

LAM

Mécanisme FTS Etude de faisabilité

TITRE : Dossier de CALCUL

DOCUMENT N° DOC/LAM/F01/089

EDITION 1 du 09/05/01

| | NOM | VISA |
|-----------------|--------------|------|
| Rédaction | O. STEVE | |
| Chef de Projet | D. GARBARINO | |
| Chef de Service | JM. ANGELINI | |
| Approbation AQ | K.MEIZEL | |

DIFFUSION

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

EVOLUTION du DOCUMENT

| Ed. | Date | Evolutions |
|-----|----------|------------------|
| 1 | 09/05/01 | Edition initiale |

NOMBRE DE PAGES DU DOCUMENT: 16

SOMMAIRE

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 1. | PRÉSENTATION..... | 1 |
| 2. | DOCUMENTS DE RÉFÉRENCE..... | 1 |
| 3. | BASES DE CALCUL..... | 2 |
| 3.1. | ENVIRONNEMENT MECANIQUE..... | 2 |
| 3.1.1. | <i>Rigidité.....</i> | 2 |
| 3.1.2. | <i>Charges quasi-statiques.....</i> | 2 |
| 3.1.3. | <i>Charges dynamiques sinus.....</i> | 2 |
| 3.1.4. | <i>Charges dynamiques aléatoires.....</i> | 2 |
| 3.2. | MATÉRIAUX UTILISÉS..... | 4 |
| 4. | MODELISATION..... | 5 |
| 5. | RESULTATS..... | 7 |
| 5.1. | ANALYSE MODALE..... | 7 |
| 5.2. | ANALYSE QUASI-STATIQUE (LANCEMENT)..... | 12 |
| 5.3. | ANALYSE DYNAMIQUE SINUS (LANCEMENT)..... | 12 |
| 5.4. | ANALYSE DYNAMIQUE ALÉATOIRE (LANCEMENT)..... | 15 |
| 5.5. | SYNTHESE DES DIFFÉRENTS CAS DE CHARGE..... | 15 |
| 6. | CONCLUSION..... | 16 |

1. PRESENTATION

Le but de cette étude est de proposer la définition de pivots celtic adaptés au mécanisme FTS existant. Un modèle éléments finis du mécanisme est réalisé de manière à vérifier les différents points de la spécification (R2). Les pivots sont intégrés à ce modèle sous la forme de rigidités qui peuvent être adaptées à volonté cela afin de déterminer le composant idéal.

2. DOCUMENTS DE REFERENCE

- R1** Proposition technique et financière DEV/LAM/F01/021 édition 2 du 05/03/01
- R2** FIRST – SPIRE – Données pour l'étude de faisabilité du mécanisme
document ref. LAM.PJT.SPI.NOT.200102 indice 2 du 11/04/01

3. BASES DE CALCUL

3.1. ENVIRONNEMENT MECANIQUE

3.1.1. Rigidité

Au lancement, en position verrouillée, le mécanisme doit avoir sa première fréquence propre supérieure à **200 Hz**.

3.1.2. Charges quasi-statiques

| | X | Y | Z |
|-------|---------------|-------------|-------------|
| cas 1 | 37.5 g | | |
| cas 2 | | 21 g | |
| cas 3 | | | 21 g |

(hors facteur de qualification = 1.5)

3.1.3. Charges dynamiques sinus

| axe | fréquence | niveau à la base |
|-----|---------------|------------------|
| X | 5 - 25 Hz | 22 mm (cc) |
| | 25 - 110 Hz | 21 g |
| | 110 - 1000 Hz | 0.2 g |
| Y | 5 - 27 Hz | 22 mm (cc) |
| | 27 - 110 Hz | 30 g |
| | 110 - 1000 Hz | 0.2 g |
| Z | 5 - 26 Hz | 22 mm (cc) |
| | 26 - 110 Hz | 23 g |
| | 110 - 1000 Hz | 0.2 g |

(hors facteur de qualification = 1.5)

3.1.4. Charges dynamiques aléatoires

| axe | fréquence | niveau à la base | RMS |
|-----|---------------|--------------------------|------------|
| X | 20 - 80 Hz | + 3 dB/oct | 37.5 g RMS |
| | 80 - 300 Hz | 2.736 g ² /Hz | |
| | 300 - 2000 Hz | - 6 dB/oct | |
| Y | 20 - 80 Hz | + 3 dB/oct | 21 g RMS |
| | 80 - 300 Hz | 0.858 g ² /Hz | |
| | 300 - 2000 Hz | - 6 dB/oct | |
| Z | 20 - 80 Hz | + 3 dB/oct | 21 g RMS |
| | 80 - 300 Hz | 0.858 g ² /Hz | |
| | 300 - 2000 Hz | - 6 dB/oct | |

