



# LAM

## Plateau Double Parallélogramme


**TITRE :** Dossier de CALCUL

**DOCUMENT N°** DOC/LAM/F02/045

**EDITION 1** du 19/02/02

	NOM	VISA
Rédaction	D. WISSLER	
Approbation technique	Y. LEQUESNE	
Chef de Projet	D. GARBARINO	
Approbation AQ	K. MEIZEL	



**B.E. System**  Espace Mandelieu, 154 av. de Cannes 06210 MANDELIEU

 04 93 49 95 95  04 92 97 69 09  04 92 97 09 72 @ [mandelieu@besystem.fr](mailto:mandelieu@besystem.fr)

[www.besystem.fr](http://www.besystem.fr) - Agences : Cannes/Mandelieu – Toulouse – Lyon – Grenoble - Marseille

S.A. au capital de 150 162 Euros . - RCS Cannes B 345 081 640 - NAF 742C- Siret 345 081 640 00038P

## DIFFUSION

	Destinataires		Nombre d'exemplaires
	Nom	Société	
EXTERNE	P. DARGENT	LAM	1
INTERNE	D. GARBARINO	B.E. System	1
ARCHIVAGE			1 exemplaire

## EVOLUTION du DOCUMENT

Ed.	Date	Evolutions
1	19/02/02	Edition initiale

**NOMBRE DE PAGES DU DOCUMENT: 26**

## SOMMAIRE

<b>1. PRESENTATION.....</b>	<b>1</b>
<b>2. DOCUMENTS DE REFERENCE.....</b>	<b>1</b>
<b>3. BASES DE CALCUL .....</b>	<b>1</b>
3.1. SPECIFICATIONS.....	1
3.2. CHARGEMENTS.....	2
3.2.1. <i>Quasi-statique</i> .....	2
3.2.2. <i>Sinus</i> .....	2
3.2.3. <i>Aléatoire</i> .....	2
3.3. DEFINITION DES COEFFICIENTS DE SECURITE.....	2
<b>4. DESCRIPTION DU MODELE MATHEMATIQUE.....</b>	<b>3</b>
4.1. MATERIAUX .....	3
4.2. SYSTEME D'AXES.....	3
4.3. MAILLAGE .....	3
4.3.1. <i>Cadres externes</i> .....	4
4.3.2. <i>Cadres internes</i> .....	5
4.3.3. <i>Structure supérieure</i> .....	6
4.3.4. <i>Poulies</i> .....	6
4.3.5. <i>Système de conjugaison</i> .....	7
4.3.6. <i>Plateau fixe, verrou, capteur optique et bobine du moteur</i> .....	8
4.3.7. <i>Plateau mobile et miroir</i> .....	9
4.3.8. <i>Liaison plateau fixe – plateau mobile</i> .....	9
4.3.9. <i>Partie mobile du moteur</i> .....	10
4.3.10. <i>Pivots CELTIC</i> .....	11
4.4. MASSES, CENTRAGES ET INERTIES .....	12
4.5. CONDITIONS AUX LIMITES .....	14
<b>5. ETUDE QUASISTATIQUE.....</b>	<b>15</b>
5.1. CHARGEMENT .....	15
5.2. DEFORMEES .....	15
5.3. EFFORTS DANS LES PIVOTS.....	16
5.4. CONCLUSION DE L'ETUDE QUASI-STATIQUE .....	18
<b>6. ETUDE MODALE.....</b>	<b>19</b>
6.1. DESCRIPTION DES PREMIERS MODES PROPRES .....	19
6.1.1. <i>Premier mode propre</i> .....	19
6.1.2. <i>Second mode propre</i> .....	19
6.1.3. <i>Troisième mode propre</i> .....	20
6.2. BILAN DES RESULTATS.....	21
6.3. CONCLUSION DE L'ETUDE MODALE .....	22
<b>7. ETUDE DYNAMIQUE SINUS.....</b>	<b>23</b>
<b>8. ETUDE DYNAMIQUE ALEATOIRE.....</b>	<b>24</b>
8.1. SPECTRES D'EXCITATION ALEATOIRE .....	24
8.2. AMORTISSEMENT DE LA STRUCTURE .....	24
8.3. RESULTATS DU CALCUL ALEATOIRE.....	24
8.3.1. <i>Efforts RMS dans les pivots</i> .....	24
8.3.2. <i>Densités spectrales de force</i> .....	26
<b>9. CONCLUSION GENERALE.....</b>	<b>28</b>

## 1. PRESENTATION

L'objet de cette note est l'analyse du plateau double parallélogramme nouveau design, du programme FIRST, afin de déterminer les pivots CELTIC qui devront y être montés.

Cette étude comprend :

- Une analyse quasi-statique
- Une analyse modale
- Une analyse dynamique sinus
- Une analyse dynamique aléatoire

## 2. DOCUMENTS DE REFERENCE

[R1] « Proposition technique et financière » DEV/LAM/F01/527 ed 2 du 20/12/01

[R2] « LAM - Mécanisme FTS – Etude de faisabilité – Dossier de calcul » n° DOC/LAM/F01/089 ed 1 du 09/05/01

[R3] «LAM – UMR 6110 - Liste des matériaux » document du LAM n° SPI.PFM.00.LM.01.A du 03/10/01

[R4] «LAM FIRST SPIRE – Données pour l'étude des pivots du mécanisme » document du LAM n° LAM.PJT.SPI.NOT.200115 indice 2 du 13/12/01

## 3. BASES DE CALCUL

### 3.1. SPECIFICATIONS

#### Modes propres :

Le mécanisme est supposé avoir une fréquence propre supérieure à 170 Hz quand il est bloqué rigidement en configuration de lancement.

#### Environnement :

La température de lancement est de 4 K.

### 3.2. CHARGEMENTS

Les niveaux de qualification définis dans le dossier de spécifications [R4] sont les suivants :

#### 3.2.1. Quasi-statique

Axe	Cas QS 1	Cas QS 2	Cas QS 3
X	25 g	-	-
Y	-	14 g	-
Z	-	-	14 g

#### 3.2.2. Sinus

Axe	Fréquence	Niveau
X	5 – 40 Hz 40 – 100 Hz	Le plus favorable de 22 mm (pic-pic) ou 30 g 20 g
Y	5 – 100 Hz	Le plus favorable de 22 mm (pic-pic) ou 20 g
Z	5 – 50 Hz 50 – 100 Hz	Le plus favorable de 22 mm (pic-pic) ou 20 g 25 g

#### 3.2.3. Aléatoire

Axe	Montée	Plateau	Descente	g - rms
X	+6 dB/oct 20 – 100 Hz	0.2 g <sup>2</sup> /Hz 100 – 300 Hz	-6 dB/oct 300 – 2000 Hz	~ 10.2
Y	+6 dB/oct 20 – 100 Hz	0.3 g <sup>2</sup> /Hz 100 – 200 Hz	-6 dB/oct 200 – 2000 Hz	~ 9.9
Z	+6 dB/oct 20 – 100 Hz	0.2 g <sup>2</sup> /Hz 100 – 200 Hz 0.1 g <sup>2</sup> /Hz 200 – 400 Hz	-6 dB/oct 400 – 2000 Hz	~ 11.3

### 3.3. DEFINITION DES COEFFICIENTS DE SECURITE

Le coefficient de sécurité à appliquer est de 1.5 pour le dimensionnement, par rapport aux niveaux de qualification définis au § 3.2.

En outre, en aléatoire le dimensionnement est à faire pour 4 sigma (à cumuler au coefficient 1.5).

## **4. DESCRIPTION DU MODELE MATHEMATIQUE**

### **4.1. MATERIAUX**

Le matériau utilisé pour réaliser la structure du mécanisme est de l'aluminium 6061. Les caractéristiques mécaniques à 4K sont les suivantes (réf. [R3]) :

- $E = 76000 \text{ MPa}$
- $\nu = 0.3$

### **4.2. SYSTEME D'AXES**

Le système d'axes utilisé pour l'analyse est celui défini dans le fichier CAO fourni par le LAM :

- X : Direction de translation du chariot
- Y : Direction transverse
- Z : Direction verticale

### **4.3. MAILLAGE**

Le mécanisme a été modélisé à l'aide de PATRAN 2001 r2, principalement avec des éléments volumiques tétraédriques (TET4) et d'éléments rigides (RBE2).

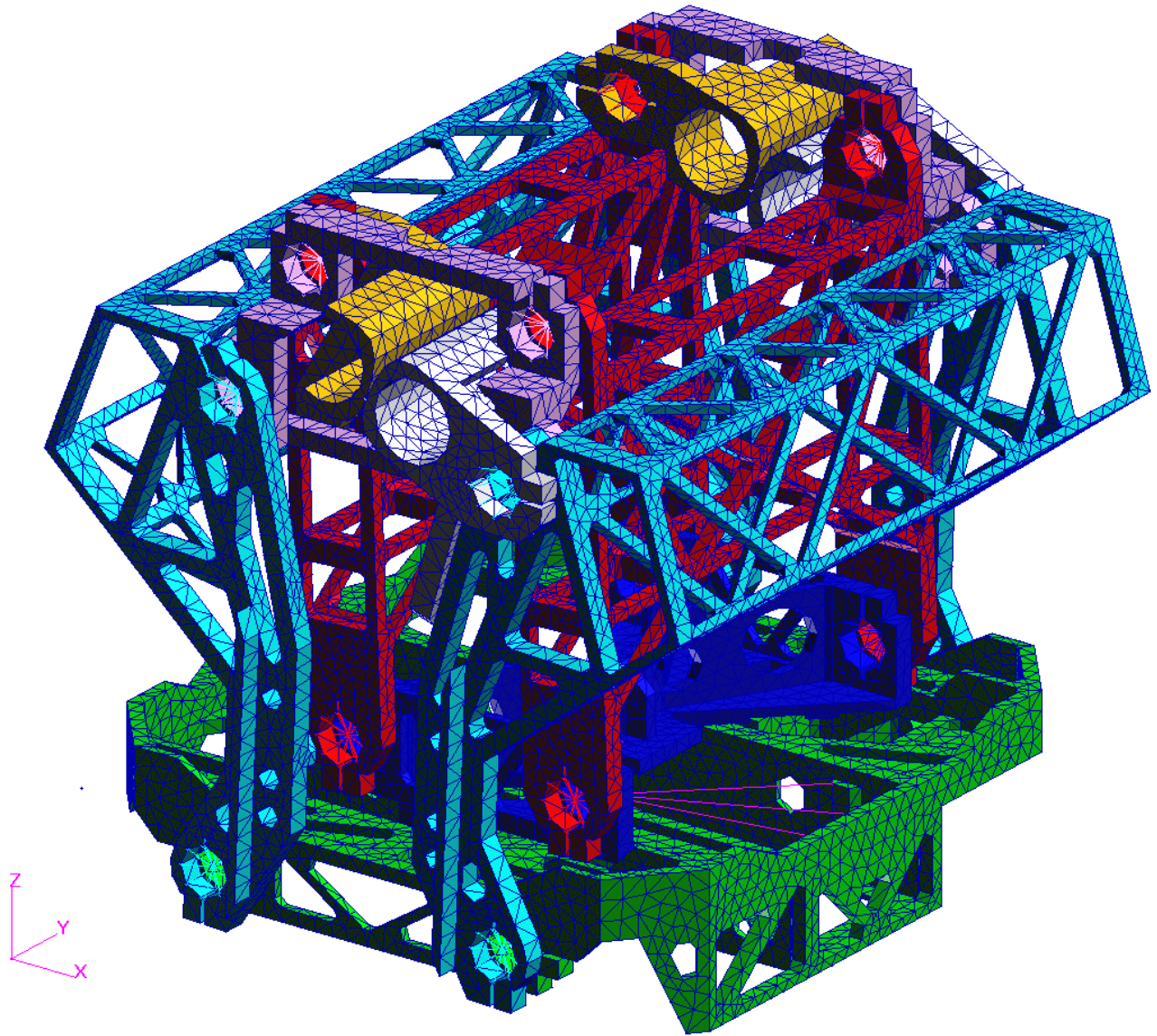


Figure 1 : Maillage complet du mécanisme

#### 4.3.1. Cadres externes

Les cadres externes (avant et arrière) sont réalisés en aluminium 6061. Ils ont été modélisés avec des éléments volumiques de type TET4.

