



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Studio, analisi e progettazione strutturale del telescopio JANUS
per la missione al sistema gioviano "JUICE" dell'ESA

Study, analysis and structural design of the JUNUS telescope for
the ESA mission "JUICE" to the Jovian system

Relatore:

Prof. Ing. Stefano Debei

Correlatore:

Ing. Enrico Friso

Laureando:

Mirco Bartolomei

Matricola: 1041213

Anno Accademico 2014/2015

Alla mia Famiglia

Ringrazio il mio relatore Prof. Stefano Debei
e l'Ing. Enrico Friso per la loro disponibilità,
per il loro supporto tecnico e per il tempo che mi hanno dedicato.

Sommario

Nel seguente elaborato è descritta la prima fase di studio, analisi e progettazione della struttura del telescopio JANUS, per la missione al sistema gioviano JUICE dell' ESA. Per la progettazione della struttura della camera ottica sono state eseguite delle analisi agli elementi finiti (FEM) tramite il software MSC.Patran-Nastran, per studiare il comportamento della struttura ai vari carichi a cui il telescopio sarà soggetto.

In particolare durante la fase di decollo, il vettore di lancio trasmette alla sonda una serie di carichi diversi che non devono essere in grado di compromettere le funzionalità dei vari componenti, come ad esempio i carichi quasi-statici dovuti all'accelerazione del dispositivo di lancio e i carichi vibrazionali sia sinusoidali che random.

Inoltre sono stati considerati gli stress e le deformazioni causate dall'escursione termica esistente tra la fase di collaudo e messa a punto a terra e la fase operativa nello spazio.

Per ognuno di questi carichi sono state condotte una serie di analisi con l'obiettivo di iniziare a individuare le principali criticità nei componenti del disegno di primo tentativo apportando gradualmente le modifiche necessarie per portare entro le specifiche la struttura e di essere in grado di indicare delle direzioni preferenziali per le analisi e gli sviluppi futuri basandosi sui dati forniti dalle simulazioni.

I risultati ottenuti si devono intendere non come i risultati che hanno permesso di individuare una configurazione del telescopio definitiva, ma come una base di partenza per ulteriori analisi e sviluppi, i quali potranno affinare le scelte effettuate fino ad ora e migliorare tutti quei componenti che non sono stati ancora ottimizzati o studiati nel dettaglio.

INDICE

1	INTRODUZIONE.....	9
2	LA MISSIONE JUICE.....	13
2.1	DESCRIZIONE DELLA MISSIONE.....	14
2.2	LANCIO E TRASFERIMENTO ORBITALE	15
2.3	STRUMENTAZIONE	17
2.4	SPACECRAFT	21
3	IL TELESCOPIO JANUS	25
3.1	DESCRIZIONE DELLA STRUTTURA	30
4	DESCRIZIONE DEL MODELLO STRUTTURALE FEM.....	35
4.1	GEOMETRIA/MESH E TIPI DI ELEMENTI.....	35
4.2	MATERIALI.....	40
4.3	VINCOLI	43
4.4	ELEMENTI RIGIDI	44
4.5	SISTEMI DI RIFERIMENTO	45
4.5.1	Sistema di riferimento "Globale"	45
4.5.2	Sistema di riferimento "Specchi"	46
5	ANALISI MODALE.....	49
5.1	CARICHI	49
5.2	PRIMA ANALISI	50
5.3	ANALISI INTERMEDIE	52
5.4	ULTIMO ANALISI EFFETTUATA	55
6	ANALISI TERMOELASTICA PRELIMINARE.....	61
6.1	CARICHI	61
6.2	PRIMA ANALISI	62
6.2.1	TENSIONI.....	62
6.2.1.1	MARGINE DI SICUREZZA (MoS Margin of Safety)	65
6.2.2	DEFORMAZIONI.....	66
6.3	SECONDA ANALISI.....	68
6.3.1	CONSIDERAZIONI	70

6.4	TERZA ANALISI.....	71
6.5	CONSIDERAZIONI-SVILUPPI FUTURI.....	73
7	ANALISI QUASI-STATICA	77
7.1	CARICHI	77
7.2	PRIMA ANALISI	78
7.3	CONSIDERAZIONI-SVILUPPI FUTURI.....	81
8	ANALISI RANDOM	83
8.1	CARICHI	84
8.1.1	Caso In-Plane.....	85
8.1.2	Caso Out-of-Plane	86
8.2	RISULTATI DELL'ANALISI.....	87
9	VERIFICA DEL MODELLO FEM.....	99
9.1	CHECK SUI VALORI DI MASSA E INERZIA	101
9.2	CHECK SUI VALORI DI EPSILON	102
9.3	VERIFICA STATICA.....	103
9.4	VERIFICA DINAMICA	103
10	CONCLUSIONI.....	107
11	APPENDICE 1.....	111
12	APPENDICE 2.....	113
13	SIGLE E ACRONIMI.....	115
14	BIBLIOGRAFIA.....	117

1 INTRODUZIONE

L'argomento che verrà presentato in questo elaborato tratta del lavoro svolto presso l'università degli studi di Padova nel dipartimento di ingegneria meccanica per la prima fase dello studio e progettazione, tramite tecniche numeriche basate sugli elementi finiti (FEM), della camera ottica JANUS, che sarà montata sulla sonda JUICE dell'agenzia spaziale europea ESA per lo studio del sistema gioviano.

L'università di Padova, in particolare il CISAS (Centro Interdipartimentale Studi e Attività Spaziali) "G. Colombo", collabora con altri istituti di ricerca nazionali e internazionali per lo sviluppo di questo progetto che fanno riferimento all'Università degli Studi di Napoli "Parthenope" che ha a capo P. Palumbo come P.I. (Principal Investigator) dello strumento.

Il CISAS possiede un notevole background per quanto riguarda la progettazione e lo sviluppo di strumentazione spaziale con importanti collaborazioni con diverse agenzie spaziali, come NASA, ESA, ASI e CNES e numerose aziende nazionali e internazionali, per il cui conto ha sviluppato o effettuato studi e ricerche per satelliti come Hipparcos, Soho, Tss, Iso, Lageos e sonde come Giotto, MarsExpress, VenusExpress, Huygens e Rosetta.

Per queste missioni sono già state ideate e costruite fotocamere ottiche e all'infrarosso, spettrografi all'ultravioletto e spettrometri planetari di Fourier.

In questo contesto è stato portato avanti il lavoro per le prime analisi del comportamento meccanico della struttura della camera ottica di JUICE, che al momento dell'inizio del periodo di tesi presentava solamente un disegno di massima della struttura (anche se disegnata con i criteri dettati dall'esperienza maturata dal personale di ricerca del CISAS) tale da essere in grado di ospitare adeguatamente tutte le componenti ottiche e i moduli secondari su di essa, senza però nessun riscontro matematico o numerico sulle scelte fatte.

Il lavoro dunque ha avuto come obiettivo quello di iniziare a caratterizzare la struttura del telescopio alle varie sollecitazioni meccaniche, dinamiche e termiche agenti su di esso, cominciando ad apportare gradualmente le prime modifiche ai vari componenti che presentavano prestazioni non consone con le specifiche richieste. Inoltre, durante l'evolversi e l'affinazione delle analisi, era richiesto di verificare e tenere sotto stretto controllo le differenze esistenti tra i risultati di analisi diverse per essere in grado di

avere un visione globale del comportamento della struttura, in modo da poter indicare delle direzioni da seguire piuttosto che altre per le analisi e gli sviluppi futuri.

Inizialmente è stato dedicato del tempo per la revisione dei disegni CAD 3D della camera ottica tramite il software SolidWorks, con l'obiettivo di affinarli e migliorarli dal punto di vista della modellazione e per iniziare a comprendere a fondo la forma globale della struttura e di dettaglio dei singoli componenti. Il lavoro svolto in questa prima fase, anche se non molto importante in se dal punto di vista dell'ottenimento dei risultati, ha permesso però di acquisire una notevole comprensione del sistema da studiare e del perché delle scelte effettuate fino ad allora per la forma e la posizione dei componenti.

Terminata la fase di messa a punto dei disegni CAD, si è passati all'esecuzione delle analisi FEM tramite il software MSC.Patran-Nastan.

E' stato necessario quindi creare un modello opportunamente semplificato all'interno di questo software senza però che queste semplificazioni inducessero dei risultati non compatibili con la realtà. Questo a priori non è possibile stabilirlo del tutto, anche se i criteri imposti dalla pratica per la generazione di un buon modello, permette di non commettere errori grossolani. Ad ogni modo tutte le scelte effettuate sono descritte e motivate all'interno del paragrafo 4.

Una volta ottenuto un buon modello di partenza si è potuto iniziare con le analisi vere e proprie delle prestazioni del telescopio al variare delle sollecitazioni.

Il lavoro è stato suddiviso in quattro diversi tipi di analisi a seconda del tipo di carico imposto alla struttura da studiare e vengono qui di seguito elencate:

- **Analisi modale** (Capitolo 0): per la determinazione delle frequenze proprie della struttura, con particolare interesse per il valore della prima frequenza di risonanza che doveva presentare un valore superiore ai 140 Hz (come riportato nel documento EID-A [5]), per non incorrere nel rischio che forzanti a bassa frequenza del dispositivo di lancio potessero indurre degli accoppiamenti dinamici nocivi con alcuni componenti del telescopio. Anche l'aspetto delle forme modali risulta di primaria importanza per verificare l'adeguata rigidità di componenti come le piaste o i supporti, e permette di confrontare tra loro il modo di vibrare di frequenze di ordine superiore al primo, le quali devono essere anche adeguatamente spaziate (in frequenza).

- **Analisi termoelastica** (Capitolo 6): per verificare il comportamento della struttura alla notevole escursione termica a cui la camera ottica sarà soggetta tra la fase di messa a punto a terra (20 °C) e la fase operativa (caso freddo) la quale prevede una temperatura di esercizio di circa -70 °C. I risultati di interesse sono focalizzati sulle tensioni interne ai componenti e sulle deformazioni subite dalla struttura, con particolare attenzione per lo spostamento e la rotazione degli specchi che devono rispettare limiti di tolleranza ben precisi.
- **Analisi quaistatica** (Capitolo 7): per verificare che la struttura sia in grado di resistere ai carichi quasistatici indotti dall'accelerazione del vettore di lancio nella fase di decollo. Non essendo ancora determinata univocamente la posizione e l'orientamento della camera ottica a bordo della sonda, non è ancora conosciuta la direzione di applicazione del carico inerziale, che ha costretto quindi alla risoluzione di 14 diverse condizioni di carico ognuna riferita a una direzione diversa.
- **Analisi random** (Capitolo 8): per analizzare la risposta della struttura all'applicazione di forzanti random nei punti di interfaccia con lo S/C. I risultati di interesse sono stati la determinazione delle tensioni interne al telescopio e la determinazione dei profili delle PSD nei punti di interfaccia con i moduli secondari ancorati alla camera stessa.
Tramite il valore RMS delle grandezze di interesse è possibile poi avere un'idea del valore massimo di tale misura andando a moltiplicare il valore calcolato per 3 [7].

Nelle descrizioni delle varie analisi non vengono presentate tutte le configurazioni testate, ma verranno proposti solamente alcuni dei passaggi che più sono stati significativi.

Bisogna cioè intenderli come il risultato della continua interazione tra la fase progettuale vera e propria e l'analisi delle soluzioni proposte, attraverso un procedimento per tentativi ed errori.

La descrizione di tutti i passi intermedi avrebbe appesantito troppo la relazione, quindi l'aspetto lineare del lavoro è il risultato di una sintesi finale.

Nei capitoli iniziali invece viene fornita una descrizione generica della missione e del telescopio JANUS per rendere più chiara e fluida la lettura della tesi.

Nel capitolo 2 viene data una descrizione generale della missione con riportati gli obiettivi scientifici, il profilo della traiettoria interplanetaria per il trasferimento verso Giove, gli strumenti a bordo e le caratteristiche della sonda.

Nel capitolo successivo (Capitolo 3) invece viene data una descrizione più dettagliata del telescopio JANUS con indicati i requisiti minimi, gli obiettivi richiesti, il disegno ottico e la forma della struttura della camera.

2 LA MISSIONE JUICE

La missione JUICE (JUper ICy moons Explorer) è una missione di classe L (large) nel programma "Cosmic Vision 2015–2025" dell'agenzia spaziale europea (ESA) e si prefigge come obiettivo lo studio dettagliato di Giove e del sistema gioviano con particolare interesse per le grandi lune ghiacciate Europa, Ganimede e Callisto.

JUICE è una missione che deve rispondere a due domande fondamentali. La prima domanda è se nel sistema di Giove, in particolare all'interno delle due lune ghiacciate Ganimede ed Europa, esistano le condizioni adatte allo sviluppo di forme di vita elementari. La seconda è quali sono i processi fisici che operano all'interno dello stesso sistema di Giove.

Questa missione dell'agenzia spaziale europea ha riscosso molti consensi da parte della comunità scientifica planetaria, astrobiologica e geologica mondiale, viste le ricadute scientifiche e i dati che la sonda sarà in grado di fornire.

Dopo il successo delle missioni Mars Express e Venus Express dei nostri vicini planetari, il tour Cassini-Huygens del sistema di Saturno-Titano, la missione attorno alla cometa 67P/Churyumov-Gerasimenko della sonda Rosetta e la prossima missione attorno Mercurio da parte della sonda BepiColombo, una missione verso il sistema Gioviario, che presenta uno ampio spettro di questioni fondamentali per la scienza planetaria, è il passo naturale nell'esplorazione europea del Sistema Solare.

Nonostante questa sia una missione guidata dall'agenzia spaziale ESA è evidente l'interesse della comunità scientifica mondiale verso questo programma visto i numerosi gruppi scientifici internazionali che hanno deciso di collaborare per lo sviluppo dei dieci strumenti scientifici.

La NASA, ad esempio, prevede di contribuire con uno strumento (spettrografo di immagini UV, UVS) e hardware per due strumenti europei previsti, il radar RIME ed il Particle Environment Package PEP, mentre la JAXA prevede di contribuire con l'hardware per vari altri strumenti europei.

2.1 DESCRIZIONE DELLA MISSIONE

Il profilo della missione può essere suddiviso in due parti principali:

- Il trasferimento planetario verso Giove
- Il trasferimento verso Ganimede

In entrambi i casi la traiettoria è stata definita per minimizzare il Δv necessario ed inoltre, durante la fase della missione attorno al sistema gioviano, la traiettoria è stata anche ottimizzata per minimizzare l'esposizione della sonda alle radiazioni presenti nell'ambiente radioattivo, evitando quindi orbite troppo basse attorno al gigante gassoso.

Inclusi nel basso costo del Δv sono presenti due flyby attorno alla luna Europa e diverse orbite molto inclinate attorno a Giove.

Pertanto queste sono le fasi principali previste per la missione:

1. Trasferimento interplanetario (7,6-9 anni)
2. Fase scientifica nominale:
 - a. Giove con orbita equatoriale fase #1 e trasferimento verso Callisto (12 mesi)
 - b. Flybys di Europa (~ 1 mese)
 - c. Orbita molto inclinata attorno a Giove/Flybys di Callisto (6 mesi)
 - d. Giove con orbita equatoriale fase #2 e trasferimento verso Ganimede (9 mesi)
 - e. Orbite attorno a Ganimede (9.5 mesi)
 - I. orbite ellittiche (prima fase)
 - II. orbite circolari alte (GCO-5000)
 - III. orbite ellittiche (seconda fase)
 - IV. orbite circolari basse (GCO-500)

Lo Science Working Team di JUICE ha presentato questo profilo di missione per massimizzare il ritorno scientifico in accordo con gli obiettivi scientifici richiesti.

2.2 LANCIO E TRASFERIMENTO ORBITALE

La sonda JUICE verrà lanciata dal centro Spatial Guyanais a Kourou nella Guiana Francese per mezzo di un razzo Ariane 5 ECA e prevede dei flyby per sfruttare l'effetto della fionda gravitazionale di Venere e Terra o Terra, Venere e Marte a seconda della finestra di lancio che verrà utilizzata.

Diverse saranno le opportunità di lancio negli anni 2022, 2023, 2024 e 2025 [2] anche se in occasione del lancio del 2022 la traiettoria del trasferimento interplanetario sarà particolarmente favorevole avendo una durata di 7,4 anni mentre le restanti opportunità di lancio richiederanno trasferimenti lunghi fino a 9 anni.

Nel caso dell'utilizzo della finestra di lancio del 2022 la traiettoria seguita dalla sonda sarà quella indicata in Figura 2.1 sottostante.

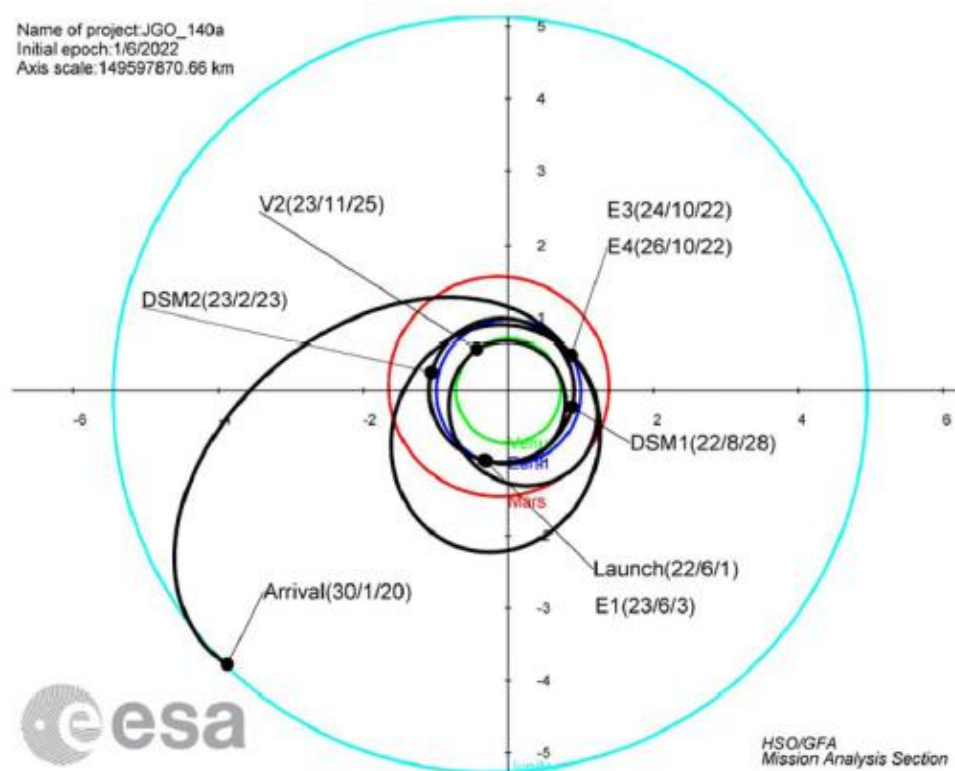


Figura 2.1 : traiettoria della missione JUICE

Stando al profilo di missione l'arrivo della sonda attualmente previsto nel sistema gioviano avverrà nel 2030, periodo in cui cominceranno da subito le misurazioni e le attività scientifiche per una durata totale di circa 3,5 anni fino al termine nominale della missione previsto per il 2033.