(hors facteur de qualification = 1.5)

3.2. MATÉRIAUX UTILISÉS

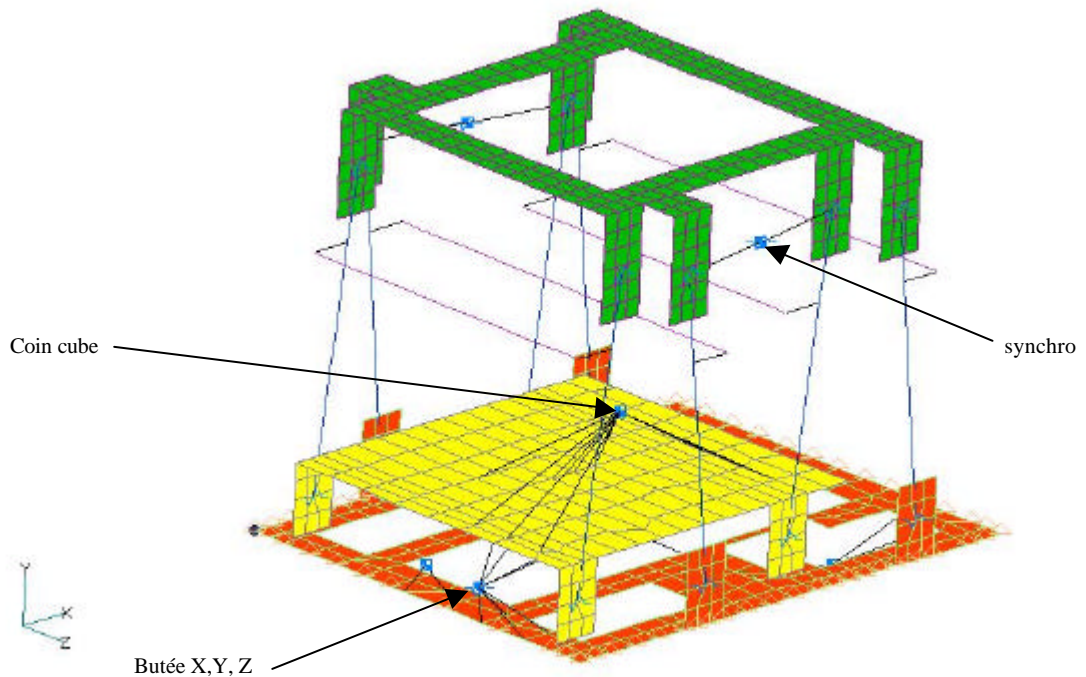
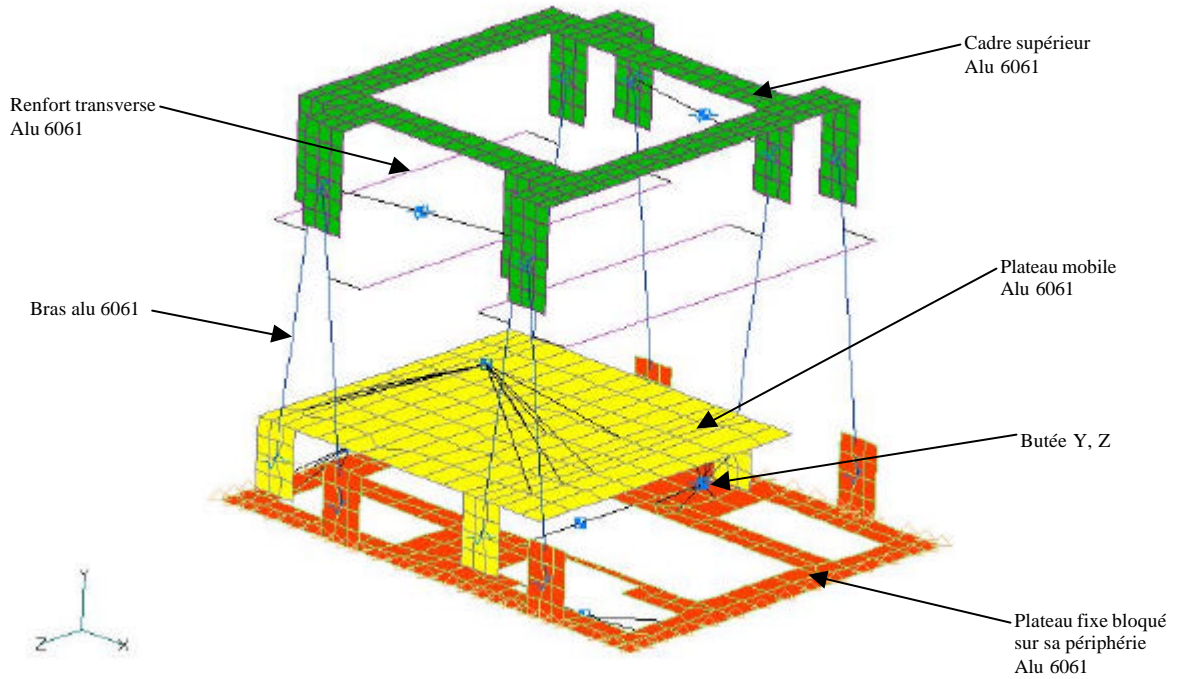
Les différentes pièces constituant le mécanisme et qui sont modélisées sont en aluminium 6061.
(voir R2).