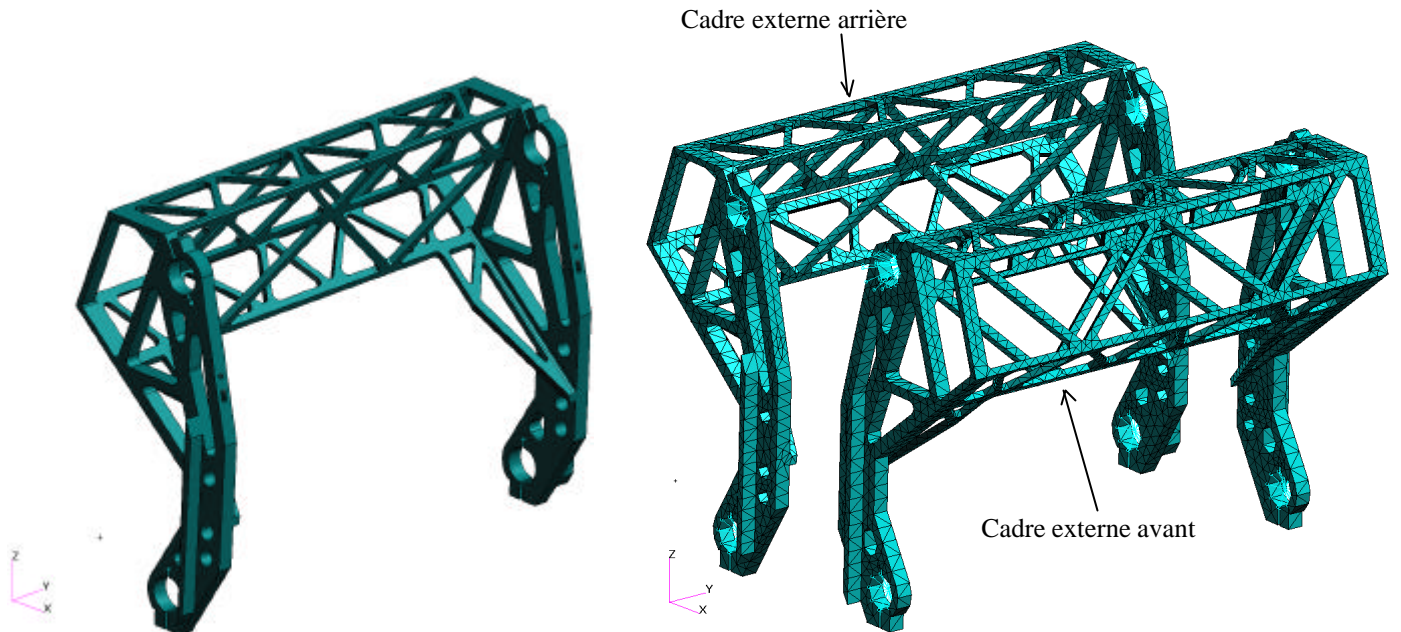


Figure 2 : Cadres externes (vues DAO et EF)

#### 4.3.2. Cadres internes

Les cadres internes (avant et arrière) sont réalisés en aluminium 6061. Ils ont été modélisés avec des éléments volumiques de type TET4.

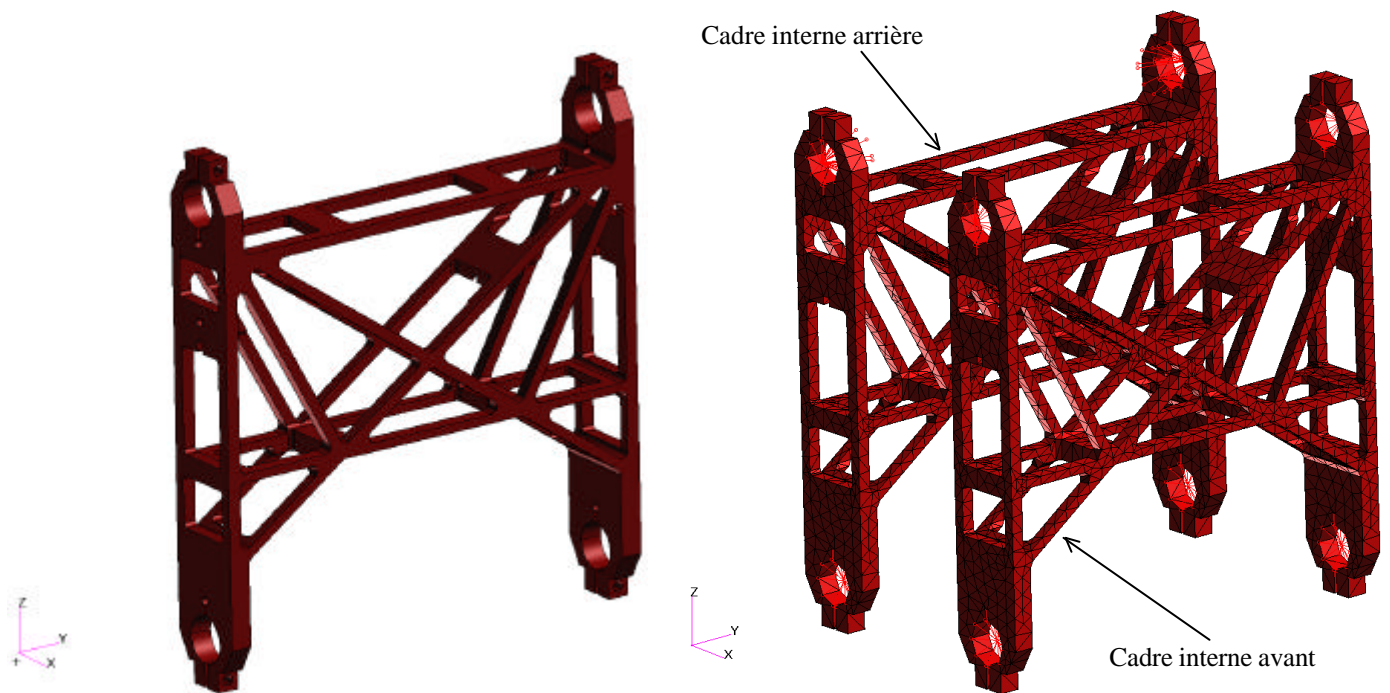


Figure 3 : Cadres internes (vues DAO et EF)



### 4.3.3. Structure supérieure

Les structures supérieures (droite et gauche), qui permettent de fermer les parallélogrammes, sont réalisées en aluminium 6061. Elles ont été modélisées avec des éléments volumiques de type TET4.

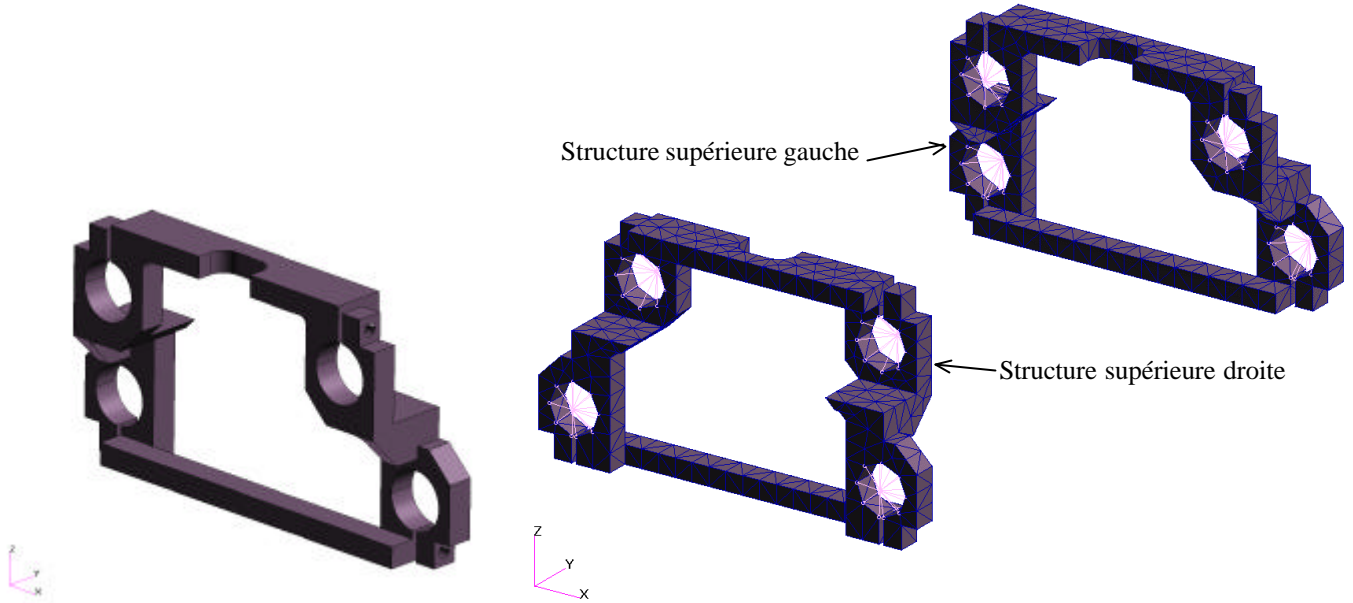


Figure 4 : Structure supérieure (vues DAO et EF)

### 4.3.4. Poulies

Les poulies internes et externes (droites et gauches) sont réalisées en aluminium 6061. Elles ont été modélisées avec des éléments volumiques de type TET4.

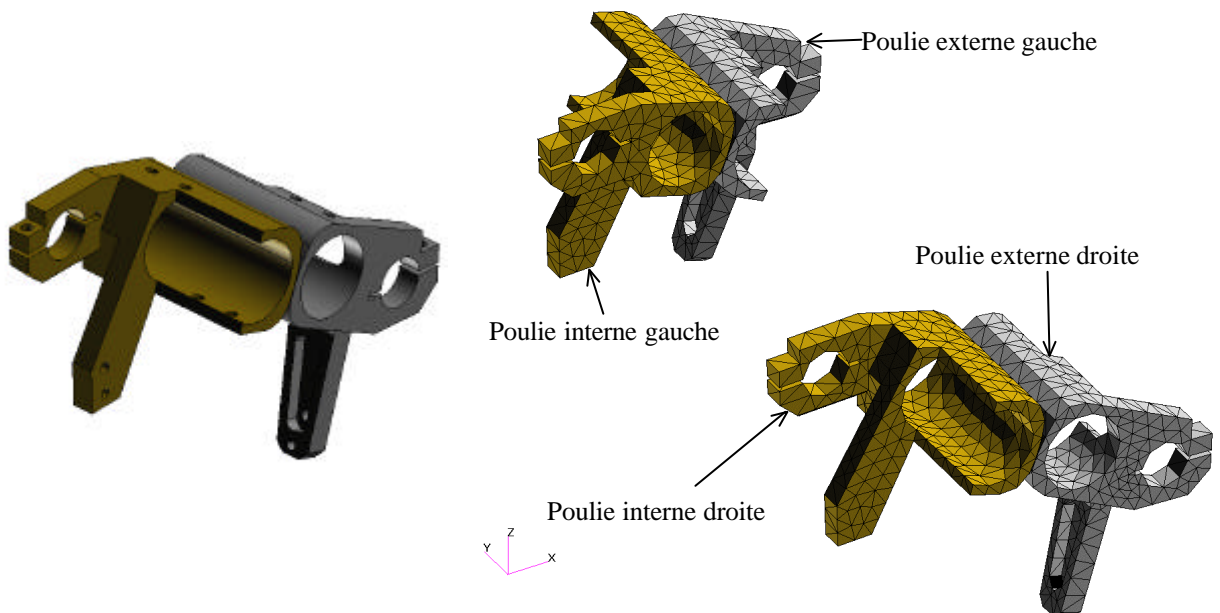


Figure 5 : Poulies internes et externes (vues DAO et EF)

La liaison entre les poulies externes (resp. internes) et le cadre externe (resp. interne) se fait en deux points (cf. Figure 6) :

- Cadre et poulie sont montés serrés sur la même moitié de pivot
- Cadre et poulie sont liés par une vis de fixation

