

Université
de Liège



Université de Liège
Faculté des sciences appliquées

Étude mécanique et thermo-mécanique du coronographe de la mission *Proba-3*

Promoteur
Prof. Pierre Rochus

Travail de fin d'études réalisé en vue de l'obtention du grade de
master Ingénieur Civil en physique par Desselle Richard

Liège
Année académique 2012-2013

Table des matières

Table des figures	5
Liste des tableaux	8
Liste des acronymes	9
Remerciements	10
Résumé	11
1 Introduction	12
1.1 La mission <i>Proba-3</i>	12
1.2 Le coronographe	12
1.3 Plan du travail	14
2 Principes théoriques	16
2.1 Méthode des éléments finis	16
2.1.1 Position du problème	16
2.1.2 Cas de la mécanique des milieux continus	17
2.2 Montage isostatique	21
2.2.1 Principe	21
2.2.2 Avantages et désavantages d'un tel montage	21
2.2.3 Réalisation pratique	21
3 Design général et exigences sur l'instrument	23
3.1 Design de l'instrument	23
3.2 Exigences sur l'instrument	25
3.2.1 Volume et masse	25
3.2.2 Exigences mécaniques	26
3.2.3 Chargements thermo-mécaniques	28
4 Design thermo-mécanique	31
4.1 Pieds	31
4.1.1 Sélection du matériau	31
4.1.2 Premier design	33
4.1.3 Deuxième design	34
4.1.4 Troisième design	34
4.1.5 Quatrième design	35

4.1.6	Sélection du design	36
4.2	Boîte optique et tube	39
4.2.1	Sélection du matériau	39
4.2.2	Boîte optique	40
4.2.3	Tube	45
4.3	<i>FPA</i> et radiateur	46
4.3.1	<i>FPA</i>	46
4.3.2	Radiateur	47
4.4	Instrument complet	48
5	Analyse mécanique	50
5.1	Analyse modale	50
5.1.1	Point de vue théorique	50
5.1.2	Résultats numériques	51
5.2	Chargement quasi-statique	57
5.2.1	Point de vue théorique	57
5.2.2	Résultats numériques	58
5.3	Chargement sinusoïdal	61
5.3.1	Point de vue théorique	61
5.3.2	Résultats numériques	62
6	Analyse thermo-mécanique	65
6.1	Point de vue théorique	65
6.2	Résultats numériques	66
6.2.1	Ensemble Boîte/Tube/Bipods	66
6.2.2	Ensemble <i>FPA</i> /Radiateur	70
7	Conclusion	74
7.1	Résumé	74
7.2	Perspectives	76
	Bibliographie	77
	Appendices	79
A	Annexe relative au chapitre 4	80
A.1	Calcul des conductances thermiques des bipods	80
A.2	Orientation des bipods sur la boîte optique	81
A.3	Dessin technique utilisé pour le <i>FPA</i>	82
B	Annexe relative au chapitre 5	83
B.1	Résultats des tests de chargements quasi-statiques	83
B.2	Résultats des tests de chargements sinusoïdaux	84
C	Annexe relative au chapitre 6	86
C.1	Ensemble Boîte/Tube/Bipods : premier modèle	86
C.2	Ensemble Boîte/Tube/Bipods : deuxième modèle	87
C.3	Ensemble <i>FPA</i> /Radiateur	88

Table des figures

1.1	Vue extérieure générale du satellite embarquant le coronographe [25]	13
1.2	Vue intérieure générale du satellite embarquant le coronographe [25]	13
1.3	Représentation du vol en formation [7]	14
1.4	Design préliminaire du coronographe [1]	14
2.1	Passage d'un domaine continu à un domaine discret pour la <i>FEM</i>	17
3.1	Design préliminaire du coronographe présenté par le <i>LAM</i> [11]	23
3.2	Design préliminaire du coronographe : vue de profil dans le plan <i>XY</i> [1] . .	24
3.3	Design préliminaire du coronographe : vue du bas dans le plan <i>XZ</i> [1] . . .	24
3.4	Types et causes des sollicitations dynamiques rencontrés au lancement [27]	27
3.5	Configurations étudiées dans l'analyse thermique stationnaire du <i>CSL</i> [11]	28
4.1	Premier design des bipods	33
4.2	Deuxième design des bipods	34
4.3	Troisième design des bipods	35
4.4	Quatrième design des bipods	35
4.5	Schéma électrique équivalent pour la conduction thermique dans le bipod .	37
4.6	Distribution de température dans le premier design pour le calcul de conduc- tance thermique	37
4.7	Designs sélectionnés permettant l'insertion de vis au niveau des bipods . .	39
4.8	Système à un degré de liberté pour décrire l'instrument selon <i>X</i>	41
4.9	Schéma équivalent du système à un degré de liberté	41
4.10	Système à un degré de liberté pour décrire l'instrument selon <i>Z</i>	42
4.11	Définition de l'orientation et des raideurs propres des bipods de la boîte optique	43
4.12	Premières fréquences propres de l'instrument en fonction de l'orientation des bipods et obtenues par les modèles à un degré de liberté	43
4.13	Premières fréquences propres de l'instrument en fonction de l'orientation des bipods et obtenues avec <i>Samcef</i>	44
4.14	Design de la boîte optique	45
4.15	Design du tube	46
4.16	Design du <i>FPA</i>	47
4.17	Design du radiateur	47
4.18	Deuxième mode propre à 84.37 <i>Hz</i> d'un modèle intermédiaire	48
4.19	Designs complets du coronographe	48
5.1	Premiers modes propres du premier modèle de l'instrument	53

5.2	Densité d'énergie de déformation (premier mode propre) sur le bipod du tube du premier modèle	54
5.3	Premiers modes propres du deuxième modèle de l'instrument	56
5.4	Densité d'énergie de déformation (premier mode propre) sur un des bipods de la boîte optique du deuxième modèle	57
5.5	Déplacements et déformée du premier modèle lors du chargement quasi-statique selon Z	58
5.6	Répartition des contraintes au niveau des bipods du premier modèle lors du chargement quasi-statique selon Z	59
5.7	Déplacements et déformée du deuxième modèle lors du chargement quasi-statique selon Z	60
5.8	Répartition des contraintes au niveau des bipods du deuxième modèle lors du chargement quasi-statique selon Z	60
5.9	Répartition des contraintes au niveau des bipods du premier modèle lors du chargement sinusoïdale de fréquence $5 Hz$ selon X	62
5.10	Répartition des contraintes au niveau des bipods du premier modèle lors du chargement sinusoïdale de fréquence $100 Hz$ selon X	63
5.11	Répartition des contraintes au niveau des bipods du deuxième modèle lors du chargement sinusoïdale de fréquence $5 Hz$ selon X	63
5.12	Répartition des contraintes au niveau des bipods du deuxième modèle lors du chargement sinusoïdale de fréquence $100 Hz$ selon X	64
6.1	Répartition des contraintes dans le premier modèle de l'instrument : cas non-opérationnel froid	67
6.2	Contraintes et déplacements du premier modèle : cas opérationnel chaud .	68
6.3	Contraintes et déplacements du premier modèle : cas opérationnel froid . .	68
6.4	Répartition des contraintes dans le deuxième modèle de l'instrument : cas non-opérationnel froid	69
6.5	Contraintes et déplacements du deuxième modèle : cas opérationnel chaud	69
6.6	Contraintes et déplacements du deuxième modèle : cas opérationnel froid .	70
6.7	Répartition des contraintes dans l'ensemble FPA /Radiateur : cas non-opérationnel froid	71
6.8	Contraintes et déplacements de l'ensemble FPA /Radiateur : cas opérationnel chaud	72
6.9	Contraintes et déplacements de l'ensemble FPA /Radiateur : cas opérationnel froid	72
A.1	Résultats obtenus avec <i>Samcef</i> pour le calcul des conductances thermiques des bipods	80
A.2	Design élémentaire utilisé pour valider les modèles à un degré de liberté . .	81
A.3	Dessin technique utilisé pour réaliser le design du FPA	82
B.1	Chargement quasi-statique selon X , premier modèle	83
B.2	Chargement quasi-statique selon Y , premier modèle	83
B.3	Chargement quasi-statique selon X , deuxième modèle	84
B.4	Chargement quasi-statique selon Y , deuxième modèle	84
B.5	Chargement sinusoïdal selon Y , premier modèle	84

B.6	Chargement sinusoïdal selon Z , premier modèle	85
B.7	Chargement sinusoïdal selon Y , deuxième modèle	85
B.8	Chargement sinusoïdal selon Z , deuxième modèle	85
C.1	Contraintes dans le premier modèle	86
C.2	Contraintes dans le deuxième modèle	87
C.3	Contraintes dans l'ensemble $FPA/Radiateur$	88

Liste des tableaux

3.1	Bilan de masse pour le coronographe [3]	25
3.2	Sollicitations statiques appliquées à l'instrument [25]	27
3.3	Sollicitations sinusoïdales appliquées à l'instrument [25]	27
3.4	Températures dans les cas opérationnels chaud et froid [11]	29
3.5	Températures dans les cas de calibration chaud et froid [11]	30
3.6	Températures dans les cas non-opérationnels chaud et froid [11]	30
3.7	Températures en éclipse [11]	30
4.1	Comparaison de différents matériaux pour les bipods [12]	32
4.2	Propriétés mécaniques et thermiques du <i>Ti6Al4V</i> [12] [21]	32
4.3	Bilan massique des différents designs pour les pieds	36
4.4	Conductance thermique des différents designs pour les pieds	38
4.5	Nouvelles propriétés des design pour les pieds sélectionnés	39
4.6	Propriétés mécaniques et thermiques de l'aluminium <i>6061-T6</i> [12] [22]	40
4.7	Bilan de masse pour les deux modèles réalisés pour le coronographe	49
5.1	Fréquences propres et masses effectives modales des premiers modes du premier modèle de l'instrument	52
5.2	Fréquences propres et masses effectives modales des premiers modes du deuxième modèle de l'instrument	55

Liste des acronymes

- *ASPIICS* : Association de Satellites Pour l’Imagerie et l’Interférométrie de la Couronne Solaire
- *CCD* : Charge-Coupled Device
- *CSL* : Centre Spatial de Liège
- *ESA* : European Space Agency
- *FEM* : Finite Element Method
- *FPA* : Focal Plane Assembly
- *FWA* : Filter Wheel Assembly
- *LAM* : Laboratoire d’Astrophysique de Marseille
- *OBA* : Optical Bench Assembly
- *PID* : Proportionnel Intégral Dérivé
- *PROBA* : Project for Onboard Autonomy
- *SHM* : Shutter Mechanism

Remerciements

Je voudrais tout particulièrement remercier Jean-Yves Plesseria du Centre Spatial de Liège pour m'avoir aidé tout au long de ce projet et d'avoir été si disponible. Il m'a également appris énormément de choses quant au déroulement et à la réalisation de projets dans le domaine du spatial.

Je tiens à remercier également mon promoteur le professeur Pierre Rochus pour m'avoir donné l'opportunité de travailler sur ce projet au Centre Spatial de Liège

Je remercie enfin ma famille et tout mon entourage pour m'avoir soutenu et conseillé lors de mon parcours universitaire et sans qui tout cela n'aurait pas été possible.

Résumé

Étude mécanique et thermo-mécanique du coronographe de la mission *Proba-3*

Desselle Richard, deuxième master ingénieur civil physicien, année académique 2012-2013

L'objectif de ce travail de fin d'études était de réaliser le design du coronographe de la mission *Proba-3* de l'*ESA* afin de pouvoir le valider à l'aide d'une étude mécanique et thermo-mécanique de celui-ci. Le point de départ de ce projet était le design préliminaire de l'instrument proposé par le *LAM* et les spécifications de l'*ESA*.

L'ensemble des designs réalisés dans ce travail ont été dessinés à l'aide du logiciel *Catia V5*. Certaines études, menant à des résultats numériques utiles pour la réalisation des designs, ont été menées par l'intermédiaire du logiciel *Matlab*. Ensuite, l'étude mécanique et thermo-mécanique de l'instrument a été réalisée en utilisant le logiciel de calculs éléments finis *Samcef*.

L'étude des modèles sélectionnés dans ce travail a pu mettre en évidence les points forts et faibles de chacun d'entre eux. Notamment, certaines spécifications de l'*ESA* considérées dans ce travail ont pu être vérifiées et d'autres pas. Les modèles présentés n'ont donc pas pu être validés après un premier travail d'optimisation de leurs géométries.

Plusieurs nouvelles pistes d'optimisation des structures sont proposées dans la conclusion de ce travail. Du temps supplémentaire aurait été nécessaire afin de pouvoir couvrir ces pistes et de pouvoir, par la suite, valider ou non les modèles.

Chapitre 1

Introduction

1.1 La mission *Proba-3*

La mission *Proba-3* est la troisième mission de la ligne des *Proba* réalisée par l'*ESA*. Cette mission possède plusieurs objectifs scientifiques principaux qui la rendent très particulière.

La mission *Proba-3* est en effet une mission de démonstration pour les vols en formation de hautes précisions. Elle est constituée d'une paire de micro-satellites qui seront lancés ensemble directement sur leur orbite nominale fortement elliptique. Les deux satellites constituent ensemble un coronographe permettant d'observer la couronne solaire. L'un des satellites de la formation embarquera un disque occultant le Soleil et l'autre embarquera le coronographe proprement dit (dispositif optique et détecteurs) nécessaire à l'acquisition de données sur la couronne solaire. L'orbite de la formation est fortement elliptique pour que les observations puissent être effectuées dans une zone proche de l'apogée (à plus de 60 000 *km* d'altitude) où les perturbations gravitationnelles seront les plus faibles. C'est dans cette zone où les deux satellites devront être parfaitement positionnés l'un par rapport à l'autre pour pouvoir effectuer des mesures précises [25].

Sur une période de rotation autour de la Terre, seul un certain pourcentage de l'orbite sera donc utilisé afin d'observer la couronne solaire. L'autre partie de l'orbite, où la formation ne sera pas utilisée en tant que coronographe, permettra de valider les performances d'un vol en formation afin de démontrer la qualité de ce type de mission pour des applications futures. Notamment, au niveau du périhélie de l'orbite qui se trouvera à basse altitude (situé à environ 800 *km* d'altitude), des tests sur la précision des vols en formation à basse altitude pourront démontrer la validité de cette technologie [23].

1.2 Le coronographe

Au cours de ce travail, c'est l'instrument optique (le coronographe) de la mission *Proba-3* qui fera l'objet d'une étude mécanique et thermo-mécanique. Les aspects thermiques de certains éléments seront également traités à part afin de vérifier toutes les exigences de l'*ESA* par rapport à la structure considérée.

La figure (1.1) représente une vue extérieure générale du satellite qui embarquera l'instrument en question, alors que la figure (1.2) met en évidence une vue intérieure du même satellite. Le coronographe, fixé sur le banc optique (l'*OBA*), peut être distingué sur la figure (1.2) où il apparaît en rose sur la gauche

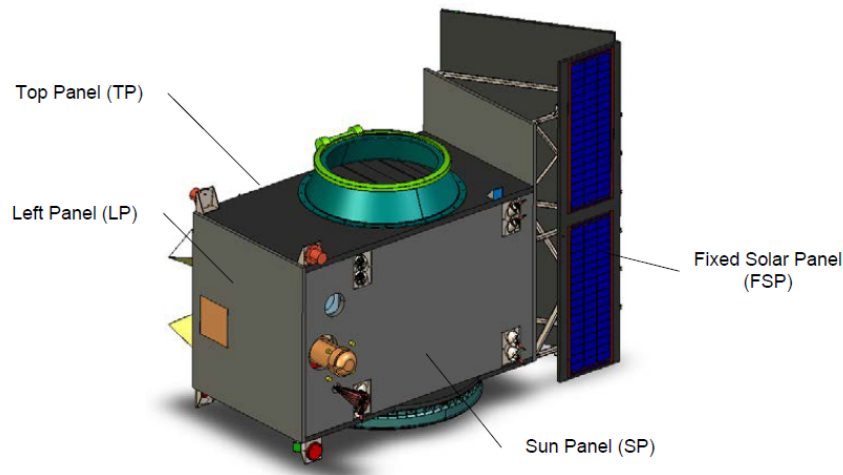


FIGURE 1.1 – Vue extérieure générale du satellite embarquant le coronographe [25]

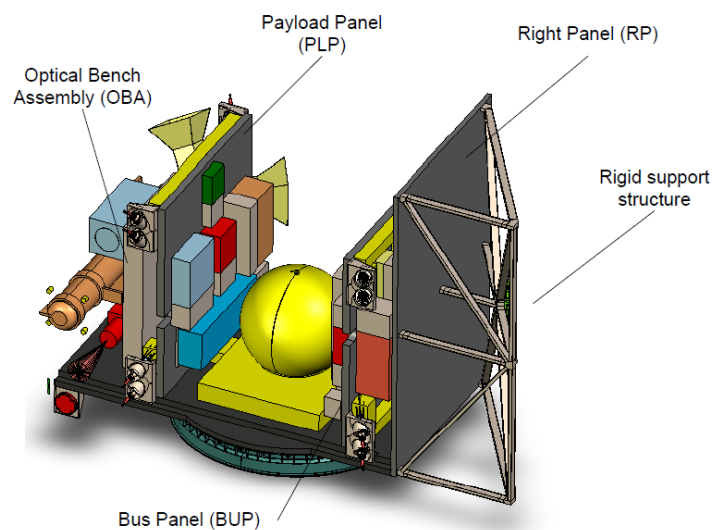


FIGURE 1.2 – Vue intérieure générale du satellite embarquant le coronographe [25]

Le coronographe de *Proba-3* est un coronographe classique de *Lyot*, occulté extérieurement. Cependant il est adapté à la configuration du vol en formation : le coronographe est embarqué dans un des satellites de la formation, qui se trouve en permanence (lors des mesures) dans l'ombre créée par le disque occultant le Soleil et porté par l'autre satellite. Il est donc toujours protégé des rayons solaires directs. De plus, la longue distance (150 m) entre les satellites permet de réaliser un dispositif "géant" qui simule très fidèlement le cas d'une éclipse solaire totale, cas idéal pour l'observation de la couronne solaire [26].

La figure (1.3) représente une configuration du vol en formation de la mission, en train d'effectuer des mesures sur la couronne solaire et permettant d'illustrer ce qui a été dit ci-dessus.

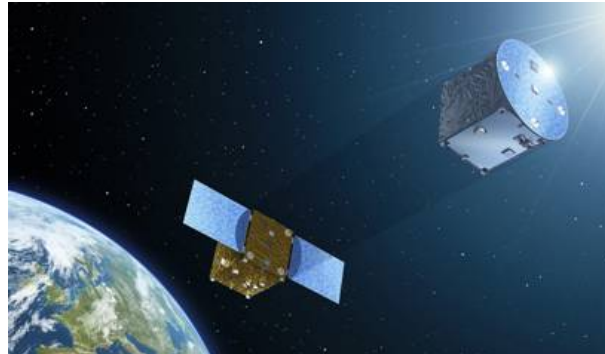


FIGURE 1.3 – Représentation du vol en formation [7]

Le coronographe de *Proba-3* pourra alors permettre une observation plus précise et plus complète de la couronne solaire que les observations réalisées jusqu'ici, en reproduisant quasiment le cas idéal de l'éclipse totale qui est très rare et très bref. En effet, la taille du dispositif permettra d'observer la couronne interne très proche du Soleil avec une très grande résolution, ce que les autres coronographes spatiaux n'étaient pas capables de faire. Le but scientifique de la mission est donc d'obtenir des informations supplémentaires sur la couronne du Soleil, en utilisant une nouvelle technologie, le vol en formation.

1.3 Plan du travail

Comme il a été dit précédemment, c'est le coronographe de *Proba-3* qui est le sujet d'intérêt de ce travail. La figure (1.4) représente le design préliminaire du coronographe, tel qu'il a été fourni par le *LAM*. C'est dans cet instrument que se trouve l'optique nécessaire à la focalisation des rayons de la couronne solaire au niveau du détecteur *CCD* se trouvant à l'arrière de la boîte optique.

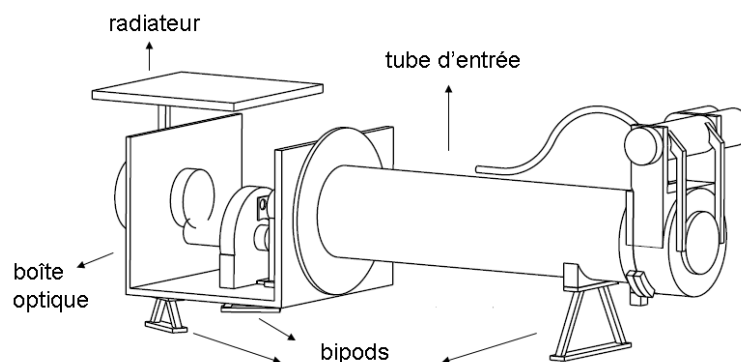


FIGURE 1.4 – Design préliminaire du coronographe [1]

Dans un premier temps, les différents éléments qui composent l'instrument seront dessinés à l'aide du logiciel *Catia*. Seuls les éléments annotés sur la figure (1.4) seront étudiés et analysés en détails. C'est-à-dire le tube d'entrée des rayons lumineux, la boîte optique, les bipods et le dispositif *FPA/Radiateur*. Les éléments de l'instrument qui ne font pas partie de l'étude détaillée seront soit complètement négligés dans les simulations numériques, soit représentés par des structures très simples ne tenant pas compte de leurs formes.

Après avoir réalisé le design de tous les composants, en essayant de les optimiser individuellement, le coronographe entier sera assemblé afin de pouvoir commencer l'étude de son comportement mécanique et thermo-mécanique. Il sera tout d'abord vérifié que le coronographe soit en accord avec les exigences de l'*ESA* d'un point de vue mécanique : fréquences propres et résistance aux sollicitations (statiques et sinusoïdales). Ensuite, l'analyse thermo-mécanique de l'instrument permettra de vérifier si les contraintes mécaniques rencontrées seront tolérables lorsque le satellite sera en orbite. Elle permettra également de vérifier si l'alignement de l'instrument est maintenu dans les cas opérationnels. Les résultats seront obtenus à l'aide de simulations numériques réalisées avec le logiciel *Samcef*.

Chapitre 2

Principes théoriques

Ce chapitre sera premièrement consacré à un bref rappel sur la méthode des éléments finis (*FEM*). Le principe de base de cette méthode sera présenté de manière générale dans le cadre de la mécanique des milieux continus. La description des calculs qui seront effectués dans ce travail à partir de cette méthode (analyse modale et calculs de réponses statiques et dynamiques) sera faite dans le chapitre 5 dédié à ces résultats. Évidemment, les calculs basés sur la méthode des éléments finis seront réalisés à partir du logiciel *Samcef* mais le but de ce rappel est de montrer ce qui se cache derrière le logiciel afin de ne pas simplement considérer *Samcef* comme une simple boîte noire.

Ensuite, un rappel sur les montages isostatiques sera fait afin de comprendre les avantages de ces montages et de voir pourquoi un tel montage est utilisé pour l'instrument étudié.

2.1 Méthode des éléments finis

2.1.1 Position du problème

La méthode des éléments finis est un outil mathématique permettant de déterminer une solution approchée d'une équation aux dérivées partielles sur un domaine compact où sont présentes des conditions limites de Dirichlet et/ou de Neumann. Elle est basée sur une discrétisation du domaine et des champs physiques associés au problème à résoudre (mécanique du solide, mécanique des fluides, thermique, ...) [5] [18] [19].

De manière parfaitement générale, on part d'une formulation faible d'un problème physique sur le domaine Ω où l'on cherche la solution u [18] :

$$\int_{\Omega} D(u) v \, d\Omega = \int_{\Omega} f v \, d\Omega \quad (2.1)$$

où $D(\cdot)$ est un opérateur différentiel et f est une fonction définie sur Ω . Le problème est de déterminer u vérifiant l'équation (2.1) pour toute fonction v définie sur Ω [18].

La *FEM*, elle, permet de résoudre les problèmes du type (2.1) de manière discrète en réalisant une discrétisation du domaine physique qui sera alors composé d'éléments connectés entre eux comme on peut le voir sur la figure (2.1).

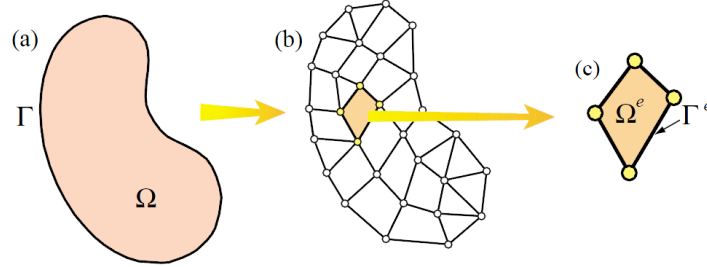


FIGURE 2.1 – Passage d'un domaine continu à un domaine discret pour la *FEM*

Le domaine étant désormais discret, les champs intervenant dans le problème seront également discrets (u, v, f). C'est là qu'est l'avantage de la méthode : on ne doit résoudre les équations du problème que pour un nombre limité de points au lieu de devoir les vérifier en tout point du domaine physique non discret : ce qui est impossible lorsque la complexité du problème est trop importante [18].

La démarche présentée ci-dessous, pour la mécanique des milieux continus, permet de comprendre comment passer des équations continues sur le domaine entier aux équations discrétisées d'abord au niveau d'un seul élément et puis, après assemblage, au niveau structurel.

2.1.2 Cas de la mécanique des milieux continus

Dans le cadre de la mécanique des milieux continus, nous considérerons que la solution recherchée est le déplacement en tout point du domaine $u(\mathbf{X})$ où \mathbf{X} est le vecteur des coordonnées repérant un point sur le domaine à l'instant initial (avant de subir un déplacement).

Principe des travaux virtuels au niveau élémentaire

Le principe des travaux virtuels nous donne, dans ce cadre [5] [6] [18] [19] :

$$\underbrace{\int_{\Omega} \delta \boldsymbol{\varepsilon} : \boldsymbol{\sigma} d\Omega}_{\delta W^{int}} + \underbrace{\int_{\Omega} \rho \delta \mathbf{u}^T \ddot{\mathbf{u}} d\Omega}_{\delta W^{inert}} = \underbrace{\int_{\Omega} \rho \delta \mathbf{u}^T \mathbf{b} d\Omega + \int_{\Gamma} \delta \mathbf{u}^T \mathbf{t} d\Gamma}_{\delta W^{ext}} \quad (2.2)$$

où $\delta \mathbf{u}$ est un déplacement virtuel cinématiquement admissible¹, $\boldsymbol{\varepsilon}$ est le tenseur de déformation, $\boldsymbol{\sigma}$ est le tenseur des contraintes, ρ est la masse volumique du matériaux constituant le solide, \mathbf{b} est le vecteur des forces volumiques et \mathbf{t} est le vecteur des forces

1. C'est-à-dire que $\delta \mathbf{u}$ est continu et est nul là où des conditions limites sur les déplacements sont imposées [19].

surfaiques.

Plaçons nous au niveau d'un élément (figure (2.1c)) afin de décrire le problème discrétisé à l'aide du principe des travaux virtuels. La *FEM* nous dit d'écrire le déplacement de la manière générale discrétisée [19] :

$$\mathbf{u}^e = \mathbf{N}^e \mathbf{q}^e \quad (2.3)$$

où \mathbf{u}^e est le vecteur des déplacements locaux de l'élément, \mathbf{q}^e est le vecteur des coordonnées généralisées des nœuds de l'élément et \mathbf{N}^e est la matrice des fonctions de formes de l'élément².

Le tenseur de déformation est par définition [5] [19] :

$$\boldsymbol{\varepsilon}^e = \partial \mathbf{N}^e \mathbf{q}^e = \mathbf{B}^e \mathbf{q}^e \quad (2.4)$$

où la dérivée partielle de la matrice des fonctions de formes se fait par rapport aux coordonnées de la configuration courante \mathbf{x} et \mathbf{B}^e est appelée la matrice des déformations.