Les autres pièces n'étant pas modélisées de manière structurale, seule leur masse est utilisée dans le modèle, la matière n'est pas prise en compte (voir R2).

4. MODELISATION

Les analyses mécaniques sont réalisées à l'aide d'un modèles éléments finis (Nastran) du mécanisme FTS. Les plateaux fixe et mobile ainsi que le cadre supérieur sont modélisés en éléments de plaque PSHELL et les bras et renforts sont modélisés en éléments de barre CBAR.

Les pivots sont modélisés à l'aide d'éléments ressorts CELAS2 de manière à prendre en compte les raideurs selon les différents axes et de manière à pouvoir y relever les efforts.



Les pivots utilisés pour ces analyses ont les caractéristiques suivantes :

Pivots CELTIC diamètre 11 mm, épaisseur de lame 0.1 mm

Position des pivots dans le mécanisme :

Axe X radial porté par le plan des lames internes du pivot.

Axe Y radial porté par le plan des lames externes du pivot.

Axe Z axial porté par l'axe de rotation du pivot.

Raideur :

$$KX = 1.00 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

$$KY = 7.40 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$KZ = 5.26 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$K\theta Z = 2.64 \cdot 10^{-2} \text{ Nm/rad}$$

et pour la modélisation (hypothèse de pivot guidé) :

$$K\theta X = 1.0 \cdot 10^7 \text{ Nm/rad}$$

$$K\theta Y = 1.0 \cdot 10^7 \text{ Nm/rad}$$

Tenue mécanique :

$$FX \text{ adm} = 110 \text{ N} \quad (\text{limite flambage})$$

$$FY \text{ adm} = 101 \text{ N} \quad (\text{limite flambage})$$

$$FZ \text{ adm} = 510 \text{ N} \quad (\text{limite élastique})$$

Capacité angulaire :

$$-15^\circ < \theta < +15^\circ$$

Coefficient d'amplification utilisé dans les analyses sinus et aléatoire :