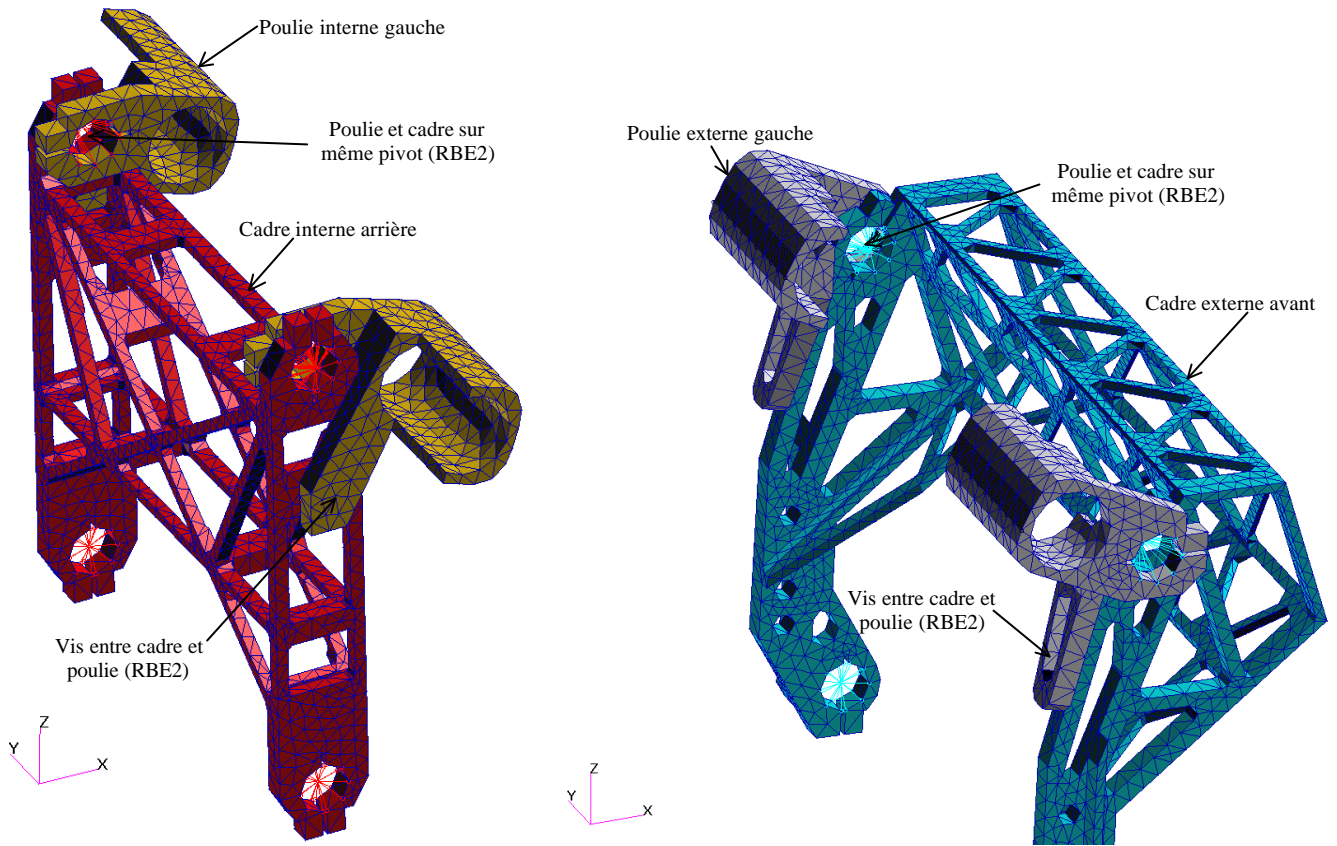


Figure 6 : Liaisons entre poulies internes et externes et cadres

#### 4.3.5. Système de conjugaison

Le système de conjugaison a été modélisé à l'aide d'« équations de liaisons ». Le long de la ligne de contact entre les 2 poulies, on impose aux nœuds de la poulie externe un déplacement identique à celui des nœuds de la poulie interne, dans les directions locales x et y :

$$\begin{cases} u_{x \text{ ext}} = u_{x \text{ int}} \\ u_{y \text{ ext}} = u_{y \text{ int}} \end{cases}$$

Le repère local, tangent à la surface de contact, est défini sur la Figure 7.

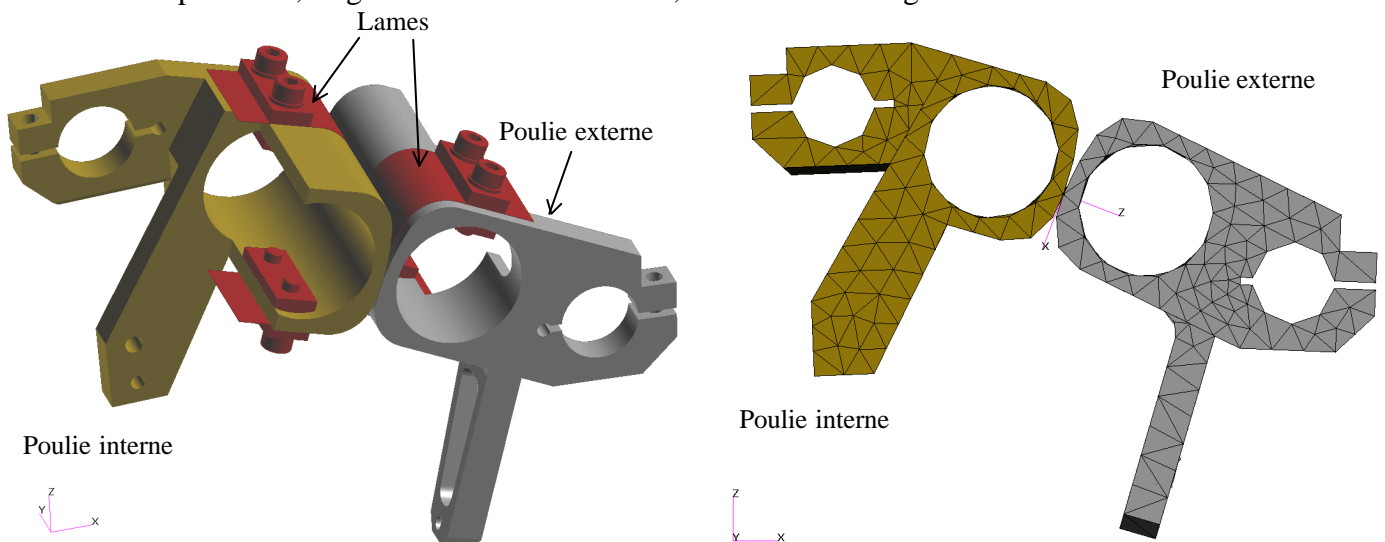


Figure 7 : Système de conjugaison (vues DAO et EF)

#### 4.3.6. Plateau fixe, verrou, capteur optique et bobine du moteur

Le plateau fixe est réalisé en aluminium 6061. Il a été modélisé avec des éléments volumiques de type TET4.

Divers éléments (ne participant pas à la résistance du mécanisme) ont été modélisés à l'aide d'une masse concentrée (CONM2) placée en son centre de gravité. Un élément rigide (RBE2) lie directement cette masse aux nœuds du plateau fixe. Les éléments concernés sont :

- Système de verrouillage
- Capteur optique
- Bobine du moteur
- LVDT

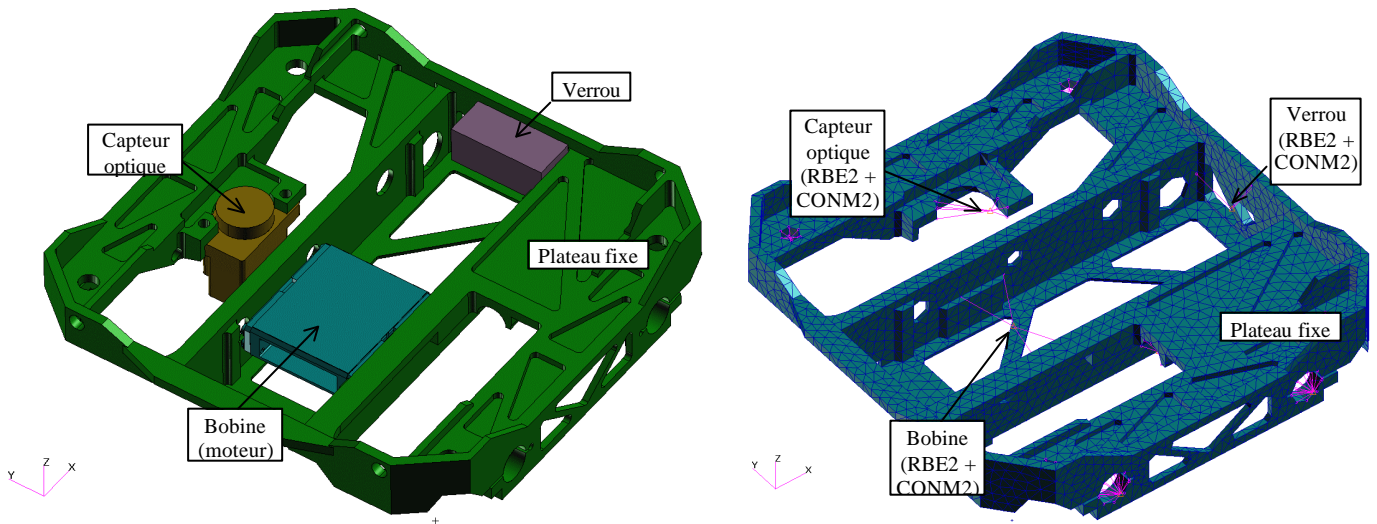


Figure 8 : Plateau fixe (vues de dessus DAO et EF)

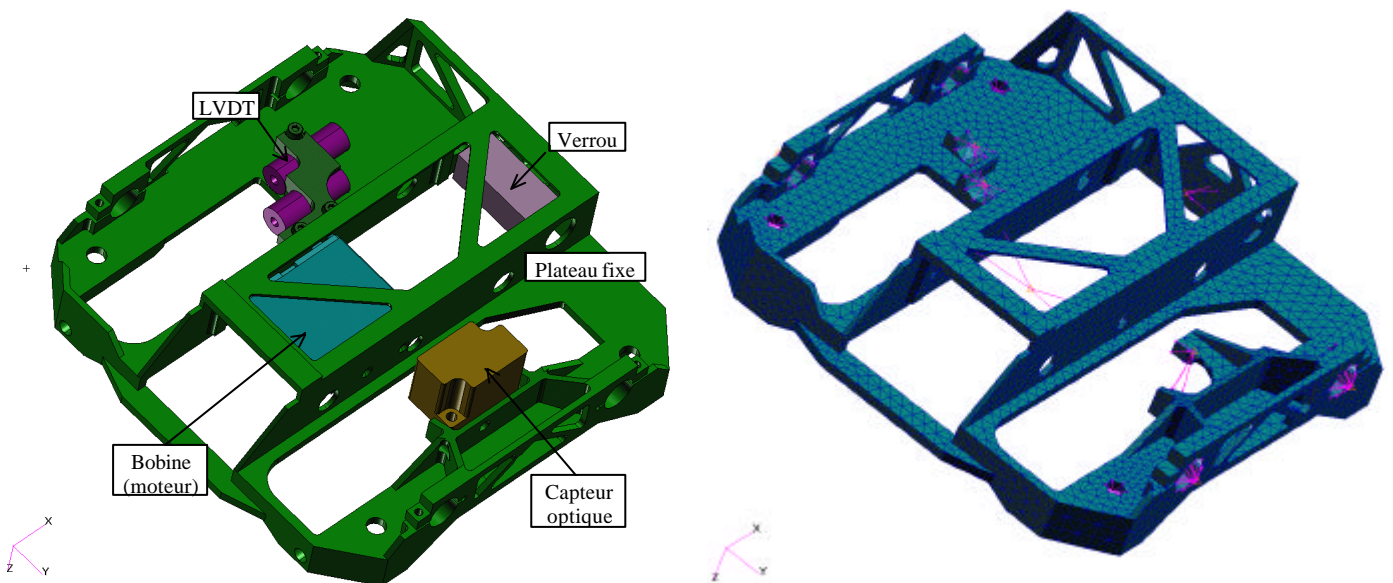


Figure 9 : Plateau fixe (vues de dessous DAO et EF)



#### 4.3.7. Plateau mobile et miroir

Le plateau mobile est réalisé en aluminium 6061. Il a été modélisé avec des éléments volumiques de type TET4.

Le miroir a été modélisé à l'aide d'une masse concentrée et inertie (CONM2) placée en son centre de gravité. Un élément rigide (RBE2) lie directement cette masse aux nœuds du plateau fixe.

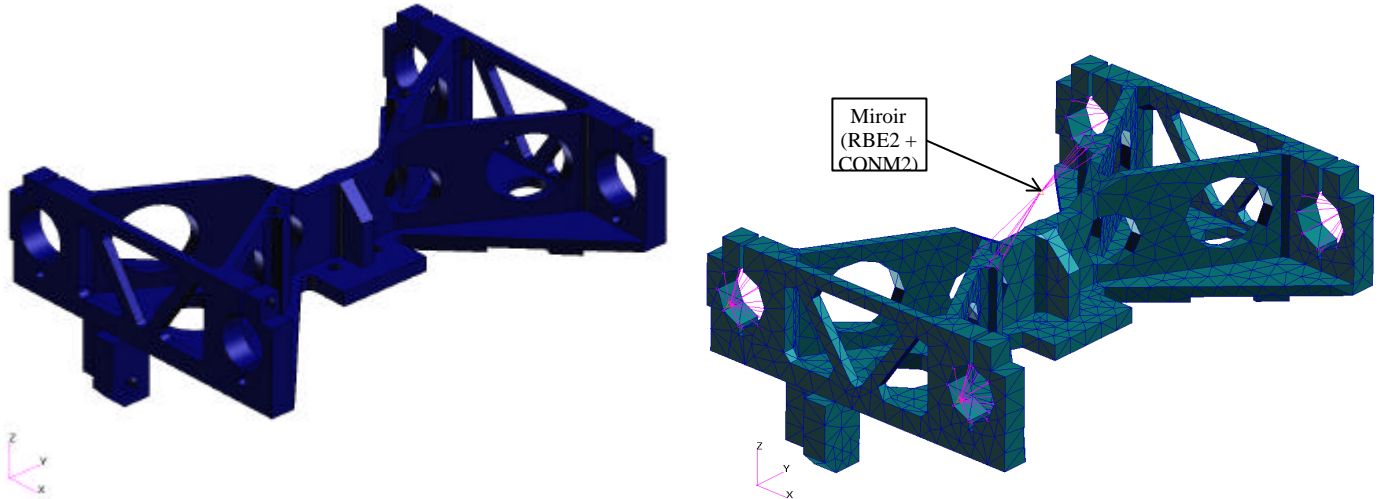


Figure 10 : Plateau mobile et miroir (vues DAO et EF)

#### 4.3.8. Liaison plateau fixe – plateau mobile

Le plateau fixe et le plateau mobile sont liés verticalement (direction Z) à l'aide d'une butée (cf. vue DAO de la Figure 11).