Si on se place en élasticité linéaire, la loi de *Hooke* peut s'écrire $\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C} \boldsymbol{\varepsilon}$ [6] [13]. Ce qui nous permet avec l'équation (2.4) de réécrire la forme discrète du travail des énergies internes dans l'équation (2.2) :

$$\delta W^{int} = \underbrace{\int_{\Omega^e} \delta \boldsymbol{\varepsilon} : \boldsymbol{\sigma} d\Omega^e}_{\text{forme continue}} = \underbrace{\int_{\Omega^e} \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{B}^{eT} \mathbf{C}^e \mathbf{B}^e \mathbf{q}^e d\Omega^e}_{\text{forme discrete}} = \delta \mathbf{q}^{eT} \int_{\Omega^e} \mathbf{B}^{eT} \mathbf{C}^e \mathbf{B}^e d\Omega^e \mathbf{q}^e \quad (2.5)$$

$$\Rightarrow \delta W^{int} = \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{K}^e \mathbf{q}^e \quad (2.6)$$

où $\mathbf{K}^e = \int_{\Omega^e} \mathbf{B}^{eT} \mathbf{C}^e \mathbf{B}^e d\Omega^e$ est par définition la matrice de raideur de l'élément [5] [19].

De la même manière, on peut réécrire le deuxième terme de l'équation (2.2) de manière discrétisée :

$$\delta W^{inert} = \underbrace{\int_{\Omega^e} \rho \delta \mathbf{u}^T \ddot{\mathbf{u}} d\Omega^e}_{\text{forme continue}} = \underbrace{\int_{\Omega^e} \rho \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{N}^e \ddot{\mathbf{q}}^e d\Omega^e}_{\text{forme discrete}} = \delta \mathbf{q}^{eT} \int_{\Omega^e} \rho \mathbf{N}^{eT} \mathbf{N}^e d\Omega^e \ddot{\mathbf{q}}^e \quad (2.7)$$

$$\Rightarrow \delta W^{inert} = \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{M}^e \ddot{\mathbf{q}}^e \quad (2.8)$$

où $\mathbf{M}^e = \int_{\Omega^e} \rho \mathbf{N}^{eT} \mathbf{N}^e d\Omega^e$ est par définition la matrice de masse de l'élément [5] [19].

2. Les fonctions de forme d'un élément doivent respecter certains critères afin de pouvoir représenter correctement les champs discrétisés (déplacements ici). Pour plus d'informations, voir [5] [19]

Enfin, le dernier terme du principe des travaux virtuels, lié au travail des forces externes peut également se réécrire sous la forme :

$$\delta W^{ext} = \underbrace{\int_{\Omega} \rho \delta \mathbf{u}^T \mathbf{b} \, d\Omega + \int_{\Gamma} \delta \mathbf{u}^T \mathbf{t} \, d\Gamma}_{\text{forme continue}} = \underbrace{\int_{\Omega^e} \rho \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{b} \, d\Omega^e + \int_{\Gamma^e} \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{t} \, d\Gamma^e}_{\text{forme discrete}} \quad (2.9)$$

$$\Rightarrow \delta W^{ext} = \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{g}_{ext}^e \quad (2.10)$$

où $\mathbf{g}_{ext}^e = \int_{\Omega^e} \rho \mathbf{N}^{eT} \mathbf{b} \, d\Omega^e + \int_{\Gamma^e} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{t} \, d\Gamma^e$ est le vecteur des forces externes [5] [19].

Le principe des travaux virtuels exprimé à l'équation (2.2) se réécrit entièrement au niveau élémentaire après discrétisation du domaine par la méthode des éléments finis :

$$\delta \mathbf{q}^{eT} [\mathbf{M}^e \ddot{\mathbf{q}}^e + \mathbf{K}^e \mathbf{q}^e] = \delta \mathbf{q}^{eT} [\mathbf{g}_{ext}^e] \quad (2.11)$$

$$\Rightarrow \mathbf{M}^e \ddot{\mathbf{q}}^e + \mathbf{K}^e \mathbf{q}^e = \mathbf{g}_{ext}^e \quad (2.12)$$

L'objectif est de résoudre une équation du même type que (2.12) sur le domaine entier et non seulement au niveau d'un élément. C'est là que la méthode d'assemblage entre en jeu.

Assemblage

On connaît les expressions, pour un élément, du travail des forces internes (équation (2.6)), du travail des forces inertielles (équation (2.8)) et du travail des forces externes (équation (2.10)), et on aimerait passer à ces expressions pour l'ensemble des éléments qui composent le domaine Ω .

On part du principe que ces expressions sur l'ensemble du domaine ne sont rien d'autres que les sommes des contributions de chacun des N éléments [19] :

$$\delta W_S^{int} = \sum_{e=1}^N \delta W_e^{int} = \sum_{e=1}^N \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{K}^e \mathbf{q}^e \quad (2.13)$$

$$\delta W_S^{inert} = \sum_{e=1}^N \delta W_e^{inert} = \sum_{e=1}^N \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{M}^e \ddot{\mathbf{q}}^e \quad (2.14)$$

$$\delta W_S^{ext} = \sum_{e=1}^N \delta W_e^{ext} = \sum_{e=1}^N \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{g}_{ext}^e \quad (2.15)$$

Nous posons $\mathbf{q}^e = \mathbf{L}^e \mathbf{q}^S$ où \mathbf{L}^e est la matrice de localisation de l'élément e et \mathbf{q}^S est le vecteur des coordonnées généralisées structurales reprenant donc les coordonnées généralisées de tous les éléments. La matrice de localisation, elle, permet de définir où se

trouve l'élément e et de savoir à quelles autres éléments il est connecté [5] [19]. On peut alors réécrire les expressions précédentes :

$$\delta W_S^{int} = \sum_{e=1}^N \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{K}^e \mathbf{q}^e = \delta \mathbf{q}^{ST} \underbrace{\sum_{e=1}^N \mathbf{L}^{eT} \mathbf{K}^e \mathbf{L}^e}_{\mathbf{K}^S} \mathbf{q}^S \quad (2.16)$$

$$\delta W_S^{inert} = \sum_{e=1}^N \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{M}^e \ddot{\mathbf{q}}^e = \delta \mathbf{q}^{ST} \underbrace{\sum_{e=1}^N \mathbf{L}^{eT} \mathbf{M}^e \mathbf{L}^e}_{\mathbf{M}^S} \ddot{\mathbf{q}}^S \quad (2.17)$$

$$\delta W_S^{ext} = \sum_{e=1}^N \delta \mathbf{q}^{eT} \mathbf{g}_{ext}^e = \delta \mathbf{q}^{ST} \underbrace{\sum_{e=1}^N \mathbf{L}^{eT} \mathbf{g}_{ext}^e}_{\mathbf{g}_{ext}^S} \quad (2.18)$$

où \mathbf{K}^S , \mathbf{M}^S et \mathbf{g}_{ext}^S sont respectivement la matrice de raideur structurale, la matrice de masse structurale et le vecteur des forces externes structurales.

Après assemblage, la méthode des éléments finis nous permet d'écrire l'équation discrétisée suivante, découlant du principe des travaux virtuels :

$$\mathbf{M}^S \ddot{\mathbf{q}}^S + \mathbf{K}^S \mathbf{q}^S = \mathbf{g}_{ext}^S \quad (2.19)$$

L'enjeu est alors de résoudre cette équation (déterminer le vecteur des coordonnées généralisées \mathbf{q}^S) afin de pouvoir connaître les déplacements, les déformations, les contraintes, etc.

Dans *Samcef*, lorsqu'une structure est introduite dans le logiciel et qu'un maillage éléments finis est calculé sur cette structure, \mathbf{K}^S , \mathbf{M}^S et \mathbf{g}_{ext}^S sont calculés par le logiciel en fonction de la géométrie de la structure (et donc du maillage également), le matériau composant la structure, les conditions limites et les chargements imposés.

Les cas spécifiques d'utilisation de *Samcef* qui seront traités dans les chapitres 5 et 6 seront décrits plus précisément dans les chapitres dédiés.

2.2 Montage isostatique

2.2.1 Principe

Un montage mécanique, c'est-à-dire une structure solide fixée à un support, est dit isostatique si l'ensemble des réactions d'appui peuvent être déterminées univoquement à partir des seules équations d'équilibre statique du montage (voir équations (2.20) et (2.21)). Cela signifie que pour un tel montage, il n'y a aucune contrainte excédentaire qui pourrait introduire des déformations lors du montage qui pourraient alors engendrer des forces internes importantes (cas des systèmes hyperstatiques) [6] [9].

$$\sum(\vec{F}_{appliquees} + \vec{F}_{appui}) = 0 \quad (2.20)$$

$$\sum(\vec{M}_{appliquees} + \vec{M}_{appui}) = 0 \quad (2.21)$$

Pour une structure à trois dimensions, il est alors évident que le nombre de réactions d'appui rencontrées est de six afin d'être dans le cas isostatique. En effet, les équations vectorielles (2.20) et (2.21) peuvent être projetées selon les trois directions principales de l'espace (repère orthonormé) et donc faire place à six équations scalaires. Le système d'équation est donc fermé si on a précisément six inconnues.

2.2.2 Avantages et désavantages d'un tel montage

Les montages hyperstatiques sont généralement évités dans l'instrumentation optique de haute précision. En effet, cette discipline requiert des instruments stables (donc fixés à un support immobile) et avec une précision de pointage très importante (position de l'axe optique). Il est ainsi préférable d'éviter de réaliser un montage introduisant une déformation de la pièce initiale qui sera difficile à quantifier avec précision avant de réaliser le montage. De plus, les déformations engendrent des contraintes (qui peuvent être importantes) aux interfaces pièce/support. Ce qui explique le choix d'un montage isostatique [9].

Cependant, les montages isostatiques peuvent parfois être remplacés par des hyperstatiques afin de réaliser une structure plus rigide lorsque cela est nécessaire [9].

2.2.3 Réalisation pratique

D'un point de vue pratique, le design des montages doit être étudié afin de permettre des mouvements dans certaines directions afin de créer une structure quasi-isostatique.

En effet, si on prend l'exemple étudié ici, l'instrument sera monté sur son support à l'aide de trois pieds. Si ces trois pieds bloquaient chacun toutes les translations et rotations possibles de l'instrument, le montage serait hyperstatique : on aurait 18 réactions d'appui. Le design des pieds doit alors être pensé afin de permettre des rotations et des translations libres pour se retrouver à la fin avec un ensemble de six réactions d'appui entièrement déterminées par les équations d'équilibre.

Un moyen couramment utilisé est un design $1T3R$ (une translation libre et trois rotations libres) qui fournit alors, lorsqu'on utilise trois pieds de ce type, six réactions d'appui en translation : le système est alors bien isostatique. Lorsque la symétrie du système le permet (ce qui sera le cas ici), une configuration $1T2R$ peut être utilisée (une translation libre et deux rotations libres) [9].

Chapitre 3

Design général et exigences sur l'instrument

Ce chapitre a pour but de présenter dans un premier temps le design général de l'instrument étudié et défini par l'*ESA*. Les éléments qui seront étudiés en détail dans la suite du travail seront évidemment présentés avec plus d'intérêt.

Ensuite, dans un deuxième temps, les exigences fournies par l'*ESA* sur l'instrument seront également présentées afin de montrer quelles sont les contraintes sur le design et quels sont les objectifs qui doivent être atteints.

3.1 Design de l'instrument

La figure (3.1) représente le design préliminaire du coronographe tel qu'il a été présenté par le *LAM* au début du projet. Ce design n'est évidemment pas abouti et n'est qu'une première idée sur la structure de l'instrument.

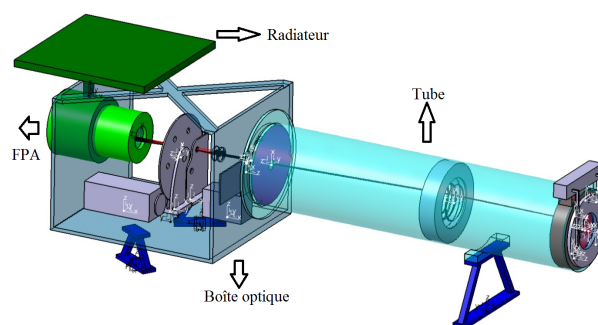


FIGURE 3.1 – Design préliminaire du coronographe présenté par le *LAM* [11]

Comme on peut le voir à la figure (3.1), les pieds de l'instrument, qui permettront de le fixer à l'*OBA*, sont des bipods et sont au nombre de trois. Ces caractéristiques font parties des exigences de l'*ESA* [25]. Les bipods font parties des éléments de la structure qui seront étudiés en détail dans le chapitre suivant. Leur design est la première priorité de ce travail.

Les autres éléments de l'instrument dont le design fera l'objet d'une étude dans le chapitre suivant sont le tube, la boîte optique contenant la roue à filtre (*FWA*), le mécanisme de l'obturateur (*SHM*) et les lentilles de relais (avec leur support) et l'ensemble *FPA*/radiateur qui se trouve à l'arrière de la boîte.

Les figures (3.2) et (3.3) montrent les dessins techniques présentés par l'*ESA* après déjà une certaine réflexion sur le design. En effet, contrairement à l'instrument présenté par le *LAM* à la figure (3.1), on peut voir que le tube et les bipods sont désormais placés de manière symétriques par rapport à la boîte optique alors qu'il existait un décalage auparavant. L'instrument possède un plan de symétrie, parallèle au plan *XY* et passant par l'axe optique.

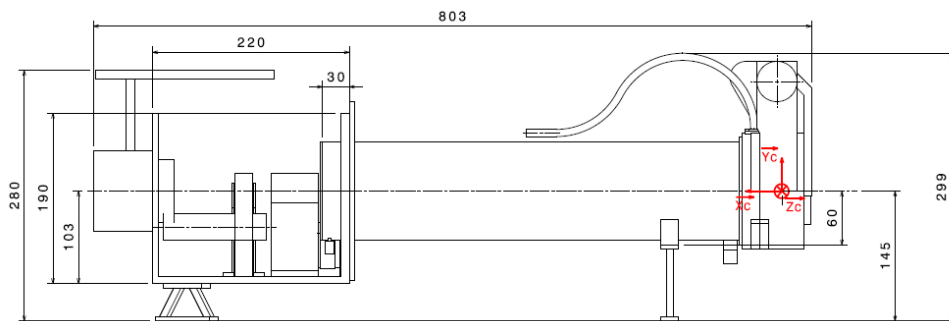


FIGURE 3.2 – Design préliminaire du coronographe : vue de profil dans le plan *XY* [1]

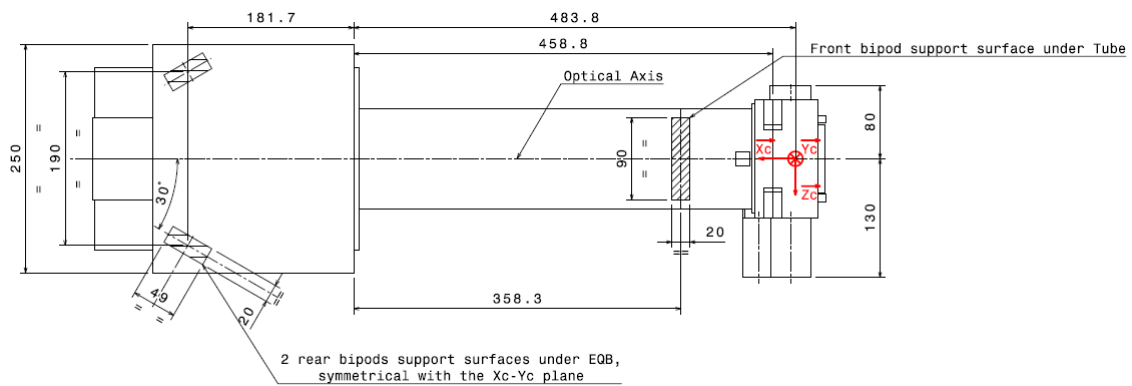


FIGURE 3.3 – Design préliminaire du coronographe : vue du bas dans le plan *XZ* [1]

Ces dessins techniques permettent également de voir quelles sont les contraintes sur le volume de l'instrument entier et sur le volume de certains éléments de celui-ci.

La longueur totale de l'instrument, de la porte d'entrée du tube à l'arrière du *FPA*, ne devra pas dépasser 803 *mm*. Cependant, la porte du tube ne sera pas modélisée dans ce travail, ne faisant pas partie des objectifs de cette étude.

La hauteur de l'instrument entre la partie des bipods fixée au banc optique et le dessus du radiateur est au maximum de 280 *mm*.

Ces dimensions maximales devront être respectées lors du design des éléments dans le chapitre suivant. Nous rediscuterons des dimensions lors du design individuel des bipods, de la boîte optique, du tube et du *FPA*/radiateur.

3.2 Exigences sur l'instrument

3.2.1 Volume et masse

Les exigences sur le volume occupé par l'instrument ont déjà été exposées brièvement dans la section précédente et sont présentées aux figures (3.2) et (3.3). Il est clair que les dimensions maximales de l'instrument seront respectées lors de la réalisation des designs. Les dimensions principales des éléments seront discutées dans le chapitre suivant, lors de la présentation individuelle des designs.

Les contraintes sur les masses des composants de l'instrument, elles, sont reprises au tableau (3.1).

Élément	Masse (<i>g</i>)	Coefficient de sécurité	Masse avec les marges (<i>g</i>)
Boîte	1883.5	1.20 * 1 = 1.2	2260.2
Tube	2108.6	1.20 * 1 = 1.2	2530.3
Bipods	504	1.05 * 1.2 = 1.26	635
Lentilles et support	192	1.1 * 1.2 = 1.32	253.5
<i>SHM</i>	600	1.2 * 1.2 = 1.44	864
<i>FWA</i>	1100	1.1 * 1.2 = 1.32	1452
<i>FPA</i>	1100	1.1 * 1.2 = 1.32	1452
Radiateur	1000	1.2 * 1.2 = 1.44	1440
Total	7788.1		10883.1

TABLE 3.1 – Bilan de masse pour le coronographe [3]

L'instrument, modélisé par les composants repris dans le tableau (3.1), ne devra pas dépasser une masse totale de 10.883 *kg* en tenant compte des marges de sécurité définies [3]. Les coefficients de sécurité sont définis de la manière suivante [24] :

1. Une marge de 5%, 10% ou 20% doit être considérée pour chacune des pièces prises séparément ;
2. Une marge de 20% supplémentaire doit être ajoutée lorsqu'il s'agit d'un ensemble de pièces, c'est-à-dire lorsque la pièce considérée est une sous-pièce d'un ensemble.

La boîte et le tube sont les seules pièces considérées comme simples alors que les autres sont toutes considérées comme faisant partie d'un ensemble et voient alors leur coefficient de maturité être multiplié par une marge de 20% (*FPA*, *FWA*, *SHM*, lentilles, radiateur

et bipods sont montés sur ou dans la boîte ou le tube).

Les composants repris dans le tableau sont ceux qui seront modélisés lors des simulations éléments finis dans *Samcef*. Cependant, les lentilles (et leur support), le *SHM* et le *FWA*, qui se situent tous à l'intérieur de la boîte optique, ne seront pas dessinés en détail. Des composants seront rajoutés au système pour tenir compte de leurs masses, de manière à ce que leurs centres de masse soient positionnés au bon endroit selon les spécifications de l'*ESA* [1] [3].

3.2.2 Exigences mécaniques

Première fréquence propre

Les fréquences propres des sous-structures d'un satellite et du satellite (comme les instruments, les panneaux solaires, les antennes) sont des paramètres primordiaux pour le design. En effet, le couplage dynamique entre le lanceur utilisé et le satellite (ainsi que ses composants) doit être le plus faible possible pour éviter des dommages lors du lancement[27].

La première exigence mécanique sur le coronographe concerne donc sa première fréquence propre de vibration. Sa valeur minimale a été fixée par l'*ESA*[25] à

$$f_1 \geq 140 \text{ Hz}$$

Sollicitations statiques et dynamiques

Ensuite, dans ce travail, il sera considéré les sollicitations de types statiques et sinusoïdales. Généralement, les chargements sinusoïdaux sont compris dans un domaine de fréquence entre 5 et 100 *Hz* (basses fréquences). Ces types de sollicitations sont déterminants pour le design mécanique d'un instrument à bord d'un satellite. En effet, lors du lancement, le satellite et donc ses composants internes seront soumis à des excitations statiques et dynamiques très importantes. Il faut alors évidemment vérifier que l'entièreté de la structure résistera au lancement [27].

La figure (3.4) reprend, pour rappel, les chargements dynamiques présents lors d'un lancement et également leurs causes.

Il faut noter qu'il ne sera pas traité ici les excitations de type aléatoires, acoustiques, ni les chocs, alors que ces cas sont présents lors de tout lancement. C'est un choix qui a été effectué au début de ce travail pour les sollicitations acoustiques et les chocs alors que les aléatoires n'ont pas pu être traitées par manque de temps. Les sollicitations statiques, qui ne sont pas reprises à la figure (3.4), seront par contre bel et bien traitées dans ce travail.

Les sollicitations sinusoïdales sont considérées comme transmises par le support. C'est-à-dire que dans le cas considéré ici, les forces (accélérations) de ce type sont appliquées au niveau des pieds de l'instrument qui le fixent à son support. Pour les sollicitations

Table 6.1 Sources of launch vehicle environments [Yunis 2005]

	Acoustics	Random Vibration	Sine Vibration	Shock
Lift-off	X	X		
Aerodynamics /Buffet	X	X		
Separation (stage, fairing, spacecraft)				X
Motor burn /Combustion/ POGO		X	X	

FIGURE 3.4 – Types et causes des sollicitations dynamiques rencontrés au lancement [27]

statiques (ou quasi-statiques), la force est considérée comme étant appliquée au niveau du centre de masse de l'instrument.

Selon les exigences de l'*ESA*, les sollicitations à prendre en compte pour le coronographe sont reprises dans les tableaux (3.2) et (3.3). Ce sont ces spécifications qui seront utilisées lors des simulations numériques détaillées dans le chapitre 5.

Direction	Amplitude (g)
X	2
Y	2
Z	7

TABLE 3.2 – Sollicitations statiques appliquées à l'instrument [25]

Direction longitudinale X	
Fréquences (Hz)	Amplitude (g)
5 - 100	20
Direction transversale Y	
Fréquences (Hz)	Amplitude (g)
5 - 100	20
Direction transversale Z	
Fréquences (Hz)	Amplitude (g)
5 - 100	20

TABLE 3.3 – Sollicitations sinusoïdales appliquées à l'instrument [25]

Il faut noter que la direction longitudinale (axe X) reprise dans ces tableaux est simplement la direction de l'axe optique de l'instrument tel qu'il a été présenté à la figure (3.3). Les axes Y et Z sont également définis en accord avec les figures (3.2) et (3.3) afin de

compléter le repère orthonormé. L'axe Y est celui perpendiculaire au plan de l' OBA , support où se fixent les pieds de l'instrument. Le plan XZ , lui, est parallèle au plan de l' OBA .

Le tableau (3.3) montre que les tests pour les chargements sinusoïdaux sont très simples : une amplitude constante est considérée pour les fréquences allant de 5 Hz à 100 Hz . Il faut cependant préciser que dans le test réel, l'accélération aux basses fréquences est limitée. En effet, l'amplitude de la réponse à ces faibles fréquences est simplement impossible à réaliser avec les pots vibrants. En pratique, on limite soit le déplacement, soit la vitesse lors de la définition du test. Néanmoins, à partir de $20 - 25\text{ Hz}$ ce sont bien les 20 g qui sont appliqués[20].

3.2.3 Chargements thermo-mécaniques

L'analyse thermique de l'instrument a été effectuée au Centre Spatial de Liège (CSL) pendant la réalisation de ce travail. Les résultats obtenus sont présentés dans cette section afin de pouvoir décrire les chargements thermo-mécaniques que l'instrument subira dans toutes les configurations qu'il rencontrera au cours d'une période d'orbite autour de la Terre.

Tout d'abord, la figure (3.5) représente les sept configurations différentes rencontrées sur l'orbite du satellite embarquant le coronographe.

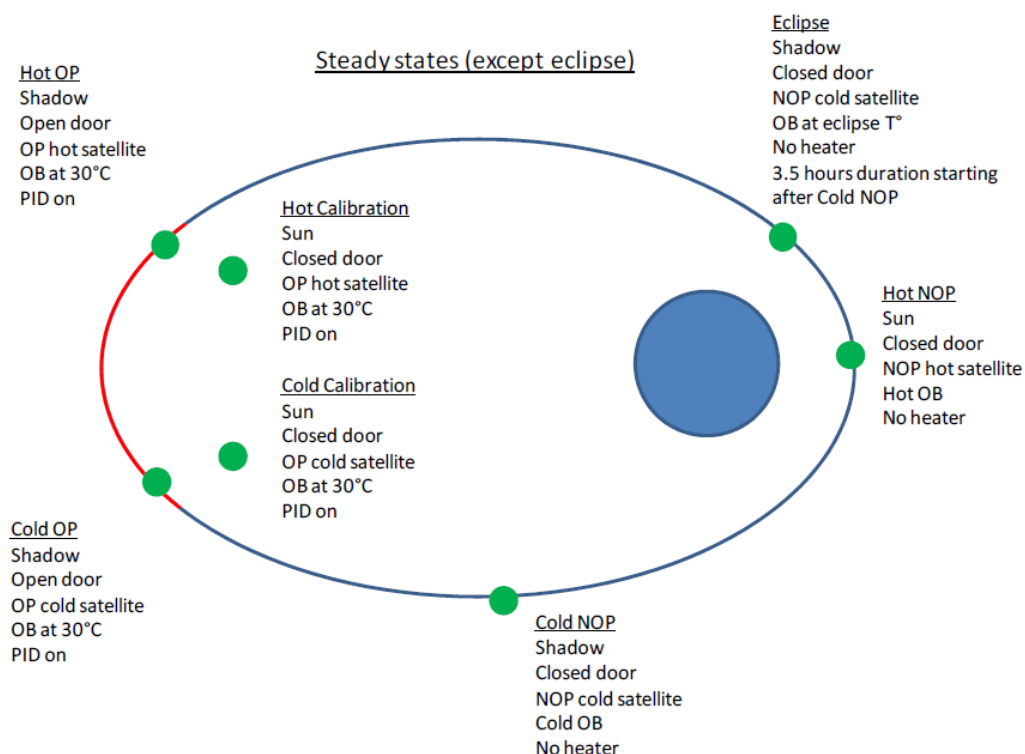


FIGURE 3.5 – Configurations étudiées dans l'analyse thermique stationnaire du CSL [11]

Dans ce travail, seuls les cas stationnaires seront traités afin de faciliter l'analyse

numérique réalisée avec *Samcef*. Il faut cependant bien souligner que ces cas stationnaires sont des approximations des cas réels rencontrés étant donné que l'environnement thermique de l'instrument change au cours du temps et que les transferts de chaleur ne se font évidemment pas de manière infiniment rapides. Ces situations stationnaires sont néanmoins très intéressantes car elles représentent les cas thermiques extrêmes : ceux qui permettent de vérifier le design de l'instrument et/ou d'apporter les modifications nécessaires pour s'assurer que l'instrument résistera aux contraintes mécaniques dues aux différences de températures entre les éléments de celui-ci.

Notons que l'instrument sera monté à une température de 20°C . Cette température sera donc la référence pour tous les composants de l'instrument, c'est-à-dire que la configuration non déformée (thermo-mécaniquement) sera rencontrée lorsque tous les composants seront à cette température. Au cours des cas opérationnels, la température de l'instrument sera régulée à 34°C par un régulateur *PID* (*Proportionnel-Intégral-Dérivé*) alimentant des chaufferettes. Ce qui introduira déjà une différence de température par rapport à la référence.

Les tableaux (3.4) à (3.7) reprennent les résultats de l'étude thermique stationnaire [11]. On peut y voir les températures atteintes par les composants qui seront étudiés dans ce travail. La différence de température entre les éléments et la référence induira des contraintes mécaniques au sein de l'instrument. Le but de l'étude qui sera menée dans le chapitre 6 est de déterminer ces contraintes et de vérifier qu'on ne dépasse pas les limites élastiques ou même les limites de rupture des matériaux utilisés. Il faudra aussi vérifier si l'instrument ne déforme pas de trop dans les cas opérationnels en vérifiant le déplacement de l'axe optique. Cela sera évidemment plus détaillé dans le chapitre dédié.