$$Q = 20 \text{ (amortissement structural de 1.25 \%)}$$

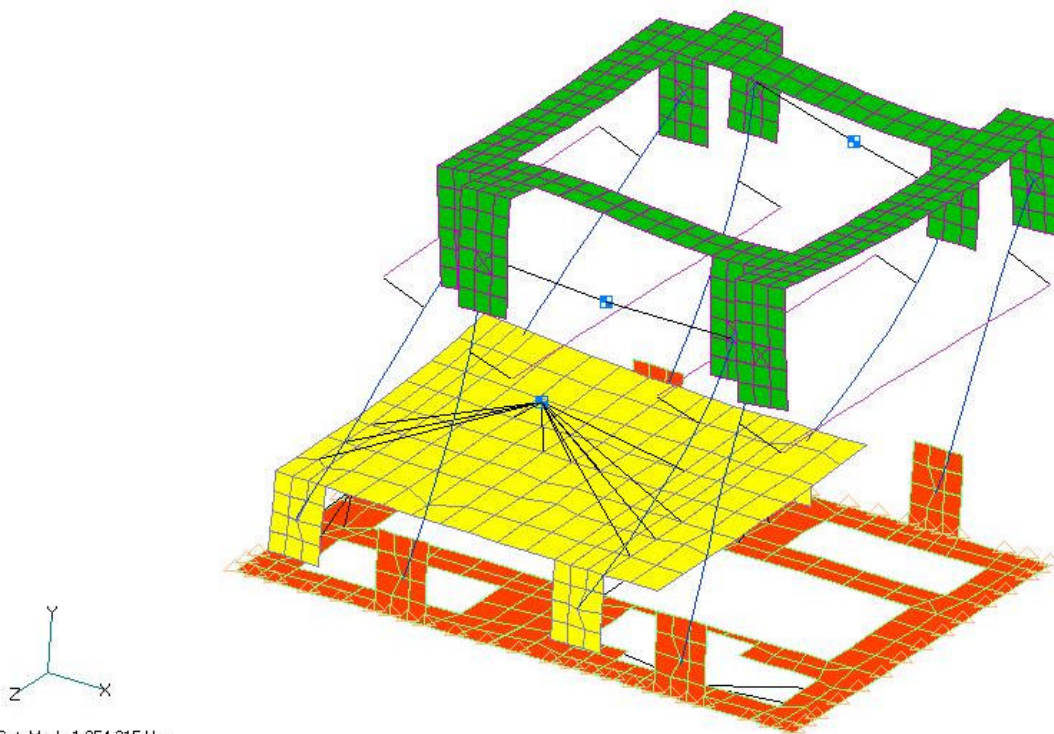
5. RESULTATS

5.1. Analyse modale

Configuration lancement

Le premier mode de résonance en configuration verrouillée est dû à une flexion des barres combinée selon X et Z.

$$f1 = 254 Hz$$



Output Set: Mode 1 254.315 Hz
Deformed[2.265]: Total Translation

Tableau des masses modales

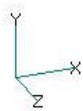
| mode | Fréquence (Hz) | mX (kg) | mY (kg) | mZ (kg) | IX (kgm ²) | IY (kgm ²) | IZ (kgm ²) |
|------|----------------|---------|---------|---------|------------------------|------------------------|------------------------|
| 1 | 254 | 0.267 | 0.000 | 0.030 | 0.0002 | 0.0003 | 0.0019 |
| 2 | 264 | 0.019 | 0.006 | 0.270 | 0.0026 | 0.0017 | 0.0000 |
| 3 | 366 | 0.005 | 0.030 | 0.000 | 0.0000 | 0.0005 | 0.0001 |

| | | | | | | | |
|----------|-----|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| 4 | 465 | 0.258 | 0.518 | 0.035 | 0.0020 | 0.0007 | 0.0022 |
| 5 | 597 | 0.392 | 0.146 | 0.011 | 0.0009 | 0.0015 | 0.0005 |
| 6 | 718 | 0.043 | 0.033 | 0.068 | 0.0000 | 0.0009 | 0.0000 |
| 7 | 781 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| 8 | 945 | 0.002 | 0.219 | 0.354 | 0.0002 | 0.0008 | 0.0005 |
| résiduel | | 0.210 | 0.244 | 0.428 | 0.0017 | 0.0030 | 0.0016 |
| total | | 1.196 | 1.196 | 1.196 | 0.0076 | 0.0094 | 0.0068 |

