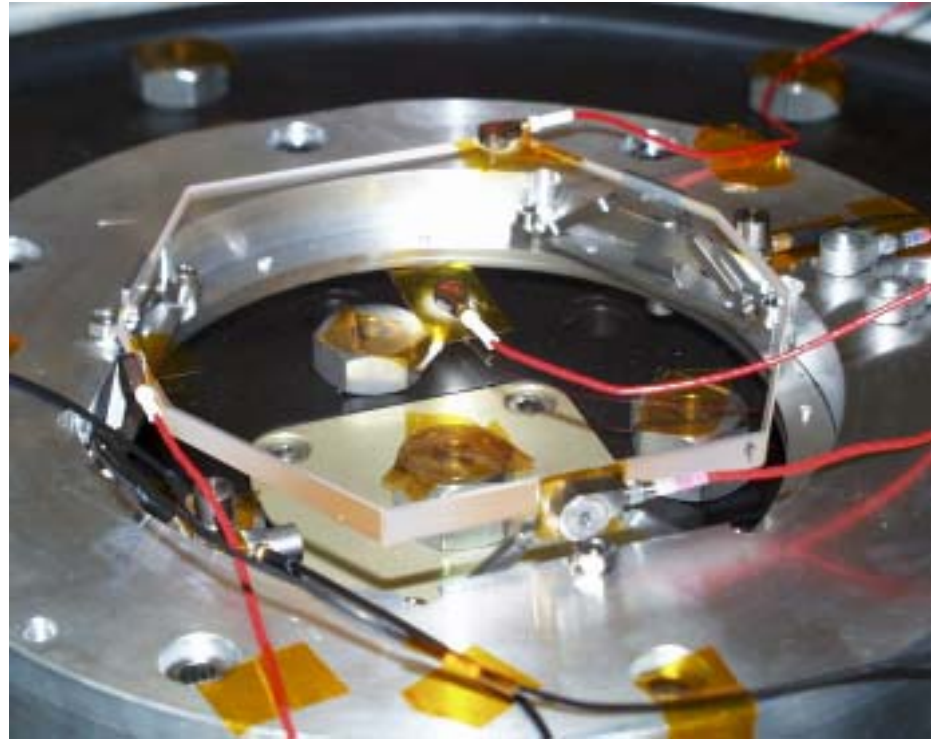


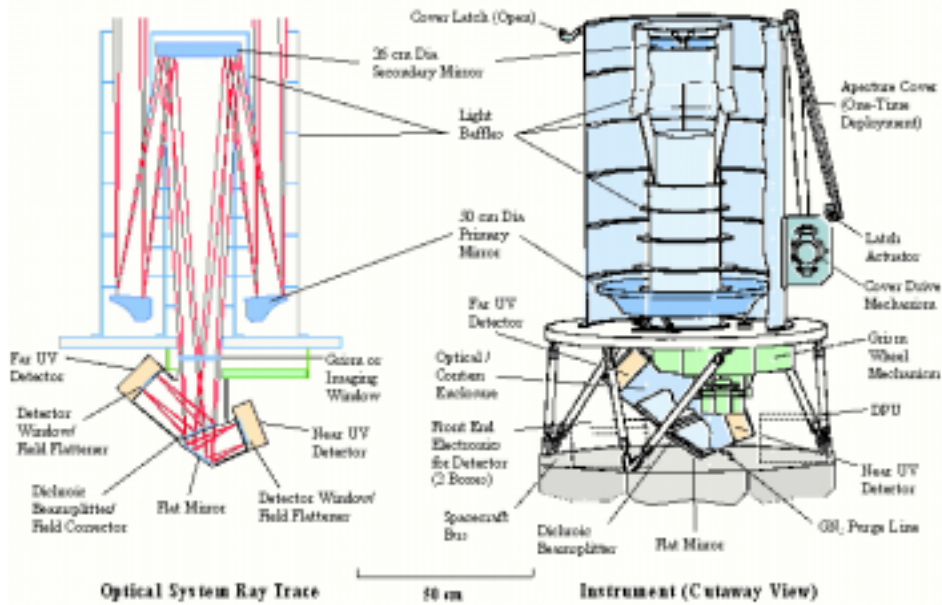
Analyses dynamiques d'une monture optique : Application à la modélisation des chocs

- 1 - Environnement vibratoire du GRISM
- 2 - Comportement dynamique de la maquette aluminium et recalage du modèle E.F.
- 3 - Calculs du choc
- 4 - Application à l'E.M.U.
- 5 - Conclusion