Élément	Cas chaud	Cas froid
Boîte	34.0 °C	34.0 °C
Tube	34.0 °C	34.0 °C
Banc Optique	30.0 °C	30.0 °C
<i>FWA</i>	34.3 °C	33.4 °C
<i>FPA</i> : fenêtre	27.5 °C	26.3 °C
<i>FPA</i> : support	23.1 °C	21.7 °C
Radiateur	-104.0 °C	-104.3 °C
<i>CCD</i>	-71.8 °C	-72.2 °C

TABLE 3.4 – Températures dans les cas opérationnels chaud et froid [11]

Élément	Cas chaud	Cas froid
Boîte	37.7 °C	34.7 °C
Tube	45.1 °C	41.7 °C
Banc Optique	30.0 °C	30.0 °C
<i>FWA</i>	37.2 °C	33.6 °C
<i>FPA</i> : fenêtre	30.3 °C	26.5 °C
<i>FPA</i> : support	25.6 °C	21.9 °C
Radiateur	-103.5 °C	-104.3 °C
<i>CCD</i>	-71.0 °C	-72.1 °C

TABLE 3.5 – Températures dans les cas de calibration chaud et froid [11]

Élément	Cas chaud	Cas froid
Boîte	22.2 °C	-52.4 °C
Tube	9.1 °C	-62.3 °C
Banc Optique	30.0 °C	-30.0 °C
<i>FWA</i>	21.8 °C	-52.8 °C
<i>FPA</i> : fenêtre	20.8 °C	-58.0 °C
<i>FPA</i> : support	20.3 °C	-59.3 °C
Radiateur	0.6 °C	-129.4 °C
<i>CCD</i>	5.4 °C	-113.5 °C

TABLE 3.6 – Températures dans les cas non-opérationnels chaud et froid [11]

Élément	Éclipse
Boîte	-42.8 °C
Tube	-48.7 °C
Banc Optique	-30.0 °C
<i>FWA</i>	-43.0 °C
<i>FPA</i> : fenêtre	-43.5 °C
<i>FPA</i> : support	-43.6 °C
Radiateur	-51.6 °C
<i>CCD</i>	-49.1 °C

TABLE 3.7 – Températures en éclipse [11]

Chapitre 4

Design thermo-mécanique

Ce chapitre est consacré à la présentation des différents designs réalisés pour les éléments qui composent l'instrument étudié. L'ensemble des designs ont été réalisés à l'aide du logiciel *Catia V5*.

4.1 Pieds

L'ensemble des modèles réalisés pour les pieds sont inspirés de designs présentés auparavant par *Construcciones Aeronauticas* [9], qui présentent une rigidité importante dans certaines directions et une certaine flexibilité dans d'autres, permettant alors de se ramener à un montage final quasi-isostatique.

4.1.1 Sélection du matériau

Il faut évidemment, avant toute chose, choisir un matériau adéquat pour les pieds de l'instrument qui le fixeront à son support. Il faut pour cela prendre en compte les caractéristiques mécaniques et thermiques des matériaux : masse volumique, module de *Young*, limite d'élasticité, contrainte de rupture, conductivité thermique, coefficient de dilatation thermique, ... En fonction de ces propriétés et des spécifications associées au rôles des pieds, certains matériaux sont plus évidents que d'autres pour la confection des pieds du coronographe.

Nous voulons évidemment un matériau le plus léger possible pour limiter la masse des pieds. La masse est toujours un sujet délicat dans le domaine du spatial, chaque gramme supplémentaire coûte beaucoup.

D'un point de vue mécanique, l'idéal serait d'avoir un matériau assez rigide (module de *Young* important) et qui possède une limite élastique et une de rupture importantes. En effet, ce sont les pieds qui a priori vont rencontrer les contraintes les plus importantes lors des sollicitations mécaniques et thermo-mécaniques étant donné qu'ils sont la liaison entre l'instrument et son support.

D'un point de vue thermique et/ou thermo-mécanique, l'idéal serait un matériau qui possède une conductivité thermique plutôt faible afin de limiter la conduction entre l'ins-

trument et son support. La conductance thermique globale des pieds ne doit pas dépasser 0.0118 W/K [4].

Définissons deux paramètres dépendant du matériau choisi, que nous voudrions maximiser : $\alpha = \frac{E}{\rho}$ et $\beta = \frac{E}{k}$ où E est le module de *Young* du matériau, ρ sa masse volumique et k sa conductivité thermique. Le matériau qui aura les rapports α et β les plus grands sera le meilleur choix pour modéliser les pieds du coronographe. Le tableau (4.1) dresse une comparaison de quelques matériaux par rapport aux coefficients définis à l'instant.

	Acier Inoxydable	Aluminium	Cuivre	Titane
$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	8000	2700	8930	4500
$E \text{ (MPa)}$	203 000	69 000	124 000	114 000
$k \text{ (W m}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{)}$	35	237	393	17
$\alpha = \frac{E}{\rho}$	25.37	25.55	13.89	25.33
$\beta = \frac{E}{k}$	5800	291.14	315.52	6705.88

TABLE 4.1 – Comparaison de différents matériaux pour les bipods [12]

D'après le tableau précédent, le coefficient α ne semble pas être un bon moyen de choisir le meilleur matériau mais un bon moyen de supprimer le cuivre de la course. En effet, le α_{cuivre} est beaucoup plus faible que ceux des autres matériaux qui sont quasiment identiques. Par contre le coefficient β , lui est un bon critère de sélection pour départager l'acier, l'aluminium et le titane : le β le plus grand est celui du titane, et de loin par rapport aux autres.

Un choix judicieux d'un matériau est donc celui du titane. Plus précisément, nous considérerons le *Ti6Al4V* qui possèdent les propriétés reprises au tableau (4.2).

Propriété	
Masse volumique	4430 kg/m^3
Module de <i>Young</i>	113800 MPa
Coefficient de <i>Poisson</i>	0.342
Limite élastique	1110 MPa
Limite de rupture	1250 MPa
Conductivité thermique	$6.7 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Coefficient de dilatation thermique	$9 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$
Chaleur spécifique	$527.54 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$

TABLE 4.2 – Propriétés mécaniques et thermiques du *Ti6Al4V* [12] [21]

Comme on peut le constater à partir du tableau ci-dessus, le *Ti6Al4V* possède un module de *Young* très élevé de 113800 MPa , ce qui rend ce matériau très rigide. Il est également assez léger, sa masse volumique est beaucoup plus faible que celle de l'acier par exemple, qui est également un matériau très rigide.

Les limites élastiques et de rupture du $Ti6Al4V$ sont très importantes (supérieures à 1000 MPa), ce qui est un critère assez intéressant. En effet, sachant a priori que les pieds seront fortement contraints lors du lancement du satellite et également au cours de la mission (contraintes thermo-mécaniques), il est préférable de choisir un matériau capable de supporter des contraintes très importantes sans se rompre ou même se plastifier.

Enfin, la conductivité thermique de ce matériau est assez faible, surtout en comparaison de celle de l'aluminium par exemple, ce qui est recherché pour limiter la conduction de chaleur par les pieds.

4.1.2 Premier design

Le premier pied à avoir été dessiné est représenté à la figure (4.1). Sa hauteur (dans la direction z) est de 50 mm afin de respecter les dimensions maximales spécifiées à la figure (3.2). Notons que le repère (x, y, z) est lié aux bipods (axes propres). Il faut bien distinguer le repère en lettre majuscules (lié à l'instrument) et celui en minuscules (lié aux bipods). La partie en V qui sépare les deux appuis du pied sur son support est orientée à 45° par rapport au support (voir figure (4.1b)). Ce modèle étant le premier, le choix d'une telle orientation est assez logique afin d'avoir une référence pour les prochains designs qui auront des orientations soit plus grandes soit plus petites.

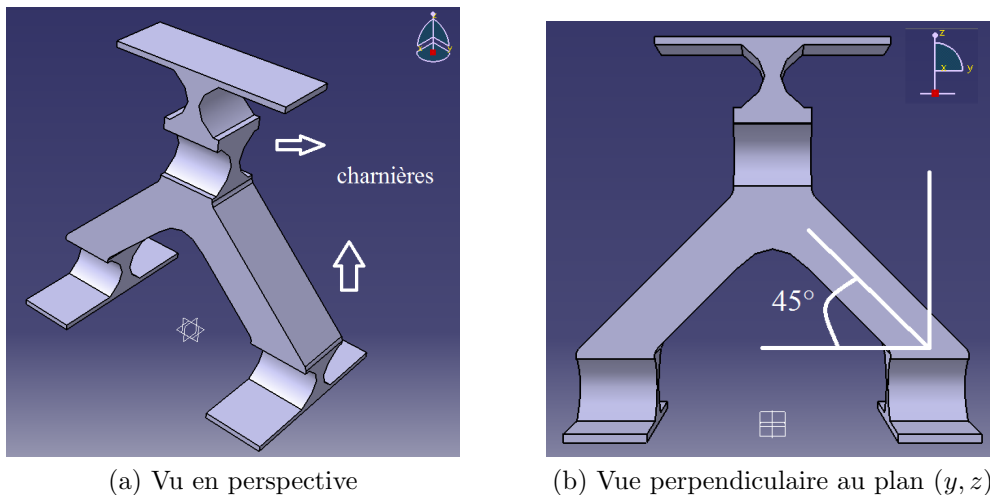


FIGURE 4.1 – Premier design des bipods

Ce bipode présente une rigidité en translation importante dans les directions y et z alors qu'il est nettement plus flexible dans la direction x . Les parties charnières selon l'axe y permettent d'effectuer des translations selon x et des rotations autour de l'axe y alors que la charnière selon x au sommet du pied permet la rotation autour de l'axe x . C'est ainsi un modèle assez rigide mais qui ne bloque pas complètement tous les mouvements afin de pouvoir se déformer et laisser une certaine liberté de mouvement à la structure qu'il supportera : cela permettra de réaliser un montage global quasi-isostatique.

Les parties dites charnières comportent chacune un étranglement qui a, à sa partie la moins épaisse, une largeur de 2 mm .

L'épaisseur du pied dans la direction x est seulement de 10 mm . Au final ce premier modèle comporte des petites dimensions afin de limiter la masse du pied dans un premier temps et de ne pas se retrouver avec un élément beaucoup trop rigide.

4.1.3 Deuxième design

Le second pied à avoir été dessiné est représenté à la figure (4.2). Encore une fois (et ce sera pareil pour les deux prochains design) sa hauteur est de 50 mm afin de respecter les dimensions maximales spécifiées à la figure (3.2). La partie en V qui sépare les deux appuis du pied est orientée à 60° par rapport au plan du support.

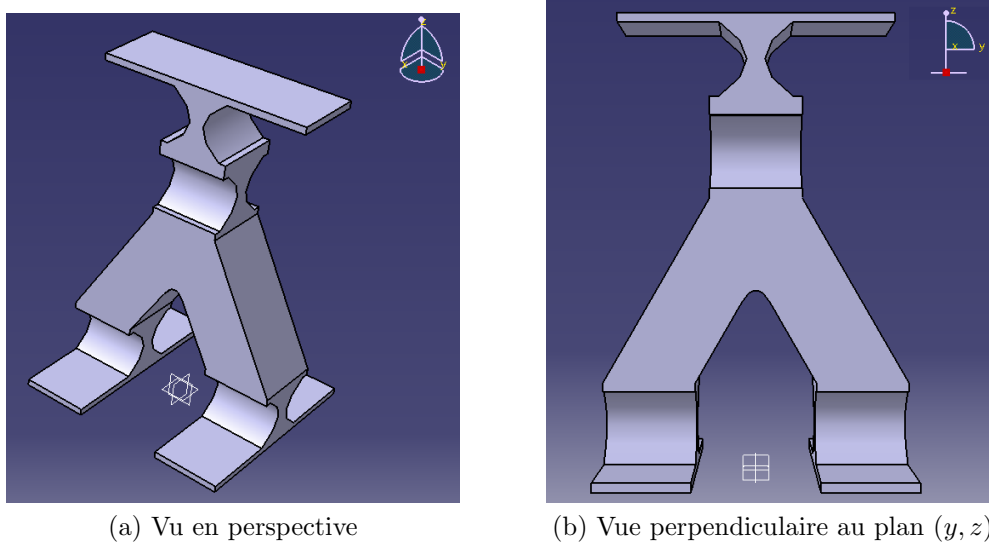


FIGURE 4.2 – Deuxième design des bipods

Ce deuxième bipode présente une rigidité importante dans la direction z alors qu'il est nettement plus flexible dans les directions x et y . C'est là que se situe la différence par rapport premier modèle : celui-ci est nettement moins rigide en translation dans la direction y étant donné que ces deux appuis, orientés à 60° , sont beaucoup plus proches et ne permettront pas de reprendre les sollicitations dans cette direction. Cela peut se comparer à un homme qui cherche à obtenir une stabilité latérale importante : il écarte les jambes au lieu de les coller l'une à l'autre.

Les parties charnières et l'épaisseur sont identiques par rapport au modèle précédent. Seule la partie en V est changée.

4.1.4 Troisième design

Le troisième pied est représenté à la figure (4.3). La partie en V qui sépare les deux appuis du pied est orientée cette fois-ci à 30° par rapport au plan du support. C'est à

nouveau la seule partie différente qui existe entre ce modèle et les deux précédents.

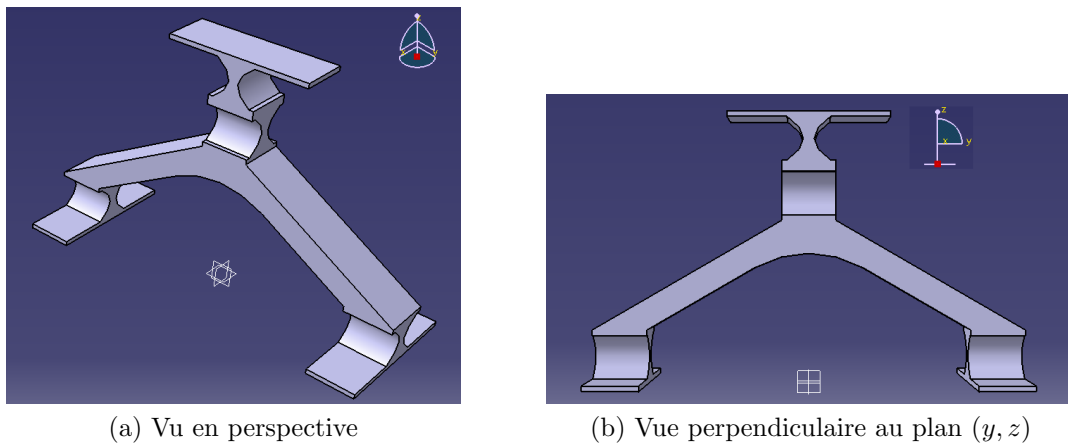


FIGURE 4.3 – Troisième design des bipods

Dans ce cas précis, l'orientation plus faible de 30° par rapport au plan du support amène les deux appuis de la partie en V à se retrouver plus éloignés afin de garder la même hauteur pour le pied dans la direction z . Nous sommes donc dans la configuration parfaitement opposée au deuxième design. Ce nouveau modèle présente donc une rigidité en translation dans la direction transversale y plus importante que précédemment.

Il est bien sur évident que ces critères de rigidité ou de flexibilité selon certains axes restent ici qualitatifs et non quantitatifs : ces conclusions sont simplement basées sur la géométrie des pieds. Le comportement mécanique des pieds ne sera vraiment mis en avant que dans le chapitre suivant portant sur l'analyse mécanique de l'instrument.

4.1.5 Quatrième design

Le quatrième et dernier design est représenté à la figure (4.4).

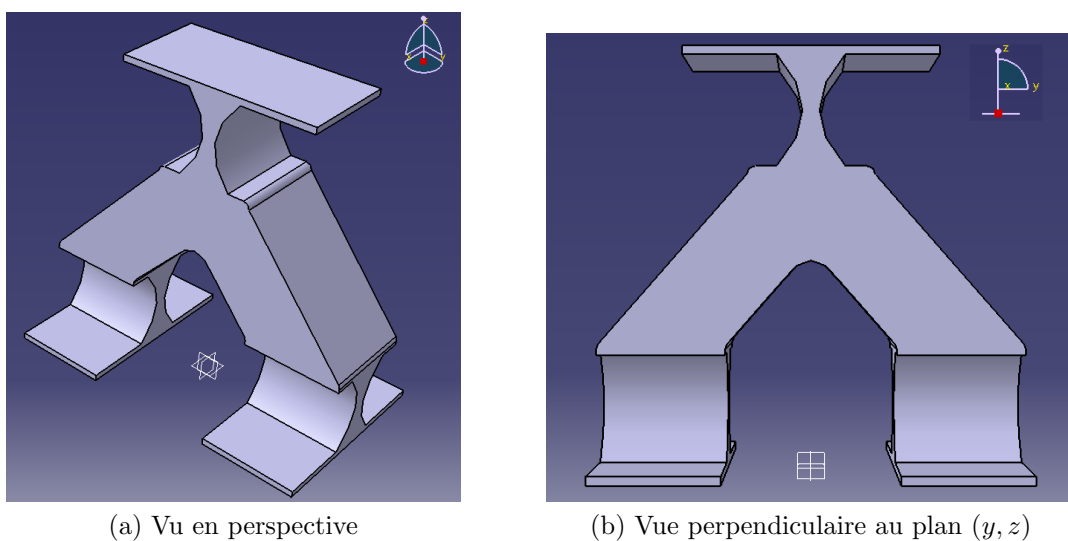


FIGURE 4.4 – Quatrième design des bipods

Ce dernier modèle est assez différents des trois précédents à plusieurs niveaux comme on peut le voir sur la figure (4.4).

Premièrement, il n'y a plus que trois parties charnières présentes alors que les autres modèles en comportent quatre. La charnière selon y se trouvant au sommet du bipod a été supprimée.

Ensuite, l'épaisseur du pied a été augmentée de 10 mm à 15 mm afin d'obtenir un élément à priori globalement plus rigide.

Enfin la partie en V est désormais orientée à 48.8° afin de respecter certaines dimensions maximales : hauteur de 50 mm selon z et largeur totale du pied au niveau du support de 50 mm également. La deuxième dimension a été choisie afin d'avoir un modèle qui possède la même largeur au niveau du support que le premier design. De plus, cela nous donne une orientation assez proche des 45° de ce même design. Il sera donc intéressant de comparer ces deux modèles.

4.1.6 Sélection du design

Il est maintenant venu le moment de comparer quantitativement les quatre designs présentés ci-dessus, afin de pouvoir en sélectionner un ou deux pour être utilisé sur le modèle complet de l'instrument.

Le premier critère de sélection évident est la masse du pied. Il est évident que ce critère est très important dans la spatial, comme cela l'a déjà été rappelé. Le tableau (4.3) reprend les masses des différents designs lorsque les pieds sont considérés en titane du type $Ti6Al4V$.

Modèle	Masse (en g)
Premier design	28.8
Deuxième design	27.8
Troisième design	30.0
Quatrième design	55.1

TABLE 4.3 – Bilan massique des différents designs pour les pieds

Le second critère porte sur la conductance thermique globale du pied dans la direction z : elle doit être inférieure ou égale à 0.0118 W/K [4].

Pour déterminer cette conductance thermique avec précision, une étude simple a été menée avec le module *Thermal* de *Samcef*. Pour chacun des bipods un flux de chaleur de 1000 W/m^2 a été imposé au sommet et dans la direction z . La température des deux appuis au niveau du support a également été fixée à 20°C . Le problème de conduction est alors bien posé avec une condition limite de *Dirichlet* et une condition limite de *Neumann*. Connaissant la surface supérieure de chacun des bipods, la quantité de chaleur Q (en W)

qui traverse le bipod dans la direction z .

Ensuite, la résolution du problème avec *Samcef* nous permet d'obtenir la distribution de température au sein des bipods. L'analogie électrique (voir figure (4.5)) utilisée en conduction de la chaleur permet alors de déterminer la conductance G de l'élément à partir de [16] :

$$G = \frac{Q}{|T_2 - T_1|} = \frac{Q}{\Delta T} [W/K] \quad (4.1)$$

où ΔT est la différence de température entre les extrémités de l'élément.

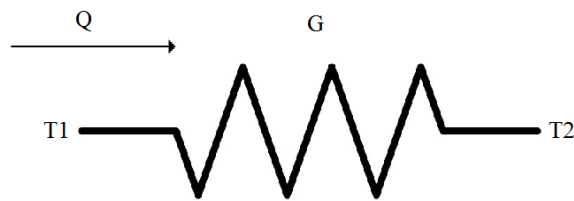


FIGURE 4.5 – Schéma électrique équivalent pour la conduction thermique dans le bipod

La figure (4.6) représente la distribution de température déterminée par le logiciel de calculs éléments finis pour le cas du premier design (voir annexe A.1 pour les autres résultats).

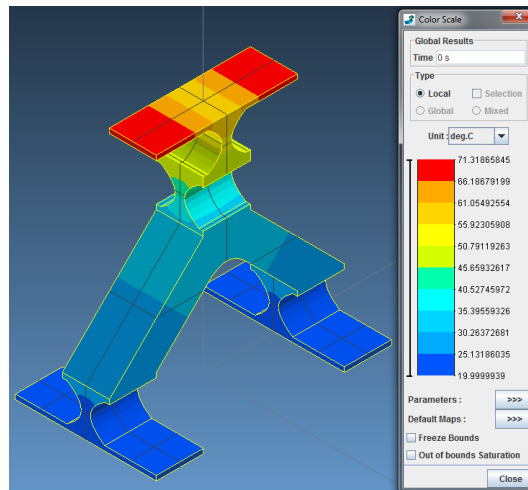


FIGURE 4.6 – Distribution de température dans le premier design pour le calcul de conductance thermique

La différence de température entre les extrémités du pied est précisément $\Delta T = 51.32 K$, comme cela peut être constaté sur la figure (4.6). Sachant que la surface

supérieure du pied est $3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ et que le flux sous incidence normale à cette surface est 1000 W/m^2 , la quantité de chaleur apportée est $Q = 0.3 \text{ W}$. La conductance thermique du premier design est alors

$$G_1 = \frac{0.3}{51.32} = 0.0058 \text{ W/K}$$

A partir de cette démarche il a donc été possible de déterminer la conductance thermique des quatre designs. Elles sont reprises au tableau (4.4).

Modèle	Conductance (en W/K)
Premier design	0.0058
Deuxième design	0.0061
Troisième design	0.0051
Quatrième design	0.0096

TABLE 4.4 – Conductance thermique des différents designs pour les pieds

Il est ainsi facile de constater que tous les designs respectent l'exigence sur la valeur maximale tolérée pour la conductance thermique des bipods.

D'un point de vue mécanique, une orientation de la partie en V à 45° semble être le meilleur compromis par rapport à la rigidité selon l'axe y , permettant de se rapprocher d'un montage quasi-isostatique. Le premier design pourrait donc être très intéressant à étudier sur la structure globale de l'instrument. Ce modèle est le deuxième plus léger et est celui qui possède la deuxième conductance la plus faible : il est donc plus intéressant d'un point de vue massique que le troisième design (avec la conductance la plus faible) et d'un point de vue thermique de le deuxième design (avec la masse la plus faible). C'est donc vers ce design que nous allons premièrement nous tourner. Afin de pouvoir le comparer à un autre modèle, nous sélectionnerons également le quatrième design. En effet, ce design est plus lourd et a la plus grande conductance, mais il est plus épais que les autres. Il peut donc être important afin de voir si d'un point de vue mécanique, il peut être plus performant ou pas que le premier design.

Les deux designs étant choisis, ils ont été adaptés afin de pouvoir insérer dans le modèle les vis qui permettront aux bipods d'être rattachés à la fois à l'instrument (fixation au niveau de la boîte optique et du tube) et au banc optique, support de l'instrument.

La figure (4.7) représente les designs modifiés des modèles sélectionnés.

Il a évidemment fallu agrandir et épaissir les parties inférieures et supérieures afin de pouvoir y placer des vis sans soucis d'encombrement. Ces augmentations dimensionnelles seront prises en compte pour le dimensionnement d'autres parties de l'instrument (comme la distance radiateur/boîte optique), afin de respecter le volume maximal du coronographe. Les vis sélectionnées sont référencées par *ISO 4762 M6x16 Steel hexagon socket head*. Ces vis ont donc une longueur de 16 mm et un diamètre de 6 mm . La règle de bonne conduite nous dit de laisser une longueur de deux fois le diamètre (ou plus)

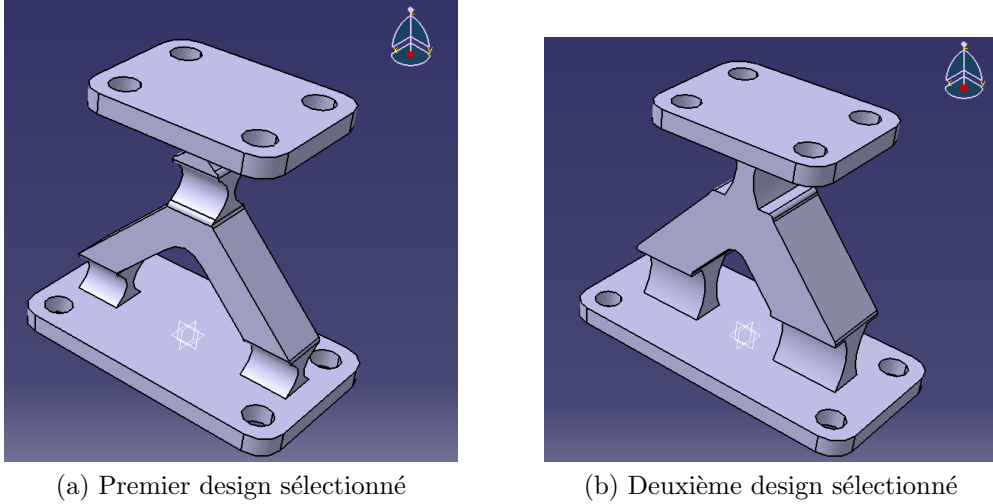


FIGURE 4.7 – Designs sélectionnés permettant l’insertion de vis au niveau des bipods

dépasser de la partie à fixer (ici le pied), c’est donc pourquoi l’épaisseur des zones portant les vis a été ici imposée à 4 mm , afin de laisser dépasser 12 mm (2 fois le diamètre).

Les modèles ayant été changés, leur masse et leur conductance thermique ont changé. Ces nouvelles caractéristiques sont reprises dans le tableau (4.5).

Modèle	Masse (en g)
Premier design	91.77
Quatrième design	108.97
	Conductance (en W/K)
Premier design	0.0065
Quatrième design	0.0114

TABLE 4.5 – Nouvelles propriétés des design pour les pieds sélectionnés

Les conductances thermiques sont légèrement plus élevées mais respectent toujours la limite maximale. La masse des pieds a elle aussi augmentée mais de manière significative : elle a triplé pour le premier design et doublé pour pour le second. Néanmoins il n’était pas possible d’éviter ces augmentations si nous voulions insérer des vis, et la masse totale des trois bipods pris ensemble pour l’instrument est également inférieure à la limite fixée et reprise au tableau (3.1).

4.2 Boîte optique et tube

4.2.1 Sélection du matériau

Comme pour les pieds, il faut choisir un matériau adéquat pour la boîte et le tube de l’instrument. Les contraintes, a priori, sur la sélection du matériau sont moins impor-

tantes que pour les pieds. Il faut cependant encore une fois sélectionner un matériau le plus léger possible et avec une rigidité acceptable. Le choix le plus commun est celui de l'aluminium : léger, assez rigide par rapport à sa masse volumique et facile à usiner.

D'un point de vue thermique, l'idéal serait un matériau qui possède une conductivité thermique importante afin de faciliter la conduction au sein de l'instrument lui-même et donc le contrôle de sa température globale.

Le choix s'est porté ici sur l'aluminium *6061-T6*, couramment utilisé dans le domaine spatial. Ses propriétés sont reprises au tableau (4.6).

