : $u_x = u_y = 0$

sur A3, A4, A5 et A6 :

- Plan d'interface avec le Deck : $u_z = 0$
- Trous de passage de vis : $u_x = u_y = 0$

Les conditions limites sont représentée en figure 8-10.

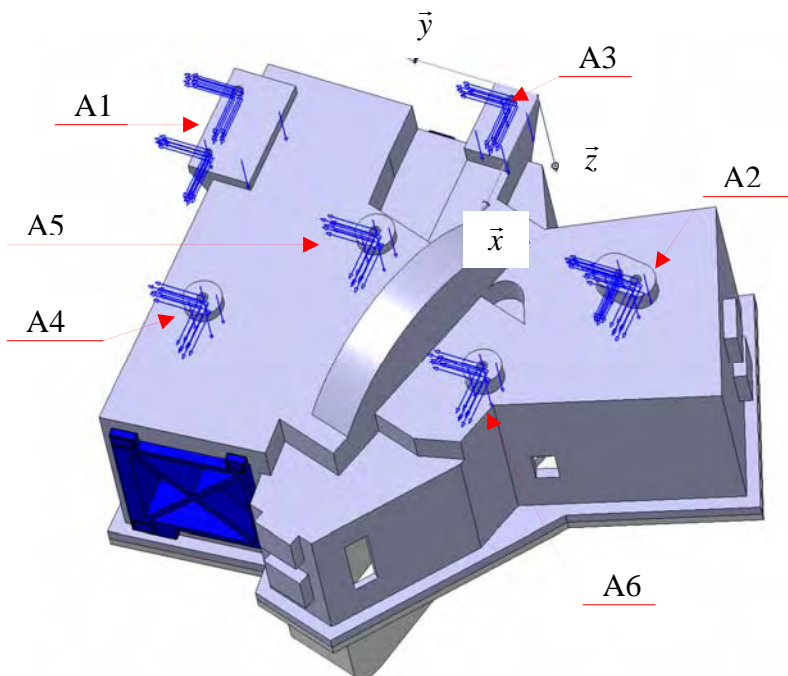


Figure 8-10 : Conditions limites sur le boîtier de l'imageur

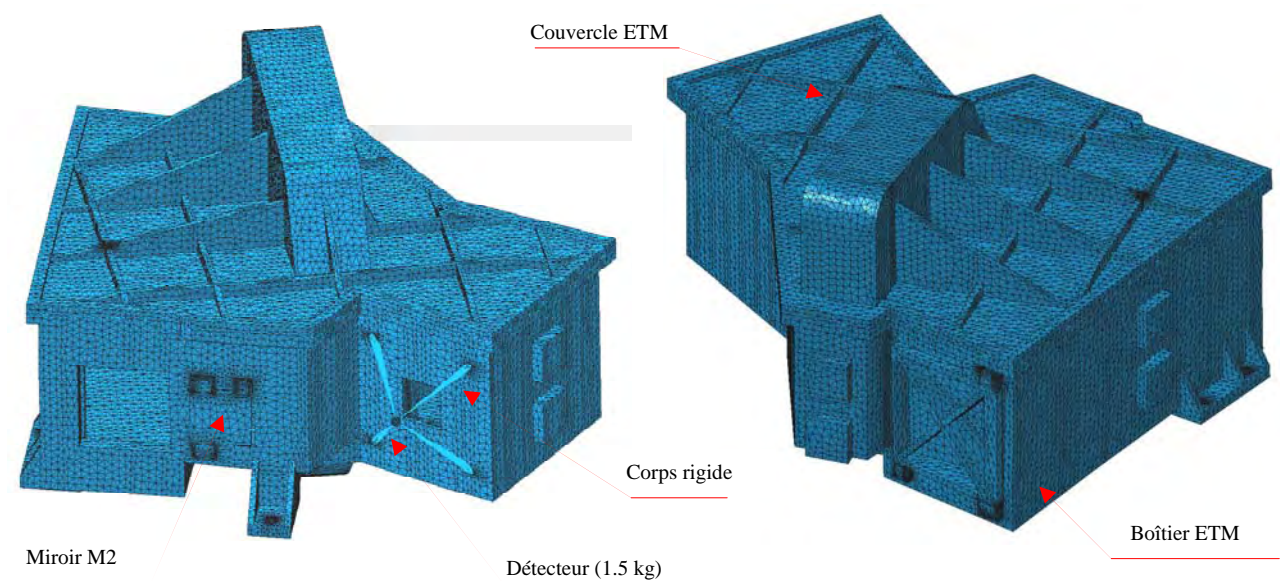
8-6-3: Maillage

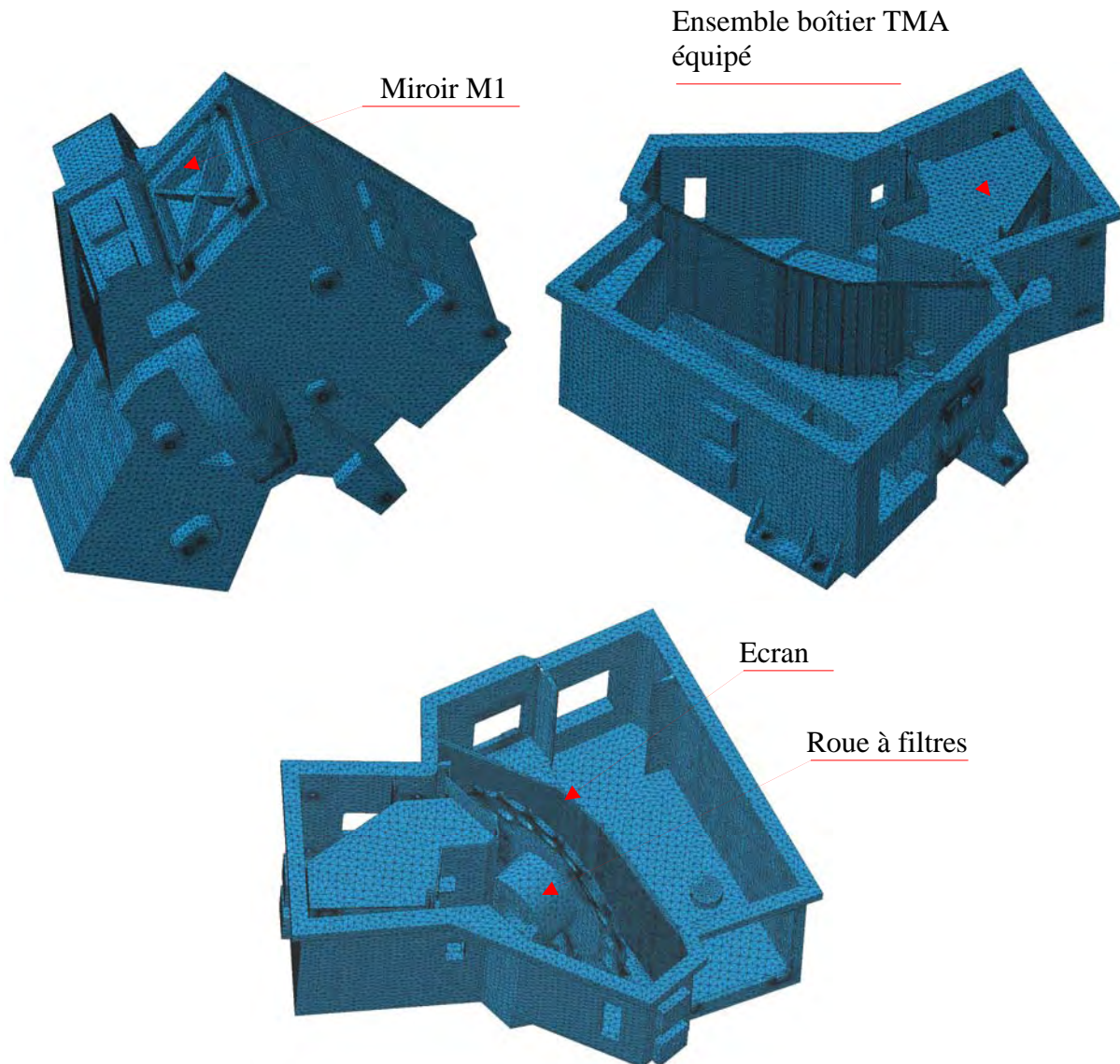
L'ensemble de l'imageur est maillé avec des éléments TE4 (comportement linéaire). Afin de respecter le comportement des différents composants étudiés préalablement, nous avons augmenté la densité du maillage. Seul le couvercle du boîtier TMA est maillé avec des éléments TE10 (comportement quadratique). Le détecteur est représenté par une masse équivalente appliquée sur le nœud maître relié par 4 corps rigides avec le boîtier ETM. Le nœud maître du corps rigide est appliqué au centre de gravité du détecteur. Pour l'étude thermomécanique qui sera faite par la suite, et afin d'avoir une représentation correcte des contraintes, nous avons raffiné le maillage sur les zones d'applications des conditions limites, mais surtout aux interfaces reliant les différents composants.

L'analyse modale de la roue à filtres développée dans le chapitre 7 a mis en évidence que la modélisation des portes diaphragmes ainsi que les portes filtres n'était pas nécessaire du fait de leurs faibles masses. Celles-ci faisant très peu varier les fréquences de vibrations. Afin de simplifier la modélisation des composants de l'imageur, nous ne modéliserons pas les portes filtres et portes diaphragmes ainsi que leurs composants. En revanche, nous avons modélisé la roue avec son support moteur en respectant sa masse ainsi que la position de son centre de gravité. Les caractéristiques du maillage sont données dans le tableau ci-dessous.

Nombre de noeuds	111369
Nombre d'éléments TE4	383318 (98.34 %)
Nombre d'éléments TE10	4580 (1.17 %)
Nombre de corps rigides	4
Nombre de relations cinématiques	7383
Masse totale : (Kg)	16.58
Masse du détecteur : (Kg)	1.5

Nous pouvons visualiser le maillage en figures 8-11 ci-dessous.



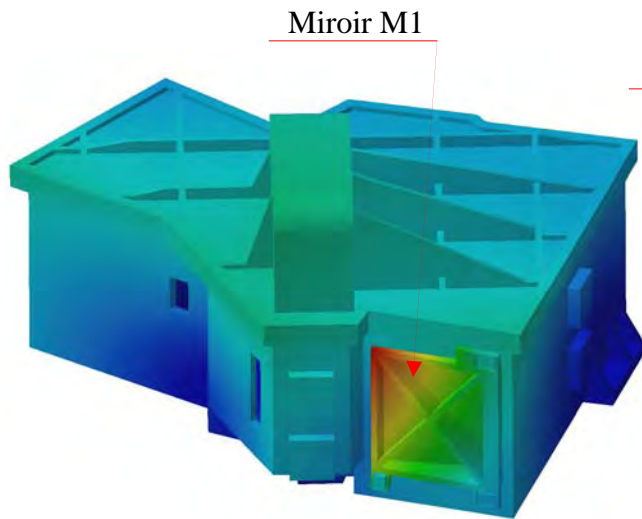


Figures 8-11 : Maillage de l'imageur

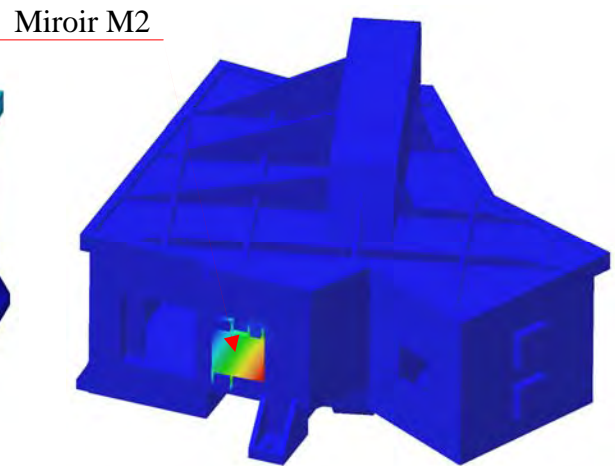
8-6-4 : Résultats de l'analyse modale

Le tableau ci-dessous nous indique les fréquences de vibration les plus basses qui excitent chaque organes de l'imageur. Dans cette analyse modale nous nous sommes limités aux fréquences inférieures à 2000 Hz, donnant ainsi 24 modes de vibrations excitant 82% de la masse de l'imageur.

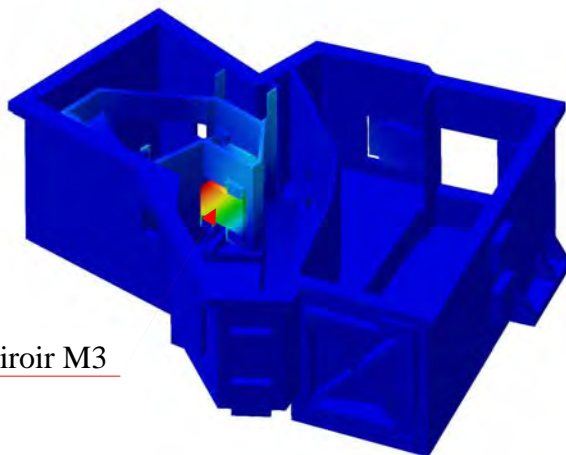
Mode	Fréquences Hz	Fréquences (Hz) Calculs précédents	Localisation	Δ Fréquences (Hz)
1	505	464	Roue à filtres	41
2	564	544 / 496	Couvercle du boîtier TMA	20
3	615	746.2 / 647	Miroir M5	130
4	668.76	714	Miroir M1	46
7	947	954	Couvercle du boîtier ETM	7
11	1083.5		Ecran du boîtier ETM	
13	1285.2	1225.9	Miroir M2	60
14	1290.3	1360.5 / 1307.5	Miroir M3	70
15	1360.9	1437 / 1406.5	Miroir M4	77



Mode 4/Fréquence 668.76 Hz sur M1

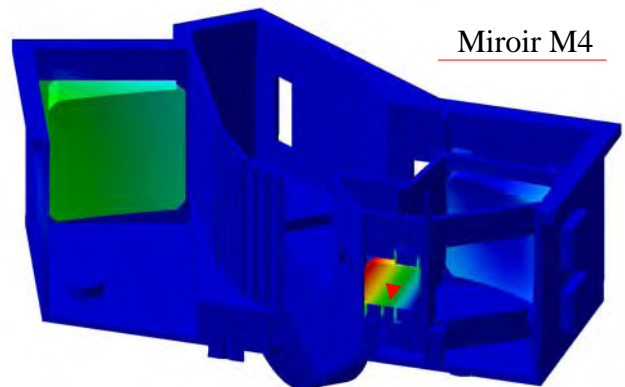


Mode 13/Fréquence 1285.2 Hz sur M2



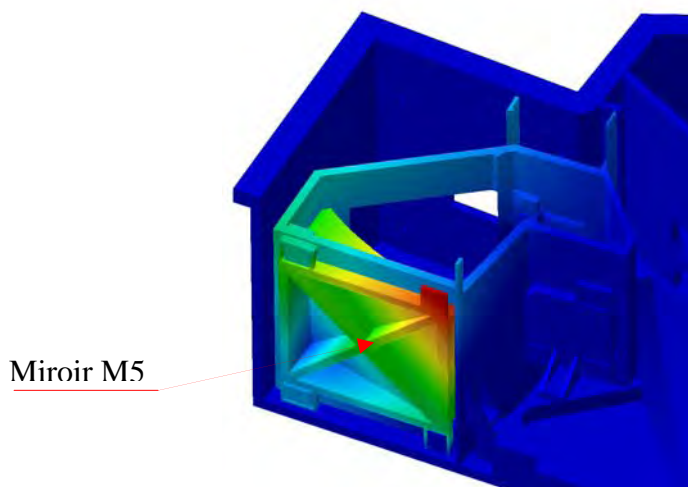
Miroir M3

Mode 14/Fréquence 1290.53 Hz sur M3



Miroir M4

Mode 15/Fréquence 1360.9 Hz sur M4

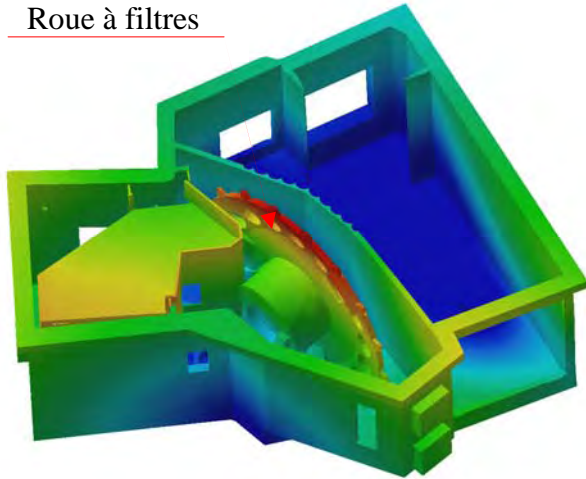


Miroir M5

Mode 3/Fréquence 615 Hz sur M5

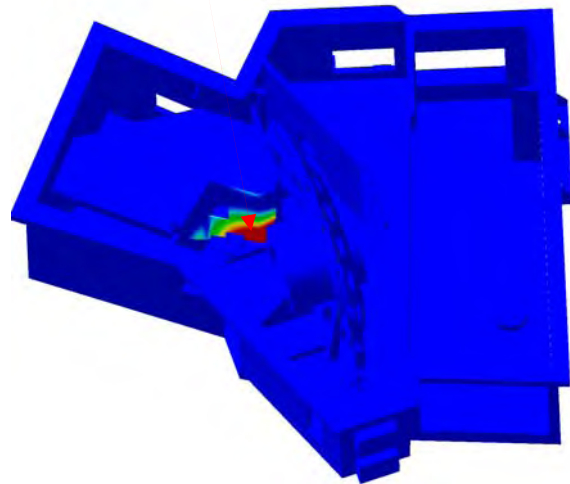
Figures 8-12 : Modes de vibrations sur les miroirs dans l'imageur

Roue à filtres



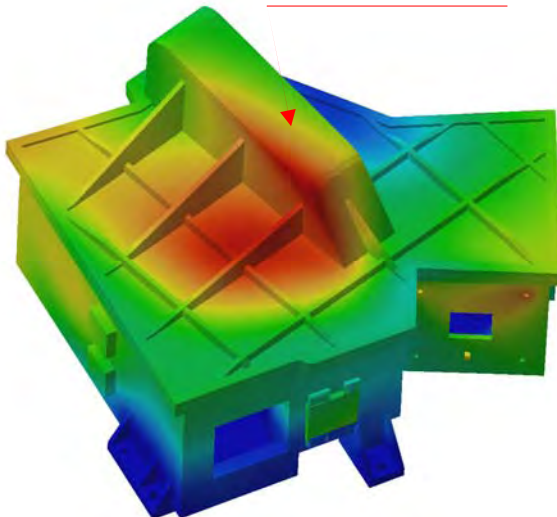
Mode 1/Fréquence : 505 Hz

Couvercle TMA



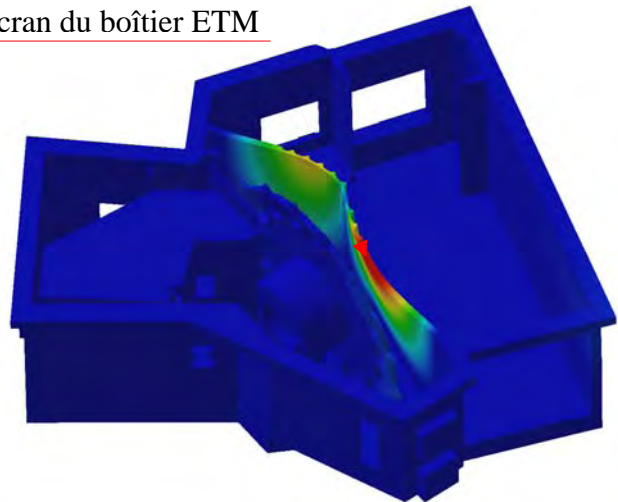
Mode 2/Fréquence : 564 Hz

Couvercle ETM



Mode 7/Fréquence : 947 Hz

Ecran du boîtier ETM



Mode 11/ Fréquence : 1083.5 Hz

Figures 8-13: Modes de vibrations sur les boîtiers et la roue

8-6-5: Conclusion

Cette analyse modale révèle pour l'ensemble des composants, les mêmes modes de vibrations obtenus précédemment. Certes, on observe un léger décalage des fréquences, mais cela est dû en partie à la nature du maillage qui est moins raffiné au niveau des interfaces. Mais cet écart est aussi dû à l'interaction des composants, en effet, le fait de rajouter une masse sur une structure peut faire baisser sa fréquence.

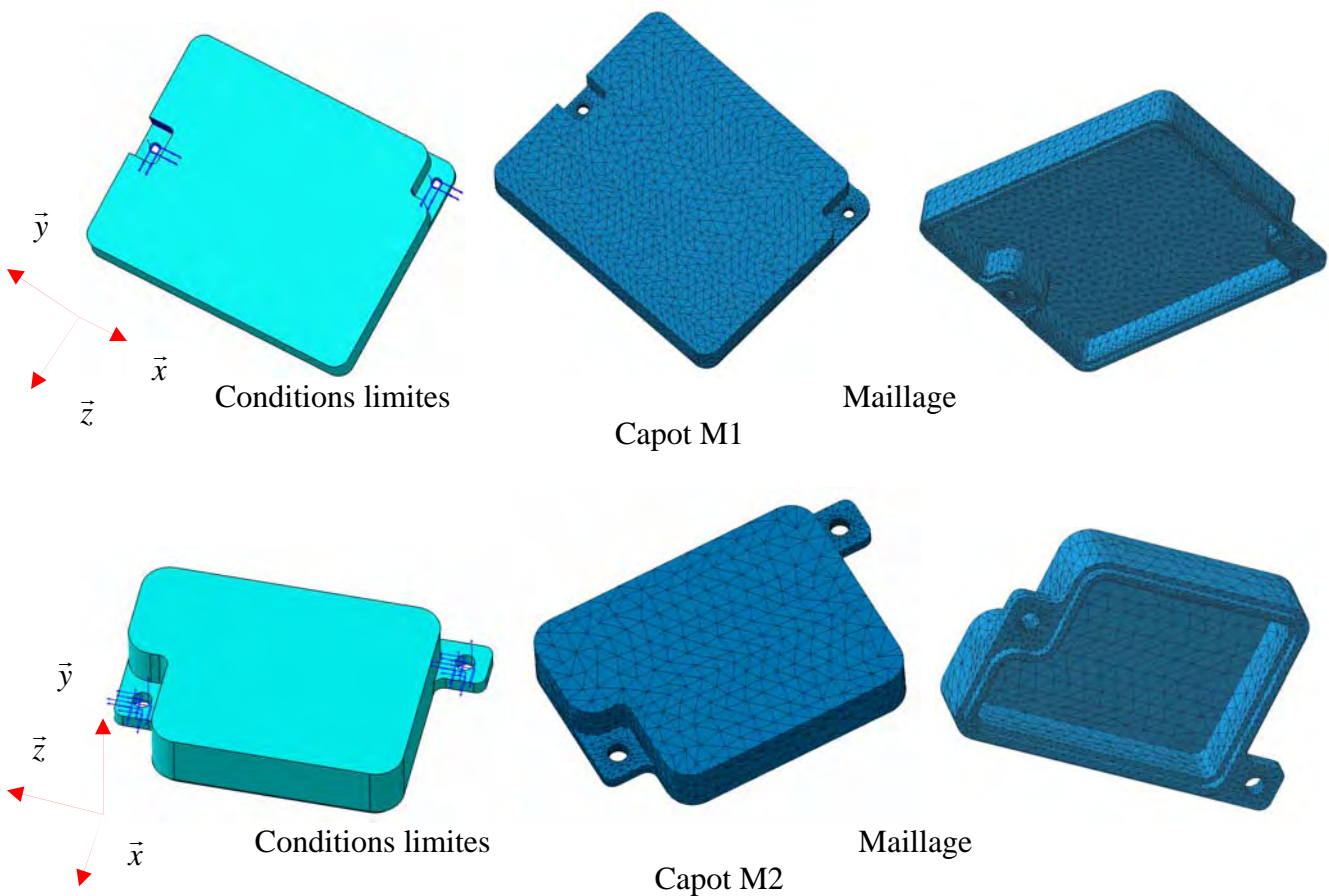
8-7 : Analyse modale des capots M1 et M2

8-7-1 : Contexte

Afin de compléter notre analyse modale, nous examinerons les fréquences de vibrations des capots de protection sur les miroirs M1 et M2. Nous nous intéresserons aux fréquences comprises entre 0 et 2000 Hz. Ceux-ci sont réalisés en aluminium 6061 comme pour les boîtiers. Les capots sont en contact sur le boîtier TMA et maintenus fixés par deux vis au niveau des pattes de fixations. Nous ne modéliserons pas les conditions de contacts entre les capots et le boîtier ETM.

8-7-2 : Conditions limites et maillage

Nous appliquerons les conditions limites sur les trous de passage de vis, soit : $U_x = U_y = U_z = 0$



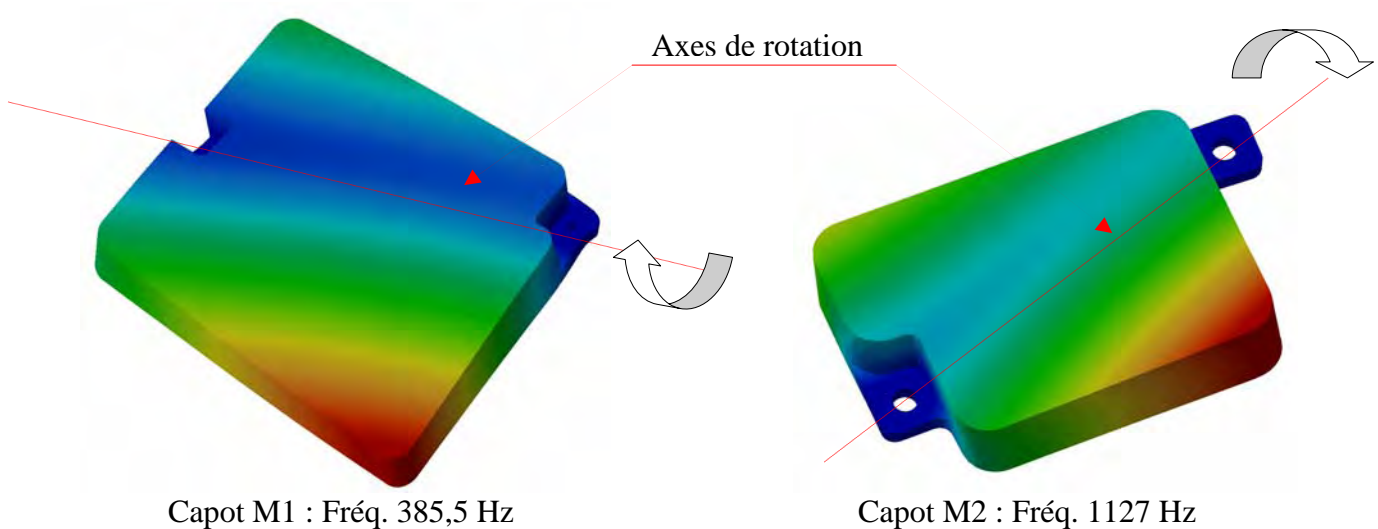
Figures 8-14: Conditions limites et maillage sur les capots M1 et M2

Nous avons utilisé des éléments TE10 pour le maillage des deux capots, ceux-ci ont les caractéristiques suivantes :

	Capot M1	Capot M2
Nombre de noeuds	86077	17907
Nombre d'éléments TE10	51021	9896
Masse (Kg)	0.303	0.108

8-7-3 : Résultat de l'analyse modale

Numéro de mode	Fréquence Hz	
	Capot M1	Capot M2
1	385.5	1127
2	1027.6	2987
3	1698.4	4748.4
4	2113.7	5674.7



Figures 8-15: Mode numéro 1 sur les capots M1 et M2

8-7-4 : Conclusion

On relève pour le mode 1 une fréquence de 385 Hz sur le capot M1, celle-ci se rapproche dangereusement de la fréquence de 250 Hz (limite inférieure autorisée).

Comme l'indique la figure 8-15, le premier mode donne un mouvement de flexion du capot autour d'un axe reliant les deux points de fixations.

Sur le capot numéro 2, on observe le même mode mais pour une fréquence de 1127 Hz.

Du fait que les deux capots sont en contact avec le boîtier, les battements devraient être légèrement modifiés, relevant ainsi les fréquences.

8-8 : Analyse thermomécanique transitoire non linéaire de l'imageur

8-8-1 : Contexte

Cette étude nous permet d'analyser en combien de temps on refroidit l'imageur ainsi que ses composants, mais aussi celle-ci permet de visualiser comment se propage le froid à travers l'ensemble de la structure.

Nous déterminerons ainsi les écarts de températures aux points de fixation des miroirs. Cette étude thermomécanique nous permettra de déterminer les déplacements ainsi que les contraintes dans les miroirs. Nous utiliserons pour la résolution le schéma transitoire à deux pas de temps de DUPONT 2.

8-8-2 : Hypothèses

Hypothèse sur la géométrie

Nous considérons que les interfaces reliant les différents composants de l'imageur, sont en contacts parfaits. Pour cela, nous n'imposons donc pas de résistance de contact. Comme on peut le visualiser sur la figure 8-9, nous n'avons pas modéliser les organes de liaisons entre les différents éléments.

Hypothèse sur la mise en froid

Dans cette étude, nous rappelons que nous ne tiendrons pas compte du rayonnement à l'intérieur de l'imageur.

La mise en froid de celui-ci se fait par conduction à travers le Deck et transitera donc par ses interfaces.

N'ayant pas de données sur la propagation du froid à travers le Deck, on fait l'hypothèse que l'on refroidit simultanément les 6 interfaces.

Hypothèse sur le maillage et les déplacements

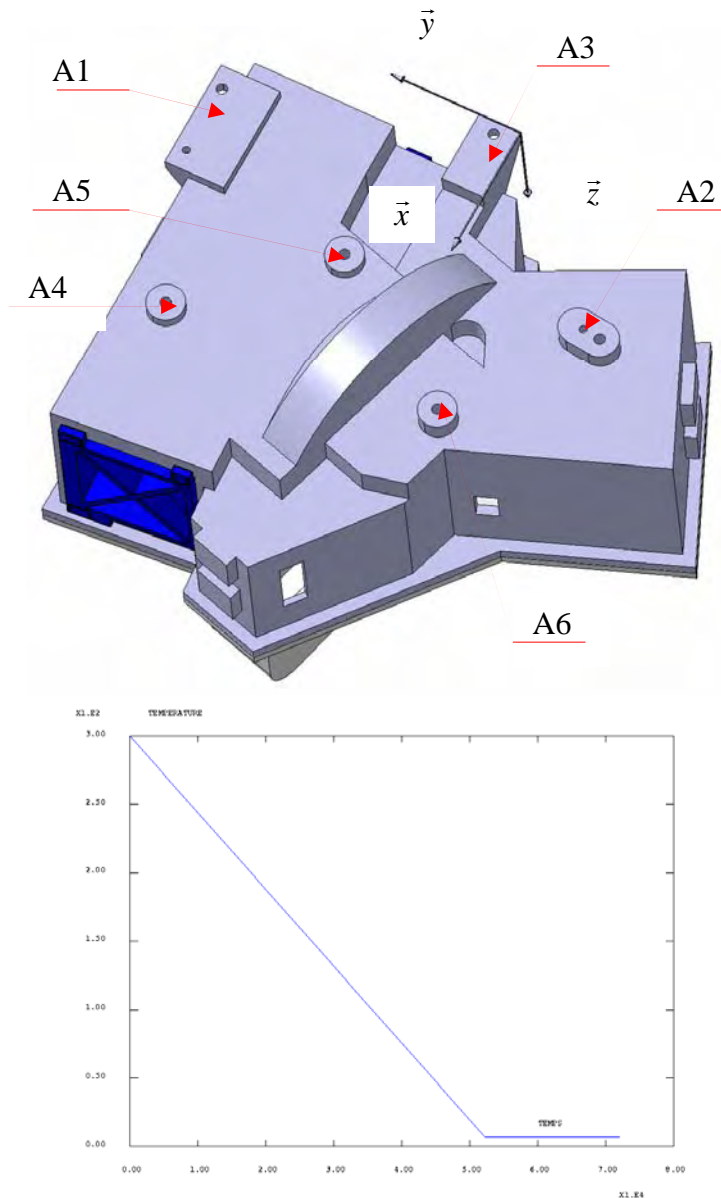
Nous réutilisons le maillage de l'analyse modale. En revanche, nous intéressent qu'aux composants internes à l'imageur, nous n'intégrerons pas la modélisation du détecteur de 1.5 Kg (corps rigides avec masse).

Nous supposons que les interfaces référencées de A1 à A6 se déplacent uniquement dans le plan (\vec{x}, \vec{y}) (voir figure 8-16) sur les conditions limites thermomécaniques.

8-8-3 : Conditions limites

Chargement thermique

La température initiale de la structure est de 300 K. Sur l'interface deck/boîtier ETM référencée de A1 à A6, on impose une descente en température de 20 Kelvin par heure pour atteindre une température de 7 K sur l'ensemble de la structure, (voir figures 8-16).



Figures 8-16: Conditions limites thermomécaniques

Blocage mécanique

Afin de tenir compte du rétreint thermique sur le deck, nous bloquerons sur l'interface A5, les déplacements selon \vec{x} , \vec{y} , \vec{z} . Pour tenir compte de l'hypothèse sur les déplacements, nous bloquerons sur les interfaces A1, A2, A3, A4 et A6, le déplacement selon \vec{z} .

8-8-4 : Résultats, température aux interfaces miroirs/boîtiers

Température (K)	Miroir M1	Miroir M2	Miroir M3	Miroir M4	Miroir M5
t = 3600 s					
Interface P1	284.88	281.815	284.903	284.558	284.636
Interface P2	284.87	282.696	285.088	284.498	285.151
Interface P3	285.8	282.691	285.4	285.289	284.647
t = 52600 s					
Interface P1	7.09	7.037	7.09	7.084	7.085
Interface P2	7.09	7.053	7.094	7.083	7.095
Interface P3	7.1	7.053	7.099	7.097	7.086
t = 54000 s					
Interface P1	7	7	7	7	7
Interface P2	7	7	7	7	7
Interface P3	7	7	7	7	7

La température sur chacune des pattes de fixations des miroirs évolue selon une pente constante est quasi parallèle à l'évolution de la température imposée, (voir la courbe rouge, figure 8-17). On relèvera cependant sur les éléments de fixations du miroir M1 un écart maxi en température de 0.94 K (voir évolution figure 8-23). Sur l'ensemble des miroirs l'écart de température est compris entre $0.5 \leq \Delta T \leq 0.94$. Cet écart maxi est sur un intervalle de temps de $5400 \leq t(s) \leq 21600$. Cet écart de température est relevé entre les interfaces P2 et P3 du miroir M1. Ces interfaces sont référencées sur le figure 8-22.

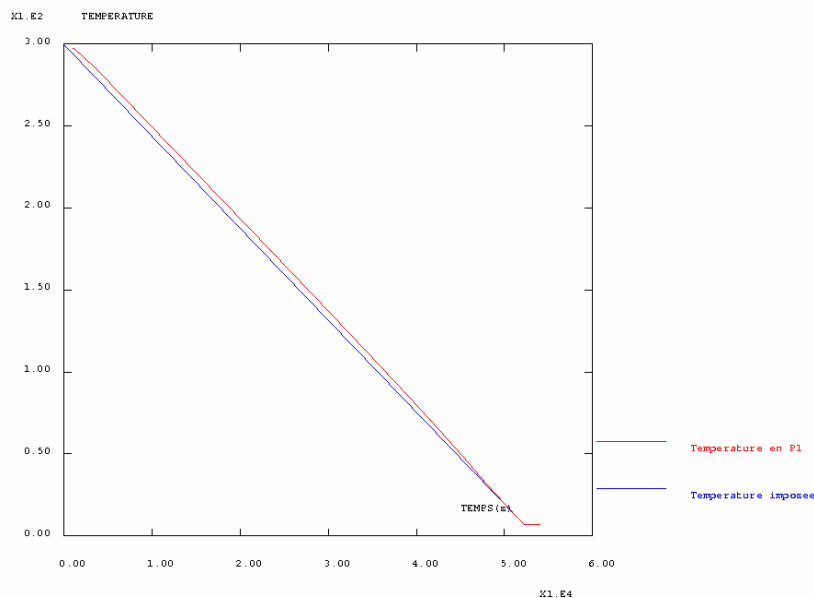
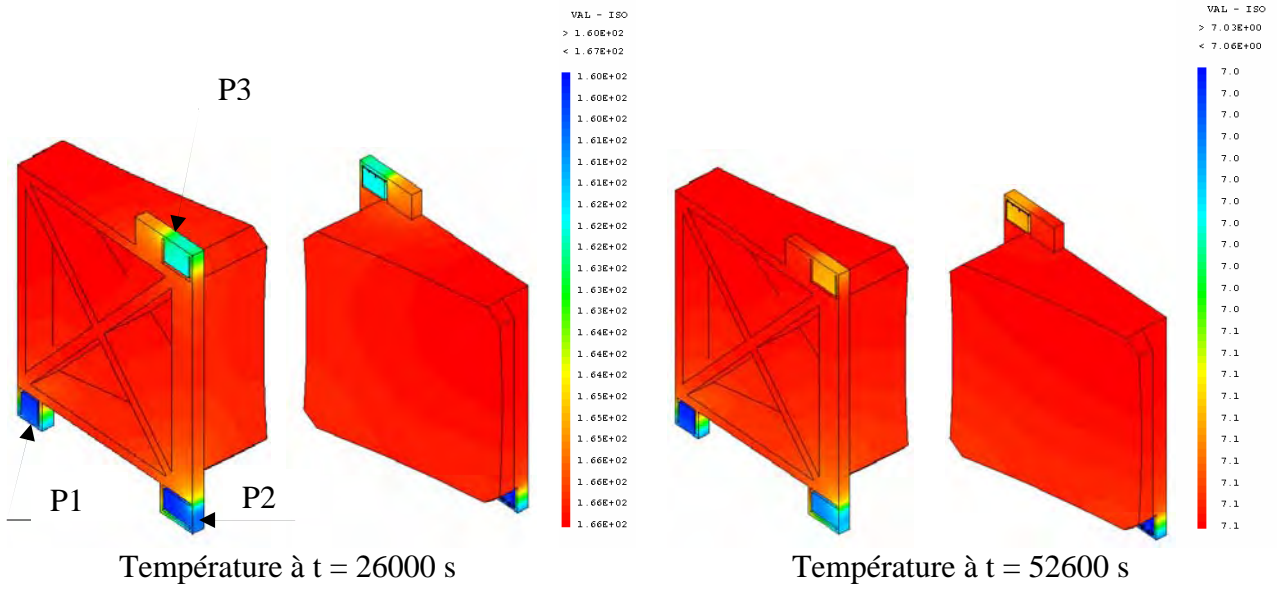


Figure 8-17 : Evolution de la température de l'interface P1 du miroir M1



Figures 8-22: Evolution de la température sur le miroir M1

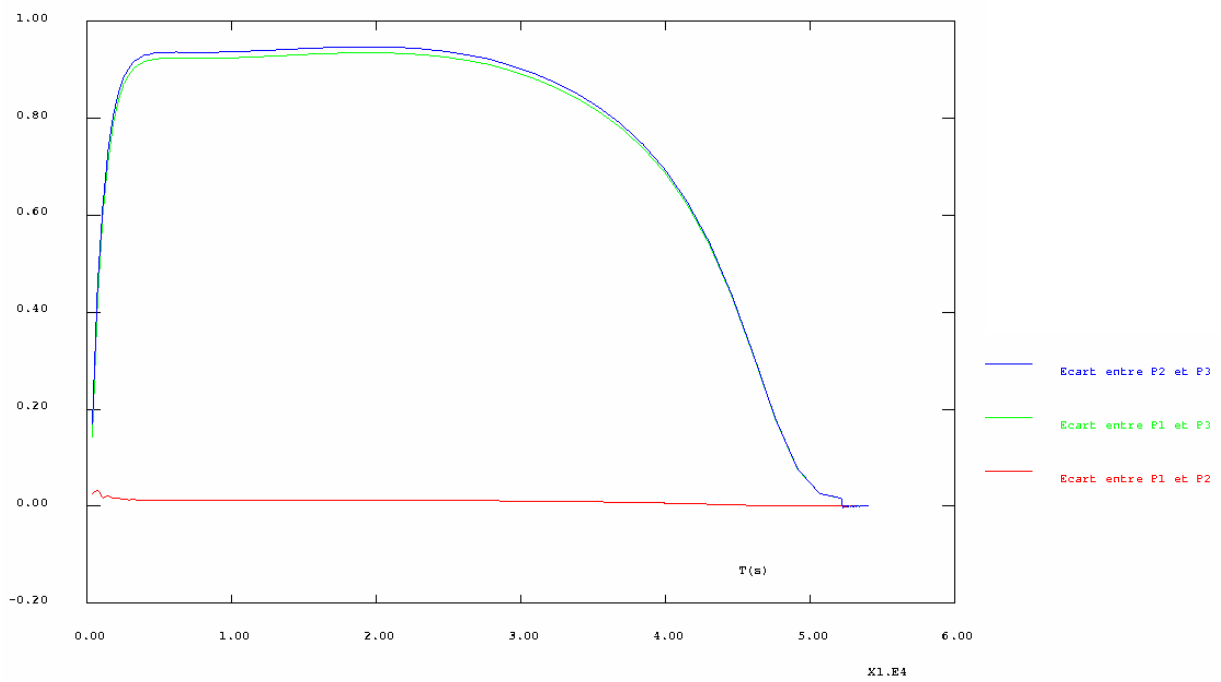
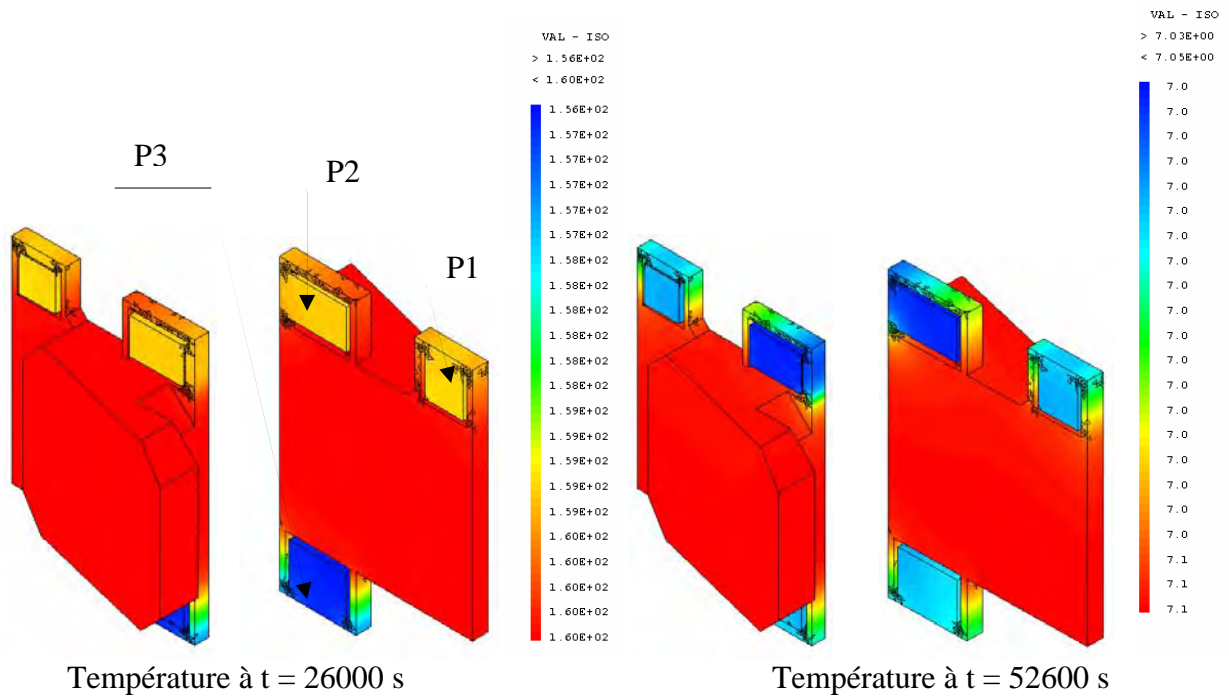


Figure 8-23: Evolution des écarts de température aux interfaces du miroir M1



Figures 8-24: Evolution de la température sur le miroir M2

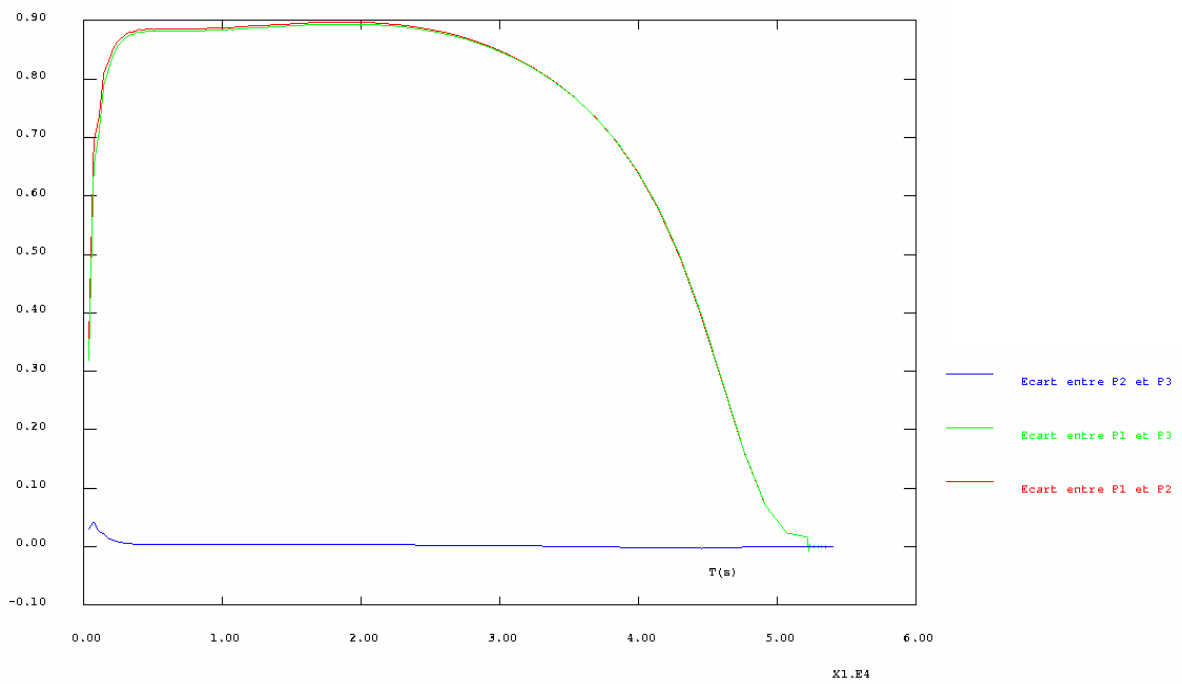
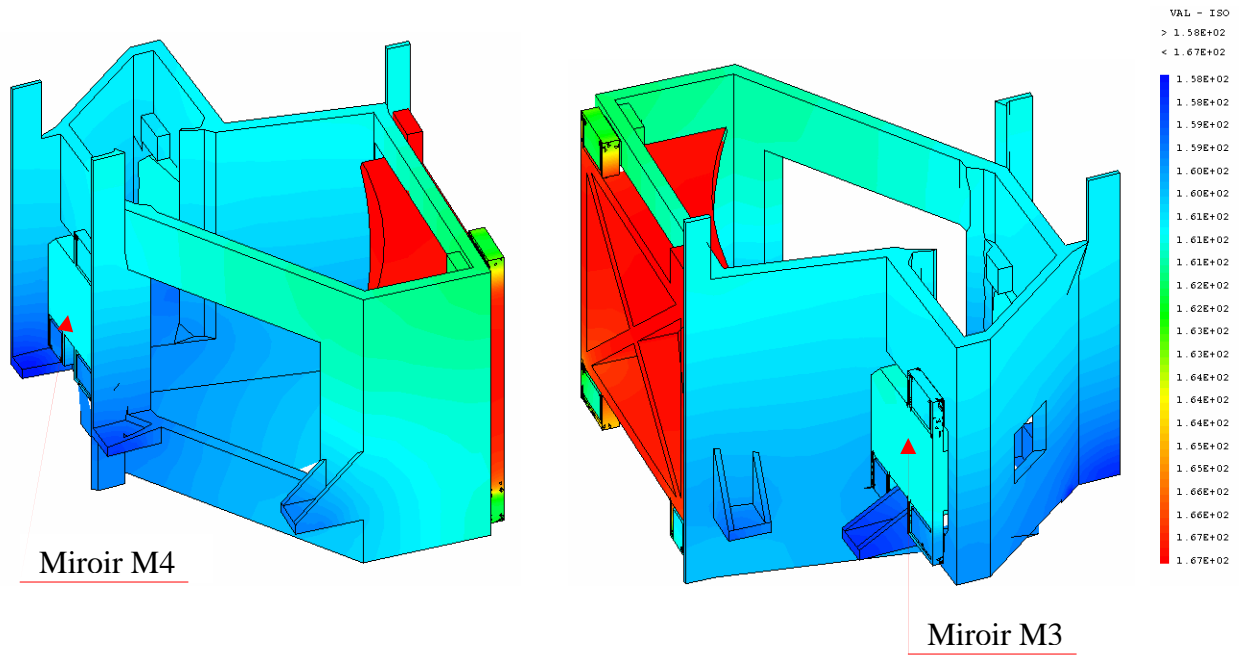
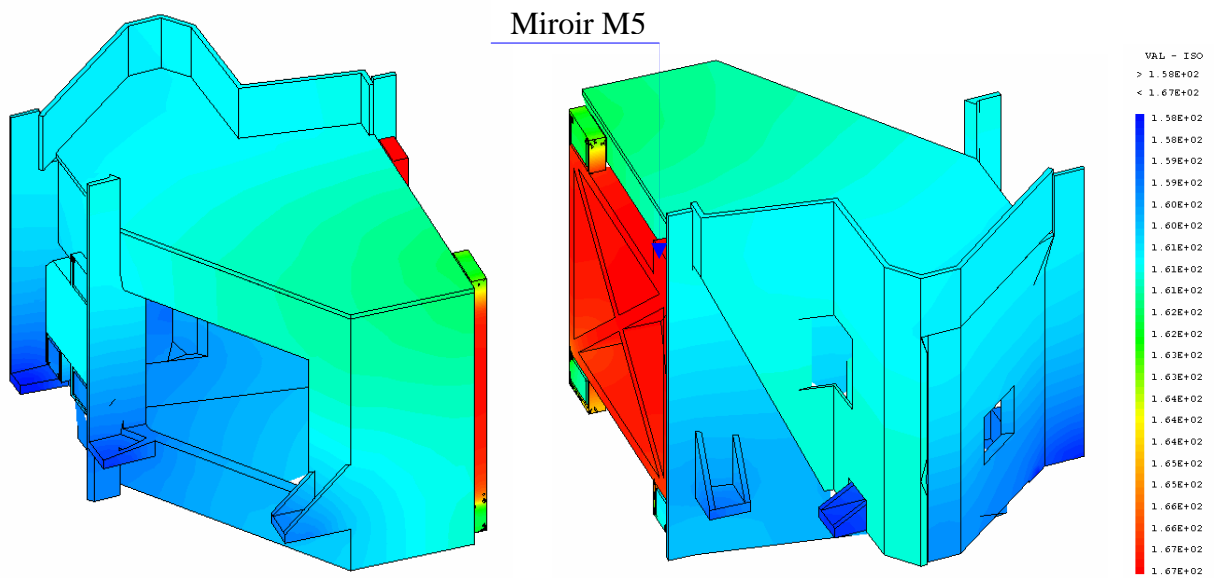