E questo è il dettaglio del profilo della missione con indicate le priorità scientifiche per ogni fase:

Science phases of the JUICE baseline mission			
	Phase	Duration	Science priorities
1	Cruise/ Interplanetary transfer	7.6 years	
Jupiter Tour			
2	Jupiter equatorial phase #1/Transfer to Callisto	11 months	Jovian atmosphere structure, composition, and dynamics. Jovian magnetosphere as a fast magnetic rotator and giant accelerator. Remote observations of the inner Jovian system.
3	Europa flybys	36 days	Composition of selected targets with emphasis on non-ice components. Geology and subsurface of the most active areas. Local plasma environment.
4	Reduction of V_{inf} / Jupiter high latitude phase with Callisto	260 days	Jupiter atmosphere at high latitudes. Plasma and fields out of equatorial plane. Callisto internal structure, surface and exosphere. Remote observations of Ganymede, Europa, Io, and small moons.
5	Jupiter equatorial phase #2/ Transfer to Ganymede	11 months	Interactions of the Ganymede magnetic field with that of Jupiter. Jovian atmosphere and magnetosphere as in phase #2
Ganymede Tour			
6	Elliptic #1	30 days	Global geological mapping. Search for past and present activity. Global compositional mapping. Local plasma environment and its interactions with Jovian magnetosphere.
7	High altitude (5000 km) circular orbit	90 days	
8	Elliptic #2	30 days	
9	Medium altitude (500 km) circular orbit	102 days	Extent of the ocean and its relation to the deep interior. Ice shell structure including distribution of subsurface water. Geology, composition and evolution of selected targets with very high resolution. Global topography. Local plasma environment. Sinks and sources of the ionosphere and exosphere. Deep interior.
10	Low altitude (200 km) circular orbit	30 days	

Tabella 2.1: dettaglio del profilo della missione.

2.3 STRUMENTAZIONE

La missione JUICE si prefigge l'obiettivo di condurre uno studio dettagliato del sistema gioviano e delle grandi lune ghiacciate, con uno spettro molto ampio di indagini su vari campi di ricerca. Questo necessita di una strumentazione varia e in grado di acquisire dati in loco con una sensibilità molto elevata.

Per fare un confronto con la precedente missione Galileo, ecco come cambierà la risoluzione delle immagini acquisite da JUICE al variare dell'altitudine, le quali presenteranno mediamente un incremento del dettaglio di 50 volte.

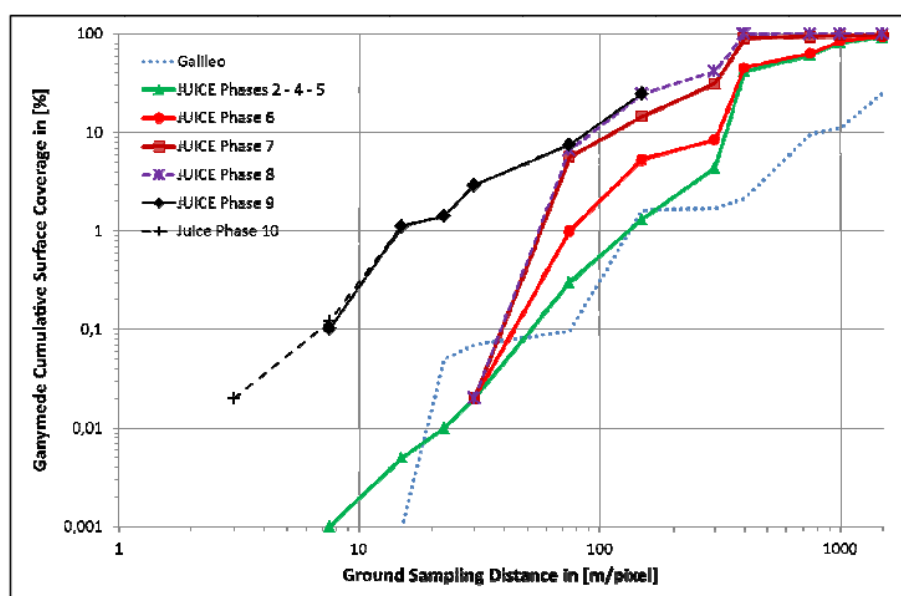


Figura 2.2 : Confronto prestazioni camera ottica tra la missione Galileo e JUICE.

A bordo la sonda ospiterà 11 strumenti diversi, realizzati allo stato dell'arte e sono di seguito descritti:

JANUS (Jovis Amorum ac Natorum Undique Scrutator)

Si tratta di una camera ottica a tre specchi conici off-axis per lo studio globale, regionale e locale della morfologia e dei processi geologici sulle lune e per la mappatura delle nuvole di Giove.

Janus ospiterà 13 filtri a larga e stretta banda nella regione dello spettro compresa tra i 350 e 1050 nm, un campo visivo di 1,3° e una risoluzione spaziale fino a 2,4 m su Ganimede e 10 Km su Giove.

P.I: P.Palumbo, università degli Studi di Napoli "Parthenope", Italy

MAJIS (Moons and Jupiter Imaging Spectrometer)

Uno spettrometro di immagini iper-spetttrali per l'osservazione delle nubi troposferiche e delle specie minori su Giove, per la caratterizzazione dei ghiacci e dei minerali sulla superficie delle lune ghiacciate.

MAJIS coprirà le lunghezze d'onda del visibile e dell'infrarosso da 0,4 a 5,7 micron, con risoluzione spettrale di 3-7 nm. La risoluzione spaziale sarà fino a 25 m su Ganimede e circa 100 km su Giove.

P.I: Y. Langevin, Institut d'Astrophysique Spatiale, France

UVS (UV imaging Spectrograph)

Uno spettrometro UV per caratterizzare la composizione e le dinamiche delle esosfere delle lune ghiacciate, per studiare le aurore di Giove, e per indagare la composizione e la struttura dell'atmosfera superiore. Lo strumento eseguirà sia osservazioni in direzione nadir sia misurazioni sfruttando l'analisi della luce del sole e delle stelle durante le occultazioni.

UVS coprirà le lunghezze d'onda dai 55-210 nm con risoluzione spettrale <0,6 nm. La risoluzione spaziale raggiungerà i 0,5 km su Ganimede e fino a 250 km su Giove.

P.I: R. Gladstone, Southwest Research Institute, USA

SWI (Sub-millimeter Wave Instrument)

Uno strumento che analizza le lunghezze d'onda submillimetriche per indagare il profilo di temperatura, la composizione e le dinamiche della stratosfera e troposfera di Giove, e le esosfere e le superfici delle lune ghiacciate.

SWI è uno spettrometro eterodina che utilizza un'antenna da 30 cm che lavora in due intervalli spettrali compresi tra i 1080-1275 GHz e i 530-601 GHz con potere risolutivo spettrale di circa 10^7 .

P.I: P. Hartogh, Max-Planck-Institut für Sonnensystemforschung, Germany

GALA (GANymede Laser Altimeter)

E' un altimetro laser per studiare la deformazione di marea di Ganimede e la morfologia e la topografia delle superfici delle lune ghiacciate.

GALA analizzerà regioni di 20 metri di diametro con una risoluzione verticale di 0,1 m a 200 km di distanza.

P.I: H. Hussmann, DLR, Institut für Planetenforschung, Germany

RIME (Radar for Icy Moons Exploration)

E' un radar in grado di penetrare il ghiaccio per studiare la struttura del sottosuolo delle lune ghiacciate fino a 9 km di profondità con risoluzione verticale fino a 30 m nel ghiaccio.

RIME funziona ad una frequenza centrale di 9 MHz (banda 1 e 3 MHz) e userà un' antenna di 16 m di lunghezza.

P.I: L. Bruzzone, Università degli Studi di Trento, Italy

3GM (Gravity & Geophysics of Jupiter and Galilean Moons)

Un pacchetto per la radio scienza che comprende un transponder Ka e un oscillatore ultra stabile.

3GM sarà usato per studiare il campo gravitazionale di Ganimede e l'estensione degli oceani interne nelle lune ghiacciate, e per studiare la struttura dell' atmosfere neutra e ionosfera di Giove (0,1 - 800 mbar) e delle sue lune .

P.I: L. Iess, Università di Roma "La Sapienza", Italy

PRIDE (Planetary Radio Interferometer & Doppler Experiment)

PRIDE utilizzerà il sistema di telecomunicazioni standard del veicolo spaziale JUICE e VLBI (Very Long Baseline Interferometry) per effettuare misurazioni precise della posizione e della velocità del veicolo spaziale per indagare i campi gravitazionali di Giove e delle lune ghiacciate.

P.I: L. Gurvits, Joint Institute for VLBI in Europe, The Netherlands

J-MAG (JUICE Magnetometer)

E' un magnetometro che dovrà caratterizzare il campo magnetico di Giove, la sua interazione con il campo magnetico interno di Ganimede, e studiare gli oceani sotto la superficie delle lune ghiacciate.

Lo strumento utilizza sensori fluxgates (in entrata e in uscita) montati su un braccio esterno.

P.I: M. Dougherty, Imperial College London, United Kingdom

PEP (Particle Environment Package)

E' uno strumento dotato di sensori per la caratterizzazione del plasma nell'ambiente gioviano.

PEP misurerà la densità e i flussi degli ioni positivi e negativi, elettroni, gas neutro esosferico, plasma termico e atomi neutri energetici nel campo dell'energia dai 0,001 eV fino a 1 MeV con una copertura angolare completa. La composizione delle esosfere delle lune sarà misurato con un potere risolutivo più di 1000 volte maggiore.

P.I: S. Barabash, Swedish Institute of Space Physics (Institutet för rymdfysik, IRF), Kiruna, Sweden

RPWI (Radio & Plasma Wave Investigation)

E' uno strumento che caratterizzerà le emissioni radio e il plasma dell'ambiente di Giove e delle sue lune ghiacciate.

RPWI si baserà su quattro esperimenti, Gandalf, MIME, Frodo, e JENRAGE. Esso utilizza una serie di sensori, tra cui due sonde di Langmuir per misurare i vettori del campo elettrico DC fino a una frequenza di 1,6 MHz e per caratterizzare il plasma termico con ricevitori di media ed alta frequenza e antenne per misurare campi elettrici e magnetici a emissione radio nella gamma di frequenza tra gli 80 kHz e i 45 MHz.

P.I: J.-E. Wahlund, Swedish Institute of Space Physics (Institutet för rymdfysik, IRF), Uppsala, Sweden

2.4 SPACECRAFT

La forma esatta della struttura dello S/C e della disposizione dei vari strumenti a bordo è ancora in fase di studio. Al momento sono stati fatti degli studi di fattibilità da parte di 3 gruppi di analisi distinti che hanno portato alla presentazione di 3 diversi design della sonda.

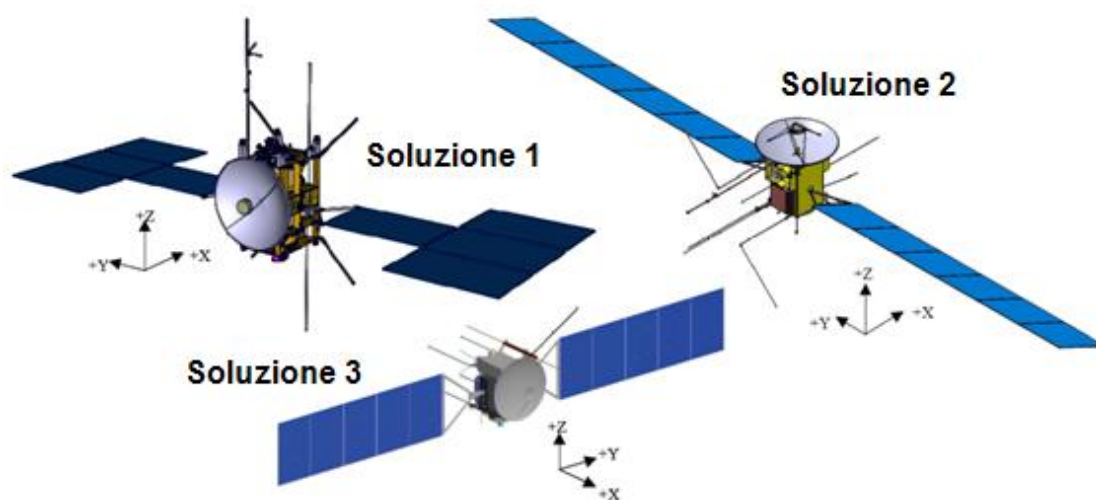


Figura 2.3 : Immagine delle 3 configurazioni dello S/C proposte.

Tutte e tre le soluzioni sono state concepite per essere in grado di rispettare i requisiti minimi richiesti e presentano queste dimensioni di massima:

Nella soluzione 1 la sonda ha dimensioni (X,Y,Z) di 2,25x1,70x3,13 m ed è dotata di un doppio array di pannelli fotovoltaici a "T" con una superficie totale di 64 m² e di un'antenna di 3,2 m di diametro.

La soluzione 2 ha dimensioni (X,Y,Z) di 1,56x1,56x2,68 m con un'antenna di 3,5 m di diametro ed un array lineare di pannelli fotovoltaici di 72 m² di superficie.

La soluzione 3 invece è stata studiata con minor dettaglio rispetto alle altre due e per questa ragione nella Tabella 2.3 si possono trovare valori leggermente discrepanti.

Questa soluzione comunque, prevede delle dimensioni (X,Y,Z) di 3,52x2,76x3,47 m con un'antenna di 3,2 m di diametro ed una superficie totale di celle per la produzione di energia elettrica di 64 m².

Tutte le soluzioni proposte sono state studiate per essere compatibili con la grande distanza dal Sole, essere in grado di generare potenza elettrica tramite pannelli

fotovoltaici ed essere in grado di resistere senza subire danneggiamenti dall'ambiente radioattivo gioviano.

L'inserzione nell'orbita di Giove e Ganimede e il grande numero di manovre per i flyby (più di 25 tra gravity assist e flyby) necessitano di circa 3000 Kg di propellente chimico da caricare sulla struttura, ovvero quasi i tre quinti della massa totale della sonda.

➤	3-axis stabilized s/c
➤	Mass
•	Dry ~2200 kg
•	Propellant ~2900 kg
•	Total > 5000 kg
•	Payload: 218 kg
➤	Power
•	Total < 1000 W
•	Payload in GCO-500 = 180 W
•	Payload during fly-bys = 230 W (360 W for 1/2 h)
➤	High Δv requirement ~2700 m/s
➤	Body-fixed HGA: ~3 m, X & Ka-band
➤	Steerable MGA, X & Ka-band
➤	Memory = 500 Gbit (EoL)
➤	Data downlink: 1.4 Gb/ 24h

Tabella 2.2: Specifiche richieste alla sonda [12].

La grande distanza dalla terra, inoltre, comporta un ritardo nella comunicazione di 1h 46m, e richiede quindi un'attenta pre-pianificazione e la capacità da parte della sonda di eseguire alcune manovre autonomamente.

In aggiunta la sonda sarà dotata di un'antenna ad alto guadagno di circa 3 m di diametro per permettere una velocità di downlink di almeno 1,4 Gb al giorno.

L'uso di pannelli fotovoltaici per la generazione di elettricità combinati con la grande distanza dal Sole, con una costante solare di 46 W/m² nel caso peggiore, necessita di un'ampia area per la raccolta della radiazione luminosa di circa 60-75 m², mentre le celle saranno prodotte in GaAs ottimizzate per queste condizioni di bassa intensità e temperatura.

Nella tabella sottostante sono riportati in sintesi i risultati delle analisi prodotte con le masse stimate per i vari componenti [4].

Baseline 2022 Item	Solution 1 [kg]	Solution 2 [kg]	Solution 3 [kg]
S/C			
Total Dry	1453.08	1493.53	1255.11
Structure	238.1	281.5	139.1
Shielding	155.4	175.2	163.5
Thermal CS	66.6	38.3	38.5
Mechanisms	40.2	25.4	48.4
Communications	93.9	99.7	56.3
Data Handling	22.8	26.3	40.5
Power	371.0	362.9	380.6
AOCS	52.1	60.8	48.6
Propulsion	221.9	235.4	219.9
Harness	85.0	72.0	0.0
Instruments	106.2	116.0	119.6
System Margin	290.6	298.7	251.0
Propellant	2887.0	2938.0	2417.8
Adapter	155.0	155.0	155.0
S/C wet	4785.7	4885.2	4078.9
Max launch	4959.0	4959.0	4959.0
launch margin	173.3	73.8	880.1

Tabella 2.3: Risultati delle analisi per le 3 soluzioni, con il valore stimato per tipo di componente.

Questi per ora sono solamente degli studi per testare la fattibilità del progetto della sonda e determinare in linea di massima i valori in gioco. Il design definitivo dello S/C sarà stabilito in futuro a seguito di analisi più dettagliate e mirate.

3 II TELESCOPIO JANUS

JANUS (Jovis Amorum ac Natorum Undique Scrutator) è lo strumento progettato per soddisfare i requisiti scientifici previsti per la cattura delle immagini a lunghezze d'onda del visibile e nel vicino infrarosso a bordo del satellite JUICE.

Questo strumento condurrà un dettagliato studio comparativo di Ganimede, Callisto ed Europa, ed esplorerà il sistema Gioviiano, oltre che Giove stesso, utilizzando immagini pancromatiche, tramite 14 filtri a larga e stretta banda.

JANUS è formato da tre unità distinte con interfacce meccaniche indipendenti con lo spacecraft (S/C):

1. OHU (Optical Head Unit) integrata sullo S/C, probabilmente su una piattaforma stabile o su un piano ottico comune con lo star-tracker e gli altri strumenti di rilevamento per consentire la stabilità di puntamento. L'unità consiste nella camera ottica vera e propria che contiene anche il baffle esterno e i tre supporti isostatici.
2. PEU (Proximity Electronics Unit) da integrare sullo S/C in prossimità della OHU essendo la lunghezza massima per il cablaggio tra PEU e detector di 150mm.
3. MEU (Main Electronics Unit) da integrare sullo S/C con una copertura per la protezione dall'ambiente radioattivo.