Propriété	
Masse volumique	2700 kg/m^3
Module de <i>Young</i>	68900 MPa
Coefficient de <i>Poisson</i>	0.33
Limite élastique	276 MPa
Limite de rupture	310 MPa
Conductivité thermique	$167 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Coefficient de dilatation thermique	$24 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$
Chaleur spécifique	$895.97 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$

TABLE 4.6 – Propriétés mécaniques et thermiques de l'aluminium *6061-T6* [12] [22]

4.2.2 Boîte optique

La boîte optique est un élément très important du coronographe. D'après les exigences de l'*ESA* (figures (3.2) et (3.3)), la boîte en elle-même est un parallélépipède dont les dimensions maximales sont $220 \times 190 \times 250 \text{ mm}$. Son épaisseur, elle, n'a pas été imposée.

Cet élément contiendra d'autres composants comme les lentilles relais, la roue à filtre (*FWA*) et l'obturateur (*SHW*) qui seront donc à l'intérieur de la boîte. Elle a également plusieurs interfaces avec d'autres éléments de l'instrument : le tube, deux des trois bipods et le *FPA*.

Orientation des bipods

Un des enjeux primordiaux dans le design de la boîte est de savoir comment positionner les deux bipods par rapport à celle-ci : quelle orientation choisir pour obtenir une configuration optimale? Ce choix a été étudié par rapport aux premières fréquences propres attendues de l'instrument. Les pieds étant effectivement moins rigides dans les directions x et y que dans la direction z (selon leurs axes propres présentés dans la section précédentes), les premiers modes de vibrations de l'instrument sont attendus selon les deux directions principales se trouvant dans le plan de l'*OBA* (X et Z). Deux études très simples basées sur un système à un degré de liberté ont été effectuées afin de pouvoir

obtenir une courbe décrivant les deux premières fréquences propres en fonction de l'orientation des bipods.

Le premier système à un degré de liberté, selon l'axe X de l'instrument (parallèle à l'axe optique), est représenté schématiquement à la figure (4.8).

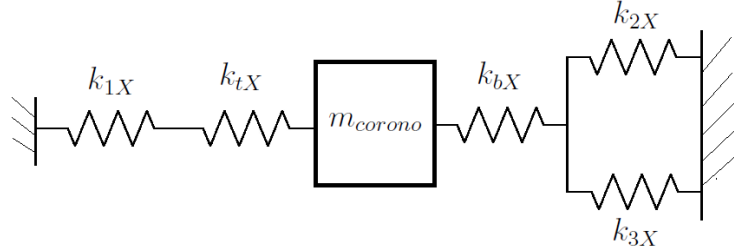


FIGURE 4.8 – Système à un degré de liberté pour décrire l'instrument selon X

Les éléments de raideur k_{1X} , k_{2X} et k_{3X} permettent de modéliser les trois bipods qui sont donc encastres au niveau du support de la structure et k_{tX} et k_{bX} permettent respectivement de modéliser le tube et la boîte optique. La masse du coronographe est, elle, placée à l'interface entre le tube et la boîte afin de simplifier le modèle. Le système peut être remplacé par un schéma équivalent représenté à la figure (4.9) :

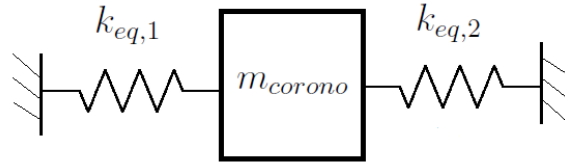


FIGURE 4.9 – Schéma équivalent du système à un degré de liberté

où on a [14] :

$$k_{eq,1} = \frac{k_{1X}k_{tX}}{k_{1X} + k_{tX}} ; k_{eq,2} = \frac{k_{2X}k_{bX} + k_{3X}k_{bX}}{k_{2X} + k_{3X} + k_{bX}} \quad (4.2)$$

Pour un tel système dynamique, on calcule simplement la première pulsation propre par la formule [14] :

$$\omega = \sqrt{\frac{k_{eq,1} + k_{eq,2}}{m_{corono}}} \quad (4.3)$$

Le second système étudié, selon l'axe Z de l'instrument (perpendiculaire à X et dans le plan de l' OBA), est fortement similaire au précédent et est représenté à la figure (4.10).

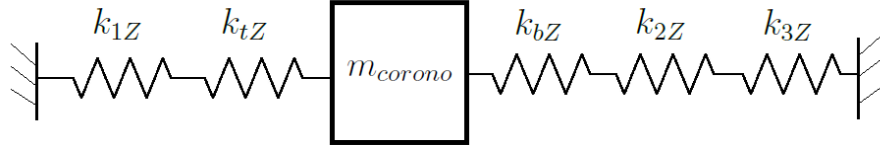


FIGURE 4.10 – Système à un degré de liberté pour décrire l'instrument selon Z

La différence par rapport au premier modèle est que désormais les raideurs k_{2Z} et k_{3Z} des bipods connectés à la boîte sont en série et non plus en parallèle afin de mieux représenter le comportement de l'instrument lorsqu'il est sollicité dans cette direction. Les raideurs du système équivalent (voir figure (4.9)) sont alors [14] :

$$k_{eq,1} = \frac{k_{1Z}k_{tZ}}{k_{1Z} + k_{tZ}} ; k_{eq,2} = \frac{k_{2Z}k_{3Z}k_{bZ}}{k_{2Z}k_{bZ} + k_{3Z}k_{bZ} + k_{2Z}k_{3Z}} \quad (4.4)$$

Il reste alors à décrire le calcul des différentes raideurs intervenant dans ces modèles. Pour ce qui est des bipods, nous définirons la raideur r selon leur axe propre x et la raideur R selon y (voir figure (4.11)). Ces raideurs ont été déterminée précisément à l'aide de simples essais de chargements quasi-statiques dans *Samcef*. On part du principe [14] :

$$F_x = r u_x ; F_y = R u_y \quad (4.5)$$

où F_x et F_y sont les forces appliquées au pied respectivement selon x et y et u_x et u_y sont les déplacements maximaux du pied dans ces directions. On peut alors déterminer r (R) en imposant F_x (F_y) et en calculant u_x (u_y) avec *Samcef*.

Ensuite on définit l'orientation θ des deux bipods fixés à la boîte optique comme cela est représenté à la figure (4.11). Notons que le graphique de cette figure est supposé symétrique par rapport à l'axe X .

Il est ainsi évident que les raideurs des bipods selon X et Z dépendant de r , R et de θ . Pour le modèle selon X :

$$\begin{cases} k_{1X} = r \\ k_{2X} = k_{3X} = r \cos \theta + R \sin \theta \end{cases} \quad (4.6)$$

et pour le modèle selon Z :

$$\begin{cases} k_{1Z} = R \\ k_{2Z} = k_{3Z} = r \sin \theta + R \cos \theta \end{cases} \quad (4.7)$$

Pour ce qui est des raideurs de la boîte et du tube, elles ont été déterminées de la même manière que r et R : avec des essais quasi-statiques dans *Samcef*, réalisés à partir

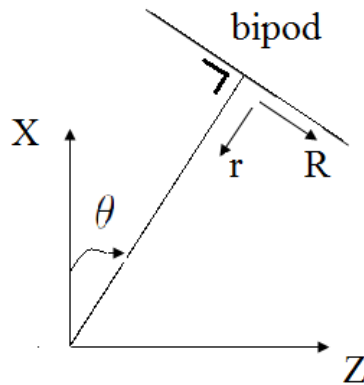
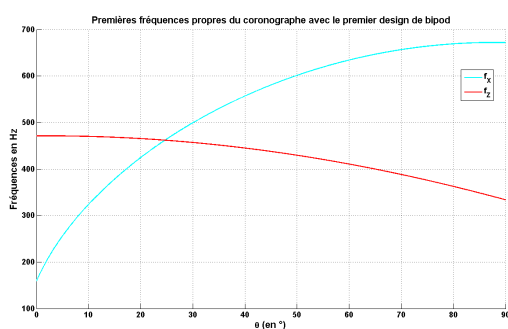


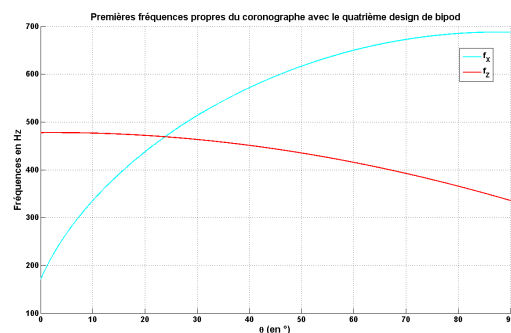
FIGURE 4.11 – Définition de l'orientation et des raideurs propres des bipods de la boîte optique

de modèles simplifiés. Pour la boîte, le modèle est un parallélépipède de 220 x 190 x 250 *mm* avec des parois épaisses de 5 *mm* et pour le tube on considère une longueur de 488.8 *mm*, un rayon externe de 61.5 *mm* et un rayon interne de 60.5 *mm* (voir les valeurs numériques de toutes les raideurs en annexe A.2).

Les résultats de ces modèles simples sont représentés à la figure (4.12) pour les deux pieds sélectionnés auparavant. D'après les résultats obtenus à partir d'une double analyse simple à un degré de liberté, il semble que l'orientation la plus avantageuse serait $\theta \approx 25^\circ$. En effet, c'est dans les alentours de cette orientation que les deux premières fréquences propres sont confondues pour les deux designs de pieds sélectionnés et donc que la première fréquence propre du système est la plus élevée.



(a) Cas avec le premier design de bipod



(b) Cas avec le quatrième design de bipod

FIGURE 4.12 – Premières fréquences propres de l'instrument en fonction de l'orientation des bipods et obtenues par les modèles à un degré de liberté

Afin de valider ce raisonnement, une analyse modale en fonction de l'orientation θ des bipods de la boîte a été menée dans *Samcef*. Pour cela, un modèle très simple regroupant les éléments décrits et utilisés plus haut (tube, boîte et bipods) a été réalisé (voir le modèle

en annexe A.2). Les résultats peuvent être observés à la figure (4.13).

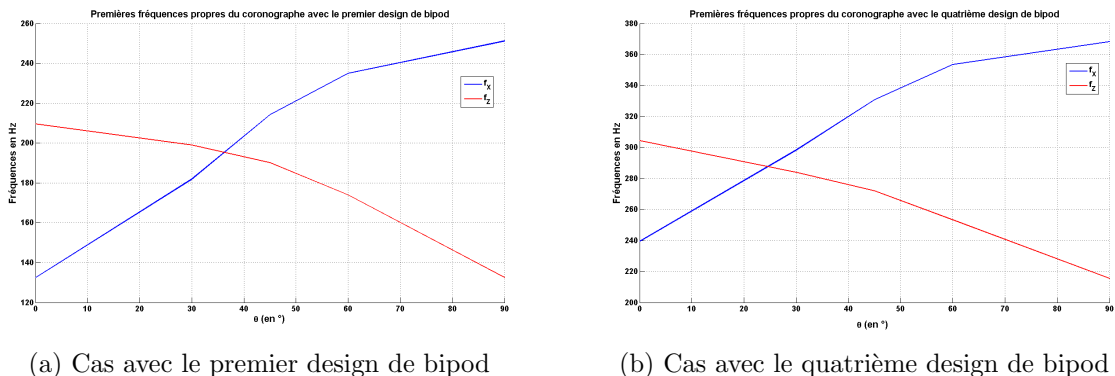


FIGURE 4.13 – Premières fréquences propres de l’instrument en fonction de l’orientation des bipods et obtenues avec *Samcef*

En comparant les résultats des figures (4.12) et (4.13), on remarque que l’orientation où se confondent les deux premières fréquences est identique dans le cas où on utilise le quatrième design de bipod. Elle est cependant différente lorsqu’on utilise le premier design : l’analyse modale avec *Samcef* indique que l’optimum serait vers 35° . Afin de pouvoir à la fois tenir compte des résultats des modèles à un degré de liberté et de *Samcef*, nous retiendrons la valeur $\theta = 30^\circ$. C’est donc cette orientation qui sera utilisée par la suite et la boîte optique sera adaptée afin d’en tenir compte. L’étude mécanique permettra de confirmer la validité qualitative et quantitative des résultats présentés ici. Si l’étude mécanique montre que la structure ainsi dessinée est trop rigide, il sera possible à partir de ces résultats de choisir une orientation permettant de diminuer la première fréquence propre.

Enfin, notons que les fréquences atteintes sur les courbes de la figure (4.12) sont beaucoup plus élevées qu’à la figure (4.13). Cela montre bien les limitations des modèles simples réalisés par rapport à la précision obtenue avec *Samcef*. Quantitativement, les modèles à un degré de liberté donnent des fréquences complètement erronées (trop élevées car la modélisation est trop rigide) mais semblent donner un bon comportement global en fonction de θ .

Design

Le design de la boîte optique, résultat de l’analyse précédente, est présenté à la figure (4.14).

Les dimensions principales de la boîte sont $220 \times 190 \times 250 \text{ mm}$. La face avant (interface avec le tube) inclut un trou de 61.5 mm de rayon (rayon extérieur du tube) et la face arrière inclut un trou de 45 mm de rayon afin de pouvoir introduire le *FPA*.

Les faces avant, supérieure et inférieure, ont une épaisseur de 2 mm et ont des raidisseurs d’une épaisseur de 10 mm . Les parties où il y a un raidisseur ont donc une épaisseur

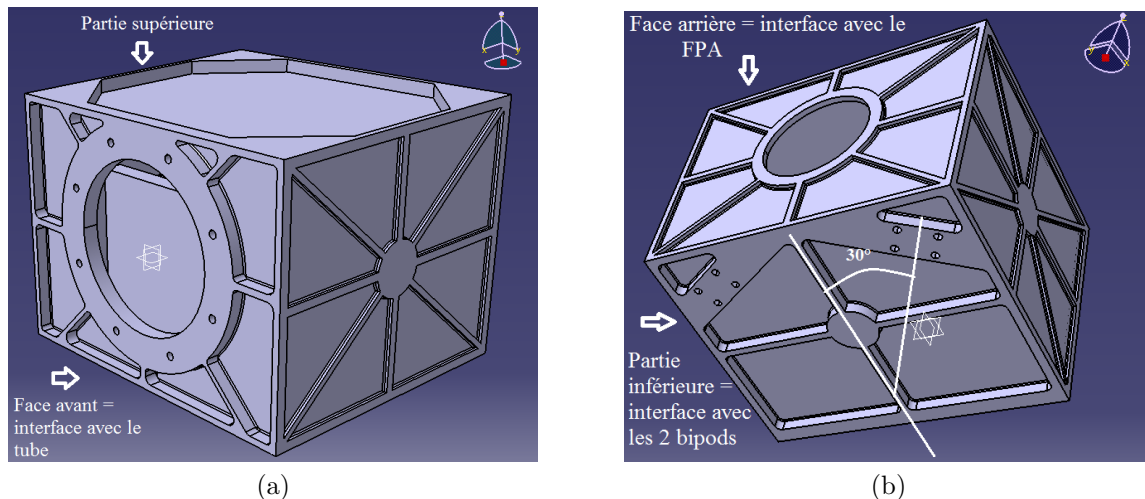


FIGURE 4.14 – Design de la boîte optique

totale de 12 mm , afin de pouvoir insérer entièrement les vis qui fixeront le tube et les pieds à la boîte. Les faces latérales et arrières ont une épaisseur de 1 mm avec des raidisseurs de 4 mm . Elles ont été choisies plus fines afin de minimiser la masse. Vu qu'aucune vis ne vient s'y insérer, il n'était pas nécessaire de les faire aussi épaisses que les autres.

Comme on peut le voir sur la figure (4.14b), les raidisseurs où vont venir se fixer les pieds sont orientés à $\theta = 30^\circ$ afin de rester cohérent avec l'analyse menée précédemment.

Sur la figure (4.14a), on voit des raidisseurs aux extrémités de la face supérieure. Ils ont été ajoutés afin de pouvoir réaliser une interface entre la boîte et le radiateur qui n'était pas présente dans le design préliminaire de l'ESA. Ces deux éléments seront reliés par quatre pieds. L'insertion de cette nouvelle interface sera expliquée dans la section de ce chapitre consacrée au radiateur.

Enfin, signalons que les éléments suivants ont été introduits à l'intérieur de la boîte : lentilles relais (avec support), roue à filtre et obturateur. Ces éléments sont simplement modélisés par des parallélépipèdes pleins dont les dimensions sont telles que leurs masses sont égales aux limites supérieures présentées dans le tableau (3.1). Les positions de ces éléments sont calculées pour que leurs centres de masse soient aux bonnes positions selon [3].

4.2.3 Tube

Le design du tube est représenté à la figure (4.15).

Le tube fait une longueur totale de 488.8 mm , possède un rayon externe de 61.5 mm et une épaisseur de 4 mm . Ces dimensions ont été choisies à partir des références [1] et [11] : aucune étude n'a été menée pour le dimensionnement de cet élément.

On peut noter la présence d'une bague de support à l'extrémité du tube, où des vis ont

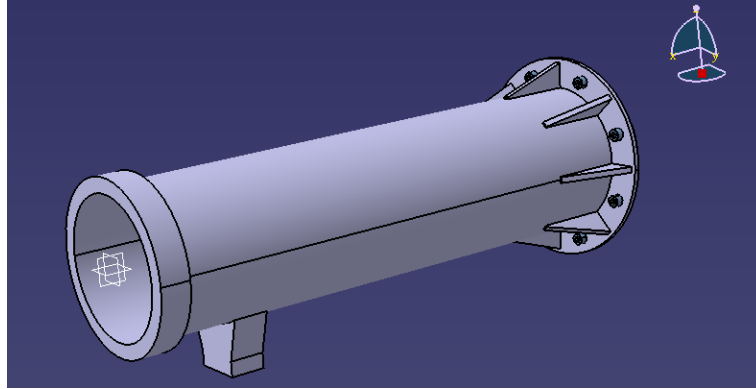


FIGURE 4.15 – Design du tube

été installées afin de pouvoir le fixer à la boîte optique. Des raidisseurs ont également été installés afin de limiter la flexibilité du tube au niveau de son interface avec la boîte. On note également la présence d'un appui, où viendra se fixer le troisième pied de l'instrument. Cet appui est creux afin de limiter les problèmes liés au dégazage [20].

4.3 *FPA* et radiateur

L'ensemble *FPA*/radiateur est un élément à la fois primordial et critique pour l'instrument. En effet, le *FPA* renferme le détecteur *CCD* qui devra, lors des mesures en orbite, être maintenu à une température très basse ($< -65^{\circ}\text{C}$ [11]) afin de limiter le bruit de lecture lors des acquisitions.

Le radiateur, lui, doit permettre l'évacuation de la chaleur au niveau du *CCD* et sera donc encore plus froid. Le défi, pour le radiateur, sera de réaliser une structure permettant de résister aux chargements thermo-mécaniques, vu les grandes différences de températures qui seront rencontrées en mission entre la boîte et celui-ci et par rapport à la référence.

4.3.1 *FPA*

Comme pour le tube, le design du *FPA* n'a pas été étudié en détail dans ce projet. Le design présenté à la figure (4.16) est tout simplement issu d'un dessin technique (voir en annexe A.3) fourni par le *CSL* [2].

A la figure (4.16a), on peut voir l'ensemble de l'élément avec sa coque externe en aluminium *6061 T-6* et, à l'avant de l'image, la fenêtre d'entrée en *BK7* qui protège le détecteur, situé juste à l'arrière de la fenêtre, des radiations (voir figure (4.16b)).

La figure (4.16b) révèle la structure interne de l'élément. Un doigt froid en aluminium est positionné derrière le détecteur *CCD* afin de pouvoir évacuer la chaleur de celui-ci vers le radiateur. Ce doigt froid est isolé thermiquement à l'aide de permaglas (conductivité

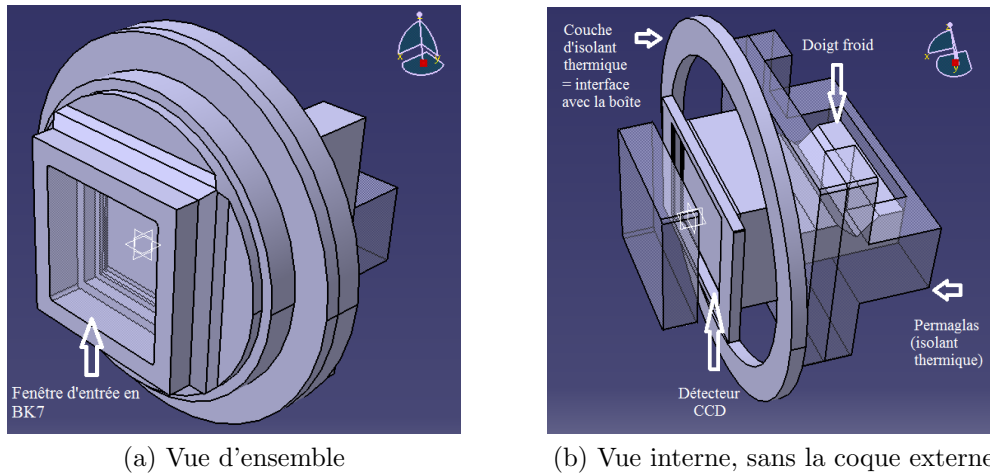


FIGURE 4.16 – Design du *FPA*

thermique de $0.3 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ [10]), afin de limiter la conduction de chaleur entre le doigt froid et le support en aluminium du *FPA*.

4.3.2 Radiateur

Le design du radiateur est représenté à la figure (4.17). C'est en première approximation un parallélépipède dont les dimensions sont $210 \times 200 \times 5 \text{ mm}$.

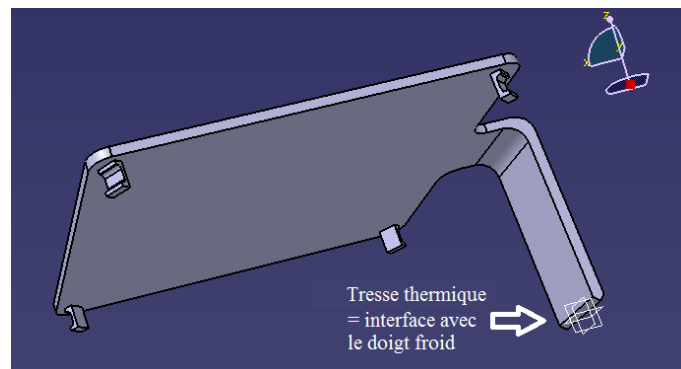


FIGURE 4.17 – Design du radiateur

La tresse thermique, qui le relie au *FPA*, et le radiateur sont en aluminium *6061 T-6* afin de conduire de manière efficace la chaleur.

Les quatre pieds du radiateur, qui le fixe à la partie supérieure de la boîte optique, sont en *Ti6Al4V* et ont une hauteur de 13 mm (distance radiateur/boîte optique). Ils doivent effectivement être résistants et limiter la conduction thermique entre le radiateur (très froid) et la boîte optique : le titane possède une faible conductivité (voir tableau (4.2)).

La raison pour laquelle ces quatre pieds ont été rajoutés par rapport au design préliminaire de l'*ESA* vient des résultats de tests mécaniques effectués sur des modèles intermédiaires

de l'instrument. Une analyse modale sur un modèle de l'instrument sans ces quatre pieds montre des modes parasites aux basses fréquences ($< 100 \text{ Hz}$) qui ne font intervenir que la vibration du radiateur. Les pieds sont donc là pour supprimer ces modes basses fréquences associés au radiateur. La figure (4.18) illustre un des modes parasites associé au radiateur, obtenu avec un modèle qui ne sera pas détaillé ici. Ce genre de mode basse fréquence est évidemment à éviter, surtout que dans cette configuration, le radiateur risque, au cours de son mouvement vibratoire, de rentrer en collision avec le sommet de la boîte optique.

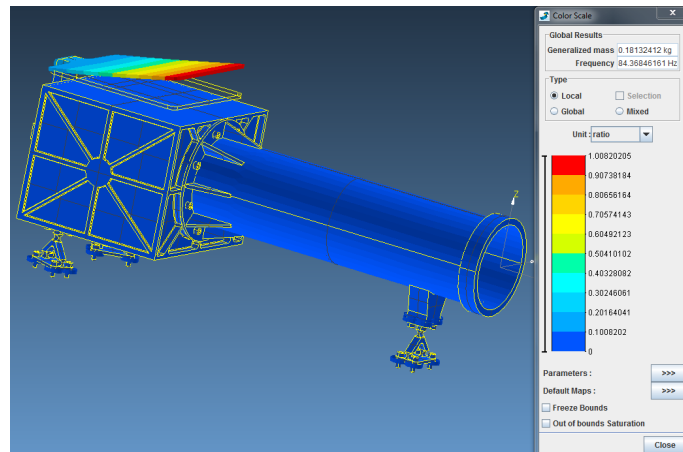
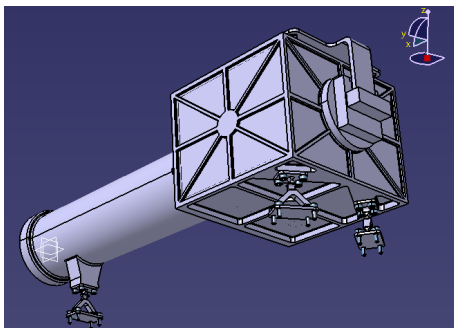


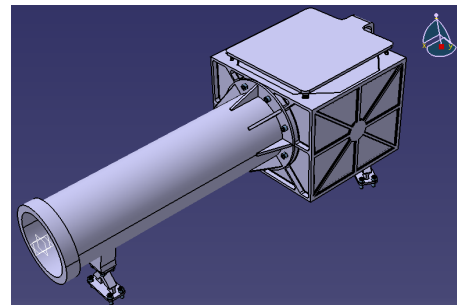
FIGURE 4.18 – Deuxième mode propre à 84.37 Hz d'un modèle intermédiaire

4.4 Instrument complet

Cette section est dédiée à la présentation de l'instrument complet. Il y en a en fait deux étant donné que deux designs ont été retenus pour les pieds. L'instrument complet n'est rien d'autre que l'assemblage de tous les éléments présentés dans les sections précédentes. Les deux designs complets sont représentés à la figure (4.19) avec des vues différentes étant donné que la seule différence entre les deux sont les trois bipods.



(a) Design avec le premier bipod =
Modèle 1



(b) Design avec le quatrième bipod =
Modèle 2

FIGURE 4.19 – Designs complets du coronographe

Une dernière chose à présenter par rapport à ces designs est le bilan de masse totale, afin de valider les modèles avant de rentrer dans les tests mécaniques et thermo-mécaniques. Il est évident que pour valider les modèles, la masse des différents éléments ne devra pas dépasser les limites fixées par l'*ESA* et reprises au tableau (3.1).

Les bilans de masse pour les deux modèles de la figure (4.19) sont repris au tableau (4.7), connaissant les matériaux choisis au cours de ce chapitre pour tous les composants.

Élément	Masse Modèle 1 (<i>g</i>)	Masse Modèle 2 (<i>g</i>)	Masse tolérée (<i>g</i>)
Boîte	2240	2240	2260.2
Tube	2488	2488	2530.3
Bipods	275.3	326.9	635
Lentilles et support	249.5	249.5	249.6
<i>SHM</i>	864	864	864
<i>FWA</i>	1450	1450	1452
<i>FPA</i>	872	872	1452
Radiateur	659.8	659.8	1440
Total	9098.6	9150.2	10883.1

TABLE 4.7 – Bilan de masse pour les deux modèles réalisés pour le coronographe

On constate alors que les modèles réalisés vérifient bien les exigences sur la masse de l'instrument. Ils sont même, au total, plus d'un kilogramme plus léger que la limite maximale tolérée. Les designs sont donc validés d'un point de vue massique et peuvent passer aux étapes suivantes : les tests mécaniques et thermo-mécaniques.

Chapitre 5

Analyse mécanique

Ce chapitre est consacré à la présentation des résultats des analyses mécaniques effectuées sur les deux modèles complets de l'instrument représentés à la figure (4.19).

Chaque section est dédiée à un type de calcul bien précis réalisé sur les structures. Elles commenceront par une brève explication des calculs effectués (d'un point de vue théorique) pour ensuite passer à la présentation des résultats obtenus à l'aide du logiciel *Samcef*.