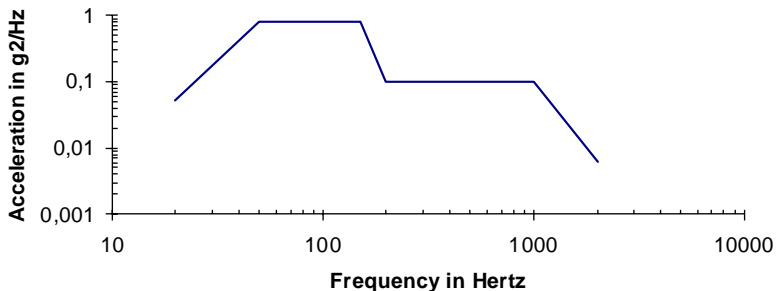
L'instrument

GALEX Instrument



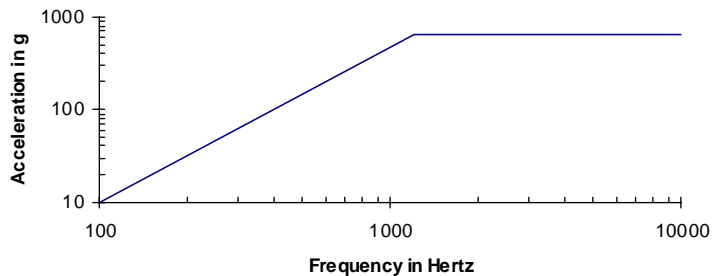
Environnement vibratoire du GRISM

- Vibration aléatoire : 14,7 g rms



- Choc pyrotechnique : S.R.S. à 650 g au plateau

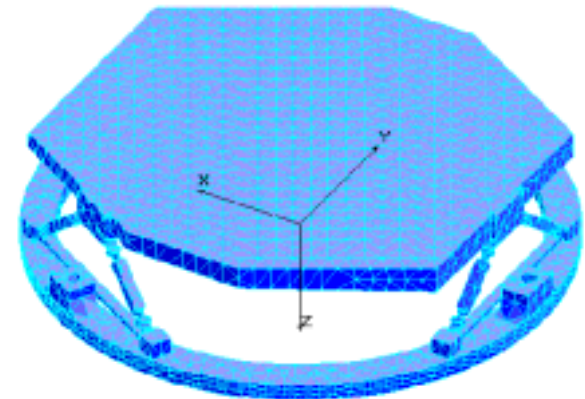
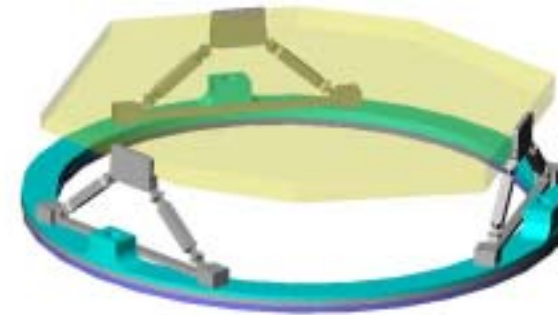
Specified SRS



Excitateur + table
transverse

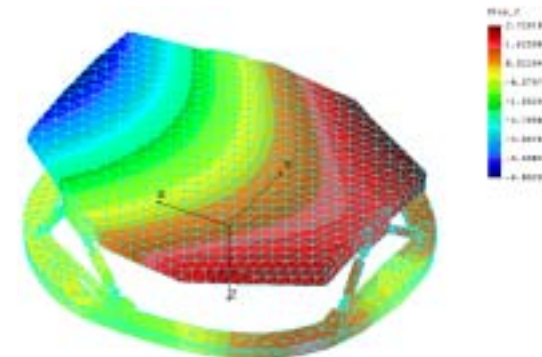
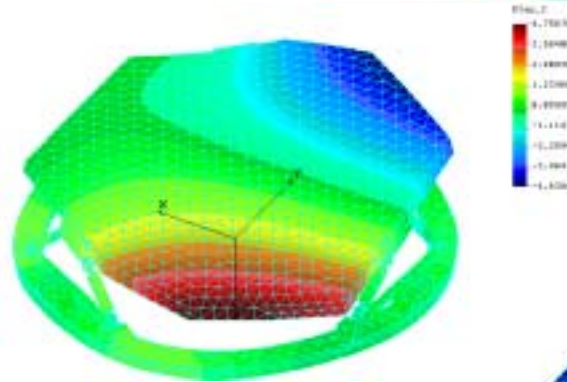
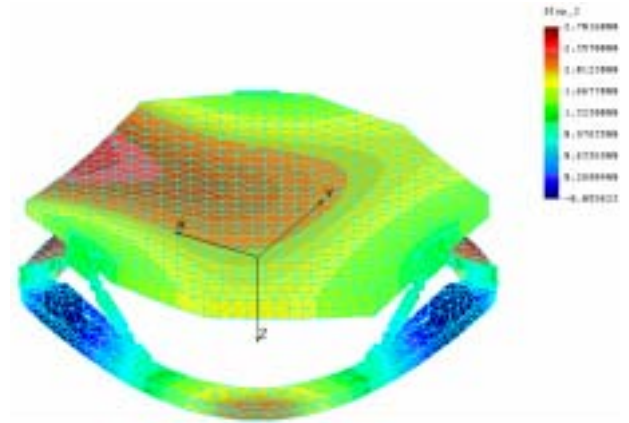
Maquette alu : définition du modèle éléments finis