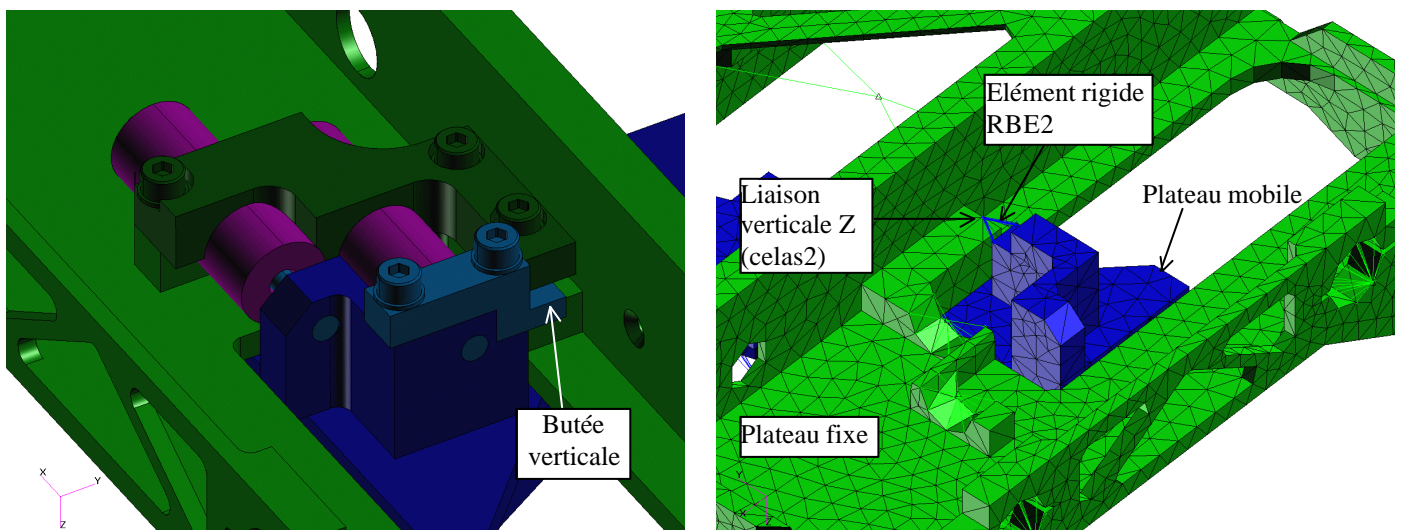


Figure 11 : Liaison plateau fixe – plateau mobile (vues DAO et EF)

Cette butée est modélisée à l'aide d'un élément rigide RBE2 et d'un ressort scalaire (CELAS2) de direction Z et de raideur  $K_z = 10^{10}$  N/m.

### 4.3.9. Partie mobile du moteur

La partie mobile du moteur a été modélisée à l'aide d'une masse ponctuelle et inertie (CONM2) placée en son centre de gravité et un élément rigide RBE2.

La liaison entre le moteur (partie mobile) et le plateau fixe se fait grâce à 4 cales qui bloquent le moteur dans la direction Y (cf. vue DAO sur la Figure 12). Cette liaison est modélisée par 4 ressorts scalaires (CELAS2) de direction Y et de raideur  $K_y = 10^{10}$  N/m.

Par ailleurs, le moteur est lié au verrou grâce à un pion qui le bloque dans les directions X et Z (cf. vue DAO sur la Figure 12). Cette liaison est modélisée par 2 ressorts scalaires (CELAS2) de direction Y et Z et de raideurs  $K_y = K_z = 10^{10}$  N/m.

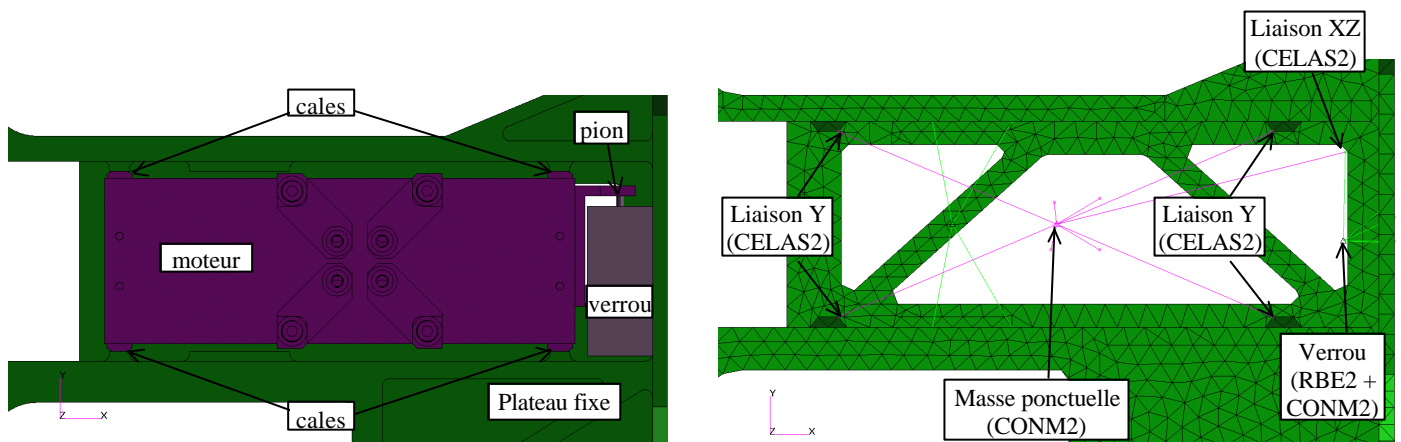


Figure 12 : Liaison moteur - plateau fixe - verrou (vues DAO et EF)

La partie mobile du moteur est liée rigidement au plateau mobile par un système de bridage représenté sur la vue DAO de la Figure 13. Dans le modèle EF, l'élément rigide qui représente le moteur est directement lié à 4 nœuds du plateau mobile.

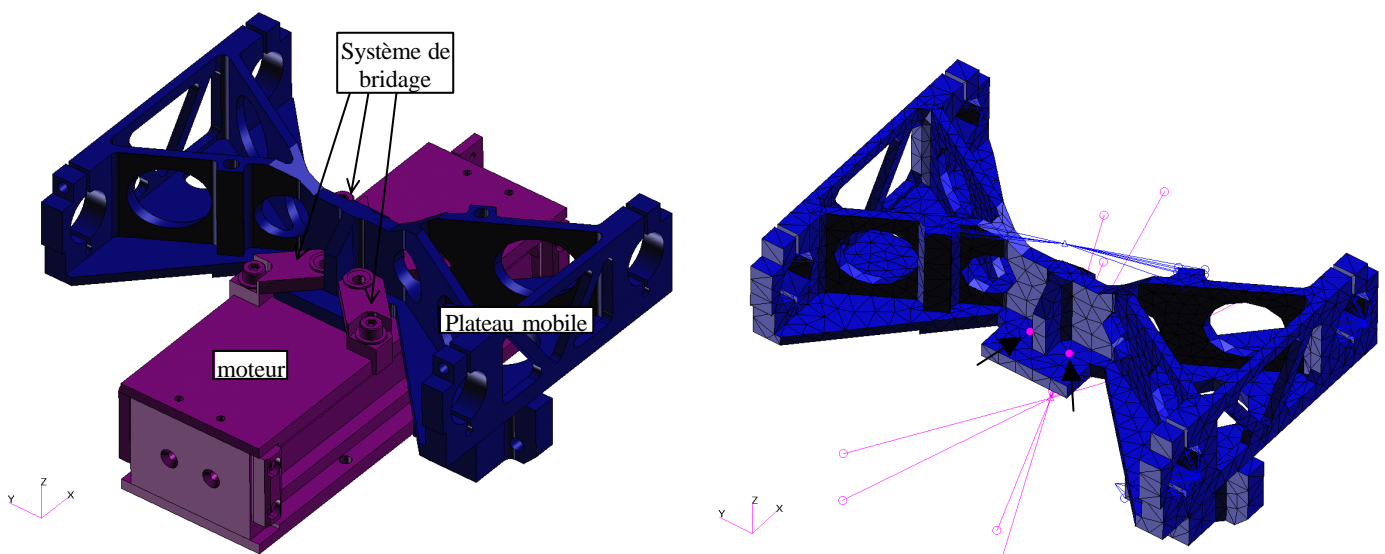


Figure 13 : Liaison moteur - plateau mobile (vues DAO et EF)

#### 4.3.10. Pivots CELTIC

La liaison entre les plateaux, les cadres et la structure supérieure sont réalisées à l'aide de 16 pivots CELTIC dont la masse vaut 14.5 g.

Les pivots ont été modélisés à l'aide de ressorts scalaires (CELAS2) situés au centre de gravité, dont les raideurs sont les suivantes (valeurs estimées compatibles avec les spécifications [R4]) :

- $K_x = 2.5 \cdot 10^7$  N/m (raideur radiale horizontale)
- $K_y = 1.0 \cdot 10^6$  N/m (raideur axiale)
- $K_z = 2.5 \cdot 10^7$  N/m (raideur radiale verticale)
- $K_{R_x} = 100$  Nm/rad (raideur en flexion dans un plan vertical)
- $K_{R_y} = 0.052$  Nm/rad (raideur en torsion)
- $K_{R_z} = 600$  Nm/rad (raideur en flexion dans un plan horizontal)

Par ailleurs, leur masse de 14.5 g est modélisée à l'aide d'éléments CONM2.

Les ressorts scalaires et masses ponctuelles sont reliés aux différentes structures à l'aide d'éléments rigides de type RBE2.

Un exemple de modélisation d'un pivot (entre structure supérieure et cadre interne) est donné sur la Figure 14.

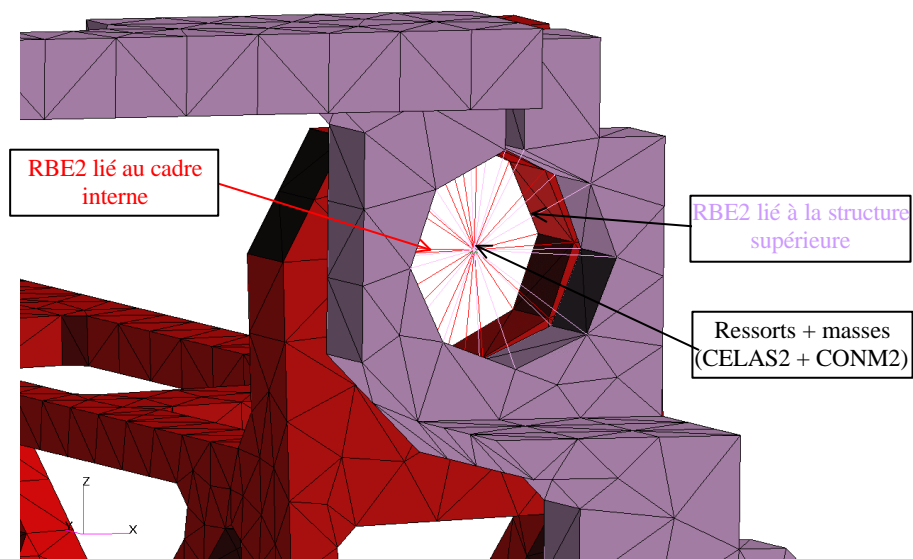


Figure 14 : Exemple de modélisation d'un pivot (entre structure supérieure et cadre interne)

#### 4.4. MASSES, CENTRAGES ET INERTIES

Les masses et positions des CdG (valeurs CAO) des divers sous-ensembles sont donnés dans le Tableau 1 ci-dessous.

Pour chaque sous-ensemble, les masses des éléments non modélisés (visserie, cales ...) ont été uniformément réparties sur le dit sous-ensemble.