En guise de bref rappel, nous reprenons l'équation dynamique établie dans le chapitre 2, dédié à la présentation globale de la méthode des éléments finis dans le cas de la mécanique des milieux continus :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{g}_{ext} \quad (5.1)$$

où \mathbf{q} est le vecteur des coordonnées généralisées de la structure discrétisée, \mathbf{M} est sa matrice de masse, \mathbf{K} est sa matrice de raideur et \mathbf{g}_{ext} est le vecteur des forces externes appliquées.

5.1 Analyse modale

5.1.1 Point de vue théorique

L'analyse modale d'une structure est primordiale afin de déterminer les modes et fréquences propres avec précision. Ces modes de vibration sont critiques car si la structure est excitée périodiquement avec une fréquence égale à une fréquence propre du système, alors la réponse risque d'être d'amplitude très élevée (résonance) et de mener à des dégradations importantes, voir la rupture de la structure.

Les fréquences de vibration associées aux modes propres sont donc à éviter à tout prix. Il est donc évident qu'une étude permettant de déterminer ces caractéristiques est envisagée ici. De plus, une contrainte a été spécifiée par l'*ESA* sur la valeur de la première fréquence propre de l'instrument. Il faudra vérifier le respect de cette spécification.

Considérons la version suivante de l'équation (5.1) [14] [15] :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = 0 \quad (5.2)$$

où les forces externes sont nulles. On cherche donc à déterminer quel est le comportement dynamique propre à la structure lorsqu'elle n'est pas sollicitée.

Cherchons une solution particulière de la forme $\mathbf{q} = \mathbf{x} \phi(t)$ où \mathbf{x} est un vecteur constant et $\phi(t)$ est la partie temporelle de la solution. On a alors [14] [15] :

$$\ddot{\phi}(t)\mathbf{M}\mathbf{x} + \phi(t) \mathbf{K}\mathbf{x} = 0 \Leftrightarrow \mathbf{K}\mathbf{x} = \underbrace{-\frac{\ddot{\phi}(t)}{\phi(t)}}_{\omega^2} \mathbf{M}\mathbf{x} \quad (5.3)$$

où ω^2 est directement relié aux fréquences propres du système. Afin d'obtenir les fréquences et modes propres du système, il faut résoudre le problème aux valeurs propres [14] [15] :

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{x} = 0 \quad (5.4)$$

qui fournit les N fréquences propres f_r ($f_r = \frac{\omega_r}{2\pi}$) et N modes propres \mathbf{x}_r associés au système à N degrés de liberté.

C'est donc ce calcul qui est effectué dans cette section avec *Samcef*. Nous nous intéresserons ainsi aux modes et fréquences propres du coronographe représenté par les deux modèles du chapitre précédent.

5.1.2 Résultats numériques

Premier modèle

Concentrons nous tout d'abord sur le premier modèle, qui comprend le premier design de pied.

Il est très important, lors d'une analyse modale, d'observer plusieurs résultats différents :

- L'allure des modes propres et les fréquences associées ;
- Les masses effectives modales¹ en translation et en rotation associées à chaque mode propre, afin de pouvoir constater l'importance relative entre les différents modes ;
- La densité d'énergie de déformation permettant d'observer les zones "critiques" de la structure.

Dans cette optique, nous pouvons retrouver les fréquences f des premiers modes propres du coronographe ainsi que les masses effectives modales en translation (M_i avec $i = X, Y, Z$) et en rotation (Φ_i avec $i = X, Y, Z$) au tableau (5.1).

1. Pour rappel, la masse effective modale est la masse "activée" par un mode de vibration. C'est la masse en mouvement suite à l'excitation du mode. Plus elle est importante, plus le mode est considéré comme "actif" [20]

Mode	f (Hz)	M_X (%)	M_Y (%)	M_Z (%)	Φ_X (%)	Φ_Y (%)	Φ_Z (%)
1	102.64	95.7	0.5	0.0	0.0	0.0	0.3
2	109.91	0.0	0.0	86.2	3.7	69.6	0.0
3	221.89	0.0	0.2	0.3	0.1	17.4	0.1
4	226.94	1.3	67.5	0.0	0.0	0.0	55.2
5	276.65	0.0	0.0	0.5	37.5	0.3	0.0
6	291.86	0.3	2.2	0.0	0.0	0.0	0.5
7	371.68	0.2	4.2	0.0	0.0	0.0	17.5
8	408.95	0.0	0.0	10.4	48.0	10.0	0.3
9	410.63	0.2	1.5	0.3	1.5	0.3	12.7
10	429.16	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0	0.1
11	472.77	0.1	19.6	0.0	0.0	0.0	7.9
Total		97.8	95.8	97.7	90.8	97.6	94.6

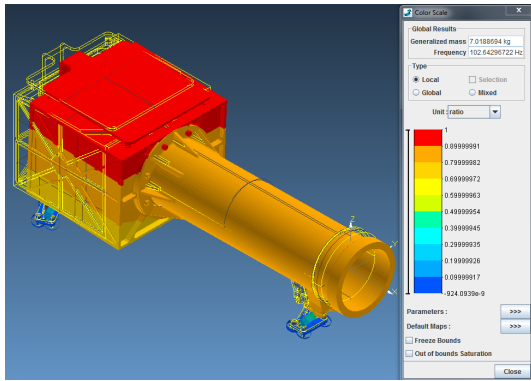
TABLE 5.1 – Fréquences propres et masses effectives modales des premiers modes du premier modèle de l'instrument

Comme on peut le constater directement à partir du tableau (5.1), la première fréquence propre du premier modèle est de 102.64 Hz seulement. Seulement car la spécification donnée par l'ESA (voir chapitre 3) est que la première fréquence propre de l'instrument doit être supérieure ou égale à 140 Hz. Ce critère n'étant pas rempli pour le premier modèle, nous allons cependant l'analyser en détail pour voir si il remplit les autres spécifications du chapitre 3.

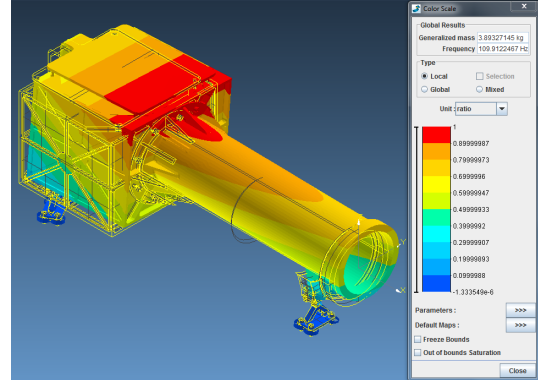
Ensuite nous constatons que les deux premiers modes propres sont très proches au niveau des fréquences : $\Delta f_{12} = f_2 - f_1 = 7.27$ Hz. Le premier mode, lui, est principalement en translation selon X ($M_X = 95.7\%$) alors que le second est en translation selon Z et en rotation autour de Y ($M_Z = 86.2\%$ et $\Phi_Y = 69.6\%$) : c'est un mode de flexion parallèle au plan de l'OBA (plan du support de l'instrument). Ces résultats sont qualitativement en accord avec les deux modèles simples à un degré de liberté développés dans le chapitre précédent et les résultats des figures (4.13). Rappelons nous que pour une orientation des bipods $\theta \approx 30^\circ$, les deux premiers modes devaient être proches en fréquence d'après les modèles à un degré de liberté. Les résultats *Samcef* de la figure (4.13) confirmaient ce modèle tout en montrant que le premier mode propre devait être selon X et le second selon Z . Les cas très simples considérés pour effectuer le design de la boîte semblent donc se valider ici. Il faudra toutefois encore le confirmer avec le deuxième modèle.

Enfin, le tableau (5.1) reprend les 11 premiers modes propres car on atteint les 90% de la masse de l'instrument en translation et en rotation selon les trois directions. Ce critère est assez important pour les simulations sinusoïdales basées sur la superposition modale (voir section dédiée dans ce chapitre).

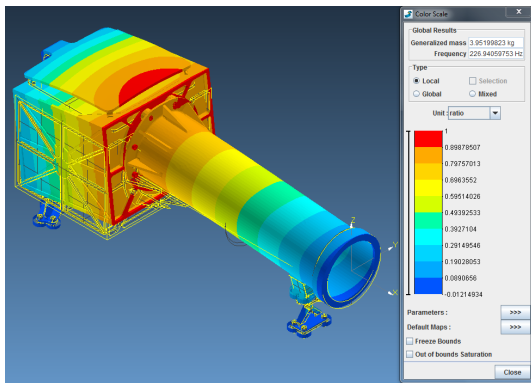
La figure (5.1) reprend graphiquement 4 des premiers modes propres de vibration du premier modèle de l'instrument. On peut y voir les déformées dues aux vibrations et également l'amplitude des déplacements selon les directions principales du mouvement.



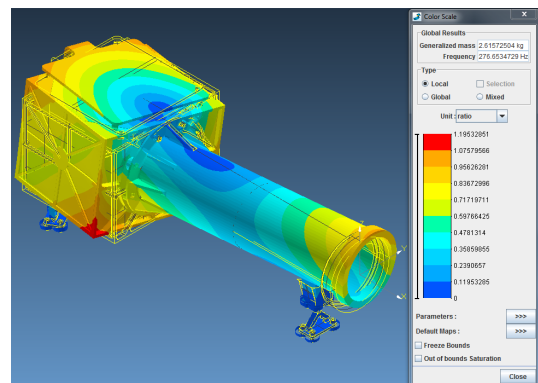
(a) Premier mode à $102.64Hz$: projection du déplacement selon X



(b) Deuxième mode à $109.91Hz$: projection du déplacement selon Z



(c) Quatrième mode à $226.94Hz$: projection du déplacement selon Y



(d) Cinquième mode à $276.65Hz$: amplitude du déplacement

FIGURE 5.1 – Premiers modes propres du premier modèle de l'instrument

Le premier mode (figure (5.1a)) est représenté avec l'amplitude des déplacements selon X . C'est effectivement la direction principale de vibration de ce mode ($M_X = 95.7\%$).

Le deuxième mode (figure (5.1b)), en flexion autour de Y , est représenté avec l'amplitude des déplacements selon Z : c'est dans cette direction que la déformée est la plus importante.

Pour le quatrième mode (figure (5.1c)), l'amplitude des déplacements est projetée selon Y ($M_Y = 67.5\%$). Notons que ce mode selon Y possède une fréquence beaucoup plus importante que les deux premiers modes selon les deux autres directions du repère. En effet, l'instrument est beaucoup plus rigide dans cette direction grâce à la géométrie spécifique des bipods.

Enfin le cinquième mode (figure (5.1d)), est représenté avec l'amplitude non projetée du déplacement. En effet, ce mode n'est pas actif en translation mais bien rotation autour de X : c'est un mode de torsion autour de l'axe X comme on peut très bien le voir selon la déformée de celui-ci.

Pour terminer le descriptif des résultats de l'analyse modale du premier modèle de

l'instrument, nous allons nous concentrer sur l'énergie de déformation. La figure (5.2) représente la répartition de la densité d'énergie de déformation sur le pied fixé au tube et pour le premier mode propre de la structure.

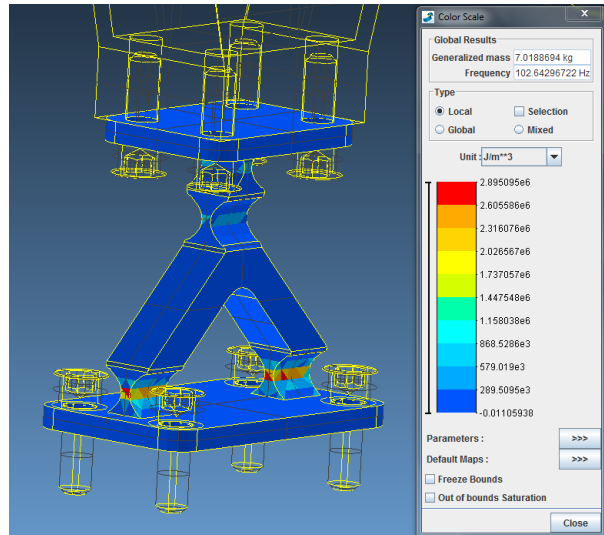


FIGURE 5.2 – Densité d'énergie de déformation (premier mode propre) sur le bipod du tube du premier modèle

Comme on peut le constater sur cette figure, la densité d'énergie de déformation est principalement concentrée au niveau des charnières du bipod. Ce résultat n'est pas seulement valable pour le premier mode propre mais bien pour l'entièreté des modes considérés dans le tableau (5.1). Ce résultat, attendu a priori, confirme bien que les zones critiques de l'instrument sont les charnières des trois bipods le fixant à son support. Ces charnières étant là pour laisser une certaine liberté de déformation à l'instrument, il est logique de les voir comme sujettes à des déformations importantes. Un moyen de rendre l'instrument plus rigide et d'augmenter sa première fréquence propre serait donc de renforcer ces zones au détriment d'une certaine souplesse de la structure, nécessaire pour assurer la quasi-isostaticité.

Deuxième modèle

Nous allons maintenant nous intéresser aux mêmes caractéristiques modales mais dans le cas du deuxième modèle de l'instrument.

Le tableau (5.2) représente les fréquences propres f et les masses effectives modales en translation et en rotation de ce modèle.

Encore une fois on constate, à partir du tableau (5.2), que la première fréquence propre $f_1 = 116.42 \text{ Hz}$ de l'instrument avec ce deuxième modèle est inférieure à la spécification de l'ESA. Elle est cependant plus élevée que celle du premier modèle qui n'était que de 102.64 Hz . Le design du pied utilisé ici, qui est la seule différence entre les deux modèles, est en effet plus rigide que celui du premier modèle. Pour rappel, il est plus épais et

Mode	f (Hz)	M_X (%)	M_Y (%)	M_Z (%)	Φ_X (%)	Φ_Y (%)	Φ_Z (%)
1	116.42	4.7	0.1	78.7	5.1	65.9	0.1
2	121.01	89.6	0.6	4.0	0.3	3.0	0.3
3	232.25	1.6	66.8	0.0	0.1	0.1	58.5
4	260.37	0.1	0.2	0.2	0.5	16.2	0.2
5	282.57	0.0	0.0	0.7	34.2	0.1	0.0
6	292.78	0.3	4.3	0.0	0.0	0.0	2.2
7	377.28	0.3	2.5	0.0	0.0	0.0	10.7
8	417.85	0.6	3.6	0.0	0.0	0.	16.00
9	429.82	0.1	0.3	0.0	0.0	0.0	2.8
10	451.53	0.0	0.0	13.3	48.7	11.7	0.1
11	509.87	0.0	16.4	0.0	0.0	0.0	3.1
Total		97.3	94.8	96.9	88.9	94	94

TABLE 5.2 – Fréquences propres et masses effectives modales des premiers modes du deuxième modèle de l'instrument

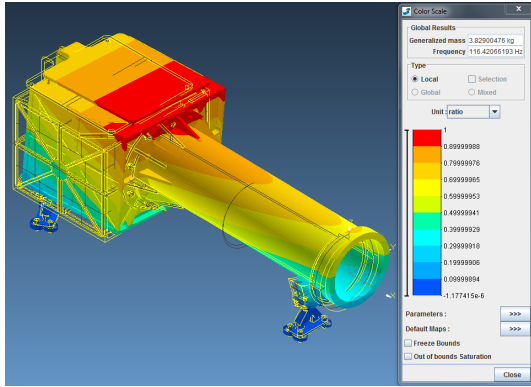
possède une charnière en moins que le premier design de pied.

Les deux premiers modes propres sont également très proches en fréquence : $\Delta f_{12} = f_2 - f_1 = 4.59$ Hz. Les résultats de l'étude sur l'orientation des bipods de la boîte sont donc encore une fois validés qualitativement. De plus, le premier mode prédit par cette étude est un mode de vibration selon l'axe Z alors que le second est selon X , ce qui est également vérifié d'après les résultats numériques : $M_Z = 78.7\%$ pour le premier et $M_X = 89.6\%$ pour le second. La validité qualitative de cette étude très simple a donc été prouvée à l'aide des résultats numériques obtenus avec *Samcef* dans le cadre de l'analyse modale des deux modèles d'instrument.

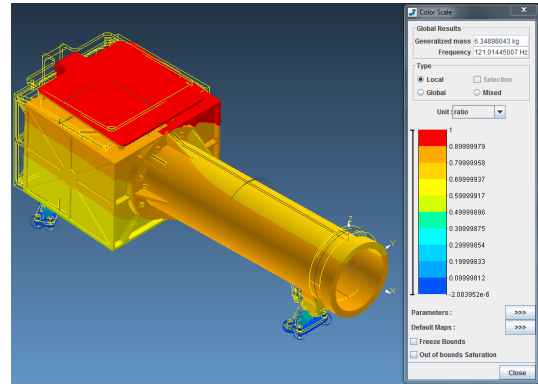
Comme dans le cas du premier modèle, les 11 premiers modes sont repris dans le tableau (5.2) afin d'obtenir les 90%, ou presque, de la masse de l'instrument en translation et en rotation avec les masses effectives modales. En rotation autour de X , on est seulement à 88.9%, ce qui est évidemment très proche de la valeur voulue. Les modes associés à des fréquences supérieures n'ont pas été pris en compte car après le onzième, seules des contributions de maximum 0.1% sont apportées et donc ces modes ne semblent pas primordiaux pour le reste de l'étude mécanique.

Comme présenté pour le premier modèle, la figure (5.3) reprend graphiquement 4 des premiers modes propres en vibration du deuxième modèle de l'instrument. On peut y voir les déformées dues aux vibrations et également l'amplitude des déplacements selon les directions principales du mouvement.

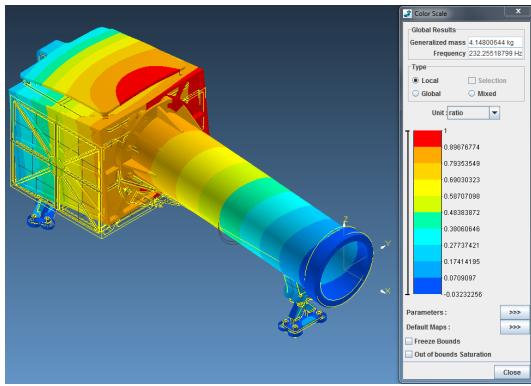
Le premier mode (figure (5.3a)) est représenté avec l'amplitude des déplacements selon Z . C'est effectivement la direction principale de vibration de ce mode ($M_Z = 78.7\%$), comme cela a déjà été dit auparavant. La masse modale associée à la rotation autour de Y est également importante ($\Phi_Y = 65.9\%$). De ce mouvement de flexion autour de Y



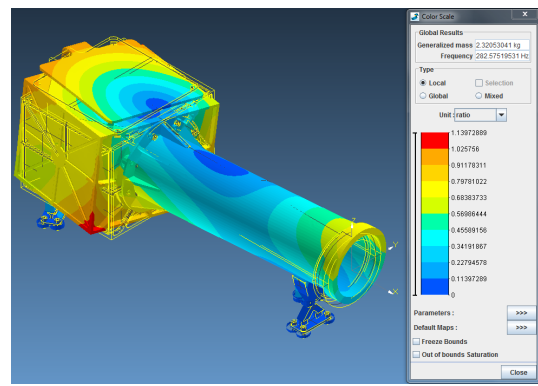
(a) Premier mode à 116.42Hz : projection du déplacement selon Z



(b) Deuxième mode à 121.01Hz : projection du déplacement selon X



(c) Troisième mode à 232.25Hz : projection du déplacement selon Y



(d) Cinquième mode à 282.57Hz : amplitude du déplacement

FIGURE 5.3 – Premiers modes propres du deuxième modèle de l'instrument

résulte également principalement des déplacements selon Z .

Le deuxième mode (figure (5.3b)), en translation selon X , est représenté avec l'amplitude des déplacements selon X : c'est dans cette direction que la déformée est évidemment la plus importante ($M_X = 89.6$).

Pour le troisième mode (figure (5.3c)), l'amplitude des déplacements est projetée selon Y ($M_Y = 66.8\%$). Notons que ce mode selon Y possède une fréquence beaucoup plus importante que les deux premiers modes selon les deux autres directions, comme pour le premier modèle. En effet, l'instrument est beaucoup plus rigide dans cette direction grâce à la géométrie spécifique des bipods qui sont tous dessinés selon le même principe : une rigidité importante associée à la direction Y .

Enfin le cinquième mode (figure (5.3d)), est représenté avec l'amplitude non projetée du déplacement. En effet, ce mode n'est pas actif en translation mais bien rotation autour de X ($\Phi_X = 34.2\%$) : c'est un mode de torsion autour de l'axe X comme on peut très bien le voir selon la déformée de celui-ci.

Les modes qui ont été représentés pour le deuxième modèle peuvent être associés aux

modes du premier modèle : ils ont la même allure mais possèdent des fréquences différentes et ne sont pas nécessairement à la même position dans le "classement des modes" (croissant par rapport aux fréquences) repris aux tableaux.

Pour terminer le descriptif des résultats de l'analyse modale du deuxième modèle de l'instrument, nous allons à nouveau nous concentrer sur l'énergie de déformation. La figure (5.4) représente la répartition de la densité d'énergie de déformation sur un des pieds fixé à la boîte optique et pour le premier mode propre de la structure.

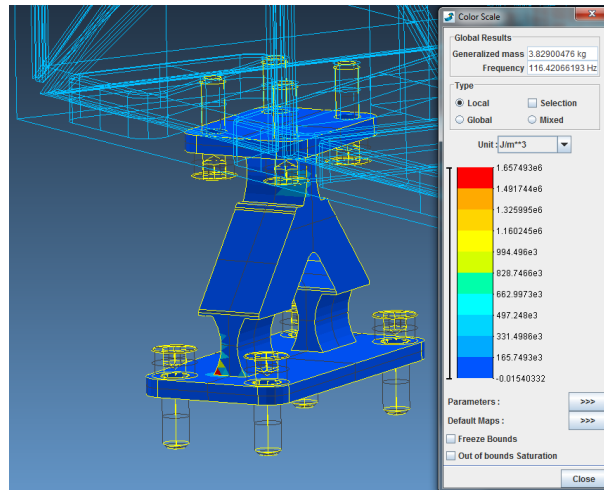


FIGURE 5.4 – Densité d'énergie de déformation (premier mode propre) sur un des bipods de la boîte optique du deuxième modèle

Comme on peut le constater sur cette figure, la densité d'énergie de déformation est ici aussi principalement concentrée au niveau des charnières du bipod. Ce résultat n'est pas seulement valable pour le premier mode propre mais bien pour l'entièreté des modes considérés dans le tableau (5.2). Ce résultat, identique qualitativement à celui présenté pour le premier modèle, mène donc aux mêmes conclusions : ces charnières sont les endroits à renforcer. Le design ici utilise un pied déjà plus épais que celui du précédent modèle. On constate une diminution de la densité d'énergie de déformation maximale rencontrée : $U_{max,2} = 1.66 \text{ MJ/m}^3 < U_{max,1} = 2.89 \text{ MJ/m}^3$. Cet épaississement montre déjà une amélioration quantitative visible par rapport au premier modèle.

5.2 Chargement quasi-statique

5.2.1 Point de vue théorique

Ce cas est extrêmement simple à traiter car il suffit de considérer l'équation [18] [15] :

$$\mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{g}_{ext} \quad (5.5)$$

où seul le vecteur \mathbf{q} est inconnu.

Il reste alors à inverser le système afin d'obtenir $\mathbf{q} = \mathbf{K}^{-1} \mathbf{g}_{ext}$. Notons que la seule difficulté ici est du point de vue numérique car la matrice de raideur du système, à inverser, est d'une taille très importante.

5.2.2 Résultats numériques

Pour des raisons principalement pratiques, suite à des problèmes lors de la modélisation avec *Samcef*, les modèles étudiés pour les chargements quasi-statiques (ainsi que pour les sinusoïdaux et pour le chapitre 6) ont été simplifiés : les vis ont été supprimées. Des problèmes dus à l'imposition des contacts entre les différents éléments des modèles et les vis rendaient le problème insolvable. Les contacts sont à présent rigides. Ce léger gain de rigidité et la perte de masse engendrée par la suppression des vis a rendu les modèles un peu plus rigides : les fréquences propres des 11 premiers modes sont légèrement décalées vers le haut (de l'ordre de quelques hertz). Ce décalage étant très faible pour les modes propres les plus importants, faisant intervenir la majorité de la masse, cette simplification n'enlève pas la pertinence des résultats.

Les résultats présentés pour le cas des chargements quasi-statiques sont, pour les deux modèles, ceux relatifs à la direction de sollicitation Z . En effet, comme on peut le constater au tableau (3.2) c'est dans cette direction que l'amplitude du chargement est la plus importante et est égale à $7g$. Les résultats correspondants aux autres directions de sollicitation sont présents dans l'annexe B.1.

Premier modèle

La figure (5.5) représente l'amplitude des déplacements sur la structure ainsi que la déformée de celle-ci pour le chargement de type statique selon Z du premier modèle.

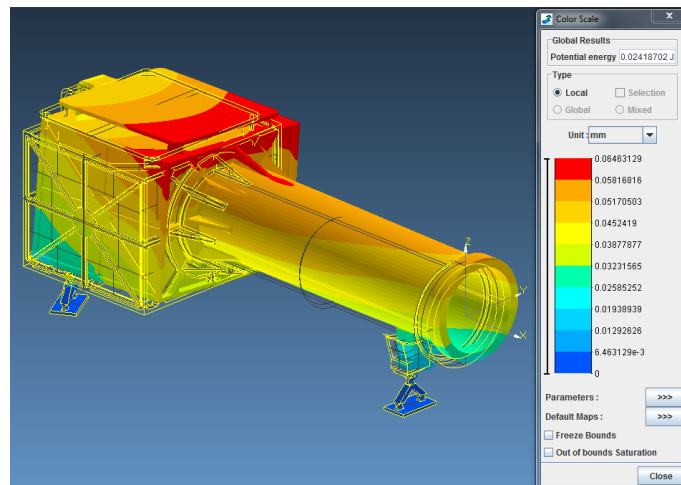


FIGURE 5.5 – Déplacements et déformée du premier modèle lors du chargement quasi-statique selon Z

L'amplitude maximale rencontrée, au niveau du sommet de la boîte et du radiateur, est de 0.06 mm . La déformation de la structure reste très faible pour un cas de chargement

important en flexion.

La figure (5.6), elle, représente la répartition des contraintes mécaniques sur l'instrument. La vue sélectionnée permet de voir en même temps la répartition sur les trois bipods, là où les contraintes sont les plus importantes.

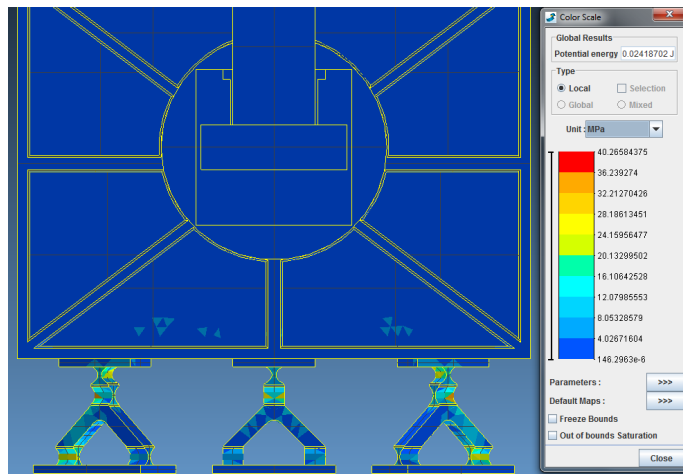


FIGURE 5.6 – Répartition des contraintes au niveau des bipods du premier modèle lors du chargement quasi-statique selon Z

Les contraintes, selon le résultat de la figure (5.6), atteignent au maximum la valeur de 40.26 MPa dans le titane alors qu'elles ne sont au plus que de 8.05 MPa dans l'aluminium. Le maximum de 40.26 MPa est, de plus, atteint au niveau d'une des charnières d'un bipod de la boîte. Il est plutôt logique de retrouver les contraintes maximales à ces endroits étant donné que ce sont les parties faites pour se déformer le plus lors du mouvement de l'instrument. Selon la loi de *Hooke* [6] [13], qui dit des déformations plus importantes dit des contraintes plus importantes. Comme la figure le montre, la distribution des contraintes est telle que les valeurs rencontrées au niveau de toutes les charnières sont plus importantes que sur le reste de l'instrument.