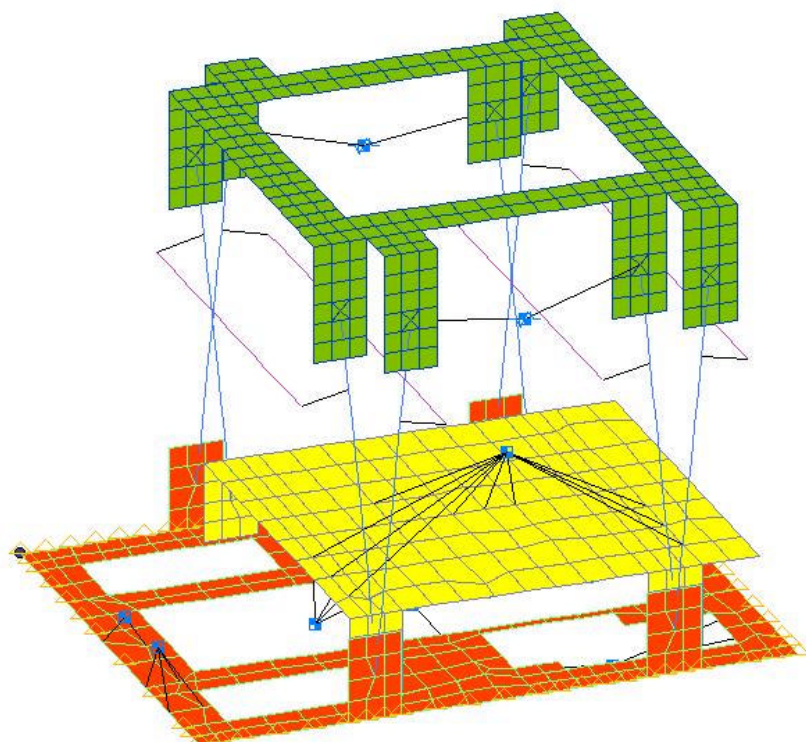
Configuration mission

| mode | Description du mode | fréquence |
|------------------------------|--|---------------|
| 1 ^{er} mode souple | Mode de torsion des pivots | 0.61 Hz |
| 2 nd mode souple | Mode de flexion des barres selon l'axe Z | 70 Hz |
| 3 ^{eme} mode souple | Mode de torsion autour de Y dû à la flexion des barres | 162 Hz |
| 4 ^{eme} mode souple | Mode de flexion des barres selon l'axe X | 212 Hz |
| 5 ^{eme} mode souple | Mode de flexion des barres selon l'axe Z | 275 Hz |
| 6 ^{eme} mode souple | Mode de la partie mobile selon l'axe Y | 356 Hz |

1^{er} mode : 0.61 Hz



Output Set: Mode 1 0.613252 Hz
Deformed(1.085): Total Translation



2nd mode : 70 Hz

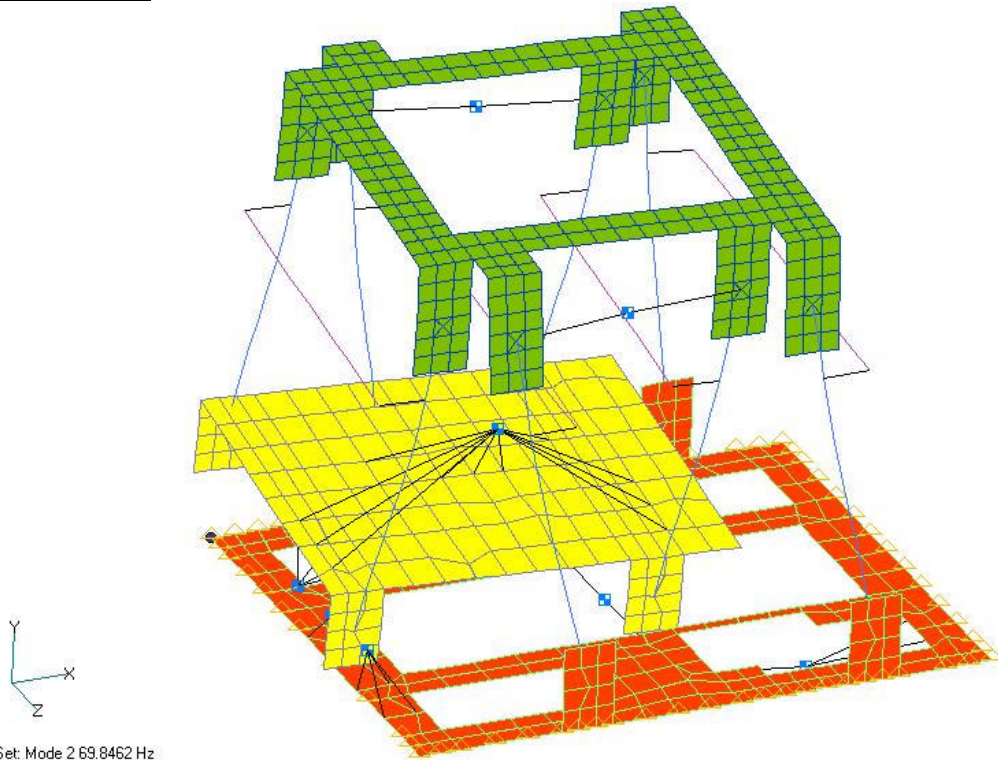


Tableau des masses modales

| mode | Fréquence (Hz) | mX (kg) | mY (kg) | mZ (kg) | IX (kgm ²) | IY (kgm ²) | IZ (kgm ²) |
|----------|----------------|---------|---------|---------|------------------------|------------------------|------------------------|
| 1 | 0.61 | 0.979 | 0.000 | 0.000 | 0.0000 | 0.0035 | 0.0006 |
| 2 | 70 | 0.000 | 0.000 | 0.974 | 0.0005 | 0.0023 | 0.0000 |
| 3 | 162 | 0.000 | 0.000 | 0.014 | 0.0000 | 0.0013 | 0.0000 |
| 4 | 212 | 0.044 | 0.228 | 0.000 | 0.0009 | 0.0002 | 0.0002 |
| 5 | 275 | 0.000 | 0.000 | 0.056 | 0.0021 | 0.0002 | 0.0000 |
| 6 | 356 | 0.014 | 0.727 | 0.000 | 0.0024 | 0.0000 | 0.0042 |
| résiduel | | 0.159 | 0.241 | 0.152 | 0.0017 | 0.0019 | 0.0018 |
| total | | 1.196 | 1.196 | 1.196 | 0.0076 | 0.0094 | 0.0068 |

5.2. Analyse quasi-statique (lancement)

Les efforts maximaux relevés sur les pivots pour les trois cas de charge quasi-statiques sont présentés dans le tableau suivant.