- But de l'étude : obtenir un modèle dynamique du Grism afin d'estimer les σ et le comportement en choc
- ≈ 17000 éléments et 30000 nœuds.
- Accéléromètres représentés par des masses nodales positionnées selon modèle expérimental.
- Blocage de tous les d.d.l. sur les 3 zones de fixation
- Chargements sinus, aléatoire et choc pyro. appliqués suivant axe Z en tant que mvt uniforme de la base.
- Titane : $E = 110 \text{ GPa}$, $\nu = 0,3$ et $\rho = 4600 \text{ kg/m}^3$
Aluminium : $E = 74 \text{ GPa}$, $\nu = 0,33$ et $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$



Maquette alu : analyse modale

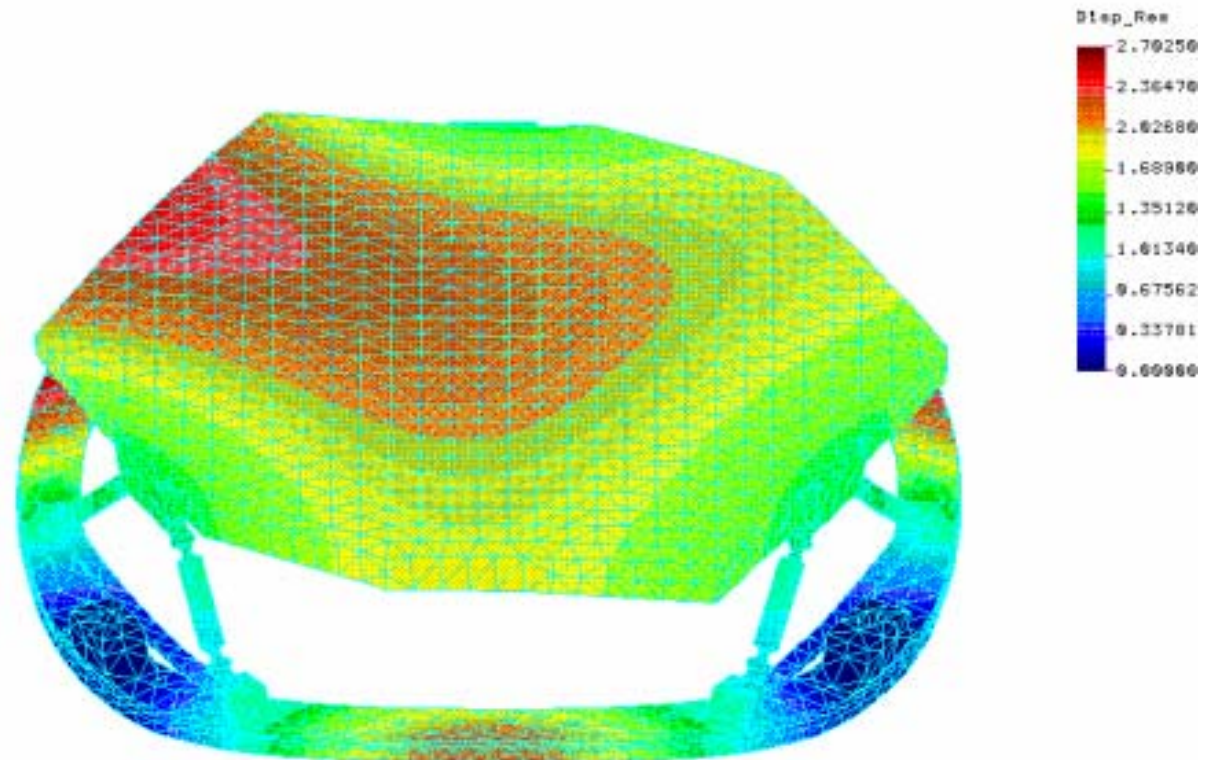
- $F1 = 541,6$ Hz et $F2 = 563,2$ Hz modes de flexion des couronnes et déplacement du grism dans son plan
- $F3 = 716,3$ Hz flexion d'ensemble du grism
- $F4 = 972,7$ Hz torsion de la partie épaisse du grism
- $F5 = 1050$ Hz flexion de la partie fine du grism



Mode 3 : flexion du Grism

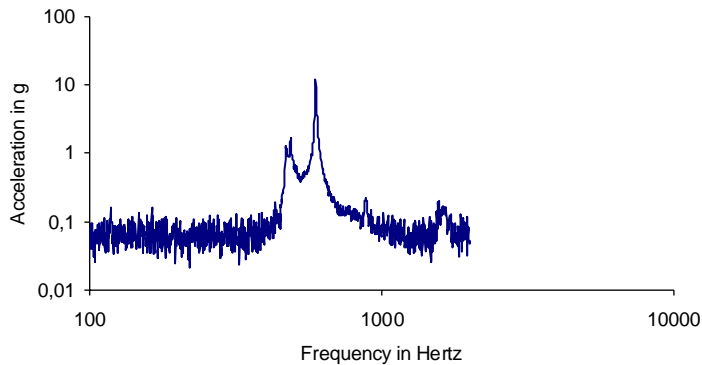
F_Mode=3 : 618.262

Hz



Maquette alu : essais expérimentaux

- Balayage sinus 0,5 g entre 50 et 2000 Hz → courbes de réponses
accélération = f (fréquence) pour chaque capteur