Fonction	Numéro	Nom	Nombre	Matière	Masse (g)	Centre de Gravité			
						Xg (mm)	Yg (mm)	Zg (mm)	
Bati	11	Plateau fixe	1	6061	154.00	73.851	68.832	-2.499	
		Divers Bati :			32.40				
		Total Bati :			186.40	73.851	68.832	-2.499	
Guidage	211	Cadre interne avant	1	6061	63.00	102.349	69.000	71.439	
		Cadre interne arrière	1		63.00	48.349	69.000	71.439	
	212	Cadre Externe avant	1	6061	87.00	112.264	69.000	56.863	
		Cadre Externe arrière	1		87.00	31.788	69.000	57.322	
	221	Structure supérieure gauche	1	6061	23.00	73.500	131.955	106.839	
		Structure supérieure droite	1		23.00	73.500	6.045	106.839	
	231	Pivots flexibles	16	CuBe2 + XN26TW	232.00	73.500	69.000	55.830	
	241	Poulie interne droite	1	6061	22.00	90.552	-1.047	97.771	
	242	Poulie interne gauche	1	6061	22.00	90.552	139.047	97.771	
	243	Poulie externe gauche	1	6061	22.00	63.478	126.435	109.003	
	244	Poulie externe droite	1	6061	22.00	63.478	11.565	109.003	
	Total :			666.00	73.929	69.000	68.920		
	Divers Guidage :			68.92					
	Total Guidage :			734.92	73.929	69.000	68.920		
Chariot	31	Plateau mobile	1	6061	62.00	76.546	64.136	11.789	
		Total Chariot :			62.00	76.546	64.136	11.789	
Miroirs	41	Coins de cubes Tete Beche	1	6061	152.00	77.500	69.000	30.062	
		Total Miroirs :			152.00	77.500	69.000	30.062	
Moteur (sans bobine)	511	Corps Central	1	Permendur V2	108.00	73.500	69.000	-7.300	
		Corps "en bout"	2	Permendur V2	27.00	117.632	69.000	-7.317	
					27.00	29.368	69.000	-7.317	
	513	Corps "couvercle"	2	Permendur V2	80.00	73.500	69.000	3.620	
					80.00	73.500	69.000	-18.220	
	514	Aimant	2	SmCo	52.00	73.500	69.000	0.450	
					52.00	73.500	69.000	-15.050	
	521	Bride		4	Invar 36	4.70	86.769	78.762	8.546
						4.70	86.769	59.238	8.546
						4.70	68.231	59.238	8.546
4.70						68.231	78.762	8.546	
	Total :			444.80	73.669	69.000	-6.632		
	Divers moteur:			9.80					
	Total moteur :			454.60	73.669	69.000	-6.632		
Bobine	541	Bobine	1	Cuivre + 6061	26.00	53.500	69.000	-7.300	
		Total Bobine :			26.00	53.500	69.000	-7.300	
Capteur optique	61	Tete	1		25.00	69.250	111.500	-12.337	
		Regle	1	Zerodur	9.40	89.500	111.500	3.700	
		Bride	1	321	7.00	83.500	100.160	3.952	
		Total :			41.40	76.257	109.583	-5.942	
		Divers Capteur :			3.30				
	Total Capteur :			44.70	76.257	109.583	-5.942		
LVDT	71	Bobine	2		6.00	88.500	23.000	-5.000	
					6.00	78.500	34.000	-5.000	
		Total :			12.00	83.500	28.500	-5.000	
	Divers LVDT :			14.80					
	Total LVDT :			26.80	83.500	28.500	-5.000		
Verrou	81	Solenoid	1	--	27.00	129.476	64.997	-2.000	
		Crochet	1	6061	2.00	123.623	75.851	-6.935	
		Total :			29.00	129.072	65.746	-2.340	
		Divers Verrou :			0.00				
		Total Verrou :			29.00	129.072	65.746	-2.340	
	Bilan global :			1716.42	75.095	69.176	30.187		

Tableau 1 : Masses et positions des CdG des sous-ensembles

Par ailleurs, vu que le moteur et le miroir sont d'assez grande dimension (par rapport à celle du mécanisme), on introduit leurs inerties de rotation :

Moteur :

- $J_{xx} = 6.29744e-5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- $J_{yy} = 3.67500e-4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- $J_{zz} = 3.67214e-4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Miroir :

- $J_{xx} = 1.05941e-4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- $J_{yy} = 1.33710e-4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- $J_{zz} = 2.07900e-4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Les masses, centrages et inerties obtenus avec le modèle EF global sont les suivants :

```
Masses et inerties par rapport au noeud           0
mx =          1.716421
my =          1.716421
mz =          1.716421
jx =    1.677574E-02
jy =    1.647842E-02
jz =    2.314113E-02
```

Centre de gravite du modele :

```
xg =    7.511620E-02
yg =    6.920709E-02
zg =    3.018358E-02
```

On constate que les valeurs obtenues sont très proches de celles demandées.



#### 4.5. CONDITIONS AUX LIMITES

Le mécanisme est maintenu à sa base à l'aide de 4 vis de fixation. Ces fixations ont été modélisées par 4 blocages SPC 123456 représentés sur la Figure 15.

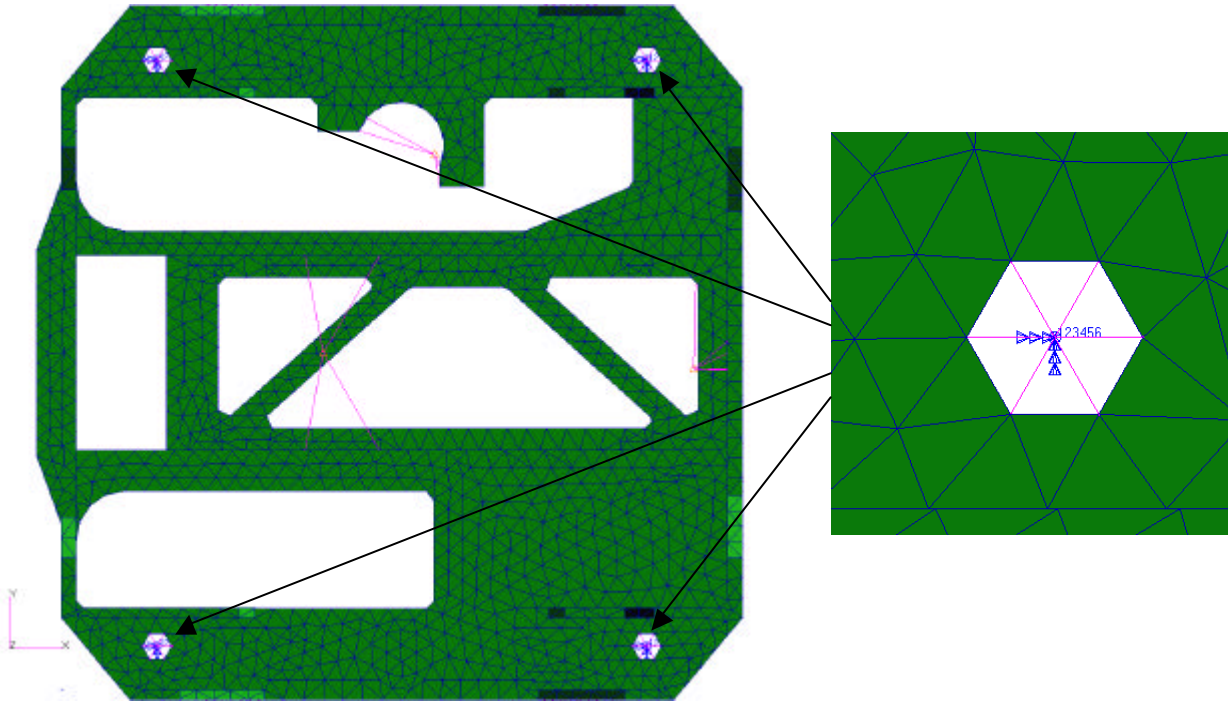


Figure 15 : Fixations

## 5. ETUDE QUASI-STATIQUE

### 5.1. CHARGEMENT

Les charges quasi-statiques sont définies dans le Tableau 2 ci-dessous :

Axe	Cas QS 1	Cas QS 2	Cas QS 3
X	25 g	-	-
Y	-	14 g	-
Z	-	-	14 g

Tableau 2 : Charges quasi-statiques (hors coeff. 1.5)

### 5.2. DEFORMEES

Les déformées de la structure pour les 3 cas de charges quasi-statiques sont représentées sur les figures suivantes :

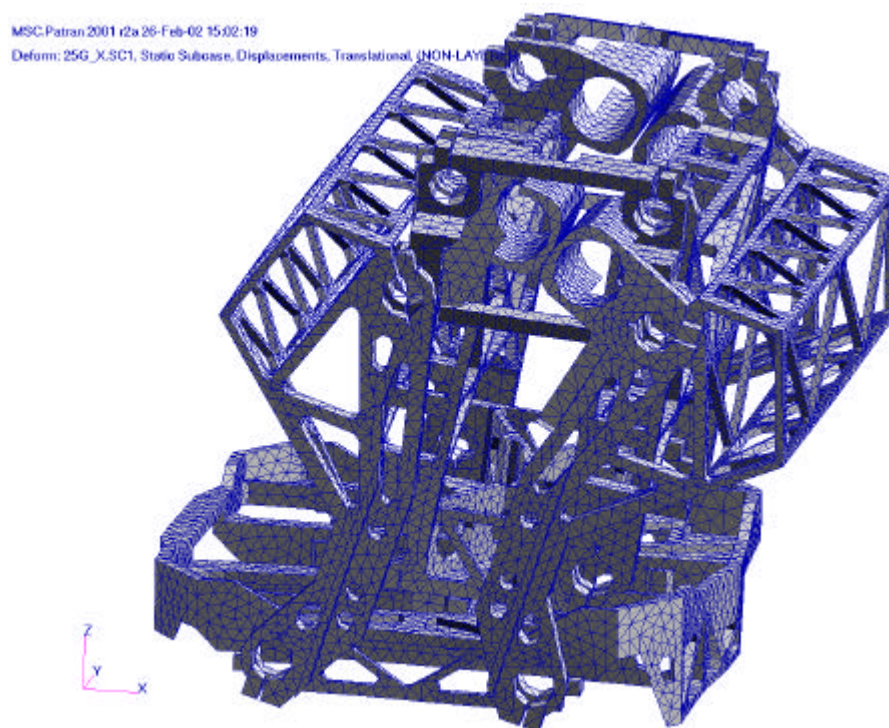


Figure 16 : Déformée pour le cas QS 1

MSC.Patran 2001 r2a 26-Feb-02 15:03:42  
Deform: 14G\_Y\_SC2, Static Subcase, Displacement, (NON-LAYERED)

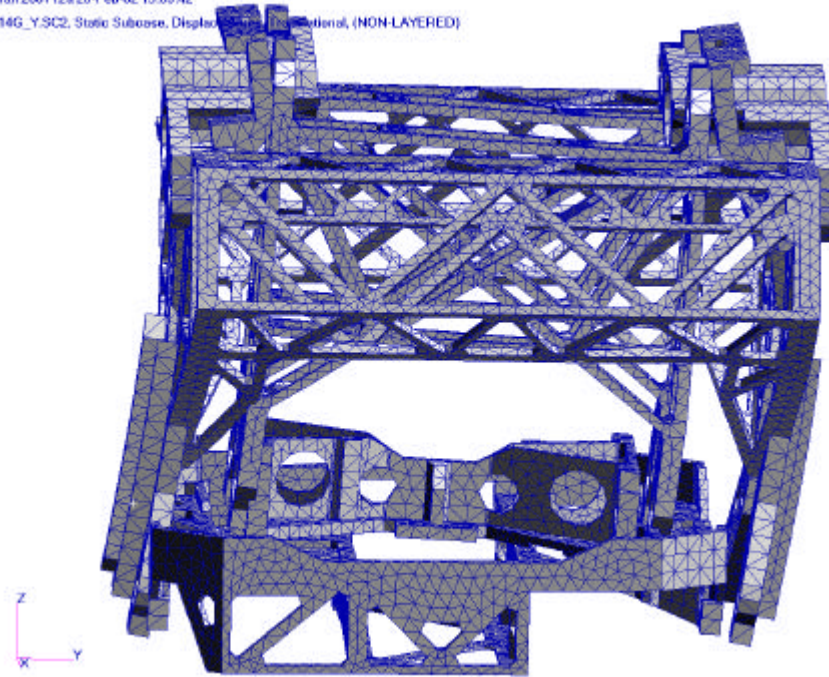


Figure 17 : Déformée pour le cas QS 2

MSC.Patran 2001 r2a 26-Feb-02 15:04:38  
Deform: 14G\_Z\_SC3, Static Subcase, Displacement, (NON-LAYERED)

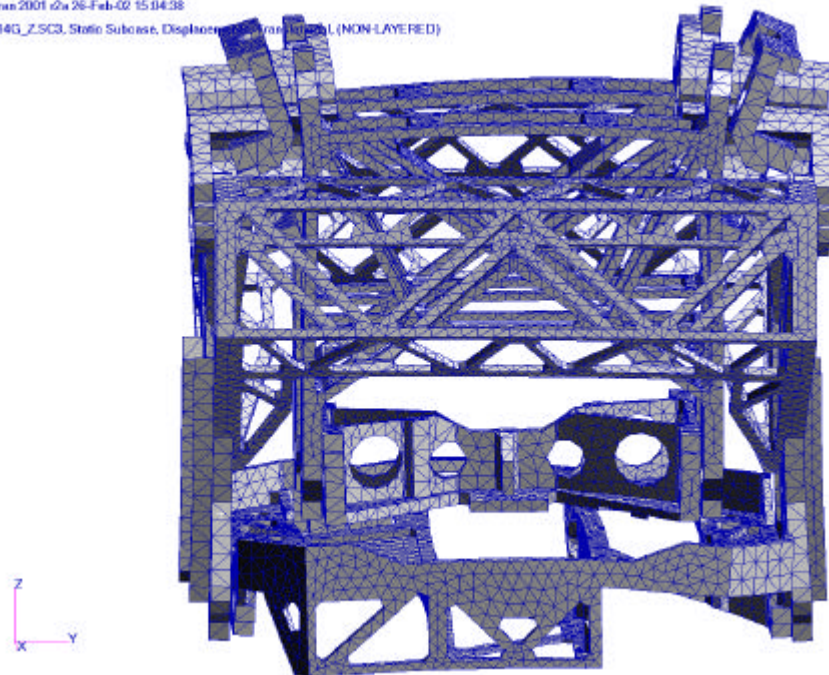


Figure 18 : Déformée pour le cas QS 3

### 5.3. EFFORTS DANS LES PIVOTS

Le Tableau 3 donne les torseurs d'efforts obtenus dans les pivots pour les trois cas de charges quasi-statiques. Ces torseurs sont exprimés dans le repère général, et le coefficient de qualification de 1.5 est inclus dans les résultats. La colonne « F rad (N) » donne la résultante radiale (somme quadratique de  $F_x$  et  $F_z$ ), et la colonne « Angle (°) » donne l'angle que fait l'effort radial avec la verticale.