Rappel :

Axe X radial porté par le plan des lames internes du pivot.

Axe Y radial porté par le plan des lames externes du pivot.

Axe Z axial porté par l'axe de rotation du pivot.

| | | FX (N) | FY (N) | FZ (N) |
|------|----------|-----------|------------|-----------|
| cas1 | 37.5 g X | 30 | 100 | 17 |
| cas2 | 21 g Y | 9 | 53 | 8 |
| cas3 | 21 g Z | 8 | 36 | 12 |

(coefficient de qualification de 1.5 inclus)

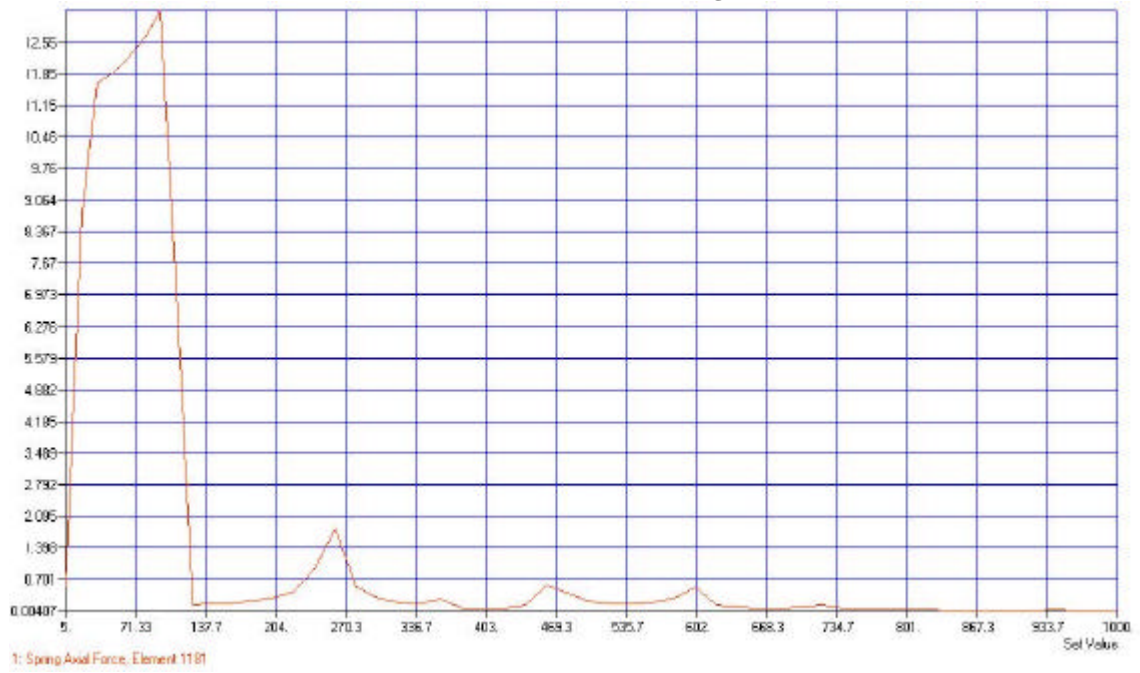
5.3. Analyse dynamique sinus (lancement)

Les efforts maximaux relevés sur les pivots pour les trois cas de charge dynamiques sinus sont présentés dans le tableau suivant.