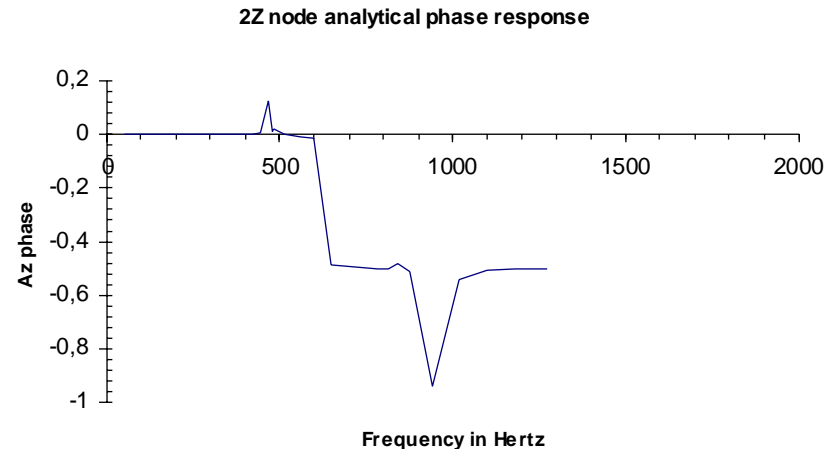
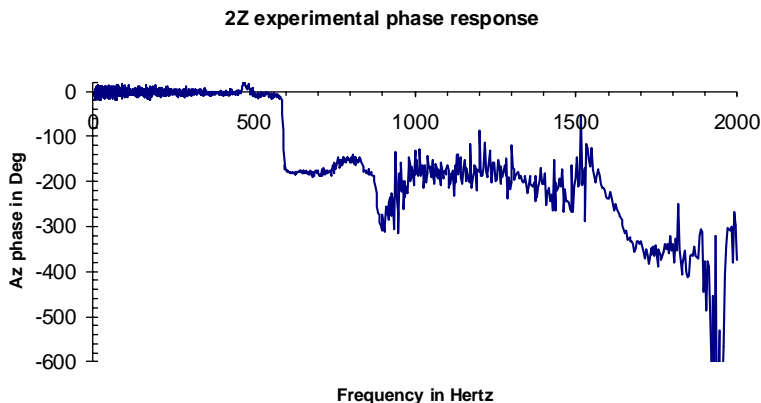


- Comparaison entre 1^{ier} modèle E.F. et essais expérimentaux

	Experimental model	First analytical model	Δf
Mbde N°1	$f_1 = 469 \text{ Hz}$	$f_1 = 542 \text{ Hz}$	73 Hz
Mbde N°2	$f_2 = 487 \text{ Hz}$	$f_2 = 563 \text{ Hz}$	76 Hz
Mbde N°3	$f_3 = 593 \text{ Hz}$	$f_3 = 716 \text{ Hz}$	123 Hz
Mbde N°4	$f_4 = 840 \text{ Hz}$	$f_4 = 973 \text{ Hz}$	133 Hz
Mbde N°5	$f_5 = 879 \text{ Hz}$	$f_5 = 1050 \text{ Hz}$	171 Hz

Maquette alu : correspondance entre modes propres analytiques et modes propres expérimentaux

- Deux méthodes pour vérifier la correspondance des modes :
 - Comparer les ratios d'accélération issus des résultats expérimentaux aux ratios de déplacements issus des résultats du modèle E.F.
(l'accélération est proportionnelle au déplacement par un facteur ω^2)
 - Comparer les différences de phase (entre capteurs très marqués et le capteur contrôle) données par le modèle analytique et le modèle expérimental



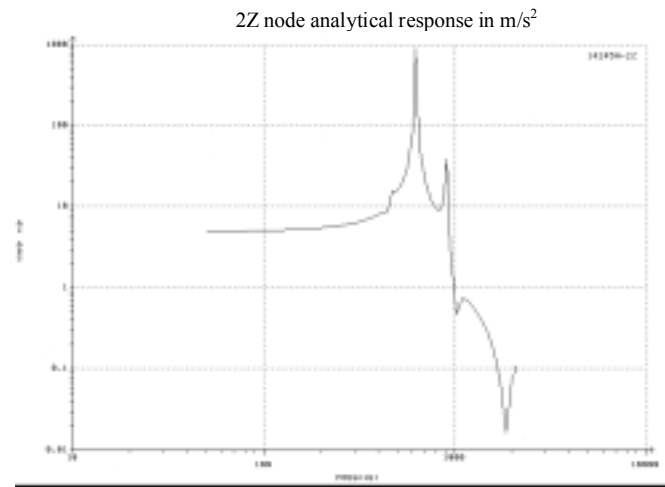
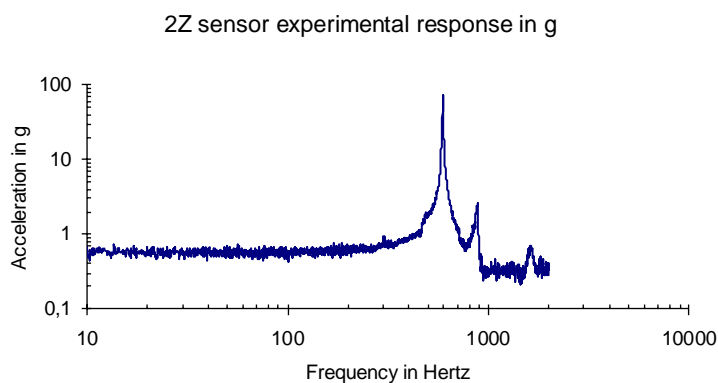
Maquette alu : recalage du modèle E.F.