Figure 8-25: Ecart de température aux interfaces du miroir M2



Visualisation du boîtier TMA sans couvercle



Figures 8-26: Température à $t = 26000$ s, boîtier TMA avec couvercle

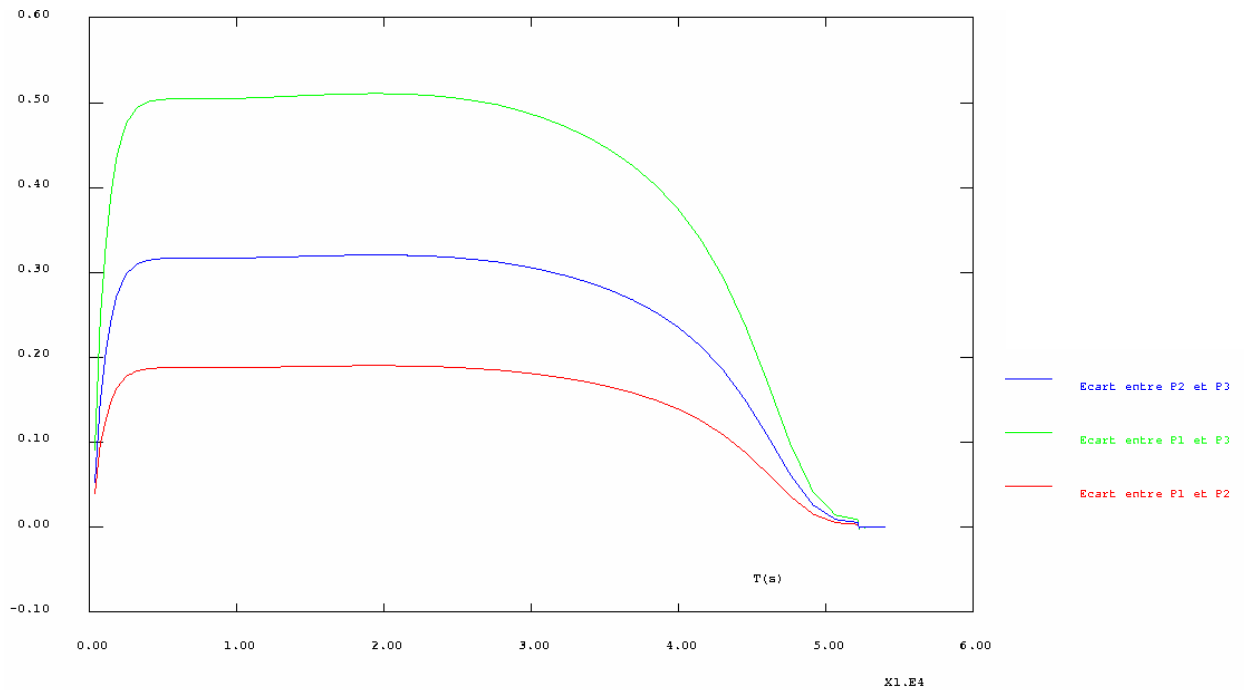


Figure 8-28: Evolution des écarts de température aux interfaces du miroir M3

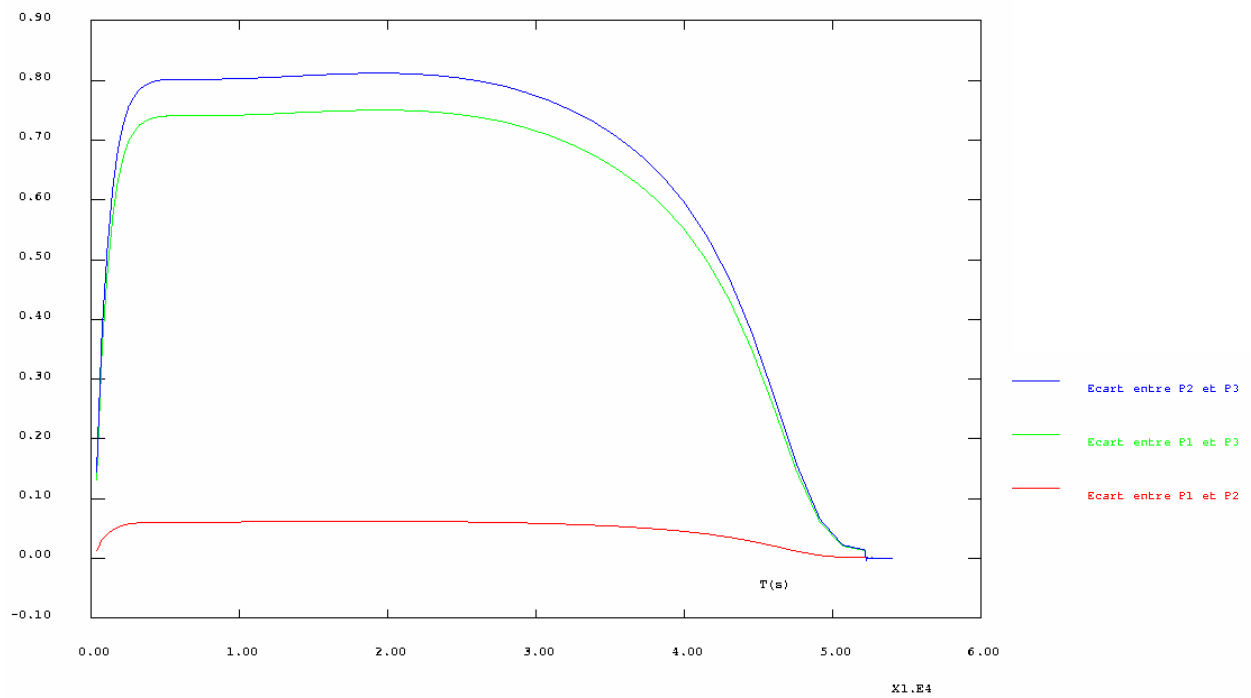


Figure 8-29: Evolution des écarts de température aux interfaces du miroir M4

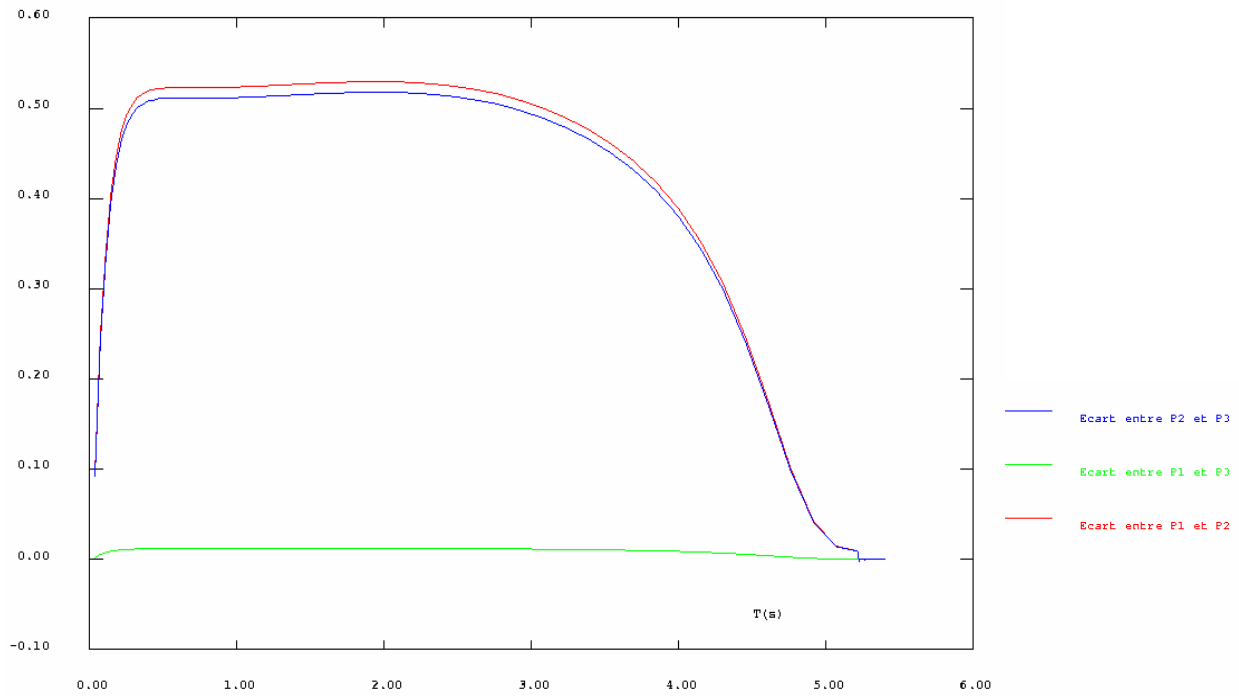


Figure 8-30: Evolution des écarts de température aux interfaces du miroir M5

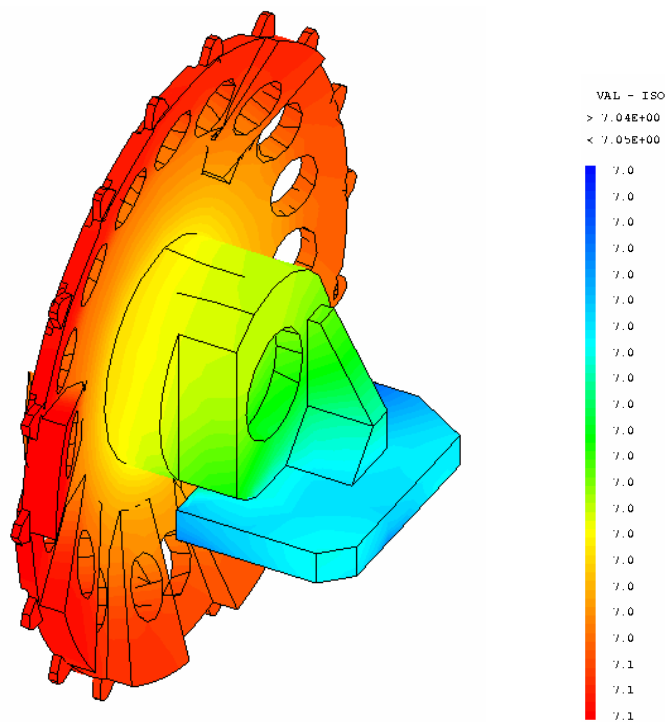


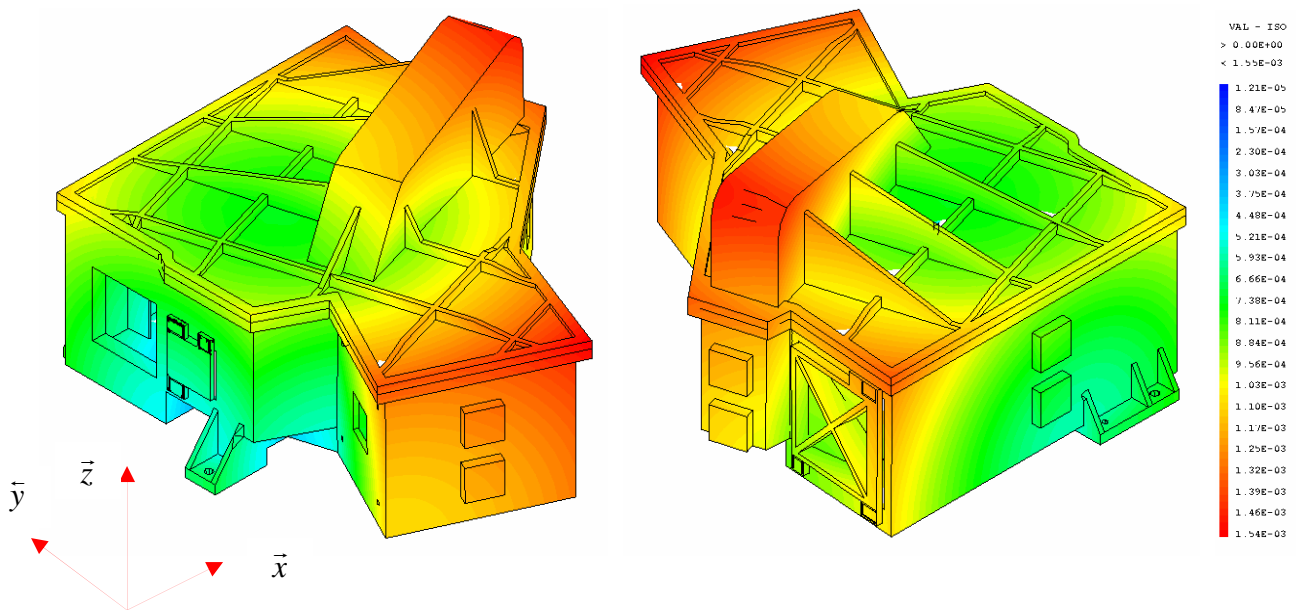
Figure 8-31: Température sur la roue à $t = 52600$ s

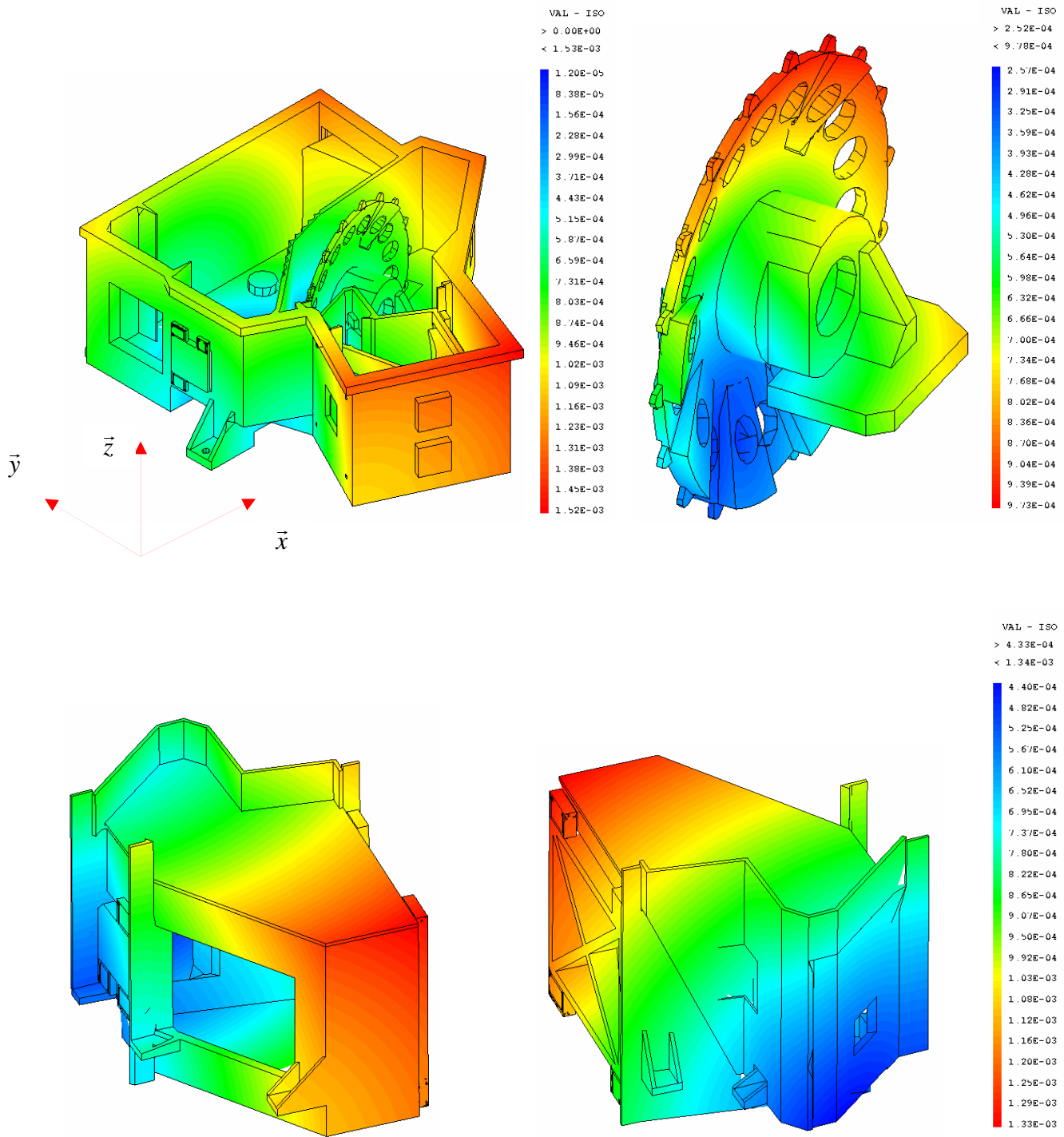
Compte tenu de l'évolution de la température imposée sur la structure, on relève un écart de température de 0.1 K entre la partie centrale de la roue et la couronne extérieure.

8-8-5 : Résultats, déplacements aux interfaces miroirs/boîtiers

Les déplacements sont exprimés dans le repère global de la structure (voir figure 8-32), ceux-ci ont une valeur maxi à la fin de la mise en froid, soit une température de 7 K à $t = 54000$ s. Nous exprimerons les déplacements pour chacune des interfaces miroirs/boîtiers dans le tableau ci-dessous.

Déplacements (m) A, $t = 52600$ s	Miroir M1	Miroir M2	Miroir M3	Miroir M4	Miroir M5
Module					
Interface P1	7.217 E-4	5.456 E-4	7.7 E-4	6.137 E-4	7.313 E-4
Interface P2	7.921 E-4	6.925 E-4	5.521 E-4	6.68 E-4	1.115 E-3
Interface P3	8.985 E-4	4.753 E-4	6.608 E-4	5.781 E-4	9.616 E-4
Selon \bar{x}					
Interface P1	-6.916 E-4	4.434 E-4	-1.34 E-4	1.247 E-4	-1.967 E-4
Interface P2	-7.621 E-4	4.807 E-4	-1.735 E-4	1.469 E-4	-1.813 E-4
Interface P3	-6.602 E-4	3.839 E-4	-1.617 E-4	9.16 E-5	-1.343 E-4
Selon \bar{y}					
Interface P1	1.772 E-4	-1.136 E-4	7.213 E-4	5.4 E-4	6.888 E-4
Interface P2	-1.882 E-4	-1.368 E-5	4.618 E-4	5.971 E-4	1.075 E-3
Interface P3	-2.564 E-4	1.439 E-4	4.767 E-4	4.375 E-4	8.719 E-4
Selon \bar{z}					
Interface P1	-1.059 E-4	-2.971 E-4	-2.34 E-4	-2.637 E-4	-1.474 E-4
Interface P2	-1.438 E-4	-4.984 E-4	-2.48 E-4	-2.61 E-4	-2.381 E-4
Interface P3	-5.529 E-4	-2.406 E-4	-4.282 E-4	-3.667 E-4	-3.818 E-4



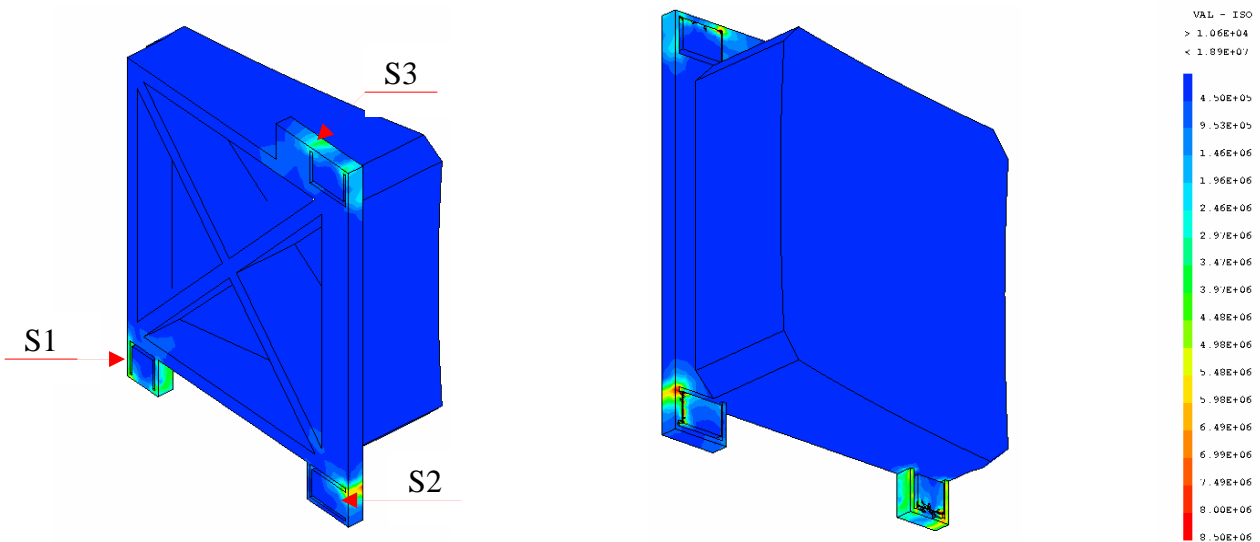


Figures 8-32: Module des déplacements pour $t = 52600$ s

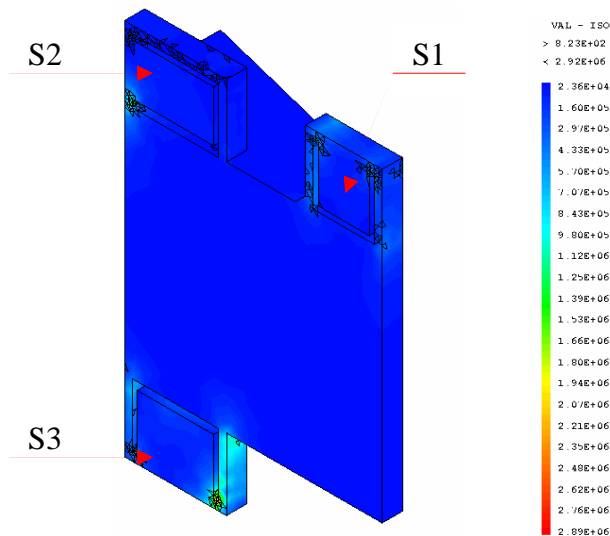
8-8-6 : Résultats, contraintes de Von Mises aux interfaces miroirs/boîtiers

Les valeurs indiquées dans le tableau ci-dessous, sont des valeurs maxis relevées aux interfaces miroirs/boîtier ETM pour une température de 7 K sur l'ensemble de la structure.

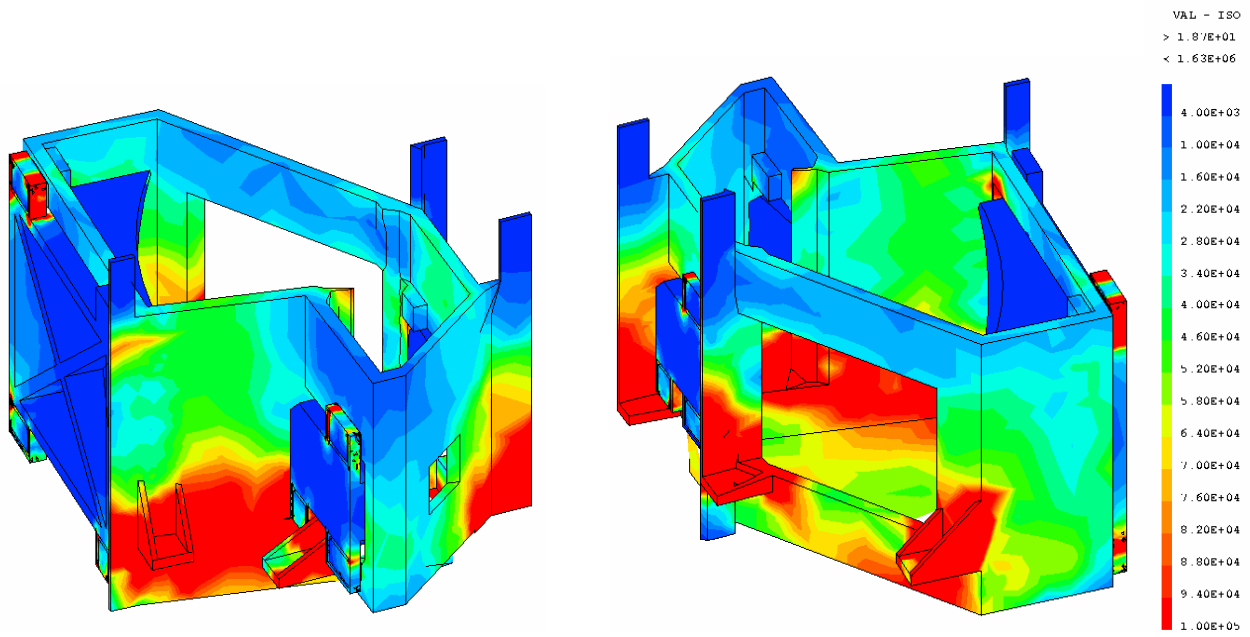
Contraintes de Von Mises (MPa)	Miroir M1	Miroir M2	Miroir M3	Miroir M4	Miroir M5
Pour $t = 52600$ s					
Interface S1	7	1	0.1	0.2	0.15
Interface S2	8.5	2	0.1	0.2	0.1
Interface S3	6.5	2.9	0.1	0.34	0.38



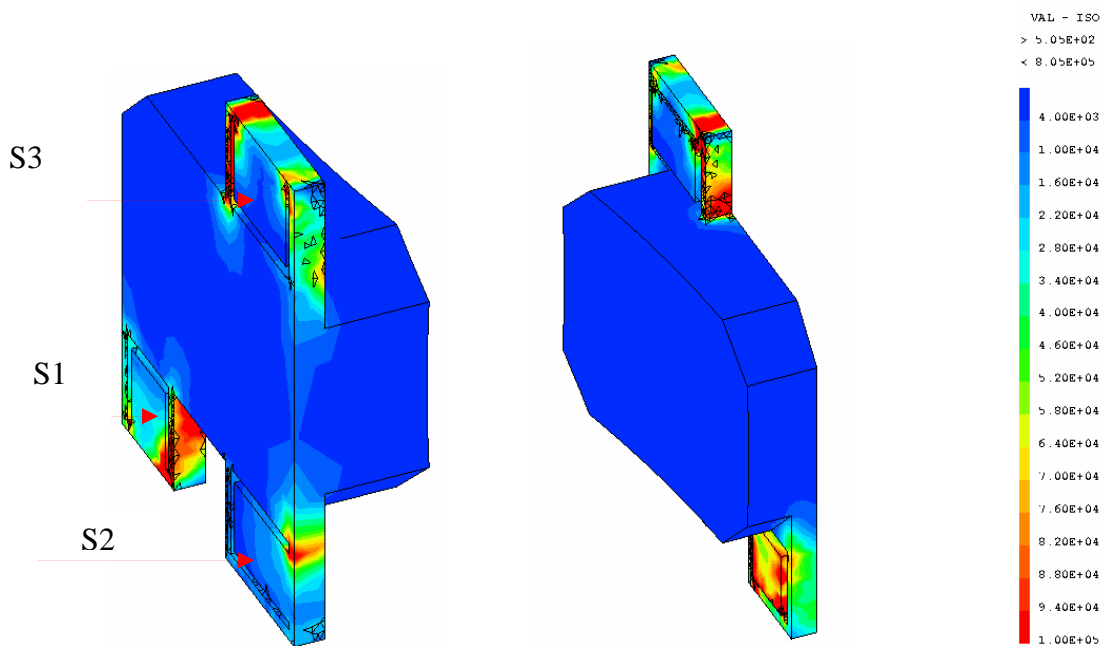
Figures 8-33: Contrainte de Von Mises (Pa) sur le miroir M1 pour $t = 52600$ s



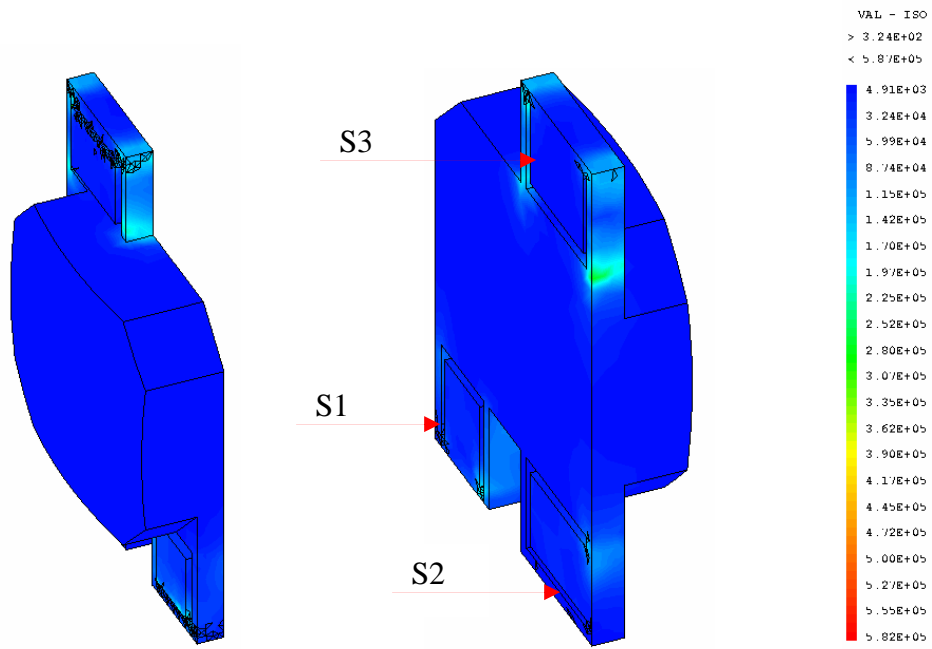
Figures 8-34: Contrainte de Von Mises (Pa) sur le miroir M2 pour $t = 52600$ s



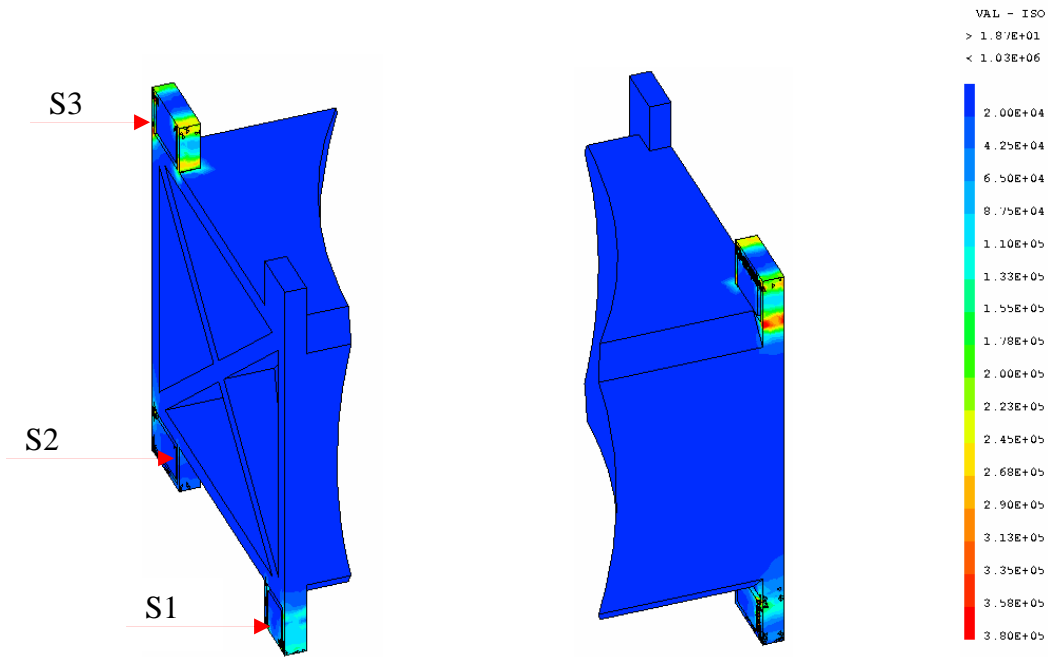
Figures 8-35: Contrainte de Von Mises (Pa) sur le boîtier TMA pour $t = 52600$ s



Figures 8-36: Contrainte de Von Mises (Pa) sur le miroir M3 pour $t = 52600$ s



Figures 8-37: Contrainte de Von Mises (Pa) sur le miroir M4 pour $t = 52600$ s



Figures 8-38: Contrainte de Von Mises (Pa) sur le miroir M5 pour $t = 52600$ s

8-8-7 : Puissance à fournir pour la mise en froid

Hypothèse de mise en froid	$300K \Rightarrow 7K$ soit $20K/h$
$P = \frac{\Delta Q}{\Delta t} : (W)$	47.7

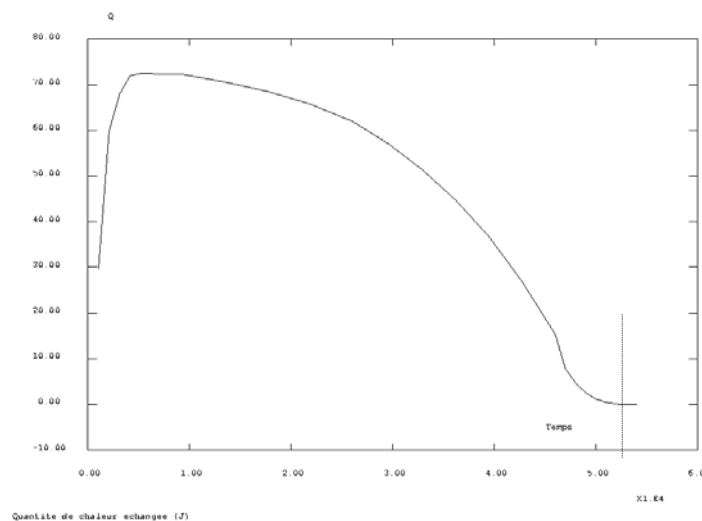


Figure 8-39: Quantité de chaleur échangée ΔQ en (J) pour la mise en froid de l'imageur

8-8-8 : Conclusion

On constate que sur l'ensemble des interfaces miroirs/boîtier, les écarts de températures sont inférieurs à 1 K et se situent dans les 6 premières heures de la mise en froid. Ensuite, la température du boîtier se stabilise à 7 K au bout de 15 heures.

Du fait de l'application des conditions limites, la structure se rétracte selon une homothétie autour de l'interface A5 entre le deck et l'imageur.

Les contraintes de Von Mises aux interfaces des miroirs avec le boîtier sont relativement faibles et la valeur maxi et localisée sur les interfaces S1 et S2 du miroir M1. Les contraintes de Von Mises (8.5 MPa pour le miroir M1) sont inférieures à la contrainte admissible qui est de 155 MPa pour une température de 300 K. Or, on sait pertinemment que l'aluminium ne se fragilise pas aux basses températures et que ses caractéristiques augmentent.

On peut donc supposer que la structure ne subira pas d'endommagement lors de la mise en froid.

8-9 : Réponse dynamique

8-9-1 : Contexte

Cette étude numérique se décomposera en deux parties.

La première sera consacrée à l'étude des déplacements de l'imageur, des contraintes sur les interfaces des miroirs avec celui-ci et des efforts de réactions pour un spectre donné (Accélérations (g) en fonction des fréquences $f(Hz)$). Ce spectre sera appliqué pour chacune des directions $\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$. Nous terminerons cette première partie par une combinaison quadratique des trois spectres.

La deuxième partie de cette étude, permettra de déterminer la réponse à une densité spectrale d'accélération (DSA). Celle-ci fait référence aux qualifications aléatoires données en annexe 4 pour chacune des directions. Nous terminerons cette deuxième partie par l'application du notching sur la réponse à la densité spectrale d'accélération. Pour cela nous utiliserons les formulations de Miles.

8-9-2 : Conditions limites

Nous reprendrons les conditions limites du paragraphes 8-6-2 au niveau des interfaces imageur/deck référencée de A1 à A6.

8-9-3 : Maillage

Nous utiliserons le maillage décrit dans le paragraphe 8-6-3 à l'exception du corps rigide symbolisant le détecteur de 1.5 Kg. En effet, nous ne modéliserons pas celui-ci car sa liaison avec le boîtier ETM est très rigide. En revanche, compte tenu de la masse du détecteur, il faudra majorer les efforts de réactions sur les liaisons de l'imageur avec de deck de 9 %.

8-9-4 : Hypothèse

La modélisation $[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = [F]$ (Voir équation **3-30** du chapitre 3) ne représente pas parfaitement les systèmes réels, la méthode la plus simple pour notre calcul est d'utiliser l'amortissement modale ; il s'agit d'un terme représentant une dissipation d'énergie, et il est de la forme : $2\delta_m \omega_m X'_m(t)$ à ajouter dans les équations du système. Le rapport d'amortissement modal δ_m est sans dimension.

Sa valeur comprise entre 0 et 1 est donnée par l'expérience à partir des mesures de la réponse du système réel. Habituellement δ_m a une valeur de quelque % ($0.01 \leq \delta_m \leq 0.05$).

Pour notre calcul, nous devons intégrer un coefficient d'amplification $H(\omega) = 20$, avec

$$|H(\omega)|_{\max} = \frac{1}{2\delta_m \sqrt{1 - \delta_m^2}}. \text{ Celui ci correspond à un coefficient d'amortissement } \delta_m = 0.025.$$

Ainsi la m^e équation du système devient : $X''_m + 2\delta_m \omega_m X'_m + \omega_m^2 X_m = F_m$ où les éléments F_m de la matrice $[F]$ sont des combinaisons linéaires des forces F_j appliquées aux masses.

Dans l'analyse modale effectuée précédemment, nous nous sommes limités à l'étude des fréquences de vibrations comprises entre 0 et 2000 Hz, ainsi, pour cette gamme de fréquences nous obtenons que 82% de la masse active sur chaque direction. En revanche, pour notre analyse dynamique, nous calculerons les modes de vibrations d'ordre supérieur afin d'atteindre 98% de la masse active pour l'ensemble de l'imageur et sur chaque direction. Nous obtiendrons ainsi une meilleure estimation de la masse généralisée et de la raideur généralisée.

8-9-5 : Chargement, qualification aléatoire

Afin de déterminer les déplacements, les contraintes ainsi que les efforts de réactions sur l'imageur, il nous est donné G_{RMS} (Root Mean Square Acceleration (g)) en fonction de la fréquence f (Hz) (Voir figure 8-40). Cette qualification aléatoire est le signal donné par le deck sur les interfaces avec l'imageur.

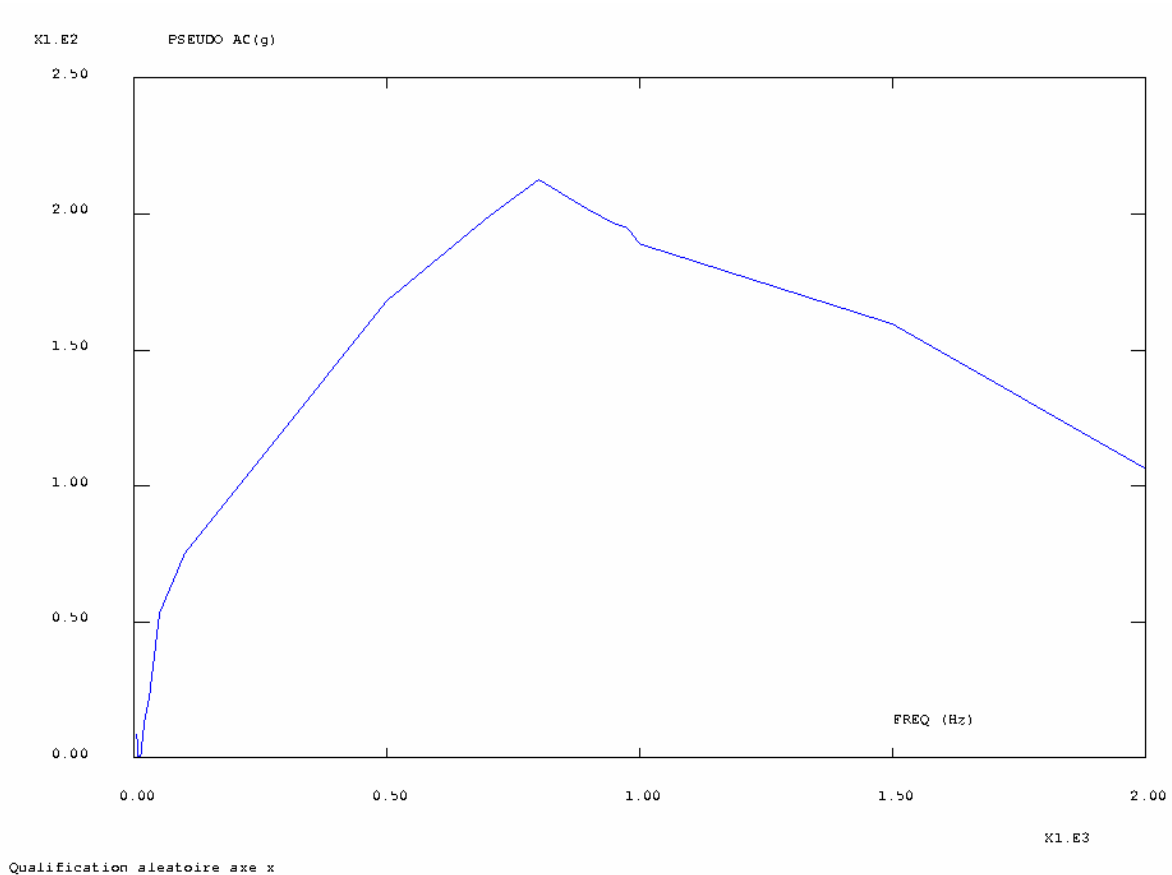


Figure 8-40: Qualification aléatoire selon x

A la lecture de la courbe, on relève une accélération maxi de 213 g pour une fréquence de 800 Hz.

8-9-6 : Résultats pour les qualifications aléatoires selon, \vec{x} , \vec{y} , \vec{z}

Les résultats nous donnent les valeurs maxima du calcul de la réponse à chaque composante de l'excitation spectrale soient : $(x_{\max})_x$; $(x_{\max})_y$; $(x_{\max})_z$.

Le maximum de la réponse à un spectre et obtenu en appliquant la règle de combinaison quadratique : $x_{\max}^2 = (x_{\max})_x^2 + (x_{\max})_y^2 + (x_{\max})_z^2$.

8-9-6-1 : Déplacements

Les points P1 à P5 décrits dans le tableau ci-dessous, sont des points situés sur la partie libre des miroirs comme on peut le visualiser pour le miroir M1 sur la figure 8-41.

Module (mm)	Qualification aléatoire selon $\vec{x} : (x_{\max})_x$					
	Miroir M1	Miroir M2	Miroir M3	Miroir M4	Miroir M5	Roue
P1	0.025	-	-	-	-	-
P2	-	0.0126	-	-	-	-
P3	-	-	0.013	-	-	-
P4	-	-	-	0.014	-	-
P5	-	-	-	-	0.037	-
P6	-	-	-	-	-	0.017
	Qualification aléatoire selon $\vec{y} : (x_{\max})_y$					
P1	0.019	-	-	-	-	-
P2	-	0.001	-	-	-	-
P3	-	-	0.008	-	-	-
P4	-	-	-	0.007	-	-
P5	-	-	-	-	0.022	-
P6	-	-	-	-	-	0.023
	Qualification aléatoire selon $\vec{z} : (x_{\max})_z$					
P1	0.014	-	-	-	-	-
P2	-	0.0054	-	-	-	-
P3	-	-	0.0066	-	-	-
P4	-	-	-	0.0042	-	-
P5	-	-	-	-	0.0102	-
P6	-	-	-	-	-	0.0109
	Combinaison quadratique : $x_{\max}^2 = (x_{\max})_x^2 + (x_{\max})_y^2 + (x_{\max})_z^2$					
P1	0.034	-	-	-	-	-
P2	-	0.0137	-	-	-	-
P3	-	-	0.0166	-	-	-
P4	-	-	-	0.0162	-	-
P5	-	-	-	-	0.044	-
P6	-	-	-	-	-	0.0306

En comparant les résultats du tableau précédent avec celui des déplacements du miroir M1 donné au paragraphe 5-3-4-1 du chapitre 5 pour une accélération de 50g selon \vec{z} , on remarque qu'avec un spectre aléatoire selon \vec{x} , Le module des déplacements est de 0.025mm. Avec l'accélération de 50g on a un module de 0.035mm sur ce même miroir.

Avec la combinaison quadratique des spectres, le module des déplacements est de 0.034 mm. Cette valeur se rapproche des résultats obtenus dans l'analyse quasi statique.

Il en est de même pour les valeurs des autres miroirs. Les déplacements pour l'ensemble des composants de l'imageur sont donné en figures 8-41, 8-42, 8-43.