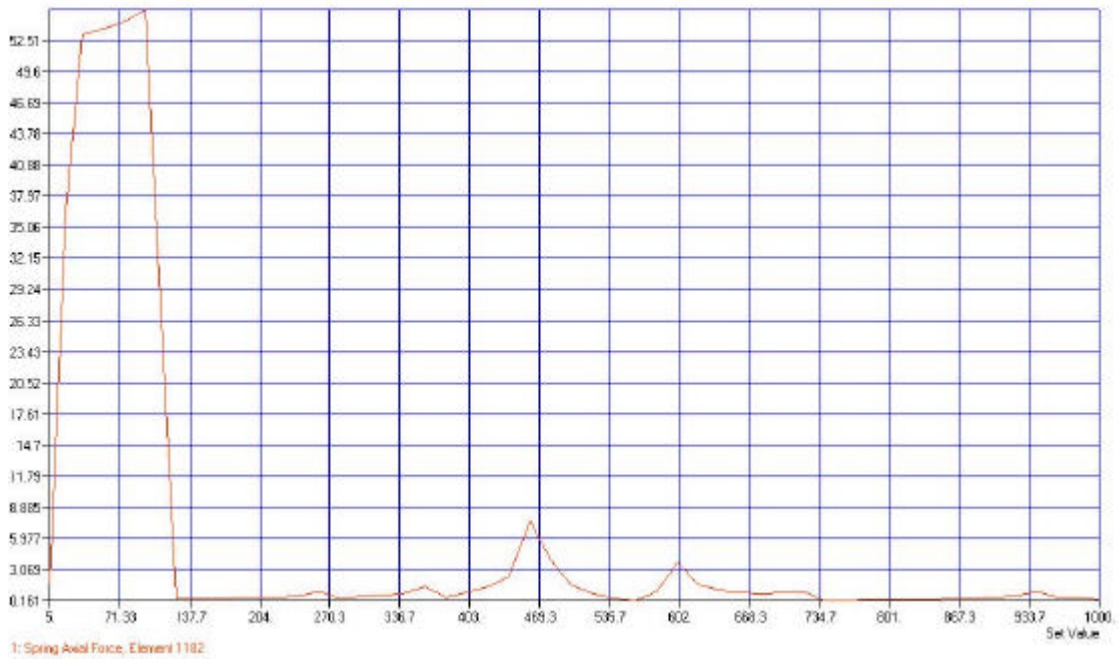
| | | FX (N) | FY (N) | FZ (N) |
|------|---------|-----------|-----------|-----------|
| cas1 | sinus X | 20 | 65 | 11 |
| cas2 | sinus Y | 15 | 83 | 12 |
| cas3 | sinus Z | 10 | 47 | 15 |

(coefficient de qualification de 1.5 inclus)

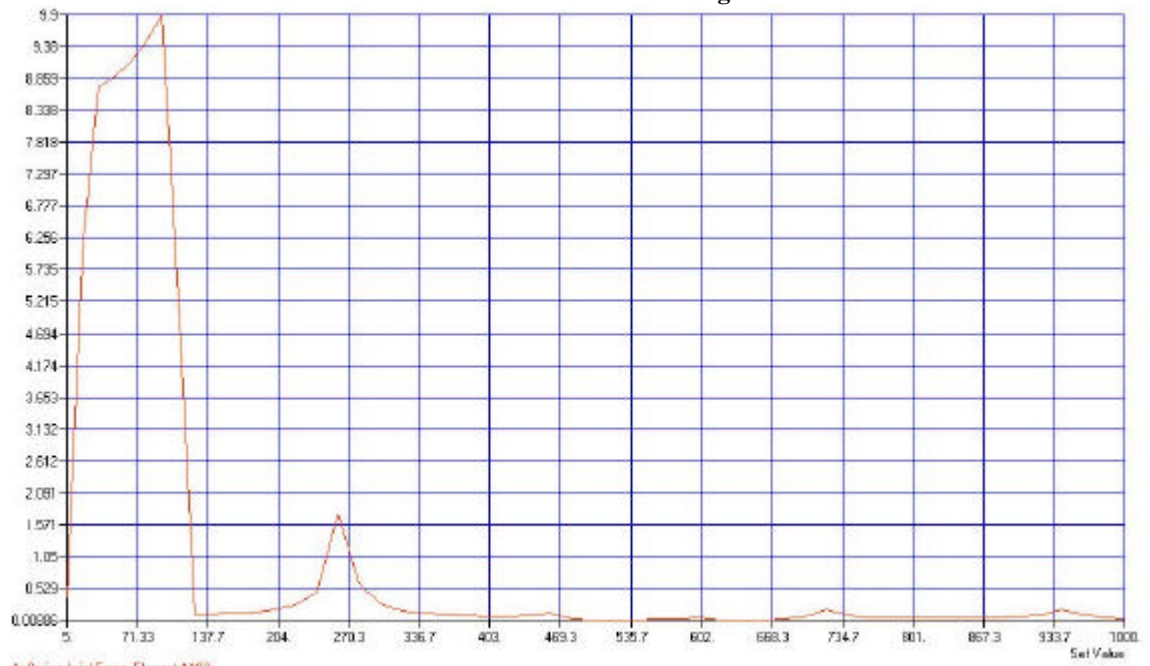
FX max en sinus X



FY max en sinus Y



FZ max en sinus Z



5.4. Analyse dynamique aléatoire (lancement)

Les efforts RMS à 3σ maximaux relevés sur les pivots pour les trois cas de charge dynamiques aléatoires sont présentés dans le tableau suivant.