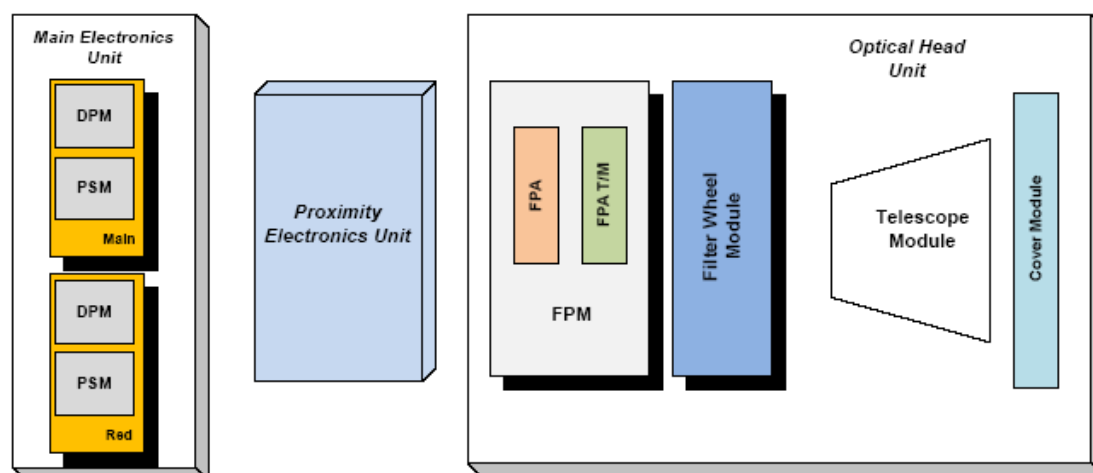


Figura 3.1 : Diagramma funzionale a blocchi di JANUS.

Dei tre moduli, quello descritto e analizzato in questa tesi è quello riguardante l'OHU, il quale comprende oltre alla struttura vera e propria del telescopio, anche i componenti montati su di essa, come il Focal Plane Module (FPM), la ruota portafiltri (Filter Wheel FW) e la copertura frontale del sistema ottico (Frontal Door Module FDM).

Gli obiettivi scientifici che JANUS deve essere in grado di soddisfare sono [1]:

- Caratterizzare Ganimede, Callisto, Europa come corpi planetari, compresa la potenziale abitabilità, con particolare attenzione su Ganimede. Ciò implica uno studio geologico approfondito della superficie e della tettonica, della perdita di massa, del criovulcanismo, delle strutture da impatto, della relazione storica tra crateri, dell'orbita, dello stato di rotazione e della struttura interna, delle caratteristiche di colore e delle potenziali sorgenti d'acqua.
- Caratterizzare e studiare le proprietà fisiche degli altri satelliti del sistema gioviano, tra cui IO, i satelliti irregolari e i satelliti interni.
- Studiare la troposfera di Giove tramite immagini dei processi dinamici attivi, sistemi nuvolosi, onde, vortici e altre instabilità, che determinano la struttura verticale delle nubi e il rilevamento di fulmini.
- Osservare la variabilità degli aerosol nella stratosfera di Giove causata dall'acqua meteorologica e dai disturbi dovuti ai grandi vortici, come ad esempio la Grande Macchia Rossa.
- Indagare l'alta atmosfera di Giove dalle immagini delle aurore dovute alle precipitazioni delle particelle nelle zone polari.
- Contribuire allo studio dell'interazione tra la magnetosfera di Giove e i corpi presenti in esso.
- Eseguire una caratterizzazione fisica del sistema di anello.

I principali prodotti attesi da JANUS saranno quindi delle mappe georeferenziate a colori dei satelliti ghiacciati di Giove a differenti scale, da pochi km/pixel a livello globale fino a pochi m/pixel a livello locale.

Per questo, per poter garantire i requisiti minimi richiesti al telescopio JANUS, il team di ottici dell' INAF Osservatorio Astronomico di Padova ha dovuto, nella fase preliminare dello studio, considerare diverse classi di soluzioni differenti, dagli on- e

off-axis, a due o tre specchi, a soluzioni completamente riflettive, o completamente rifrattive fino alle configurazioni catadiottriche.

Il criterio adottato per la selezione, oltre che in base ai valori di MTF e alla stabilità delle specifiche al variare delle condizioni ambientali, si sono basate sull'impatto del disegno ottico sul bilancio di massa e di ingombro dello strumento, sulla capacità di poter collocare adeguatamente i meccanismi come il FDM (Frontal Door Module) il FPM (Focal Plane Module) e la FW (filter Wheel), la capacità di rigettare le straylight tramite i baffle interni e la capacità di proteggere gli elementi ottici rifrattivi e il rivelatore dalle radiazioni potenzialmente dannose.

In base alle specifiche richieste nella primissima fase di sviluppo, ovvero un diametro equivalente della pupilla di entrata di 120mm e una risoluzione di 12 microrad/pixel con sensore avente dimensione dei pixel di 10 μm e formato da 2048X1920 pixel, operante in un range spettrale compreso tra i 350 e i 1050 nm, la soluzione più idonea sembrava essere un catadiottrico aplanatico con due specchi conici fuori asse e un correttore a lenti situato, come il detector, dietro al substrato dello specchio primario, grazie ad un rinvio del fascio ottico per mezzo di uno specchio piano. Nella configurazione finale sia lo specchio primario che il secondario avevano forma quadrata e il correttore a lenti si basava su quattro lenti al quarzo, portando il rapporto totale della configurazione a circa 7 [10].

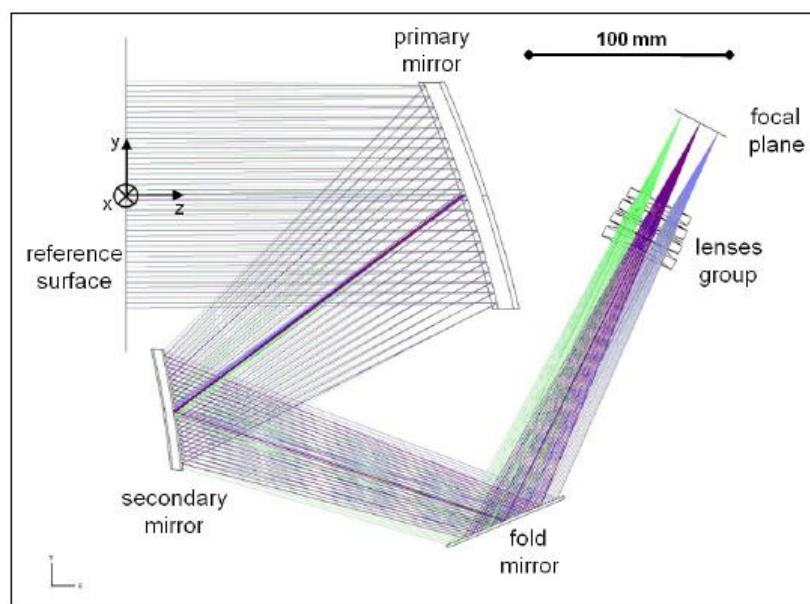


Figura 3.2 : Prima configurazione ottica prodotta dall'analisi degli ottici.

Con l'evolversi del processo di affinamento però, le specifiche richieste sono cambiate richiedendo una pupilla di entrata di 100mm di diametro equivalente, una risoluzione angolare di 15 microrad/pixel con dimensione degli stessi di 7 μm e un formato del sensore pari a 2000x1500 pixel operante in un range spettrale compreso tra i 350 e i 1050 nm.

Queste nuove specifiche hanno richiesto un sistema ottico con rapporto focale più veloce (F 4.67) che il tipo di soluzione precedente non era più in grado di sostenere in quanto presentava delle prestazioni non accettabili su tutto il campo di vista.

Specification	value
Effective focal Length	467 mm
F/#	4,67
Field of View	1,72x1,29 °
Detector Format	CMOS 2000 x 1500 pixels
Pixel Size	7 μm
Plate scale	15 $\mu\text{rad}/\text{px}$
Spectral Range	350-1050 nm

Tabella 3.1: Specifiche della camera ottica nella configurazione attuale.

Si è reso necessario quindi riavviare il processo di selezione della classe ottica da adottare, rimuovendo però dai criteri di scelta la condizione che prevedeva la possibilità di utilizzare lo specchio primario come schermatura del detector, non essendo più in grado di far ciò a causa del suo ridimensionamento.

I risultati dell'analisi hanno evidenziato come una soluzione completamente riflettente a tre specchi conici off-axis fosse la soluzione migliore da adottare con un layout strutturato come viene mostrato nelle figure Figura 3.3 e Figura 3.4.

Superficie	Raggio di Curvatura [mm]	Costante Conica	Diametro/ dimensioni [mm]	De-centraggio Y [mm]	Materiale
M1	991,62 (cc)	-1,63	132	-81,56	Zerodur
M2	313,99 (cv)	0,00	50	0,00	Zerodur
M3	459,74 (cc)	0,20	96	80,80	Zerodur
Filtri	infinito	-	23x20	-	Fused Silica
Finestra	infinito	-	-	-	Suprasil

Tabella 3.2: Dimensioni e caratteristiche degli elementi ottici nella configurazione attuale della camera.

(cc): Concavo (cv): Convesso

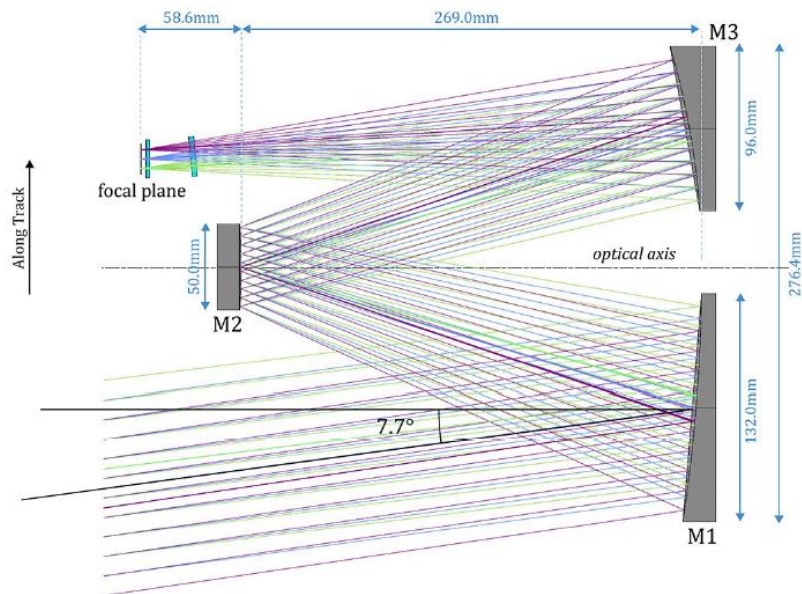


Figura 3.3: Configurazione ottica attuale.

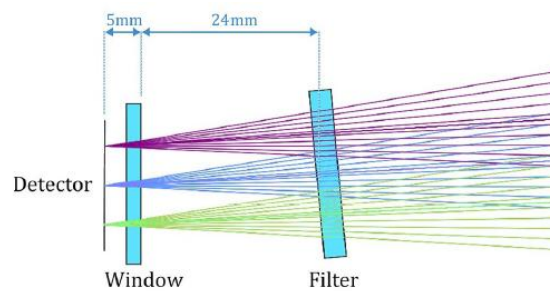


Figura 3.4: Dettaglio sul settore filtro-detector.

Questa configurazione ottica è in grado di fornire un MTF policromatico migliore del 63% (campionamento di Nyquist) in tutto il campo visivo ($1.72 \times 1.29^\circ$) con tolleranze sul posizionamento nominale degli specchi meno stringenti (circa 10-40 μm per mantenere $\text{MTF} > 50\%$ con livello 3σ) rispetto alla soluzione precedente [9].

La soluzione risulta meno compatta e questo comporta un aumento delle dimensioni della struttura e di conseguenza della massa totale, che resta comunque al di sotto del limite riportato nel documento EID-A [5].

Questa disposizione ottica permette inoltre di dotare la camera di un robusto sistema di baffle in grado di abbattere e rigettare il primo ordine di straylight, ed essendo una configurazione priva di elementi diffrattivi presenta la quasi assenza di aberrazioni cromatiche (a parte quelle introdotte inevitabilmente dai filtri e dalla finestra del rilevatore). Inoltre gli unici elementi che devono necessariamente essere protetti dalle radiazioni ambientali esterne tramite un'apposita schermatura sono i filtri e il FPM (Focal Plane Module), anche se la ruota portafiltri può essere parzialmente o totalmente protetta dalla piastra anteriore della struttura, necessaria per il supporto dello specchio M2.

3.1 DESCRIZIONE DELLA STRUTTURA

Una volta stabilita nel dettaglio la configurazione ottica e la precisa disposizione nello spazio di tutte le componenti, si è potuti passare alla progettazione della struttura meccanica necessaria per sostenerli.

Oltre a dover tener in considerazione la disposizione delle ottiche, si è dovuto prestare attenzione a ideare una struttura che possedesse le adeguate caratteristiche di rigidità e stabilità al variare delle condizioni ambientali esterne.

Si è dunque pensato ad una struttura la cui configurazione di base è costituita da due piastre principali collegate da un tubo ortogonale ad esse. Saranno opportunamente montati sulla piastra anteriore lo specchio secondario (M2), il FPM (focal Plane Module), la ruota portafiltri (FW), il dispositivo per la copertura della camera ottica (FDM) e il baffle esterno, mentre sulla piastra posteriore andranno montati lo specchio primario (M1) e lo specchio terziario (M3) con i rispettivi supporti e baffle.

E' previsto poi che l'intera struttura sia collegata allo spacecraft (S/C) tramite tre bipodi isostatici ognuno dei quali ancorato tramite tre viti.

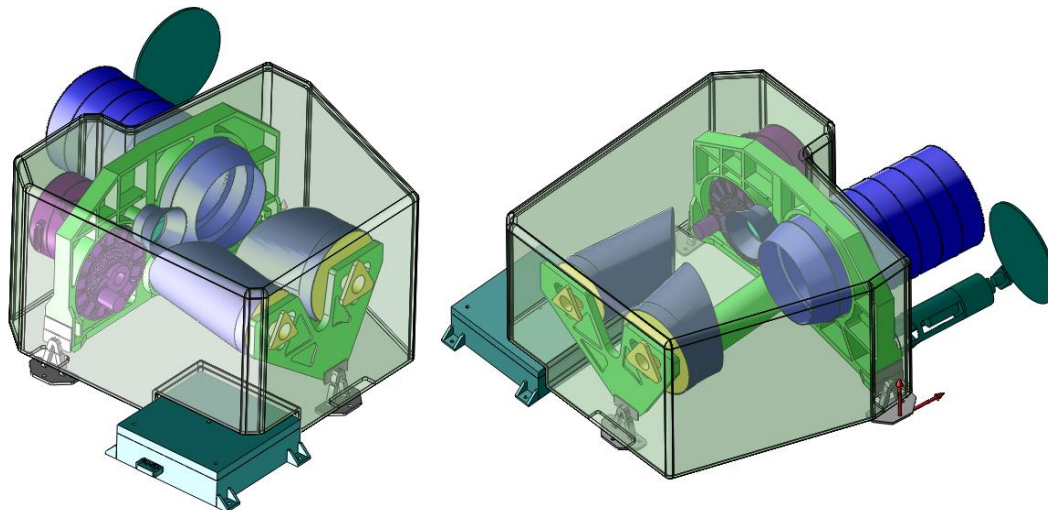


Figura 3.5: Struttura dell'intera camera ottica nella configurazione attuale con copertura termica (MLI).

Gli specchi sono montati su dei supporti la cui forma è ancora in fase di studio e affinamento, ma che devono consentire, oltre all'alloggiamento delle ottiche senza che si verifichino scambi di forze eccessive tra i due componenti al variare della temperatura, anche di poter orientare gli specchi in fase di collimazione. Questo viene fatto tramite tre connettori regolabili che una volta effettuato l'allineamento delle ottiche verranno bloccati. Sono ancora in fase di studio la forma e il posizionamento dei baffle interni che in futuro potranno essere diversi rispetto a quelli della soluzione attuale, la quale prevede tre baffle cilindrici divergenti montati sui supporti degli specchi. Come si vede nell'immagine seguente (Figura 3.6) la configurazione attuale prevede che i baffle interni accompagnino i coni del fascio luminoso senza intersecarli, cercando al contempo di spingersi il più possibile vicino ai punti di intersezione tra i coni stessi.

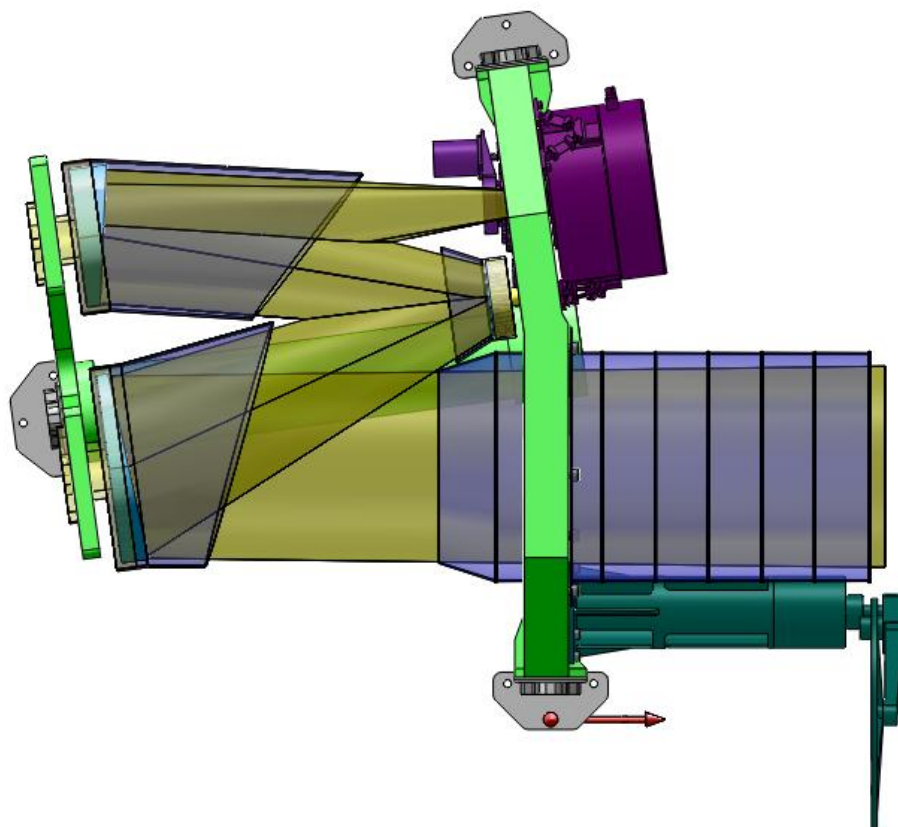


Figura 3.6: dettaglio per evidenziare il posizionamento e la forma dei baffles in relazione al cono di luce del percorso ottico.