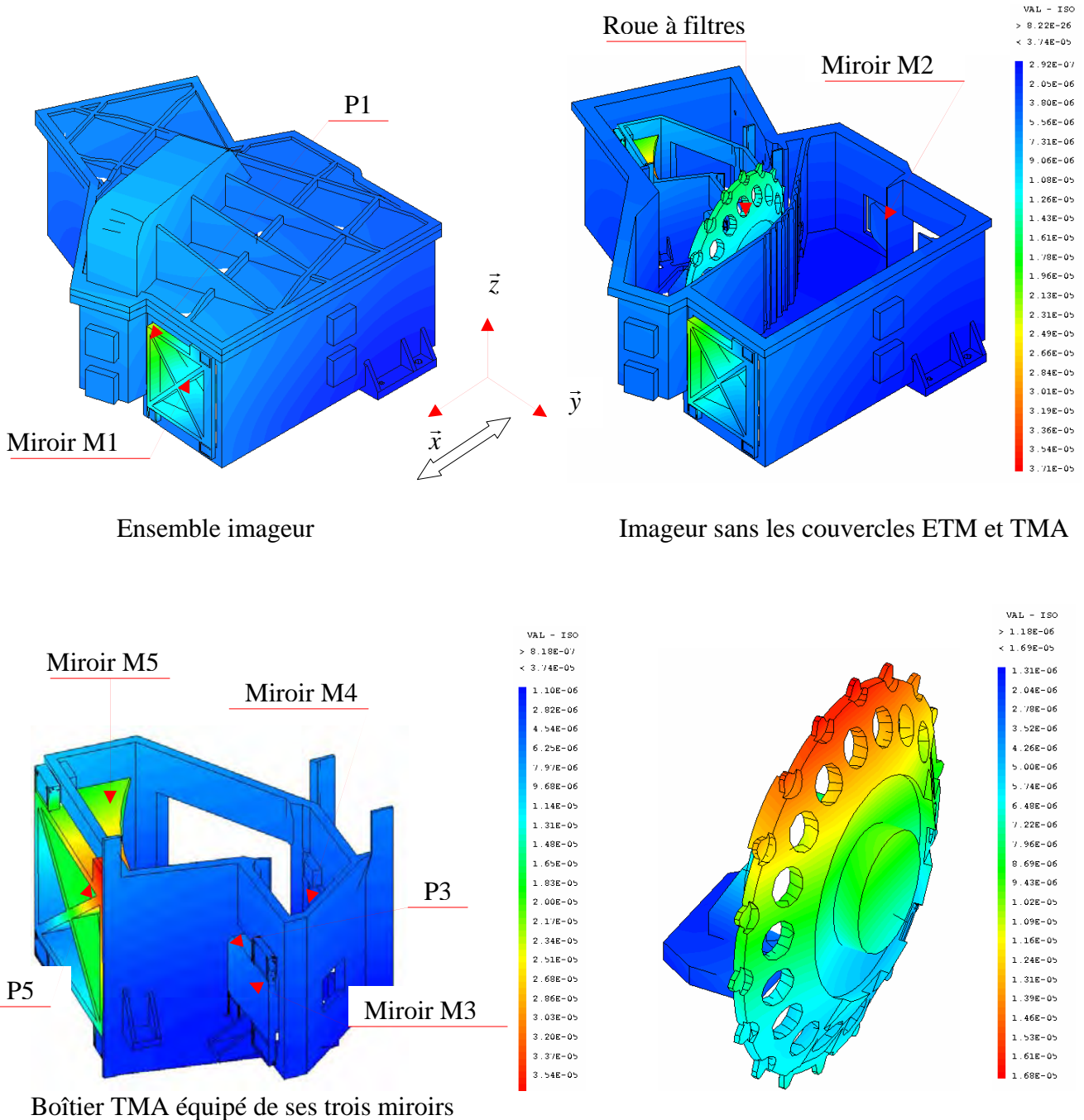
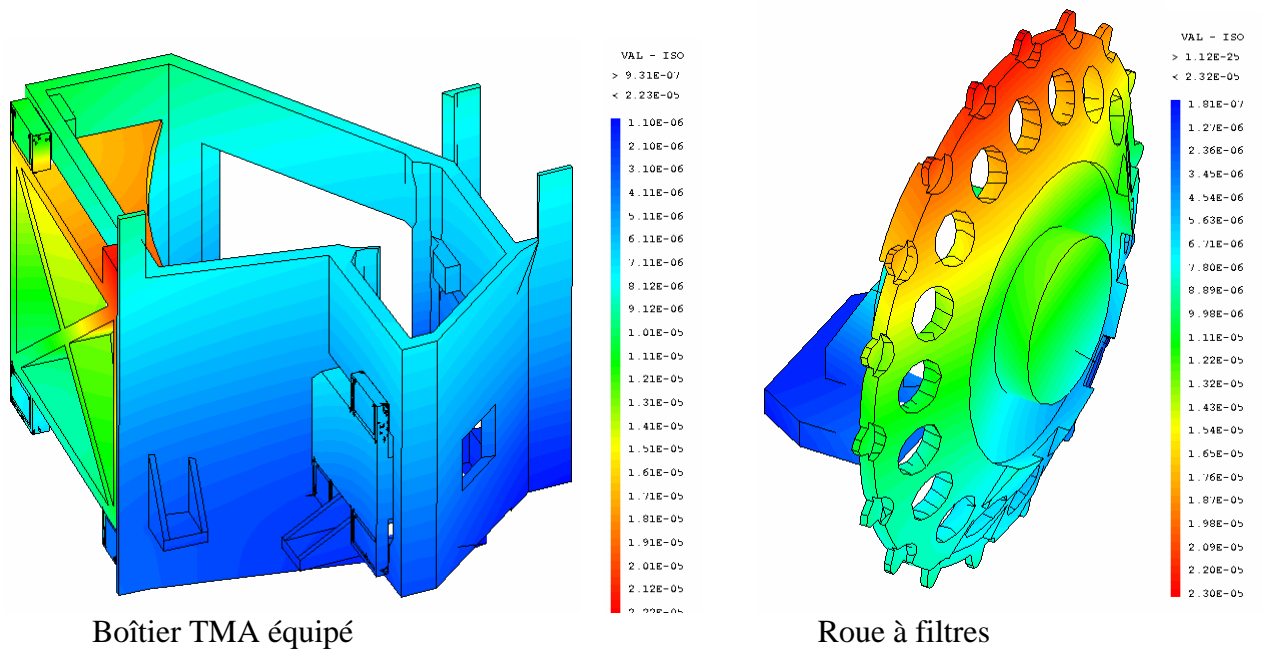
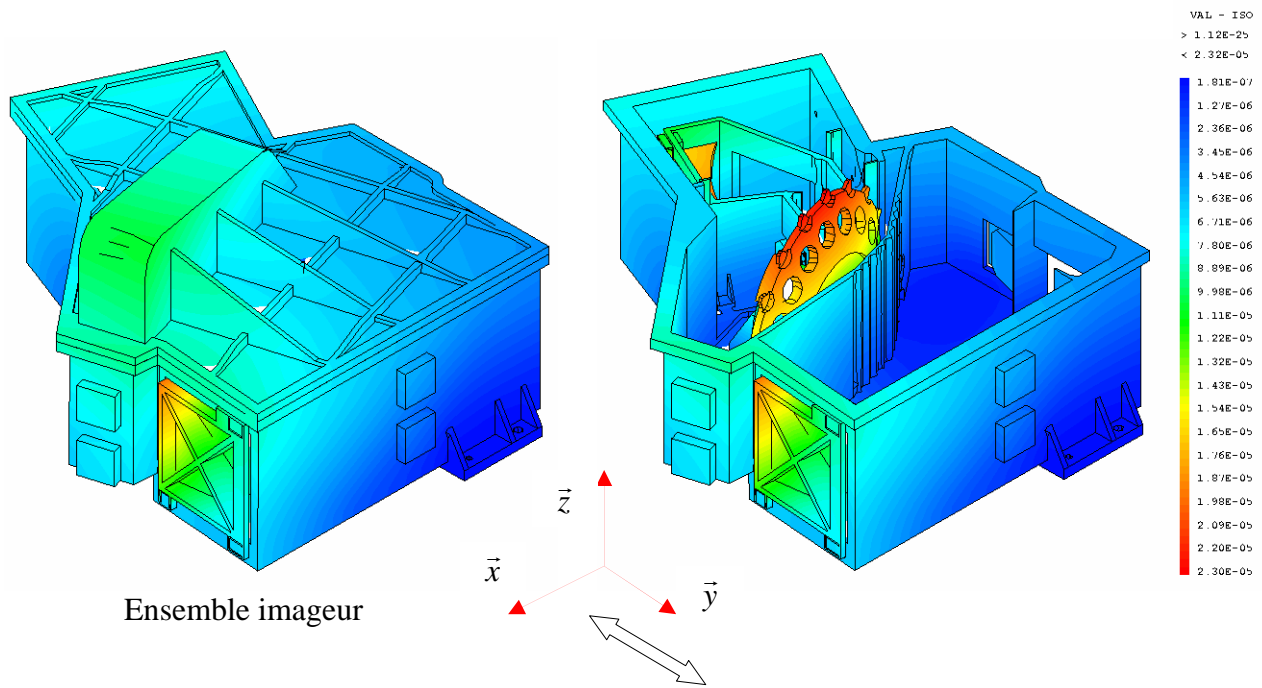
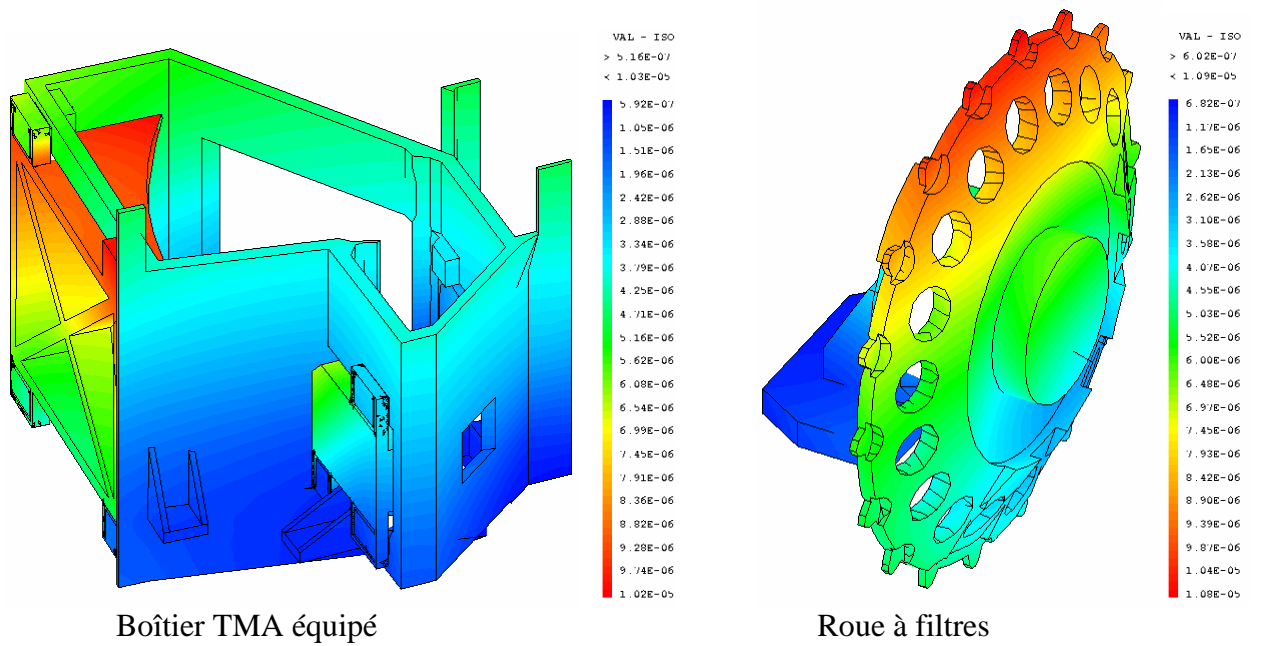
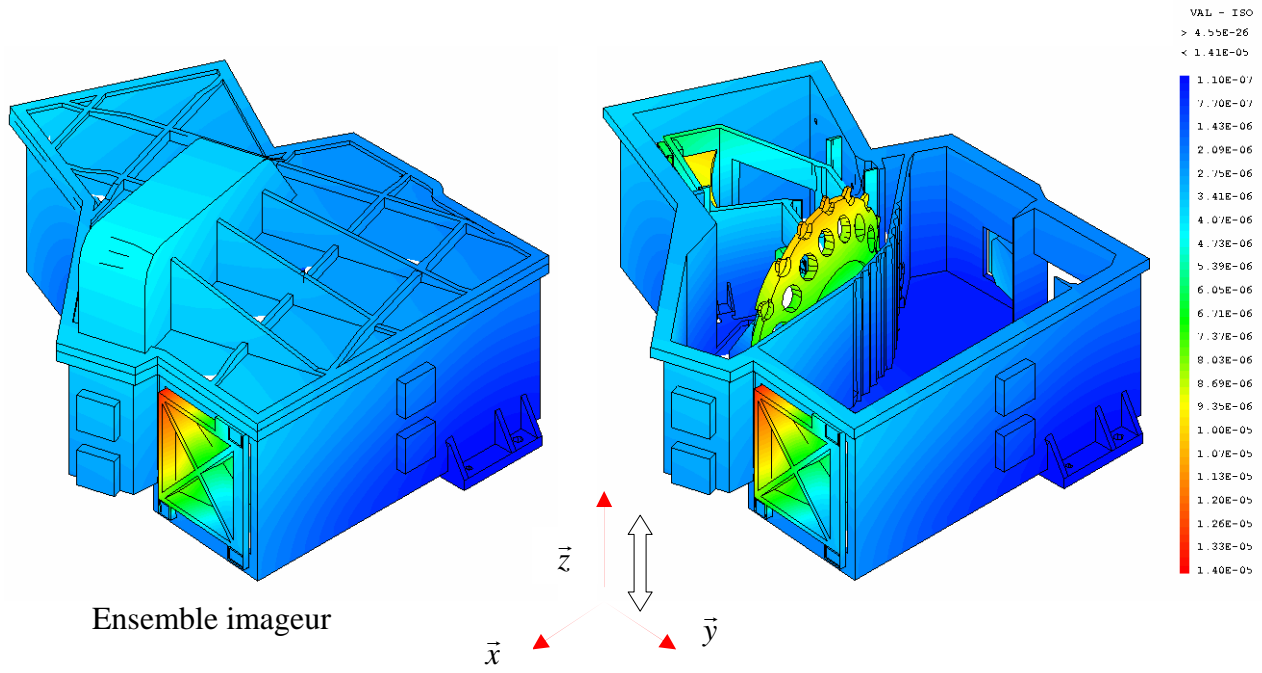


Figure 8-41: Qualification aléatoire selon x, module des déplacements (m)



Figures 8-42: Qualification aléatoire selon y, module des déplacements (m)



Figures 8-43: Qualification aléatoire selon z, module des déplacements (m)

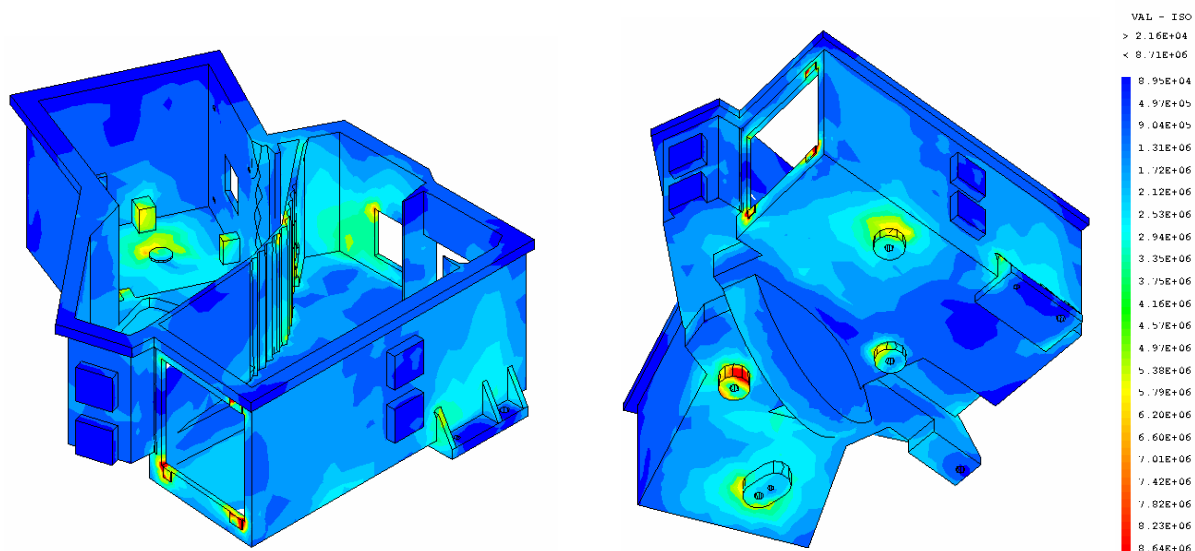
8-9-6-2 : Contrainte équivalente de Von Mises

Le tableau ci dessous nous donne la contrainte équivalente de Von Mises sur les pattes élastiques des miroirs.

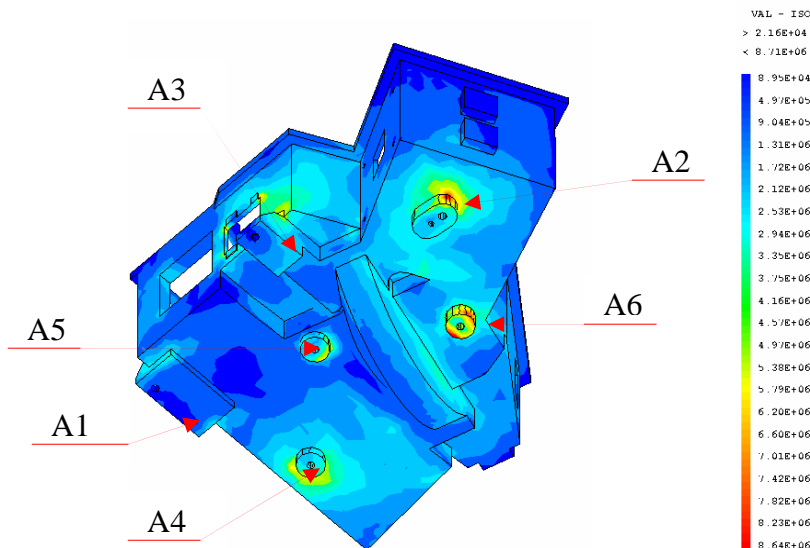
Spectres aléatoires	Contrainte équivalente de Von Mises σ_{eqVMises} (MPa)					
	Miroir M1	Miroir M2	Miroir M3	Miroir M4	Miroir M5	Roue
$(x_{\text{max}})_x$	32.2	8.44	9.8	4.13	83.1	1.2
$(x_{\text{max}})_y$	26.2	7.2	9.2	6	66.5	1.6
$(x_{\text{max}})_z$	19.3	7.6	10.6	4.5	45	1
x_{max}^2	45.1	13.4	17.2	8.48	96	2.23

Pour les sollicitations spectrales, on remarque que le niveau de contrainte sur les miroirs est légèrement inférieur à celui obtenu pour une accélération de 50g dans chaque direction. Seul le miroir M5 donne une contrainte équivalente de Von Mises de 96 MPa, celle-ci est proche de 87 MPa (valeur obtenue avec l'analyse quasi statique). Cette différence est essentiellement due à la géométrie et au maillage. En effet, dans l'étude précédente nous avons tenu compte des rayons sur les pattes élastiques et le maillage est beaucoup plus raffiné dans ces zones. Dans l'étude complète de l'imageur, nous avons simplifié la géométrie (pas de rayon sur les pattes élastiques) et le maillage est plus grossier.

Les figures ci dessous nous indiquent le niveau de contrainte sur les interfaces avec le deck pour une combinaison quadratique des spectres.



Combinaison aléatoire, Contrainte (Pa) sur le boîtier ETM



Figures 8-44: Combinaison aléatoire, Contrainte (Pa) sur le boîtier ETM

Sur les interfaces A2, A5 et A6 on relève un niveau de contraintes de 8.65 MPa pour une combinaison des spectres aléatoires. Ces valeurs sont bien inférieures à la contrainte admissible qui est de 115 MPa pour l'aluminium 6061 T6. Cependant dans la réalité, nous aurons une meilleure répartition des niveaux de contraintes sur ces interfaces du fait des rayons d'usines de 5 mm.

8-9-6-3 : Efforts de réactions aux interfaces imageur/deck

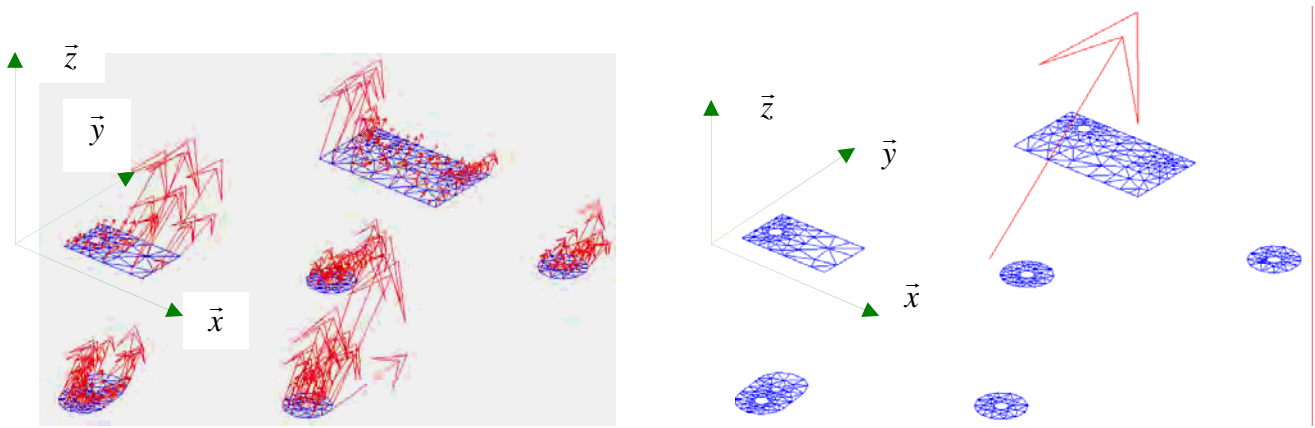
Les valeurs du tableau ci dessous est la résultante des efforts de réactions pour l'ensemble des interfaces.

Réactions (N)	Rx	Ry	Rz	Module
Qualification selon x	1380	1214	3435	3895.82
Qualification selon y	1691	1613	4584	5145.31
Qualification selon z	820	786	2100	2387.5
Combinaison x,y,z	2347	2183	6140	6926.3

On relève pour la combinaison aléatoire un module des réactions de 6926.3 N (Résultante pour les 6 interfaces). Comme nous l'avons évoqué au paragraphe 8-9-3 (Maillage), du fait de l'absence du détecteur, nous majorons cet effort de 9 %. Nous obtenons ainsi un effort résultant de 7550 N.

On décompose ce dernier sur les 6 interfaces, aussi dans les études antérieures nous avons observé que les interfaces A5 et A6 reprenaient chacune 27 % des efforts soit 2040N.

Afin d'éviter un glissement sur ces interfaces et en introduisant un coefficient de frottement de 0.2, l'effort de serrage est 10200 N sur les interfaces A5 et A6.



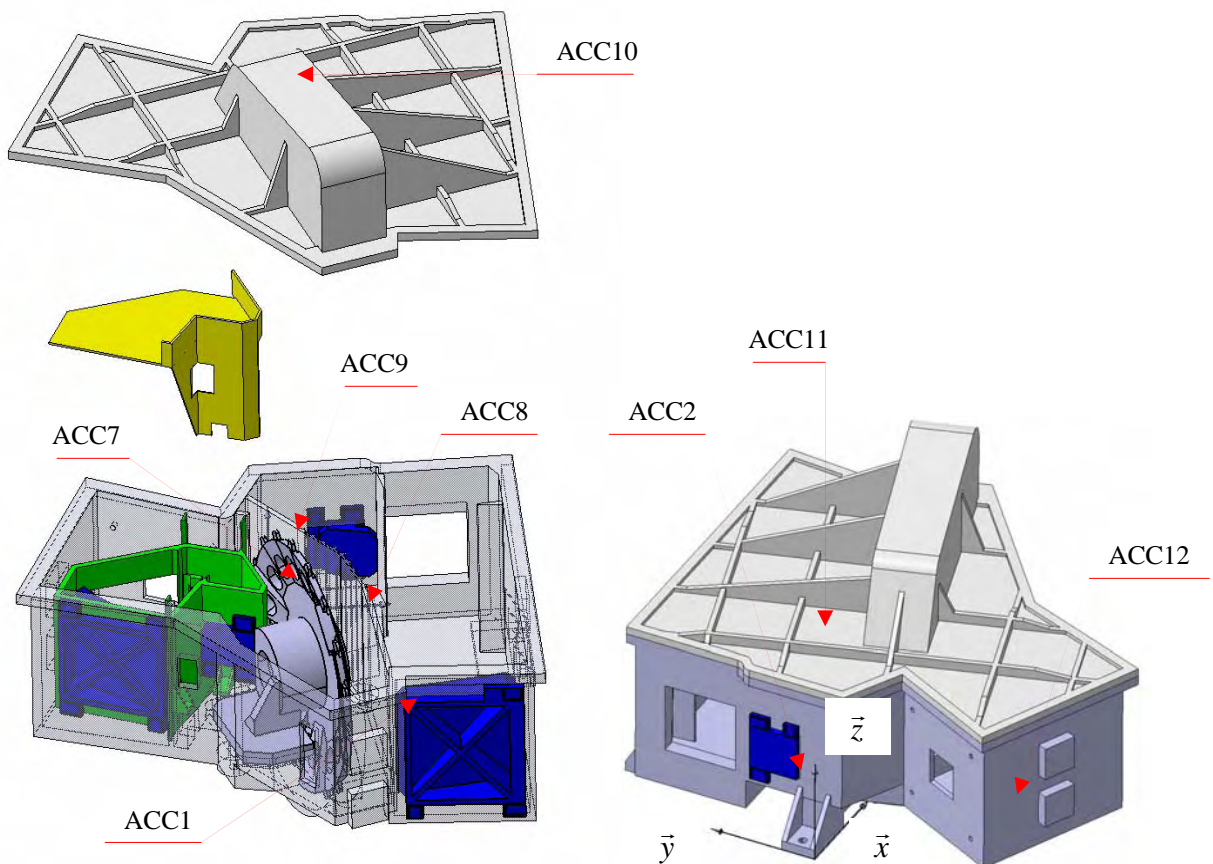
Efforts résultants sur les interfaces avec le deck

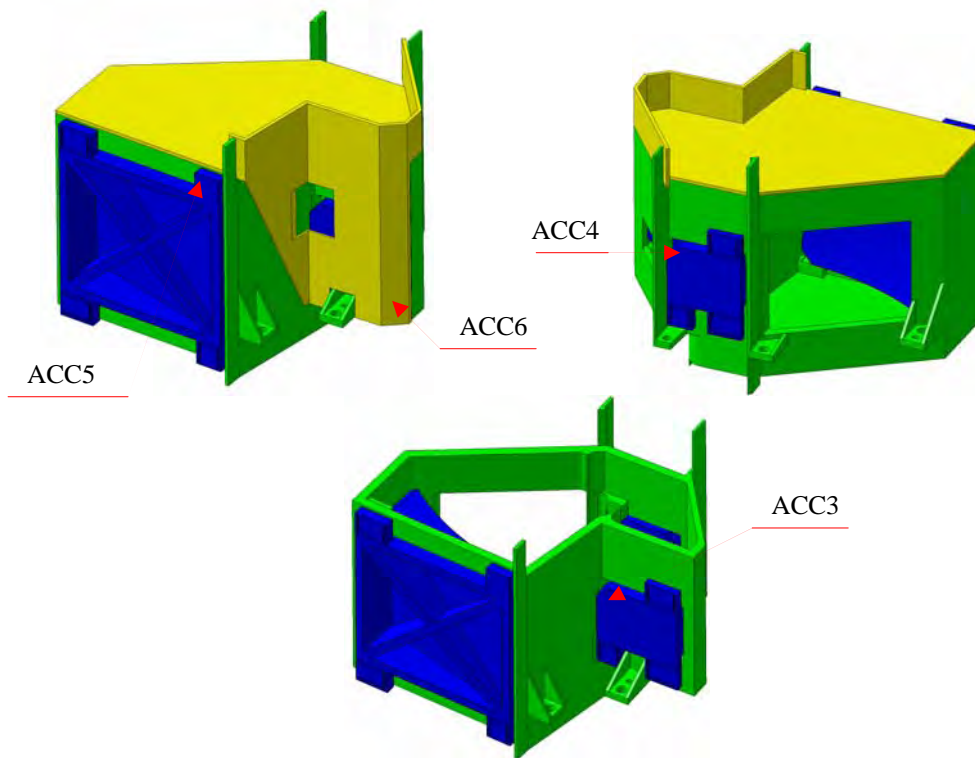
Résultante des efforts

Figures 8-45: Combinaison spectrale, efforts de réactions sur le boîtier ETM

8-9-7 : Réponse de la densité spectrale d'accélération

Les figures ci dessous indiquent la position des accéléromètres pour l'ensemble de l'imageur. Ceux-ci sont positionnés à l'emplacement des modes de vibrations déterminés précédemment.





Figures 8-46: Localisation des accéléromètres sur l'imageur

Les accéléromètres représentés sur les figures 8-46 mesurent les accélérations pour chacune des directions \bar{x} ; \bar{y} ; \bar{z} .

Accéléromètres	Localisation
ACC1	Miroir M1
ACC2	Miroir M2
ACC3	Miroir M3
ACC4	Miroir M4
ACC5	Miroir M5
ACC6	Zone inférieure libre du couvercle TMA
ACC7	Zone supérieure de la roue à filtres
ACC8	Ecran du boîtier ETM
ACC9	Ecran du boîtier ETM
ACC10	Zone supérieur du couvercle ETM
ACC11	Zone inférieure du couvercle ETM
ACC12	Mur du détecteur

8-9-7-1 : Densité spectrale d'accélération (entrée)

La densité spectrale d'accélération est la transformée de Fourier de la fonction d'autocorrélation (théorème de Wiener Kintchine). La fonction d'autocorrélation est explicitée en annexe 6.

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} R(\tau) \exp(-j\omega\tau) d\tau$$

$$\text{Avec } R(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} S(\omega) \exp(j\omega\tau) d\omega \quad \text{Fonction d'autocorrélation}$$

$$\text{Pour } \tau = 0 \quad R(0) = E[X^2] = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} S(\omega) d\omega = \int_{-\infty}^{+\infty} S(2\pi\nu) d\nu$$

Avec :

τ : Constante de temps, intervalle de temps bref

ω : Pulsation

ν : Fréquence

$E[X]$: Valeur moyenne de la variable aléatoire X

$S(\omega)$: Densité spectrale d'accélération

La moyenne quadratique est l'intégrale de la fonction $S(2\pi\nu)$. Ainsi, $S(2\pi\nu)$ peut s'interpréter comme étant une densité spectrale de moyenne quadratique. Ses dimensions sont celles d'une moyenne quadratique par unité de fréquence. Par exemple elle s'exprime en g^2 / Hz pour une accélération g . La densité spectrale d'accélération (DSA) peut également être définie à partir du carré du module de la transformée de Fourier et de la fonction aléatoire $f(t)$.

$$S_f(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} |F(\omega)|^2$$

Avec : $F(\omega)$ Transformée de fourrier $f(t)$

$\lim_{T \rightarrow \infty}$ Ecriture simplifiée signifiant que le temps T (durée de l'échantillon) est suffisamment long pour être représentatif de la fonction $f(t)$

$S_f(\omega)$ Est appelé autospectre de $f(t)$; il est positif est réel

En fonctions des spectres de qualifications aléatoires donnés en annexe 4 pour chacune des directions, nous obtenons la densité spectrale d'accélération (g^2 / Hz) exprimée en fonction de la fréquence (Hz).

Cette densité spectrale d'accélération (Figure 8-47) sera appliquée sur les six interfaces de l'imageur avec le deck référencées de A1 à A6. (Voir figure 8-10)

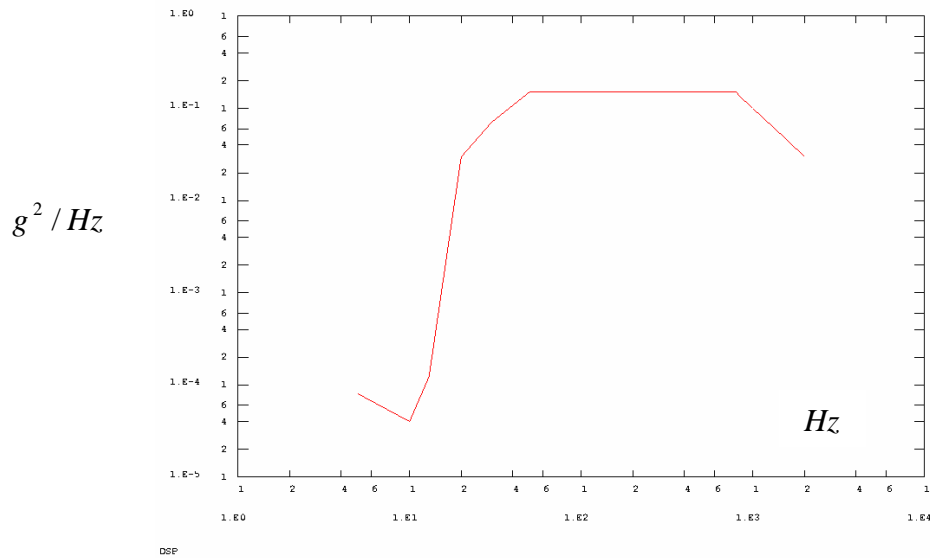
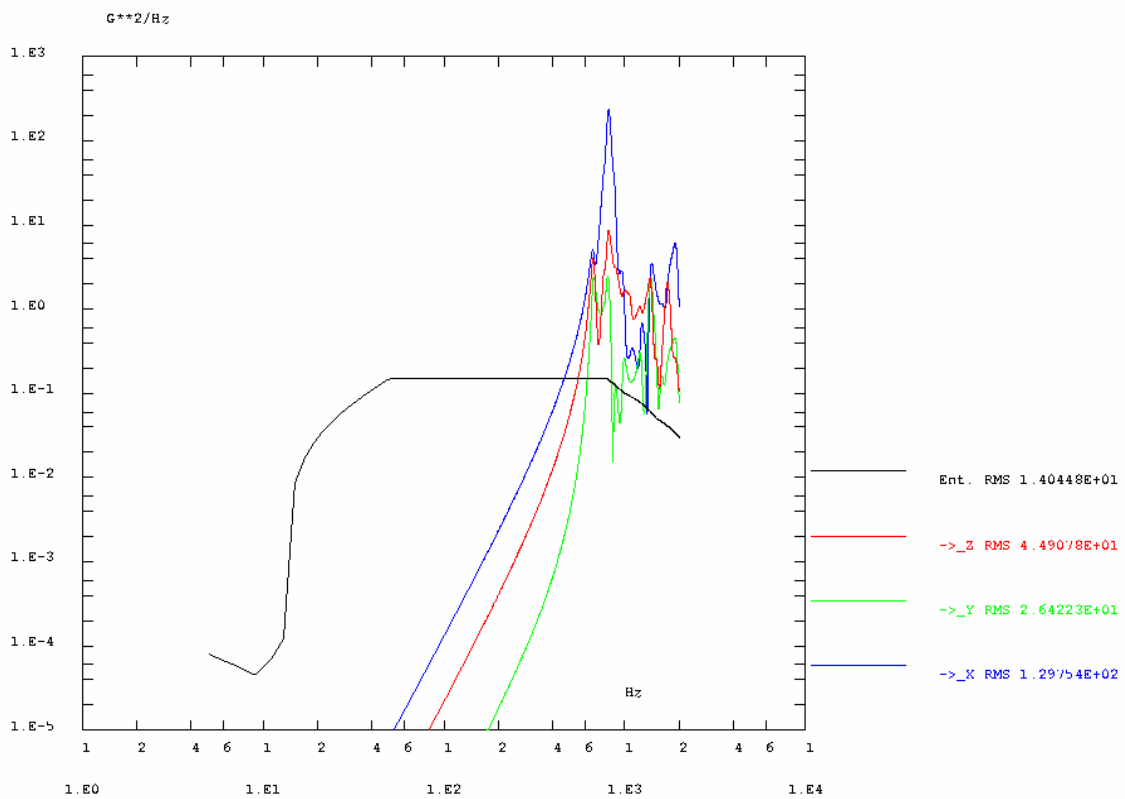


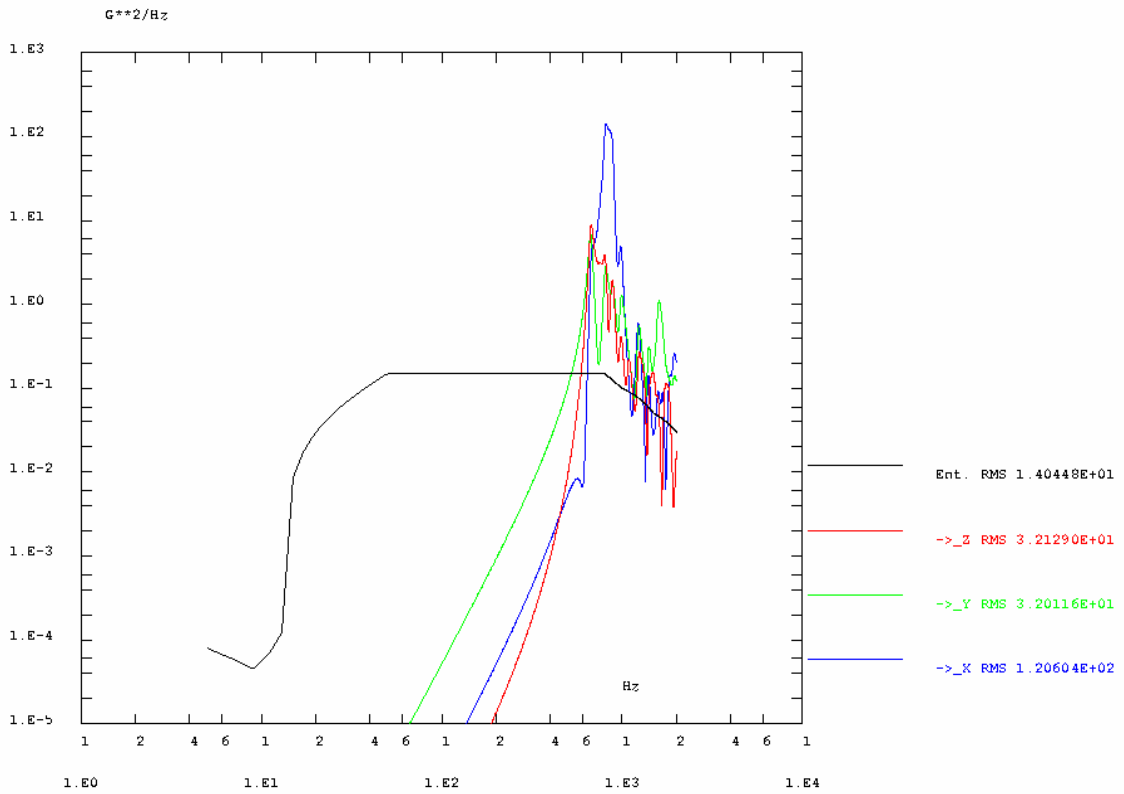
Figure 8-47: Densité spectrale d'accélération

8-9-7-2 : Densité spectrale transférée sur les accéléromètres

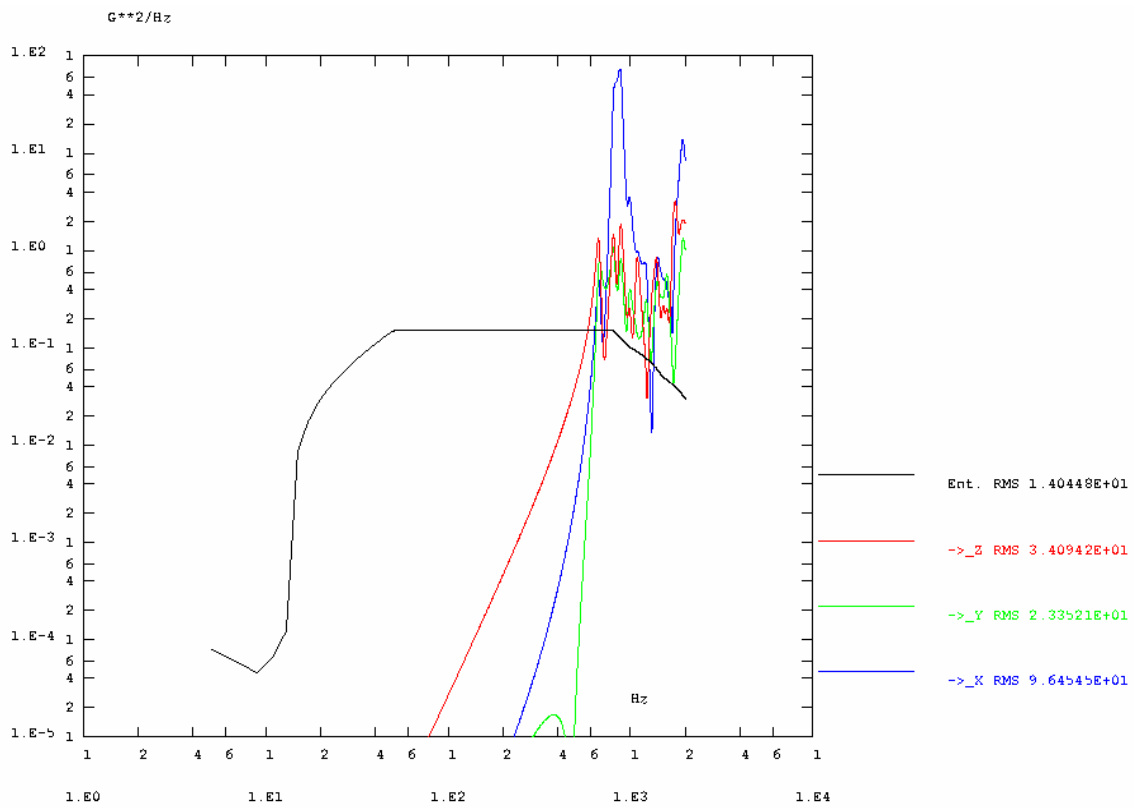
Par exemple pour l'accéléromètre ACC1 (Miroir M1), nous obtenons la réponse de la densité spectrale pour chacun des spectres.



Spectre aléatoire selon Ux



Spectre aléatoire selon Uy



Spectre aléatoire selon Uz

Figures 8-48 : Réponse de la densité spectrale d'accélération sur le miroir M1

Pour chacun des accéléromètres avec une RMS de 14.04 g, nous définissons dans le tableau ci dessous la RMS de sortie, la réponse à la densité spectrale et la fréquence de vibration correspondante.

RMS entrée = 14,04 g		X			Y			Z		
Accéléromètre	Spectre aléatoire	RMS (g)	g^2 / Hz	Hz	RMS (g)	g^2 / Hz	Hz	RMS (g)	g^2 / Hz	Hz
ACC1 (Miroir M1)	U_x	129.7	250	800	26.4	2.5	720	44.9	7.5	800
	U_y	120.6	150	780	32	2.5	700	32.12	8	700
	U_z	96.45	80	850	23.35	8	730	34	1.5	700
ACC2 (Miroir M2)	U_x	102	1 80	780 1290	27	0.8 0.7	780 1300	9.4	0.15 0.25	780 850
	U_y	32.37	2.5	700	30.26	3	750	88.64	0.35	700
	U_z	64.32	2 30	680 1300	50.23	0.2 1.8	800 1800	17.5	2.5	1800
ACC3 (Miroir M3)	U_x	124	2 100	720 1350	50.7	2.5 10.5	700 1350	69.83	0.12 0.14	700 1900
	U_y	109.7	85	1340	47.6	9 10	780 1350	64.36	0.3	780
	U_z	131.5	100	1290	50.8	11	1300	10.2	0.35	1900
ACC4 (Miroir M4)	U_x	75.34	3 50	780 1380	48	3 20	780 1380	9.8	0.2 0.25	780 1300
	U_y	74.66	0.4 30	750 1800	54.6	4 15	650 1800	6	0.06 0.15	800 1850
	U_z	107	0.08 95	850 1850	72.44	1.5 30	930 1850	17	0.1 11	1010 1780
ACC5 (Miroir M5)	U_x	171.5	450	700	88.6	100	680	27.75	0.9	680
	U_y	75.9	60	720	99.48	50	850	35.6	1 10	650 1250
	U_z	50.1	15	645	75.2	30	800	39.6	8	1300

Miroir M1

On remarque une forte participation du miroir pour une sollicitation aléatoire selon \bar{x} , cette deuxième fréquence de vibration est d'environ 800 Hz avec une RMS de 130 g. La première fréquence obtenue est 680 Hz, celle-ci est comparable avec celle donnée par l'analyse modale soit : 668.76 Hz avec également une forte participation de la masse selon \bar{x} .

Miroir M5

Comme pour le miroir M1, celui-ci décrit un mode de flexion selon \bar{x} avec une fréquence d'environ 700 Hz et une RMS de 171.5 g. Cette fréquence est également proche de la valeur obtenue par l'analyse modale.

Remarque

Globalement nous obtenons pour les 5 miroirs des fréquences de vibrations comparables avec celles obtenues par l'analyse modale. La valeur de la RMS nous informe du comportement des miroirs pour chaque spectres aléatoires.

Comme le tableau précédent, celui-ci nous donne les fréquences de vibrations, la densité spectrale de sortie et la RMS pour chacun des accéléromètres placés sur l'ensemble de l'imageur.

RMS entrée = 14,04 g		X			Y			Z		
Accéléromètre	Spectre aléatoire	RMS (g)	g^2 / Hz	Hz	RMS (g)	g^2 / Hz	Hz	RMS (g)	g^2 / Hz	Hz
ACC6 (Couvercle TMA)	U_x	8.25	0.06	720	20.4	0.7 1.5	750 1300	13.3	0.3 0.5	800 1300
	U_y	7.46	0.15	730	17.1	2	730	9	0.4	850
	U_z	8.9	0.1	750	20	2.5	680	17.55	0.4	850
ACC7 (Roue)	U_x	56.5	20	850	80.57	50	700	23	3	730
	U_y	31.4	4	800	114	115	720	20.9	4	720
	U_z	48	20	1010	68	20	800	14	1	1050
ACC8 (Ecran)	U_x	22	3	850	16.2	2.5	650	16	1	650
	U_y	19.45	4	650	29.32	7	650	13.7	2.5	650
	U_z	14.25	0.6	700	21.46	2.5	850	17.06	0.4	700
ACC9 (Ecran)	U_x	20.72	3	850	14.91	1.5	700	4.54	0.8	1900
	U_y	18.37	3.5	750	23.92	4	750	2.57	0.02	750
	U_z	13.13	0.6	800	17.8	2	800	8.3	0.015	800
ACC10 (Couvercle ETM)	U_x	34.53	0.8	850	20.14	0.4	700	21.4	0.2	850
	U_y	30	10	650	37.2	11	650	14.88	2	650
	U_z	21.7	1.5	700	22.52	3	850	21.6	0.4	700
ACC11 (Couvercle ETM)	U_x	22.4	3.5	750	14.18	1.5	650	9.4	0.03	650
	U_y	20	4	650	24.76	5	650	4.11	0.09	650
	U_z	14.83	0.6	850	17.17	2	900	17.31	1.5	780
ACC12 (Décteur)	U_x	18	1	700	10.97	0.8	700	19.6	3	750
	U_y	15.08	2	650	16.04	3	650	29.41	8.5	685
	U_z	19.35	0.4	650	12.42	1	650	26.96	1.5	730

Ces accéléromètres donnent également des fréquences comparables à celles obtenues par l'analyse modale. La densité spectrale d'accélération mesurée par chacun des accéléromètres est donnée en annexe 5.

8-9-7-3 : Atténuation de l'accélération au voisinage d'une fréquence donnée (Notching)

Nous aborderons cette étude à l'aide des équations de Miles.

Pour le calcul, nous appliquerons une RMS d'entrée pour les trois directions de 14 g avec un coefficient d'amplification $Q = |H(\omega)|_{\max} = 20$.

Du fait des sollicitations dans les trois directions (critère 3 Sigma), $G_{rms} = \frac{1}{3} RMS_{entrée} = 4.68 g$.

La densité spectrale d'accélération d'entrée $DSA_{in}^{max}(f, Q)$ est donnée par l'équation de Miles

$$DSA_{in}^{max}(f, Q) = \frac{2G_{rms}^2}{fQ\pi} \quad \text{Avec } f : \text{Fréquence (Hz)}.$$

La réponse à la densité spectrale est donnée par la relation $DSA_{reponse} = Q^2 \{ DSA_{in}^{max} \}$

$$DSA_{reponse}^{max,damped}(f, Q) = Y \{ DSA_{reponse}^{max}(f, Q) \} \quad \text{Avec } Y \leq \frac{1}{X^{max}} \text{ et } X^{max} = \frac{DSA_{in}^{spec}(f_{res})}{DSA_{in}^{max}(f_{res}, Q)}$$

Le damping est donné par la relation $dB = 10 \text{Log} \left[\frac{DSA_{in}^{max}}{DSA_{in}^{spec}} \right]$

Application numérique pour un spectre selon x sur le miroir M1

$$DSA_{in}^{max}(f, Q) = \frac{2G_{rms}^2}{fQ\pi} = \frac{2(4.68)^2}{800\pi(20)} = 0.000871 g^2 / Hz$$

$$DSA_{reponse} = Q^2 \{ DSA_{in}^{max} \} = 0.000871(20)^2 = 0.348 g^2 / Hz$$

$DSA_{reponse}^{max,damped}(f, Q) = Y \{ DSA_{reponse}^{max}(f, Q) \} = 250(0.348) = 87 g^2 / Hz$ Avec $Y = 250 g^2 / Hz$ (Voir figure 8-48 ; Spectre aléatoire selon x)

$$dB = 10 \text{Log} \left[\frac{DSA_{in}^{max}}{DSA_{in}^{spec}} \right] = 10 \text{Log} \left[\frac{DSA_H}{DSA_L} \right] = 10 \text{Log} \left[\frac{0.000871}{0.00000348} \right] = 10 \text{Log} 250 = 23.979 dB$$

Nous obtenons ainsi pour l'ensemble des miroirs:

Localisation	Spectre	Y (g ² / Hz)	f(Hz)	DSA _{in} ^{max} (g ² / Hz)	DSA _{in} ^{spec} (g ² / Hz)	DSA _{in} ^{max,damped} (g ² / Hz)	$\frac{DSA_H}{DSA_L}$	Damping Appliqué (dB)
Miroir M1	U _x	250	800	0.000871	0.00000348	87	250	-23.979
	U _y	150	780	0.000893	0.0000059	53.55	150	-21.76
	U _z	80	850	0.00082	0.0000102	26.24	80	-19.03
Miroir M2	U _x	80	1290	0.00054	0.00000675	17.28	80	-19.03
	U _y	2.5	700	0.000995	0.000398	0.995	2.5	-3.979
	U _z	30	1300	0.000536	0.0000178	6.42	30	-14.771
Miroir M3	U _x	100	1350	0.000516	0.00000516	20.6	100	-20
	U _y	85	1340	0.00052	0.00000611	17.68	85	-19.29
	U _z	100	1290	0.00054	0.0000054	21.6	100	-20
Miroir M4	U _x	50	1380	0.000505	0.0000101	10.1	50	-16.989
	U _y	30	1800	0.000387	0.0000129	4.62	30	-14.771
	U _z	95	1850	0.00037	0.00000389	14.25	95	-19.777
Miroir M5	U _x	450	700	0.000995	0.00000221	179.1	450	-26.532
	U _y	50	850	0.00082	0.0000164	16.402	50	-16.989
	U _z	30	800	0.000871	0.000029	10.456	30	-14.771

En appliquant le même raisonnement, nous obtenons pour les composants de l'imageur les valeurs suivantes :

Localisation	Spectre	Y (g^2 / Hz)	$f(Hz)$	DSA_{in}^{max} (g^2 / Hz)	DSA_{in}^{spec} (g^2 / Hz)	$DSA_{in}^{max,damped}$ (g^2 / Hz)	$\frac{DSA_H}{DSA_L}$	Damping Appliqué (dB)
Couvercle TMA	U_x	0.7	750	0.000929	0.00132	0.2597	1.428	-1.549
	U_y	2	730	0.0009549	0.000477	0.762	2	-3.01
	U_z	2.5	680	0.00102	0.000408	1.025	2.5	-3.979
Roue	U_x	50	700	0.000995	0.0000199	19.915	50	-16.989
	U_y	115	720	0.000968	0.00000841	44.505	115	-20.606
	U_z	20	800	0.000871	0.000043	6.96	20	-13.01
Ecran	U_x	3	850	0.00082	0.000273	0.984	3	-4.771
	U_y	7	650	0.00107	0.000152	3	7	-8.45
	U_z	2.5	850	0.00082	0.000328	0.82	2.5	-3.979
Ecran	U_x	3	850	0.00082	0.000273	0.984	3	-4.771
	U_y	4	750	0.000929	0.000232	1.484	4	-6.02
	U_z	2	800	0.000871	0.000435	0.768	2	-3.01
Couvercle ETM	U_x	0.8	850	0.00082	0.00102	0.262	1.25	-0.969
	U_y	11	650	0.00107	0.000097	4.708	11	-10.413
	U_z	3	850	0.00082	0.000273	0.984	3	-4.771
Couvercle ETM	U_x	3.5	750	0.000929	0.000265	1.298	3.5	-5.44
	U_y	5	650	0.00107	0.000214	2.144	5	-6.989
	U_z	2	900	0.000774	0.000387	0.619	2	-3.01
Détecteur	U_x	3	700	0.000995	0.000331	1.195	3	-4.771
	U_y	8.5	650	0.00107	0.000125	3.638	8.5	-9.29
	U_z	1.5	730	0.000954	0.000636	0.572	1.5	-1.76

Pour le couvercle TMA, la roue à filtres ainsi que le mur du détecteur, il faudra ramener la densité spectrale d'accélération (entrée) à $0.001 g^2 / Hz$ pour les fréquences comprise entre 600 et 800 Hz.

Sur l'écran ainsi que le couvercle du boîtier ETM, la densité spectrale sera de $0.0009 g^2 / Hz$ pour les fréquences comprises entre 650 et 900 Hz.

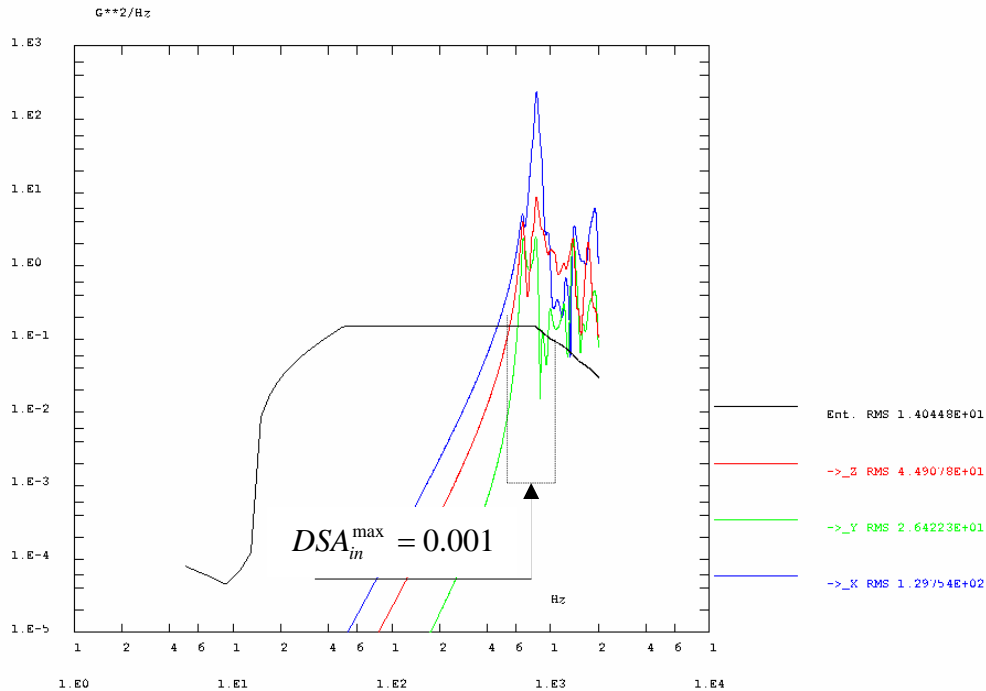


Figure 8-49 : Notching appliqué sur le spectre aléatoire selon \vec{x} pour le miroir M1

8-9-7-4 : Conclusion

Si on veut diminuer la densité spectrale d'accélération pour les fréquences données, il faudra que la DSA soit égale à DSA_m^{\max} pour cette même fréquence (valeurs données dans les tableaux).