- *Différences inévitables entre modèle E.F. et modèle expérimental* dues à la fois au modèle E.F. en lui même, à la procédure et aux mesures de test expérimentaux et également à la procédure d'analyse modale.
- Deuxième modèle E.F. : le modèle recalé
Décision d'assouplir le modèle E.F. par une diminution des modules d'Young des matériaux de l'ordre de 25% !!
- Comparaison entre 2^{ième} modèle E.F. et essais expérimentaux

	Experimental eigenfrequencies	Analytical eigenfrequencies	Δf
Mbde N°1	f1 = 469 Hz	f1 = 467.6 Hz	1.4 Hz
Mbde N°2	f2 = 487 Hz	f2 = 486.2 Hz	0.8 Hz
Mbde N°3	f3 = 593 Hz	f3 = 618.2 Hz	-25.2 Hz
Mbde N°4	f4 = 840 Hz	f4 = 839 Hz	1 Hz
Mbde N°5	f5 = 879 Hz	f5 = 905.8 Hz	-26.8 Hz

Maquette alu : ajustement des amortissements du modèle E.F.

- Méthode de corrélation : balayage sinus appliqué au modèle E.F. et comparaison des courbes de résultats données par les capteurs

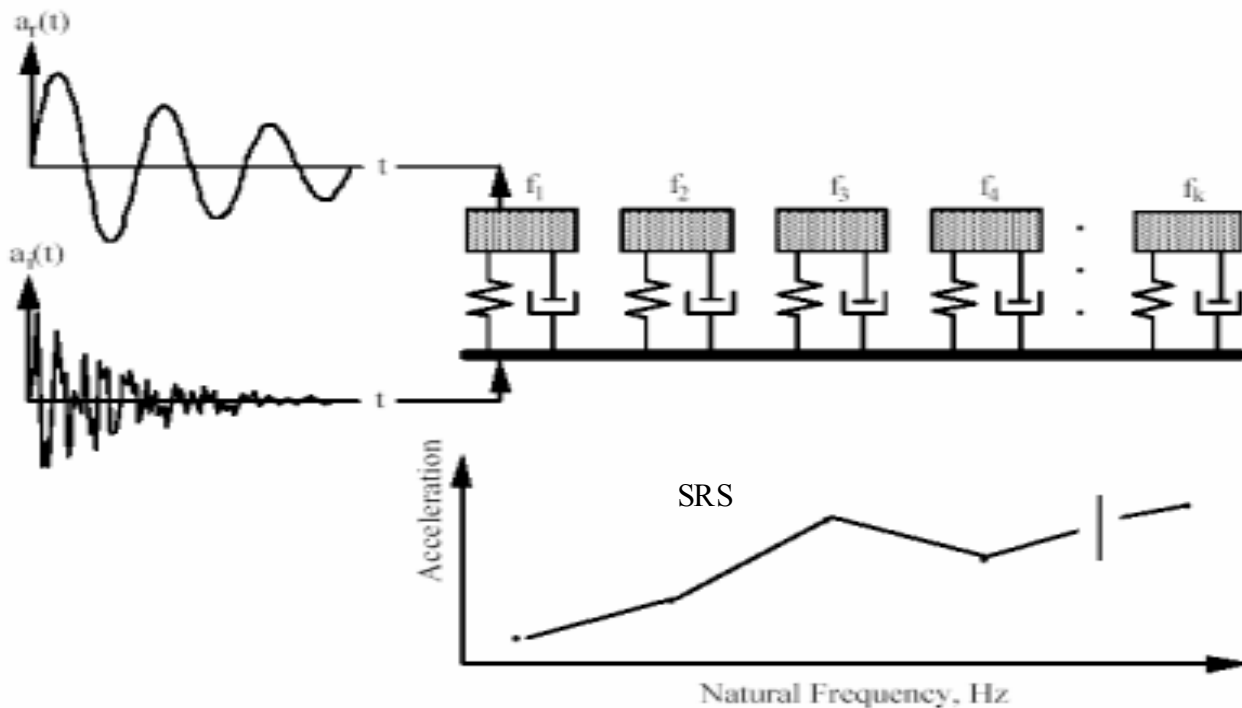


- Amortissements modaux utilisés plutôt que structuraux

	Mode N°1	Mode N°2	Mode N°3	Mode N°4	Mode N°5
Modal damping ξ	0.007	0.015	0.0029	0.004	0.007
Quality factor Q	71	33	172	125	71