La piastra anteriore è stata pensata non come un corpo monolitico, ma come una piastra nervata, in modo tale da possedere un'adeguata rigidità pur mantenendo contenuta la massa. Le nervature sono state posizionate basandosi sull'esperienza e lì dove è prevedibile siano concentrati i carichi maggiori, mentre i valori assegnati a tavolino allo spessore della pelle (10 mm) e alle altezze delle nervature (14mm) dovranno essere verificati ed eventualmente modificati nelle analisi meccaniche.

Il profilo della piastra è stato pensato in modo da risultare sempre ortogonale all'asse ottico nel punto in cui questo la interseca, in modo da creare dei piani di riferimento per tutti quei componenti che andranno montati su di essa. La piastra risulta quindi costituita da due porzioni inclinate tra loro di $7,70^\circ$.

Alla piastra posteriore invece è stata data una forma a V, per minimizzare la massa, sulle cui estremità superiori andranno montati i due specchi M1 ed M3, i loro rispettivi supporti e baffles. Sarà da studiare tramite le analisi modali se questa

particolare forma possa indurre delle frequenze di risonanza nocive dovute all'oscillazione delle due ali sporgenti.

L'intera struttura sarà poi avvolta con una copertura termica (MLI) sorretta da un apposito telaio in alluminio, per proteggere il più possibile l'interno dalle notevoli escursioni termiche e dagli scambi termici per irraggiamento.

La connessione della camera ottica al basamento dello S/C avviene tramite tre piedini bipodi con delle cedevolezze localizzate in posizioni ben precise sulle gambe per consentire di generare una terna di supporti isostatici.

4 DESCRIZIONE DEL MODELLO STRUTTURALE FEM

4.1 GEOMETRIA/MESH E TIPI DI ELEMENTI

Si definisce un buon modello, un modello che descrive il comportamento di un determinato sistema o componente sottoposto a carichi o sollecitazioni, dopo che questo è stato semplificato e idealizzato con delle assunzioni ponderate, tali da non pregiudicare i risultati delle analisi, quindi tali da generare risultati compatibili con quelli reali.

Il primo passo nella costruzione del modello è quello di ricreare la geometria della struttura all'interno del software per l'analisi FEM (PATRAN-NASTRAN), badando di generare le curve e le superfici avendo già bene in mente come si vorrà procedere nella generazione della mesh. Avendo a che fare con diversi componenti collegati tra loro sarà necessario che i nodi generati siano a volte congruenti, altre volte opportunamente ordinati, per consentire la congruenza delle varie mesh. Ma la mappatura dei nodi dipende molto dalla forma e dalla posizione delle superfici create in precedenza, che assumono quindi un aspetto fondamentale per la buona riuscita del modello.

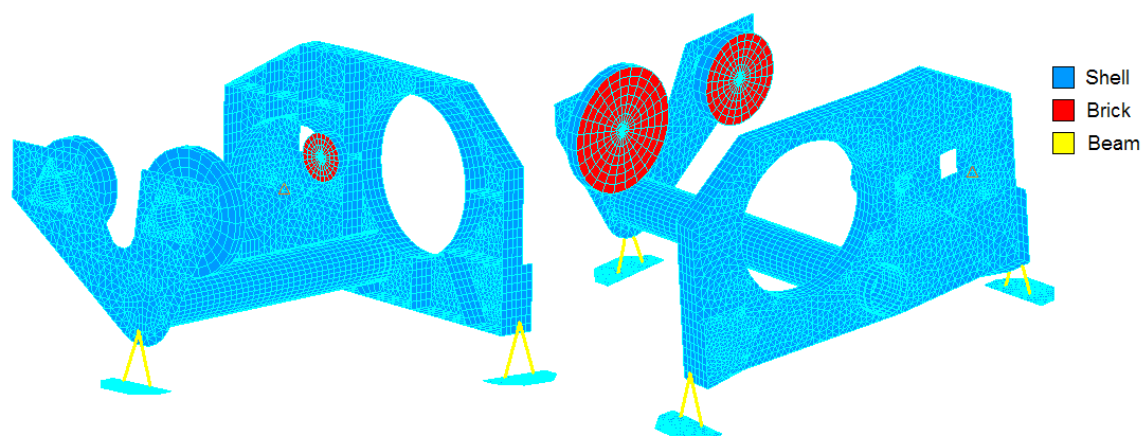


Figura 4.1: Immagine del modello utilizzato nel software di analisi Patran-Nastran con evidenziate le tre principali categorie di elementi utilizzati.

Sempre per tenere in considerazione questo aspetto e sperare di ottenere delle mesh regolari si sono dovute suddividere le geometrie dei singoli componenti come un mosaico di superfici da tre o quattro lati. Questo perché Patran necessita di questo tipo di input per identificare le superfici come oggetti parametrici, ovvero oggetti su cui riesce a costruire delle coordinate curvilinee che userà nella generazione della mesh.

Una volta terminata la creazione della geometria della struttura si è passati alla scelta del tipo di elemento da adottare per ogni componente, che di per se rappresenta un'approssimazione più o meno accurata della realtà a seconda dei casi analizzati.

Essendo ancora nella fase iniziale dello sviluppo del progetto si è preferito modellare la struttura della camera ottica semplificando la geometria, quindi togliendo tutte le feature superflue o ininfluenti ai fini dei calcoli e andando ad utilizzare elementi shell o beam in tutte quelle parti che presentavano spessori delle superfici esigue o tali da essere approssimate da travi. Questo per minimizzare il più possibile l'uso di elementi 3D che altrimenti genererebbero un modello con un numero molto elevato di nodi, rendendo pesante l'esecuzione delle analisi, cosa non necessaria in questa fase.

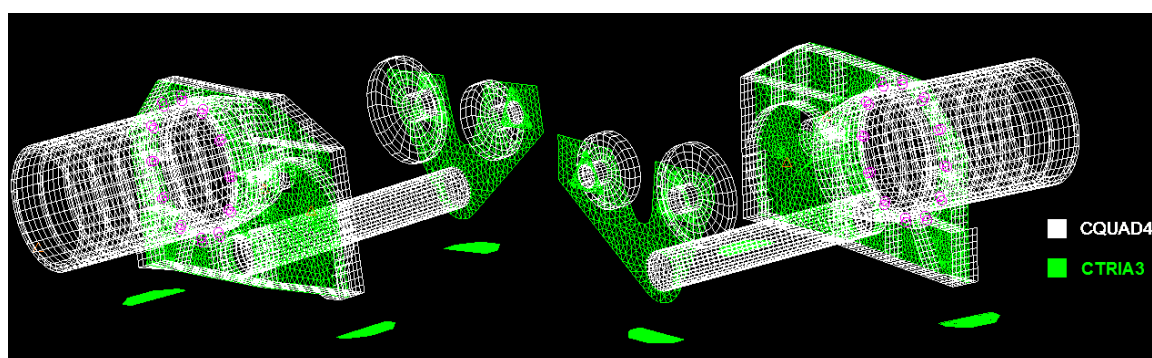


Figura 4.2: Vista della distribuzione degli elementi shell utilizzati con differenzializzazione tra elementi CQUAD4 e CTRIA3.

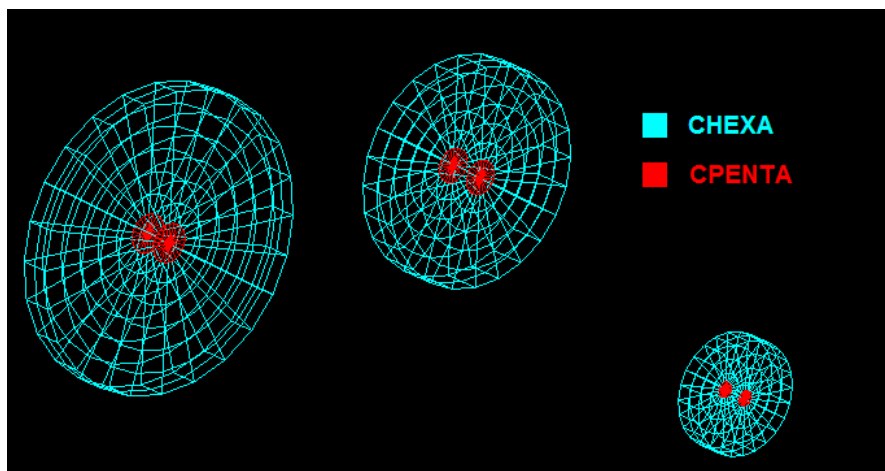


Figura 4.3: Vista della distribuzione degli elementi brick utilizzati con differenzializzazione tra elementi CHEXA e CPENTA.

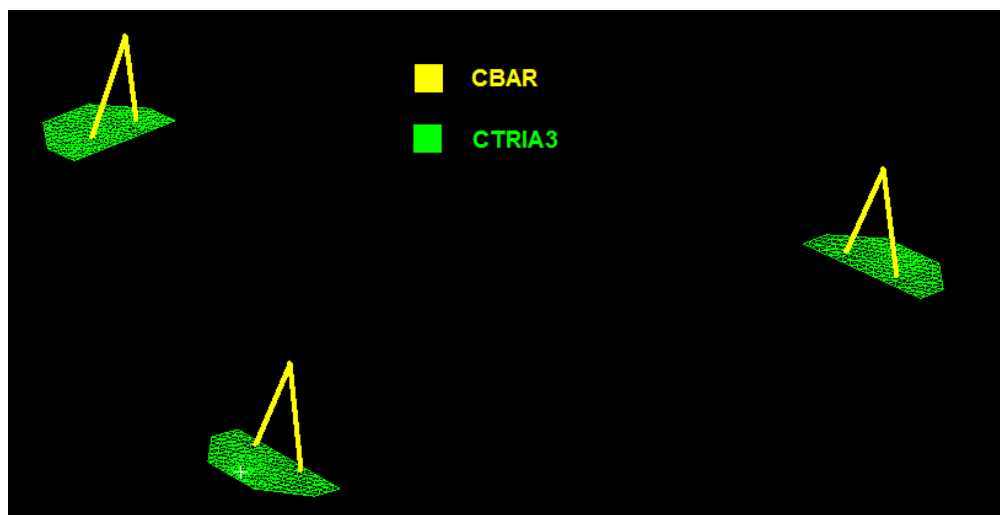


Figura 4.4: Vista dei bipodi del modello FEM con evidenziati gli elementi CBAR e CTRIA3.

Nelle tre immagini soprastanti è mostrato quali componenti sono stati modellati con i vari tipi di elementi:

- Shell (CQUAD4 e CTRIA3)
- Beam (CBAR)
- Brick (CHEXA e CPENTA)

Solamente gli specchi sono stati modellati con elementi 3D (Brick) i quali meglio degli altri si prestano a descrivere il comportamento di questi componenti che, a

differenza delle altre parti della struttura, possiedono uno spessore rilevante. Come consigliato nei manuali dei software agli elementi finiti e nella pratica, sono stati posti 3 nodi nello spessore al fine di poter ottenere una distribuzione abbastanza accurata delle tensioni e delle deformazioni all'interno di tali componenti. Gli specchi sono stati modellati come dei cilindri tozzi di altezza costante pari allo spessore medio delle ottiche presenti nel modello CAD, senza tener conto della forma del profilo della superficie riflettente. Infatti la forma precisa del substrato degli specchi non è ancora definita, quindi è stato deciso di modellarli in questa maniera.

Gli elementi trave (Beam) sono stati impiegati per riprodurre le gambe dei tre bipodi che sorreggono e collegano la camera alla struttura della sonda. Le gambe possiedono un rapporto tra lunghezza e spessore che è all'incirca pari a 9 il che giustifica l'utilizzo degli elementi trave per la modellizzazione di questi componenti.

Sono stati utilizzati anche elementi 0D (zero dimensionali CONM2), per modellare quelle parti che possono essere viste come masse e inerzie concentrate come ad esempio il Frontal Door Module (FDM), il Focal Plane Module (FPM) e la ruota portafiltri (FW). Queste parti sono state poi collegate alla struttura tramite elementi rigidi (RBE2) in corrispondenza dei punti di interfaccia.

Questi moduli sono stati schematizzati come masse e inerzie concentrate, partendo dai valori indicati nei documenti di interfaccia interni con gli istituti di ricerca che li stanno sviluppando. Quindi i valori utilizzati nelle analisi sono riferiti allo stato attuale dei lavori e potranno in futuro subire variazioni, sia per quanto riguarda il valore esatto della massa sia della distribuzione dei volumi e quindi del tensore di inerzia.

Un discorso a parte è da fare per il Frontal Door Module (FDM) che al momento non è ancora stato progettato, anche se in linea di principio ci si baserà sul design utilizzato per il modulo presente nelle camere WAC e NAC della camera OSIRIS a bordo della sonda Rosetta [11]. Da questo presupposto si è modellato all'interno di un software CAD 3D il profilo di massima del meccanismo e dopo aver assegnato ai vari componenti i rispettivi materiali si è riusciti ad estrapolare il valore della massa, delle inerzie e della posizione del centro di gravità (CoM).

I valori utilizzati nelle analisi per questi moduli sono riportati nelle tabelle seguenti e sono tutti riferiti al sistema di riferimento "Globale" (vedi paragrafo 4.5.1).

1. Focal Plane Module (FPM)

Massa [Kg]					
1,440					
Centro di Massa (CoM) [m]					
X		Y		Z	
0,0306		0,3667		0,1791	
Tensore d'inerzia [Kgm ²]					
Ixx	3,30E-03	Ixy	-2,16E-03	Ixz	-4,88E-06
Iyx	-2,16E-03	Iyy	2,16E-03	Iyz	-1,21E-06
Izx	-4,88E-06	Izy	-1,21E-06	Izz	2,20E-03

Tabella 4.1: valori della massa, centro di massa e tensore d'inerzia utilizzati nel modello FEM per il FPM.

2. Filter Wheels (FW)

Massa [Kg]					
0,471					
Centro di Massa (CoM) [m]					
X		Y		Z	
-0,0377		0,3562		0,1342	
Tensore d'inerzia [Kgm ²]					
Ixx	5,89E-04	Ixy	-2,39E-06	Ixz	1,15E-04
Iyx	-2,39E-06	Iyy	5,24E-04	Iyz	2,81E-05
Izx	1,15E-04	Izy	2,81E-05	Izz	4,21E-04

Tabella 4.2: valori della massa, centro di massa e tensore d'inerzia utilizzati nel modello FEM per la FW.

3. Frontal Door Module (FDM)

Massa [Kg]					
0,815					
Centro di Massa (CoM) [m]					
X		Y		Z	
0,1725		0,0588		0,1066	
Tensore d'inerzia [Kgm ²]					
Ixx	3,16E-03	Ixy	-7,30E-04	Ixz	1,26E-03
Iyx	-7,30E-04	Iyy	4,90E-03	Iyz	-1,10E-03
Izx	1,26E-03	Izy	-1,10E-03	Izz	3,63E-03

Tabella 4.3: valori della massa, centro di massa e tensore d'inerzia utilizzati nel modello FEM per il FDM.

Tutte le altre parti sono state realizzate con elementi piastra (shell) che descrivono bene il comportamento di componenti con una dimensione molto minore delle altre due tramite la loro superficie media. Grazie a questo tipo di componenti è possibile modificare parametri importanti della geometria, come ad esempio lo spessore delle superfici, solamente andando a cambiare il parametro dedicato, senza dover intervenire o modificare la geometria stessa all' interno del modello. E' di grande utilità in questa fase di sviluppo la possibilità di fare ciò poiché consente di effettuare analisi diverse con rapidità.

Per quanto riguarda i baffle interni si è proceduto innanzitutto andando a calcolare manualmente (vedi APPENDICE 1) l'ordine di grandezza della frequenza di risonanza del baffle più critico, dopo averlo semplificato e idealizzato come una trave cilindrica. Il calcolo ha evidenziato come il baffle con la frequenza di risonanza più bassa (frequenza flessionale di circa 2900 Hz) potesse essere visto dal sistema camera ottica come un corpo rigido. E' stato possibile quindi, pensare i baffle come delle masse gravanti sugli specchi e i rispettivi supporti senza doverli modellare come corpi aggiuntivi a se stanti. Per far ciò si è posto una densità fittizia aggiuntiva agli specchi in modo tale da tener conto delle masse dei baffle (vedi APPENDICE 2).

4.2 MATERIALI

Assegnare i materiali ad ogni singolo componente è una fase del progetto molto delicata e influenza in maniera significativa i valori dei risultati delle analisi, nonché i valori degli stress massimi ammissibili per le varie parti.

Il grosso della scernita è stata fatta grazie allo studio e all'esperienza di altri ricercatori che si sono occupati del progetto in precedenza, prendendo a riferimento realizzazioni simili create per altre missioni. Questo per avere delle basi solide e testate realmente su altre sonde, che consentono di minimizzare i rischi di una errata scelta e delle conseguenze che questo comporta. In questo tipo di realizzazioni è necessario ricercare tra i materiali che presentano buone o ottime proprietà meccaniche abbinate però a densità modeste, visto le limitazioni di peso che è possibile spedire in orbita dai vettori di lancio attuali e dall'elevata quantità di propellente necessaria per ogni Kg da sollevare. Anche le proprietà termiche sono di

grande rilievo, come ad esempio il coefficiente di dilatazione e la diffusività termica, date le importanti escursioni termiche esistenti tra il momento dell'assemblaggio e la fase operativa, abbinate alle limitate tolleranze consentite negli spostamenti di alcune parti.

In questa fase iniziale del progetto non a tutti i componenti è stato ancora assegnato univocamente il materiale, come ad esempio per le due piastre, il tubo di collegamento, gli specchi e i loro supporti, per i quali si sta ancora valutando tra due materiali diversi.