Par exemple sur le miroir M1, on applique une $DSA_m^{\max} = 0.001g^2 / Hz$ pour une fréquence $f = 800Hz$. Le damping est ainsi de -23.97 dB (Voir figure 8-49).

8-10 : Analyse quasi-statique de l'imageur

8-10-1 : Objectif de l'étude

Pour cette étude nous utiliserons la même géométrie, le même maillage ainsi que les mêmes conditions limites appliquées pour l'analyse modale (Voir figure 8-10).

Nous appliquerons successivement une accélération de 50 g selon les directions \vec{x} , \vec{y} , \vec{z} .

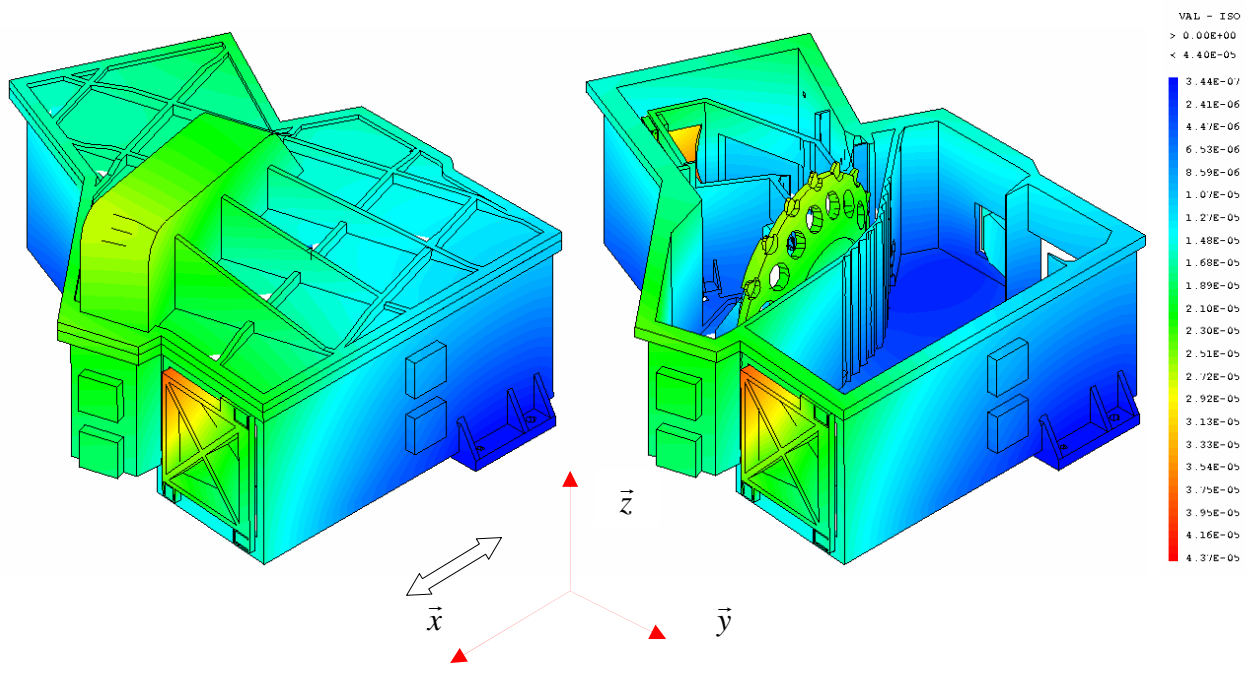
Nous visualiserons les déplacements, les contraintes ainsi que les réactions sur l'imageur.

8-10-2 : Résultats de l'analyse quasi statique

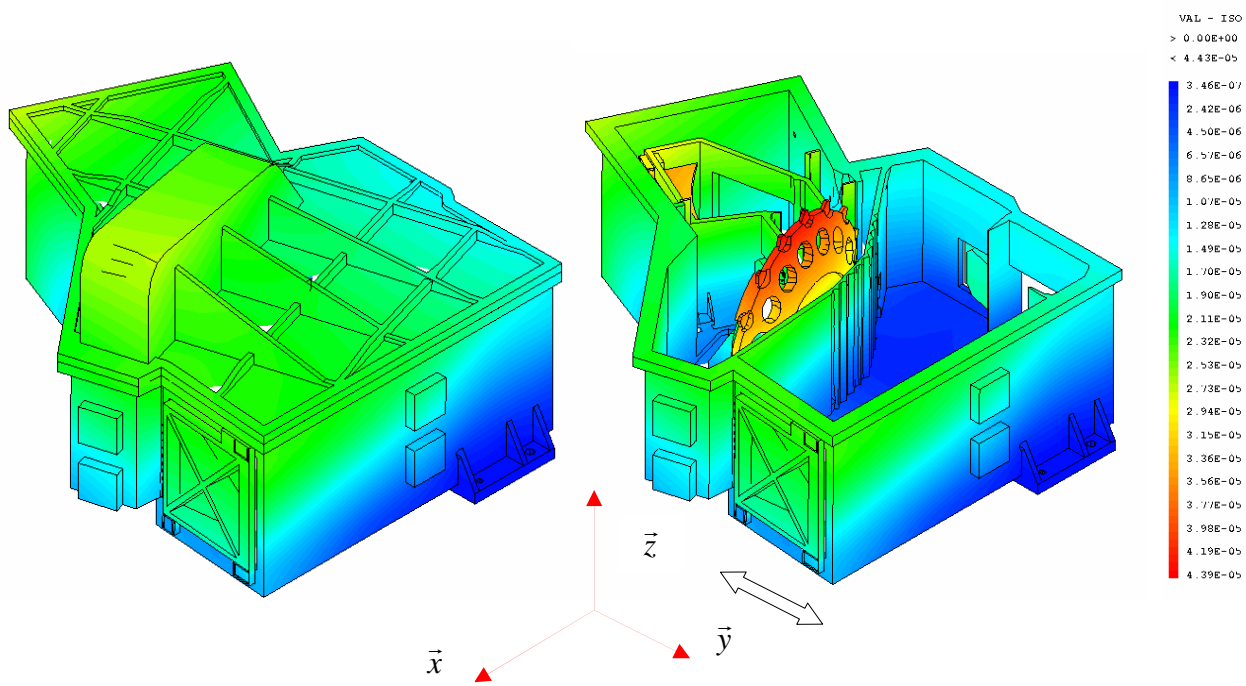
8-10-2-1 : Module des déplacements

Pour chacune des accélérations nous obtenons :

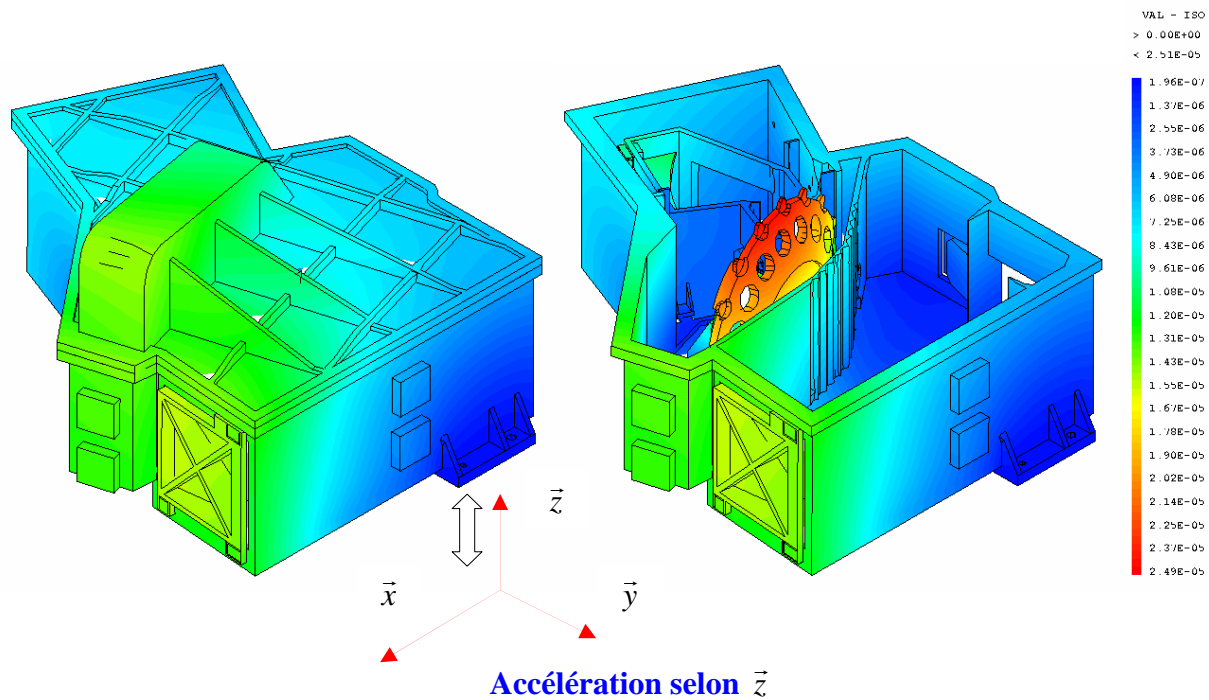
Accélération	Module des déplacements (mm)	Localisation
selon \vec{x}	0.0437	Miroirs M1 et M5
selon \vec{y}	0.044	Roue à filtres
selon \vec{z}	0.025	Roue à filtres



Accélération selon \vec{x}



Accélération selon \vec{y}



Figures 8-50 : Module des déplacements (m)

8-10-2-2 : Contrainte équivalente de Von Mises

Sur les miroirs

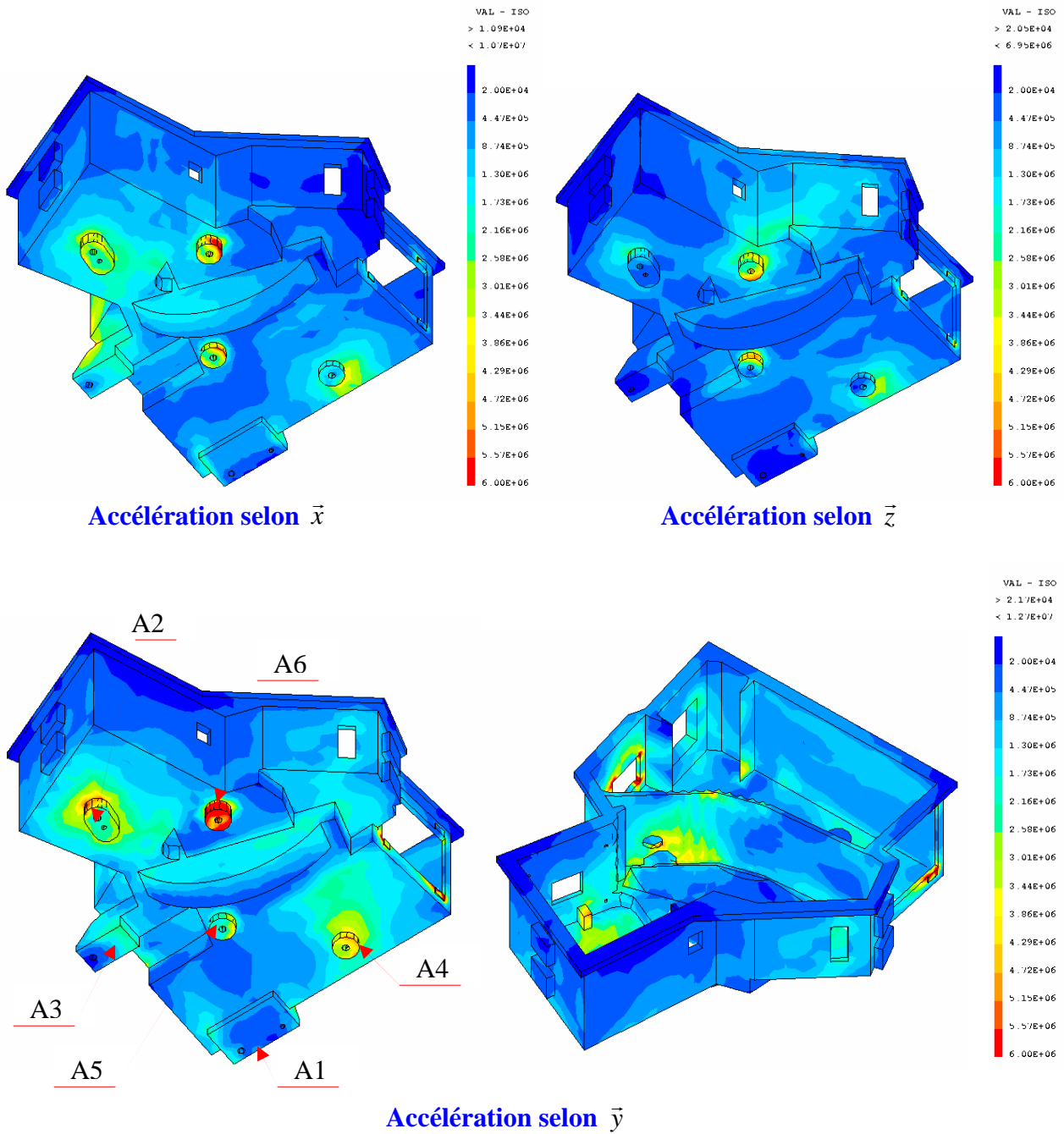
$\sigma_{eq} VonMises$ (MPa)	Miroir M1	Miroir M2	Miroir M3	Miroir M4	Miroir M5
Accé.50g _x	45.6	25.1	15.3	13.1	86.1
Accé.50g _y	72	21.7	19.3	29.5	100
Accé.50g _z	31.2	6.8	7.37	10.7	44.2

En comparant ces résultats avec l'analyse quasi statique (direction \vec{z} des miroirs dans le chapitre 5), les contraintes équivalente de Von Mises (pour une accélération de 50g selon \vec{x} par exemple) sont à l'exception du miroir M1 et M5 légèrement inférieur. Pour le miroir M1 nous relevons dans cette analyse une contrainte de 45.6 MPa, alors que l'étude précédente donne 94 MPa.

Sur le miroir M3 on relève une contrainte de 15.3 MPa, l'analyse seul de ce miroir donne 23 MPa. Cet écart provient de la géométrie du modèle globale dans lequel nous n'avons pas intégré les rayons au niveau des pattes élastiques mais aussi dû au maillage qui est moins raffiner dans ces zones.

En revanche si on compare ces résultats avec l'analyse spectrale pour des vibrations aléatoires au paragraphe 8-9-6-2, on relève des valeurs sensiblement identiques sur les miroirs M1 et M5 pour une géométrie identique et un même maillage.

Sur les interfaces du boîtier ETM avec le deck.



Figures 8-51: Contrainte équivalente de Von Mises (Pa) sur les interfaces avec le deck

Comme pour l'étude de la réponse dynamique les contraintes sur les interfaces A1 et A6 restent très inférieure à la contraintes admissible (155 MPa). On retrouve la même répartition (6MPa) sur les interfaces A2, A5 et A6.

8-10-2-3 : Efforts de réactions sur les interfaces de l'imageur avec le deck

Pour des accélérations de 50g selon \vec{x} , \vec{y} et \vec{z} , les valeurs indiquées dans le tableau ci dessous est la résultante des efforts de réactions pour l'ensemble des interfaces avec le deck.

Réactions (N)	R_x	R_y	R_z	Module
Accélé.50 g selon \vec{x}	7352.52	2604.153	2946.466	8338.5
Accélé.50 g selon \vec{y}	2725	7388.101	2599.38	8292.55
Accélé.50 g selon \vec{z}	2915.15	2794.2	7470.07	8491.619

Comme nous n'avons pas intégré dans notre modèle la masse du détecteur de 1.5 kg, nous majorerons donc l'effort résultant de 9%. Cette valeur n'est qu'une approximation, mais pour une accélération de 50g selon \vec{x} le module des réactions devient 9100 N.

On décompose ce dernier sur les 6 interfaces, aussi dans les calculs précédents nous avons observé que les interfaces A5 et A6 reprenaient chacune 27 % des efforts soit 2455N.

Afin d'éviter un glissement sur ces interfaces et en introduisant un coefficient de frottement de 0.2, l'effort de serrage est 12275 N.

8-10-3 : Conclusion

Compte tenu des faibles déplacements, il n'y aura pas de contact entre les divers composants lors des accélérations et donc pas de risque de détériorations de l'imageur.

8-11 : Etude des éléments de fixation du boîtier ETM sur le deck

La présente étude fait référence à la norme NF E 25-030 : " Elément de fixation, assemblage vissés, conception, calcul et conditions de montage" août 1984.

Nous utiliserons des vis à tête bihexagonale avec trou de freinage, le filetage sera ISO.

Celles-ci répondent à la norme NF L22-237.

8-11-1 : Caractéristique mécanique et géométrique

Les vis sont en E-Z6NCT25 et l'imageur est en aluminium 6061-T6.

Matériau	E-Z6NCT25	Al 6061-T6
Limite de rupture à la traction σ_t (MPa)	1115	310
Contraint admissible σ_{adm} (MPa)	617	270
Limite de rupture au cisaillement σ_{cisail} (MPa)	670	190
Limite de rupture à la compression σ_{comp} (MPa)	617	270
Coefficient de dilatation thermique α (K)	10.4 E-6	14.4 E-6

Caractéristiques géométriques de la vis	
Diamètre de la vis	$D = 8mm$
Longueur de la vis	$L = 26mm$
Longueur de filetage	$Y = 19mm$
Diamètre du filetage	$d = 7.19mm$ avec $d = D - 0.6495P$
Pas	$P = 1.25mm$
Diamètre de la tête de vis	$G = 12.8mm$
Caractéristique de l'assemblage	
Diamètre de passage de vis	$D_h = 8.5mm$
Epaisseur des fixations	$L_{AI} = 10mm$
Longueur de l'insert	$L_I = 20mm$
Longueur de portée de l'insert	$L_{th} = 19mm$

Rayon moyen d'appuis sous tête de vis

$$r_m = \frac{1}{3} \left\{ \frac{G^3 - D_h^3}{G^2 - D_h^2} \right\} = 5,4mm$$

Section d'appuis sous la tête de vis

$$A_C = \frac{\pi}{4} (G^2 - D_h^2) = 71,9mm^2$$

Section résistante du noyau de la vis

$$A_S = \frac{\pi d_{eq}^2}{4} = 36,6mm^2 \quad \text{Avec } d_{eq} = D - 0.9382P = 6,83mm$$

8-11-2 : Efforts appliqués sur la vis lors des tests de vibrations

Couple de serrage

Couple appliqué sur la vis lors des tests est: $C_S = 21Nm$

Si on applique une variation de +/- 10 % sur le couple de serrage on obtient :

$C_{S\min} = 18,9Nm$ Couple de serrage nominal mini

$C_{S\max} = 23,1Nm$ Couple de serrage nominal maxi

Effort de tension initiale mini appliqué sur la vis

$\mu_{\max} = 0.15$ Coefficient de frottement maxi dans le filetage et sous tête.

$$F_{t\min} = \frac{C_{S\min}}{0.16P + \mu_{\max}(0.583d + r_m)} = 11533N$$

Effort de tension initiale maxi appliqué sur la vis

$\mu_{\min} = 0.1$ Coefficient de frottement mini dans le filetage et sous tête.

$$F_{t_{\max}} = \frac{C_{S_{\max}}}{0.16P + \mu_{\min}(0.583d + r_m)} = 19928N$$

Contraintes de traction

$$\sigma_{t_{\text{Vis}/\min}} = \frac{F_{t_{\min}}}{A_S} = 315MPa < \sigma_{adm/\text{vis}}$$

$$\sigma_{t_{\text{Vis}/\max}} = \frac{F_{t_{\max}}}{A_S} = 545MPa < \sigma_{adm/\text{vis}}$$

Les contraintes dues à la traction restent inférieures à la contrainte admissible qui est de 617 MPa pour du E-Z6NCT25.

Efforts appliqués sur les 6 interfaces de l'imageur avec le deck

Contraintes dues à la compression

$$\sigma_{C_{\min_Alu}} = \frac{F_{t_{\min}}}{A_C} = 160MPa < \sigma_{comp_alu}$$

$$\sigma_{C_{\max_Alu}} = \frac{F_{t_{\max}}}{A_C} = 277MPa > \sigma_{comp_alu}$$

La contrainte de compression $\sigma_{C_{\max_Alu}}$ est supérieure à la contrainte de compression de l'aluminium qui est $\sigma_{comp_alu} = 270MPa$. Cela explique les traces de frottements relevés lors des essais de vibrations du boîtier STM.

Si on se limite à 80 % de la contrainte de compression, la surface de contact minimum entre la tête de vis et les fixations du boîtier ETM est :

$$A_{Sh_{\min}} = \frac{F_{trac_{\min}}}{0.8\sigma_{C_alu}} = 92.3mm^2$$

La surface de contact entre la tête de vis et sa fixation, doit être supérieure à $A_{Sh_{\min}}$.

8-11-3 : Effort appliqué sur les interfaces du boîtier ETM lors des vibrations

Les tests de vibrations nous indiquent une accélération de 14 g RMS pour les trois directions. Ainsi l'effort total appliqué sur les vis est :

$$F_{V_{total}} = 14_g M_{ETM} (3) = 7705N$$

$$\text{Avec : } M_{ETM} = M_{imageur} + M_{détecteur} + M_{viserie} + M_{Composants} = 18.7Kg$$

Or on a remarqué précédemment que l'effort résultant n'est pas répartie uniformément sur les 6 interfaces, ainsi les interfaces A5 et A6 supportent chacune 27 % de la masse totale soit : $F_{V_{max}} = 2080N$.

Contrainte sur la vis

Les efforts appliqués sur les vis et les interfaces sont respectivement :

$$F_{Vis_max} = \lambda F_{V_{max_vis}}$$

$$F_{Assem_max} = (1 - \lambda) F_{V_{max_vis}}$$

$$\text{Avec le rapport de rigidité d'assemblage: } \lambda = \frac{1}{2} \frac{K_{Vis}}{K_{Vis} + K_{assem}} = 0.12$$

Avec : La rigidité de la vis $K_{Vis} = 423kN / mm$

La rigidité d'assemblage $K_{assem} = 1353kN / mm$

Le calcul des rigidités est donné par la norme E25-030.

La contrainte totale maximum sur la vis est :

$$\sigma_{T_{vis_max}} = \frac{F_{t_{max}} + F_{Vis_max}}{A_S} = 551MPa < \sigma_{admVis}$$

Cette valeur reste inférieure à la contrainte admissible qui est pour la vis de 617 MPa.

Effort tangentiel

$$\sigma_{S_{Vis_max}} = \frac{F_{Vis_max}}{A_S} = 57MPa < \sigma_{S_{Vis}} \quad \text{Avec } \sigma_{S_{Vis}} = 670MPa$$

Si on applique un coefficient de frottement de 0.2 pour l'interface, nous obtenons :

$$F_{Tan} = \frac{F_{V_{max}}}{\phi} = 10400N$$

L'effort de serrage appliqué sur le plan de l'interface doit être supérieur à 10400N.

Contraintes sur les interfaces

Pour une sollicitation dans le plan normal aux interfaces avec le deck, la contrainte normale

$$\sigma_C = \frac{F_{vis_max} + F_{Vis_max}}{A_C} = 281MPa > \sigma_{Comp_alu}$$

La contrainte maximum de compression appliquée sur les interfaces de fixation de l'imageur est supérieur à la contrainte admissible de compression de l'aluminium qui est de 270 MPa. Cela explique les emprunts relevées sur les zones de contact avec les têtes de vis.

Si on se limite à 80 % de la contrainte de compression de l'aluminium, nous obtenons :

$$\sigma_C = \frac{F_{vis_max} + F_{Vis_max}}{A_{Sh}} = 137MPa < \sigma_{Comp_alu}$$

Pour une sollicitation dans le plan des interfaces de l'imageur deck la contrainte de

cisaillement est : $\sigma_{Cisail} = \frac{F_{V_max}}{A_5, A_6} = 3MPa$, cette valeur reste inférieure à la contrainte de

cisaillement pour l'aluminium qui est de 190MPa. Les interfaces A_5 et A_6 ont respectivement pour surface $706mm^2$.

8-11-4 : Effort appliqué sur les interfaces du boîtier ETM lors de la mise en froid

L'effort nécessaire pour maintenir en contact l'imageur sur le deck dépend également du rétreint différentielle dû aux variations de température. Celle-ci varie de 300 K à 7 K.

$$\varepsilon_{Alum} = \alpha_{Alum} \Delta T = 0.0042$$

$$\varepsilon_{vis} = \alpha_{vis} \Delta T = 0.003$$

Le rétreint différentiel entre les deux matériaux est : $\varepsilon = \varepsilon_{Alum} - \varepsilon_{vis} = 0.0012$.

Ainsi pour compenser ce rétreint il faudra appliqué une précontrainte avec :

$$\sigma_{PC} = E_{vis} \varepsilon = 252MPa$$

L'effort nécessaire pour obtenir cette précontrainte est : $F_{PC_Th} = A_5 \sigma_{PC} = 9223N$

8-11-5 : Effort appliqué pour une sollicitation quasi-statique

Les 6 interfaces de l'imageur/deck supporte la totalité de la masse de l'ensemble ETM pour une accélération de 50 g selon les 3 directions. Ainsi nous pouvons déduire l'effort normal (Résultant) au plan d'interface qui est : $F_{N_QStat} = 50g(M_{ETM}) = 9172N$.

Cet effort est inférieur à l'effort de précontrainte $F_{PC_Th} = 9223N$ dû au rétreint thermique.

Précédemment nous avons supposé que les interfaces A_5 et A_6 reprenaient chacune 27 % de l'effort résultant. Nous obtenons ainsi : $F_{N/A5/A6_QStat} = 2476N$.

Pour une accélération appliquée parallèlement au plan des l'interfaces de l'imageur, nous obtenons un effort tangentiel sur A_5 et A_6 avec un coefficient de frottement de 0.2 :

$$F_{T/A5/A6_QStat} = \frac{F_{N/A5/A6_QStat}}{0.2} = 12380N$$

8-11-6: Efforts nécessaire pour vaincre le tassement

L'effort à vaincre dû au tassement est : $F_s = \Delta L \frac{K_{Vis} K_{Ass}}{K_{Vis} + K_{Ass}} = 1128N$

avec $\Delta L = 3.29 \left(\frac{L_{Al}}{d} \right)^{0.34} \cdot 10^{-3} = 0.0035$ qui est la déformation plastique due à l'écrasement (épaisseur de l'assemblage sur le diamètre de la vis).

L'effort de tension nécessaire est $F_t = F_s + F_{T/A5/A6_QStat} = 13508N$

Le couple de serrage nominal approché est: $C_{Smin} = F_t [0.16P + \mu_{max} (0.583d + r_m)] = 22.1Nm$

La dispersion admise sur le couple en fonction du moyen de serrage à été évaluée à +/- 10 %.

Le couple maximal est donc : $C_{Smax} = C_{Smin} \frac{1.1}{0.9} = 27Nm$

Le couple de serrage moyen est $C_{Smoy} = \frac{C_{Smin} + C_{Smax}}{2} = 25Nm$

Effort de tension et contraintes dû aux serrage

L'effort de tension sur la vis est donné en fonction du couple de serrage maxi par la relation :

$$F_{tmax} = \frac{C_{Smax}}{0.16P + \mu \min(0.583d + rm)} = 23292N$$

Ce qui entraîne une contrainte de traction dans la vis qui est :

$$\sigma_{tVis_max} = \frac{F_{tmax}}{A_s} = 636MPa > \sigma_{adm_vis}$$

Cette valeur est supérieure à la contrainte admissible qui est de 617 MPa pour le matériau E-Z6NCT25.

La contrainte de compression sur les interfaces est :

$$\sigma_{C_Alum} = \frac{F_{tmax}}{A_s} = 544,5MPa > \sigma_{Comp}$$

$$\sigma_{C_Alum} = \frac{F_{tmax}}{A_{Sh}} = 233MPa < \sigma_{Comp}$$

8-11-7: Conclusion

L'effort de serrage (10200 N) donné dans l'étude spectrale indique une valeur très proche de 10400 N obtenu dans notre analyse. L'étude quasi-statique effectuée au paragraphe 8-10-2-3 a révélé un effort de serrage de 12275 N, cette valeur est également très proche de l'effort 12380 N obtenu pour la même sollicitation. Le fait d'appliquer un effort de précontrainte peu provoquer des empruntes sur les interfaces. Les éléments de fixations de l'imager répondent au critère de résistance des matériaux.

Bilan sur l'étude de l'imageur

La réalisation du prototype STM (Structural and Thermal Model) de l'imageur, nous a permis, non seulement d'effectuer une étude de faisabilité de la structure en maintenant les tolérances de fabrication, mais aussi grâce aux tests de vibration, de valider les hypothèses de l'analyse modale.

L'étude des miroirs nous a permis de retenir une solution technologique répondant aux diverses sollicitations.

L'analyse modale des porte-filtres a mis en évidence la difficulté à modéliser un tel montage en tenant compte des efforts de serrage, des coefficients de frottement ainsi que des jeux dus au montage. Pour cela, nous avons effectué des tests de vibration sur les différents porte-filtres afin de valider la géométrie, la tenue mécanique de la plaque élastique, ainsi que les fréquences de vibration. Ce test dynamique a démontré que pour une accélération inférieure à 100 g, nous obtenons des fréquences très élevées. Il sera effectué ultérieurement des tests thermique avec une descente en température de 20K/h, nous imposerons une température initiale de 300K pour aboutir à une température finale de 7K. Nous comparerons ainsi la puissance à fournir lors de la mise en froid, puis avec cette dernière sollicitation, nous examinerons sur cet assemblage d'éventuels endommagements.

L'analyse modale de la roue à filtres nous indique un niveau de fréquences supérieures à 1200 Hz. Cependant cette valeur n'est qu'indicative. En effet, n'ayant pas modélisé la motorisation ainsi que ses éléments de liaisons, la première fréquence de la roue pourrait être modifiée du fait des jeux de fonctionnement, en revanche sur cette roue, il n'y a qu'avec un choc thermique que nous pouvons visualiser la variation des isothermes. Dans la réalité, nous appliquerons une évolution très lente de la mise en froid, évitant ainsi une détérioration des composants à travers la roue.

L'analyse modale de l'ensemble ETM (Engineering and Test Model) a confirmé les modes et les premières fréquences de vibration obtenus dans l'étude des sous-structures.

Pour un spectre aléatoire donné sur les interfaces avec le deck, nous avons constaté de faibles déplacements pour l'ensemble des composants de l'imageur avec un niveau de contrainte acceptable sur les pattes élastiques des miroirs, selon les critères de résistance des matériaux.

Ces résultats ont été confirmés par l'étude quasi-statique pour une accélération de 50g dans chacune des trois directions. En revanche, la réponse à la densité spectrale d'accélération nous fournit pour des fréquences données, des RMS (Root Mean Square) élevées, celles-ci traduisent le comportement des composants pour les fréquences correspondantes, nous retrouvons ces mêmes fréquences avec l'analyse modale. Afin de diminuer les risques d'endommagement de l'imageur, il faudra atténuer l'excitation au voisinage des fréquences données (Notching).

Concernant l'hypothèse sur le refroidissement du deck, l'étude thermomécanique a révélé un niveau de contraintes très faible sur les pattes élastiques des miroirs.

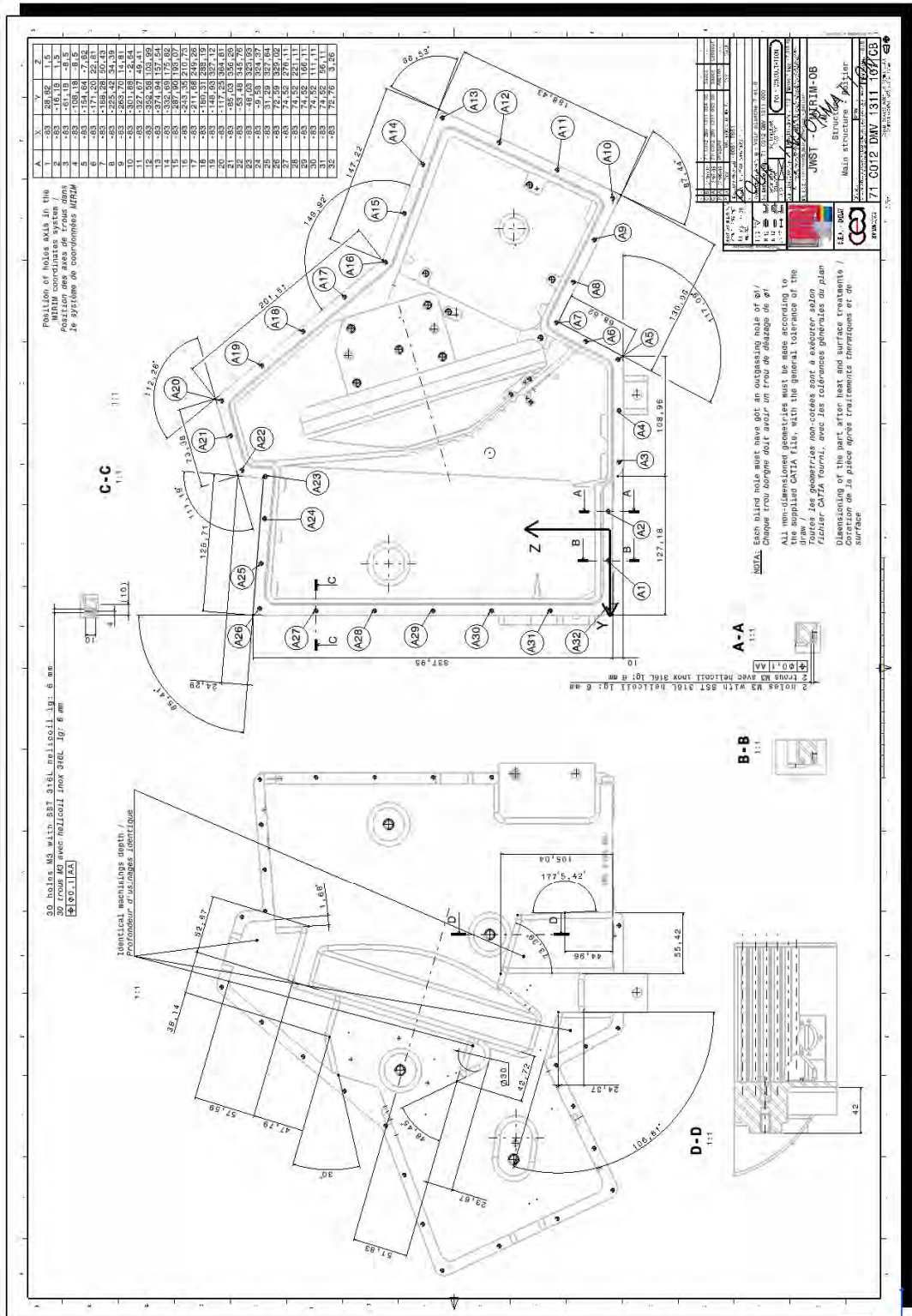
L'étude des éléments de fixation a permis leurs dimensionnements, ainsi que la détermination des efforts de serrages à appliquer pour répondre aux sollicitations énoncées préalablement.

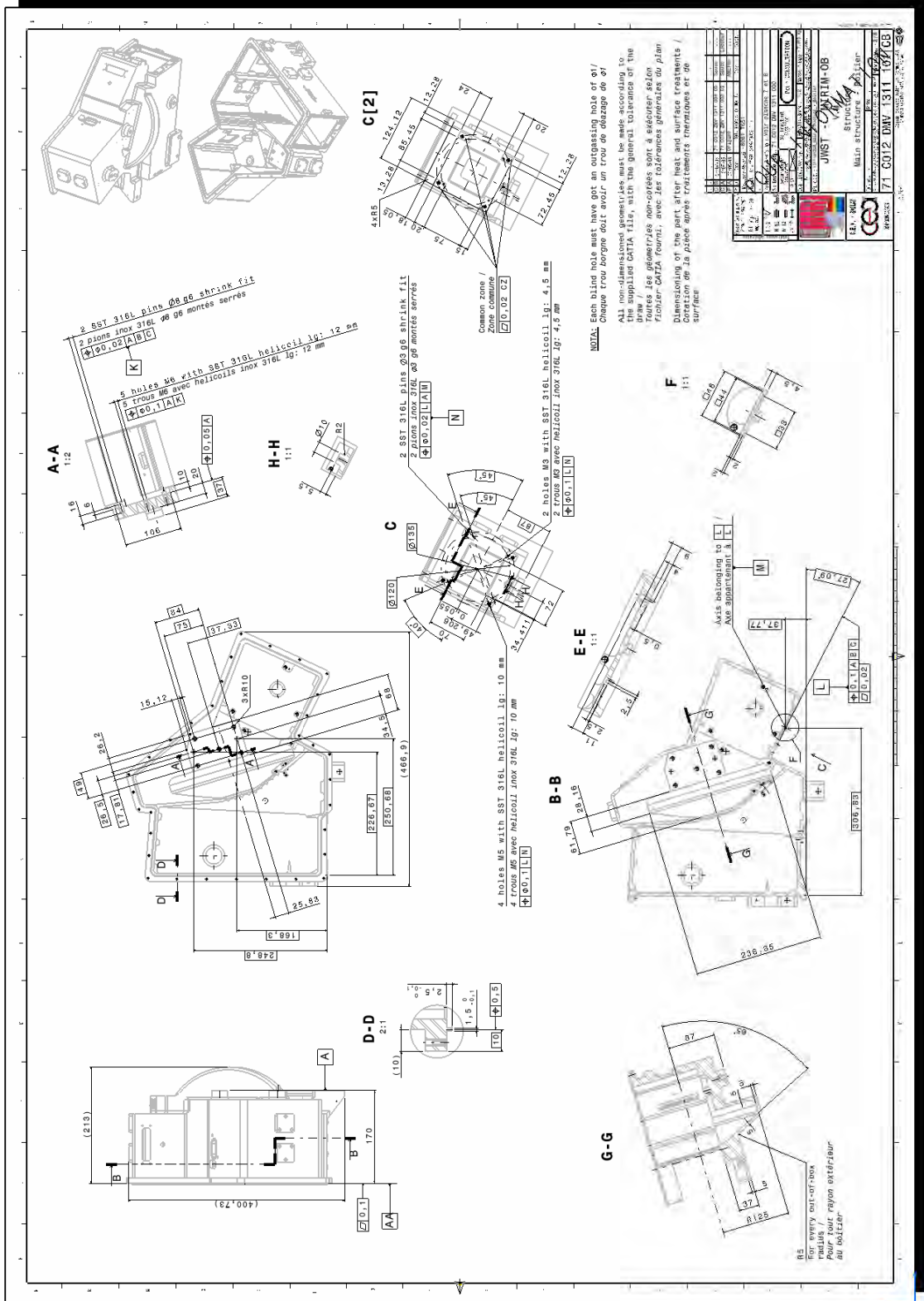
Etant conscient des limites de la modélisation, l'ensemble des tests dans notre étude a permis la validation des hypothèses.

ANNEXES

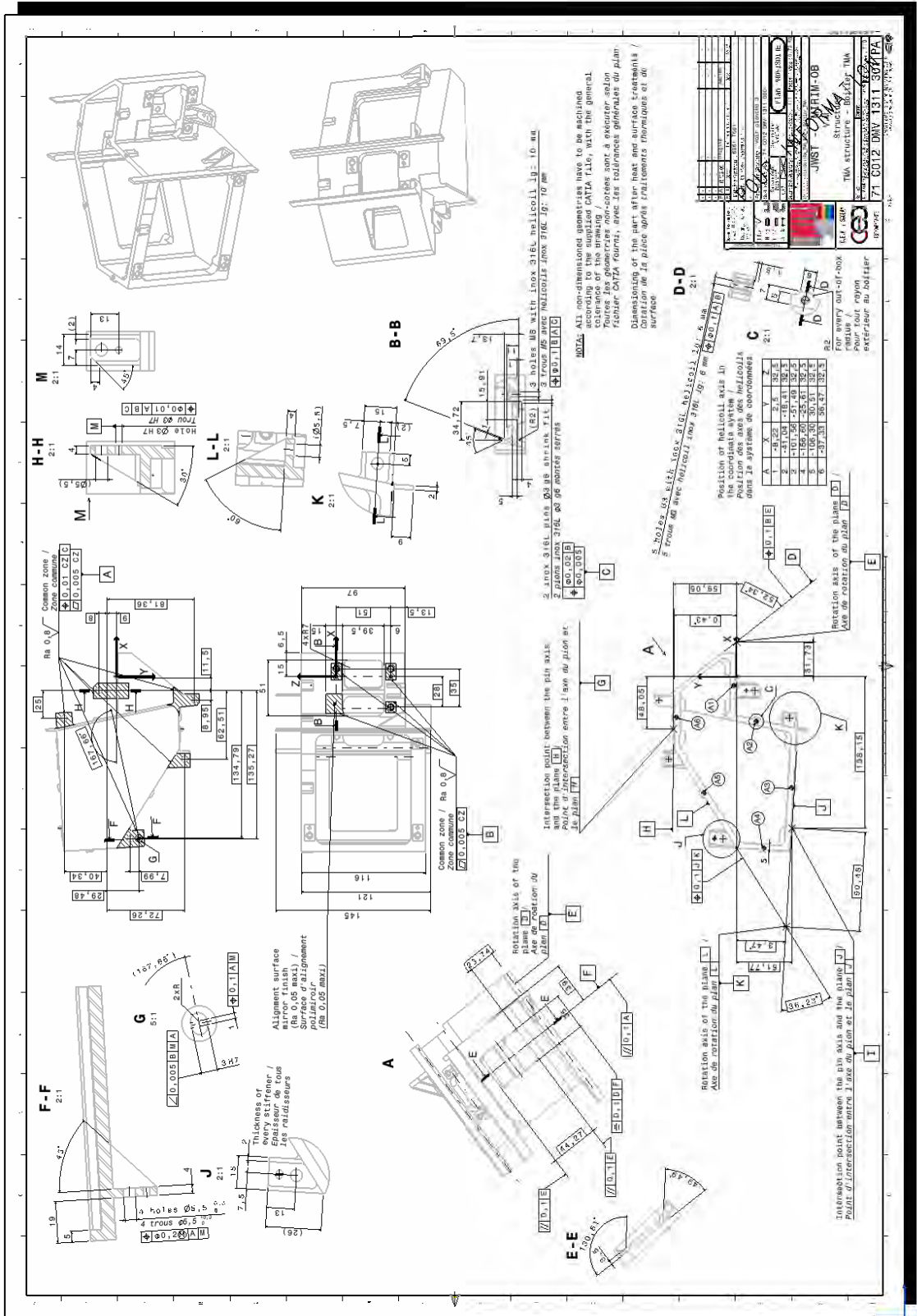
Annexe 1 : Plans de l'imager et de ses composants