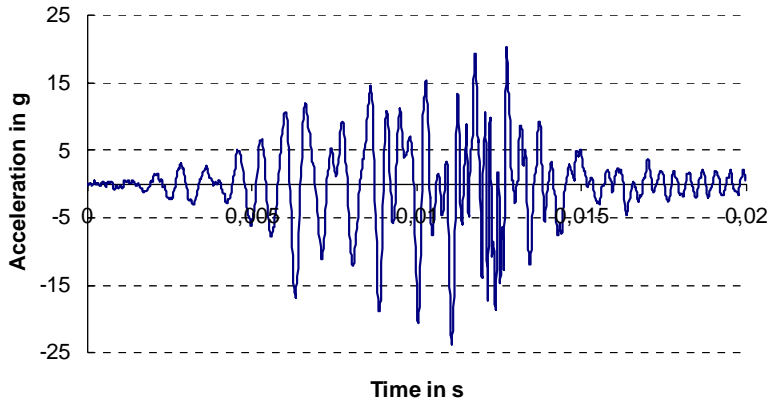
Calculs de choc : définition du SRS

- SRS = Shock Response Spectrum ou SRC = Spectre de Réponse au Choc
- Le SRC est défini comme la réponse maximale d'un système d'oscillateurs linéaires en série (chacun vibrant à une fréquence propre naturelle différente) quand il est soumis à une excitation transitoire.