Entrando nel dettaglio queste sono, allo stato attuale dei lavori, le scelte effettuate:

- **Ti6Al4V**: per i bipodi di ancoraggio della camera ottica alla struttura dello spacecraft.
- **SiC (Carburo di silicio)**: per le due piastre, il tubo di collegamento, i baffle interni e i supporti degli specchi.
- **Al-6082 T6**: per il baffle esterno posto all'ingresso della camera ottica.
- **Zerodur**: per gli specchi.

Come accennato in precedenza, per alcuni di questi componenti si sta valutando una seconda possibilità di scelta. Per gli specchi ad esempio si sta valutando la possibilità di realizzarli in SiC, nonostante il coefficiente di espansione termica dello Zerodur sia notevolmente inferiore, il che minimizzerebbe le distorsioni provocate dalle variazioni di temperatura. Specchi in SiC però, sarebbero fusi a formare un corpo unico con i loro supporti formando un unico blocco omogeneo, evitando dilatazioni differenziali tra componenti che necessiterebbero altrimenti di opportuni accorgimenti per evitare l'insorgere di tensioni dannose.

Anche per il tubo di collegamento si sta valutando una seconda possibilità di scelta, ovvero la fibra di carbonio, data la sua bassa dilatazione termica che risulta particolarmente importante vista la ristretta tolleranza sullo spostamento longitudinale degli specchi (defocus).

Entrando nel dettaglio, ecco quali sono i valori delle proprietà fisiche e meccaniche dei materiali utilizzati nelle analisi:

- Ti6Al4V

Modulo di Young	113,8	[Gpa]
Coefficiente di Poisson	0,342	
Densità	4430	[Kg/m ³]
CTE	8,6	[10 ⁻⁶ m/m°C]
Tensione snervamento	880	[Mpa]

Tabella 4.4: Proprietà fisiche e meccaniche del Ti6Al4V utilizzate nelle analisi.

- SiC

Modulo di Young	420,0	[Gpa]
Coefficiente di Poisson	0,160	
Densità	3210	[Kg/m ³]
CTE	2,2	[10 ⁻⁶ m/m°C]
Tensione rottura flessione	550	[Mpa]

Tabella 4.5: Proprietà fisiche e meccaniche del SiC utilizzate nelle analisi.

- Al-6082 T6

Modulo di Young	70,0	[Gpa]
Coefficiente di Poisson	0,330	
Densità	2700	[Kg/m ³]
CTE	23,4	[10 ⁻⁶ m/m°C]
Tensione snervamento	250	[Mpa]

Tabella 4.6: Proprietà fisiche e meccaniche dell' Al-6082 utilizzate nelle analisi.

- Zerodur

Modulo di Young	90,3	[Gpa]
Coefficiente di Poisson	0,240	
Densità	2530	[Kg/m ³]
CTE	0,05	[10 ⁻⁶ m/m°C]

Tabella 4.7: Proprietà fisiche e meccaniche dello Zerodur utilizzate nelle analisi.

4.3 VINCOLI

L'intera struttura è ancorata al basamento tramite 9 viti posizionate in corrispondenza dei tre bipodi.

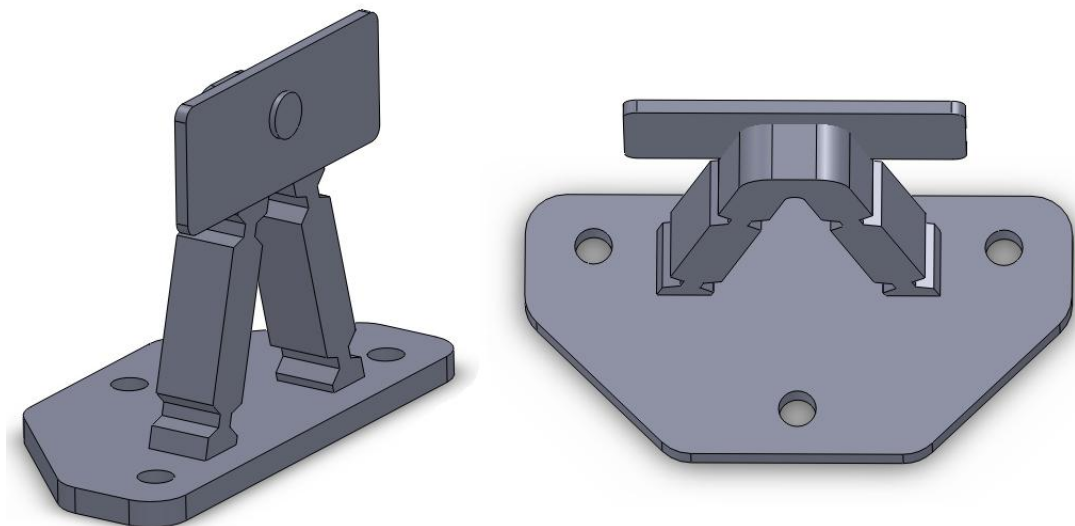


Figura 4.5: Vista di un bipode con in evidenza la posizione dei fori per il passaggio delle viti di ancoraggio con lo S/C.

Nel modello questo è stato fatto imponendo nulle le traslazioni e le rotazioni ai nodi in corrispondenza dei centri delle viti e in tutti i primi nodi adiacenti ad essi, in modo da vincolare un settore circolare di diametro all'incirca pari al diametro della rondella metallica.

Il settore circolare che viene effettivamente impedito alla traslazione può essere in prima approssimazione identificato con il diametro della rondella che verrà utilizzata, anche se il valore preciso di questo diametro descritto in letteratura può variare da autore ad autore. Bisogna comunque tener presente che in questa fase iniziale di sviluppo non sarà generato un modello di dettaglio della struttura, ed approssimazioni o assunzioni come quella appena fatta non influiscono minimamente sui risultati ottenuti dalle analisi.

4.4 ELEMENTI RIGIDI

Gli elementi rigidi ed in particolare gli elementi RBE2 utilizzati in questo modello sono dei particolari elementi presenti in Patran, che consentono di trasferire le traslazioni e le rotazioni da un nodo detto indipendente a una serie di nodi detti dipendenti. Tali elementi sono definiti così impropriamente in quanto essi sarebbero più propriamente definiti come delle condizioni sugli spostamenti dei nodi di estremità, più che degli elementi veri e propri.

Nella pratica viene suggerito di ridurre al minimo necessario questi elementi e porli solo dove sia strettamente necessario, ma dato i numerosi componenti che compongono la camera ottica è stato necessario creare alcuni degli accoppiamenti grazie a questo tipo di elementi. In particolare sono essenziali nel collegare componenti che sono stati idealizzati come una massa e un'inerzia concentrata posta nel centro di massa con il resto della struttura. Come è stato fatto per il FPM il FWM e il FDM.



Figura 4.6: Immagine del modello FEM con evidenziati gli elementi RBE2 utilizzati.

Altro accoppiamento che ha reso indispensabile l'uso degli elementi RBE2 è l'accoppiamento tra il tubo e l'alloggiamento dedicato presente sulla piastra anteriore. Questo perché l'asse dell'alloggiamento cilindrico presente sulla piastra non è ortogonale alla superficie della piastra stessa e ciò non ha consentito di generare una mesh di elementi con nodi uniformi e congruenti con quelli presenti sulla superficie

del tubo. Si è reso necessario quindi collegare ad uno ad uno i nodi limitrofi dei due componenti.

Anche altri collegamenti tra componenti sono stati eseguiti in questo modo sempre perché non è stato possibile rendere congruenti le mesh, facendo sì che i nodi risultassero sovrapposti.

4.5 SISTEMI DI RIFERIMENTO

Per una miglior comprensione dei vari risultati riportati nello scritto, sono presentati i due sistemi di riferimento utilizzati durante la riduzione dei tati. Salvo diversa indicazione tutti i risultati si riferiscono al sistema di riferimento "Globale".

4.5.1 Sistema di riferimento "Globale"

Questo sistema di riferimento è il sistema utilizzato in tutti i disegni CAD di Janus sviluppati ad oggi e nel modello FEM costruito all'interno del software Patran.

Esso presenta l'asse X parallelo all'asse ottico del fascio di luce entrante dal baffle esterno ma di verso opposto, l'asse Z ortogonale al piano di appoggio dei piedini sul banco ottico, come stabilito dai criteri imposti dal documento EID-A per la determinazione del verso dell'asse Z [5], e l'asse Y tale da completare la terna levogira.

Questa terna ha l'origine nel centro del foro di passaggio della vite di ancoraggio centrale del piedino anteriore destro.

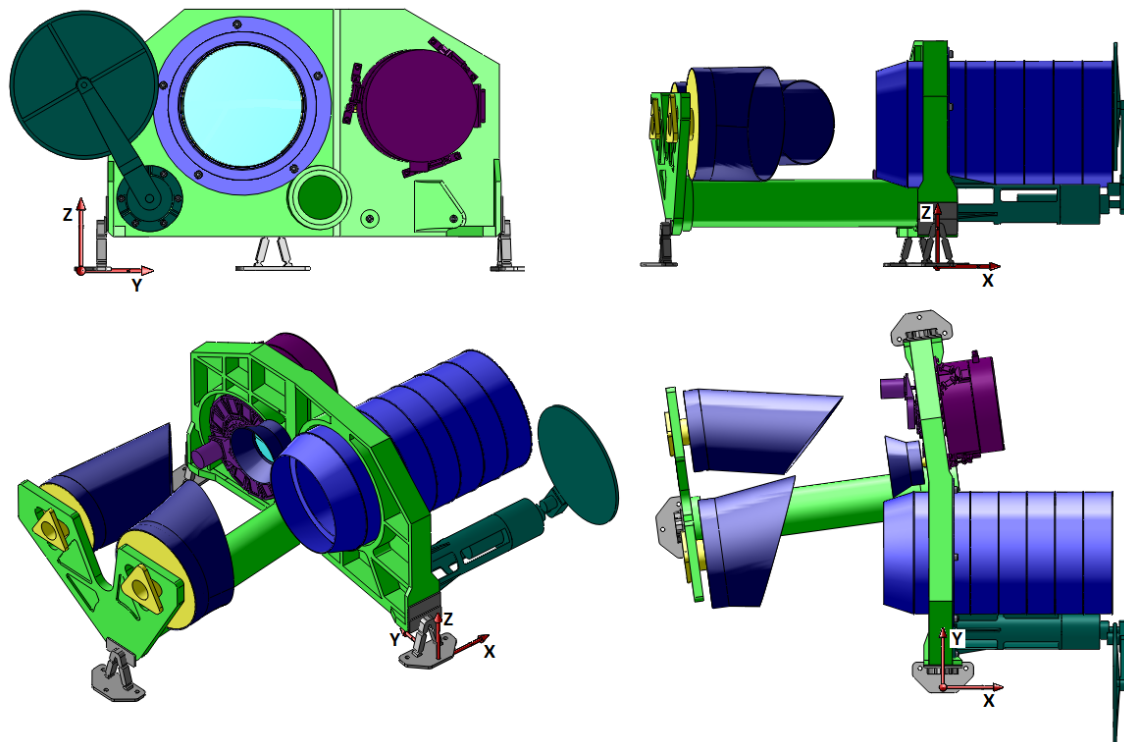


Figura 4.7: Camera ottica ripresa da varie angolazioni per evidenziare la posizione e l'orientamento del sistema di riferimento "globale".

4.5.2 Sistema di riferimento "Specchi"

Questo sistema di riferimento invece è stato introdotto per rendere più semplice l'interpretazione degli spostamenti degli specchi.

In particolare l'asse X è ortogonale alla superficie di appoggio dello specchio M2 e quindi parallelo all'asse del fascio ottico incidente sul detector, l'asse Z è ortogonale al piano di appoggio dei piedini sul banco ottico, come stabilito dai criteri imposti dal documento EID-A per la determinazione del verso dell'asse Z [5], e l'asse Y tale da completare la terna levogira.

Con questa terna all'asse X è associata la direzione di defocus, all'asse Y è associata la direzione di decentraggio Y e preposto alla valutazione del Tilt Y, mentre all'asse Z è associata la direzione di decentraggio Z e preposto alla valutazione del Tilt Z.

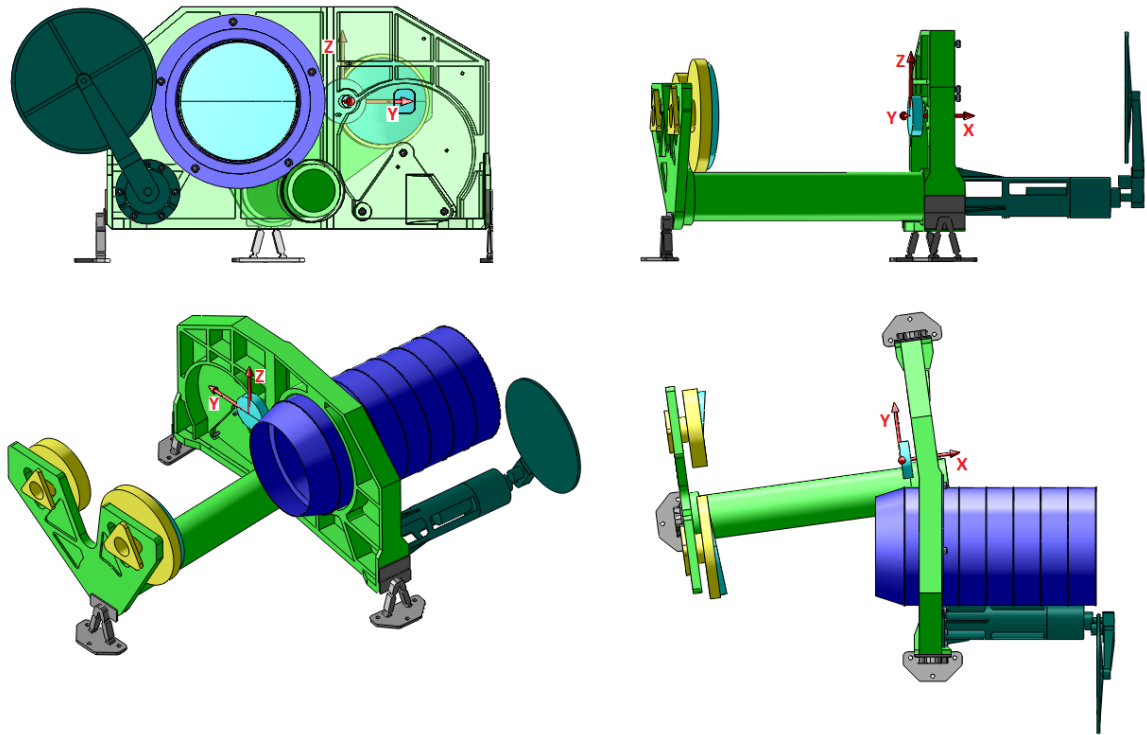


Figura 4.8: Camera ottica ripresa da varie angolazioni per evidenziare la posizione e l'orientamento del sistema di riferimento "specchi".

5 ANALISI MODALE

Per le applicazioni aerospaziali, solitamente, uno dei requisiti fondamentali che devono essere soddisfatti è la rigidità della struttura, la quale deve presentare una frequenza fondamentale superiore ad un valore minimo che dipende da progetto a progetto, in modo da non permettere accoppiamenti dinamici con forzanti a bassa frequenza prodotte dal dispositivo di lancio.

In particolare per il telescopio Janus il valore della prima frequenza propria riportato nel documento EID-A deve essere superiore a 140 Hz [5] e i valori delle frequenze di ordine superiore devono essere adeguatamente spaziate per evitare i problemi sopracitati.

Grazie all'analisi modale è possibile calcolare le frequenze proprie e le forme modali della struttura, e dai risultati ottenuti si possono riconoscere se, ed eventualmente quali componenti del telescopio non possiedono una rigidità adeguata, consentendo quindi di apportare le modifiche necessarie per riportare la struttura entro i requisiti richiesti. Come verrà mostrato in seguito ci si è focalizzati sulla determinazione delle prime 20 frequenze di risonanza in modo da capire se le varie forme modali potessero far intravedere delle possibili criticità nei vari modi di vibrare.

5.1 CARICHI

Non è da applicare nessun carico per questo tipo di analisi in quanto l'analisi modale non è influenzata dalla deformazione subita dalla struttura, ma è dipendente solamente dalla distribuzione di massa, dalla rigidità e dalle proprietà dei materiali dei componenti.

L'applicazione di un'accelerazione di gravità infatti non introdurrebbe cambiamenti nei risultati in termini di frequenze proprie, mentre apporterebbe cambiamenti per quanto riguarda la deformata della struttura. I valori delle frequenze non varierebbero però in quanto l'unica differenza rispetto al caso senza gravità sarebbe che la struttura vibrerebbe attorno alla propria deformata.

5.2 PRIMA ANALISI

Un primo run è stato effettuato utilizzando un disegno di primo tentativo creato basandosi sull'esperienza e sulle regole di buona progettazione, il quale ha fornito dei risultati che hanno evidenziato fin da subito i punti deboli di questa particolare configurazione.

La tabella sottostante mostra i valori delle prime frequenze proprie della struttura, le quali, come si può vedere, risultano essere troppo basse, soprattutto per quanto riguarda la frequenza fondamentale. Un'analisi più accurata delle forme modali ha permesso di evidenziare come i modi di vibrare delle tre frequenze più basse erano dovute principalmente all'eccessiva cedevolezza delle gambe dei bipodi di supporto.

Freq. N°	Frequenza [Hz]		Freq. N°	Frequenza [Hz]
1	95		11	795
2	144		12	874
3	289		13	887
4	351		14	904
5	375		15	93
6	419		16	1060
7	518		17	1093
8	632		18	1182
9	667		19	1255
10	765		20	1313

Tabella 5.1: Valori delle prime 20 frequenze proprie.

E queste sono le forme modali delle prime tre frequenze di risonanza:

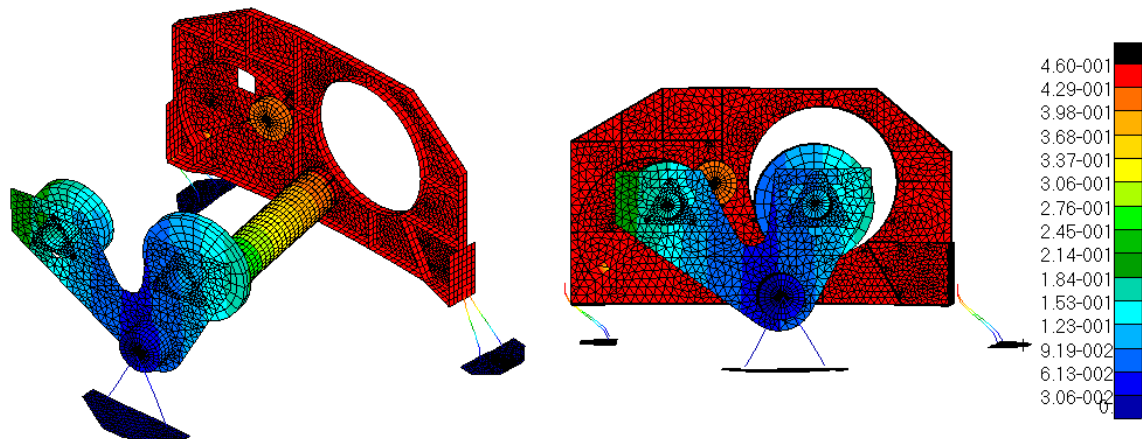


Figura 5.1: Immagine della forma modale della prima frequenza propria della camera ottica dopo il primo run.