Notons également que les contraintes rencontrées dans les deux matériaux sont réellement très faibles par rapport aux limites élastiques du titane *Ti6Al4V* (1110 MPa) et de l'aluminium *6061-T6* (276 MPa).

Deuxième modèle

Pour le deuxième modèle, les mêmes résultats sont représentés aux figures (5.7) et (5.8).

Pour ce modèle, la figure (5.7) nous montre un déplacement maximal de 0.05 mm alors que la figure (5.8) montre des contraintes maximales atteignant 14.20 MPa dans les pieds en titane. L'instrument utilisant le quatrième design de bipod est bel et bien plus rigide que celui utilisant le premier design. Ce résultat, déjà présenté avec l'analyse modale, se confirme encore avec l'exposition des résultats des chargements quasi-statiques. En effet, la déformation subie ici est plus faible en amplitude que celle rencontrée pour le premier

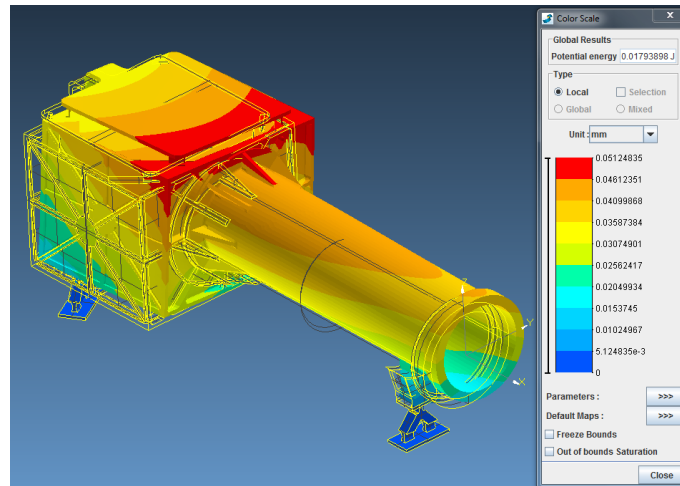


FIGURE 5.7 – Déplacements et déformée du deuxième modèle lors du chargement quasi-statique selon Z

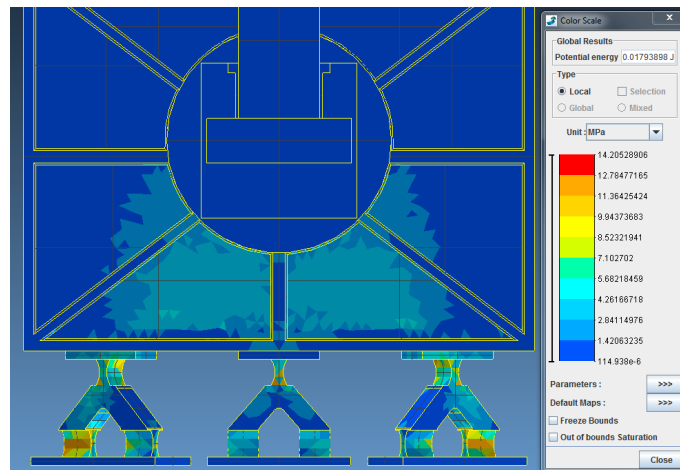


FIGURE 5.8 – Répartition des contraintes au niveau des bipods du deuxième modèle lors du chargement quasi-statique selon Z

modèle et les contraintes maximales sont presque trois fois plus faibles.

Néanmoins, il est aussi intéressant de remarquer que la déformée est quasi identique pour les deux modèles et que la répartition des contraintes est la même : les contraintes sont globalement plus importantes au niveau des charnières des pieds que sur le reste de la structure (même si on voit une concentration de contraintes à l'arrière de la boîte sur la figure (5.8), qui est due au fait que l'échelle est plus petite pour la représentation : le maximum rencontré dans l'aluminium est de 5.68 MPa).

Enfin, pour terminer cette section sur le chargement statique, notons que les contraintes maximales rencontrées pour les différents modèles et pour les différentes directions de chargement ne sont pas critiques. Elles sont effectivement très loin des limites de rupture

(ou même élastiques, rappelées pour le premier modèle) des matériaux considérés pour la modélisation de l'instrument (voir les tableaux (4.6) et (4.2)).

5.3 Chargement sinusoïdal

5.3.1 Point de vue théorique

On considère ici tous les termes de l'équation (5.1) comme étant non nuls. Le vecteur des forces externes prend la forme [14] [15] :

$$\mathbf{g}_{ext} = \mathbf{s} \sin \omega t \quad (5.6)$$

où \mathbf{s} est l'amplitude constante de la sollicitation et ω la pulsation de celle-ci.

Si on suppose que la réponse du système est synchrone avec la sollicitation :

$$\mathbf{q} = \mathbf{x} \sin \omega t \quad (5.7)$$

alors on obtient [14] [15] :

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{x} = \mathbf{s} \Rightarrow \mathbf{x} = \underbrace{(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})^{-1}}_{\mathbf{H}(\omega)} \mathbf{s} \quad (5.8)$$

où $\mathbf{H}(\omega)$ est la matrice des coefficients d'influence dynamique du système. En pratique, ce calcul est très lourd numériquement car il faut inverser un système de très grande taille. On lui préfère alors souvent des méthodes d'approximations basées sur le principe de superposition modale [15].

En effet, la base des modes propres d'une structure est orthogonale, c'est-à-dire que tous les modes propres sont orthogonaux entre eux. Il est alors possible d'exprimer \mathbf{x} dans la base de ces modes propres [15] :

$$\mathbf{x} = \sum_{r=1}^k \beta_r \mathbf{x}_r \quad (5.9)$$

avec

$$\beta_r = \frac{\mathbf{x}_r^T \mathbf{s}}{\mu_r (\omega_r - \omega^2)}$$

où μ_r est la masse généralisée du mode r et ω_r sa pulsation propre.

La réponse harmonique de la structure peut alors être calculée en exprimant les forces d'inertie en fonction de cette somme de modes propres (c'est la méthode des *accélérations modales*) [15] :

$$\mathbf{q} = \mathbf{K}^{-1} [\mathbf{g}_{ext} - \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}] = \mathbf{K}^{-1} [\mathbf{s} - \omega^2 \mathbf{M}\mathbf{x}] \sin \omega t \quad (5.10)$$

$$\mathbf{q} = \mathbf{K}^{-1} \left[\mathbf{s} - \omega^2 \mathbf{M} \sum_{r=1}^k \beta_r \mathbf{x}_r \right] \sin \omega t \quad (5.11)$$

Il faut alors choisir combien de modes propres (k) nous allons prendre en compte pour le développement en série. Un critère de choix valable est basé sur les masses effectives modales : lorsque 90% ou plus de la masse totale du système est comprise dans la somme des masses effectives modales selon chacune des directions, on peut couper la série et fixer alors k : les modes les plus actifs sont alors sélectionnés. C'est donc pour cela que les tableaux (5.1) et (5.2) reprennent autant de modes. Il est alors évident que nous considérerons $k = 11$ modes propres pour le calcul de la réponse sinusoïdale de l'instrument (pour les deux modèles).

5.3.2 Résultats numériques

Les résultats présentés pour le cas des chargements sinusoïdaux sont, pour les deux modèles, ceux relatifs à la direction de sollicitation X . C'est en effet pour cette direction de sollicitation que les contraintes rencontrées sont les plus importantes : il est donc considéré comme le cas extrême vu les résultats numériques. Les résultats correspondants aux autres directions de sollicitation sont présents dans l'annexe *B.2* et il est à noter que le coefficient d'amortissement critique a été pris à 2% pour tous les tests selon [25].

Premier modèle

Les figures (5.9) et (5.10) représentent, respectivement aux fréquences de 5 et 100 Hz , la répartition des contraintes sur le premier modèle.

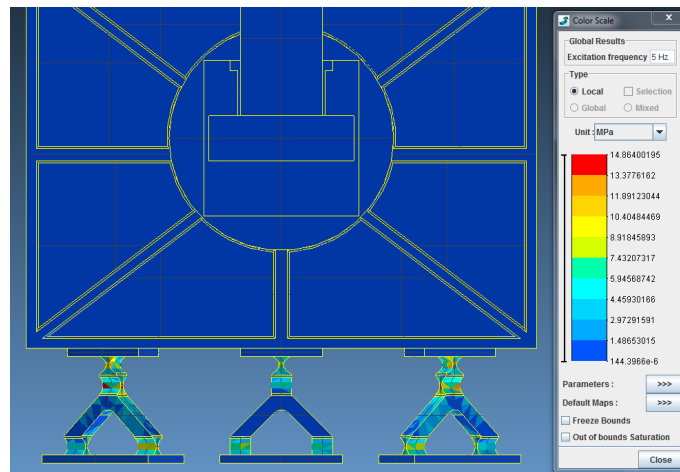


FIGURE 5.9 – Répartition des contraintes au niveau des bipods du premier modèle lors du chargement sinusoïdale de fréquence 5 Hz selon X

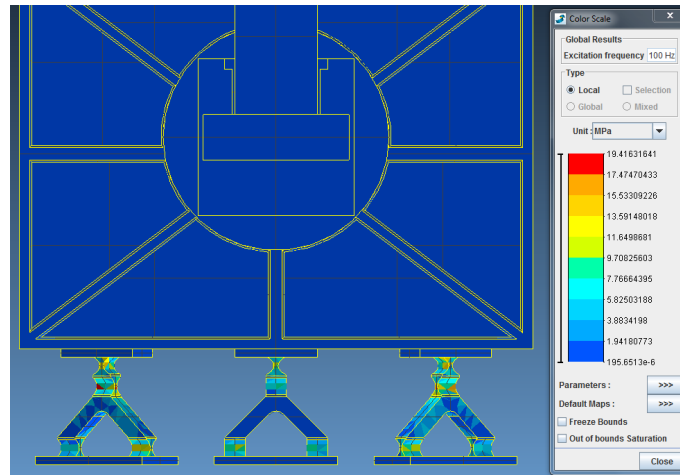


FIGURE 5.10 – Répartition des contraintes au niveau des bipods du premier modèle lors du chargement sinusoïdale de fréquence 100 Hz selon X

On peut ainsi remarquer à partir de ces figures que les contraintes maximales rencontrées sont relativement faibles : 14.86 MPa à 5 Hz et 19.42 MPa à 100 Hz . Il est sur que connaissant les propriétés de l'aluminium et du titane utilisés (limites élastiques respectivement de 276 et 1110 MPa), ces contraintes ne sont certainement pas critiques.

Les contraintes sont encore une fois, comme dans le cas statique traité juste avant, concentrées au niveau des bipods et plus particulièrement au niveau des charnières.

Deuxième modèle

Les figures (5.11) et (5.12) représentent, respectivement aux fréquences de 5 et 100 Hz , la répartition des contraintes sur le deuxième modèle.

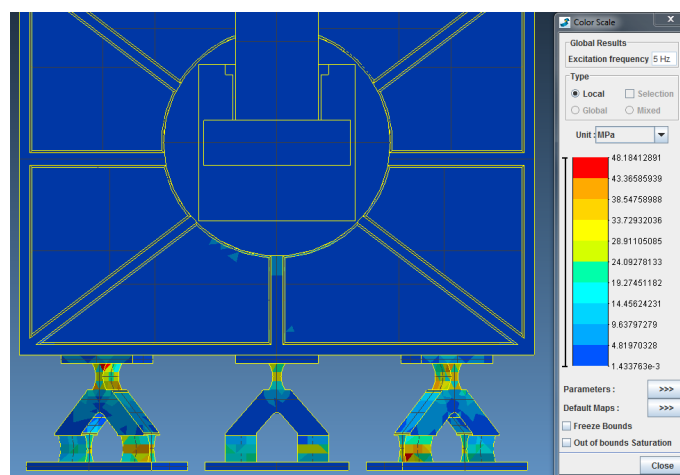


FIGURE 5.11 – Répartition des contraintes au niveau des bipods du deuxième modèle lors du chargement sinusoïdale de fréquence 5 Hz selon X

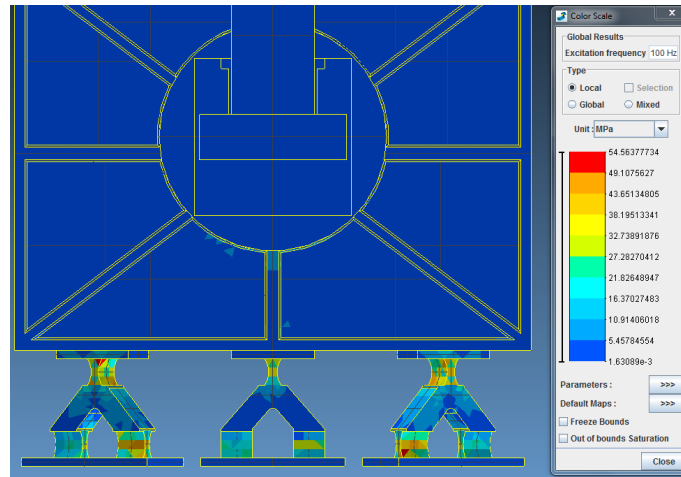


FIGURE 5.12 – Répartition des contraintes au niveau des bipods du deuxième modèle lors du chargement sinusoïdale de fréquence 100 Hz selon X

Pour le deuxième modèle les contraintes maximales rencontrées sont : 48.18 MPa à 5 Hz et 54.56 MPa à 100 Hz . Ces valeurs sont toujours bien inférieures aux limites des matériaux utilisés mais sont bien plus importantes que celles rencontrées pour le premier modèle. Cette constatation est identique pour les résultats présents dans l'annexe B.2 avec les sollicitations sinusoïdales dans les deux autres directions. Il semble donc évident que le quatrième design de pied, utilisé pour le deuxième modèle et qui est plus rigide, soit moins performant que le premier lors des sollicitations sinusoïdales spécifiées.

Cette analyse mécanique comparative entre les deux modèles de l'instrument a pu mettre en avant les qualités et les défauts des deux designs de pieds utilisés pour fixer le coronographe. Le premier design moins rigide donne une structure qui est également globalement moins rigide : l'analyse modale a montré que le deuxième modèle utilisant le quatrième design de pied a une première fréquence propre plus élevée que celle du premier modèle. De plus, pour un cas de sollicitation statique, le deuxième modèle plus rigide présente des déformations et des contraintes moins importantes que le premier modèle. Par contre le premier modèle plus flexible semble mieux se comporter de manière dynamique par rapport aux sollicitations spécifiées : c'est ce qui a été constaté par l'analyse des sollicitations sinusoïdales.

Malheureusement, aucun des modèles étudiés ne remplit la spécification sur la première fréquence propre qui doit être supérieure ou égale à 140 Hz . Pour une question de temps, aucun autre design n'a pu être étudié et l'étude thermo-mécanique du chapitre 6 sera également portée sur ces deux modèles. Une discussion sur les pistes à suivre afin d'améliorer les designs existants sera menée dans le chapitre 7 qui fera office de conclusion.

Chapitre 6

Analyse thermo-mécanique

Ce chapitre est dédié à la présentation des résultats de l'analyse thermo-mécanique réalisée sur les deux modèles de l'instrument et débutera par un très bref rappel sur le principe théorique de la thermoélasticité linéaire. Les modèles auront été décomposés afin de simplifier la démarche et de se concentrer séparément sur deux parties de l'instrument qui sont assez différentes thermiquement lors des phases opérationnelles de la mission : l'ensemble Boîte/Tube/Bipods régulé à une température "ambiante" en opérationnel et l'ensemble *FPA*/Radiateur très froid à cause de la présence du détecteur *CCD* qui doit être à une température inférieure à -65°C lors de son fonctionnement.

6.1 Point de vue théorique

Le principe de la thermo-mécanique est d'étudier les déformations physiques d'une structure lorsque celle-ci est soumise à des chargements thermiques. C'est-à-dire que si on définit une température de référence pour une pièce, pour laquelle la pièce est dite non déformée, celle-ci va se déformer mécaniquement si la température de l'élément est différente de la température de référence [8] [17] [18].

En thermoélasticité linéaire, le tenseur des contraintes $\boldsymbol{\sigma}$ est supposé s'exprimer comme une fonction linéaire du tenseur de déformation $\boldsymbol{\varepsilon}$ (loi de *Hooke* [6] [13]) et de l'échauffement ΔT [8] :

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C} \boldsymbol{\varepsilon} + \mathbf{A} \Delta T \quad (6.1)$$

où \mathbf{C} est le tenseur de *Hooke* et \mathbf{A} est le tenseur des dilatations thermiques qui dépend des propriétés thermiques du matériau utilisé.

Dans cette théorie, les contraintes mécaniques sont donc également engendrées par des effets thermiques : la structure se dilate (température supérieure à la température de référence) ou se contracte (température inférieure à la température de référence) et ces déformations engendrent des contraintes. Il est clair que plus la différence entre la température de la structure et sa référence est grande, plus le champ scalaire d'échauffement ΔT est important et plus les contraintes seront grandes. Le champ ΔT est généralement considéré comme une donnée du problème (un effort extérieur au même titre qu'une force

appliquée). Connaissant la température en certaines zones de la structure, la distribution sur l'ensemble peut être calculée par l'intermédiaire de l'équation de la chaleur. Il suffit alors de déterminer les déformations et ensuite les contraintes. Il existe évidemment des effets de couplage entre les phénomènes thermiques et mécaniques : la déformation de la pièce engendre une nouvelle configuration géométrique qui va influencer les échanges thermiques de conduction et qui vont modifier la déformation, et ainsi de suite jusqu'à l'équilibre [8] [17].

6.2 Résultats numériques

Les résultats numériques obtenus ici à l'aide du module *Thermomechanical Analysis* de *Samcef* l'ont été en imposant les températures reprises aux tableaux (3.4), (3.5), (3.6) et (3.7) comme des conditions limites. Le champ de température sur l'entièreté de la structure a alors pu être déterminé pour enfin calculer les déformations et les contraintes. La température de référence est de $20^{\circ}C$, température à laquelle l'instrument sera monté. On suppose également que les bipods sont bloqués, c'est-à-dire que l'OBA sur lequel ils sont montés ne se déforme pas.

6.2.1 Ensemble Boîte/Tube/Bipods

Le premier ensemble étudié est celui composé de la boîte optique (avec les composants internes), du tube et des trois bipods. Pour cet ensemble il faut vérifier que les bipods ne subissent pas des contraintes mécaniques trop importantes. La déformation est également importante : l'alignement de l'axe optique doit être maintenu dans les cas opérationnels. Il ne peut se déplacer de plus de 0.15 mm au cours des mesures [25].

Premier modèle

La figure (6.1) représente la répartition des contraintes pour le premier modèle de l'instrument et dans le cas non-opérationnel froid.

C'est en effet ce cas de chargement thermo-mécanique qui est le plus défavorable pour cet ensemble car on rencontre la plus grande différence de température entre le banc optique (support des bipods) et la boîte et le tube (distribution très non-uniforme de température dans les pieds). C'est également pour cette configuration que les températures des éléments considérés sont les plus éloignées de la température de référence. Le champ d'échauffement de l'équation (6.1) est, pour ces raisons, le plus important en amplitude pour cette configuration.

On remarque cependant que les contraintes maximales sont de 322.67 MPa et sont rencontrées au niveau des charnières inférieures du bipod fixé au tube. Les contraintes maximales rencontrées pour la partie en aluminium sont au niveau des fixations des bipods à la boîte et ne dépassent pas les 129.12 MPa . Pour les deux matériaux utilisés, nous sommes donc bien en dessous des limites élastiques alors que nous sommes dans le cas le plus contraint. Il n'y aura donc pas de problèmes mécaniques pour cet ensemble. Les contraintes rencontrées étant cependant beaucoup plus importantes que dans les cas

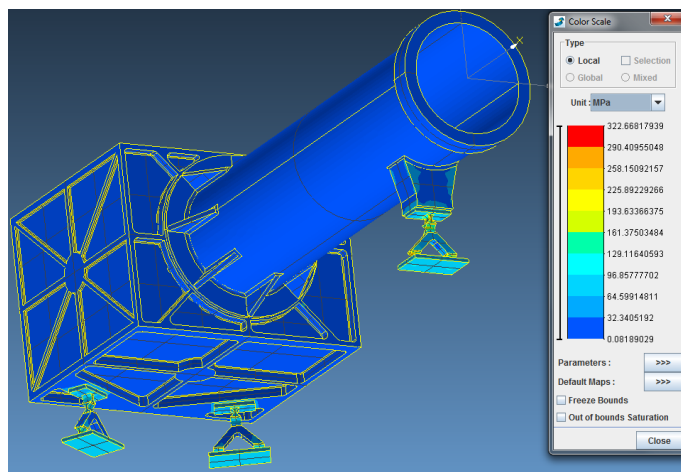


FIGURE 6.1 – Répartition des contraintes dans le premier modèle de l'instrument : cas non-opérationnel froid

présentés au chapitre précédent, on peut, pour valider le modèle, passer par le calcul des marges de sécurité MoS par rapport à la plastification et à la rupture à l'aide de la formule [24] :

$$MoS = \frac{\sigma_{max,autorise}}{\sigma_{max,calcule} * FoS} - 1 \quad (6.2)$$

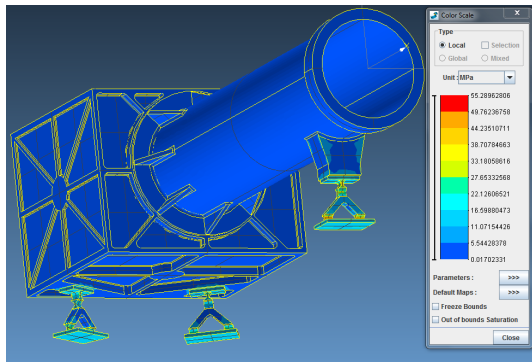
où $\sigma_{max,autorise}$ est par exemple la limite élastique ou la limite de rupture, $\sigma_{max,calcule}$ est la valeur des contraintes maximales rencontrées dans les résultats numériques et FoS est un facteur de sécurité défini à 1.25 pour le cas de la limite élastique et 1.5 pour celui de la limite de rupture [24].

La marge de sécurité MoS doit être positive pour valider un design et la plus grande possible : 1 ou plus = *OK*, vers 0.1 ça devient critique et un nouveau design est préférable.

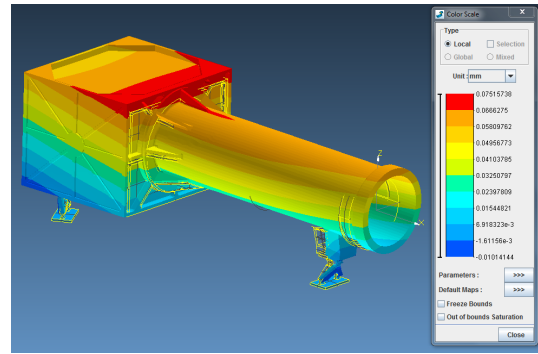
Fixant la valeur maximale autorisée à 1110 MPa pour la limite élastique et à 1250 MPa pour la limite de rupture dans le cas du titane, on trouve $MoS_{elas} = 1.75$ et $MoS_{rup} = 1.58$, ce qui est parfaitement acceptable. Pour l'aluminium, on fixe la limite élastique à 276 MPa et la limite de rupture à 310 MPa et on trouve $MoS_{elas} = 0.71$ et $MoS_{rup} = 0.6$. Les marges de sécurité pour l'aluminium sont inférieures à 1 mais ne sont pas non plus excessivement petites. L'ensemble peut être validé par rapport aux contraintes maximales rencontrées.

Concentrons nous alors sur les cas opérationnels chaud et froid représentés aux figures (6.2) et (6.3).

Pour les deux configurations, les figures (6.2a) et (6.3a) montrent que les contraintes mécaniques ne dépassent pas les 55 MPa , ce qui est beaucoup plus faible que dans le cas extrême présenté précédemment (non-opérationnel froid). L'instrument en mode

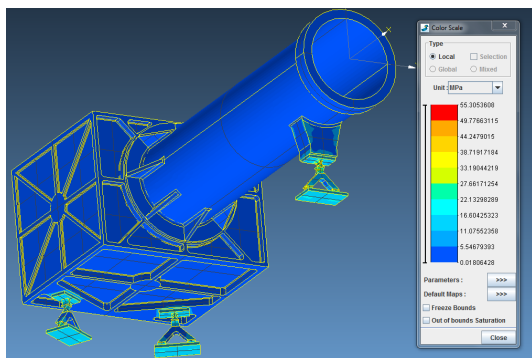


(a) Contraintes

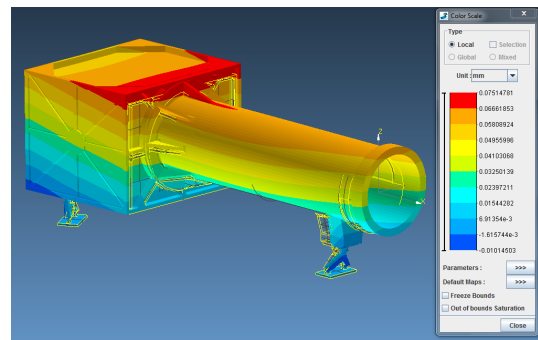


(b) Déplacements selon Y et déformée

FIGURE 6.2 – Contraintes et déplacements du premier modèle : cas opérationnel chaud



(a) Contraintes



(b) Déplacements selon Y et déformée

FIGURE 6.3 – Contraintes et déplacements du premier modèle : cas opérationnel froid

opérationnel n'est donc pas fortement contraint.

Les figures (6.2b) et (6.3b), elles, montrent les déformées de l'instrument et l'amplitude des déplacements projetée selon Y . C'est en effet ce déplacement qui est critique pour l'alignement de l'axe optique. L'axe optique est orienté selon X , donc le déplacement selon cette direction ne modifiera pas l'alignement. L'instrument est également symétrique par rapport au plan XY passant par l'axe optique : les chargements thermiques étant également supposés symétriques par rapport à ce plan, l'axe optique ne se déplace pas selon cette direction. D'après les résultats numériques présentés, le déplacement maximal selon Y rencontré au niveau du sommet de la boîte est de 0.07 mm , bien inférieur au déplacement maximal autorisé de 0.15 mm . L'ensemble boîte/tube/bipods du premier modèle de l'instrument est donc résistant aux chargements et respecte l'alignement de l'axe optique pour les cas opérationnels. Il est donc thermo-mécaniquement valide.

Deuxième modèle

Comme pour le premier modèle, le cas extrême pour le champ de contrainte rencontré pour le deuxième est le non-opérationnel froid représenté à la figure (6.4).