A-1-1 : Boîtier ETM avec son couvercle

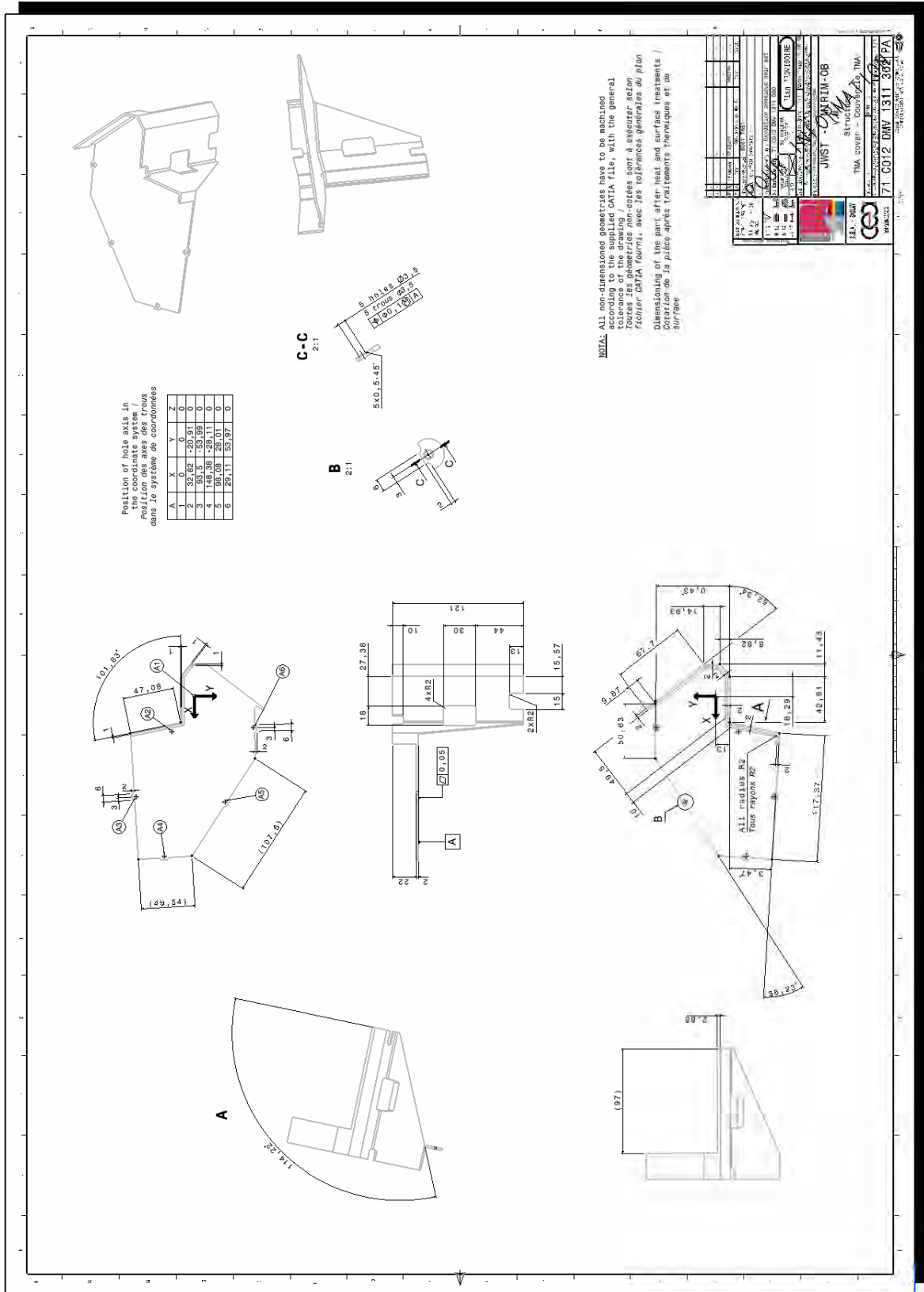




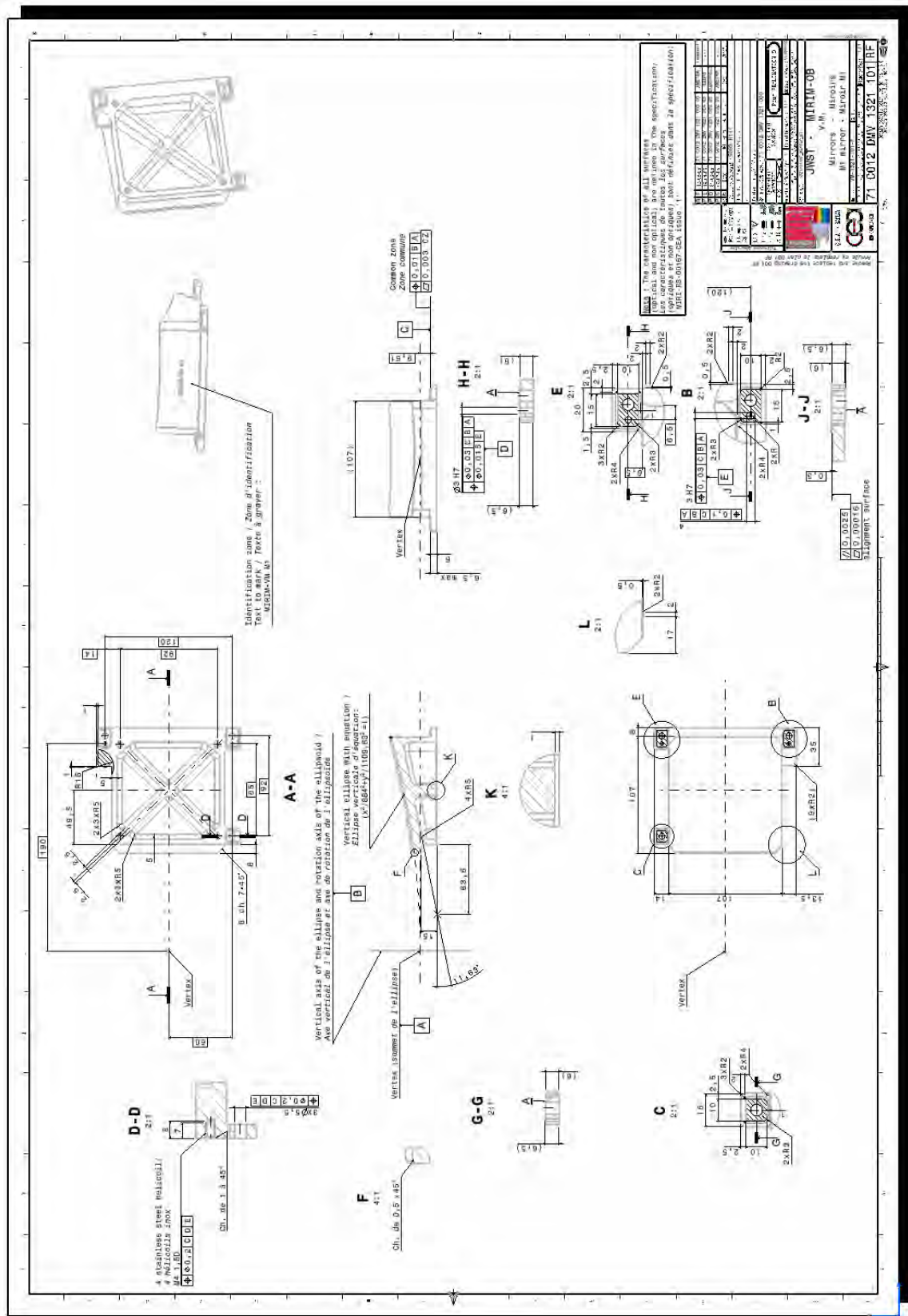
A-1-3 : Boîtier TMA

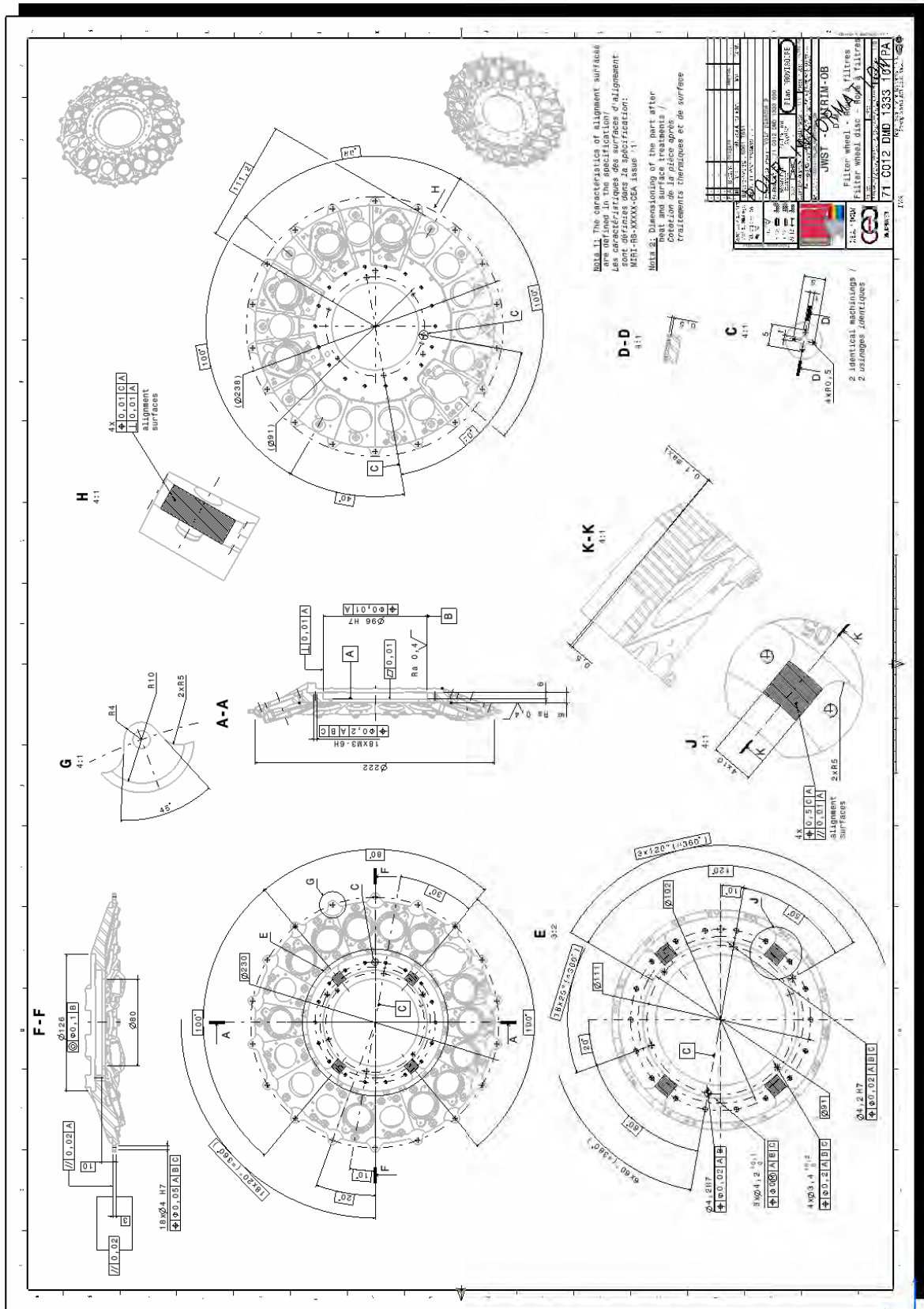


A-1-4 : Couvercle du boîtier TMA

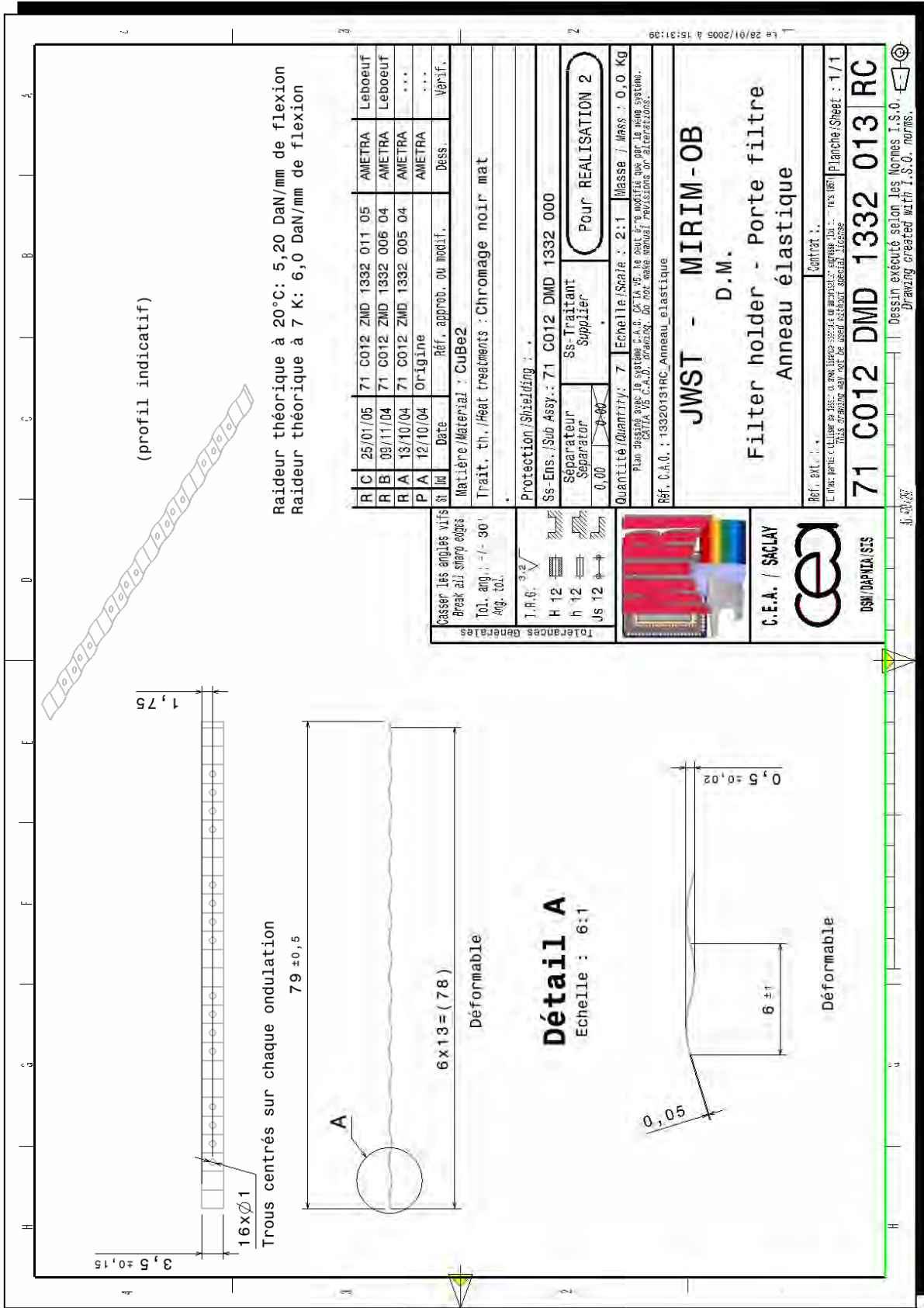


A-1-7 : Miroir M1





A-1-13 : Anneau élastique



Annexe 2 : Modélisations

A-2-1 : Couvercle TMA

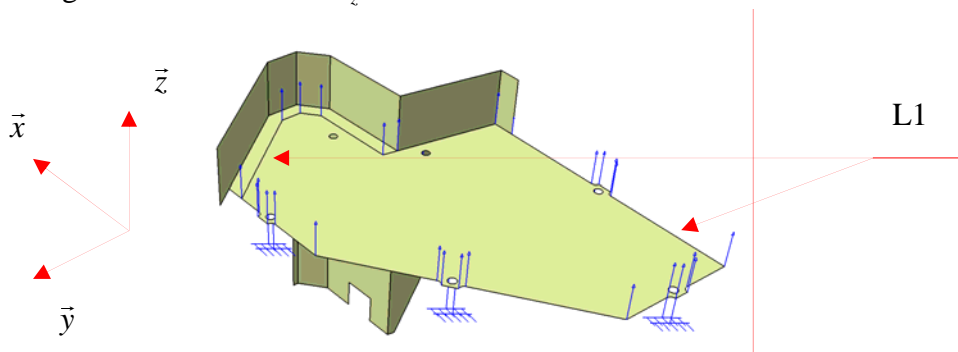
A-2-1-1 : Caractéristique du matériau

Matériau	Aluminium 6061
Module de Young E : (MPa)	70000
Coefficient de poisson ν	0.34
Masse volumique ρ : (Kg/m ³)	2710

A-2-1-2 : Conditions limites et maillage

Sur les 6 trous de fixations : $U_x = U_y = U_z = 0$
 $\theta_x = \theta_y = \theta_z = 0$

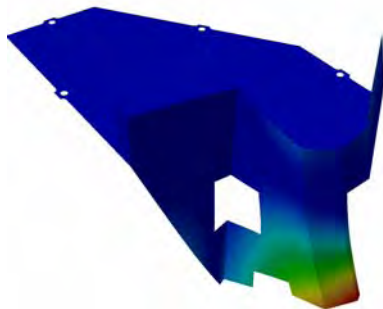
Sur la ligne de contour L1 : $U_z = 0$



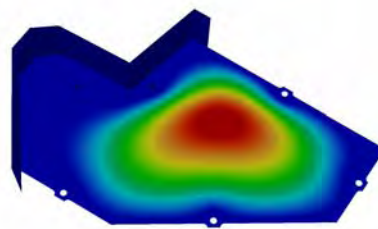
Le critère de Kirchhoff $\frac{h}{L} = 0.02 < 0.05$, ces éléments seront bien adaptés pour notre modélisation.

Nombre de noeuds	2565
Nombre d'éléments TR3 (DKT)	4490
Masse (Kg)	0.086

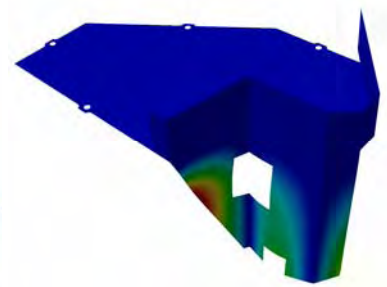
A-2-1-3 : Analyse modale



Mode 1/Fréquence : 496.5 Hz



Mode 2/Fréquence : 798.1 Hz



Mode 3/Fréquence : 893.4 Hz

A-2-2 : Rigidité de l'anneau élastique

A-2-2-1 : Caractéristique mécanique

Matériau	CuBe2
Module de Young : E (Pa)	130 E+9
Masse volumique : ρ (Kg/m^3)	8250
Coefficient de poisson : ν	0.3

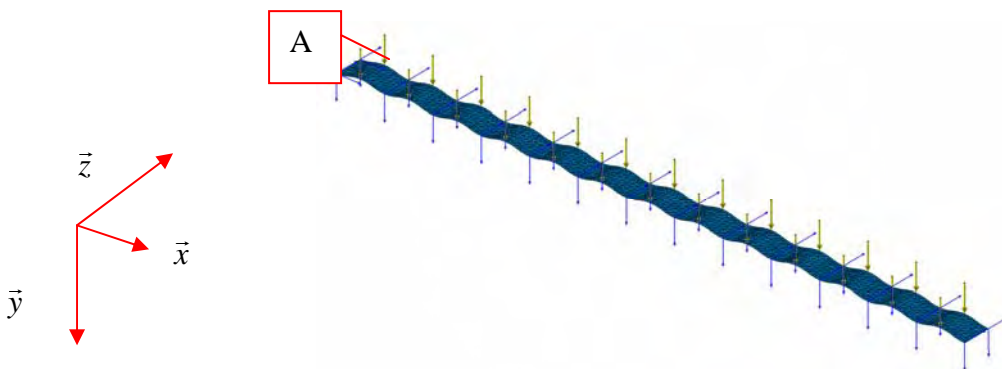
A-2-2-2 : Géométrie

La géométrie de l'anneau élastique fait référence au plan 71 C012 DMD 1332 013 RC

A-2-2-3 : TEST N°1

Maillage

Pour le modèle éléments finis, nous utiliserons des éléments plaque triangulaire complets. Celui-ci possède au total 15 degrés de liberté dans le repère locale, soit 6 ddl pour l'élément membrane et 9 ddl pour l'élément plaque en flexion (Modèle de Kirchhoff).



Conditions limites

Les conditions limites seront appliquées sur les arrêtes inférieures des ondulations.

Sur celles-ci, nous appliquons un blocage en translation selon \vec{y} et \vec{z} que nous pouvons visualiser par des flèches bleues sur la figure ci-dessus.

Afin, de bloquer en translation l'anneau élastique par rapport au repère global $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$, nous imposerons $U_x = 0$ sur l'arrête A

Chargement

Nous imposerons un effort résultant de 10 N repartit sur les arrêtes supérieures des ondulations.

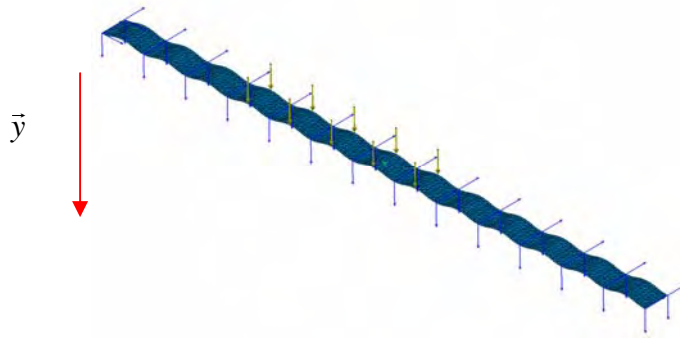
La décomposition de cet effort est symbolisée par des vecteurs de couleur jaune (voir figure ci-dessus).

Résultat : 1

Nous obtenons un déplacement selon \vec{y} de 0.19 mm. Avec la relation $[K][U] = [F]$ où K est la matrice de rigidité, U la matrice des déplacements et F la matrice des efforts appliqués, nous obtenons une rigidité de l'anneau élastique de 52.6 N/mm, celle ci correspond à la rigidité donnée par le constructeur.

A-2-2-4 : TEST N°2

On garde les mêmes conditions limites puis on applique une charge de 3.85 N répartie sur 5 ondulations. ($10N/13 = 0.77 \Rightarrow (0.77)(5) = 3.85N$)

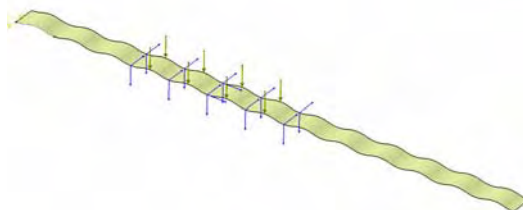


Résultat : 2

Nous obtenons le même résultat que précédemment, soit un déplacement selon \vec{y} de 0.19 mm
Rigidité $K = 20263N/m$

A-2-2-5 : TEST N°3

Modification des conditions limites. On applique une charge de 3.85 N répartie sur 4 ondulations. ($10N/13 = 0.77 \Rightarrow (0.77)(4) = 3.08N$)



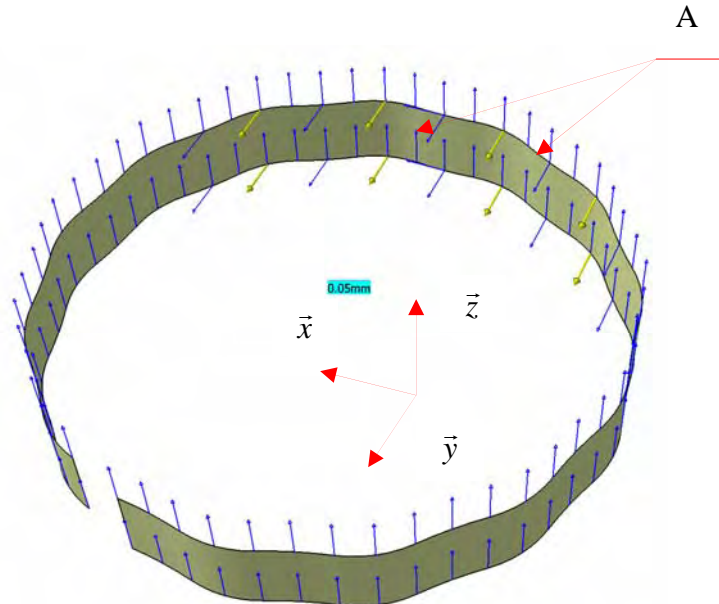
Résultat : 3

Même résultat que précédemment, soit un déplacement selon \vec{y} de 0.131 mm
Rigidité $K = 23511N/m$

A-2-2-6 : TEST N°4

J'applique une charge de $(0.77)(4) = 3.08N$ répartie sur 4 ondulations. J'obtiens ainsi un déplacement sur l'ondulation repère A de 0.143 mm selon \vec{y} .

La rigidité est $K = 21538N/m$



A-2-3 : Plateau pour le pot vibrant

A-2-3-1 : Caractéristiques du matériau

Matériau	Aluminium 6061
Module de Young $E : (MPa)$	70000
Coefficient de poisson ν	0.34
Masse volumique $\rho : (Kg/m^3)$	2710

A-2-3-2 : Conditions limites et maillage

Sur A1 : $u_z = 0$

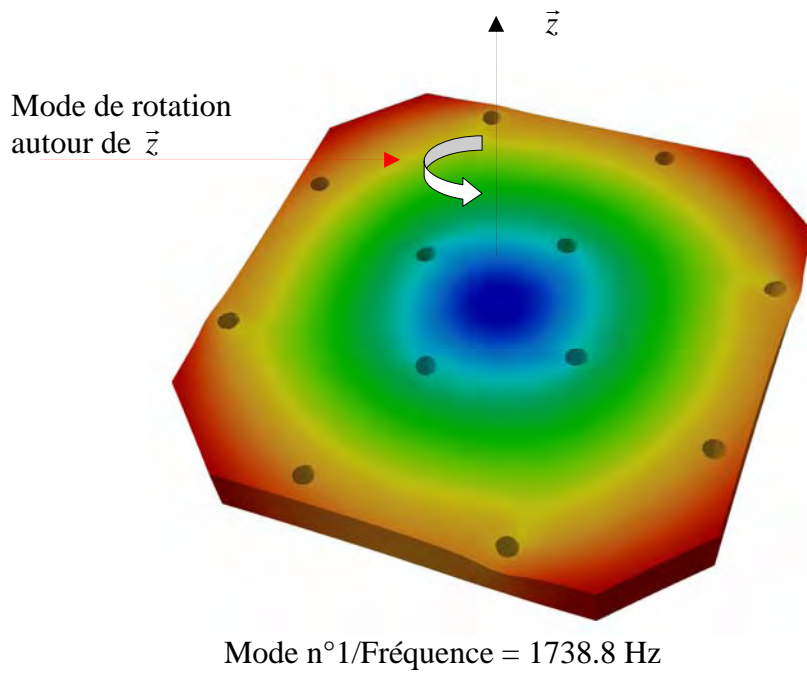
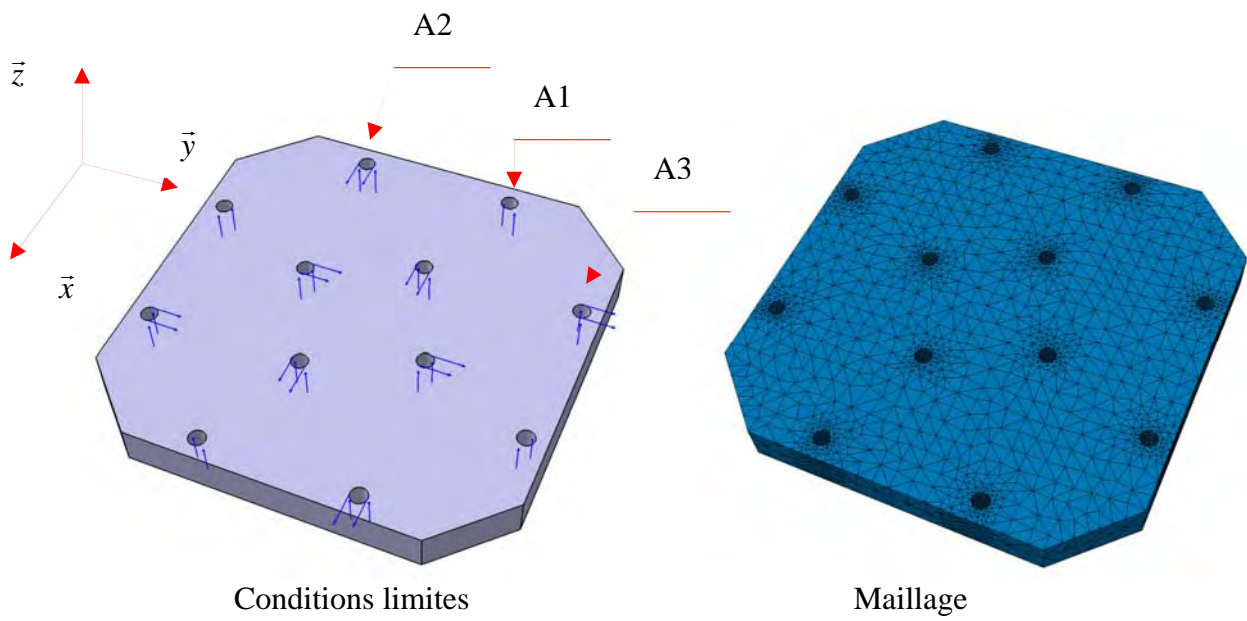
Sur A2 : $u_x = u_z = 0$

Sur A3 : $u_y = u_z = 0$

La structure comprend quatre conditions limites de type A1, A2 et A3

Nombre de noeuds	9567
Nombre d'éléments TE4	42179
Masse (Kg)	4.159

A-2-3-4 : Analyse modale



A-2-4 : Porte-filtres et diaphragmes

A-2-4-1 : Caractéristiques du matériau

Matériau	Aluminium 6061
Module de Young E : (MPa)	70000
Coefficient de poisson ν	0.34
Masse volumique ρ : (Kg/m ³)	2710

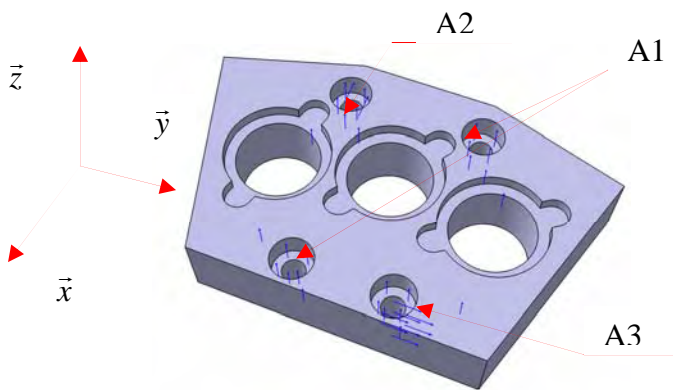
A-2-4-2 : Conditions limites

Sur la face inférieure : $u_z = 0$

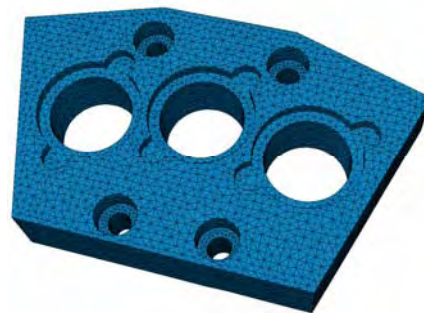
Sur A1 : $u_z = 0$

Sur A2 : $u_x = u_z = 0$

Sur A3 : $u_y = u_z = 0$



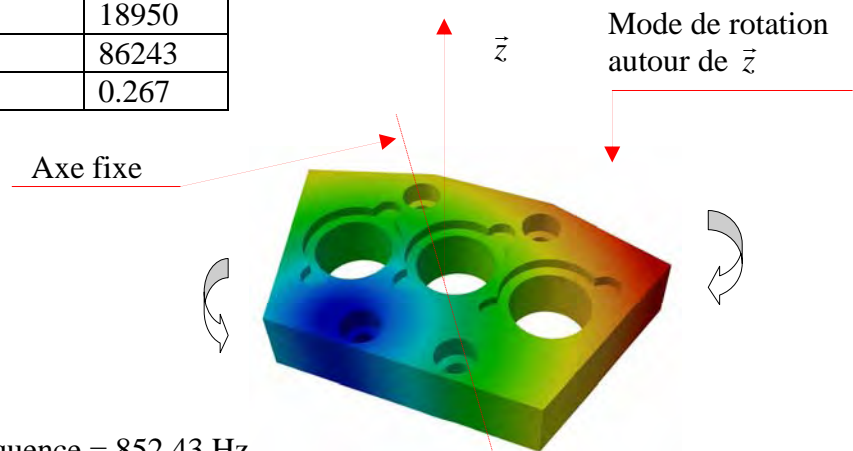
Conditions limites



Maillage

A-2-4-3 : Maillage et analyse modale

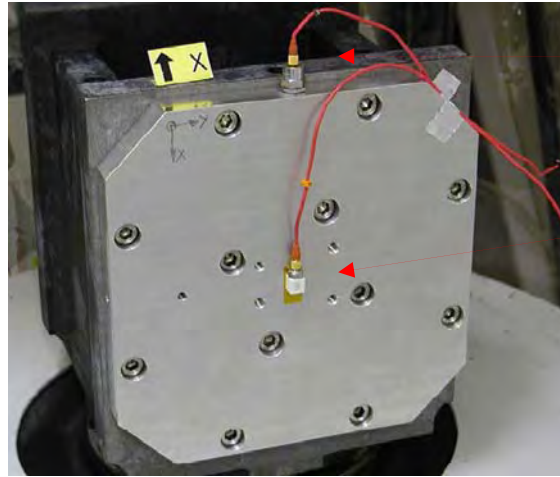
Nombre de noeuds	18950
Nombre d'éléments TE4	86243
Masse (Kg)	0.267



Mode n°1/Fréquence = 852.43 Hz

Annexe 3 : Tests dynamiques des porte-filtres et porte-diaphragmes

A-3-1 : Plateau pour le pot vibrant (plaque d'interface)



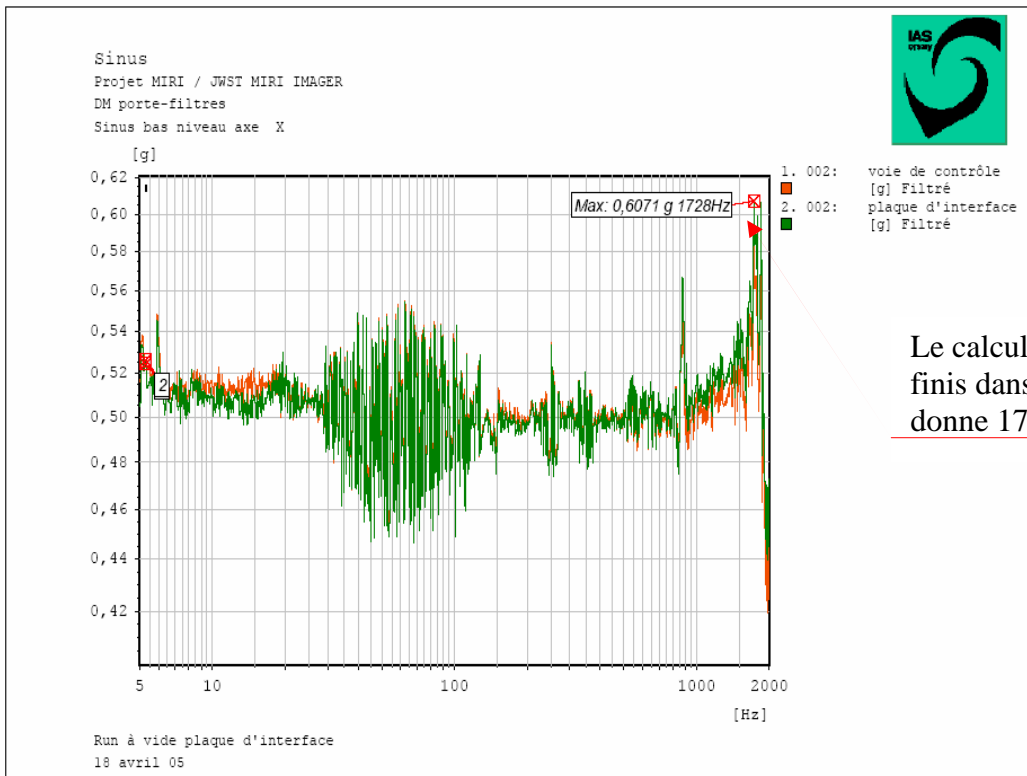
Voie de contrôle

Plaque d'interface

Accélération selon x

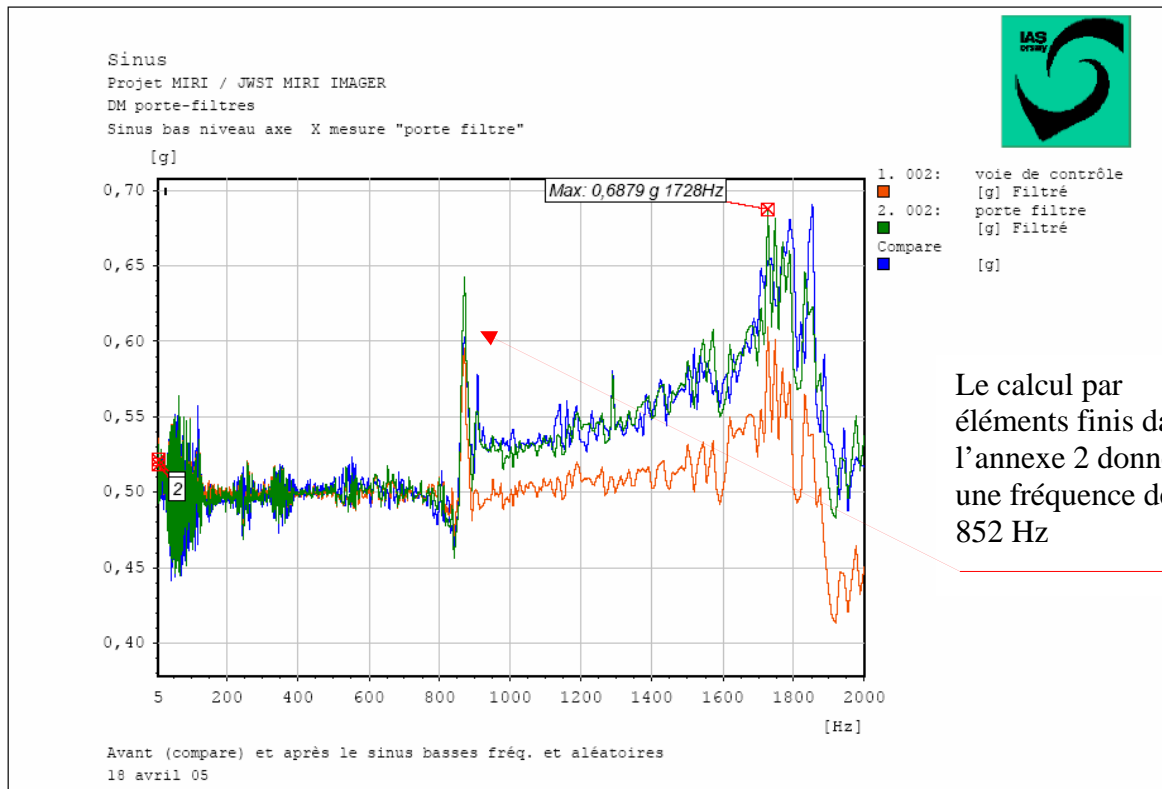
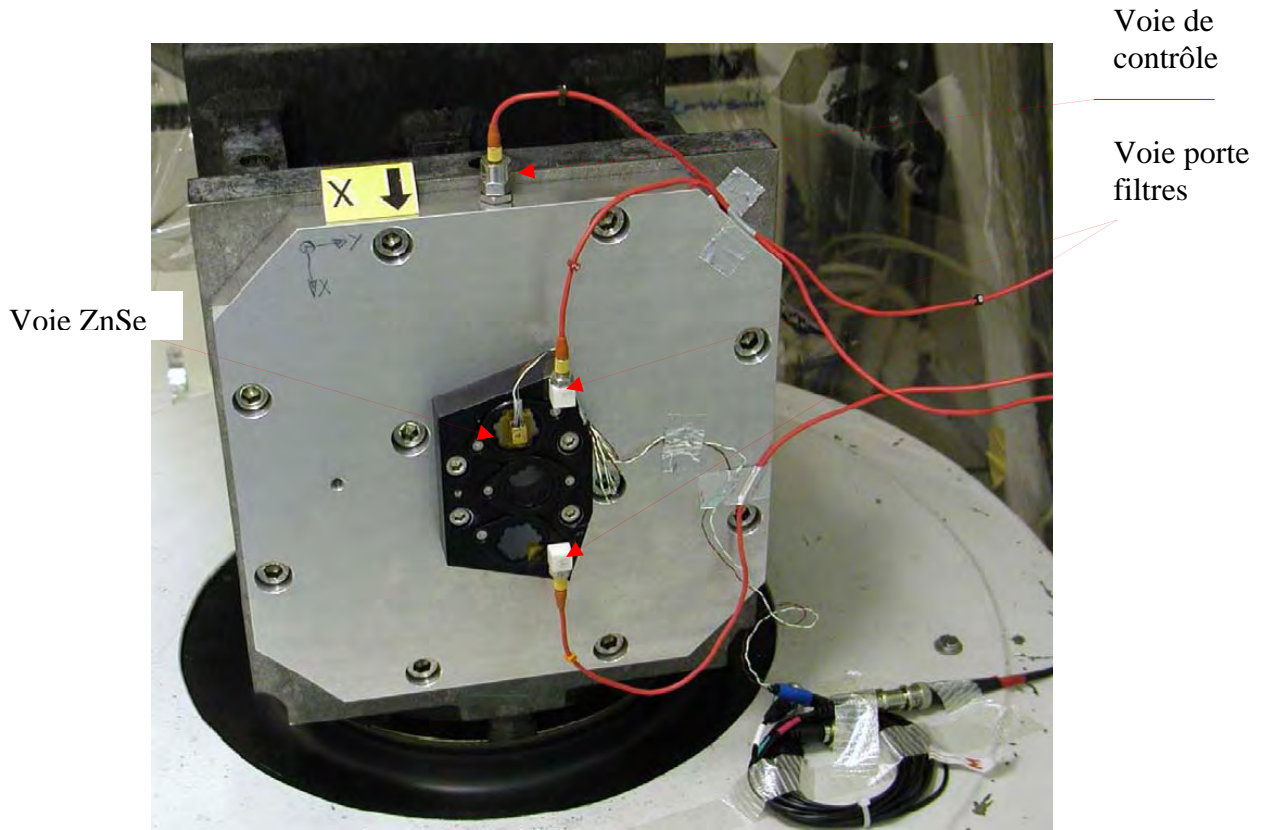
Remarque : l'accélération selon y donne des courbes similaires.

A-3-1-1 : Plaque d'interface

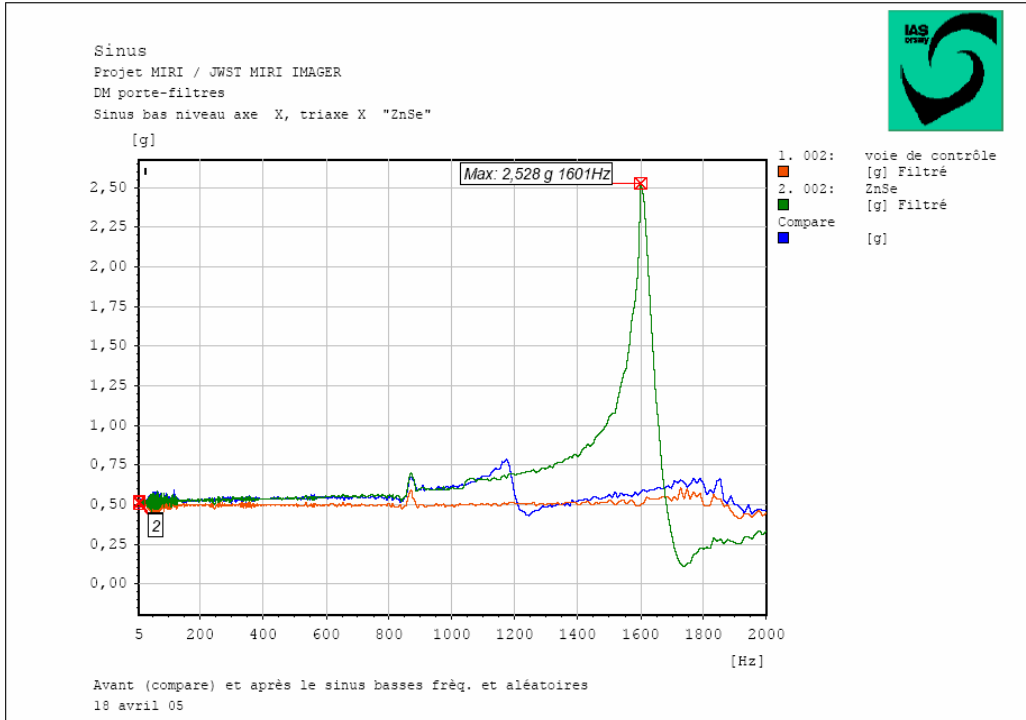


Le calcul par éléments finis dans l'annexe 2 donne 1738 Hz

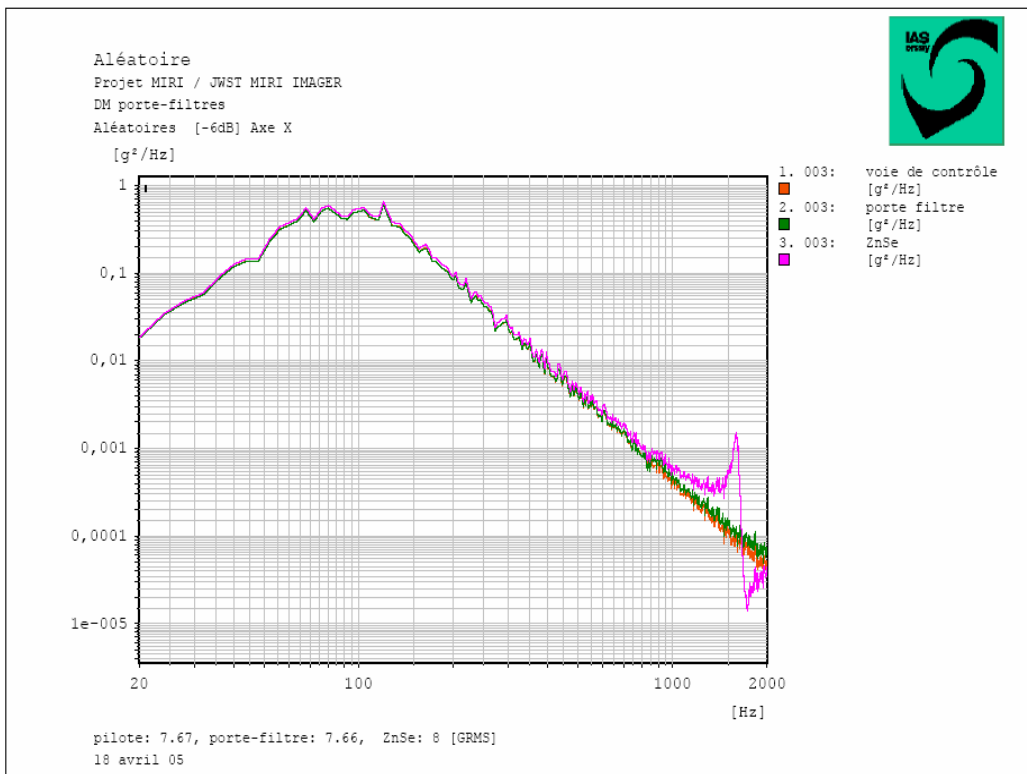
A-3-1-2 : Porte-filtres



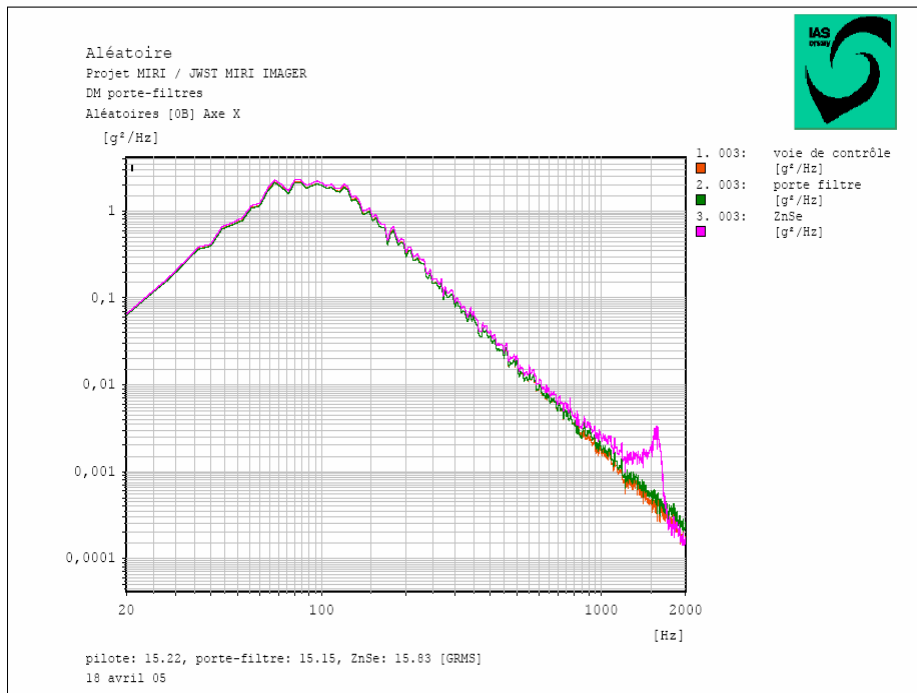
A-3-1-3 : ZnSe



A-3-1-4 : Porte-filtres



A-3-1-5 : Porte-filtres

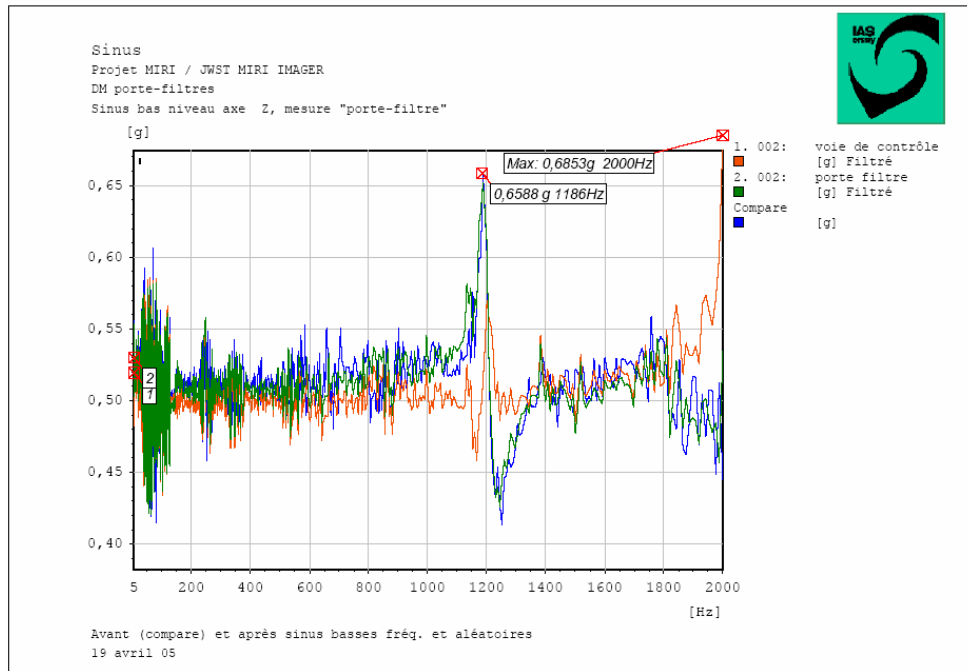


A-3-2 : Accélération selon z

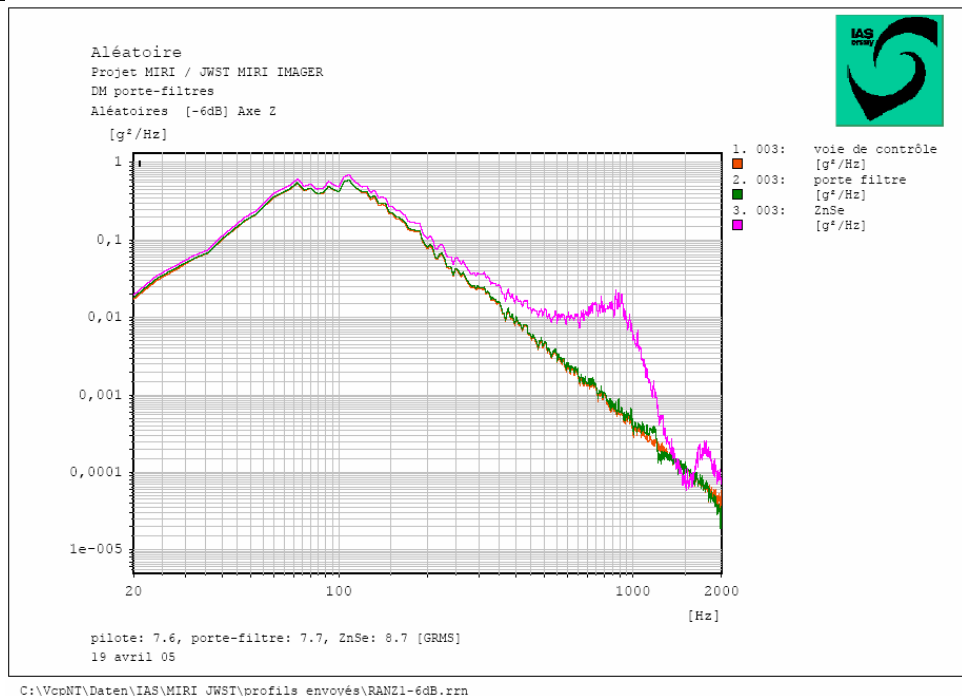
A-3-2-1 : Plateau pour le pot vibrant (plaque d'interface)



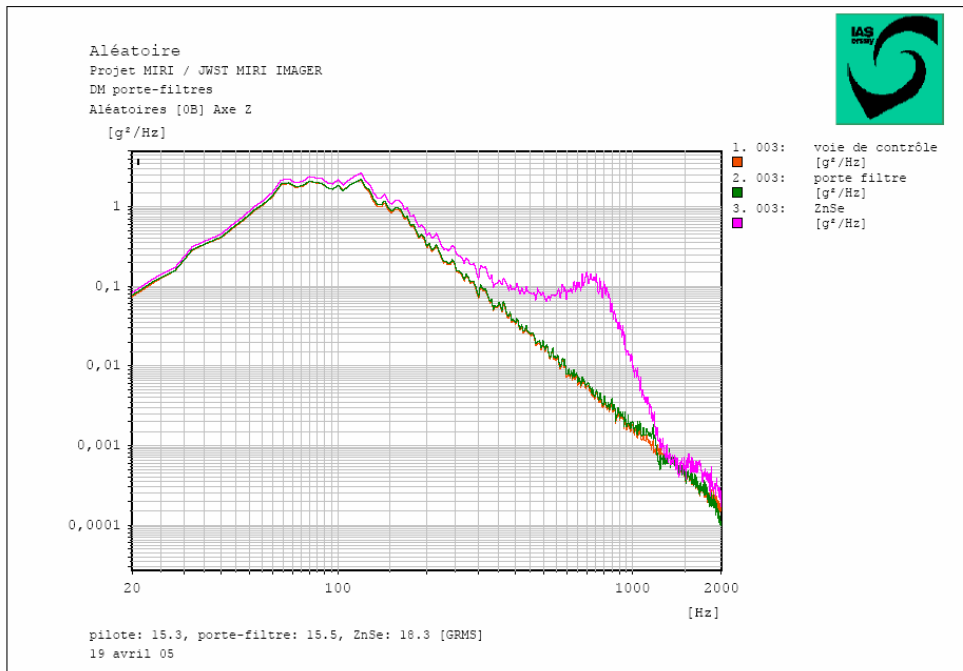
A-3-2-2 : Porte-filtres



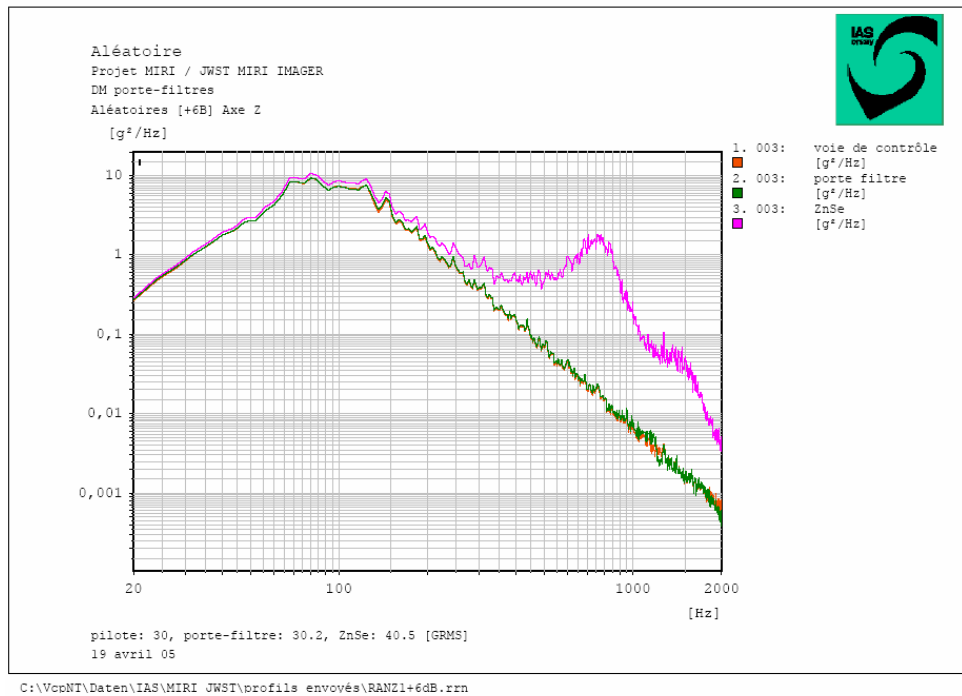
A-3-2-3 : Porte-filtres



A-3-2-4 : Porte-filtres

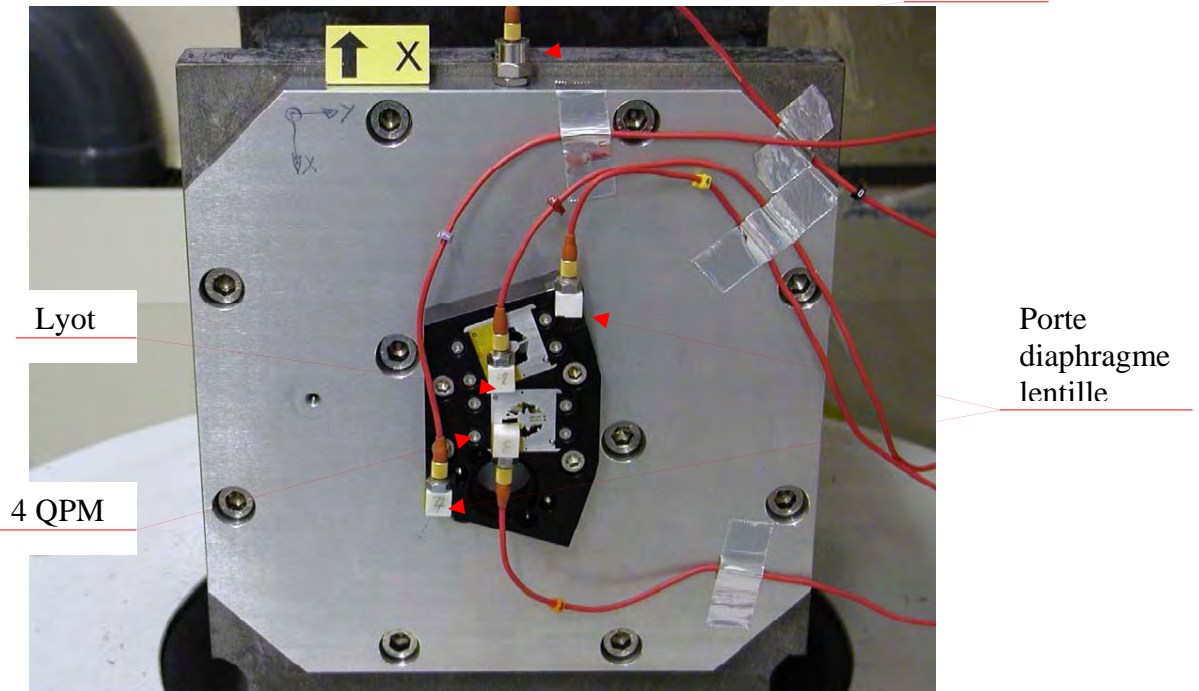


A-3-2-5 : Porte-filtres



A-3-3 : Porte-diaphragmes

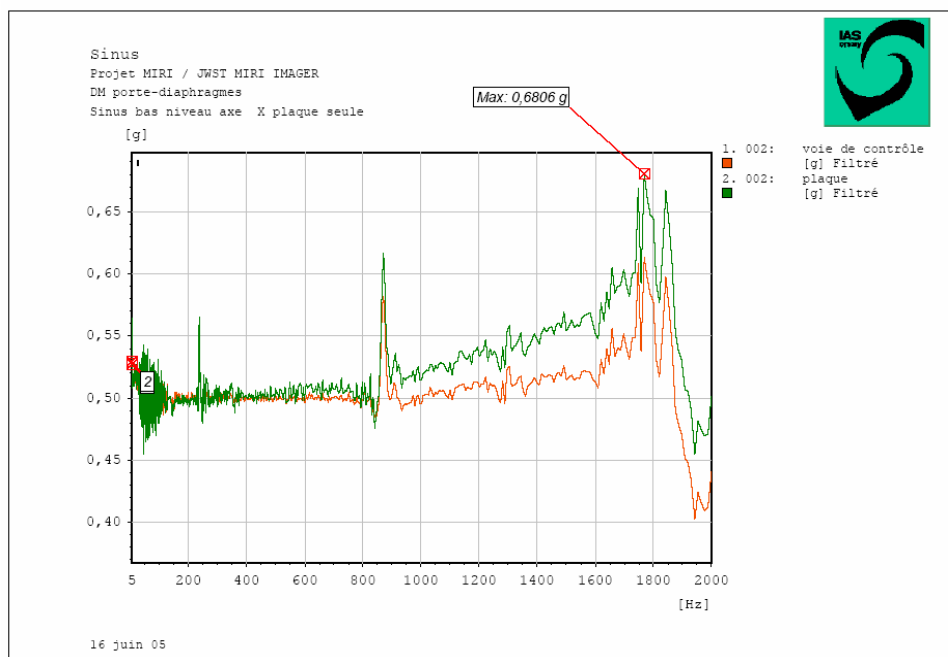
Voie de
contrôle



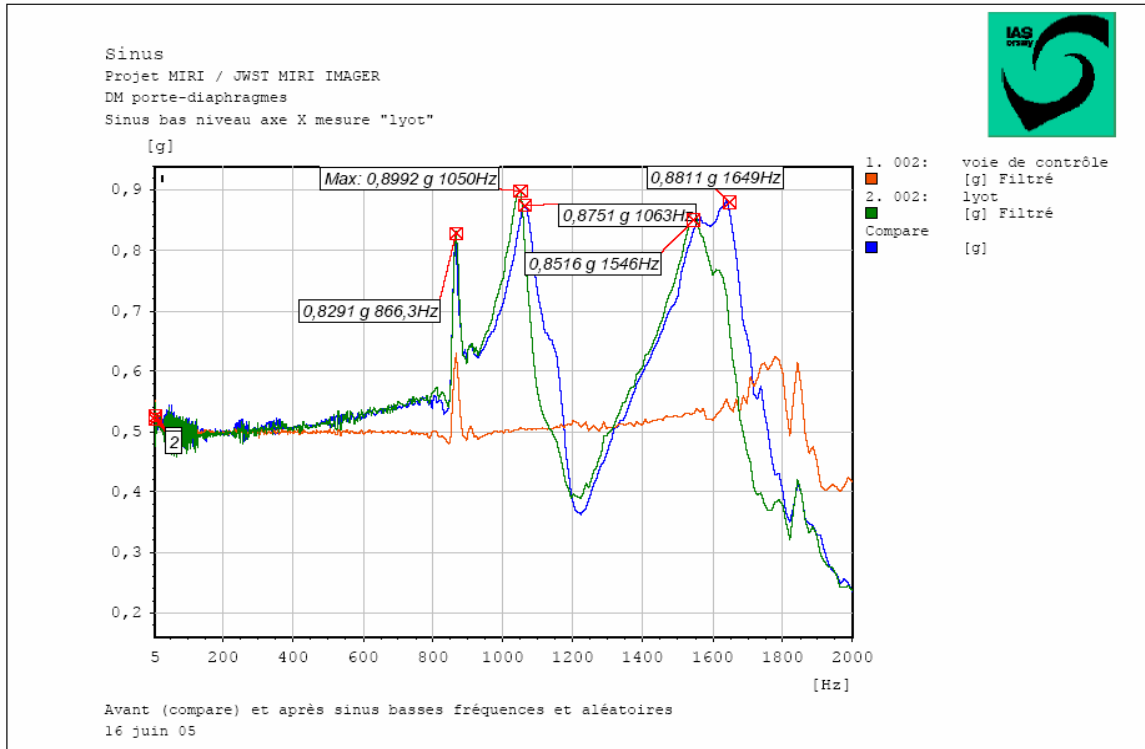
Accélération selon x

Remarque : l'accélération selon y donne des courbes similaires.