On constate que le cas quasi-statique 1 (25 g / X) est de loin le plus dimensionnant. On obtient un effort radial maximal de 153.6 N.

Cas QS 1 : 25g / X (coeff. 1.5 inclus)								
n°CELAS	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (Nmm)	My (Nmm)	Mz (Nmm)	F rad (N)	Angle (°)
1	12.9	0.9	94.8	15.9	0.1	70.3	95.7	7.7
11	14.4	2.2	115.5	8.6	0.1	129.1	116.3	7.1
21	11.2	25.9	96.0	182.4	0.1	14.8	96.6	6.7
31	8.6	29.0	114.2	246.9	0.1	44.8	114.6	4.3
41	54.3	11.7	50.4	19.6	0.1	199.0	74.1	47.1
51	51.7	7.5	2.8	23.6	0.1	218.1	51.8	86.9
61	10.4	11.6	5.3	89.8	0.1	117.0	11.7	62.8
71	9.6	15.2	3.3	140.6	0.1	127.3	10.1	71.2
81	48.6	3.4	145.7	19.7	0.1	62.8	153.6	18.4
91	47.6	1.2	120.7	29.1	0.1	59.9	129.8	21.5
101	8.5	7.3	9.2	20.3	0.1	241.9	12.6	42.7
111	8.9	10.9	0.6	35.8	0.1	212.8	8.9	85.9
121	21.0	26.1	112.6	295.0	0.0	27.5	114.6	10.6
131	24.6	21.6	90.7	235.7	0.0	51.2	94.0	15.2
141	60.3	12.4	4.9	199.3	0.1	223.2	60.5	85.4
151	67.3	7.4	10.6	158.4	0.1	222.6	68.1	81.0
Maxi. :	67.3	29.0	145.7	295.0	0.1	241.9	153.6	

Cas QS 2 : 14g / Y (coeff. 1.5 inclus)								
n°CELAS	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (Nmm)	My (Nmm)	Mz (Nmm)	F rad (N)	Angle (°)
1	3.4	17.9	18.9	87.6	0.0	109.3	19.2	10.2
11	3.1	17.8	26.2	85.1	0.0	127.2	26.3	6.8
21	1.1	3.9	4.3	61.4	0.0	48.8	4.4	14.0
31	0.8	5.5	11.5	76.6	0.0	52.5	11.5	3.8
41	0.6	19.4	1.0	36.2	0.0	42.1	1.1	33.3
51	0.5	18.9	10.3	35.1	0.0	51.7	10.3	2.8
61	3.7	3.9	16.7	85.5	0.0	22.8	17.1	12.4
71	3.5	3.0	13.7	92.0	0.0	16.0	14.1	14.5
81	2.7	18.2	44.3	83.9	0.0	41.9	44.3	3.5
91	2.5	18.2	43.3	87.2	0.0	64.6	43.4	3.2
101	2.2	13.7	2.5	28.2	0.0	28.0	3.4	41.9
111	2.1	14.2	0.5	29.5	0.0	33.7	2.2	76.2
121	3.4	3.4	13.9	72.2	0.0	6.2	14.3	13.9
131	3.1	2.0	5.3	59.0	0.0	19.3	6.1	29.8
141	6.2	6.7	16.1	75.7	0.0	21.4	17.3	21.1
151	5.7	6.0	17.8	69.2	0.0	24.7	18.6	17.7
Maxi. :	6.2	19.4	44.3	92.0	0.0	127.2	44.3	

Cas QS 3 : 14g / Z (coeff. 1.5 inclus)								
n°CELAS	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (Nmm)	My (Nmm)	Mz (Nmm)	F rad (N)	Angle (°)
1	0.3	0.0	34.5	4.9	0.0	27.0	34.5	0.5
11	1.3	1.1	45.4	1.5	0.0	54.6	45.4	1.7
21	0.0	8.5	21.7	78.6	0.0	7.7	21.7	0.0
31	1.7	9.6	31.9	110.7	0.0	29.1	31.9	3.0
41	0.3	1.8	4.1	1.4	0.0	1.8	4.1	4.4
51	1.5	1.1	29.7	2.6	0.0	0.7	29.8	3.0
61	0.3	8.9	20.0	61.6	0.0	20.1	20.0	0.9
71	0.7	9.0	15.2	79.1	0.0	27.9	15.2	2.5
81	0.0	0.3	44.1	5.1	0.0	39.0	44.1	0.0
91	1.4	1.7	54.2	1.8	0.0	41.2	54.2	1.5
101	0.5	1.1	9.5	9.0	0.0	3.4	9.5	3.0
111	0.5	1.0	4.8	3.9	0.0	8.4	4.8	5.7
121	3.2	11.0	28.8	93.8	0.0	29.7	29.0	6.4
131	0.2	8.7	15.4	66.2	0.0	14.9	15.5	0.9
141	5.5	10.4	23.9	94.3	0.0	11.9	24.6	13.0
151	0.6	9.1	25.6	81.7	0.0	6.4	25.6	1.3
Maxi. :	5.5	11.0	54.2	110.7	0.0	54.6	54.2	

Max. absolu :	67.3	29.0	145.7	295.0	0.1	241.9	153.6	
---------------	------	------	-------	-------	-----	-------	-------	--

Tableau 3 : Torseurs d'efforts dans les pivots



La localisation des différents pivots est donnée sur la Figure 19 ci-dessous :

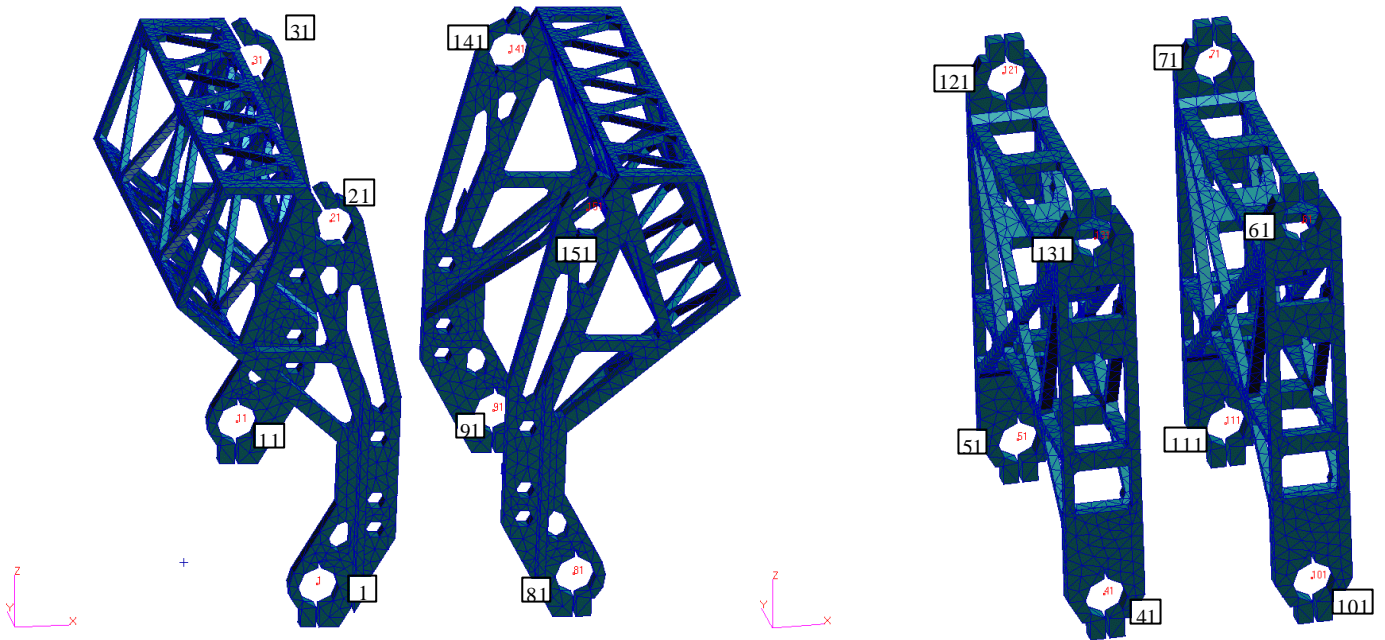


Figure 19 : Localisation des différents pivots

#### 5.4. CONCLUSION DE L'ETUDE QUASI-STATIQUE

Les efforts radiaux sont inférieurs à la valeur admissible de 250 N (ordre de grandeur compatible avec les spécifications [R4]).

## 6. ETUDE MODALE

Un calcul des modes et fréquences propres de la structure a été réalisé, pour des fréquences allant jusqu'à 2000 Hz. Ce calcul est réalisé en configuration de lancement (mécanisme bloqué). Une des spécifications est d'avoir des fréquences propres supérieures à 170 Hz.

### 6.1. DESCRIPTION DES PREMIERS MODES PROPRES

#### 6.1.1. Premier mode propre

La première fréquence propre de 193.9 Hz correspond à un mode de flexion globale autour de Y représenté sur la Figure 20 ci dessous :

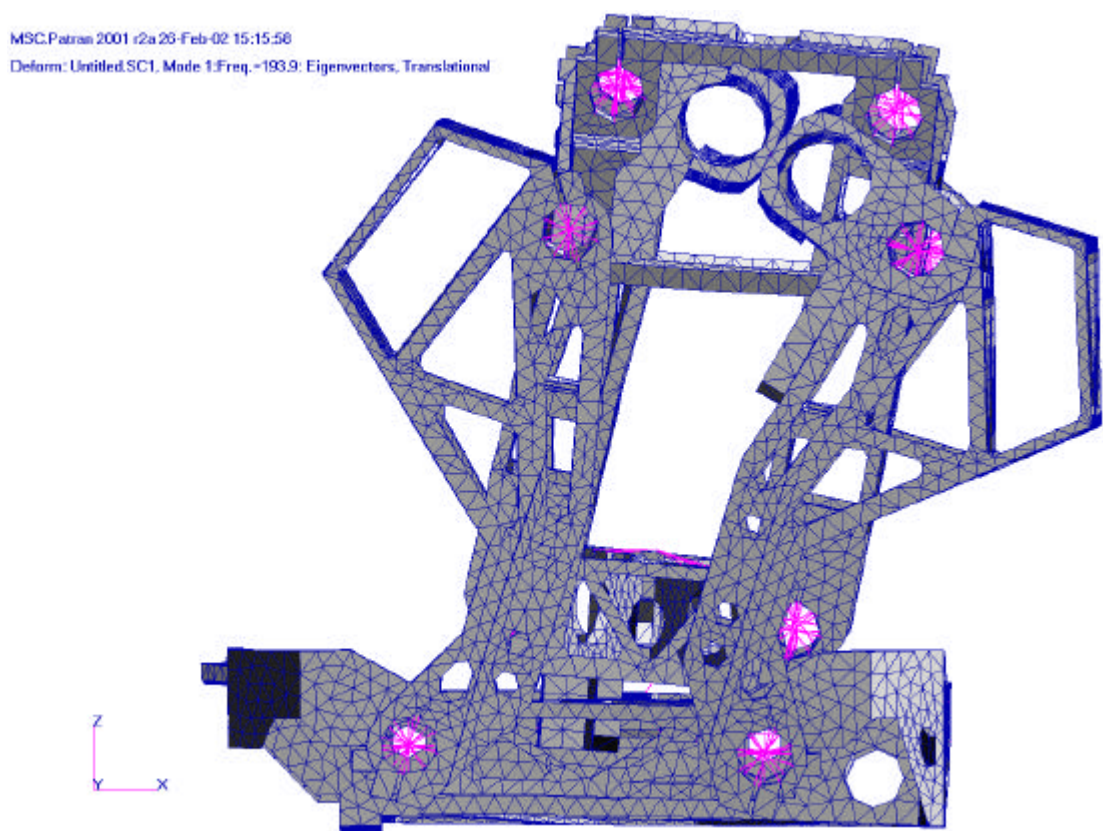


Figure 20 : Premier mode propre

La spécification de 170 Hz est donc bien respectée.