Les contraintes maximales sont de 254.59 MPa et sont rencontrées au niveau de la

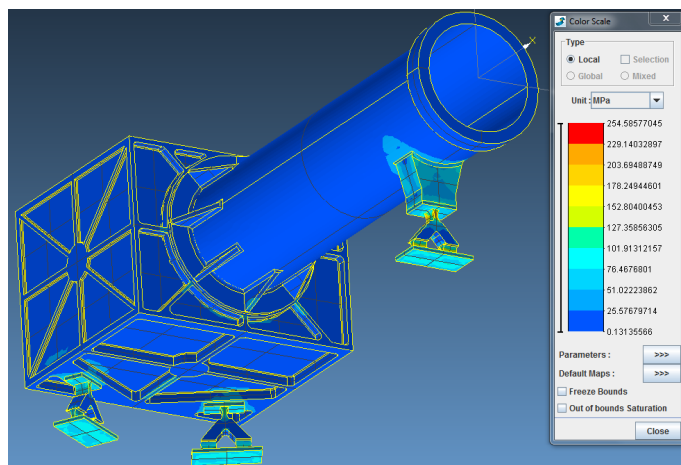
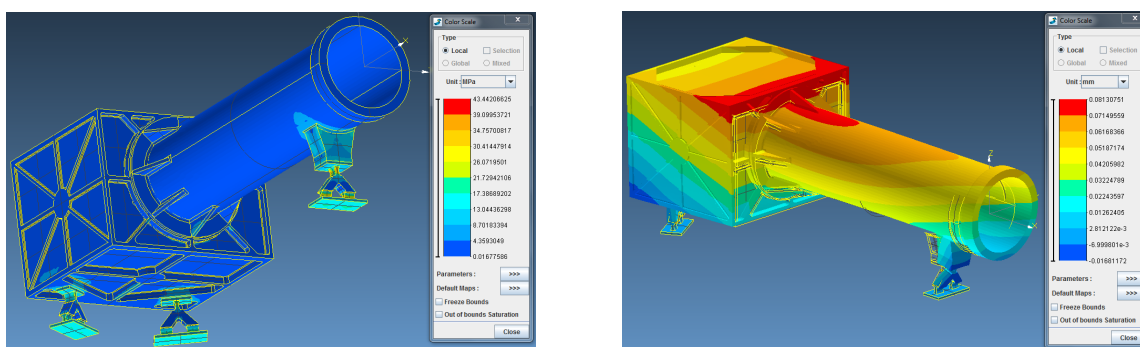


FIGURE 6.4 – Répartition des contraintes dans le deuxième modèle de l'instrument : cas non-opérationnel froid

charnière supérieure du bipod fixé au tube. Les contraintes maximales rencontrées pour la partie en aluminium sont au niveau des fixations des bipods à la boîte et au niveau de l'interface tube/appui du bipod et ne dépasse pas les 101.91 MPa . Pour les deux matériaux utilisés, nous sommes encore une fois donc bien en dessous des limites élastiques. Comme le premier modèle, le deuxième ne subira aucun dommage irréversible à cause des contraintes thermo-mécaniques. Il est d'ailleurs soumis à des contraintes plus faibles que celles rencontrées par le premier modèle. Il n'est donc pas utile ici de réaliser un nouveau calcul de marges de sécurité : elles seront supérieures à celles déterminées pour le premier modèle. Le deuxième modèle est donc également valide par rapport aux contraintes maximales rencontrées.

Concentrons nous alors sur les cas opérationnels chaud et froid pour le deuxième modèle et représentés aux figures (6.5) et (6.6).

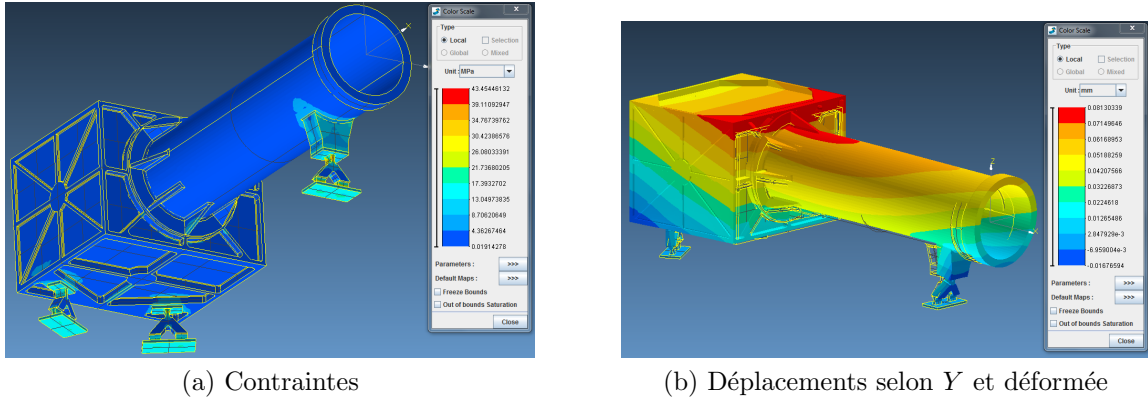


(a) Contraintes

(b) Déplacements selon Y et déformée

FIGURE 6.5 – Contraintes et déplacements du deuxième modèle : cas opérationnel chaud

Pour les deux configurations, les figures (6.5a) et (6.6a) montrent que les contraintes mécaniques ne dépassent pas les 43 MPa . Au niveau du champ de contraintes le deuxième modèle montre une fois de plus des amplitudes moindres que le premier modèle.



(a) Contraintes

(b) Déplacements selon Y et déformée

FIGURE 6.6 – Contraintes et déplacements du deuxième modèle : cas opérationnel froid

Les figures (6.5b) et (6.6b) montrent les déformées de l'instrument et l'amplitude des déplacements projetée selon Y pour les mêmes raisons qui ont été expliquées pour le premier modèle. Le déplacement maximal selon Y rencontré au niveau du sommet de la boîte est de 0.08 mm , bien inférieur au déplacement maximal autorisé de 0.15 mm . Cet ensemble pour le deuxième modèle est donc bien valide thermo-mécaniquement. L'avantage du deuxième modèle sur le premier est que les contraintes rencontrées sont significativement plus faibles. Cependant, comme le montre l'analyse des déplacements, l'amplitude projetée selon Y est plus importante pour le deuxième modèle. Il est donc un peu moins adapté pour maintenir l'alignement de l'axe optique selon Y .

Notons que c'est bien la projection du déplacement selon Y qui est plus importante pour le deuxième modèle. L'amplitude non projetée des déplacements est plus faible pour le deuxième modèle (déformée globale moins importante), ce qui explique que les contraintes mécaniques sont plus faibles pour lui également.

Les résultats relatifs aux autres cas de figure sont présents dans les annexes C.1 et C.2.

6.2.2 Ensemble *FPA*/Radiateur

Le deuxième ensemble étudié est composé du *FPA* et du radiateur permettant d'évacuer la chaleur du *CCD* situé à l'intérieur du *FPA*, afin de le garder à la bonne température dans les cas opérationnels.

Le premier résultat présenté dans cette section est à la figure (6.7) : c'est la répartition des contraintes sur l'ensemble dans le cas le plus défavorable qui est, comme dans la section précédente, le cas non-opérationnel froid où la température du radiateur et celle du *CCD* sont les plus éloignées de la référence.

Les contraintes atteintes au niveau des pieds en titane qui attachent le radiateur au dessus de la boîte sont vraiment très importantes : on a une valeur maximale de 967.19 MPa . Néanmoins, cette valeur reste en dessous de la limite élastique de 1110 MPa (voir

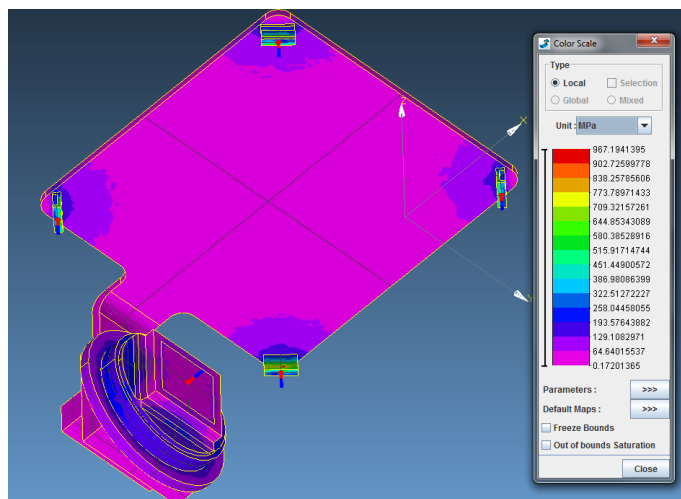


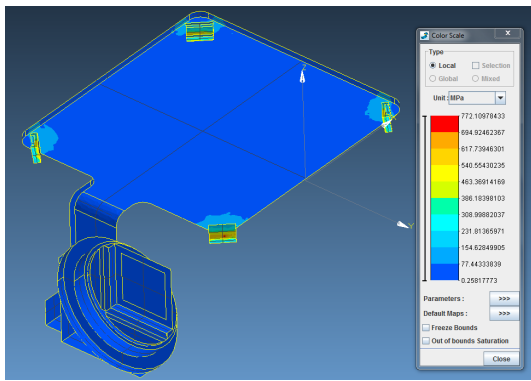
FIGURE 6.7 – Répartition des contraintes dans l'ensemble *FPA*/Radiateur : cas non-opérationnel froid

tableau (4.2)). Il en est de même pour les parties en aluminium : le maximum atteint est de 258.04 MPa , inférieur à la limite élastique de 276 MPa . On remarque néanmoins que les valeurs maximales atteintes sont très importantes et très proches des limites élastiques des matériaux utilisés. Si on calcule les marges de sécurité élastiques et de rupture pour les deux matériaux, on trouve : $MoS_{elas} = -0.08$ et $MoS_{rup} = -0.14$ pour le titane et $MoS_{elas} = -0.14$ et $MoS_{rup} = -0.20$ pour l'aluminium. Les marges de sécurité sont toutes négatives et donc le design ne peut être validé.

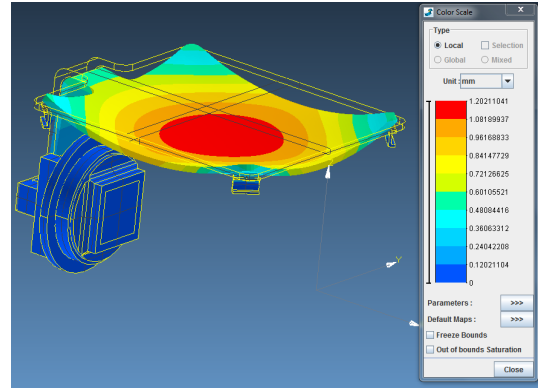
Il faut cependant également noter que la modélisation réalisée est plus contraignante que la configuration réelle. En effet, les 4 pieds fixant le radiateur à la boîte sont ici modélisés avec un encastrement à l'interface avec la boîte. Dans la réalité, la boîte qui est dans ce cas à -52.4°C est également déformée et contractée, ce qui permet aux pieds en réalité de se déplacer et de mieux suivre la déformation du radiateur. Les pieds et le radiateur seront donc en réalité moins déformés et moins contraints que dans cette simulation numérique. Les marges de sécurité étant négatives, cela ne permet cependant pas de valider le modèle. Il faudrait réaliser d'autres tests et même si les marges deviennent positives elles seraient certainement très faibles.

Le cas extrême n'étant pas valide au niveau des contraintes, nous pouvons quand même nous intéresser aux résultats relatifs aux cas opérationnels. Les figures (6.8) et (6.9) représentent la répartition des contraintes ainsi que la déformée et l'amplitude des déplacements, respectivement dans les cas opérationnels chaud et froid.

Comme dans le cas non-opérationnel froid, les contraintes sont très importantes : jusqu'à 770 MPa dans les pieds en titane (mais cette fois les marges de sécurité sont positives et de l'ordre de 0.1, ce qui reste très faible). Cela se comprend facilement en regardant l'importance des déformations dans les deux cas (figures (6.8b) et (6.9b)). Le centre du radiateur se déplace jusqu'à 1.20 mm , ce qui est absolument non négligeable sachant sur-

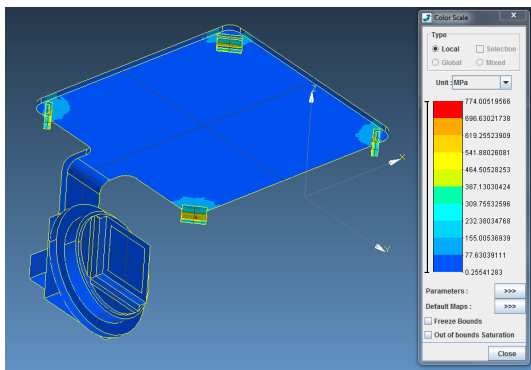


(a) Contraintes

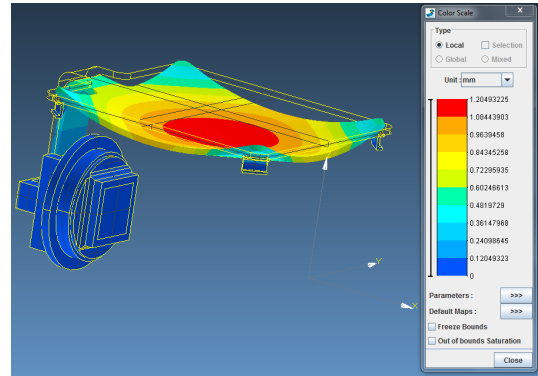


(b) Amplitude des déplacements et déformée

FIGURE 6.8 – Contraintes et déplacements de l'ensemble *FPA/Radiateur* : cas opérationnel chaud



(a) Contraintes



(b) Amplitude des déplacements et déformée

FIGURE 6.9 – Contraintes et déplacements de l'ensemble *FPA/Radiateur* : cas opérationnel froid

tout que l'écart entre le sommet de la boîte et le radiateur n'est que de 13 *mm*. Il n'est cependant pas étonnant de rencontrer une telle déformation étant donné la température du radiateur dans ces configurations : inférieure à -100°C . Il y a donc plus de 120°C d'écart entre la température du composant et sa température de référence. Le radiateur, si il n'était pas fixé à la boîte, se contracterait sans aucun problème. Mais la fixation à la boîte va avoir l'effet observé sur les figures présentées.

Il est absolument impensable d'un point de vue mécanique d'enlever les pieds qui fixent le radiateur à la boîte. Comme discuté auparavant, ces pieds sont là pour empêcher la structure d'avoir des modes propres de vibration basses fréquences associés seulement au mouvement du radiateur. Une solution qui pourrait être envisagée pour limiter la flèche lors de la déformation est un re-positionnement des pieds de manière à les ramener légèrement vers le centre du radiateur. Cependant, une telle configuration pourrait mener à l'apparition de modes de vibration en torsion du radiateur qui pourraient être assez gênant pour l'intégrité structurelle de l'instrument.

Il y a donc au final plusieurs problèmes avec l'ensemble *FPA/radiateur* : les contraintes

rencontrées dans les résultats numériques sont trop grandes et les marges de sécurité associées sont soit négatives soit positives et très faibles, et la déformée du radiateur dans certaines configurations est très importante (voir les résultats des autres cas en annexe C.3). Le temps étant réellement manquant en cette fin de travail, une autre configuration n'a pas pu être testée (comme un nouveau design de bipods pour les améliorations mécaniques). Cela laisse quelques perspectives d'optimisations qui seront discutées dans la conclusion de ce travail, car il est bien évident que l'ensemble *FPA*/radiateur n'est pas valide d'un point de thermo-mécanique.

Chapitre 7

Conclusion

7.1 Résumé

Le but de ce travail était de partir d'un design préliminaire d'un instrument qui sera embarqué dans un satellite, et de réaliser un design permettant de satisfaire les spécifications de l'*ESA* et donc d'être valide pour la mission qui lui est assignée. Ici, le design a été testé mécaniquement par des simulations numériques afin de voir si l'instrument résisterait, lors du lancement, aux sollicitations statiques et sinusoïdales. Il a également été testé afin de voir s'il résisterait mécaniquement à l'environnement thermique qu'il rencontrera dans l'espace au cours de sa mission et s'il pourrait assurer un bon fonctionnement lors de ses phases opérationnelles.

Le raisonnement qui a été mené dans ce travail pour aboutir à un design a été présenté dans le chapitre 4. Le premier intérêt, lorsque ce projet a commencé, était le design des pieds (bipods) qui fixeraient le coronographe à son support dans le satellite. C'est donc pourquoi la présentation a commencé par ces éléments et qu'elle a fait l'objet d'une étude toute particulière (géométrie particulière pour assurer une certaine flexibilité, choix du matériau, étude thermique). Le reste du design a également été profondément réfléchi afin de ne pas réaliser une structure ne satisfaisant pas les contraintes sur l'instrument, comme l'étude sur l'orientation des pieds de la boîte optique peut en témoigner.

Il est évident que les deux designs finaux présentés dans ce rapport n'ont pas été les premiers dessinés. D'autres modèles, avec d'autres pieds ou des orientations différentes pour les bipods de la boîte ont été testés avant d'arriver finalement aux modèles les plus aboutis qui ont pu être réalisés et présentés ici.

L'étude mécanique des deux modèles retenus a pu démontrer la validité des deux modèles vis à vis des sollicitations statiques et sinusoïdales faisant parties des spécifications de l'*ESA*. Évidemment, d'autres sollicitations (aléatoires, chocs, acoustiques) doivent aussi être étudiées lors du design de tels instruments. Il n'a pas été possible ici de réaliser l'entièreté de ces simulations numériques pour valider les designs (manque de temps : aléatoires, manque de connaissances pour la simulation : chocs et acoustiques). Néanmoins, aucun des deux designs ne satisfait la spécification sur la première fréquence propre : ils sont tous les deux bien en dessous. Ils ont quand même une première fréquence

propre supérieure à 100 Hz . Cela est assez intéressant car alors aucun des deux ne rencontrera de résonance pour les spécifications des chargements sinusoïdaux de l'*ESA*. Mais ces fréquences trop faibles peuvent être un véritable problème si la première fréquence propre du satellite est assez proche de celle de l'instrument que l'on va monter dessus : le couplage mécanique entre les deux systèmes peut mener à une réponse dynamique critique. Malheureusement, à cause d'un manque de temps sur la fin de ce projet, de nouveaux designs n'ont pas pu être réalisés.

Enfin, l'étude thermo-mécanique a pu mettre en évidence la validité des deux modèles (Boîte/tube/bipods) vis à vis des sollicitations thermo-mécaniques rencontrées lors des cas extrêmes stationnaires rencontrés au cours d'une orbite du satellite embarquant l'instrument. En effet, les structures des deux modèles résistent bien aux contraintes rencontrées qui ne dépassent jamais les limites élastiques des matériaux composants l'instrument. De plus, le mouvement de l'axe optique lors des cas opérationnels est limité à une seule direction et est d'amplitude inférieure à l'amplitude maximale tolérée. Cette étude a pu également mettre en évidence les défaillances de l'ensemble *FPA*/radiateur qui subit des contraintes beaucoup trop importantes par rapport aux marges de sécurité définies. Cet ensemble doit donc impérativement être soumis à un re-design qui n'a également pas pu être réalisé dans ce travail par manque de temps.

En conclusion, les deux designs présentés et étudiés en détails dans ce travail sont relativement équivalents et valides autant l'un que l'autre. En effet, ils ne respectent aucun des deux la spécification sur la première fréquence propre et sont valides pour toutes les autres spécifications traitées dans ce rapport (à part l'ensemble *FPA*/radiateur d'un point de vue thermo-mécanique). Ils ont cependant chacun leurs avantages (et désavantages) :

- (i) Flexibilité du montage (et donc meilleur respect de l'isostaticité) : modèle 1 utilisant le premier design des bipods ;
- (ii) Masse : modèle 1 car le premier design des bipods possède un volume plus faible que le quatrième ;
- (iii) Première fréquence propre : modèle 2 qui en effet ne respecte pas la spécification mais possède une première fréquence plus élevée que le premier modèle grâce à la rigidité supérieure des bipods utilisés ;
- (iv) Réponse statique : modèle 2 qui grâce à sa plus grande rigidité se déforme moins et rencontre des contraintes moins importantes globalement ;
- (v) Réponse dynamique : modèle 1 qui semble posséder une meilleure réponse dynamique aux sollicitations sinusoïdales spécifiées que le deuxième modèle (contraintes moins importantes) ;
- (vi) Réponse thermo-mécanique : modèle 1 qui, malgré la présence de contraintes plus importantes dans les cas considérés (qui restent néanmoins acceptables), respecte

un peu mieux l'alignement de l'axe optique lors des configurations opérationnelles qui sont évidemment primordiales pour la mission.

7.2 Perspectives

Comme il a été dit dans le travail et rappelé dans ce chapitre, une spécification n'est respectée par aucun des modèles (fréquence propre) et l'ensemble *FPA*/radiateur est soumis à des contraintes trop importantes par rapport aux marges de sécurité et subit également des déformations d'amplitudes très importantes lors des chargements thermo-mécaniques.

Il peut être intéressant de suggérer quelques pistes à suivre afin d'optimiser l'instrument par rapport à ces deux problèmes rencontrés, qui auraient été suivies si le temps l'avait permis.

Pour ce qui est de problème relatif à la première fréquence propre, il semble que la meilleure chose à faire pour l'augmenter est de se diriger vers un design de bipods se rapprochant du quatrième, mais encore plus rigide. Pour ce faire, il est possible d'épaissir le pied et même les charnières de celui-ci. Il gagnera alors en masse, certes, mais il gagnera également en rigidité. Il va de soi que plus il sera rendu rigide (surtout au niveau des charnières), plus sa flexibilité donnée par les charnières sera diminuée et l'approximation d'un montage isostatique sera perdue. L'instrument pourrait alors, en contrepartie, devenir moins efficace thermo-mécaniquement et perdre, par exemple, sa validité par rapport à l'alignement de l'axe optique. Notons que le design préliminaire optimisé par le *LAM*, en parallèle de ce travail, a requis une modification de l'enveloppe des bipods par l'*ESA* afin de résoudre le problème lié à la première fréquence propre.

Pour le problème relatif à l'ensemble *FPA*/radiateur, une solution avait déjà été proposée à la fin du chapitre 6 en évoquant un re-positionnement des pieds fixant le radiateur à la boîte. Cette solution pourrait néanmoins mener à des problèmes mécaniques avec l'apparition de modes de vibration en torsion du radiateur. Une autre possibilité serait d'utiliser des pieds plus flexibles et avec une géométrie adaptée permettant les déformations rencontrées par le radiateur lors de la mission : cela pourrait effectivement mener à un ensemble moins contraint lors de la mission et donc augmenter les marges de sécurité et diminuer la flèche au centre du radiateur.

Il est clair que la validité de ces démarches doit encore être démontrée pour ensuite réaliser un choix entre celles-ci, afin d'obtenir un design plus optimal.

Bibliographie

- [1] *ASPIICS Bipod IF V1*. Technical report, Document de travail fourni par *CSL*, 17/09/2012.
- [2] *plan-FPA v1-0 wk38-2012*. Technical report, Document de travail fourni par *CSL*, 24/09/2012.
- [3] *ASPIICS COB mass breakdown 29-01-13 v1-2 CG*. Technical report, Document de travail fourni par *CSL*, 29/01/2013.
- [4] *Visio-ASPIICS Thermal Model*. Technical report, Document de travail fourni par *CSL*, Août 2012.
- [5] Olivier Brûls. *Cinématique et dynamique des mécanismes*. Centrale des Cours de l'AEES, Université de Liège, 2013.
- [6] Serge Cescotto. *Mécanique du solide*. Centrale des Cours de l'AEES, Université de Liège, 2009.
- [7] Laboratoire d'Astrophysique de Marseille (*LAM*). *ASPIICS on Proba-3*, 26/08/2007.
- [8] Ecole d'ingénieurs ENSTA ParisTech. Cours de thermoélasticité linéaire, 2013.
- [9] Space Division. Isostatic mounts. Technical report, Construcciones Aeronauticas S.A. (*CASA*), 29/02/1984.
- [10] Ci Electronics. <http://www.cielectronics.fr/downloads/permaglas.pdf>.
- [11] C. Dalibot et J-Y Plessier. *Proba-3 ASPIICS, ASPIICS thermal analyses*. Technical report, Centre Spatial de Liège (*CSL*), 06/03/2013.
- [12] Daniel Gay et Jacques Gambelin. *Dimensionnement des structures*. Hermès, 1999.
- [13] Charles Massonet et Serge Cescotto. *Mécanique des matériaux*. De Boeck.
- [14] Jean-Claude Golinval. *Dynamique des systèmes mécaniques*. Centrale des Cours de l'AEES, Université de Liège, 2011.
- [15] Jean-Claude Golinval. *Théorie des vibrations*. 2012.
- [16] Michel Hogge. *Transfert de chaleur et de matière*. Centrale des Cours de l'AEES, Université de Liège, 2010.
- [17] Jean Salen On. *Mécanique des milieux continus, principes généraux*. 1988.
- [18] Jean-Philippe Ponthot. *Mécanique des milieux continus*. Centrale des Cours de l'AEES, Université de Liège, 2009.
- [19] Jean-Philippe Ponthot. *Méthode des éléments finis*. Centrale des Cours de l'AEES, Université de Liège, 2009.
- [20] Pierre Rochus. *Conception d'expériences spatiales : Effets de l'environnement sur la conception*. 2012.

- [21] Aerospace Specification Metals Inc. (ASM. <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MTP641>).
- [22] Aerospace Specification Metals Inc. (ASM. <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA6061t6>).
- [23] ESA. *Proba-3* mission. http://www.esa.int/Our_Activities/Technology/Proba_Missions/Proba-3_mission, 2009.
- [24] ESA *Proba-3* team. *Proba-3* : General equipment requirement specification. Technical report, ESA, 22/04/2010.
- [25] ESA *Proba-3* team. *Proba-3* : Instrument interface document (part a), coronagraph. Technical report, ESA, 30/07/2012.
- [26] ESA *Proba-3* team. *Proba-3* : Preliminary science requirements document. Technical report, ESA, 31/01/2011.
- [27] Jacob Job Wijker. *Spacecraft Structures*. Springer, 2008.