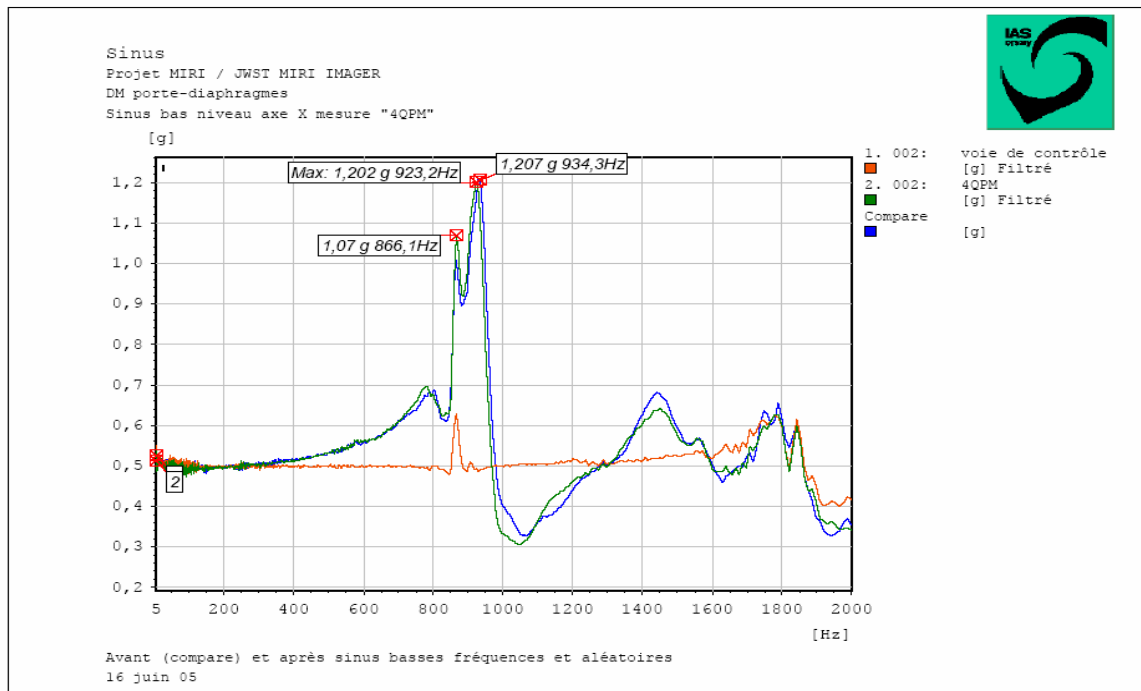
A-3-3-1 : Plateau pour le pot vibrant (plaque d'interface)



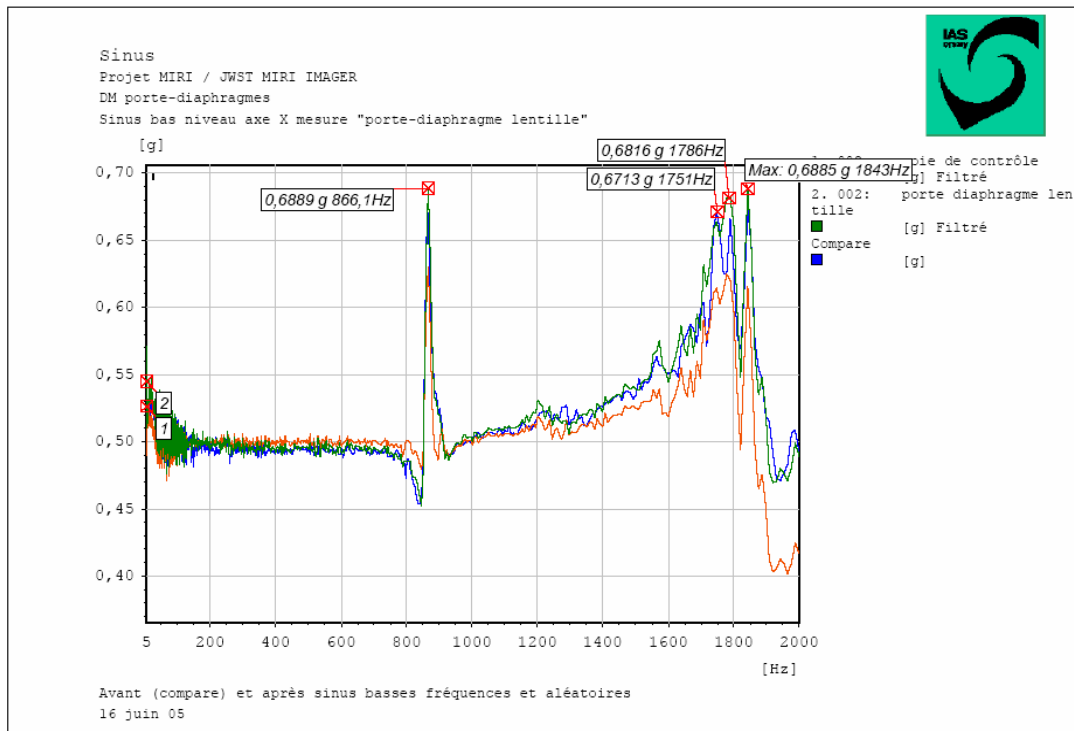
A-3-3-2 : Lyot



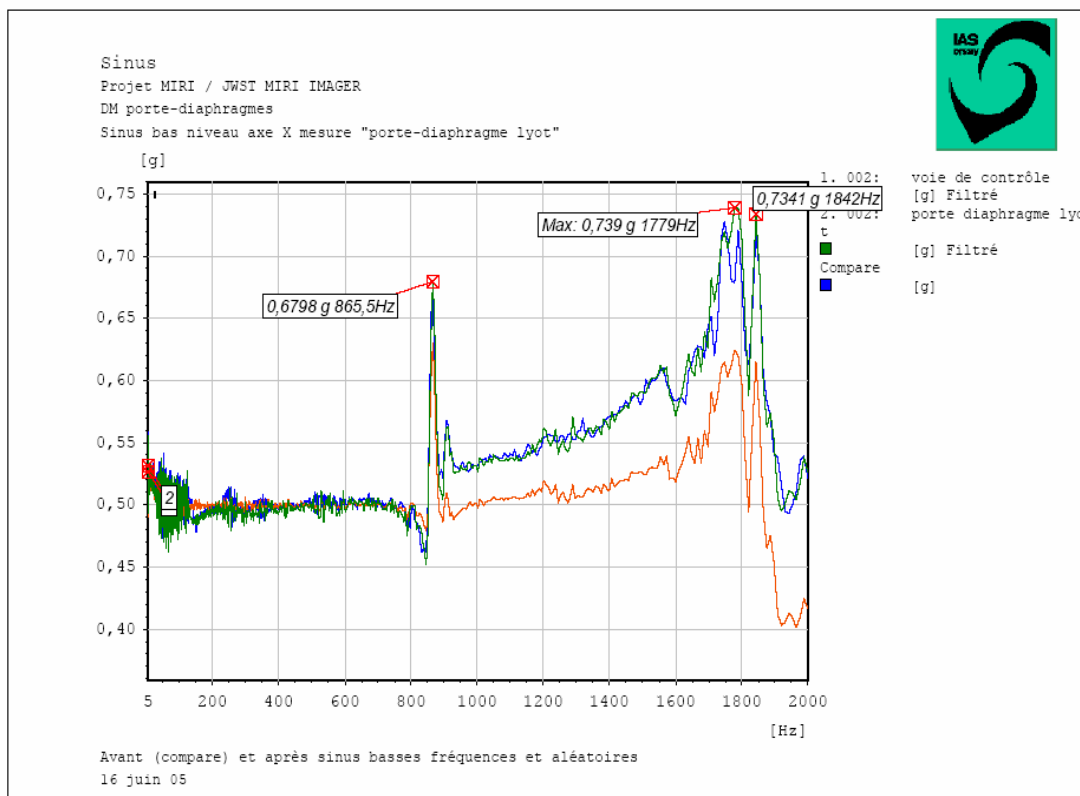
A-3-3-3 : 4QPM



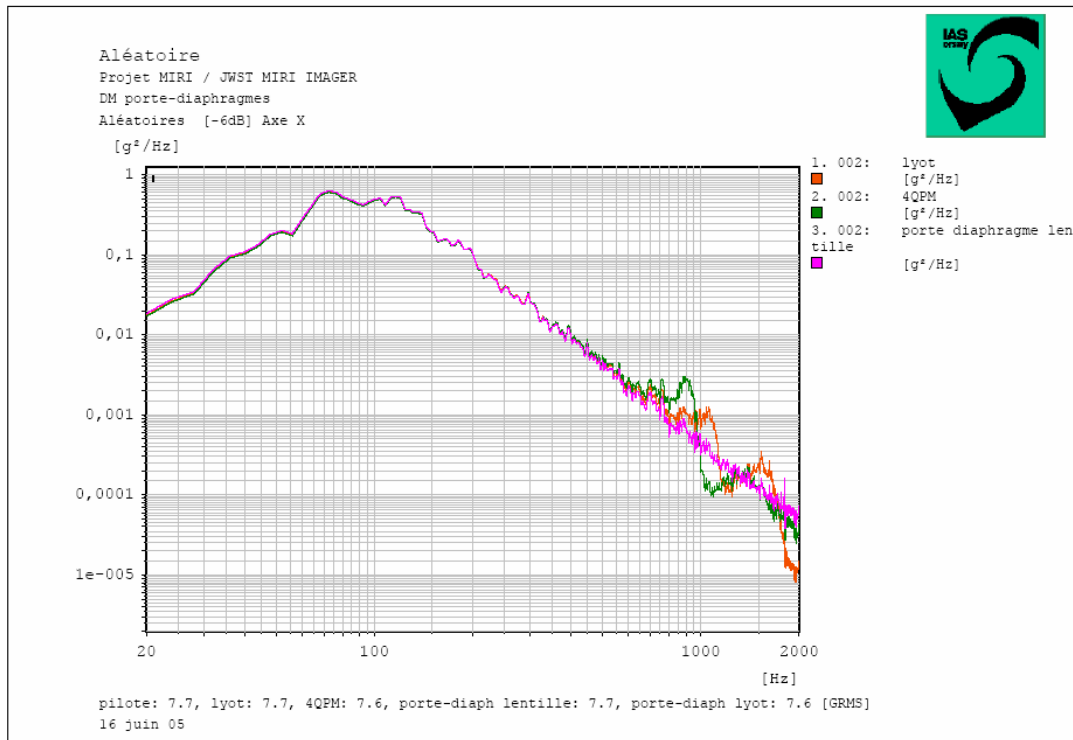
A-3-3-4 : Porte diaphragme lentille



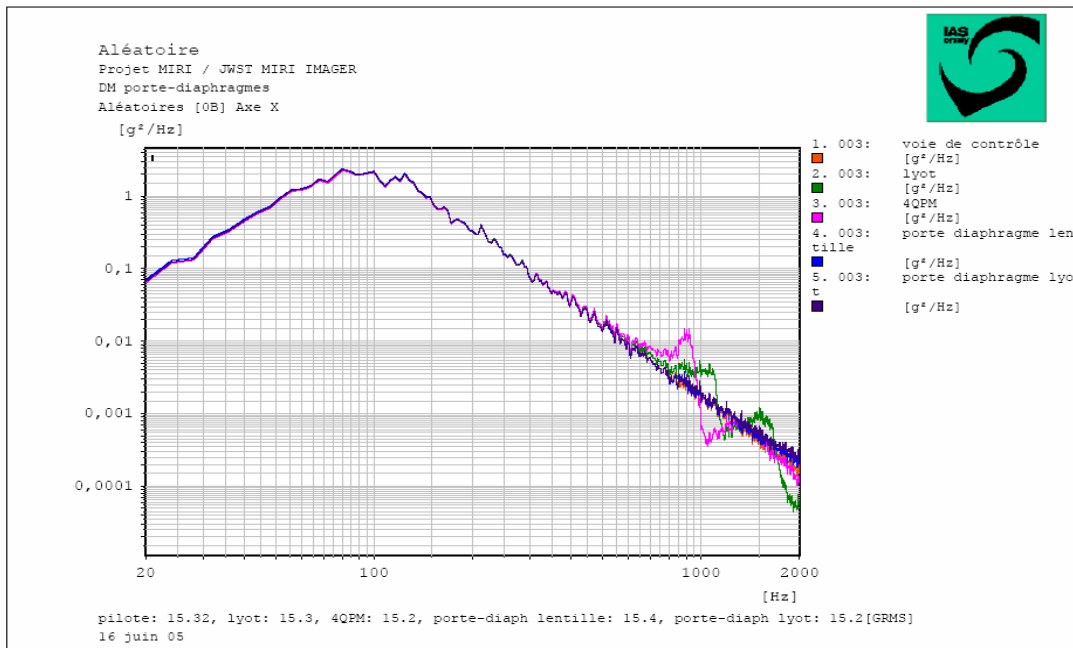
A-3-3-5 : Porte diaphragme lyot



A-3-3-6 : Porte diaphragme lentille / 4QPM / Lyot

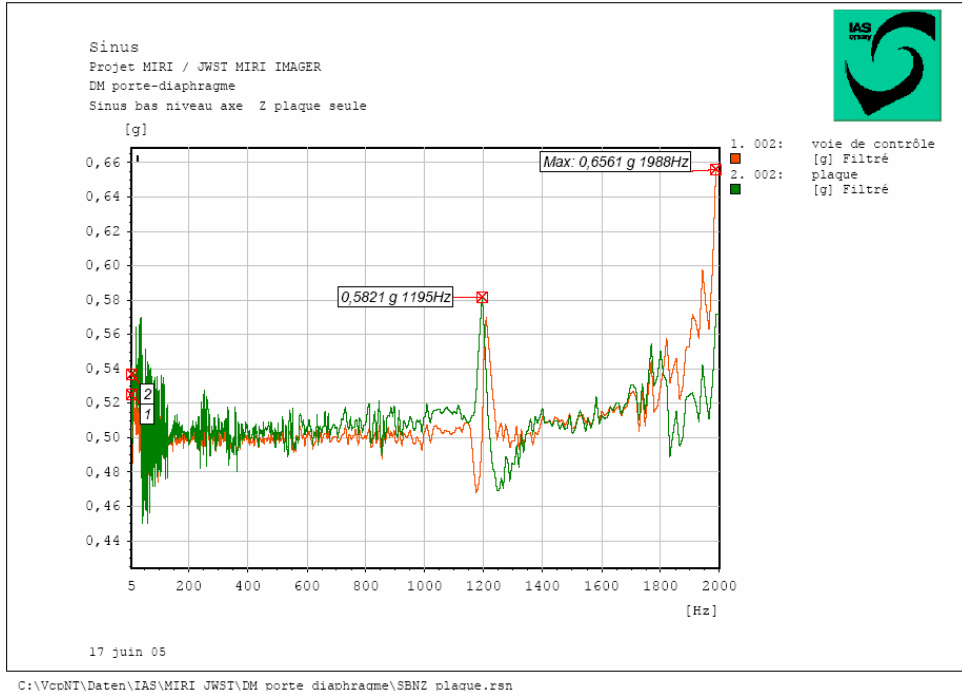


A-3-3-7 : Porte diaphragme lentille et porte diaphragme lyot / 4QPM / Lyot

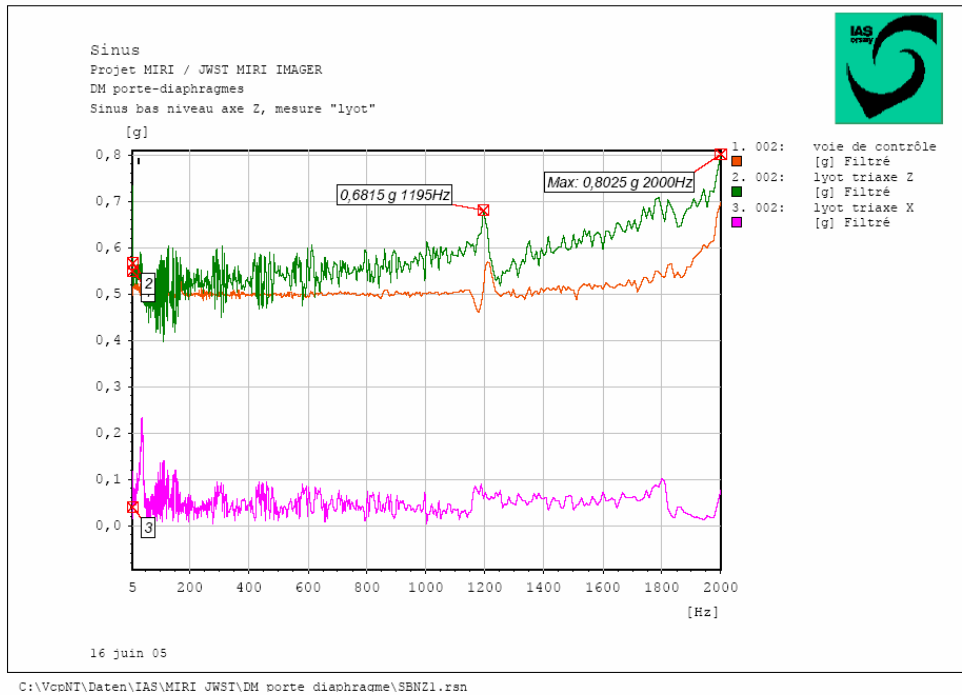


A-3-4 : Accélération selon z

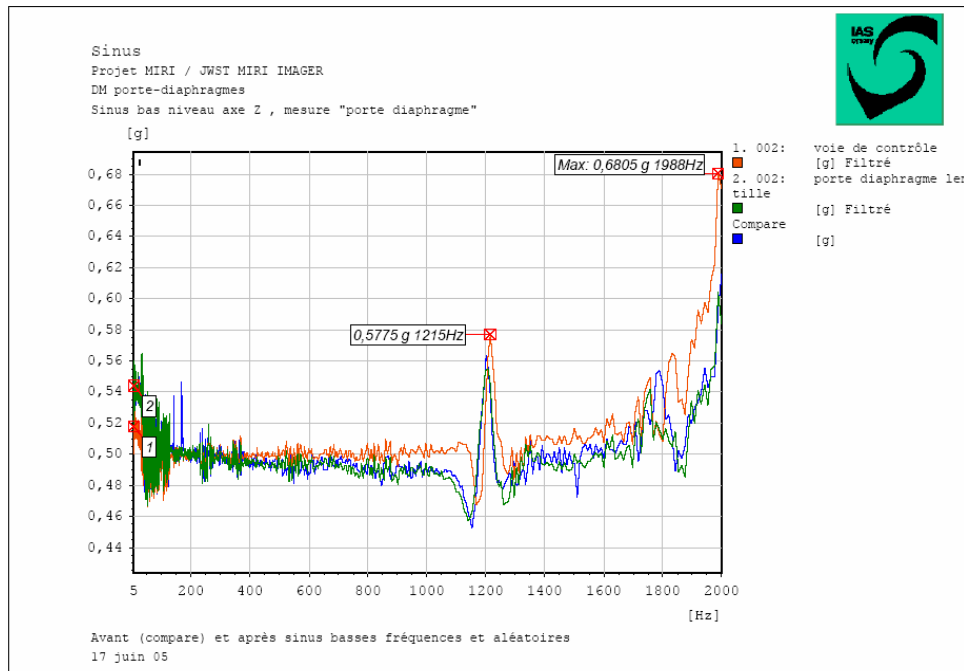
A-3-4-1 : Plateau pour le pot vibrant (plaque d'interface)



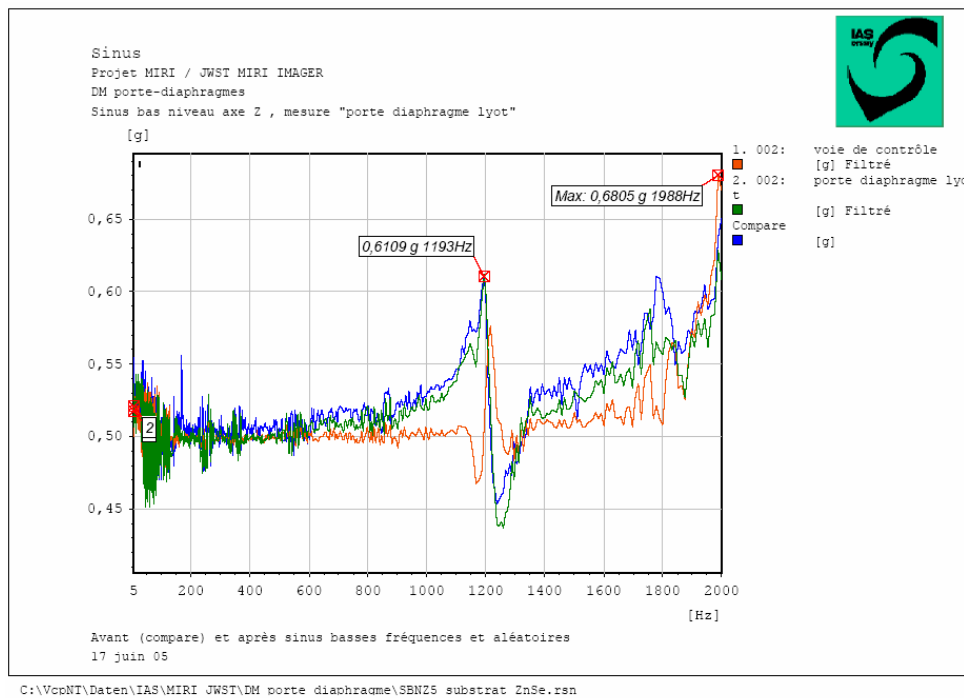
A-3-4-2 : Lyot



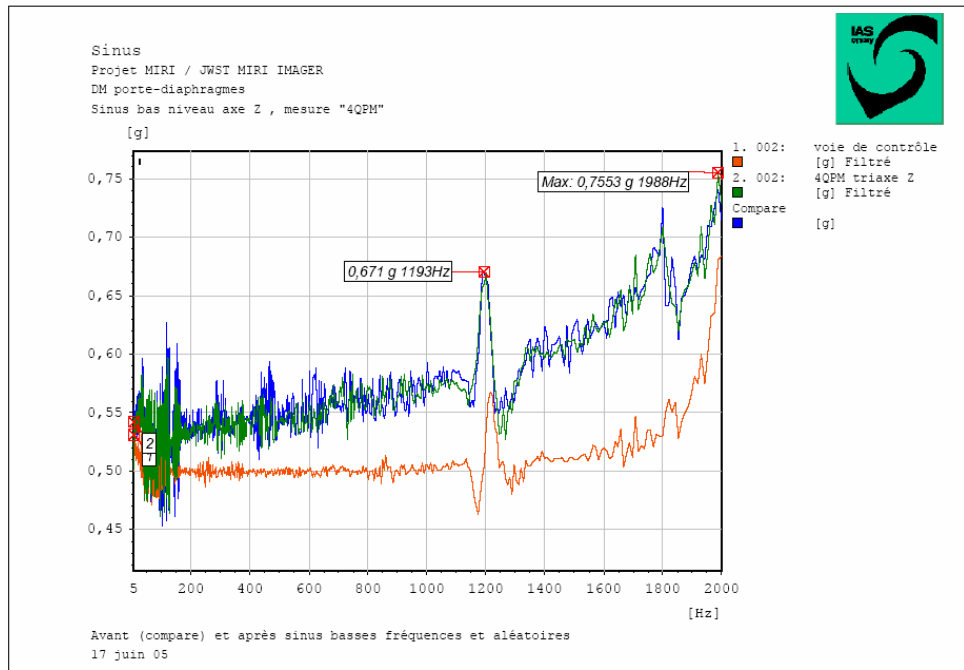
A-3-4-3 : Porte diaphragme lentille



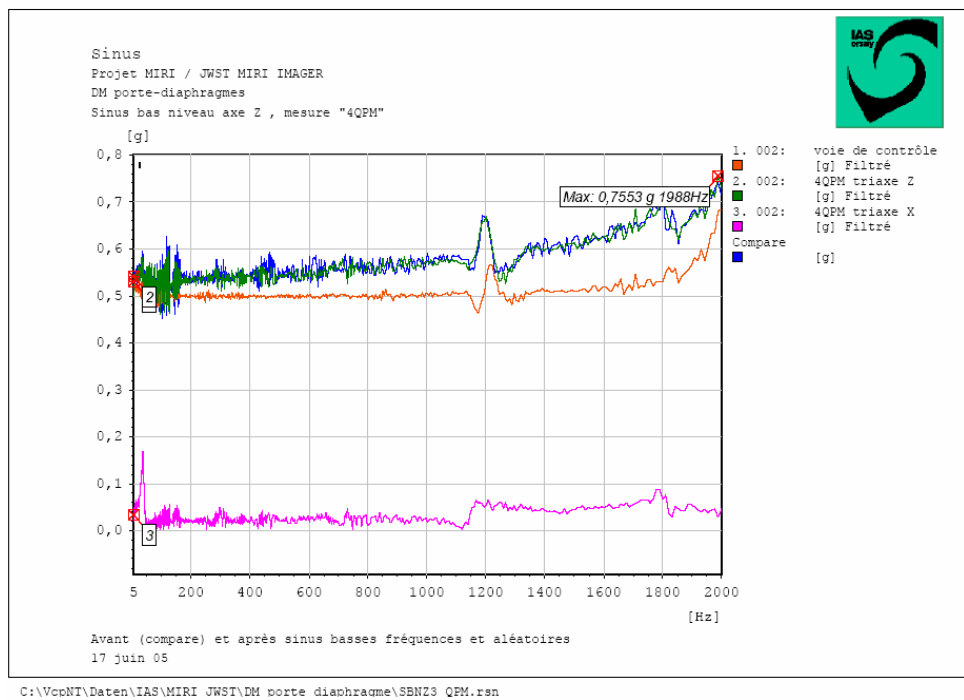
A-3-4-4 : Porte diaphragme lyot



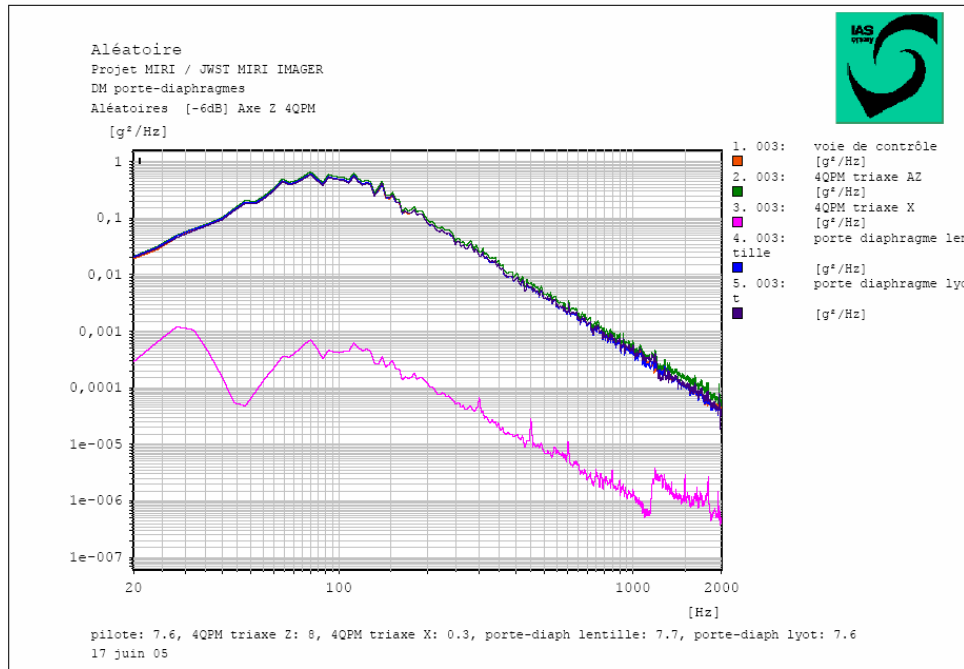
A-3-4-5 : 4QPM



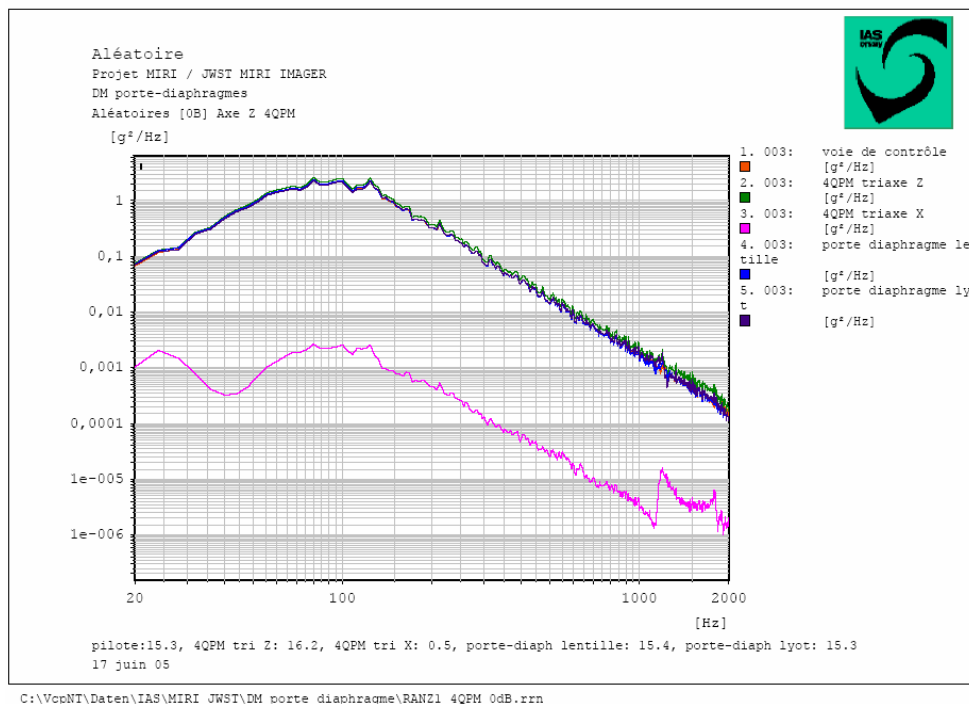
A-3-4-6 : Comparaison 4QPM accélération selon z avec accélération selon x



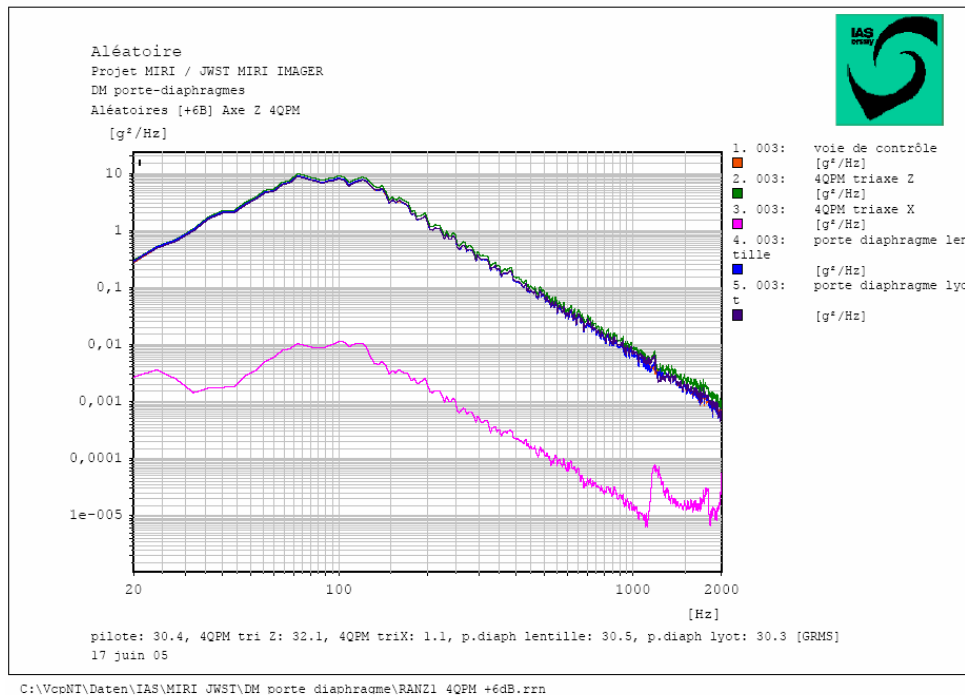
A-3-4-7 : Porte diaphragme lentille, porte diaphragme lyot avec une comparaison selon x et z du 4QPM



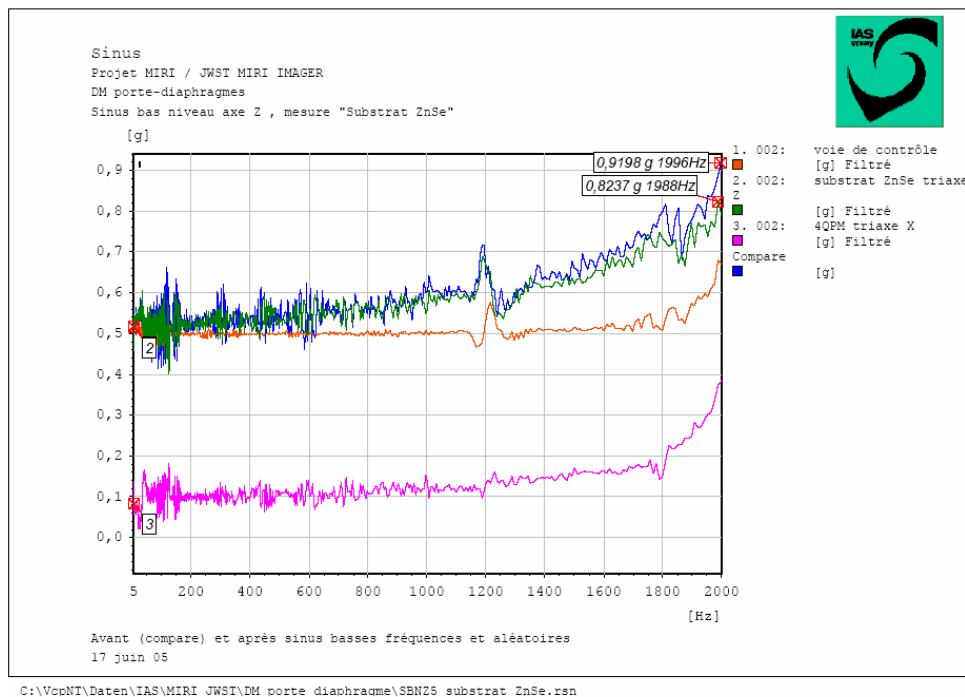
A-3-4-8 : Porte diaphragme lentille et diaphragme lyot



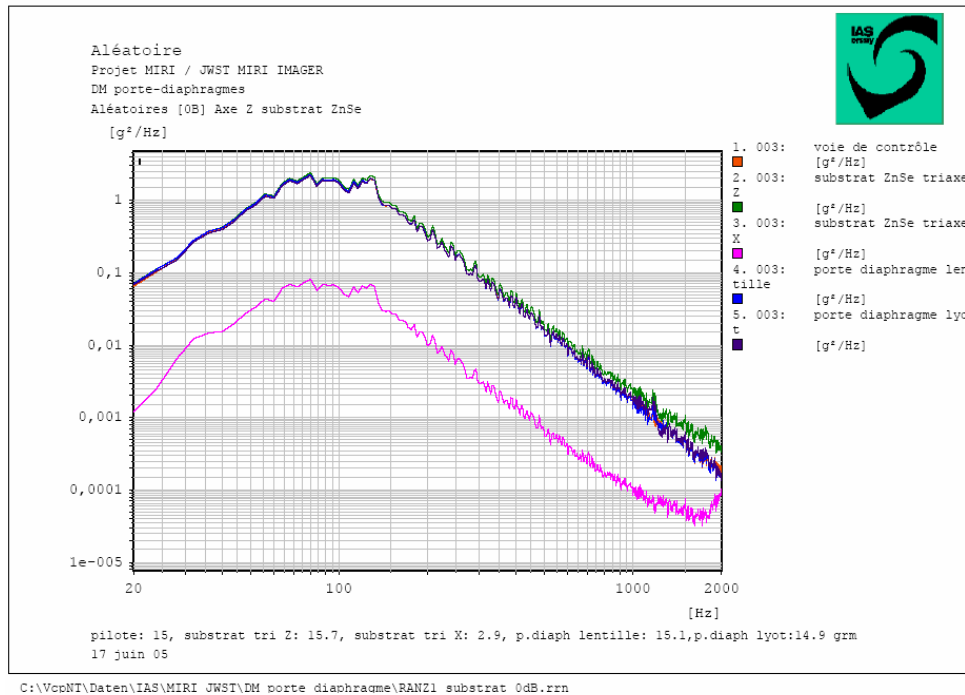
A-3-4-9 : 4QPM



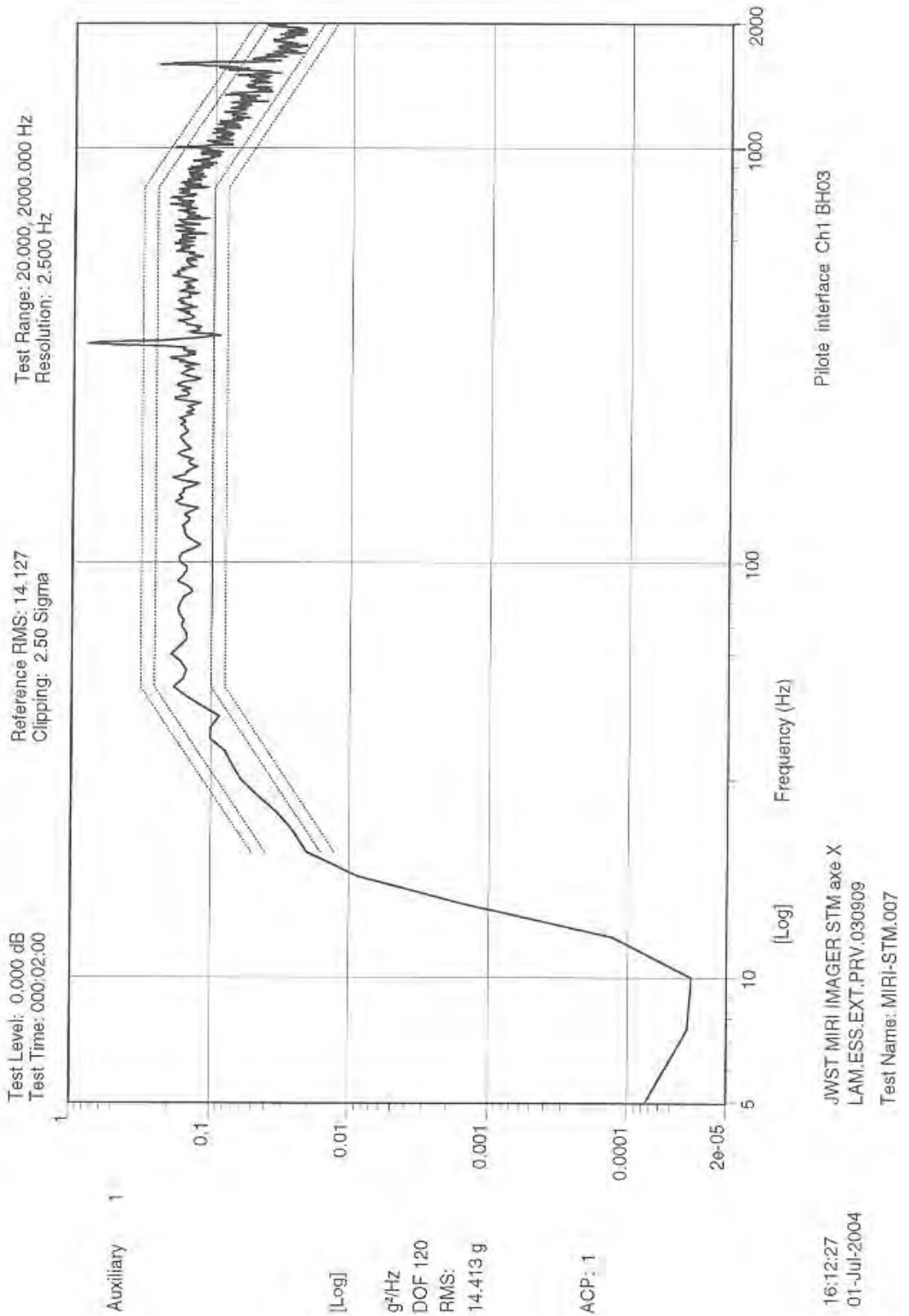
A-3-4-10 : ZnSe

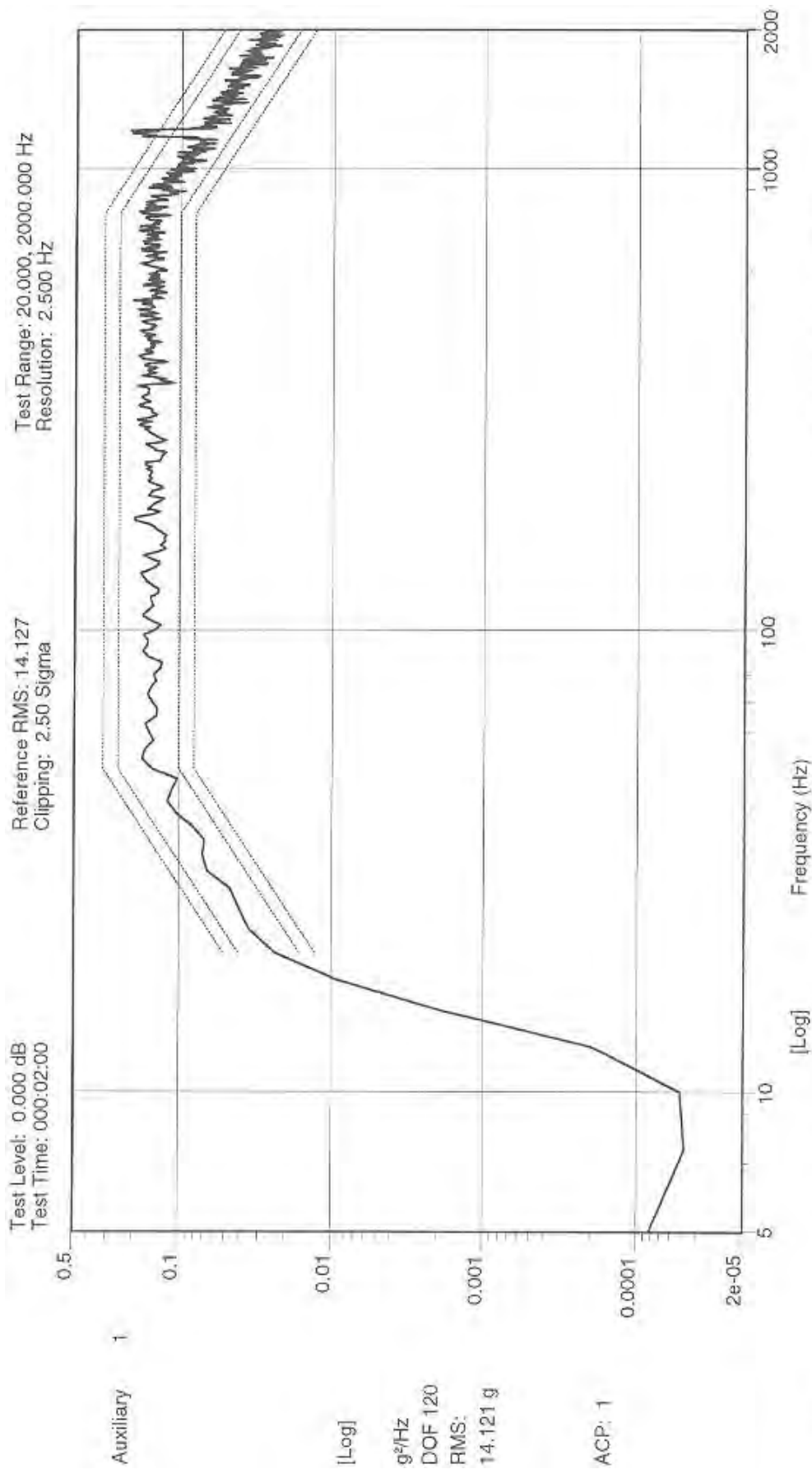


A-3-4-11 : ZnSe



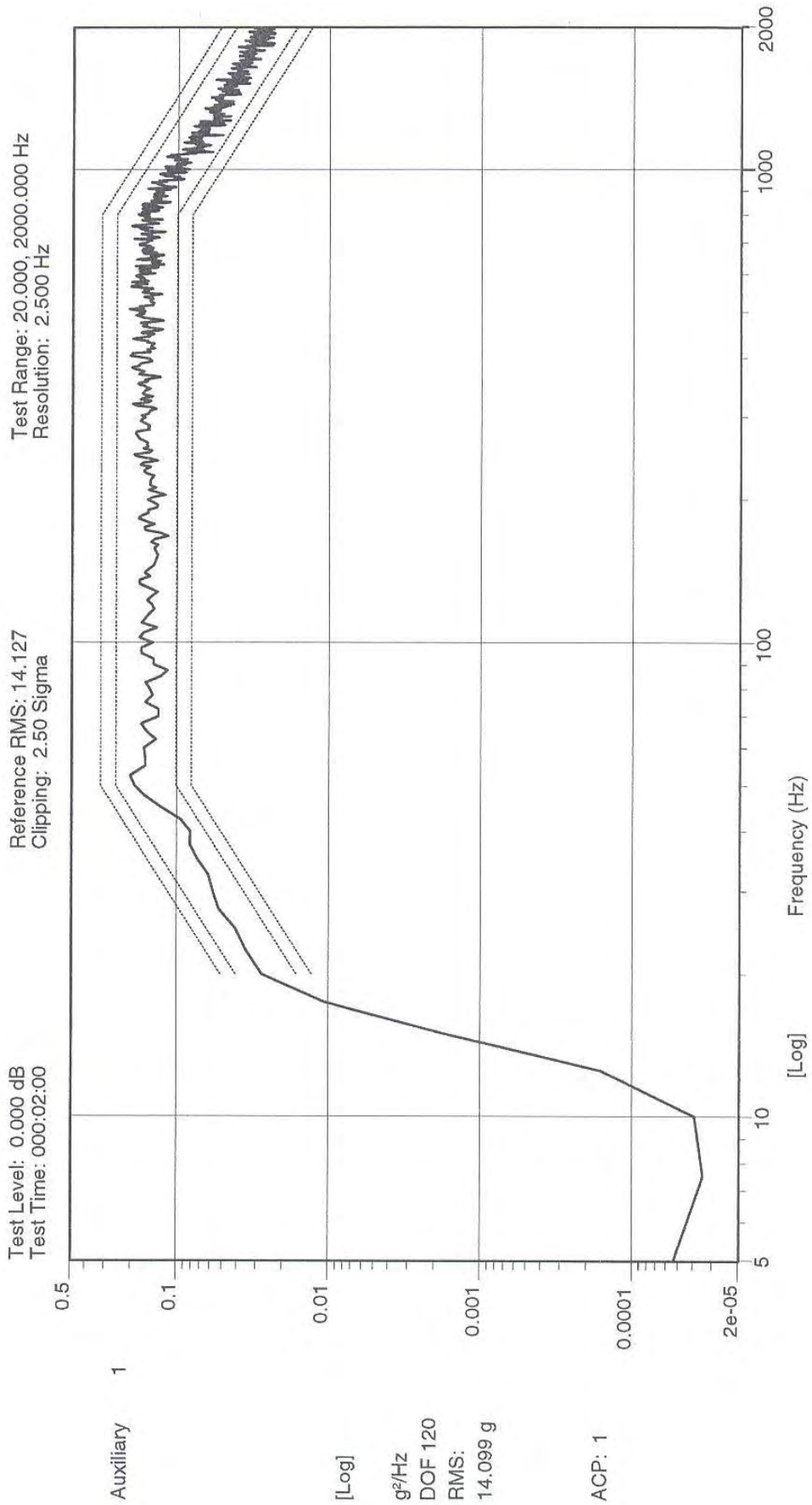
Annexe 4 : Spectre de qualification aléatoire pour la réponse dynamique