Calculs de choc sur la maquette alu

- Chargement : choc introduit en tant que chargement uniforme à la base

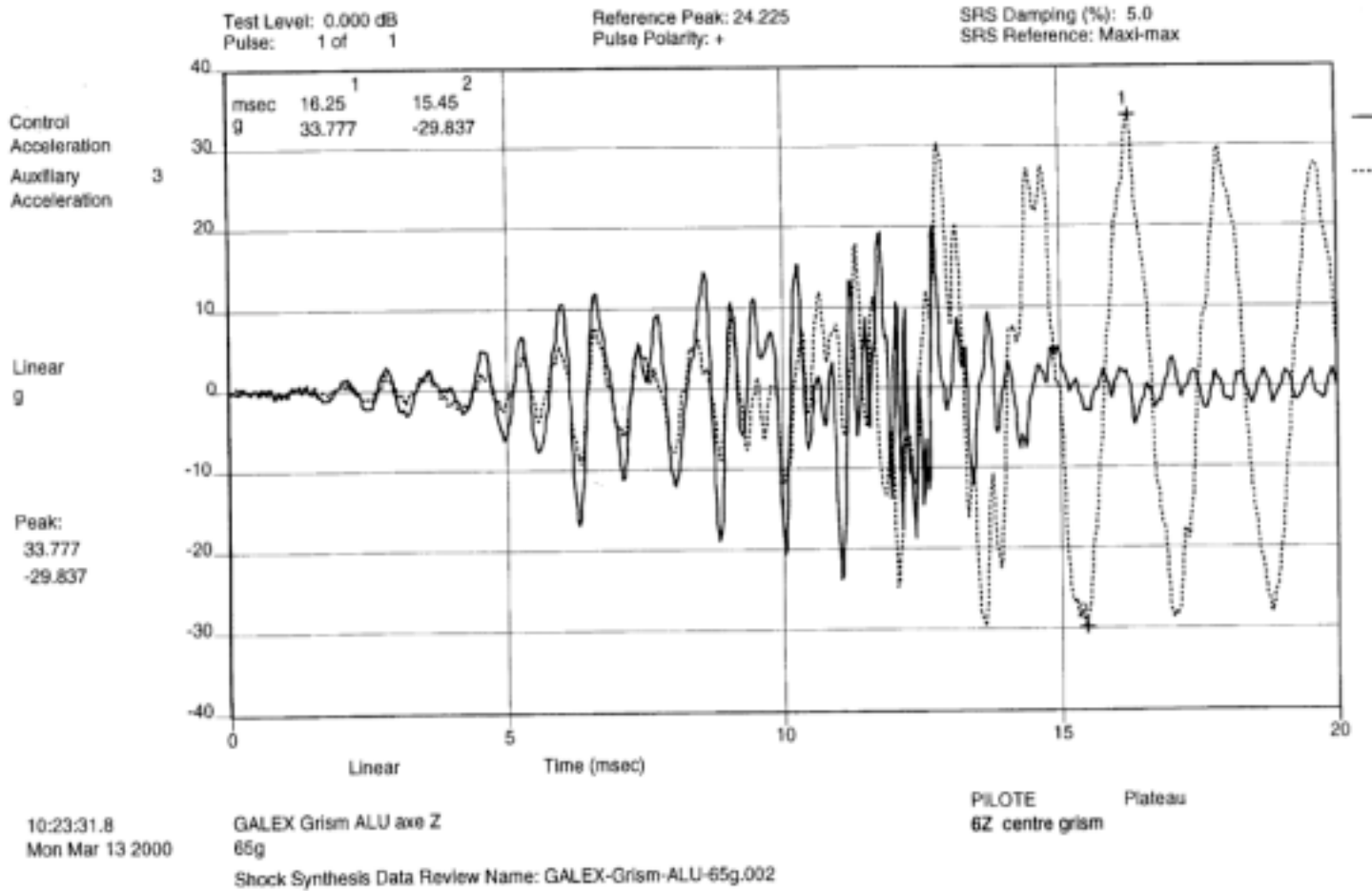


SRS choisi 10 fois plus bas que la spécification (nominal non accessible par l'excitateur) → résultats en contraintes à multiplier par 10

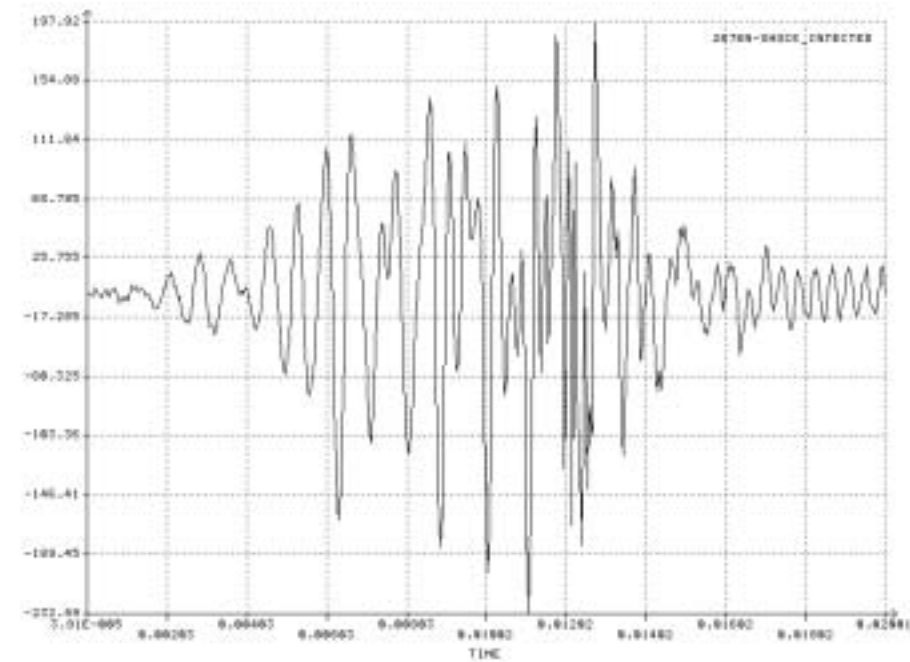
- Comparaison des réponses expérimentales et analytiques des capteurs

	Experimental acceleration peak in g	FEM acceleration peak in g
6Z sensor	33.7 g at 16.2 ms	-37.4 g at 16 ms
2Z sensor	-51 g at 13.5 ms	38.6 g at 16.9 ms
3Z sensor	46 g at 12.8 ms	32.4 g at 18.5 ms
1X sensor	5 g at 14.5 ms	4 g at 15.5 ms
5Y sensor	6 g at 14.5 ms	4 g at 15.5 ms

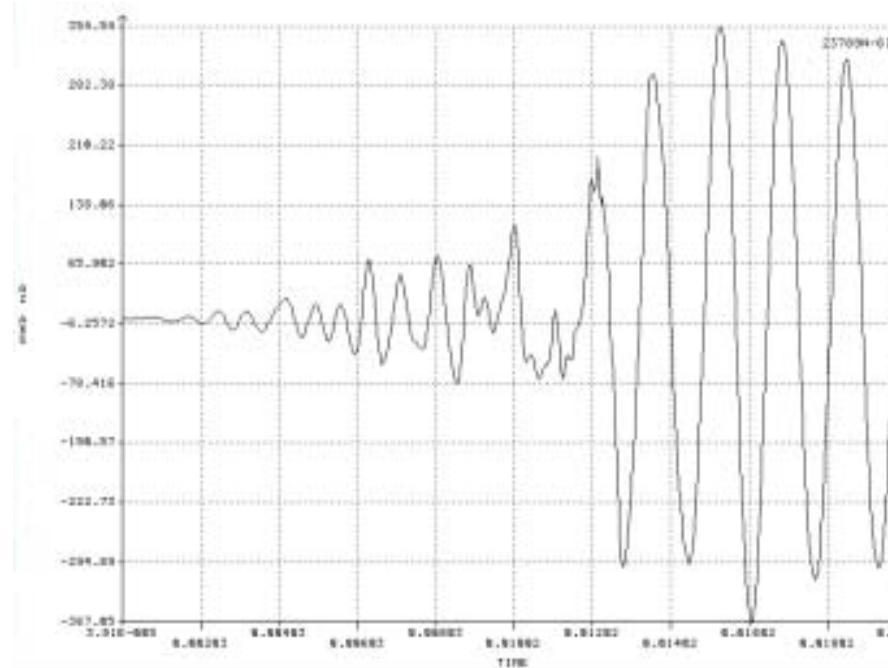
Calculs de choc : résultats expérimentaux



Calculs de choc : résultats du modèle E.F.