Appendices

Annexe A

Annexe relative au chapitre 4

A.1 Calcul des conductances thermiques des bipods

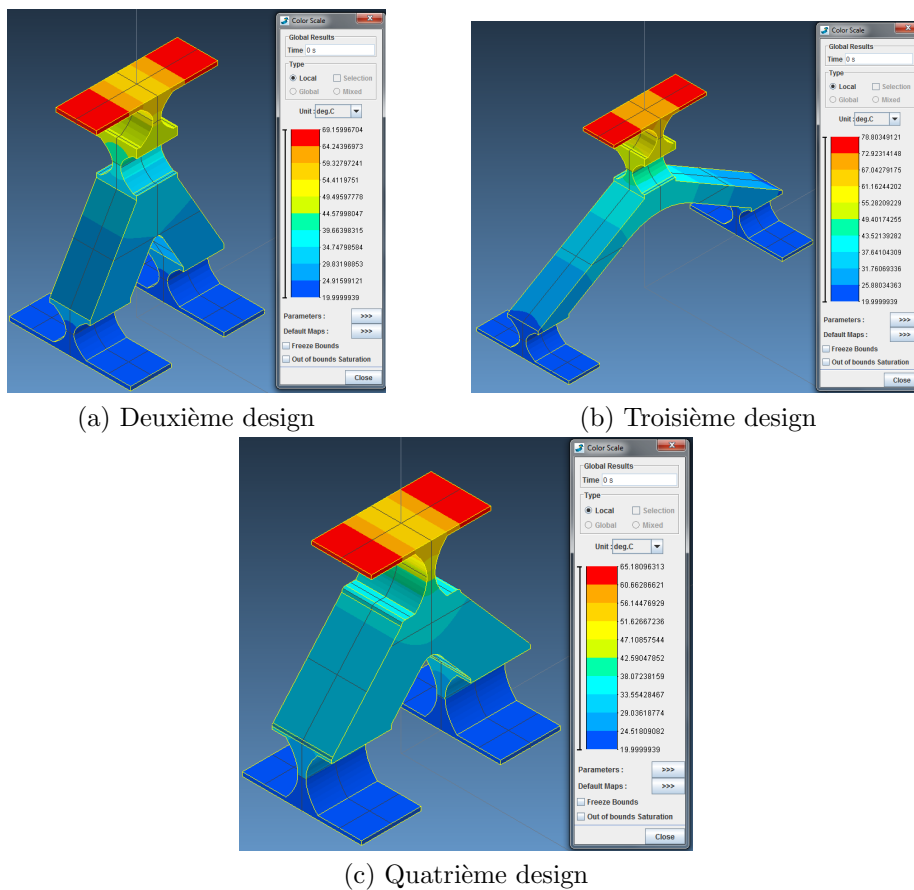


FIGURE A.1 – Résultats obtenus avec *Samcef* pour le calcul des conductances thermiques des bipods

1. Deuxième design : Aire surface supérieure = $3 \cdot 10^{-4} m^2$, quantité de chaleur apportée $Q = 1000 * 3 \cdot 10^{-4} = 0.3 W$, Différence de température entre les extrémités du pied = $49.16^\circ C$:

$$G_2 = \frac{0.3}{49.16} = 0.0061 W/K$$

2. Troisième design : Aire surface supérieure = $3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, quantité de chaleur apportée $Q = 1000 * 3 \cdot 10^{-4} = 0.3 \text{ W}$, Différence de température entre les extrémités du pied = 58.80°C :

$$G_3 = \frac{0.3}{58.80} = 0.0051 \text{ W W/K}$$

3. Quatrième design : Aire surface supérieure = $4.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, quantité de chaleur apportée $Q = 1000 * 4.5 \cdot 10^{-4} = 0.45 \text{ W}$, Différence de température entre les extrémités du pied = 45.18°C :

$$G_4 = \frac{0.45}{45.18} = 0.0096 \text{ W/K}$$

A.2 Orientation des bipods sur la boîte optique

Modèles avec le premier bipod :

$$\begin{pmatrix} k_{1X} \\ k_{2X} \\ k_{3X} \\ k_{tX} \\ k_{bX} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r = 9.1075 \cdot 10^5 \\ r \cos \theta + R \sin \theta \\ r \cos \theta + R \sin \theta \\ 1.4567 \cdot 10^8 \\ 1 \cdot 10^9 \end{pmatrix} \text{ N/m} ; \quad \begin{pmatrix} k_{1Z} \\ k_{2Z} \\ k_{3Z} \\ k_{tZ} \\ k_{bZ} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R = 2.4953 \cdot 10^7 \\ r \sin \theta + R \cos \theta \\ r \sin \theta + R \cos \theta \\ 2.1318 \cdot 10^7 \\ 1 \cdot 10^9 \end{pmatrix} \text{ N/m}$$

$$m_{\text{corono}} = 2.7218 \text{ kg}$$

Modèles avec le quatrième bipod :

$$\begin{pmatrix} k_{1X} \\ k_{2X} \\ k_{3X} \\ k_{tX} \\ k_{bX} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r = 1.0823 \cdot 10^6 \\ r \cos \theta + R \sin \theta \\ r \cos \theta + R \sin \theta \\ 1.4567 \cdot 10^8 \\ 1 \cdot 10^9 \end{pmatrix} \text{ N/m} ; \quad \begin{pmatrix} k_{1Z} \\ k_{2Z} \\ k_{3Z} \\ k_{tZ} \\ k_{bZ} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R = 2.6954 \cdot 10^7 \\ r \sin \theta + R \cos \theta \\ r \sin \theta + R \cos \theta \\ 2.1318 \cdot 10^7 \\ 1 \cdot 10^9 \end{pmatrix} \text{ N/m}$$

$$m_{\text{corono}} = 2.8028 \text{ kg}$$

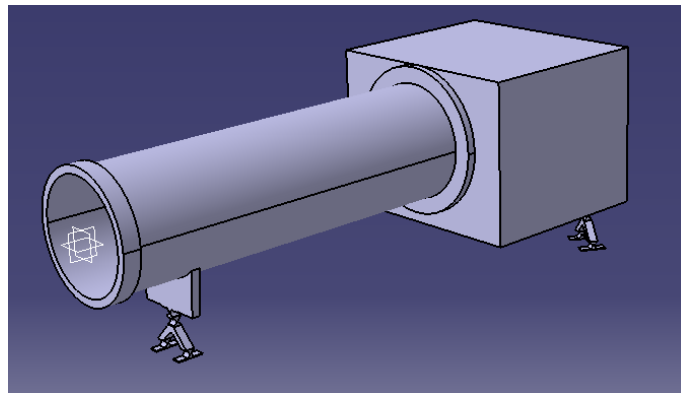


FIGURE A.2 – Design élémentaire utilisé pour valider les modèles à un degré de liberté

A.3 Dessin technique utilisé pour le *FPA*

Echelle 1, partie auïère non étudiée.
tron dans le mur de la boîte = $\phi 90$

le 20.09.2012

V1.0-

Sun
↙

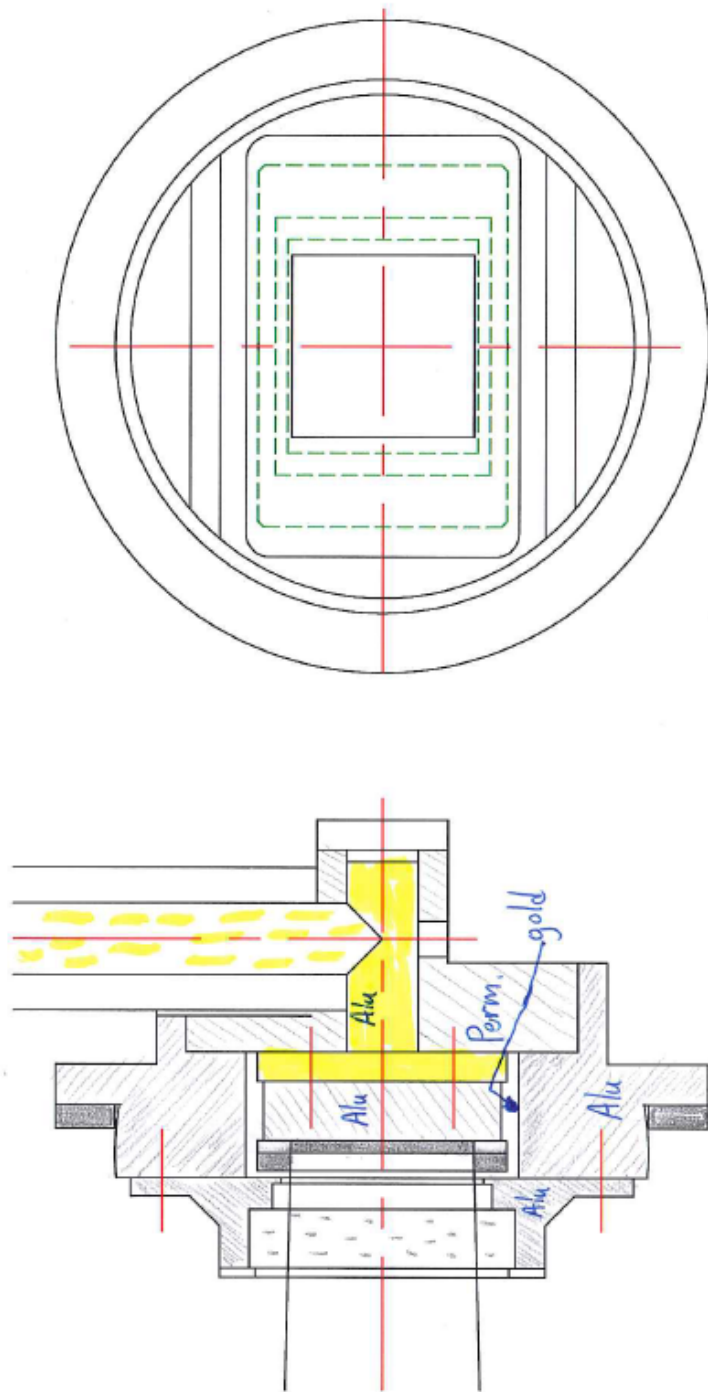


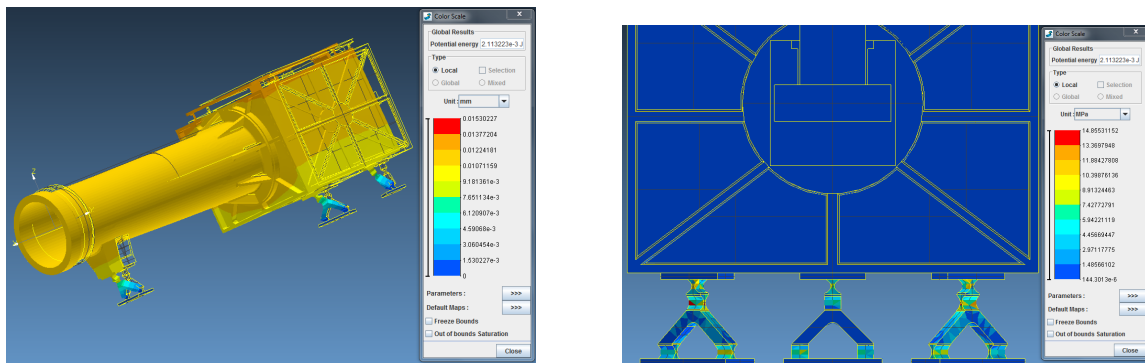
FIGURE A.3 – Dessin technique utilisé pour réaliser le design du *FPA*

Annexe B

Annexe relative au chapitre 5

B.1 Résultats des tests de chargements quasi-statiques

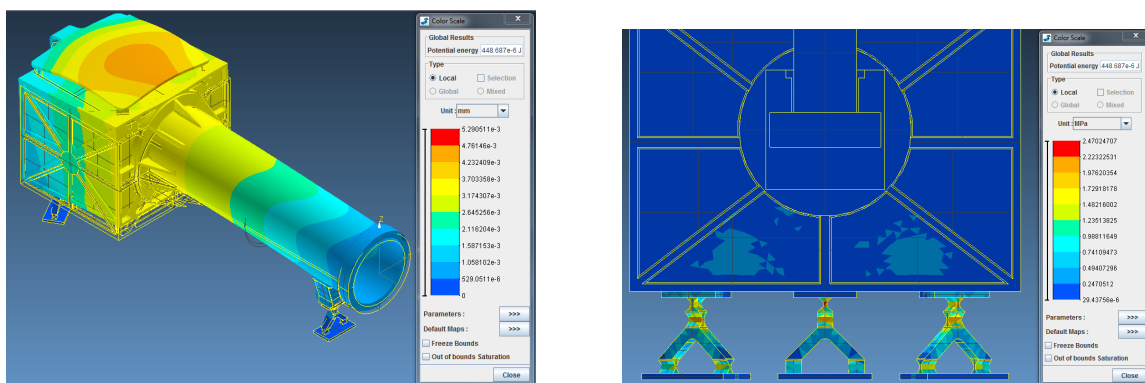
Résultats des tests selon X et Y pour le premier modèle aux figures (B.1) et (B.2).



(a) Amplitude des déplacements et déformée

(b) Contraintes, vue des trois bipods

FIGURE B.1 – Chargement quasi-statique selon X , premier modèle

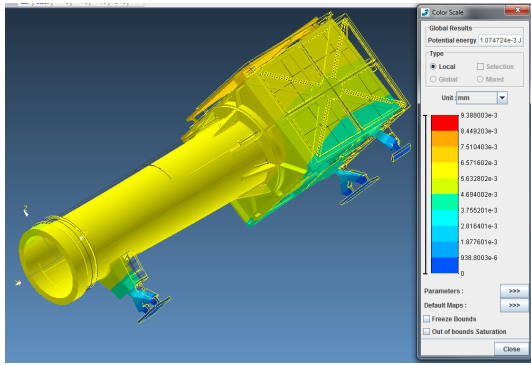


(a) Amplitude des déplacements et déformée

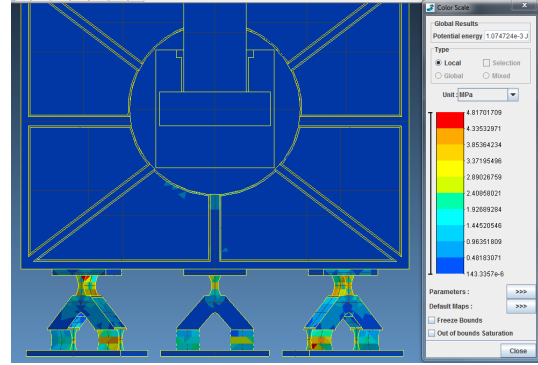
(b) Contraintes, vue des trois bipods

FIGURE B.2 – Chargement quasi-statique selon Y , premier modèle

Résultats des tests selon X et Y pour le deuxième modèle aux figures (B.3) et (B.4).

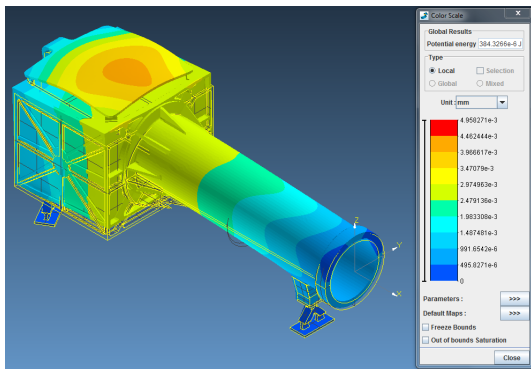


(a) Amplitude des déplacements et déformée

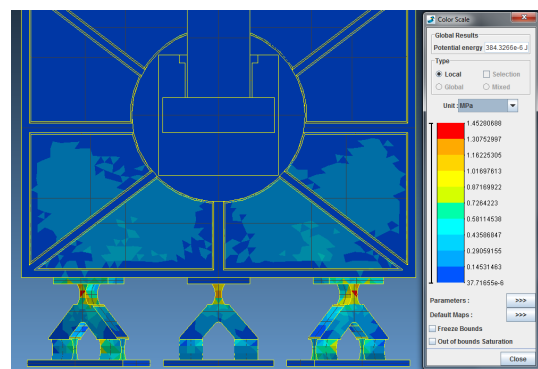


(b) Contraintes, vue des trois bipods

FIGURE B.3 – Chargement quasi-statique selon X , deuxième modèle



(a) Amplitude des déplacements et déformée

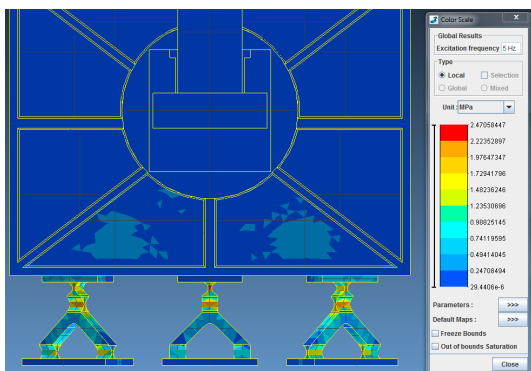


(b) Contraintes, vue des trois bipods

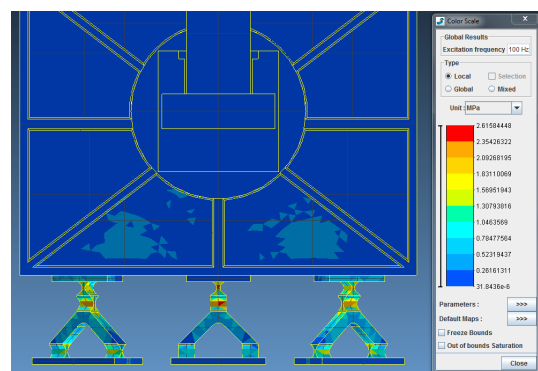
FIGURE B.4 – Chargement quasi-statique selon Y , deuxième modèle

B.2 Résultats des tests de chargements sinusoïdaux

Résultats des tests selon Y et Z pour le premier modèle aux figures (B.5) et (B.6).



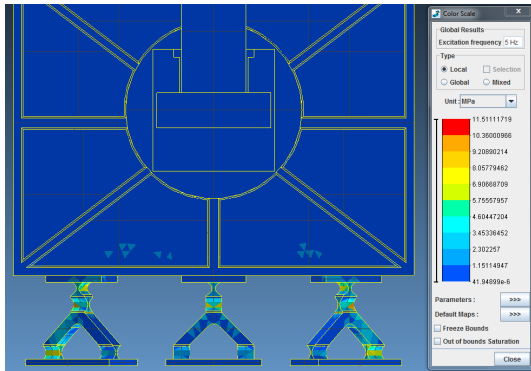
(a) Contraintes à 5 Hz



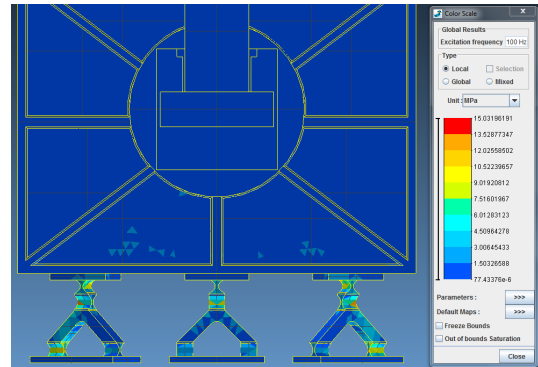
(b) Contraintes à 100 Hz

FIGURE B.5 – Chargement sinusoïdal selon Y , premier modèle

Résultats des tests selon Y et Z pour le deuxième modèle aux figures (B.7) et (B.8).

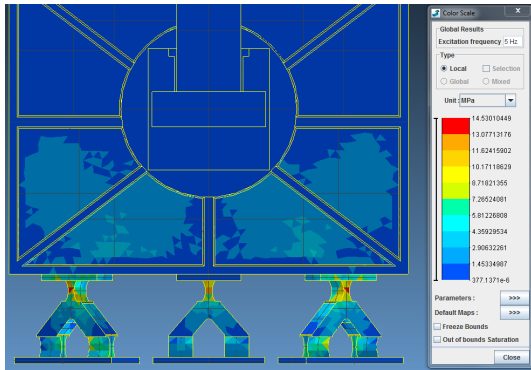


(a) Contraintes à 5 Hz

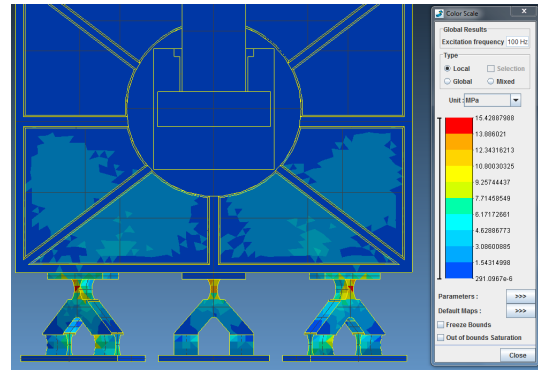


(b) Contraintes à 100 Hz

FIGURE B.6 – Chargement sinusoïdal selon Z, premier modèle

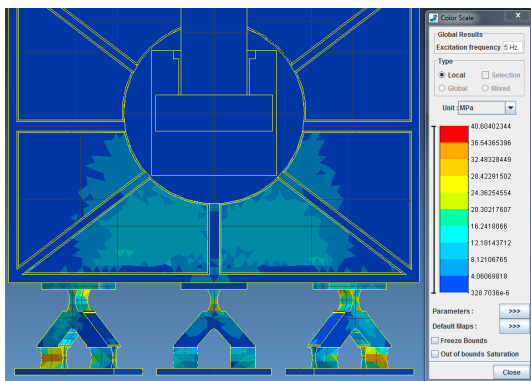


(a) Contraintes à 5 Hz

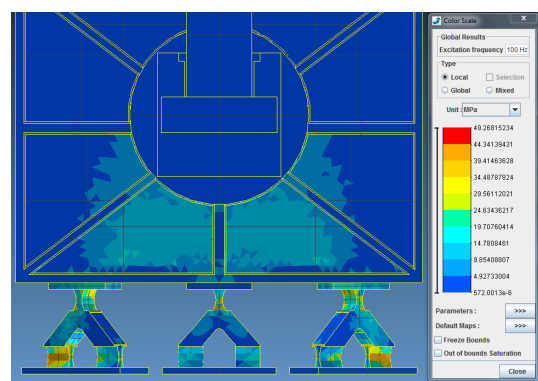


(b) Contraintes à 100 Hz

FIGURE B.7 – Chargement sinusoïdal selon Y, deuxième modèle



(a) Contraintes à 5 Hz



(b) Contraintes à 100 Hz

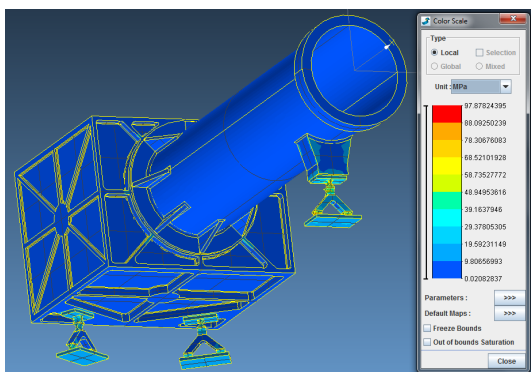
FIGURE B.8 – Chargement sinusoïdal selon Z, deuxième modèle

Annexe C

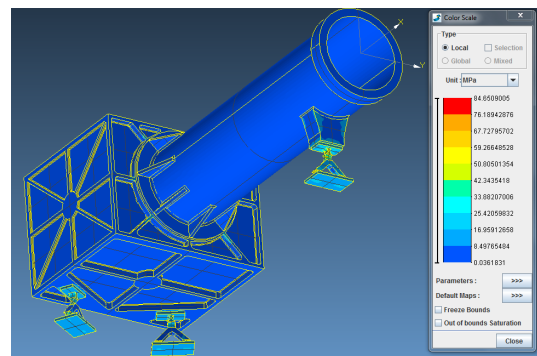
Annexe relative au chapitre 6

C.1 Ensemble Boîte/Tube/Bipods : premier modèle

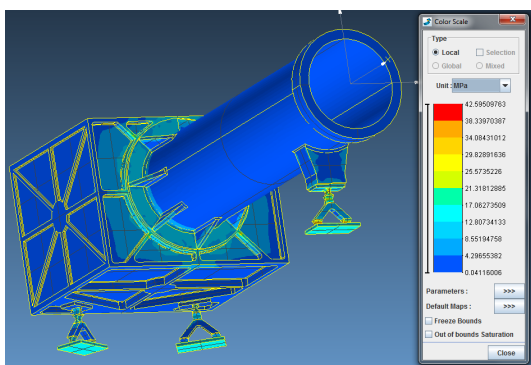
Contraintes dans les cas de chargements thermo-mécaniques non présentés dans le chapitre 6 à la figure (C.1).



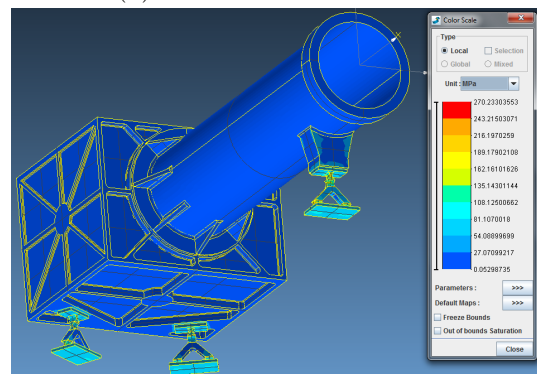
(a) Cas de calibration chaud



(b) Cas de calibration froid



(c) Cas non-opérationnel chaud

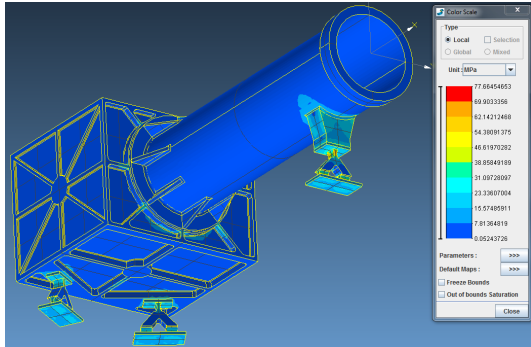


(d) En éclipse

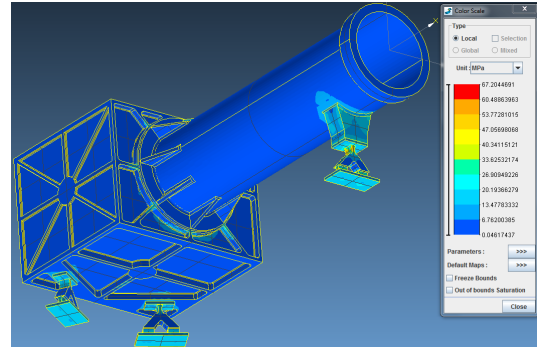
FIGURE C.1 – Contraintes dans le premier modèle

C.2 Ensemble Boîte/Tube/Bipods : deuxième modèle

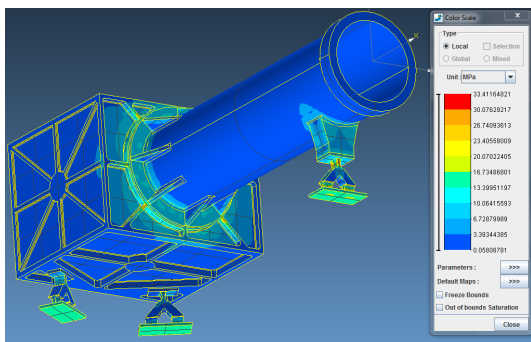
Contraintes dans les cas de chargements thermo-mécaniques non présentés dans le chapitre 6 à la figure (C.2).



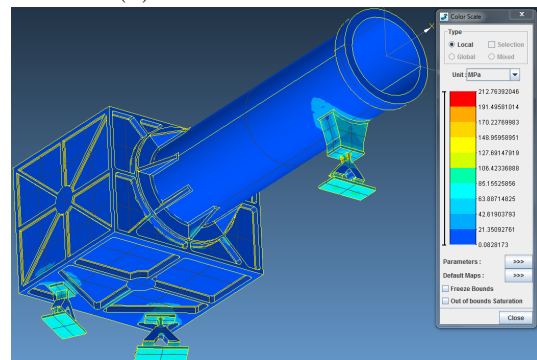
(a) Cas de calibration chaud



(b) Cas de calibration froid



(c) Cas non-opérationnel chaud

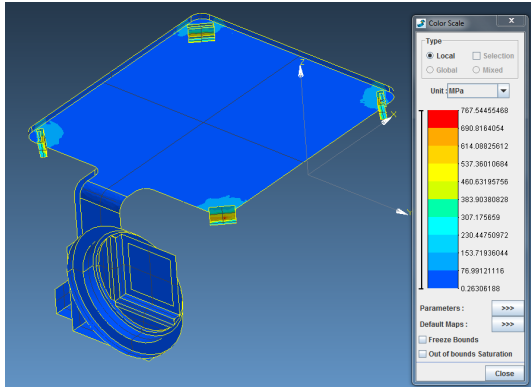


(d) En éclipse

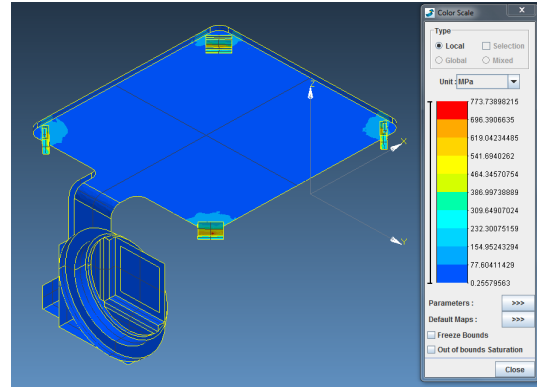
FIGURE C.2 – Contraintes dans le deuxième modèle

C.3 Ensemble *FPA*/Radiateur

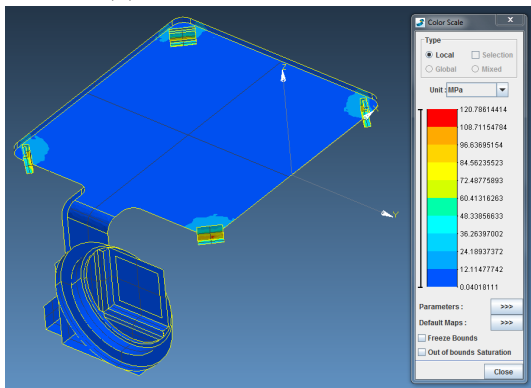
Contraintes dans les cas de chargements thermo-mécaniques non présentés dans le chapitre 6 à la figure (C.3).



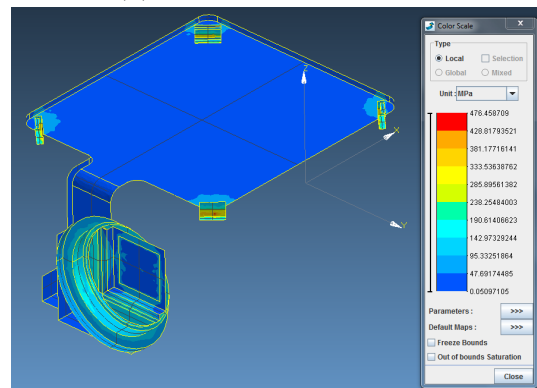
(a) Cas de calibration chaud



(b) Cas de calibration froid



(c) Cas non-opérationnel chaud



(d) En éclipse

FIGURE C.3 – Contraintes dans l'ensemble *FPA*/Radiateur