JWST MIRI IMAGER STM axe Y
 LAM.ESS.EXT.PRV.030909
 Test Name: MIRI-STM.002

14:53:05
 30-Jun-2004

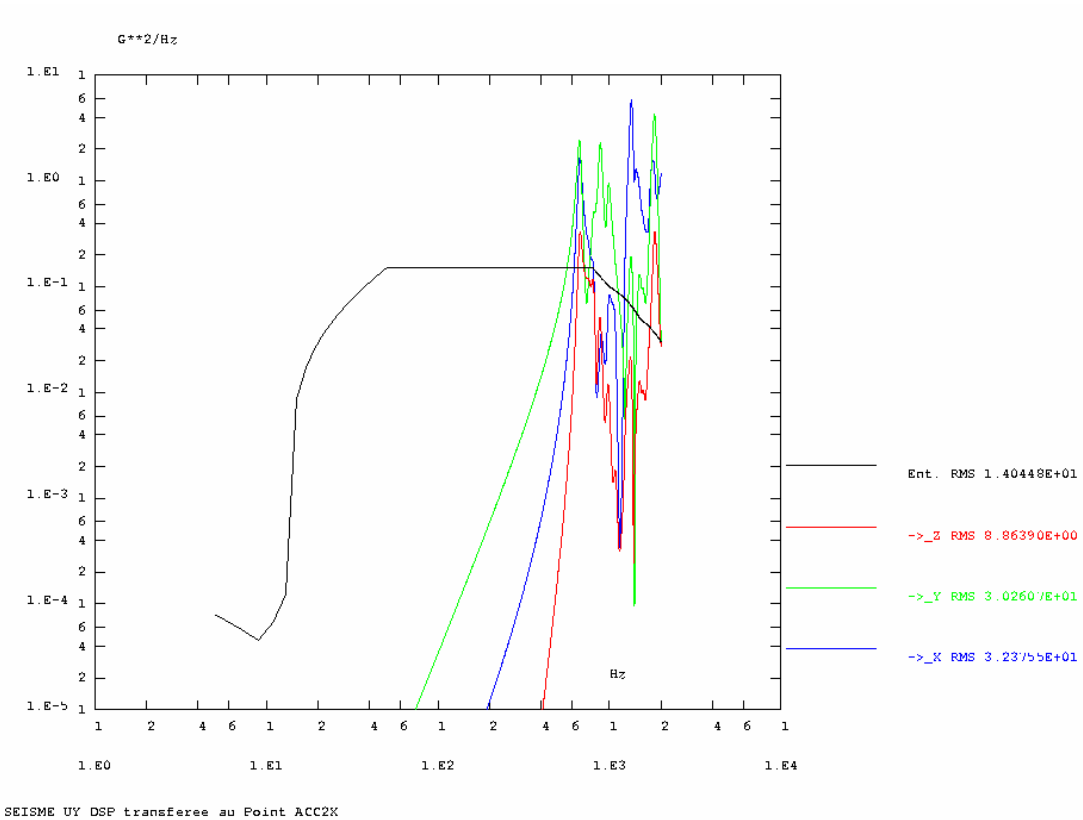
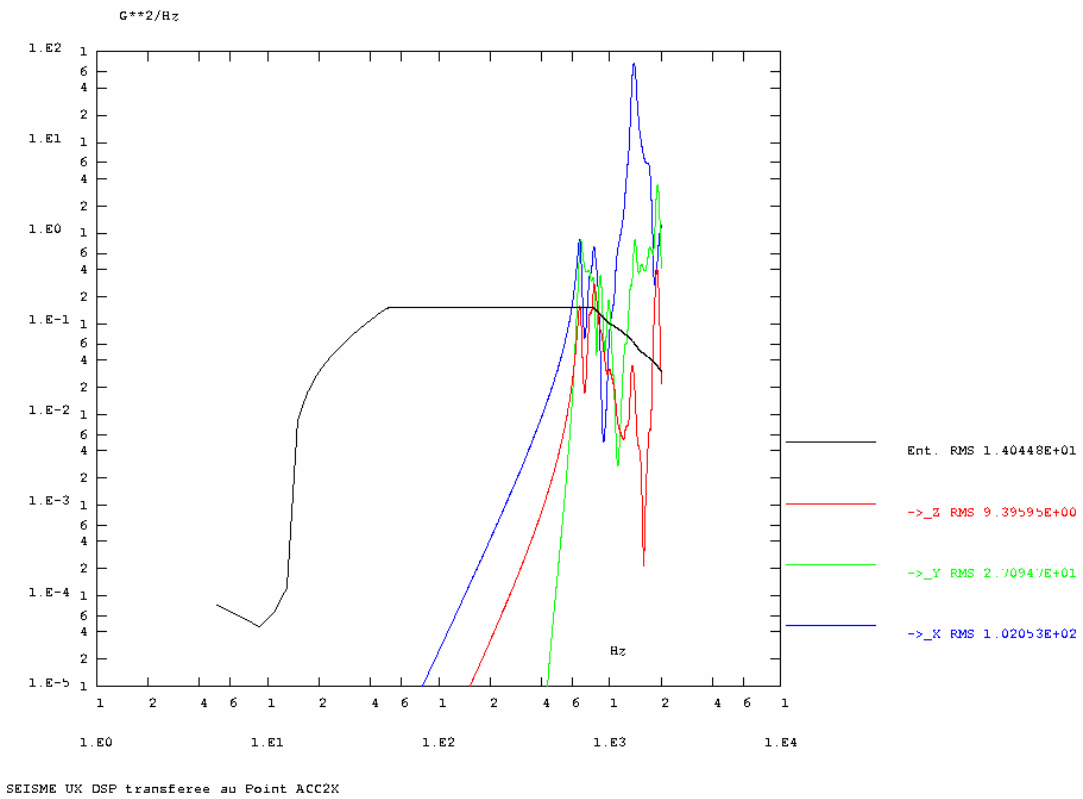


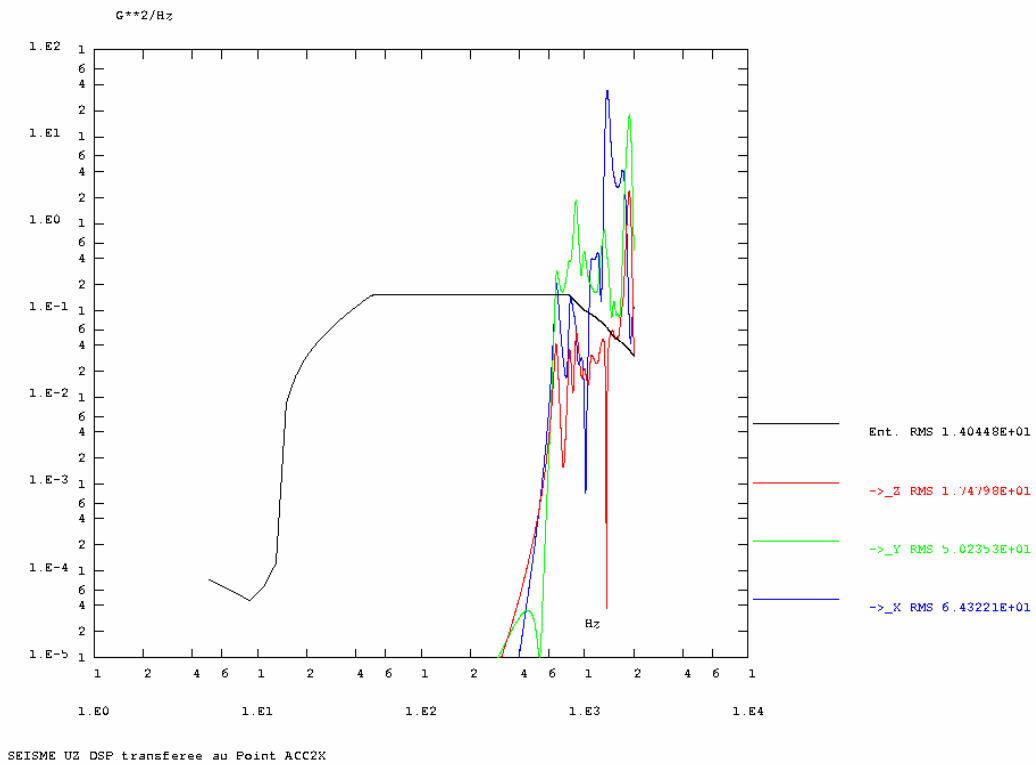
JWST MIRI IMAGER STM axe Z
LAM.ESS.EXT.PRIV.030909
Test Name: MIRI-STM.004

18:34:36
30-Jun-2004

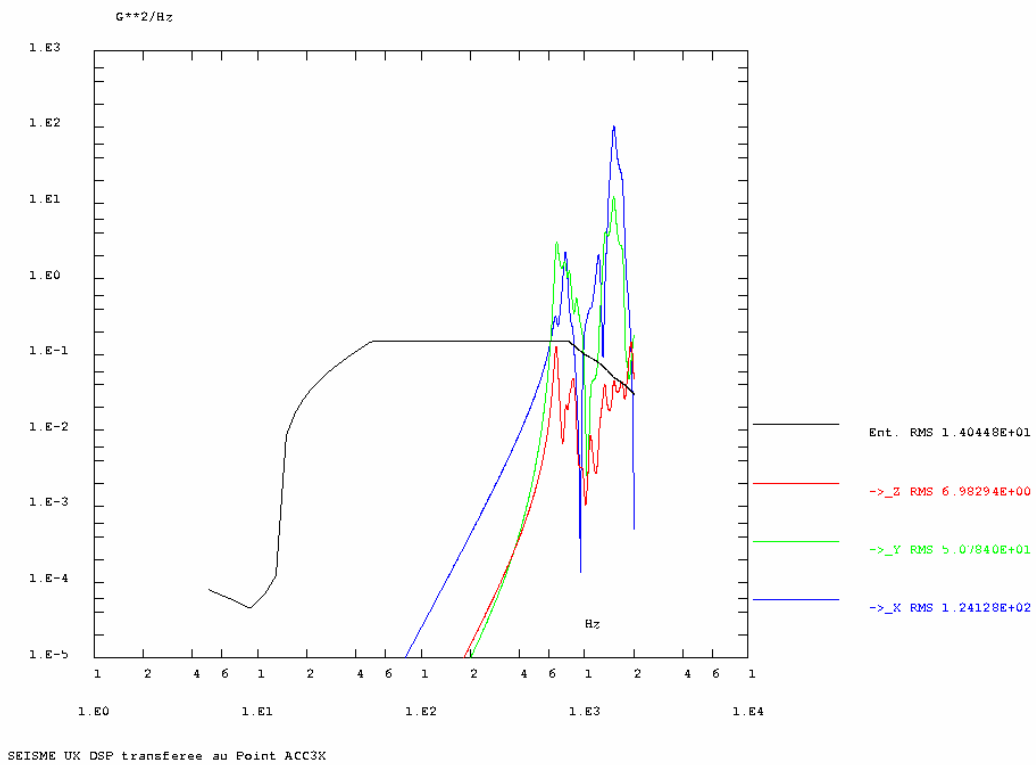
Annexe 5: Réponse dynamique de l'imageur ETM

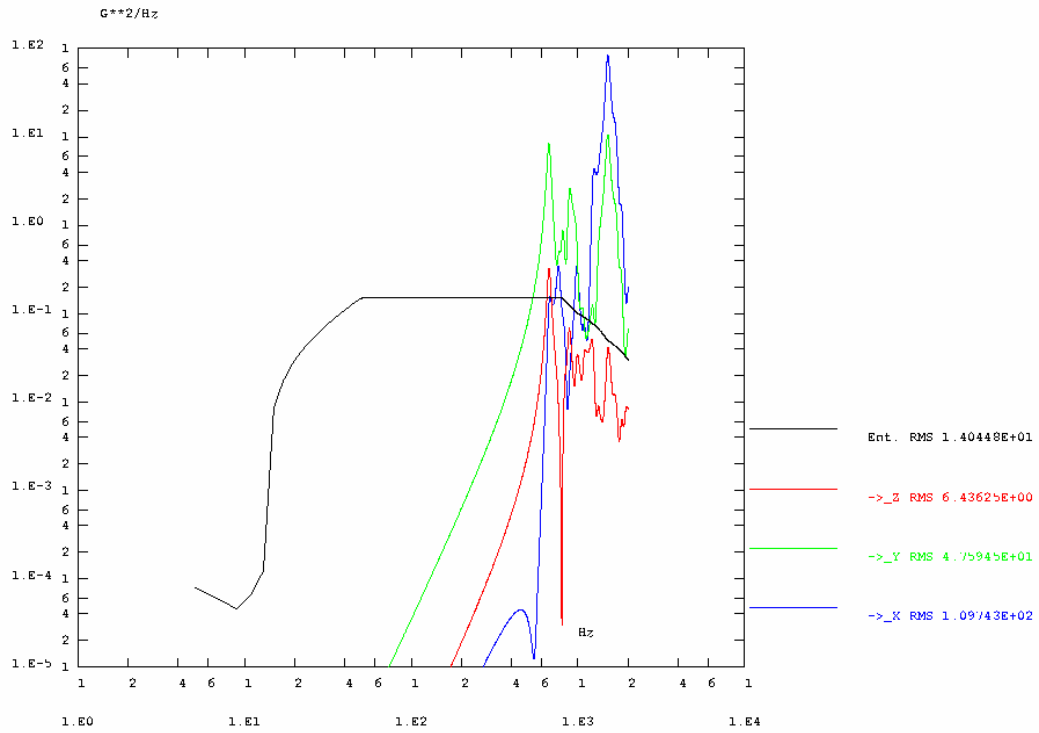
A-5-1 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC2 : (Miroir M2)



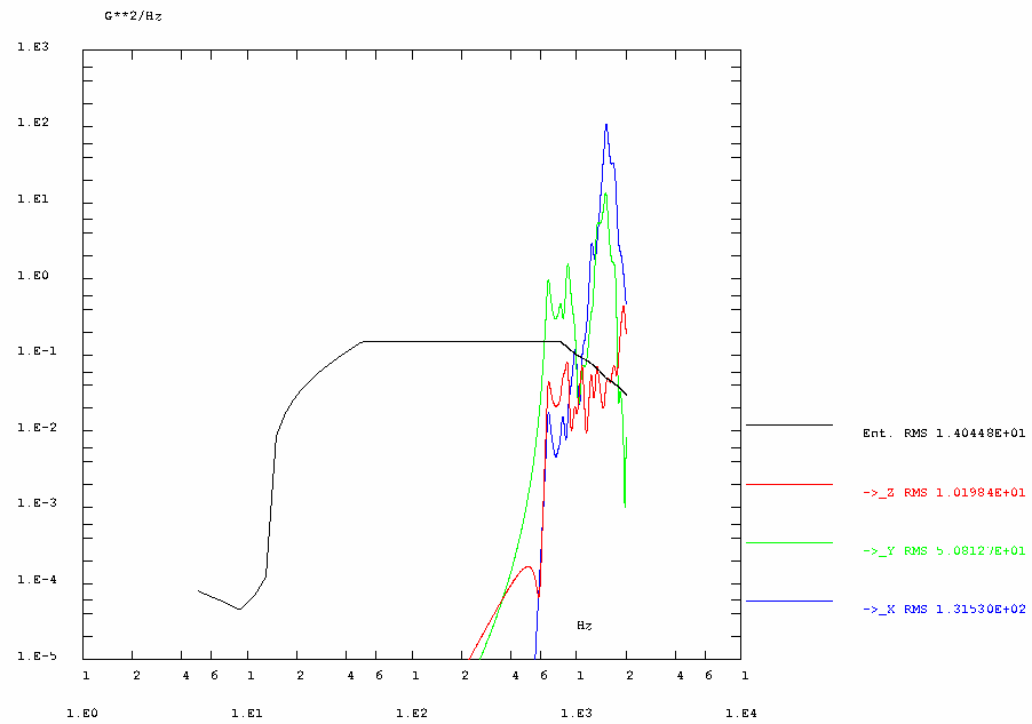


A-5-2 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC3 : (Miroir M3)



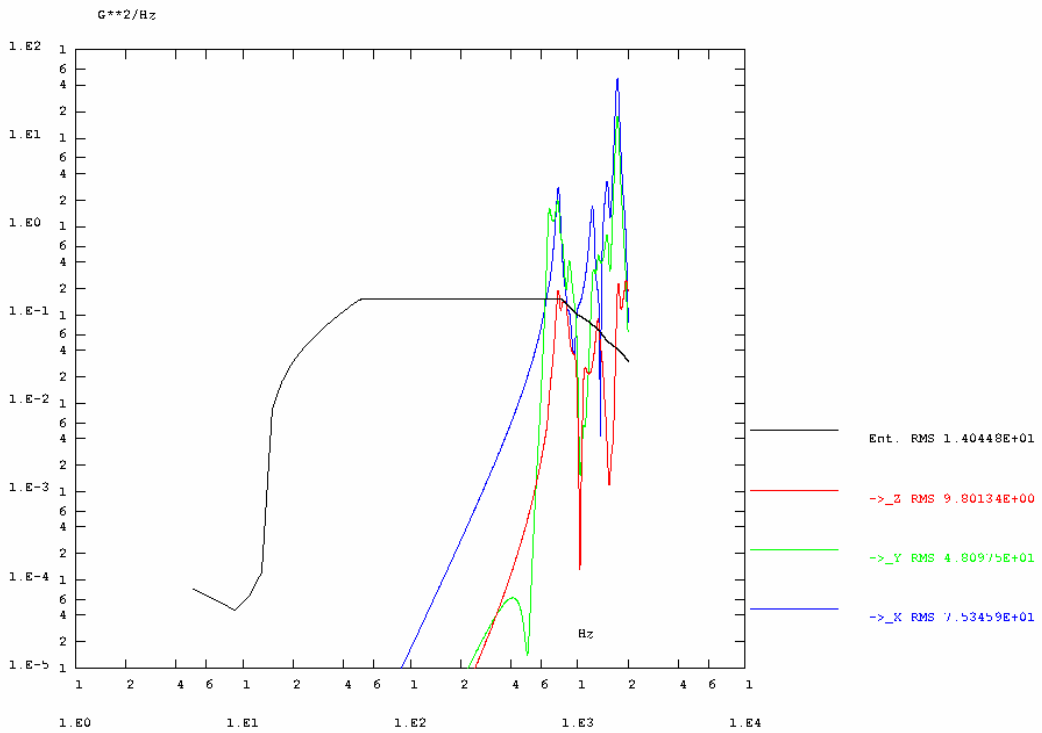


SEISME UY DSP transferee au Point ACC3X

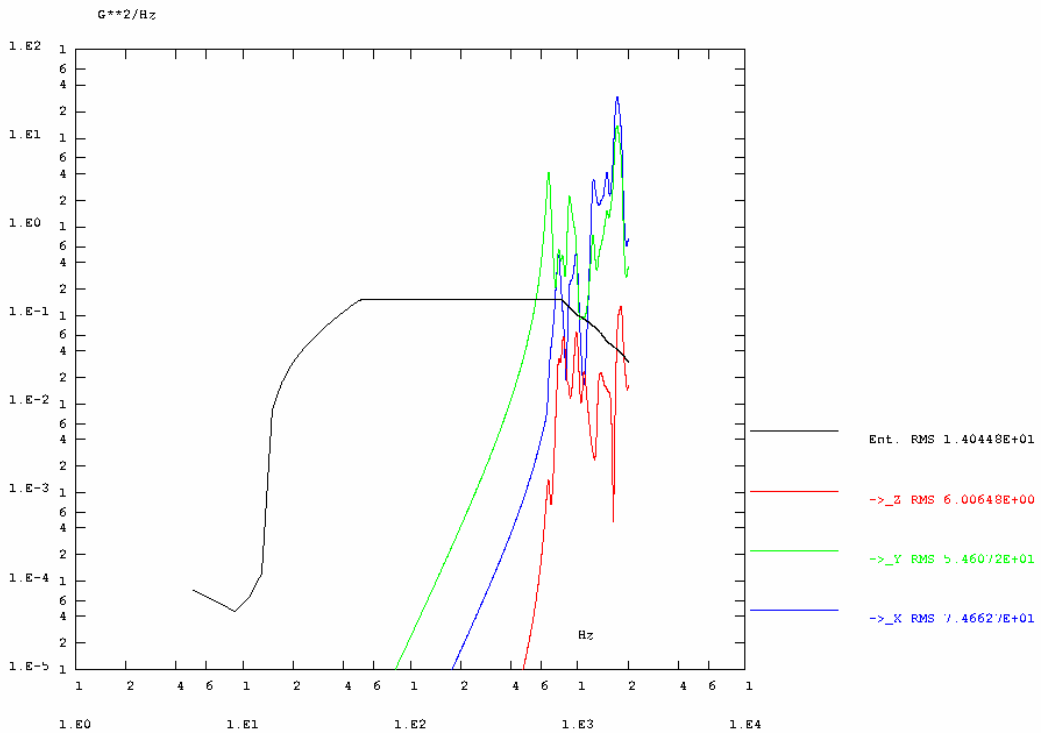


SEISME UZ DSP transferee au Point ACC3X

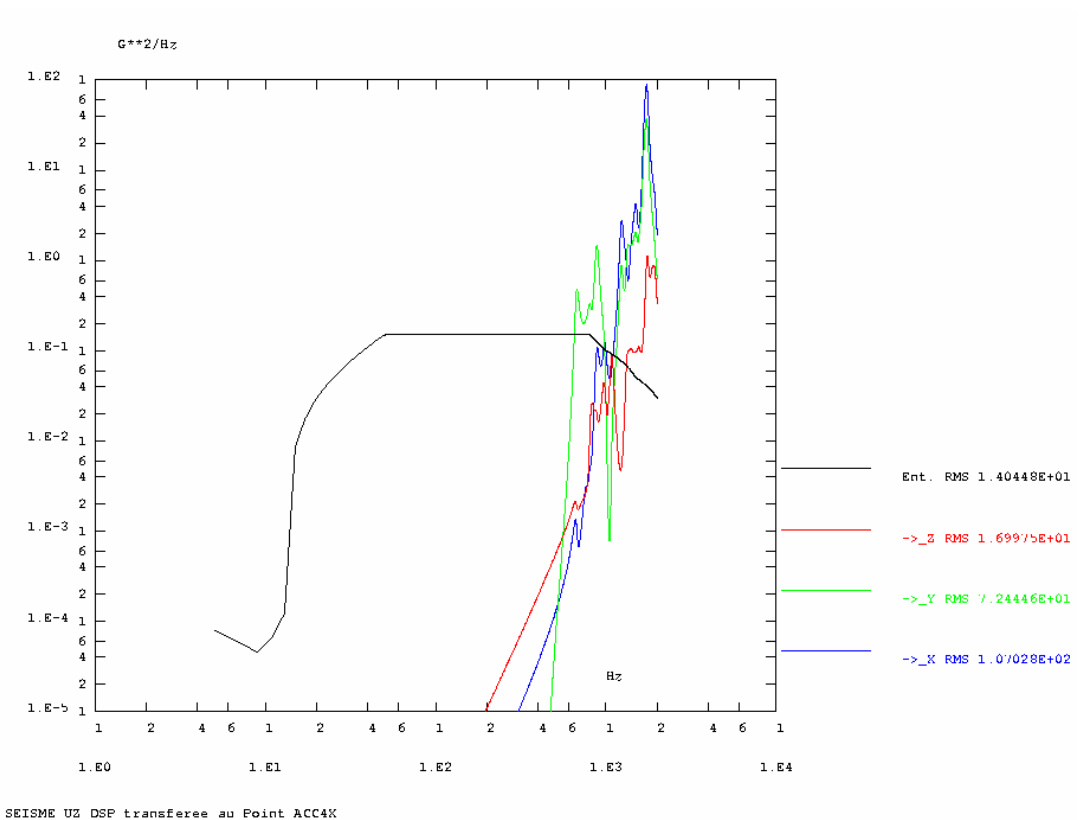
A-5-3 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC4 : (Miroir M4)



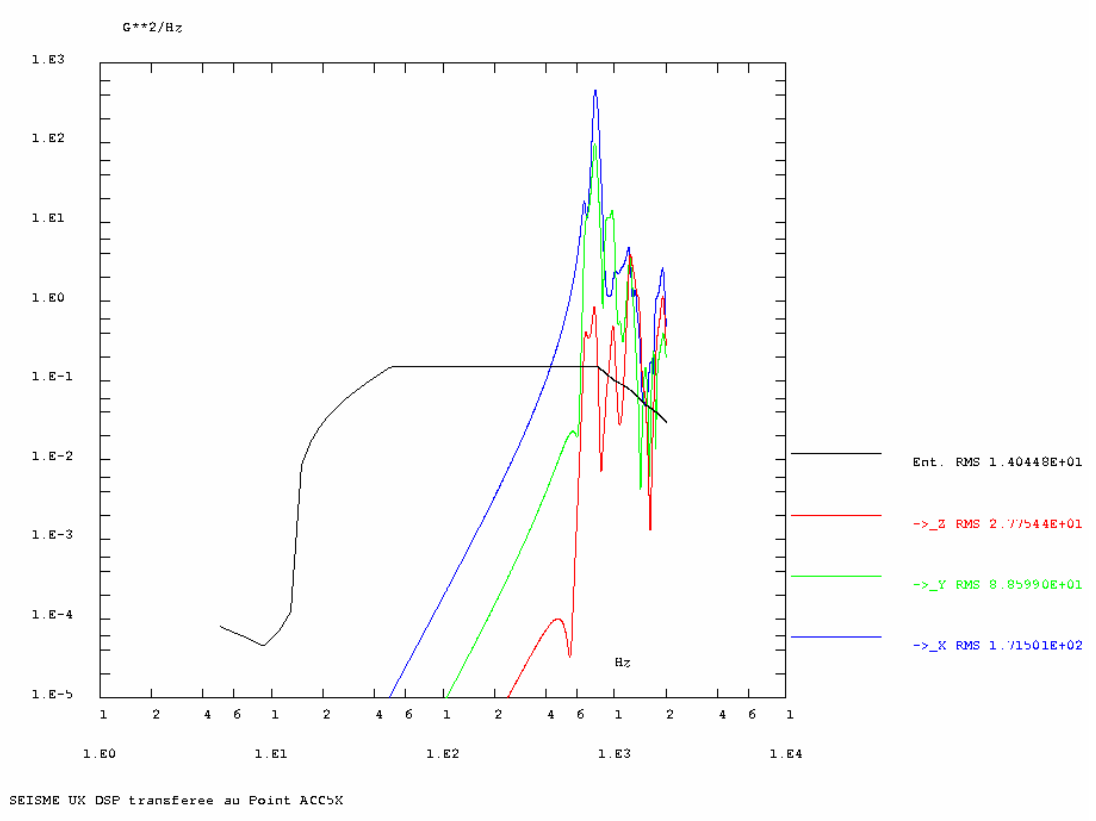
SEISME UX DSP transférée au Point ACC4X

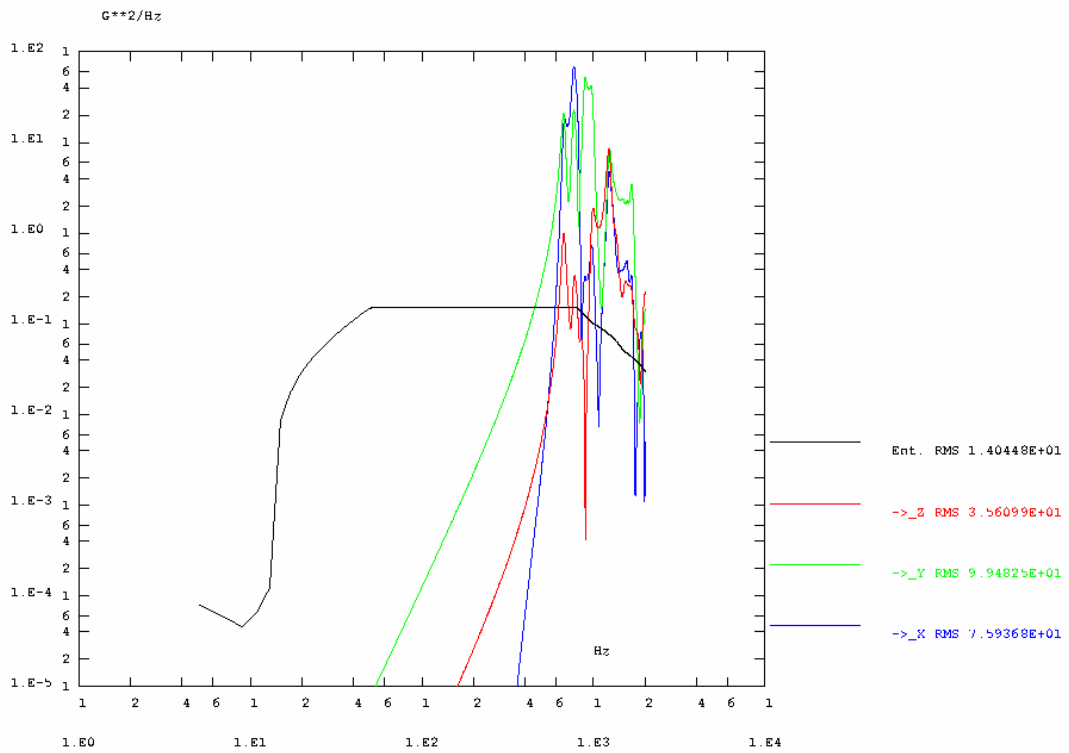


SEISME UY DSP transférée au Point ACC4X

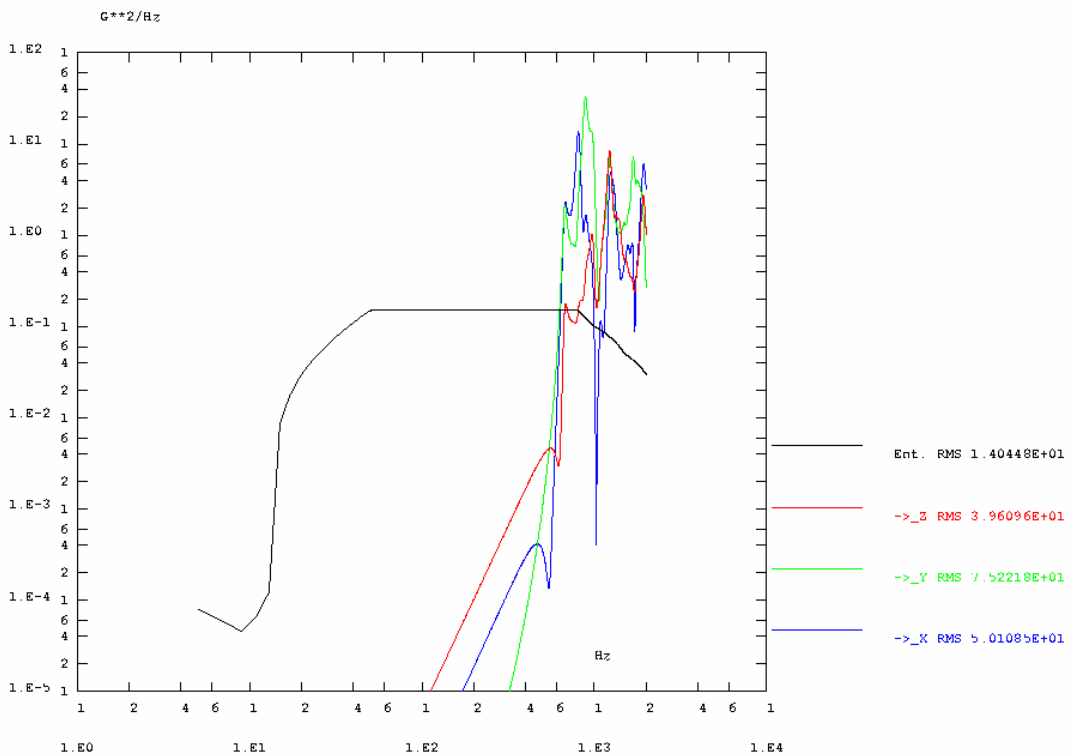


A-5-4 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC5 : (Miroir M5)



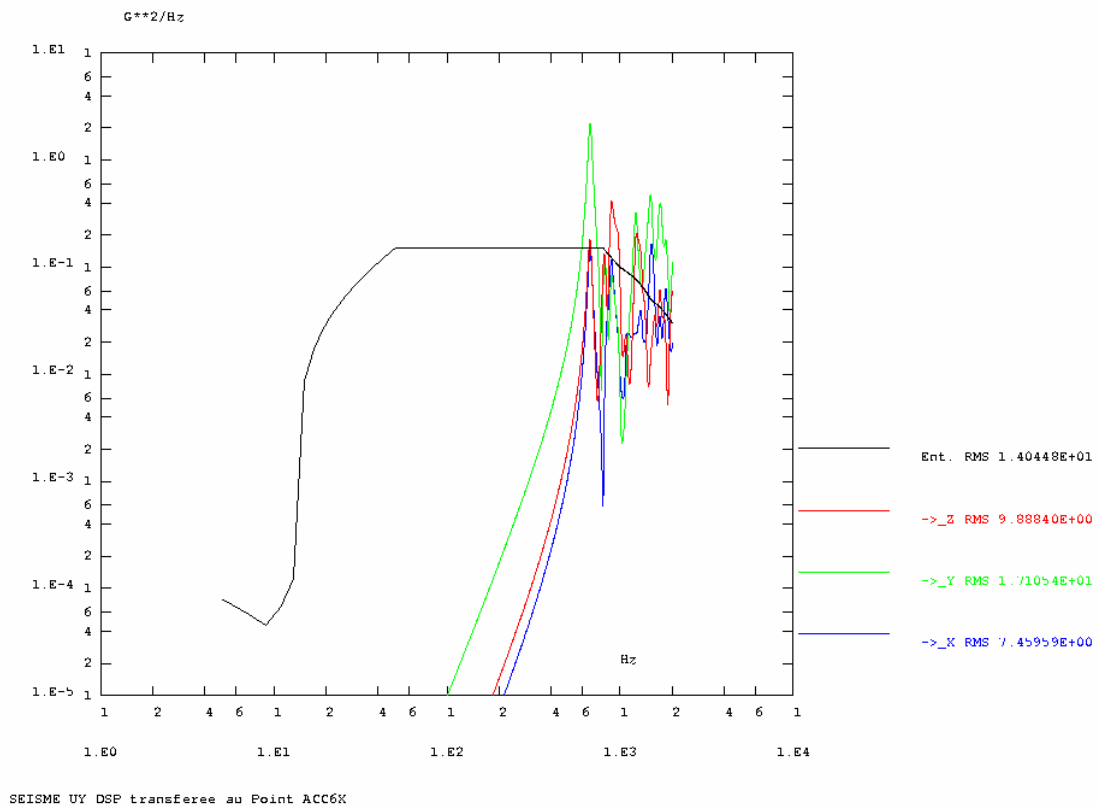
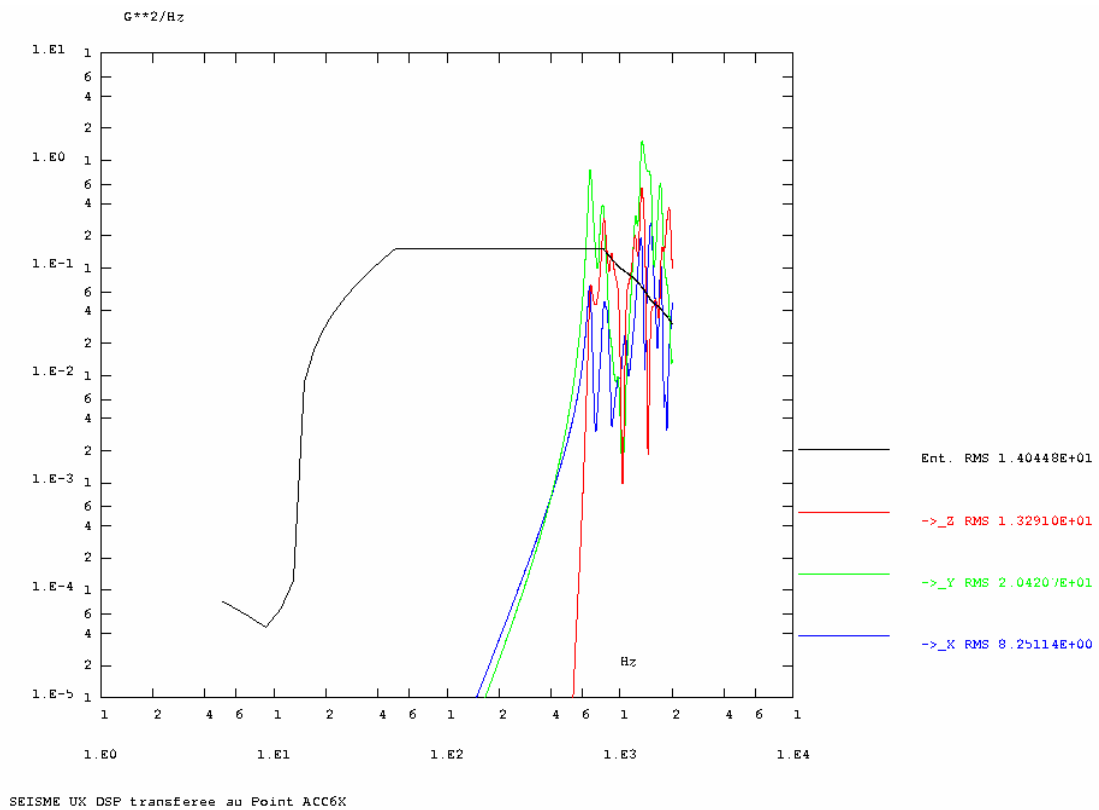


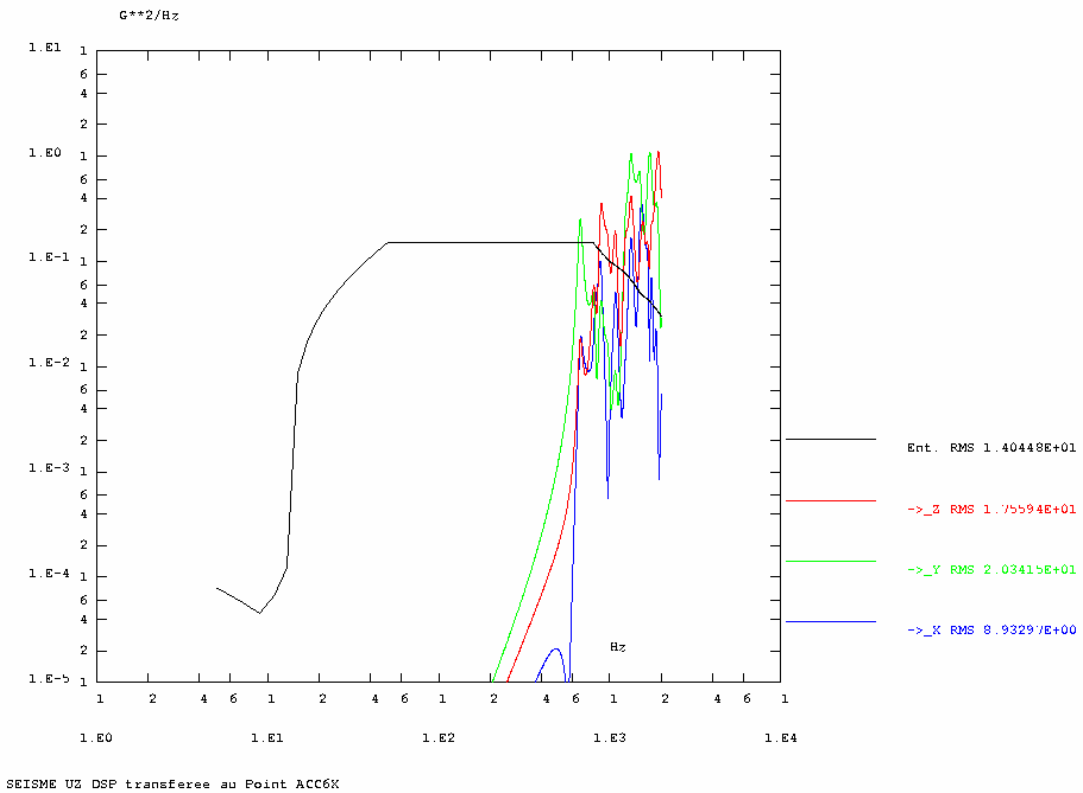
SEISME UY DSP transferee au Point ACC5K



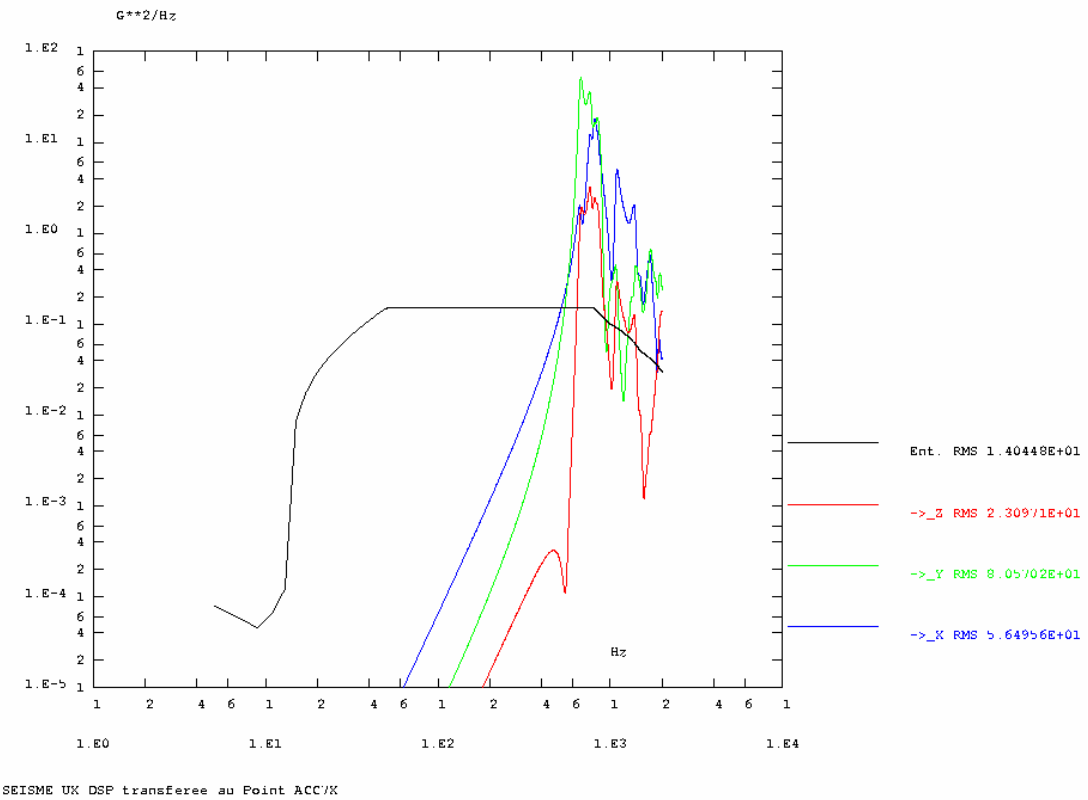
SEISME UZ DSP transferee au Point ACC5K

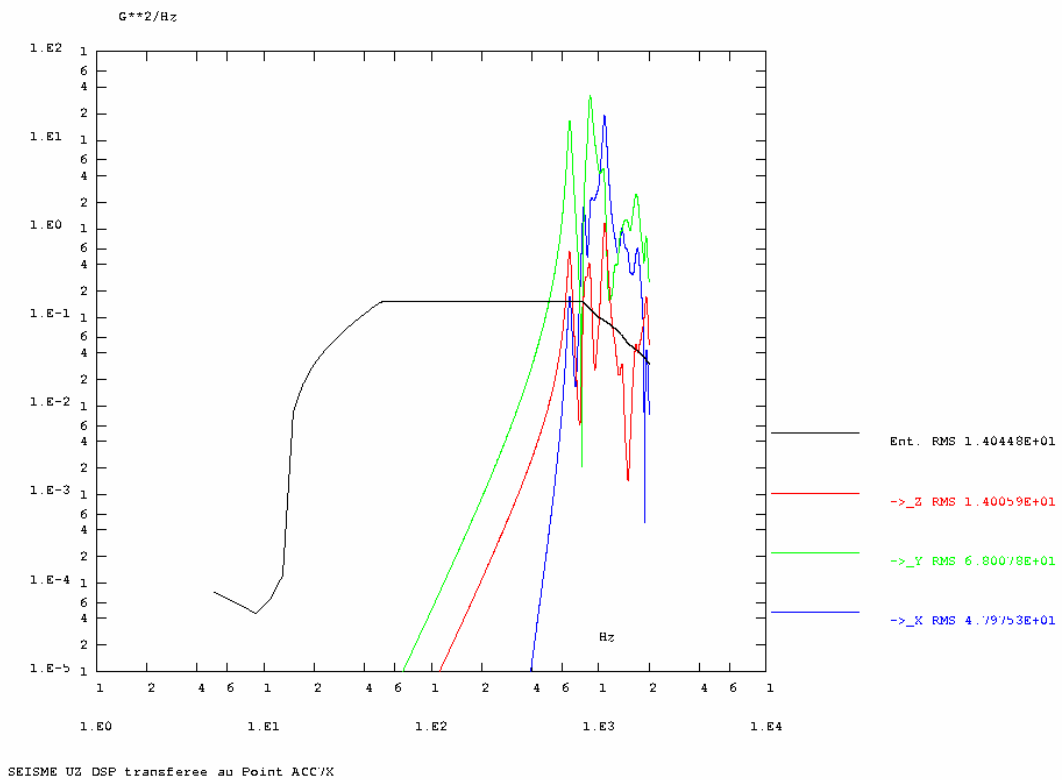
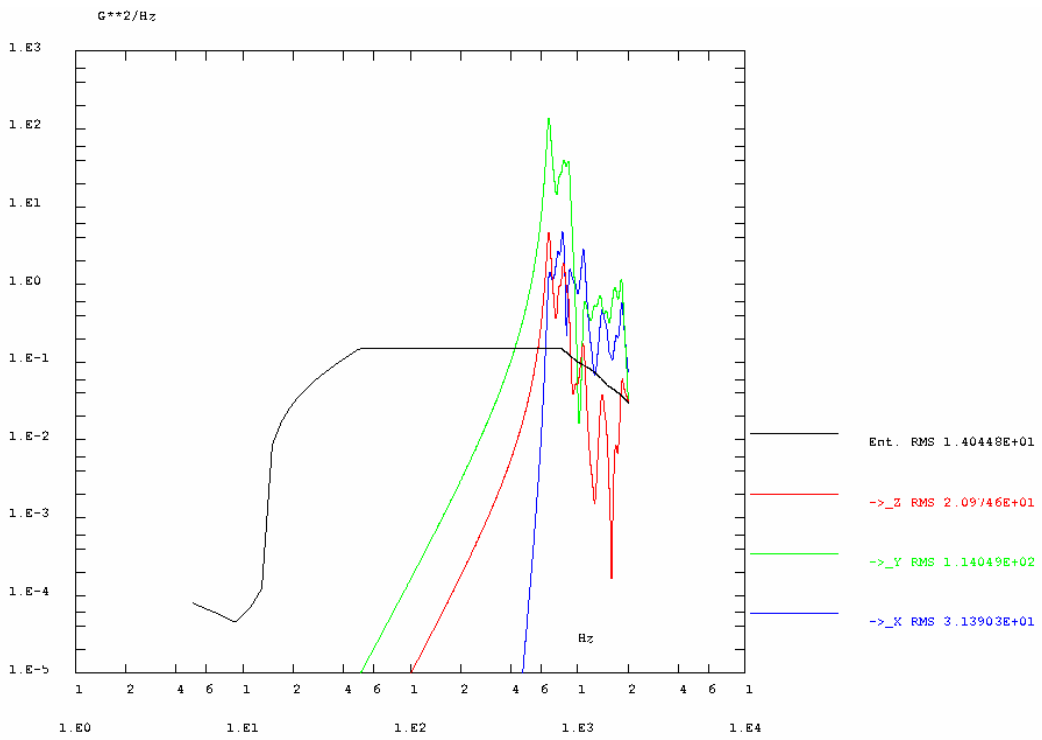
A-5-5 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC6 : (Couvercle TMA)