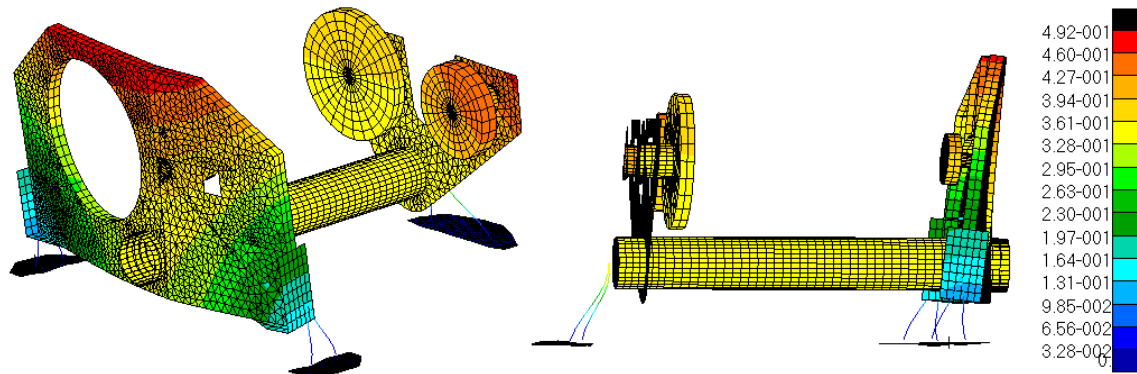


Figura 5.2: Immagine della forma modale della seconda frequenza propria della camera ottica dopo il primo run.

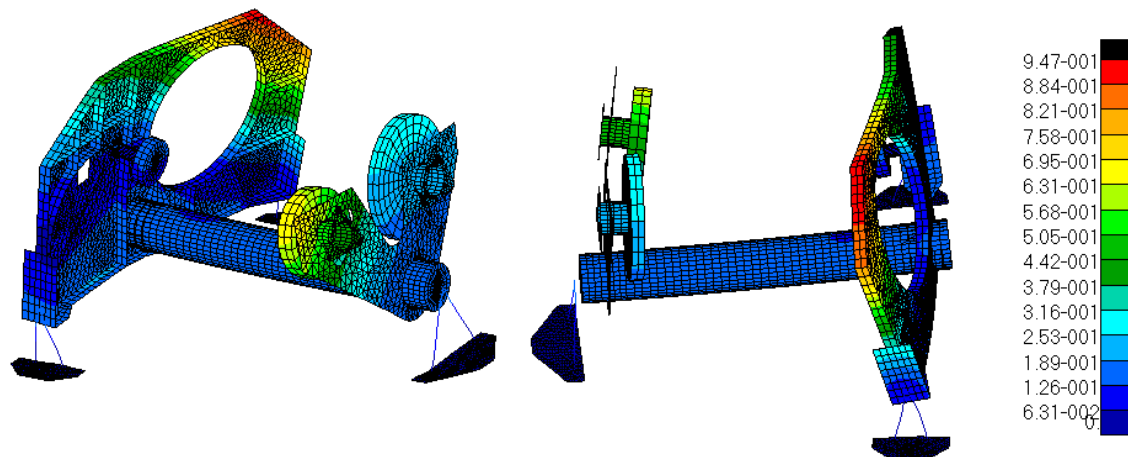


Figura 5.3: Immagine della forma modale della terza frequenza propria della camera ottica dopo il primo run.

La prima modifica che si è pensato di apportare alla struttura è stata quindi quella di irrigidire la sezione delle gambe dei bipodi portando le misure dei lati a 10x8 mm. Non sono state effettuate altre modifiche in quanto, come modalità di procedere ci si è imposto di apportare una modifica alla volta in modo tale da riuscire a determinare bene le cause e gli effetti prodotti dalle variazioni nei run successivi.

5.3 ANALISI INTERMEDIE

Nei run successivi, oltre alla modifica della sezione delle gambe è stata modificata anche la geometria di alcune parti che presentavano feature superflue permettendo di ridurre leggermente la massa totale a tutto vantaggio del risparmio di carburante in fasi di decollo. Per la precisione, le parti eliminate dal disegno iniziale sono state, ad esempio, il pezzo di tubo che eccedeva oltre la piastra posteriore e il rispettivo tappo di chiusura che permetteva l'ancoraggio con il bipode di supporto, consentendo quindi di ancorare lo stesso direttamente alla piastra. Questo ha permesso di alleggerire l'intera struttura di circa 260g.

Inoltre nel, primo disegno il bipode posteriore era diverso dai due laterali, motivazione che non era supportata da risultati di analisi, quindi sono stati rimodellati in modo da risultare tutti uguali, a tutto vantaggio della futura realizzazione.

Rispetto al disegno preliminare è stata anche ridotta l'altezza totale dei bipodi i quali si ancoravano ben al di sopra del limite inferiore della piastra rendendoli più lunghi e quindi meno rigidi del necessario.

Con l'applicazione di tali accorgimenti, la risoluzione dell'analisi ha portato ai seguenti risultati:

Freq. N°	Frequenza [Hz]		Freq. N°	Frequenza [Hz]
1	181		11	779
2	235		12	790
3	295		13	893
4	305		14	898
5	327		15	929
6	388		16	1001
7	507		17	1083
8	637		18	1109
9	662		19	1218
10	687		20	1340

Tabella 5.2: Valori delle prime 20 frequenze proprie.

E queste sono le forme modali delle prime tre frequenze di risonanza:

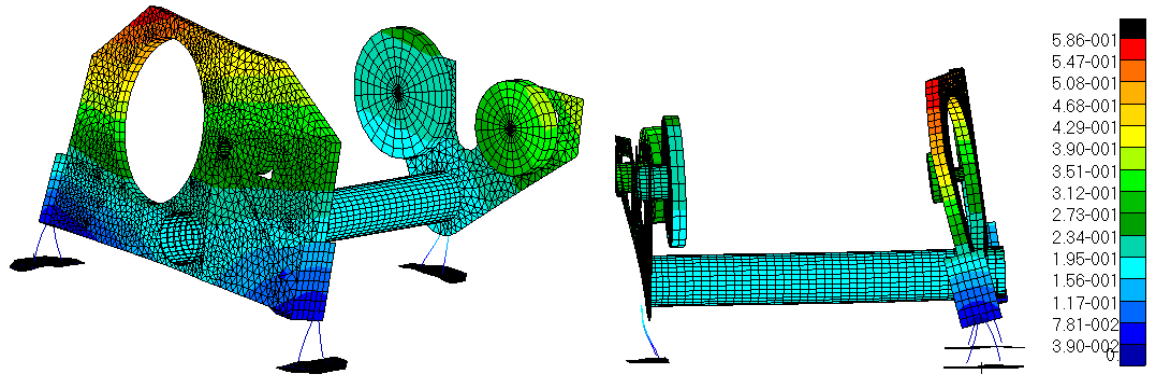


Figura 5.4: Immagine della forma modale della prima frequenza propria della camera ottica.

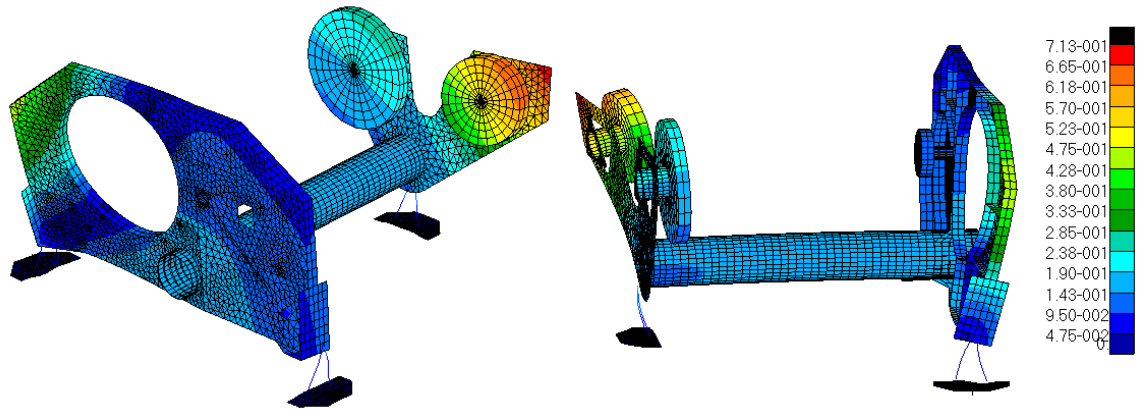


Figura 5.5: Immagine della forma modale della seconda frequenza propria della camera ottica.

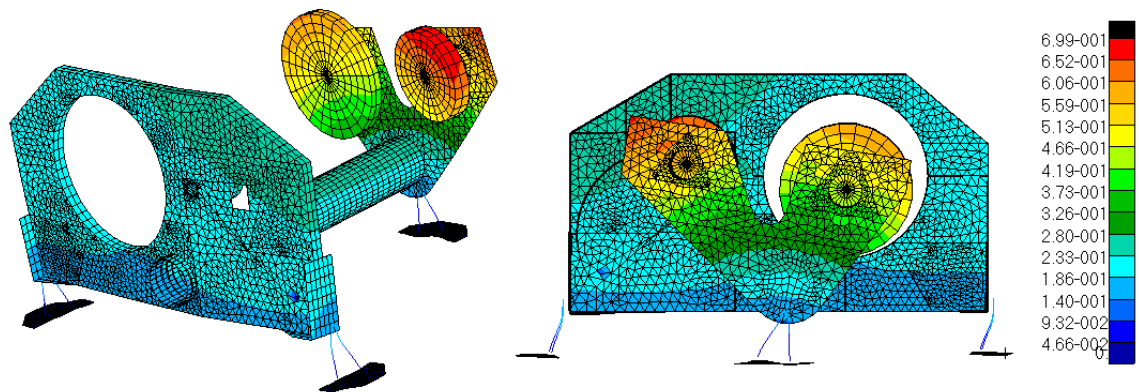


Figura 5.6: Immagine della forma modale della terza frequenza propria della camera ottica.

Dall'analisi dei modi di vibrare ci si è resi conto che la piastra anteriore (quella che sostiene lo specchio M2) presentava delle disuniformità nelle deformate. In particolare gli angoli della piastra, dalla parte non ancorata al telaio, si flettevano eccessivamente denotando una rigidità complessiva troppo modesta. Un altro aspetto che in prima battuta non si era ottimizzato, ma era stato lasciato con le specifiche del disegno di primo tentativo, era la determinazione fine degli spessori e delle altezze delle nervature, come anche della pelle della piastra stessa.

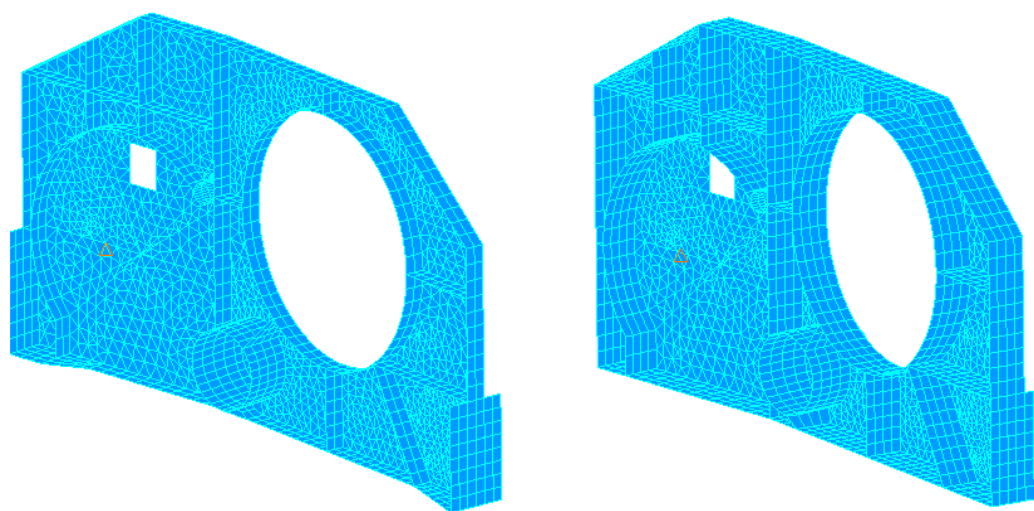


Figura 5.7: Confronto tra la forma della piastra anteriore prima (a sinistra) e dopo (a destra) la rimodellazione a seguito dei risultati delle analisi.

Nel primo disegno la pelle della piastra era stata posta pari a 10 mm e le nervature avevano un'altezza di 14 mm. La necessità di irrigidire la piastra e quindi di doverla studiare più nel dettaglio ha consentito di migliorare entrambi gli aspetti. La soluzione che è stata adottata è stata quella di porre la pelle pari a 5 mm di spessore, per diminuire il peso totale e per restare entro i valori mediamente utilizzati in queste realizzazioni (10 mm erano eccessivi), e le nervature sono state portate a 25 mm di altezza, per un totale di 30 mm di spessore per l'intera piastra.

5.4 ULTIMO ANALISI EFFETTUATA

Con queste ultime modifiche si è effettuato un ulteriore run, che ad oggi è anche l'ultimo, ottenendo i seguenti risultati:

Freq. N°	Frequenza [Hz]		Freq. N°	Frequenza [Hz]
1	195		11	784
2	255		12	841
3	297		13	895
4	314		14	899
5	339		15	932
6	419		16	988
7	541		17	1086
8	670		18	1108
9	682		19	1230
10	686		20	1382

Tabella 5.3: Valori delle prime 20 frequenze proprie.

E queste sono le forme modali delle prime tre frequenze di risonanza:

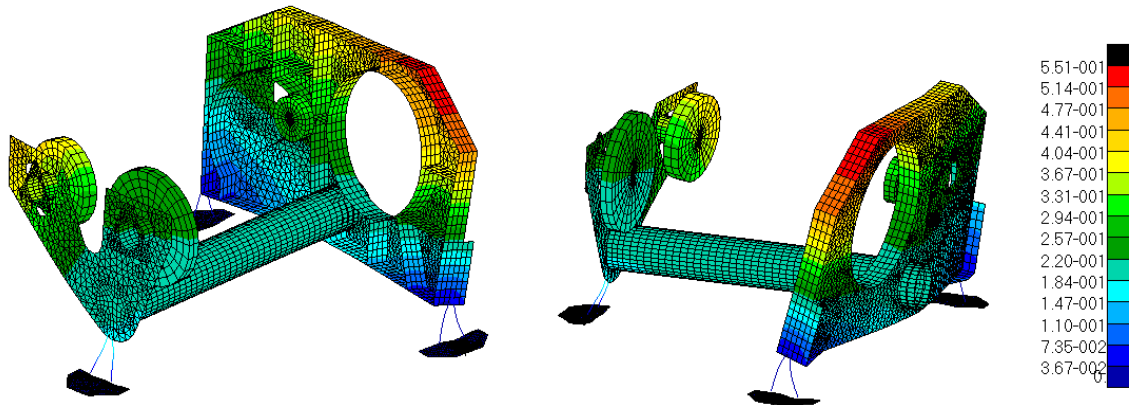


Figura 5.8: Immagine della forma modale della prima frequenza propria della camera ottica dopo l'ultimo run effettuato.

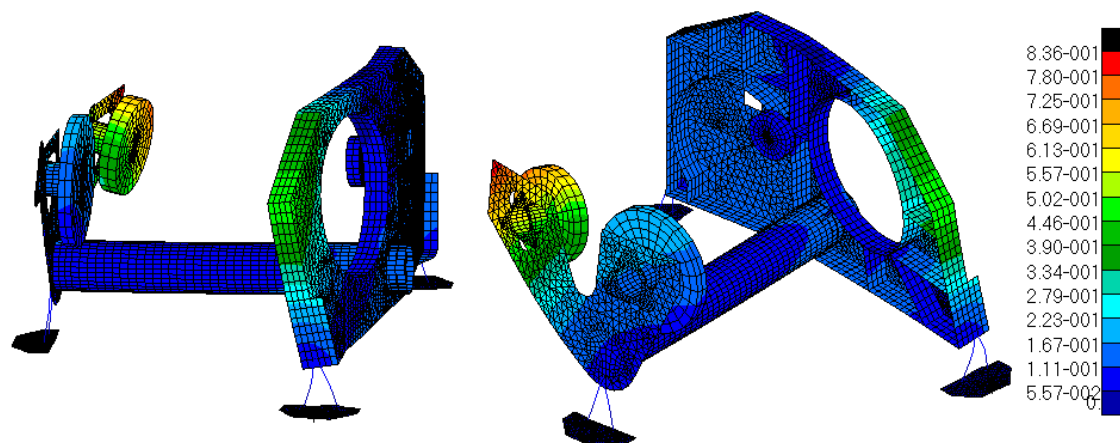


Figura 5.9: Immagine della forma modale della seconda frequenza propria della camera ottica dopo l'ultimo run effettuato.

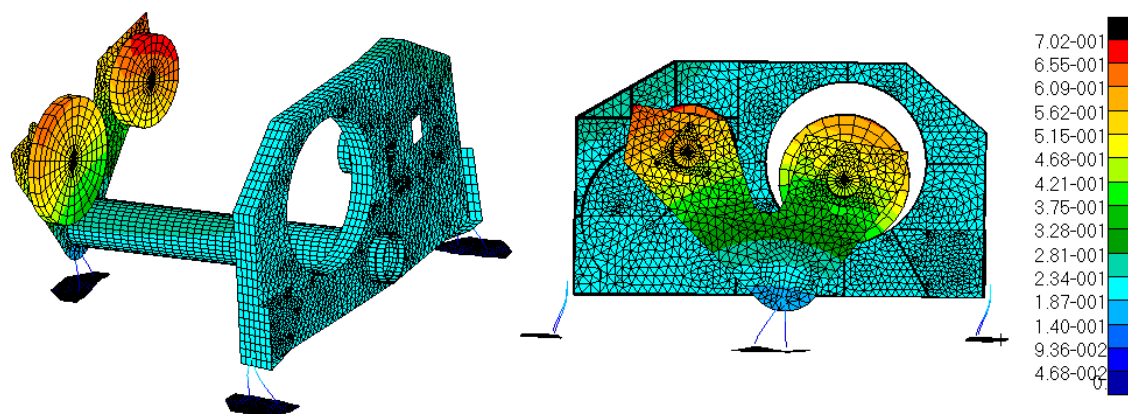


Figura 5.10: Immagine della forma modale della terza frequenza propria della camera ottica dopo l'ultimo run effettuato.