#### 6.1.2. Second mode propre

La seconde fréquence propre de 270.4 Hz correspond à un mode de flexion globale autour de X représenté sur la Figure 21 ci dessous :

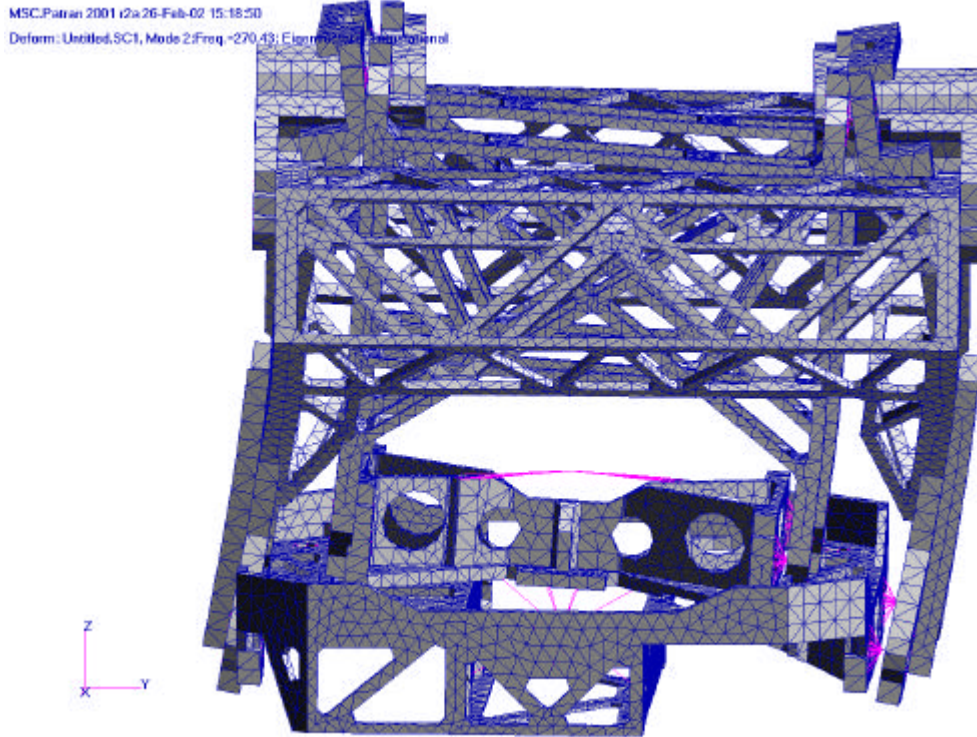


Figure 21 : Second mode propre

### 6.1.3. Troisième mode propre

La troisième fréquence propre de 344.1 Hz correspond à un mode de torsion globale autour de Z représenté sur la Figure 22 ci dessous :

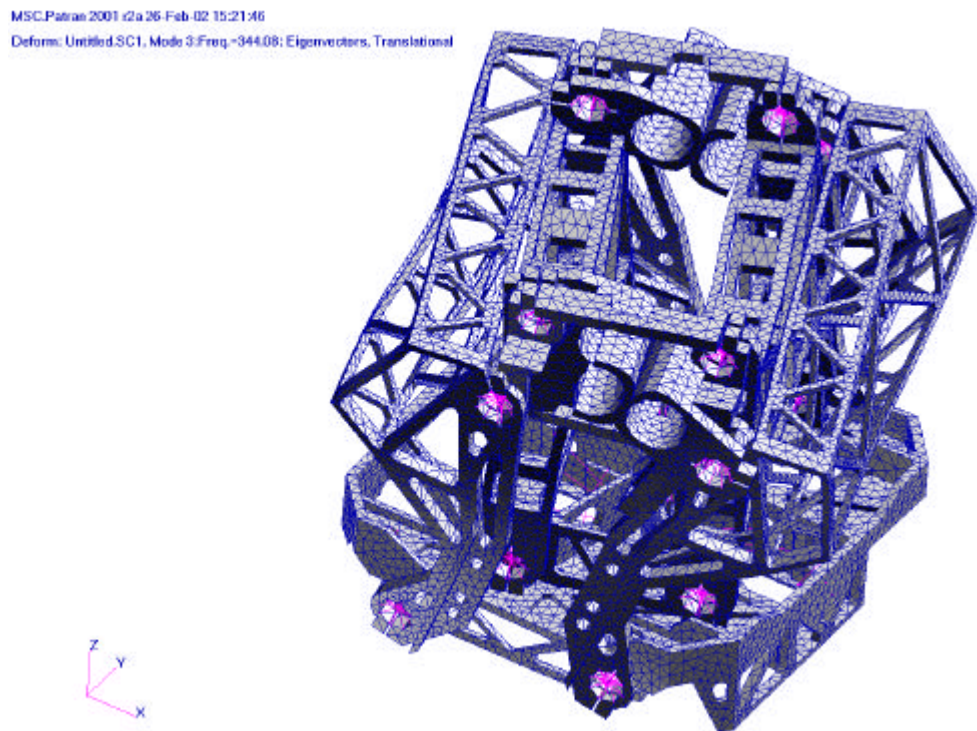


Figure 22 : Troisième mode propre

## 6.2. BILAN DES RESULTATS

Le Tableau 4 ci-dessous donne les masses modales et le Tableau 5 les facteurs de participation.

Masses modales							
Mode	Freq (Hz)	Mx (kg)	My (kg)	Mz (kg)	Ix (kgm2)	Iy (kgm2)	Iz (kgm2)
1	193.90	0.664	0.003	0.025	0.000	0.004	0.004
2	270.43	0.007	0.600	0.003	0.006	0.000	0.004
3	344.08	0.001	0.036	0.006	0.000	0.000	0.001
4	416.85	0.268	0.003	0.743	0.003	0.005	0.002
5	455.28	0.304	0.007	0.261	0.001	0.002	0.001
6	522.49	0.061	0.000	0.011	0.000	0.001	0.000
7	600.55	0.000	0.003	0.002	0.000	0.000	0.000
8	711.15	0.000	0.010	0.000	0.000	0.000	0.000
9	809.30	0.007	0.000	0.099	0.000	0.002	0.000
10	854.88	0.001	0.002	0.016	0.000	0.000	0.000
11	881.20	0.000	0.057	0.002	0.000	0.000	0.000
12	942.11	0.000	0.055	0.000	0.001	0.000	0.000
13	1123.30	0.002	0.239	0.000	0.000	0.000	0.001
14	1134.00	0.000	0.075	0.054	0.000	0.000	0.000
15	1155.91	0.003	0.003	0.005	0.000	0.000	0.000
16	1162.85	0.004	0.002	0.159	0.001	0.001	0.000
17	1201.24	0.000	0.012	0.000	0.000	0.000	0.000
18	1216.20	0.007	0.151	0.000	0.000	0.000	0.000
19	1229.58	0.000	0.000	0.010	0.000	0.000	0.000
20	1264.89	0.000	0.050	0.006	0.000	0.000	0.000
21	1279.99	0.001	0.000	0.005	0.000	0.000	0.000
22	1318.76	0.000	0.025	0.007	0.000	0.000	0.000
23	1379.99	0.003	0.000	0.034	0.000	0.000	0.000
24	1421.38	0.000	0.002	0.007	0.000	0.000	0.000
25	1448.95	0.001	0.000	0.001	0.000	0.000	0.000
26	1499.29	0.000	0.006	0.037	0.000	0.000	0.000
27	1534.68	0.000	0.003	0.055	0.001	0.000	0.000
28	1561.52	0.000	0.000	0.013	0.000	0.000	0.000
29	1588.92	0.000	0.015	0.003	0.000	0.000	0.000
30	1606.00	0.001	0.000	0.003	0.000	0.000	0.000
31	1650.42	0.000	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000
32	1689.48	0.000	0.006	0.002	0.000	0.000	0.000
33	1751.87	0.000	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000
34	1781.12	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
35	1792.42	0.000	0.000	0.001	0.000	0.000	0.000
36	1814.44	0.003	0.003	0.005	0.000	0.000	0.000
37	1871.25	0.001	0.000	0.001	0.000	0.000	0.000
Masse modes		1.339	1.370	1.577	0.016	0.015	0.016
Masse reelle		1.716	1.716	1.716	0.017	0.016	0.023
Masse residu		0.377	0.346	0.139	0.001	0.001	0.007
% de masse totale :		78.04%	79.84%	91.88%	93.25%	93.30%	68.82%

Tableau 4 : Masses modales



Facteurs de participation							
Mode	f (Hz)	Fx	Fy	Fz	Rx	Ry	Rz
1	193.90	0.815	-0.058	0.158	0.018	0.061	-0.062
2	270.43	0.082	0.775	-0.051	-0.078	0.011	0.061
3	344.08	0.033	-0.189	-0.077	0.009	0.008	0.039
4	416.85	-0.517	0.051	0.862	0.057	-0.068	0.043
5	455.28	-0.552	-0.081	-0.511	-0.032	0.042	0.029
6	522.49	0.246	-0.012	0.105	0.010	-0.024	-0.018
7	600.55	0.001	-0.054	0.049	0.009	-0.003	-0.010
8	711.15	0.008	-0.099	0.000	0.008	-0.002	-0.014
9	809.30	0.087	-0.001	0.314	0.012	-0.044	-0.007
10	854.88	-0.029	-0.039	-0.126	-0.015	0.017	-0.006
11	881.20	0.011	-0.238	0.050	0.007	-0.005	-0.016
12	942.11	0.019	0.235	0.008	0.033	-0.005	0.014
13	1123.30	-0.046	0.489	0.021	0.009	-0.007	0.036
14	1134.00	-0.007	0.273	-0.232	-0.013	0.019	0.018
15	1155.91	0.051	-0.059	-0.071	-0.004	-0.001	-0.008
16	1162.85	0.067	-0.041	-0.398	-0.023	0.024	-0.007
17	1201.24	-0.010	-0.109	-0.002	0.008	-0.006	-0.005
18	1216.20	0.081	0.389	0.012	-0.001	0.002	0.019
19	1229.58	-0.017	-0.001	0.099	0.009	-0.008	0.002
20	1264.89	-0.022	-0.225	0.076	-0.004	-0.007	-0.016
21	1279.99	-0.022	0.004	0.070	0.002	-0.007	0.002
22	1318.76	-0.013	-0.158	-0.086	-0.003	0.009	-0.011
23	1379.99	-0.058	-0.011	-0.184	-0.012	0.017	0.003
24	1421.38	0.002	0.049	-0.084	-0.002	0.006	0.007
25	1448.95	0.026	-0.014	0.039	0.008	-0.004	-0.002
26	1499.29	0.004	0.077	-0.192	-0.013	0.013	0.004
27	1534.68	-0.002	-0.054	-0.235	-0.031	0.017	-0.006
28	1561.52	-0.004	0.007	-0.115	-0.010	0.008	0.007
29	1588.92	-0.009	-0.122	0.055	0.021	-0.002	-0.008
30	1606.00	-0.029	0.011	-0.059	-0.012	0.009	0.002
31	1650.42	-0.014	-0.023	0.017	0.006	0.000	-0.003
32	1689.48	0.003	0.079	-0.043	-0.009	0.002	0.009
33	1751.87	0.003	-0.032	-0.007	-0.009	0.002	-0.002
34	1781.12	0.002	-0.004	0.014	0.001	0.000	0.000
35	1792.42	0.022	0.016	-0.026	-0.001	-0.002	-0.001
36	1814.44	-0.054	0.059	0.072	0.007	0.004	0.009
37	1871.25	-0.025	0.015	0.025	0.002	0.004	0.003

Tableau 5 : Facteurs de participation

### 6.3. CONCLUSION DE L'ETUDE MODALE

La première fréquence propre de 193.9 Hz respecte bien la spécification de 170 Hz.

## 7. ETUDE DYNAMIQUE SINUS

L'étude sinus est demandée pour une plage de fréquences allant jusqu'à 100 Hz (cf. Tableau 6) :

Axe	Fréquence	Niveau
X	5 – 40 Hz 40 – 100 Hz	Le plus favorable de 22 mm (pic-pic) ou 30 g 20 g
Y	5 – 100 Hz	Le plus favorable de 22 mm (pic-pic) ou 20 g
Z	5 – 50 Hz 50 – 100 Hz	Le plus favorable de 22 mm (pic-pic) ou 20 g 25 g

**Tableau 6 : Excitation dynamique sinus (hors coeff. 1.5)**

Or, le premier mode propre de la structure (193.9 Hz) se situe largement au-delà de la plage d'étude.

L'étude sinus n'est pas dimensionnante par rapport à l'étude aléatoire. Le calcul n'est donc pas effectué.