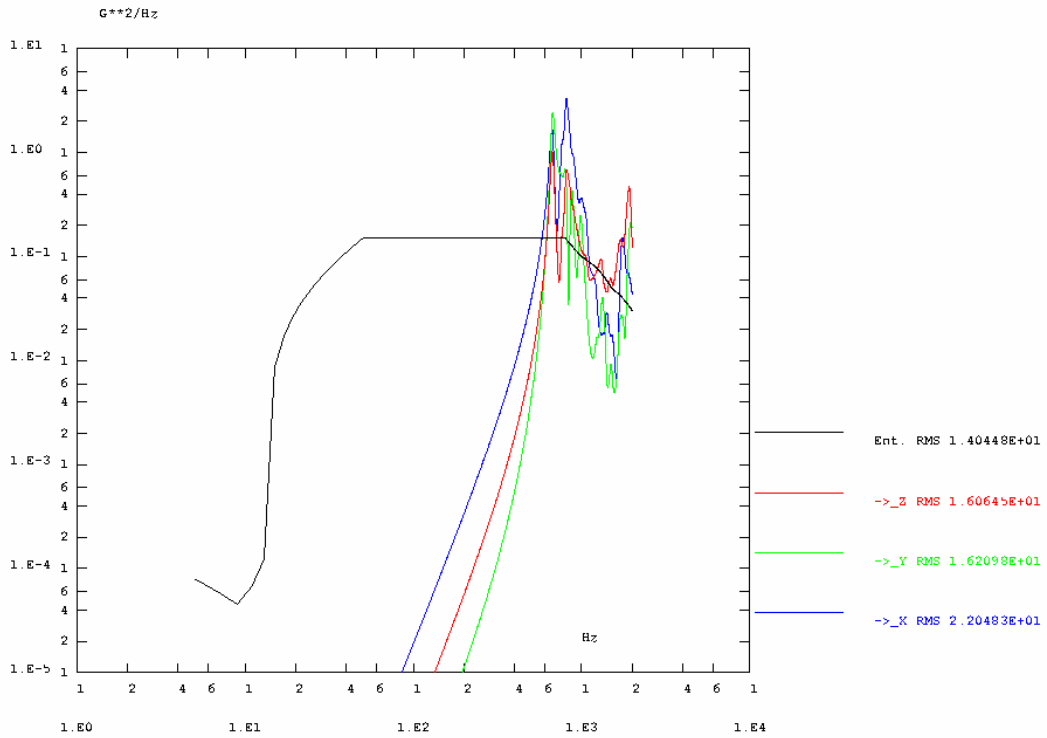


A-5-6 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC7 : (Roue à filtres)

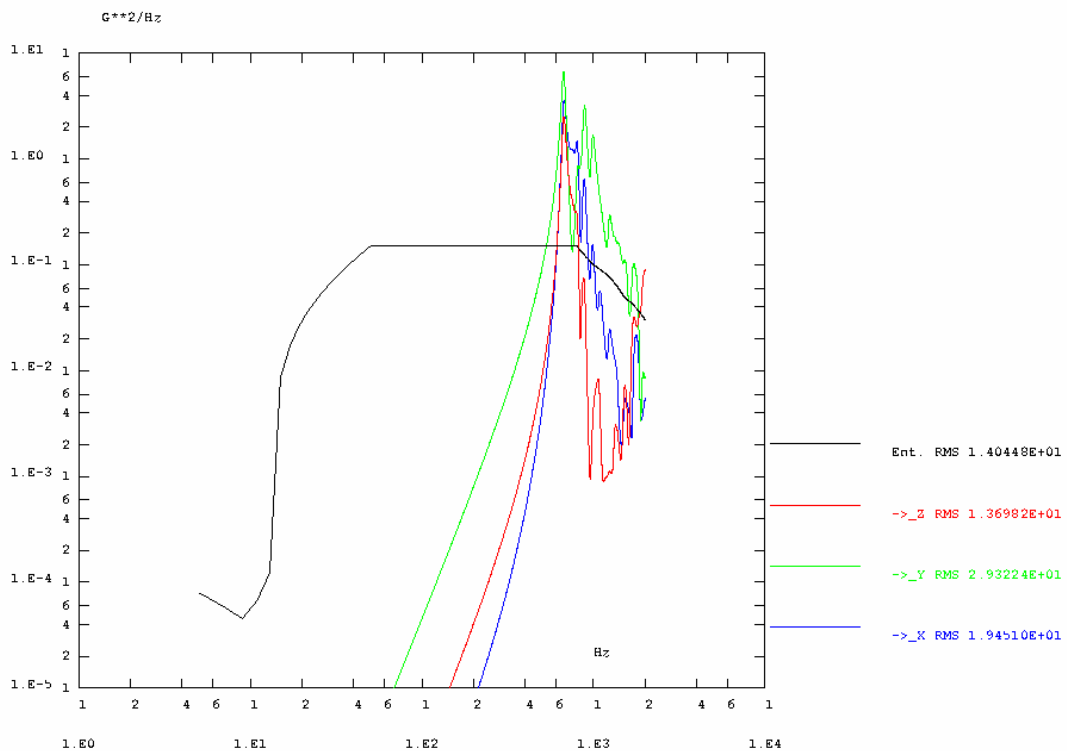




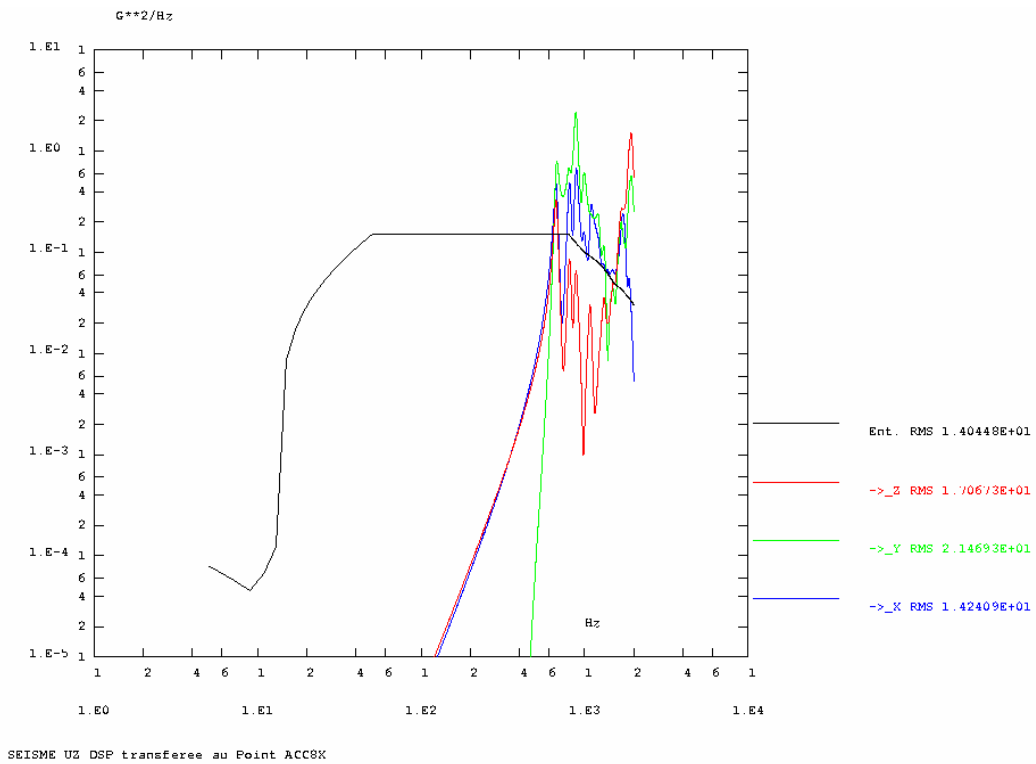
A-5-7 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC8 : (Ecran)



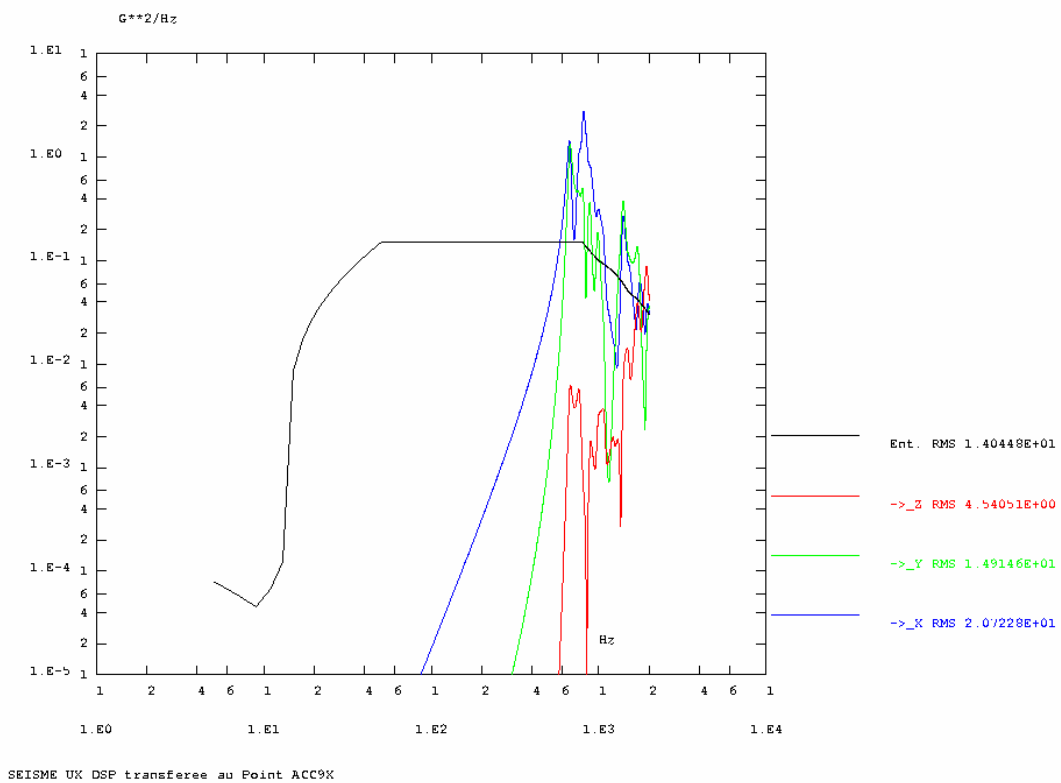
SEISME UX DSP transférée au Point ACC8X

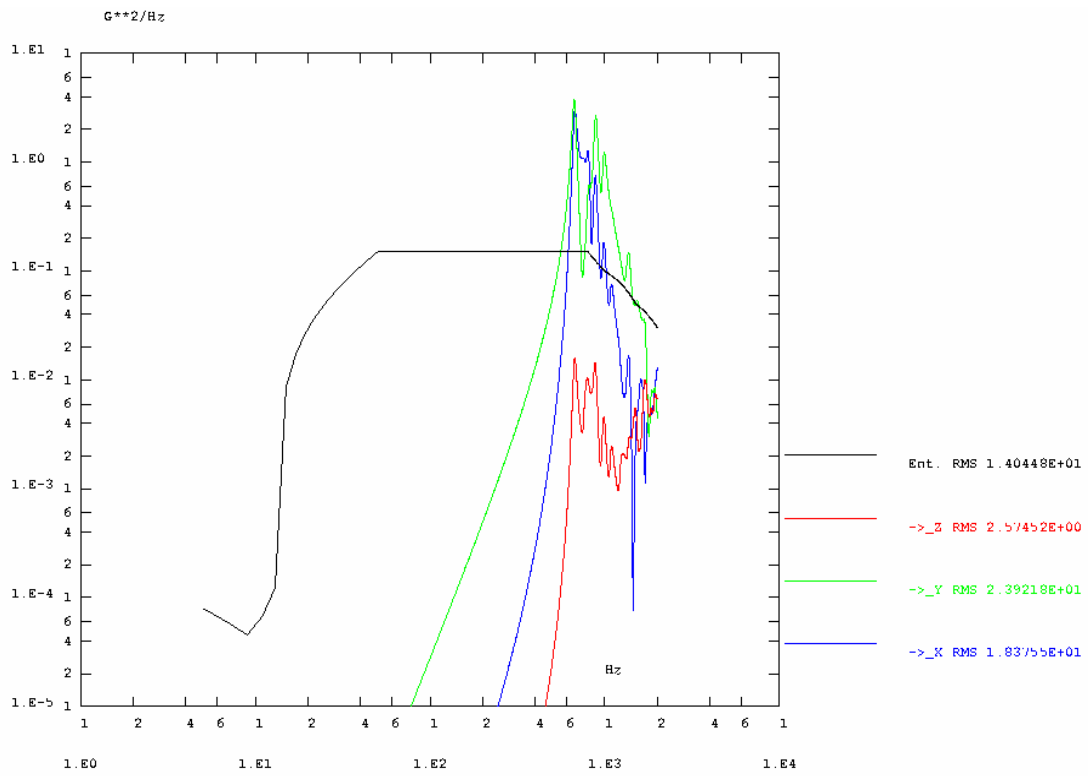


SEISME UY DSP transférée au Point ACC8X

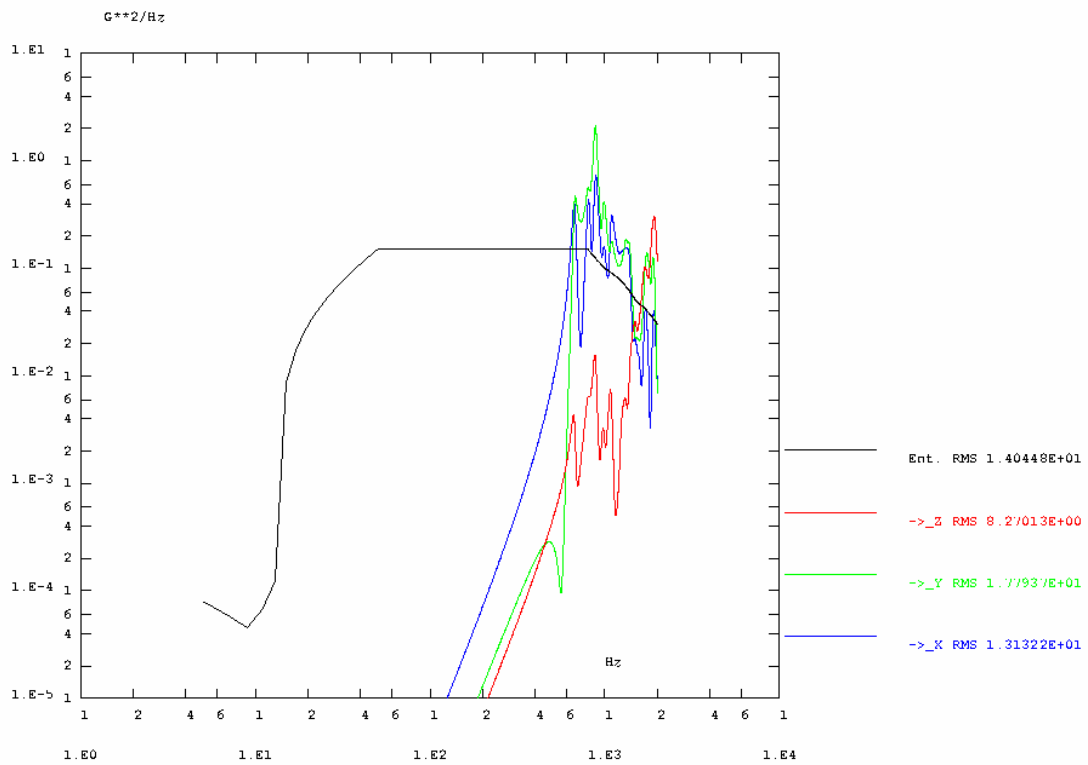


A-5-8 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC9 : (Ecran)



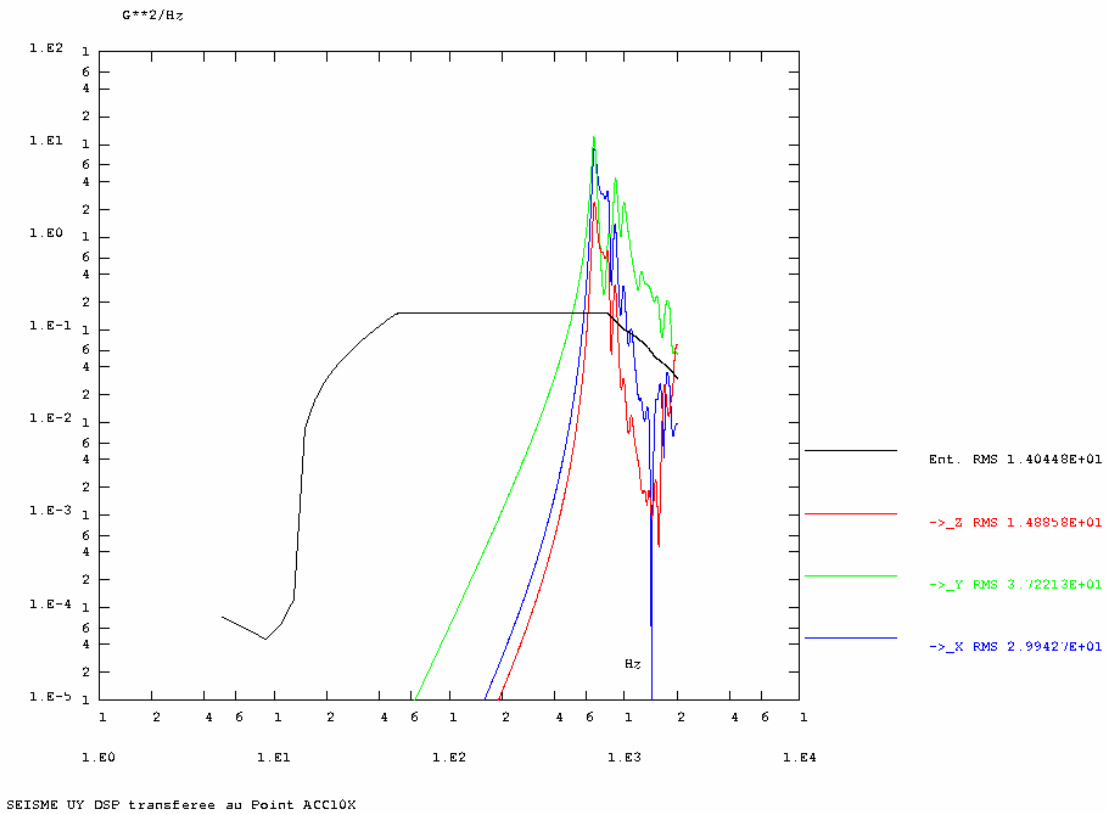
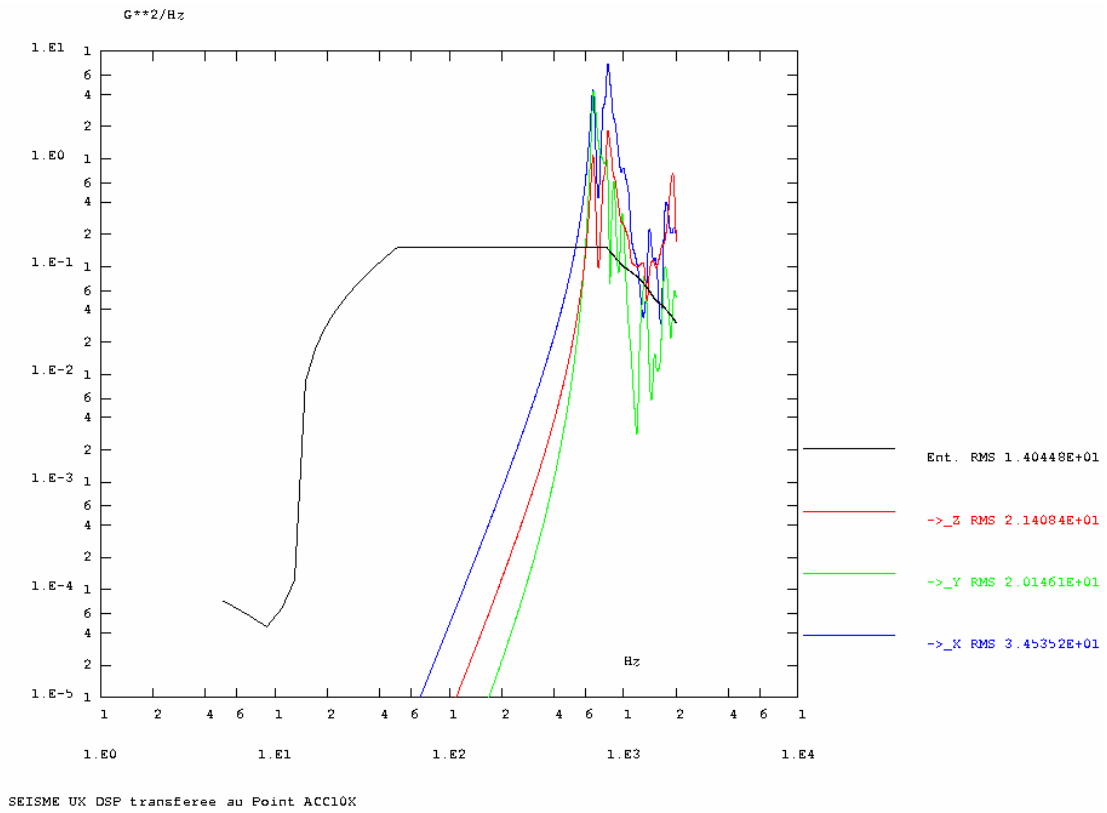


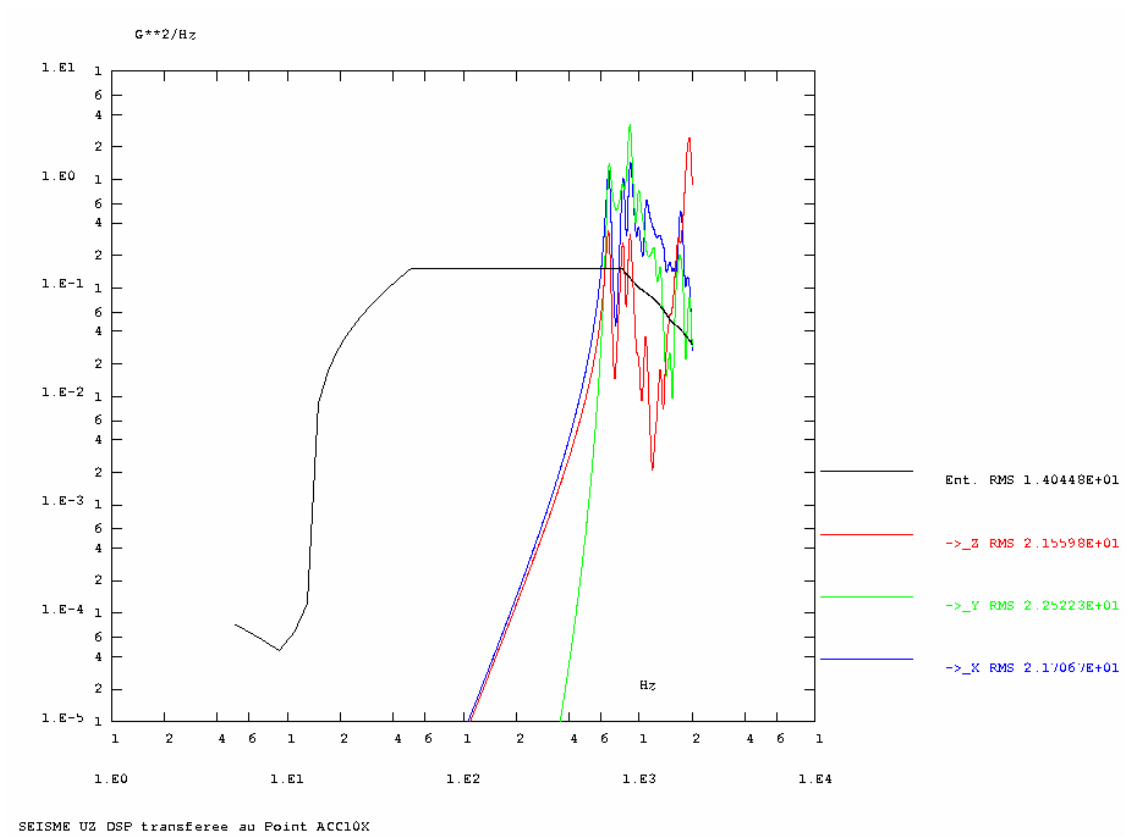
SEISME UY DSP transferee au Point ACC9K



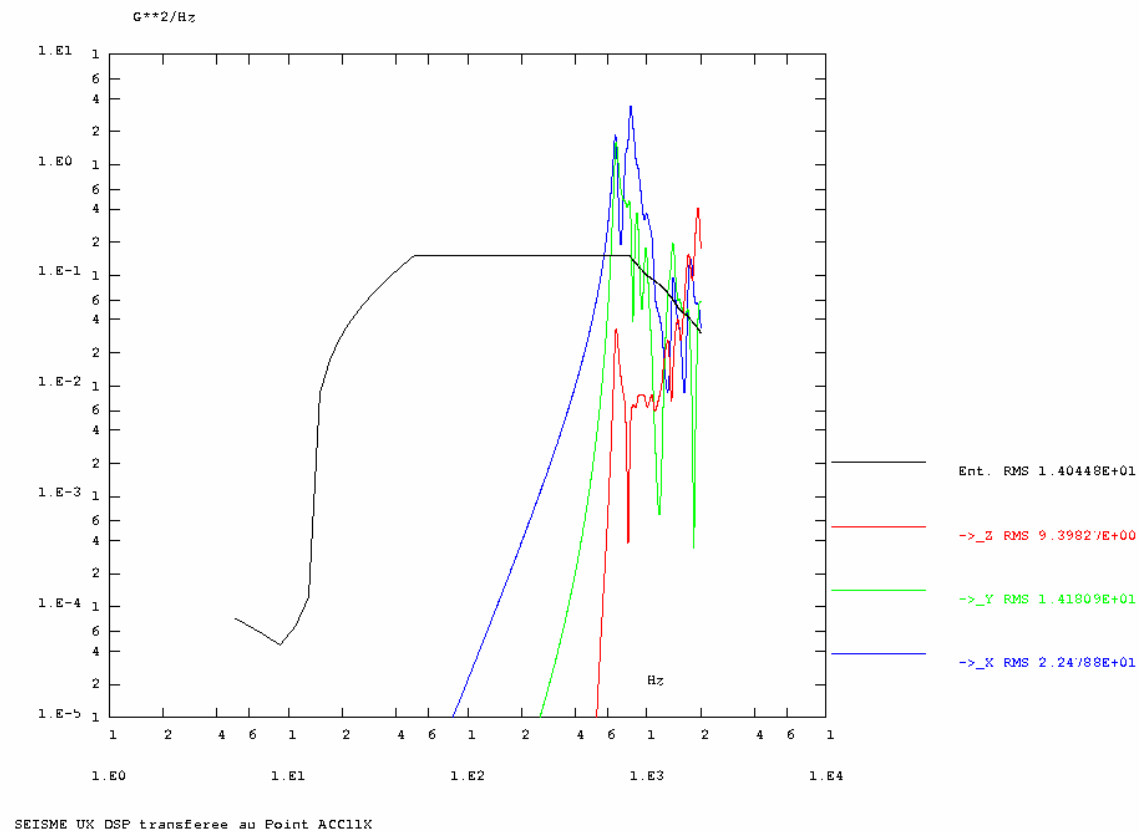
SEISME UZ DSP transferee au Point ACC9K

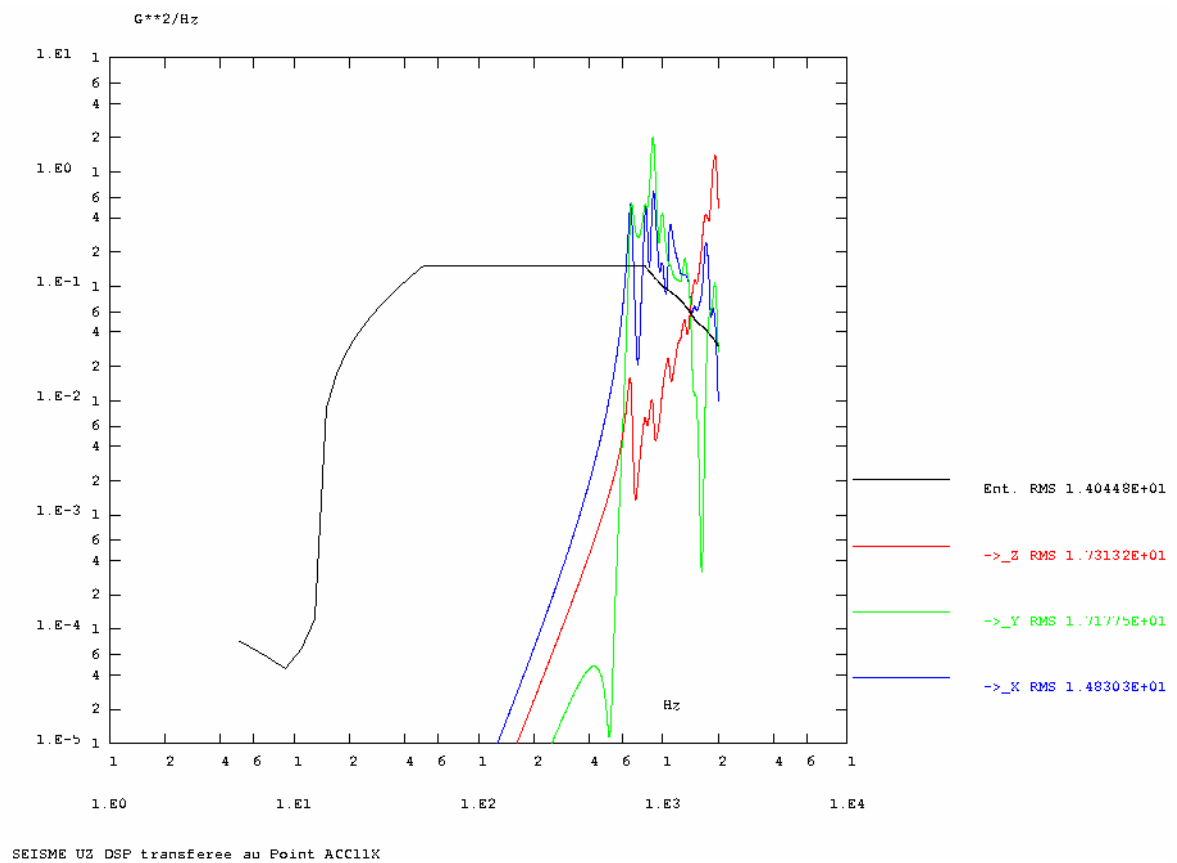
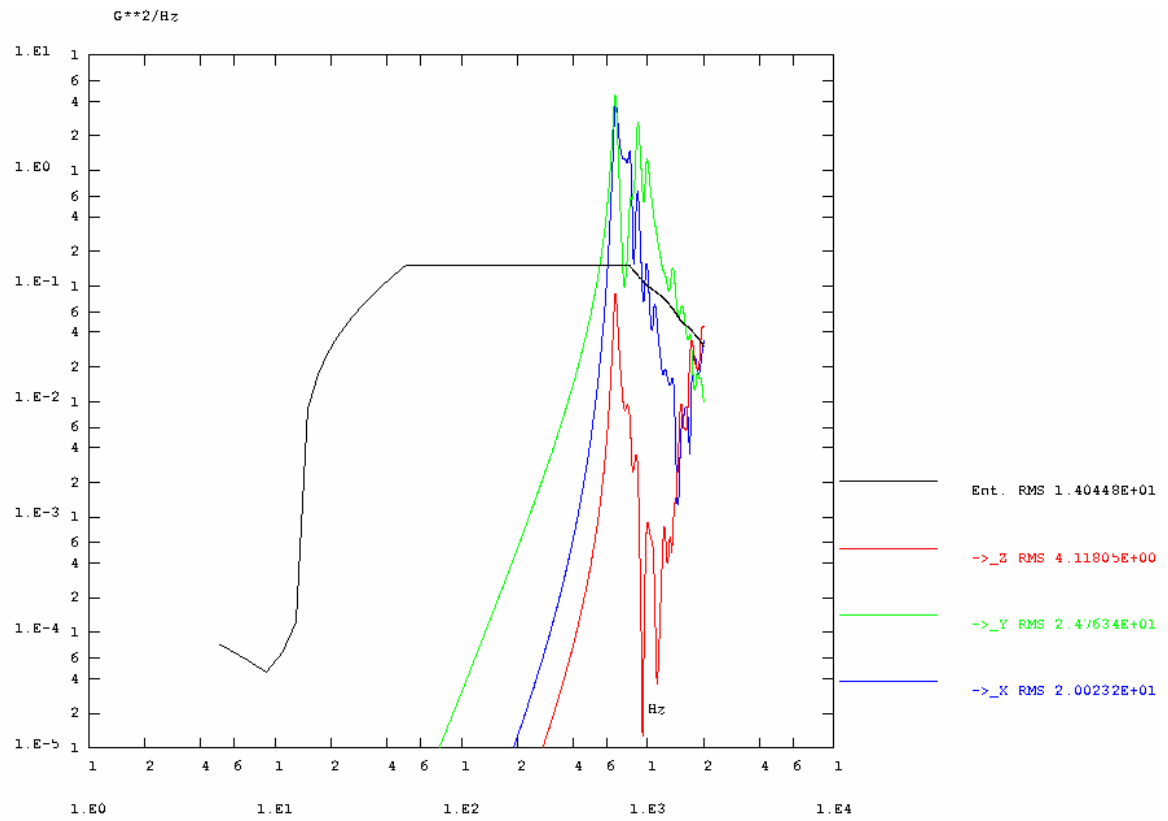
A-5-9 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC10 : (Couvercle ETM)



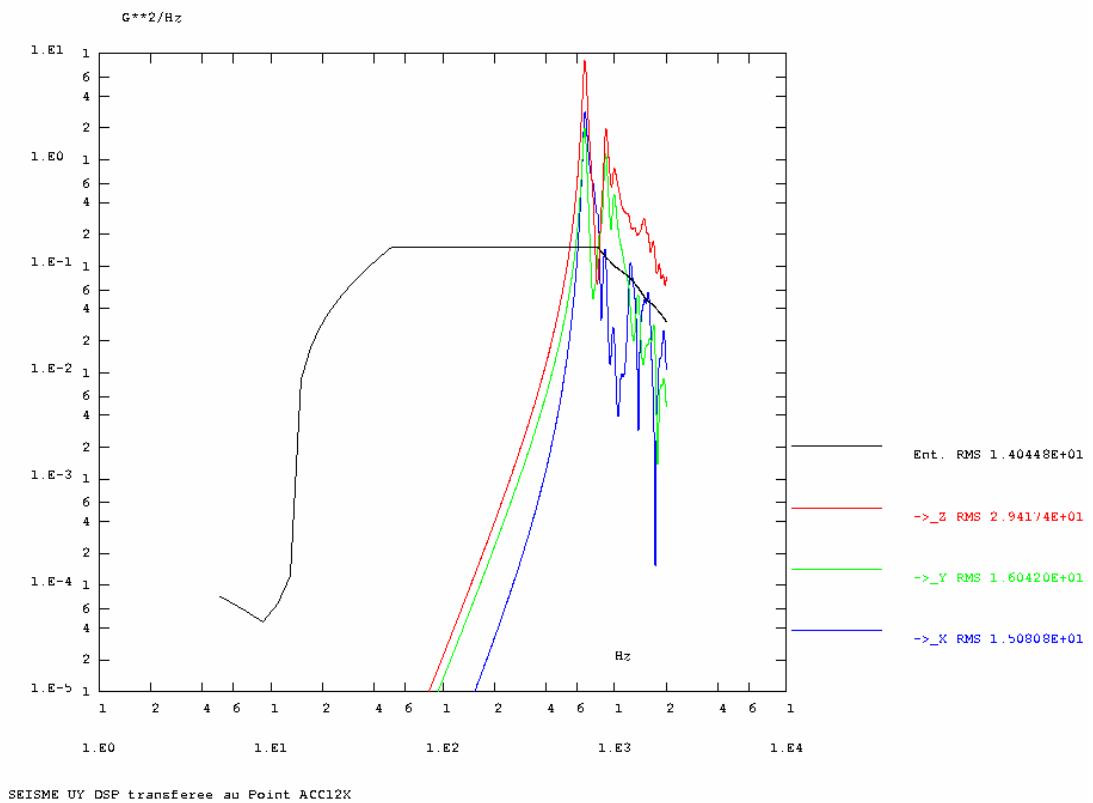
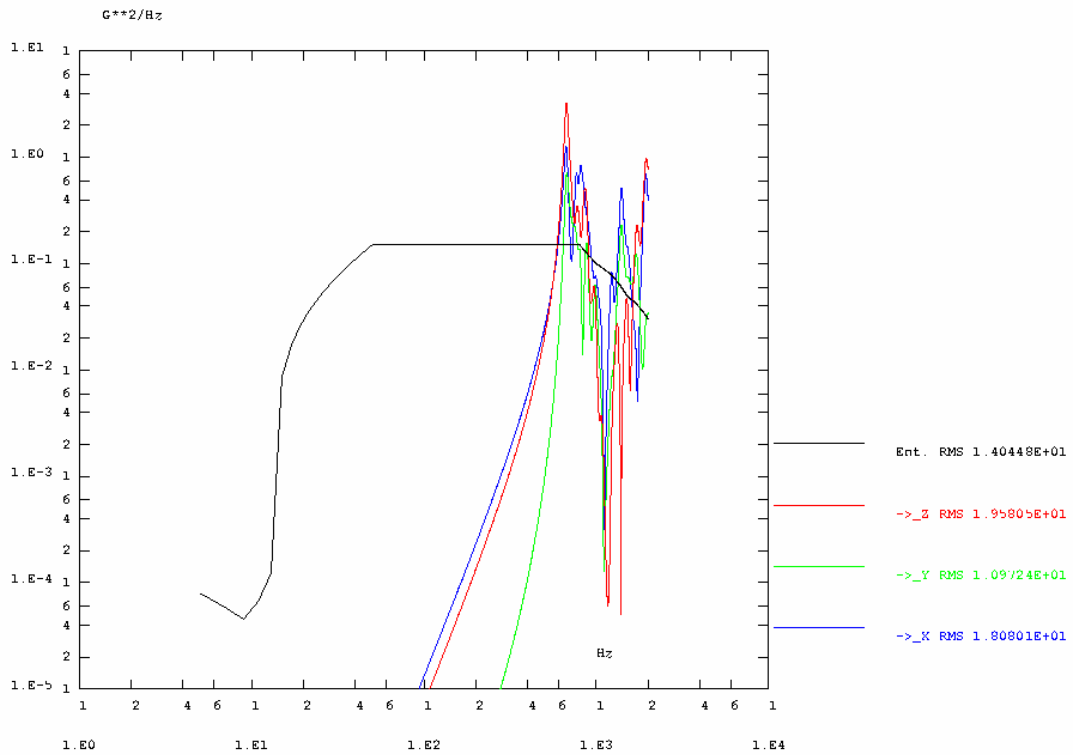


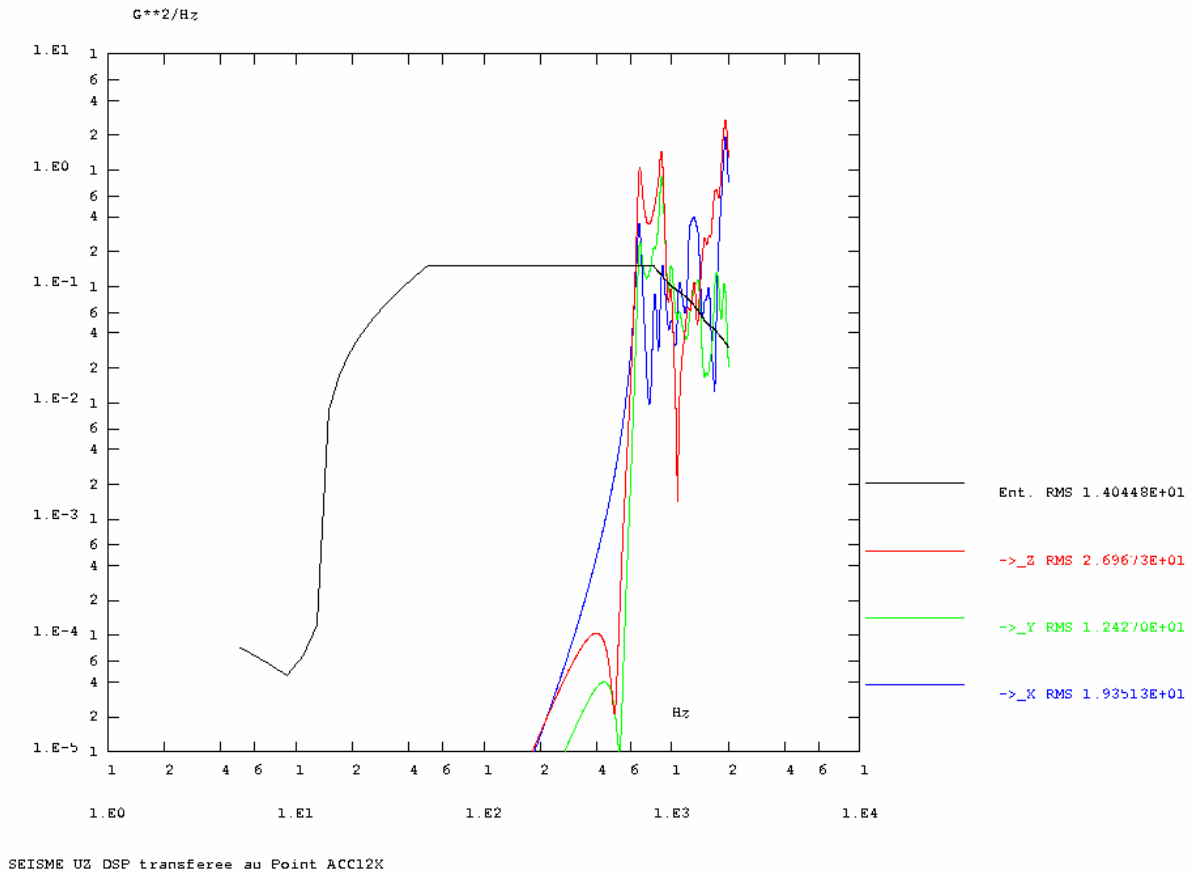
A-5-10 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC11 : (Couvercle ETM)





A-5-11 : Densité spectrale d'accélération transférée sur ACC12 : (Décteur)





Annexe 6: Vibrations aléatoires

A-6-1 : Fonction d'autocorrélation

Aux temps t_1 et t_2 , on peut associer aux variables aléatoires x_1 et x_2 respectivement les fonctions connues $f(x_1)$ et $g(x_2)$. Si x_1 et x_2 peuvent prendre n'importe quelle valeur, la moyenne du produit $f(x_1)g(x_2)$ est :

$$E[f(x_1)g(x_2)] = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x_1)g(x_2)P(x_1, x_2)dx_1dx_2$$

Avec : $P(x_1, x_2)$ qui la fonction densité de probabilité

Si l'on pose $f(x_1) = x_1$ et $g(x_2) = x_2$, on définit la fonction d'autocorrélation :

$$E[(x_1)(x_2)] = \int_{-\infty}^{+\infty} (x_1)(x_2)P(x_1, x_2)dx_1dx_2$$

Pour des temps t_1 et t_2 , la fonction d'autocorrélation a une valeur constante.

Si t_1 et t_2 varient, la fonction d'autocorrélation est fonction de t_1 et t_2 .

Dans un grand nombre d'application, on choisit pour définir la fonction d'autocorrélation un intervalle de temps $\tau = t_2 - t_1$ tel que : $R(\tau) = E[x_1x_2] = E[x_1(t_1)x_2(t_1 + \tau)]$ avec τ qui est une constante de temps ou un intervalle de temps bref.

Pour $\tau = 0, R(0) = E[x^2]$, la fonction d'autocorrélation est égale à la moyenne quadratique.

Pour un seul échantillon $x^{(i)} = f(t)$, défini de 0 à T, la fonction d'autocorrélation temporelle est :

$$\phi(\tau) = \langle f(t)f(t+\tau) \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T f(t)f(t+\tau) dt$$

Quand T tend vers l'infini, on approche de sa valeur exacte : $\phi(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T f(t)f(t+\tau) dt$

$\phi(0)$ est la moyenne quadratique temporelle.

Propriétés

La fonction d'autocorrélation est paire : $R(\tau) = R(-\tau)$

Elle est maximale à l'origine : $R(0) \geq |R(\tau)|$ est sa valeur en ce point est la moyenne quadratique.

A-6-2 : Processus à large bande

Chaque échantillon a une allure absolument quelconque et sa densité spectrale d'accélération est dans une bande de fréquences, sensiblement constante (Voir les courbes en annexe 4).

En réalité, cette densité spectrale n'est calculée ou mesurée que pour des fréquences positives.

On obtient une fonction $G(\omega)$ telle que : $G(\omega) = 2S(\omega)$ ($0 \leq \omega \leq \infty$)

Cependant, pour des commodités de calcul, on utilise plus souvent la fonction $S(\omega)$ qui est la densité spectrale d'accélération.

Si on assimile la densité spectrale à une constante S_0 dans l'intervalle $(-\infty < \omega < \infty)$, on dit que le signal est un bruit blanc idéal. Il est physiquement irréalisable, car sa moyenne quadratique étant infinie il faudrait une source de puissance infinie pour le générer.

Sa fonction d'autocorrélation est : $R(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_0 \exp(j\omega\tau) d\omega$

A-6-3 : Densité spectrale de la réponse

Soit $f(t)$ le signal à l'entrée d'un système linéaire dont la réponse pulsionnelle est $h(\tau)$, et $y(t)$ le signal à la sortie. Les grandeurs d'entrée et de sortie sont repérées respectivement par les indices f et y . Ainsi, la fonction d'autocorrélation de la sortie est : $R_y(\tau) = \langle y(t)y(t+\tau) \rangle$

d'après la formule de Rocard en annexe 6-5 : $y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t-\tau_1)h(\tau_1) d\tau_1$

$$y(t+\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t+\tau-\tau_2)h(\tau_2) d\tau_2$$

d'où : $R_y(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_1)h(\tau_2) \langle f(t-\tau_1)f(t+\tau-\tau_2) \rangle d\tau_1 d\tau_2$

$$R_y(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_1)h(\tau_2) f(\tau+\tau_1-\tau_2) d\tau_1 d\tau_2$$

On préfère souvent calculer la fonction d'autocorrélation de la réponse à partir des densités spectrales d'accélération :

$$S_Y(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_Y(\tau) \exp(-j\omega\tau) d\tau$$

$$S_Y(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_1 d\tau_1) \int_{-\infty}^{\infty} R_f(\tau - \tau_2 + \tau_1) \exp(-j\omega\tau) d\tau$$

En posant $\tau_3 = \tau - \tau_2 + \tau_1$, soit $\tau = -\tau_1 + \tau_2 + \tau_3$:

$$S_Y(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_1) \exp(j\omega\tau_1) d\tau_1 \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_2) \exp(-j\omega\tau_2) \int_{-\infty}^{\infty} R_f(\tau_3) \exp(-j\omega\tau_3) d\tau_3$$

D'où $S_Y(\omega) = |H(\omega)|^2 S_f(\omega)$

A-6-4 : Fonction d'autocorrélation de la réponse

$H(\omega)$ Réponse complexe en fréquence, on peut maintenant évaluer la fonction d'autocorrélation de celle-ci d'une manière plus simple :

$$R_Y(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_Y(\omega) \exp(j\omega\tau) d\omega$$

$$E[Y^2] = R_Y(0) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |H(\omega)|^2 S_f(\omega) d\omega$$

$$E[Y^2] = R_Y(0) = \int_{-\infty}^{\infty} |H(\omega)|^2 S_f(\omega) d\omega$$

A-6-5 : Décomposition en impulsions élémentaires. (Formule de Rocard)

La force $f(t)$, à l'instant t , est considérée comme une somme d'impulsion de hauteur $f(\tau)$ et de même durée $d\tau$ et l'on a :

$$x(t) = \int_0^t f(\tau) h(t - \tau) d\tau \quad \text{Formule de Rocard}$$

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\tau) h(t - \tau) d\tau$$

Propriété de commutativité des produits de convolution

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t - \tau) h(\tau) d\tau$$

Annexe 7: Opérateur ACCRO dans CASTEM

Cet opérateur permet « d'accrocher » des nœuds (d'une surface, d'une poutre,...) sur un solide support (voir figure). Cet accrochage est fictif car l'opérateur construit des raideurs relatives entre les différents nœuds. Il faut néanmoins que les nœuds de la surface à accrocher soient sur la surface du solide support ou à l'intérieur. En fait, l'opérateur accroche un nœud sur les nœuds de l'élément dans lequel il est contenu.

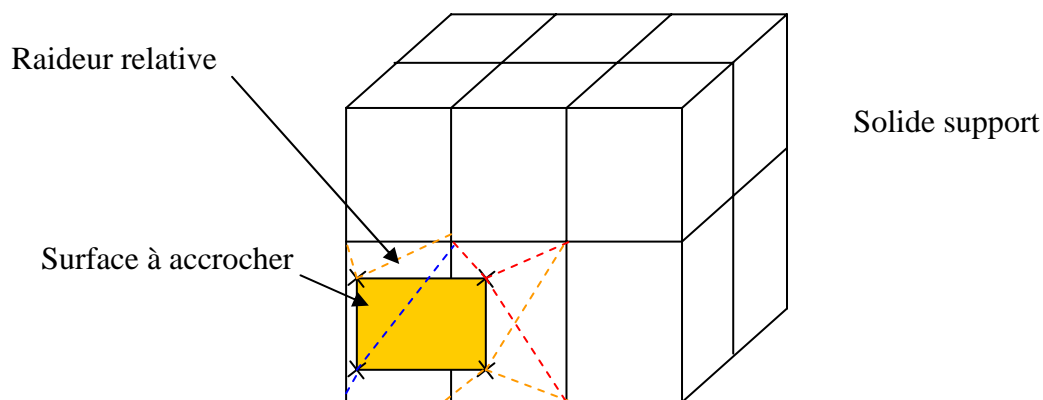


Figure : Méthode pour l'opérateur 'ACCRO'

L'opérateur permet de relier des nœuds d'une surface sur ceux d'un volume, et cela dans une limite de distance.

Malheureusement, dans le cas où les raideurs locales des éléments sont trop différentes, cet opérateur induit des disparités. En effet, si ces raideurs ne sont pas proches, la répartition des contraintes ne s'effectue pas correctement et il y a apparition de pics locaux de contraintes (surcontraintes locales).