Choc lu à la base - accélération en m/s²

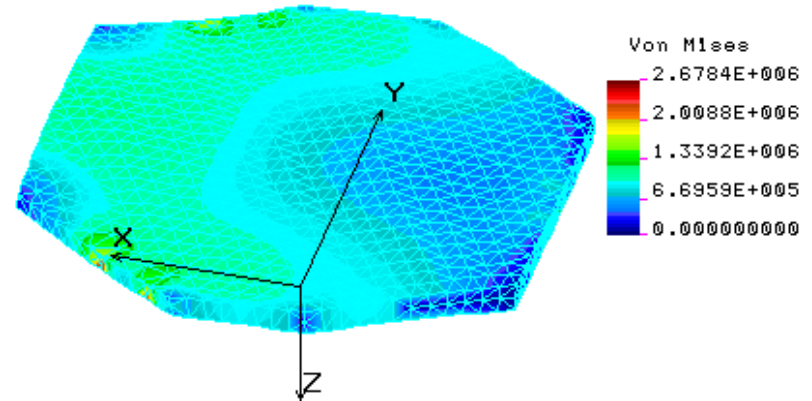


Réponse du capteur 6Z

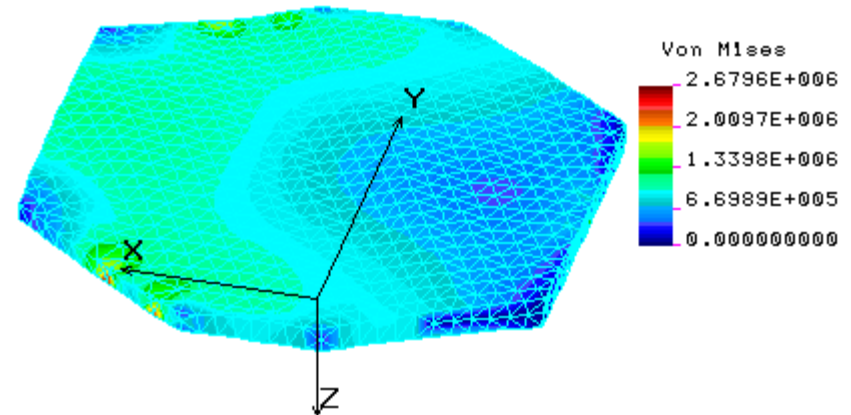
Calculs de choc : résultats en contraintes

- Autant de calculs de contraintes que de pas de temps → gros besoin de place mémoire (qq. Go)
- Temps critique correspondant au pic maximum en accélération donne la contrainte max. de Von Mises → environ 27 MPa pour la partie alu du grism près de la fixation des bipodes et 280 MPa pour les charnières de bipodes en titane.

PDN Step:431 =0.0168521



PDN Step:433 =0.0169303



Application à l'E.M.U.

- Même étude que précédemment sur maquette alu + joint caoutchouc amortissant
→ limiter l'amplitude des réponses en accélérations pour essais sinus et aléatoire.
- Utilisation du modèle E.F. recalé mais impossibilité d'identifier les \neq modes propres de la structure (structure amortie) - mode global à ≈ 850 Hz.
- Nouvel ajustement des amortissements "modaux" → $\xi_{\text{global}} = 0,06$ soit un facteur de qualité $Q = 9$.
- Calculs de choc et estimation des σ près des têtes de bipodes.
- Modèle local de la zone (représentation du joint de colle et maillage plus fin)
→ mieux comprendre le comportement du grism dans cette région critique et donc mieux estimer la σ réelle vue par l'E.M.U. en CaF2.
- Validation par une étude E.F. de l'E.M.U. équipé d'un joint ($\xi_{\text{global}} = 0,07$).
- $\sigma_{\text{VM}} = 10$ MPa pour CaF2 $\ll 17,9$ MPa = 5% de risque rupture pour le CaF2.

Conclusion

- Toujours comparer les résultats d'un calcul E.F. avec les essais expérimentaux s'il y en a.
- Exploiter au maximum les résultats de ces essais pour bien comprendre le comportement dynamique de la structure (courbes de réponse, de phase, amplification ...).
- Toujours vérifier la calibration et la linéarité des accéléromètres ainsi que les réponses des capteurs pilote et contrôle.
- Bien analyser le modèle éléments finis : définir précisément ses approximations, ses limites, ses manques ou imprécisions.
- Vérifier la validité du modèle recalé par la bonne corrélation entre un essai expérimental et un calcul (en statique par exemple).