## 8. ETUDE DYNAMIQUE ALEATOIRE

### 8.1. SPECTRES D'EXCITATION ALEATOIRE

Les spectres en aléatoire sont définies dans le Tableau 7 ci-dessous et sont représentés sur la Figure 23 :

Axe	Montée	Plateau	Descente	g - rms
X	+6 dB/oct 20 – 100 Hz	0.2 g <sup>2</sup> /Hz 100 – 300 Hz	-6 dB/oct 300 – 2000 Hz	~ 10.2
Y	+6 dB/oct 20 – 100 Hz	0.3 g <sup>2</sup> /Hz 100 – 200 Hz	-6 dB/oct 200 – 2000 Hz	~ 9.9
Z	+6 dB/oct 20 – 100 Hz	0.2 g <sup>2</sup> /Hz 100 – 200 Hz 0.1 g <sup>2</sup> /Hz 200 – 400 Hz	-6 dB/oct 400 – 2000 Hz	~ 11.3

Tableau 7 : Spectres aléatoires (hors coeff. 1.5)

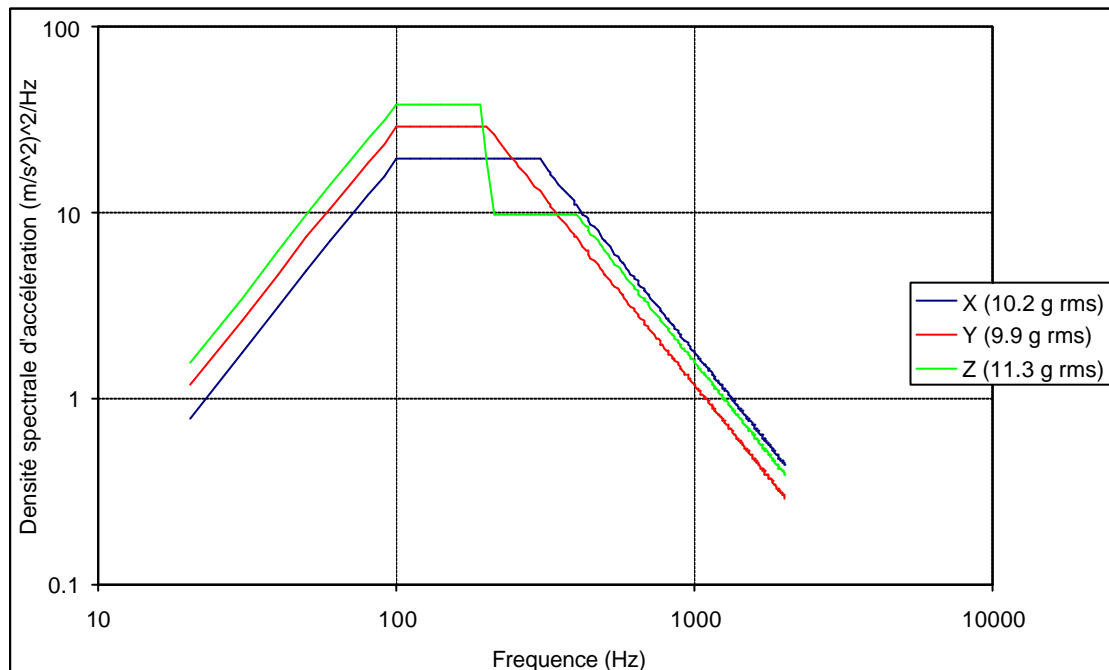


Figure 23 : Spectres aléatoires dans les 3 directions

### 8.2. AMORTISSEMENT DE LA STRUCTURE

L'amortissement structurel utilisé pour les calculs est de 2.5% (soit une amplification  $Q = 20$ ).

### 8.3. RESULTATS DU CALCUL ALEATOIRE

#### 8.3.1. Efforts RMS dans les pivots

Le Tableau 8 donne les torseurs d'efforts RMS (root mean square) obtenus dans les pivots pour les trois cas d'excitation aléatoire. Ces torseurs sont exprimés dans le repère général, et le coefficient de qualification de 1.5 ainsi que les  $4\sigma$  sont inclus dans les résultats.

Comme pour l'étude quasi-statique, le cas dimensionnant est l'excitation aléatoire suivant l'axe X. On obtient un effort radial maximal de 938 N pour une valeur admissible de l'ordre de 250 N !!!

Random X : Torseurs RMS à 4s (coeff. 1.5 inclus)								
n°CELAS	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (Nmm)	My (Nmm)	Mz (Nmm)	F rad (N)	Angle (°)
1	30.7	22.9	595.1	180.4	0.7	490.9	595.9	3.0
11	41.5	32.8	770.3	146.4	0.8	1086.8	771.4	3.1
21	65.1	174.3	599.8	1241.2	0.6	110.1	603.3	6.2
31	47.8	196.8	737.7	1791.4	0.6	407.0	739.3	3.7
41	294.0	49.2	330.9	75.7	0.6	905.1	442.6	41.6
51	286.8	48.0	201.0	143.2	0.5	890.6	350.2	55.0
61	62.6	101.6	116.6	693.1	0.4	783.8	132.3	28.2
71	51.2	112.2	97.1	1117.9	0.5	918.2	109.7	27.8
81	238.2	44.5	907.5	129.5	0.7	329.4	938.3	14.7
91	251.7	32.7	706.4	277.7	0.8	390.2	749.9	19.6
101	32.1	43.2	72.9	130.5	0.5	1123.7	79.6	23.8
111	38.4	40.0	70.3	149.3	0.5	883.4	80.1	28.7
121	131.7	181.1	716.1	2033.6	0.2	368.2	728.1	10.4
131	154.0	151.1	552.8	1523.8	0.2	362.6	573.8	15.6
141	373.9	108.4	111.4	1502.1	0.5	1414.8	390.1	73.4
151	415.8	74.2	127.3	1151.7	0.4	1343.1	434.9	73.0
Maxi. :	415.8	196.8	907.5	2033.6	0.8	1414.8	938.3	

Random Y : Torseurs RMS à 4s (coeff. 1.5 inclus)								
n°CELAS	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (Nmm)	My (Nmm)	Mz (Nmm)	F rad (N)	Angle (°)
1	16.6	16.0	212.2	82.8	0.2	370.0	212.9	4.5
11	16.6	17.8	274.6	76.3	0.2	376.2	275.1	3.4
21	24.0	73.3	184.6	706.4	0.2	147.4	186.1	7.4
31	26.1	75.6	239.0	841.4	0.2	288.3	240.4	6.2
41	79.2	29.0	109.3	59.2	0.2	420.3	135.0	35.9
51	99.0	34.5	297.0	56.3	0.2	347.9	313.1	18.4
61	23.1	72.9	184.7	574.0	0.2	289.3	186.2	7.1
71	18.4	74.8	129.6	589.9	0.2	325.1	130.9	8.1
81	66.8	28.4	410.6	91.3	0.2	308.1	416.0	9.2
91	92.2	19.3	426.7	134.4	0.2	525.7	436.5	12.2
101	22.3	34.2	100.0	147.6	0.2	437.7	102.5	12.6
111	26.9	18.2	69.7	74.0	0.2	373.0	74.7	21.1
121	65.0	88.7	235.3	755.1	0.1	376.4	244.1	15.4
131	44.7	76.5	161.0	621.7	0.1	208.8	167.1	15.5
141	146.2	81.5	181.4	742.4	0.1	505.4	233.0	38.9
151	118.7	80.5	212.1	729.1	0.1	435.4	243.0	29.2
Maxi. :	146.2	88.7	426.7	841.4	0.2	525.7	436.5	

Random Z : Torseurs RMS à 4s (coeff. 1.5 inclus)								
n°CELAS	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (Nmm)	My (Nmm)	Mz (Nmm)	F rad (N)	Angle (°)
1	28.4	158.3	267.0	894.1	0.2	1520.0	268.5	6.1
11	29.7	156.1	271.3	853.8	0.1	1582.1	272.9	6.3
21	17.5	49.2	125.3	890.9	0.2	575.9	126.5	8.0
31	17.7	48.1	132.6	973.7	0.2	613.7	133.7	7.6
41	60.0	182.3	97.8	364.7	0.2	601.0	114.8	31.5
51	41.5	174.5	126.7	366.4	0.1	762.5	133.4	18.1
61	37.9	50.2	155.1	1059.8	0.1	514.8	159.6	13.7
71	49.2	45.0	138.1	1101.4	0.1	300.9	146.5	19.6
81	107.4	185.6	386.9	970.8	0.2	384.7	401.5	15.5
91	57.6	186.8	587.9	951.0	0.2	540.6	590.7	5.6
101	38.5	115.9	37.2	274.1	0.2	443.6	53.6	46.0
111	34.4	125.5	44.3	309.8	0.1	621.2	56.1	37.8
121	52.2	35.1	148.4	857.8	0.1	330.5	157.3	19.4
131	24.1	31.6	117.4	897.5	0.1	611.1	119.9	11.6
141	106.4	77.4	183.3	871.3	0.1	226.8	212.0	30.1
151	52.2	67.1	170.3	892.8	0.1	578.2	178.1	17.1
Maxi. :	107.4	186.8	587.9	1101.4	0.2	1582.1	590.7	

Max. absolu :	415.8	196.8	907.5	2033.6	0.8	1582.1	938.3	
---------------	-------	-------	-------	--------	-----	--------	-------	--

Tableau 8 : Torseurs RMS dans les pivots

### 8.3.2. Densités spectrales de force

Sur la Figure 24 on a représenté les Densités Spectrales de Force (hors coeff.  $1.5$  et  $4\sigma$ ) obtenues pour le pivot le plus sollicité (Pivot n°81) pour le Cas aléatoire 1 ( $10.2 \text{ g rms} / X$ ).

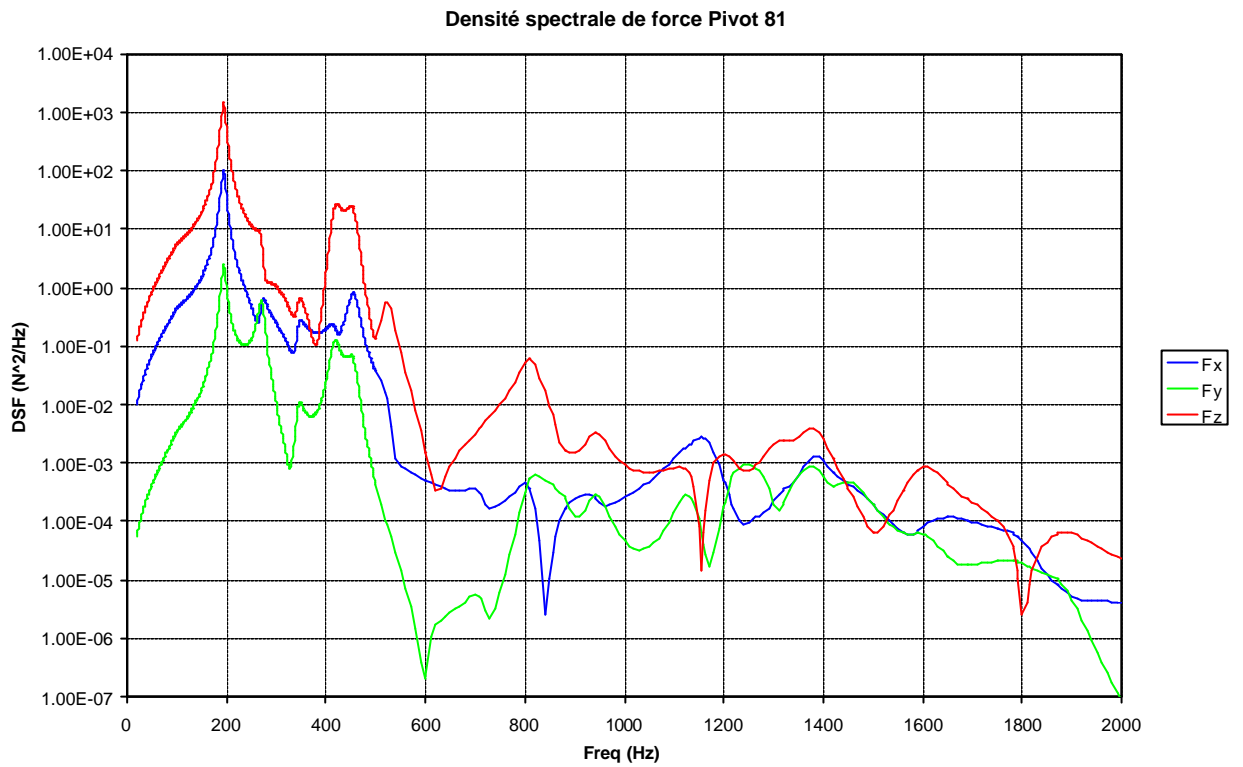


Figure 24 : Densité spectrale de force pour le pivot 81.

On constate que les maxima sont obtenus au voisinage de la première fréquence propre ( $193.9 \text{ Hz}$ ).

## 9. CONCLUSION GENERALE

Le cas de charge dimensionnant est l'excitation aléatoire suivant X, qui conduit à un effort radial maximal dans les pivots de l'ordre de 938 N, ce qui est bien supérieur à la valeur admissible de 250 N (ordre de grandeur compatible avec les spécifications [R4]).

Certaines modifications ont été envisagées, afin de tenter de diminuer les efforts dans les pivots :

- Rigidification du plateau fixe
- Rigidification du plateau mobile
- Rigidification de la structure supérieure
- Encastrement du plateau fixe sur tout son pourtour
- Fixation du plateau fixe en 8 points (4 dans coins + 4 sous compartiment moteur)

Mais aucune de ces actions ne conduit à une diminution significative des efforts.

Par ailleurs, le fait de choisir des pivots plus raides ne permettra pas d'atteindre des valeurs admissibles de l'ordre de 900 N (avec un diamètre de bague inférieur ou égal à 12).

Le meilleur moyen d'améliorer la situation reste donc de diminuer les niveaux des spectres d'entrée et / ou de diminuer la masse mobile de façon significative.