I risultati ottenuti confermano la bontà delle scelte effettuate in precedenza, in particolare per quanto riguarda il valore della prima frequenza propria che risulta essere di 195 Hz, ben al di sopra della minima richiesta di 140Hz, con un margine rispetto ad essa del 39%.

La seconda e la terza frequenza fondamentale sono ben distribuite e lontane le une dalle altre, mentre richiedono ancora uno studio i modi di vibrare della 3^a 4^a e 5^a frequenza che sembrano essere un po' troppo vicine come valori, comportando dei possibili accoppiamenti dinamici nocivi.

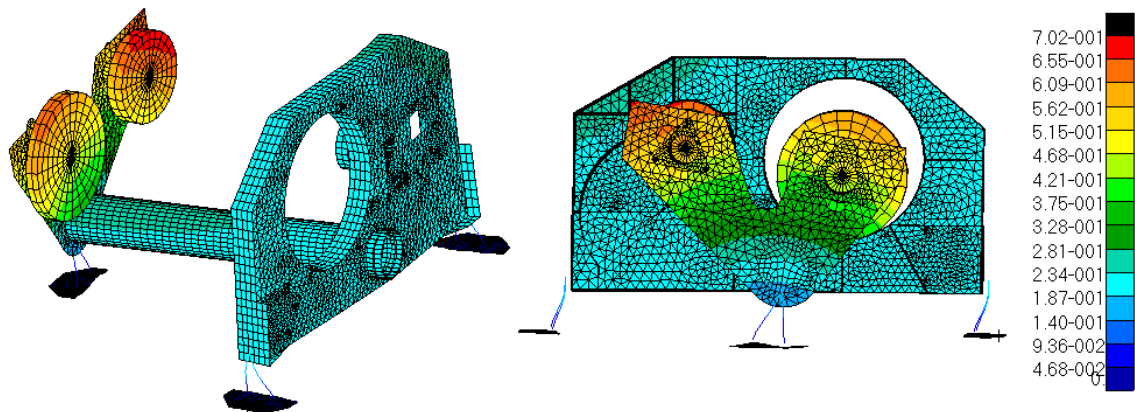


Figura 5.11: Immagine della forma modale della terza frequenza propria della camera ottica dopo l'ultimo run effettuato.

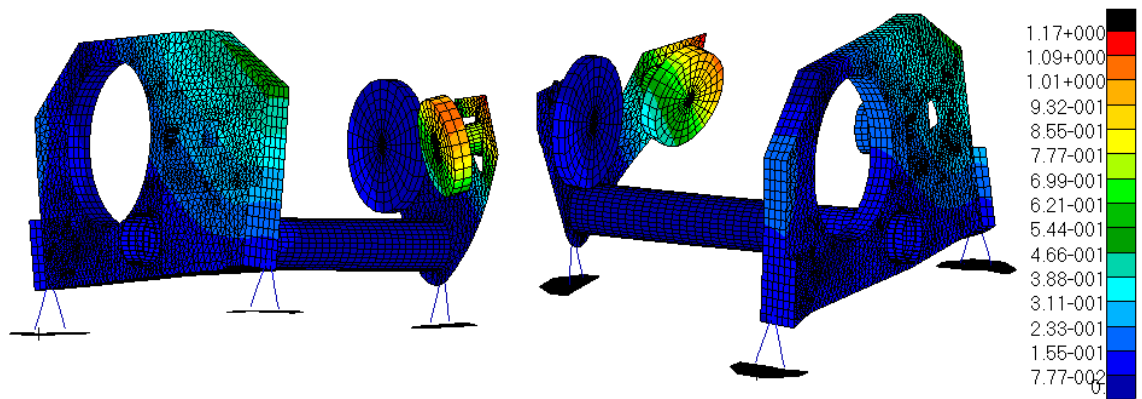


Figura 5.12: Immagine della forma modale della quarta frequenza propria della camera ottica dopo l'ultimo run effettuato.

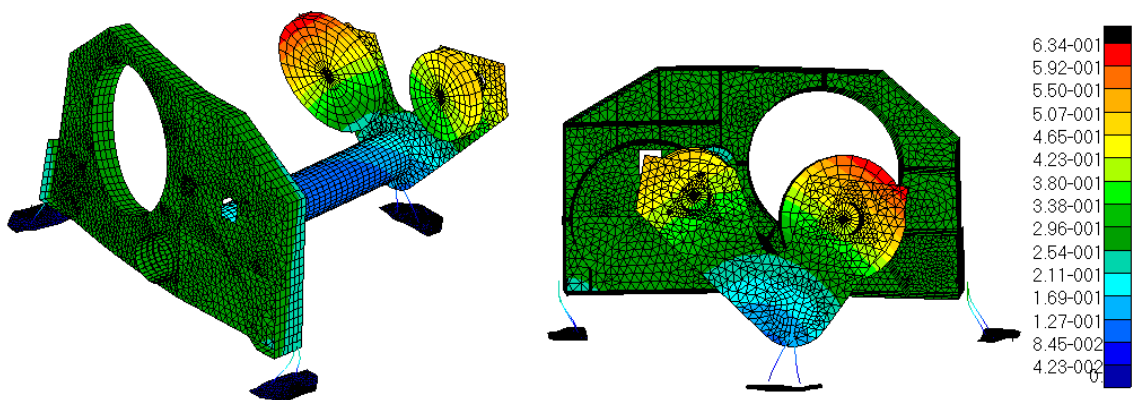


Figura 5.13: Immagine della forma modale della quinta frequenza propria della camera ottica dopo l'ultimo run effettuato.

In particolare si vede dai modi di vibrare che questo interesse lo si deve maggiormente focalizzare sulla piastra posteriore, la quale per altro non è ancora stata studiata nel dettaglio. Infatti ad oggi la piastra posteriore è modellata come un unico blocco monolitico di 12mm di spessore, mentre in futuro anche questa dovrà essere ridisegnata più fina e nervata opportunamente. Le nervature potranno quindi essere posizionate adeguatamente tenendo conto dei risultati fino ad ora ottenuti ottimizzando le forme modali.

Per poter avere maggiori informazioni preliminari riguardante questo punto è stata effettuata un'analisi particolare in cui per la sola piastra posteriore è stato aumentato il modulo di elasticità del 30% e contemporaneamente ridotta la densità del 30%, per simulare (anche se in maniera molto approssimata) una piastra nervata. I risultati mostrano che la 3^a e la 5^a frequenza modificano il proprio valore, anche se in maniera modesta, al variare della rigidità (fittizia) assegnata alla piastra, mentre la variazione è molto più sensibile nella 4^a. Questo permette di pensare che assegnando opportunamente le nervature, e quindi la rigidità alla piastra, si possano allontanare adeguatamente i valori delle frequenze le une dalle altre migliorando il comportamento complessivo della struttura.

Un altro aspetto messo in risalto dalle analisi è l'effetto carico inerziale indotto dal baffle esterno che tende a produrre flessioni nella piastra anteriore. Nelle tre figure sottostanti, riferite rispettivamente alla 2^a frequenza a 255 Hz (a), alla 6^a frequenza a 419 Hz (b) e all' 8^a frequenza a 670 Hz (c), vengono mostrate le forme modali di alcune delle frequenze di interesse nelle quali è chiaramente evidente l'effetto negativo indotto dall'inerzia del baffle.

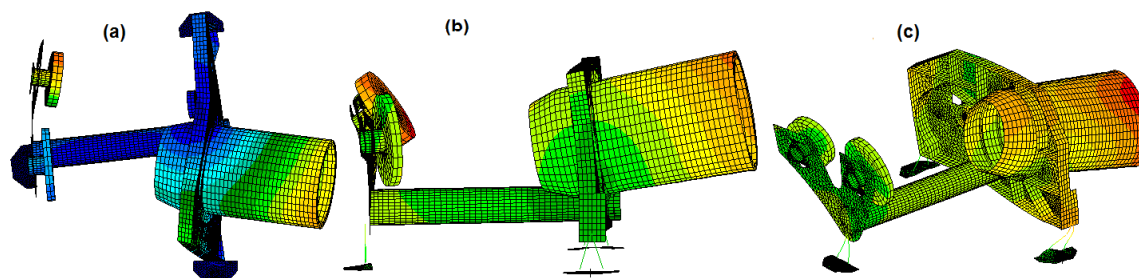


Figura 5.14: Immagini di alcune forme modali che evidenziano l'effetto inerziale del baffle sulla piastra anteriore. a)255 Hz b)419 Hz c) 670Hz

La soluzione proposta sarà da testare nelle prossime analisi e consiste nel modificare la posizione in cui è presente l'aletta circolare del baffle adibita all'alloggiamento delle viti per l'attacco con la piastra. Nella soluzione attuale questa aletta è collocata in una posizione arretrata, nel senso dell'ingresso della camera ottica, mentre nella nuova configurazione si propone di porre l'aletta in corrispondenza della posizione del centro di massa del baffle. In questo modo viene meno l'effetto di amplificazione cinematica che induce dei momenti nei punti di attacco. Modificando la posizione del centro di rotazione del baffle, ponendolo in prossimità del centro di massa, si cerca di minimizzare il valore del secondo membro nella formula del teorema di Huygens-Steiner, ovvero la quantità pari ad md^2 (massa per distanza al quadrato), migliorando il comportamento cinematico complessivo. L'attacco con la piastra avverrà dunque per mezzo di una struttura conica rigida in alluminio che si estenderà dalla superficie esterna della piastra fino all'aletta di attacco.

6 ANALISI TERMOELASTICA PRELIMINARE

Nelle applicazioni spaziali solitamente è di primaria importanza eseguire delle analisi termoelastiche per verificare il comportamento della struttura alle notevoli escursioni termiche esistenti tra la fase di montaggio e collaudo a terra e la vita operativa nello spazio. Queste variazioni di temperatura possono essere dell'ordine di decine di gradi a seconda del tipo di missione e dai target prescelti e possono causare tensioni interne nella struttura che, se non adeguatamente controllate, possono portare alla rottura o al mal funzionamento dei componenti, nonché a delle deformazioni che potrebbero indurre dei disallineamenti negli specchi e nelle componenti ottiche tali da portarle fuori tolleranza. Tolleranze che in molti casi possono essere davvero restrittive per consentire al treno ottico di performare entro le specifiche richieste ed essere in grado di catturare immagini con la risoluzione, definizione e contrasto minimi necessari per rispettare gli obiettivi scientifici della missione.

6.1 CARICHI

Il carico termico da applicare è stato dedotto da un'analisi di sensibilità termica che è stata in grado di simulare e determinare le temperature dei vari componenti in fase operativa, dati come input i valori di irraggiamento solare, dell'albedo dei vari target della missione, delle inclinazioni e l'altitudine delle orbite tenute dalla sonda durante i sorvoli e altri parametri riguardanti la struttura come le resistenze termiche interne della camera ottica. I risultati delle simulazioni termiche dello strumento eseguite dal team di progetto CISAS-Unipd nelle fasi operative in orbita attorno a Ganimede (caso operativo freddo) hanno rivelato che la struttura interna potrà arrivare ad essere soggetta a una temperatura di -70°C [3] il che comporta una differenza di temperatura di 90°C dal momento dell'assemblaggio, che avviene ad una temperatura di 20°C , e la fase operativa.

Nel modello FEM questo carico è stato posto come una variazione negativa di temperatura di 90°C su ogni nodo presente nel modello, impostando al contempo il valore della temperatura iniziale di 20°C e settando l'analisi con l'opzione LAGR su "rigid element type" dal menù "solution parameters" per poter tener conto del

coefficiente di dilatazione termica degli elementi rigidi RBE2, che altrimenti verrebbero trattati come elementi non espandibili o restringibili causando picchi di tensione nei punti in cui sono ancorati alla struttura.

6.2 PRIMA ANALISI

Un primo run è stato effettuato sulla geometria che è stata affinata nell'ultima sessione di analisi modale, quindi su una struttura avente tutti e tre i bipodi uguali, priva delle features superflue e con la piastra anteriore modificata con la pelle posta pari a 5 mm e le nervature alte 25.

Quest'analisi ha permesso di focalizzarci in prima battuta sulle tensioni interne alla struttura per verificare l'esistenza o meno di componenti particolarmente sollecitati a cui dover dedicare uno studio più dettagliato.

6.2.1 TENSIONI

Il software permette una volta risolto il sistema di equazioni che descrivono l'analisi, di plottare le tensioni direttamente sulla geometria deformata, tramite una scala cromatica in funzione dell'intensità del valore plottato. La scala di riferimento sarà posta a destra nelle varie immagini e reca come valore posto tra il colore rosso e il colore nero il valore della tensione massima presente nella struttura.

Nell'immagine seguente è riportato l'andamento delle tensioni nell'intera struttura:

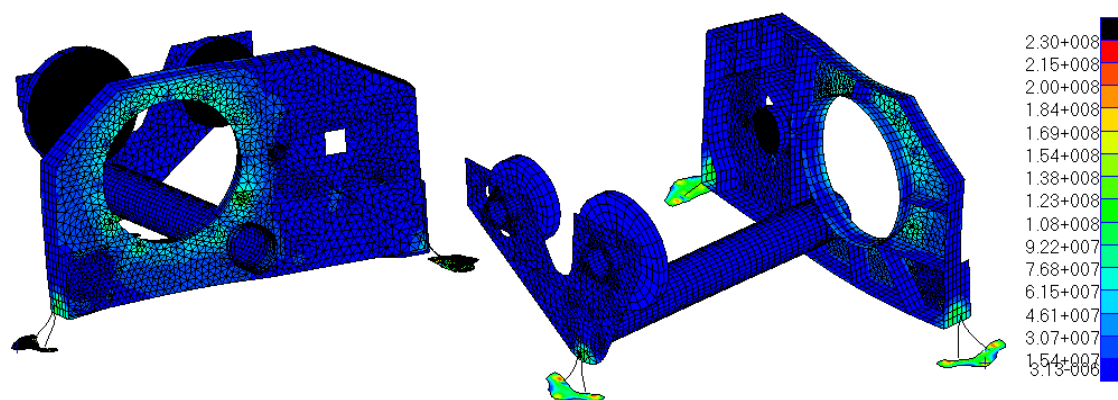


Figura 6.1: Distribuzione delle tensioni nella struttura della camera ottica.

Mentre di seguito vengono riportati i profili di tensione e i relativi valori massimi per tipo di materiale:

- **SiC:**

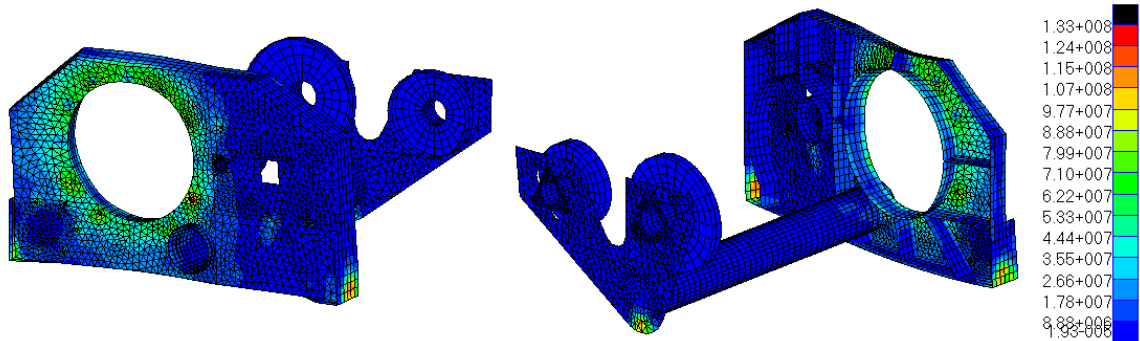


Figura 6.2: Distribuzione delle tensioni all'interno dei componenti in Silicon Carbide.

- **Al-6082 t6:**

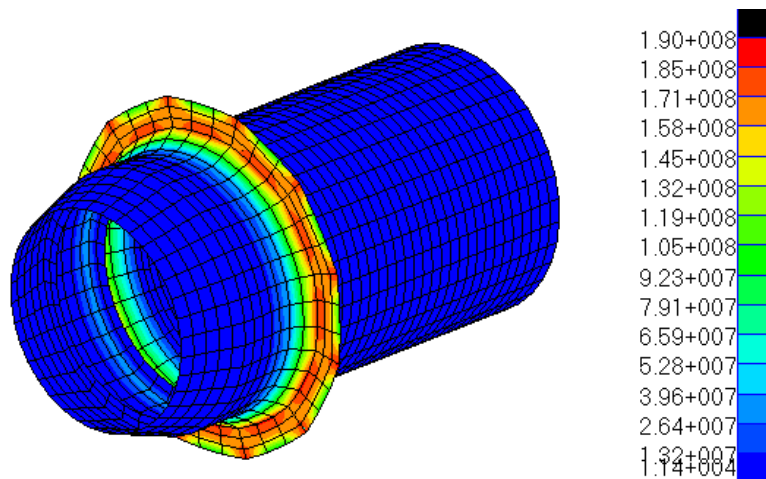


Figura 6.3: Distribuzione delle tensioni all'interno dei componenti in Al-6082.

Le tensioni massime presenti sia nel SiC che nell' Al-6082 t6, si trovano in corrispondenza dei nodi in cui sono presenti gli elementi rigidi RBE2 e presentano dei picchi di concentrazione estremamente localizzati, il che non sembra essere dovuto a fattori reali, ma piuttosto alle semplificazioni inevitabili introdotte nel modello FEM. Per ottenere dei valori più realistici delle tensioni presenti in quelle aree, quindi, si sono mediati i valori dei nodi appena adiacenti a questi consentendo di trovare una tensione massima di 103 MPa nel SiC e di 181 MPa nell' Al-6082 t6.