| | | $FX_{RMS\ 3\sigma}$ (N) | $FY_{RMS\ 3\sigma}$ (N) | $FZ_{RMS\ 3\sigma}$ (N) |
|------|----------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| cas1 | random X | 440 | 1560 | 293 |
| cas2 | random Y | 99 | 652 | 72 |
| cas3 | random Z | 113 | 481 | 176 |

(coefficient de qualification de 1.5 inclus)

5.5. Synthèse des différents cas de charge

| | FX (N) | FY (N) | FZ (N) |
|----------------|--------|--------|--------|
| Quasi-statique | 30 | 100 | 17 |
| Sinus | 20 | 83 | 15 |
| Aléatoire | 440 | 1560 | 293 |

| | | | |
|------------------|------------|-------------|------------|
| Enveloppe | 440 | 1560 | 293 |
|------------------|------------|-------------|------------|

Le cas de charge dimensionnant est le dynamique aléatoire 37.5 g RMS selon X.

Les niveaux aléatoires spécifiés génèrent des efforts largement trop élevés par rapport à la tenue admissible des pivots. Avec de tels niveaux, l'utilisation de pivot CELTIC pour cette application semble compromise si l'on persiste à reprendre les efforts radiaux par les lames.

L'utilisation de pivots de diamètre 20 mm n'est pas envisageable car :

- pour assurer la tenue sous charges il faut des pivots à lames épaisses qui ont une raideur en torsion trop importante par rapport à la motorisation du mécanisme;
- si l'on veut conserver une faible raideur en torsion il faut alors utiliser des pivots à lames minces qui ont une très faible tenue au flambage.

A titre de comparaison les cas de charges aléatoires sont appliqués sur le modèle du mécanisme équipé de pivots Lucas 5008-800, dont les valeurs de tenue admissible sont les suivantes :

$FX_{\text{radial}} = 74\text{ N}$

$FY_{\text{radial}} = 15\text{ N}$

$FZ_{\text{axial}} = 148\text{ N}$

Le cas n°1 : **37.5 g RMS selon X** génère les efforts maximaux :

$$FX_{RMS\ 3\sigma} = 540\text{ N}$$

$$FY_{RMS\ 3\sigma} = 1750\text{ N}$$

$$FZ_{RMS\ 3S} = 320\ N$$

6. CONCLUSION

La reprise des efforts radiaux au lancement ne peut pas être réalisée par les pivots eux-mêmes, il reste alors la solution de la reprise de ces efforts par "manchonnage".

Dans le cas où il y a un montage sans jeu, ce qui est idéal pour ne pas reprendre les efforts radiaux dans les lames de pivots, cela implique logiquement qu'il y ait du frottement et celui-ci génère donc un couple résistant, lors de la mise en service, qui ne pourra pas être vaincu par la motorisation. De plus si l'on tient compte des tolérances géométriques des pivots il faudra pour réaliser un montage sans jeu, prévoir des couples pivot/manchon appairés. Ainsi un montage sans jeu des pivots semble compromis.

Il y a alors la possibilité de réaliser un montage avec jeu, une valeur réaliste de 0.02 mm peut être envisagée, cela implique donc de rattraper ce jeu par l'intermédiaire des pivots (la raideur max. radiale d'un pivot est de 10^7 N/m) qui sont donc soumis à une charge de 200 N, ce qui dépasse la tenue admissible de ces pivots. Cela est vrai dans le cas où le "manchonnage" est réalisé uniquement sur une faible portion angulaire correspondant à la position gerbée de lancement. Dans le cas d'un "manchonnage" sur toute la circonférence du pivot alors il faudra prendre en compte, en plus de ce jeu, la dérive du centre de rotation qui peut atteindre des valeurs de l'ordre de 0.05 mm, ce qui générera des efforts encore plus importants lors du rattrapage de jeu.

Nota : dans le cas où les pivots sont montés avec une deflexion initiale au lancement (angle de 8°), la raideur radiale reste de l'ordre de 10^7 N/m et la tenue limites des lames au flambage est de 42 N, les efforts radiaux dus au rattrapage de jeu ne peuvent pas être repris.

Là aussi un montage avec jeu des pivots semble compromis.

Pour conclure, la configuration actuelle du mécanisme n'est pas acceptable. La tenue des pivots n'est pas en cause, le problème restant le même avec des pivots "bendix", les charges excessives étant créées par une trop grande masse non gerbée.

Une modification de la conception du montage, par exemple en étudiant un gerbage au lancement de la partie supérieure, pourrait permettre de résoudre le problème et d'utiliser des pivots flexibles, les "celtiques" étant alors adaptés.