- **Ti6Al4V:**

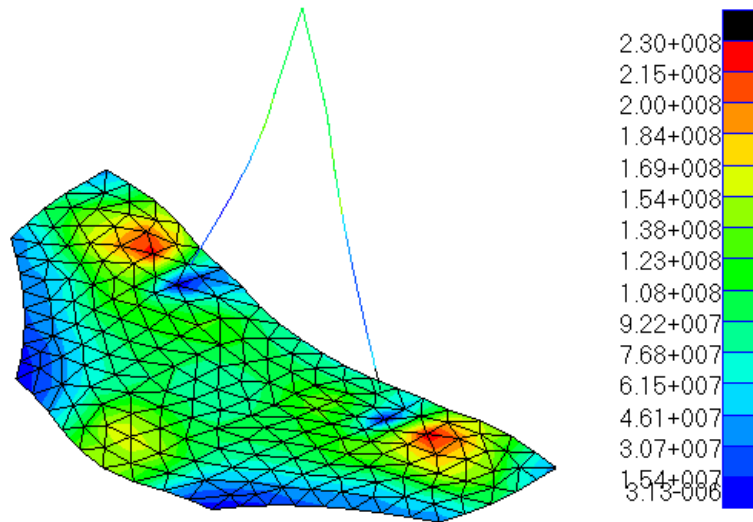


Figura 6.4: Distribuzione delle tensioni all'interno del bipode in Ti6Al4V che presenta il picco di tensione maggiore.

Tutte le tensioni massime presenti nei vari materiali risultano essere al di sotto dei valori limite di snervamento. Un discorso a parte è da fare per le tensioni presenti nel SiC il quale è un materiale ceramico e necessita di un metodo di valutazione delle tensioni diverso da quello utilizzato per i metalli. Per il momento ci si è limitati a confrontare il limite a rottura flessionale con la tensione massima presente nella struttura maggiorata di un fattore 5, come suggerito per questi casi dalla tabella dei FoS presente nell'EID-A. Nella tabella sottostante sono riportati quindi i risultati ottenuti dalla simulazione specificando il valore della tensione massima, la tensione di snervamento (tensione di rottura a flessione per il SiC) e il MoS (Margin of Safety) per ogni tipo di materiale.

	SiC	Al-6082 T6	Ti6Al4V
Tensione massima [Mpa]	103	181	230
Tensione snervamento/rottura [Mpa]	550	250	880
FoS	5	1,25	1,25
MoS	0,068	0,105	2,061

Tabella 6.1: Tabella con riportati i valori delle tensioni massime per tipo di materiale e i rispettivi MoS nell'analisi termoelastica.

E' bene precisare però il criterio seguito ed imposto dal documento EID-A per quanto riguarda la determinazione del MoS con la descrizione dei vari fattori di sicurezza da usare nei calcoli [5].

6.2.1.1 MARGINE DI SICUREZZA (MoS Margin of Safety)

In accordo con le direttive fornite da ESA per le procedure di progettazione e del calcolo dei margini di sicurezza, viene riportata di seguito una tabella con indicati i valori dei coefficienti di sicurezza (FoS Factor of Safety) da utilizzare:

Structure type	Requirements			
	Verification by test		Verification by analysis only	
	FOSY	FOSU	FOSY	FOSU
Metallic parts	1.1	1.25	1.25	2.0
Fibre Reinforced Plastic parts	N/A	1.25	N/A	2.0
Joints and inserts: ^{a)} - Failure - Gapping - Sliding	N/A	1.25	N/A	2.0
Sandwich parts: ^{a)} - face wrinkling - intracell buckling - honeycomb shear	N/A	1.25	N/A	2.0
Glass and ceramic structural parts : ^{b)}	N/A	2.5	N/A	5.0
Buckling : ^{c)}	1.1	1.25	1.5	2.0
a) These factors are not applied on the bolts preload – see threaded fasteners handbook (ECSS-E-HB 32-23). b) These materials have strength properties which are highly dependent on the manufacturing process, the size of the part and of the surface quality. Therefore the stress/strength requirements must be derived from representative samples, to be agreed by the customer. c) These factors of safety do not cover the knock-down factors commonly used in buckling analyses, see ECSS-E-HB-32-24				

Tabella 6.2: Tabella con i valori del FoS da utilizzare nel calcolo dei MoS.

Per tutte le analisi sono stati calcolati i rispettivi margini di sicurezza (MoS Margin of Safety) per ciascun tipo di materiale utilizzando le seguenti formule: la prima rispettivamente per il calcolo del margine di sicurezza sul limite di snervamento (yield) e l'altra per il margine di sicurezza sul limite ultimo a rottura (ultimate):

$$MoS_y = \frac{\sigma_{ty}}{\sigma \cdot FoS_y} - 1 \quad (1) \qquad MoS_u = \frac{\sigma_{tu}}{\sigma \cdot FoS_u} - 1 \quad (2)$$

Dove:

σ_{ty} : è la massima tensione di snervamento del materiale

σ_{tu} : è la tensione di rottura del materiale

σ : è la massima tensione presente nella struttura

FoS_y : è il coefficiente di sicurezza allo snervamento (vedi Tabella 6.2)

FoS_u : è il coefficiente di sicurezza alla rottura (vedi Tabella 6.2)

Il MoS deve risultare sempre positivo per poter ritenere un determinato componente entro le specifiche.

6.2.2 DEFORMAZIONI

Le deformazioni subite dalla struttura devono essere studiate accuratamente in quanto determinano il disallineamento rispetto alla posizione di montaggio delle ottiche e questo può compromettere del tutto o in parte l'efficienza della camera ottica.

In generale l'elemento che più si deforma è il baffle esterno, che presenta il materiale con più alto coefficiente di dilatazione termica, il quale però non influisce sull'efficienza del telescopio ma può provocare delle tensioni dannose tra piastra e baffle data la dilatazione differenziale dei due materiali.

Il risultato dell'analisi è mostrato in figura , in cui si vedono le distorsioni subite dai vari elementi. Nella seconda immagine invece sono riportati i medesimi risultati ma

riferiti alla struttura senza il baffle esterno per mettere maggiormente in evidenza le deformazioni.

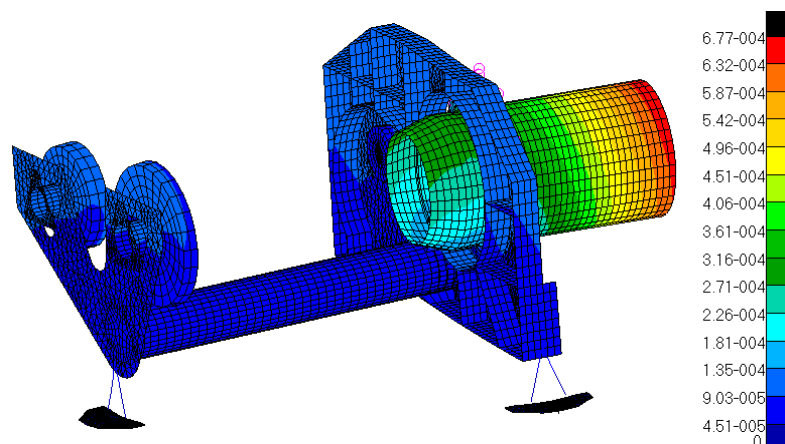


Figura 6.5: Distribuzione delle deformazioni della struttura nell'analisi termoelastica.

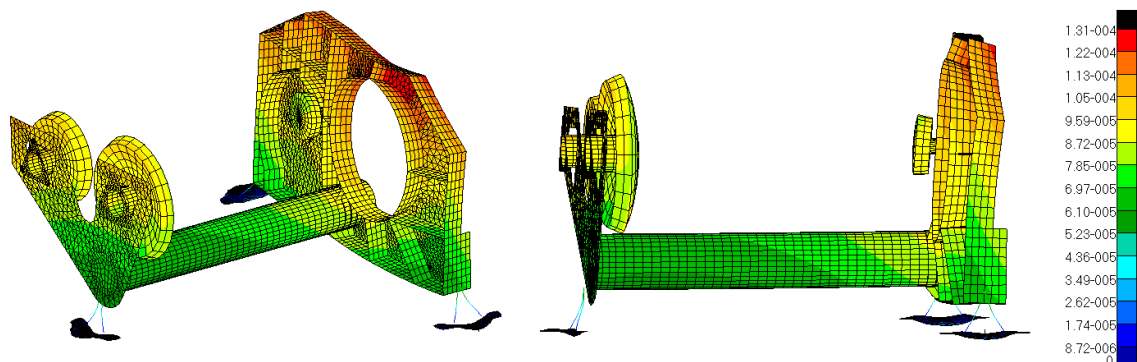


Figura 6.6: Distribuzione delle deformazioni della struttura nell'analisi termoelastica senza la presenza del baffle esterno per una miglior visualizzazione dei valori.

Andando ad analizzare i valori risultanti ci si è resi conto però, che la deformazione subita dalla superficie riflettente degli specchi risultava poco veritiera e non sembrava rispecchiare i risultati teorici attesi. Questo perché il modello FEM costruito all'interno del software è stato pensato in modo da semplificare il più possibile il caso reale portando con sé le inevitabili inesattezze nei valori forniti in output. Per modellare l'insieme supporto-specchio si è pensato di modellare il supporto con elementi shell e gli specchi con elementi brick, facendo in modo che i nodi presenti su quelle che sono le superfici di contatto dei due componenti si trovassero sovrapposti e quindi coincidenti. Questa semplificazione comporta però, a causa del diverso

coefficiente di dilatazione termico, che il supporto tira la superficie esterna dello specchio deformandolo in maniera non realistica, come si nota nell'immagine.

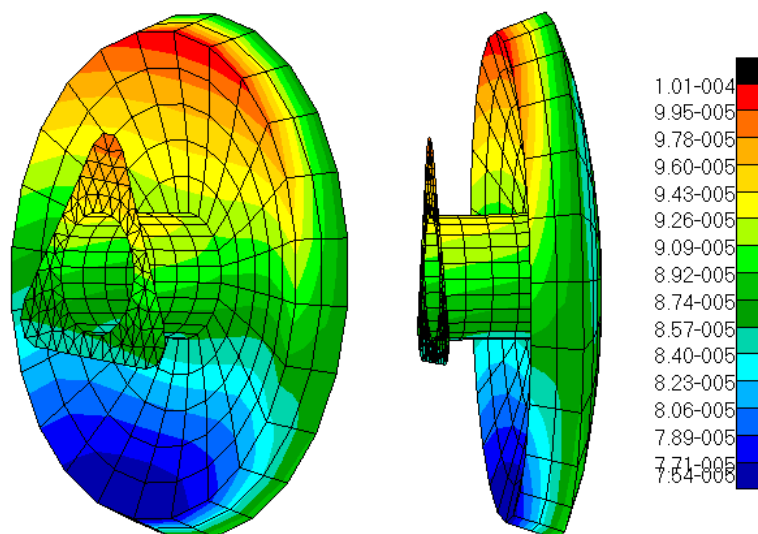


Figura 6.7: Dettaglio della deformazione subita dal sistema specchio M1-supporto.

Si presume che lo tiri in maniera non realistica perché, in genere, si inseriscono degli opportuni accorgimenti per disaccoppiare il più possibile la diversa deformazione subita dai due componenti, mentre nell'analisi questo non avviene. L'aver ignorato questo aspetto (cosa per altro giustificata in questa primissima fase di sviluppo) non consente di ritenere attendibili questi risultati e denota la necessità di creare un modello di maggior dettaglio per ottenere i valori di interesse.

6.3 SECONDA ANALISI

A questo punto si è pensato di procedere sostituendo il materiale dello specchio, realizzandolo in SiC (Silicon Carbide) al posto dello Zerodur, così da poter valutare i vantaggi-svantaggi di una tale soluzione e di poter valutare con meno remore gli spostamenti subiti dalle ottiche.

Questa soluzione comunque, non rappresenta una soluzione di ripiego per far tornare i conti delle simulazioni, ma risulta di primario interesse visto che, tra le possibili

soluzioni ancora in fase di studio, c'è proprio la possibilità di realizzare gli specchi, fusi con il supporto, in SiC per evitare gli inconvenienti risultanti dall'accoppiamento di materiali diversi.

Le deformazioni risultanti dall'analisi sono riportate nella figura seguente, a cui, per una miglior rappresentazione grafica e per far risaltare maggiormente i valori in gioco, è stato tolto il baffle esterno.

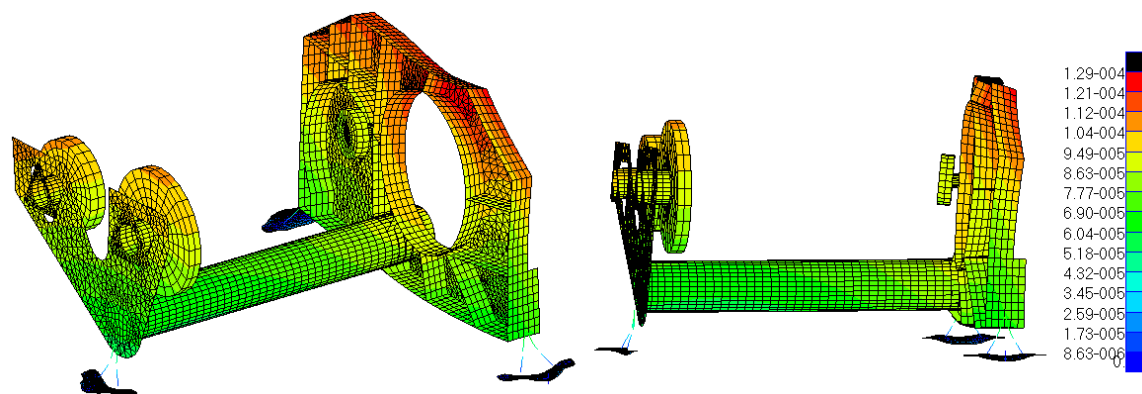


Figura 6.8: Distribuzione delle deformazioni della struttura nell'analisi termoelastica con specchi in SiC senza la presenza del baffle esterno per una miglior visualizzazione dei valori.

Con questa configurazione del modello i risultati sembrano qualitativamente migliori e questo ci ha permesso di estrapolare i valori di spostamento e tilt dei tre specchi. Il sistema di riferimento per valutare questi spostamenti è diverso dal sistema di riferimento "Globale" utilizzato fino ad ora in tutti i disegni CAD e nel modello FEM, ma è orientato secondo il sistema di riferimento denominato "Specchi" il quale presenta l'asse X parallelo all'asse ottico dello specchio M2, l'asse Z ortogonale al piano di appoggio e l'asse Y orientato in modo da completare la terna levogira. Questo perché le tolleranze, fornite dalle analisi effettuate dagli ottici, sono date rispetto a questo sistema di riferimento. Vedi paragrafo 4.5.2

I calcoli effettuati dell' INAF Osservatorio Astronomico di Padova hanno permesso di stabilire quali fossero le tolleranze sul disallineamento concesso per ogni specchio, sia per quanto riguarda i valori di decentraggio e defocus, sia per quanto riguarda i valori

di tilt. All'interno della tabella sono riassunti i valori massimi concessi, come riportato nell' EID-B [9] del e nel Design report del 27-10-2014 [10].

Tolleranze					
Specchio	Defocus	Decent. Y	Decent. Z	Tilt Y	Tilt Z
	[μm]	[μm]	[μm]	[arcsec]	[arcsec]
M1	± 10	± 40	± 40	± 20	± 20
M2	± 10	± 80	± 80	± 40	± 40
M3	± 10	± 60	± 60	± 20	± 20

Tabella 6.3: Tolleranze massime concesse per la posizione e la rotazione di ogni specchio.

La riduzione dei dati dell'analisi ha consentito di ricavare i seguenti valori di spostamento e tilt dei vari elementi ottici, i quali sono sempre riferiti al medesimo sistema di riferimento usato per definire le tolleranze:

Risultati Analisi FEM					
Specchio	Defocus	Decent. Y	Decent. Z	Tilt Y	Tilt Z
	[μm]	[μm]	[μm]	[arcsec]	[arcsec]
M1	13,1	20,2	-84,9	4,3	-5,2
M2	-28,7	-1,7	-79,8	25,5	-45,2
M3	15,6	-19,7	-90,0	3,3	-4,8

Tabella 6.4: Risultati dell'analisi termoelastica con specchi in SiC per quanto riguardano i valori di spostamento e tilt degli specchi.

6.3.1 CONSIDERAZIONI

La tolleranza più restrittiva per questa configurazione ottica è data dal defocus che impone uno spostamento massimo di $\pm 10 \mu\text{m}$ per ogni specchio. La simulazione mette in evidenza come tutti e tre gli elementi ottici eccedono questo limite, in particolar modo lo specchio M2. Per come è stata disegnata la camera ottica entrambi gli specchi M1 ed M3 si spostano all'incirca della stessa quantità verso lo specchio

M2, che a sua volta trasla verso di essi, per un avvicinamento totale delle parti ottiche di circa 43 μm . E' evidente che con questa configurazione della struttura non si riesce a garantire uno spostamento di defocus delle ottiche entro i limiti imposti. Questo impone l'obbligo di ricercare delle soluzioni migliori che diminuiscano le deformazioni o di effettuare uno studio più dettagliato per consentire di posizionare le ottiche disallineate in fase di collaudo a terra, ma tali da rientrare in tolleranza una volta entrate nella fase operativa. Ovvero si procede montando gli specchi con un disallineamento pari e opposto a quello risultante dai calcoli. Nonostante questa procedura risulti più laboriosa, è stata comunque utilizzata in altre missioni visto l'impossibilità o la non convenienza nel procedere diversamente.

Problemi particolari di decentraggio non sono presenti in quanto per tutti e tre gli specchi gli spostamenti sono entro i limiti massimi consentiti. Lungo la direzione Z, ovvero lungo la direzione ortogonale al piano di appoggio, i valori sono ben più alti delle tolleranze, ma l'intera struttura trasla verso il basso quasi come un corpo rigido e in effetti il massimo disallineamento tra due specchi lungo questa direzione è di appena 10 μm .

Risultano essere entro i limiti anche i valori di tilt in entrambi gli assi per tutte le ottiche ad eccezione fatta per il Tilt Z dello specchio M2 il quale eccede di 5 arcsec la massima rotazione ammissibile. Prima di impegnare tempo e risorse per sistemare questo aspetto andando a rimodellare parti della piastra anteriore o del supporto dello specchio, è bene procedere con altre analisi simili ma più dettagliate.

Essendo minimo lo scarto tra spostamento e tolleranza può essere che un modello più accurato ritocchi leggermente i valori mostrando come in realtà lo specchio possa rientrare entro i limiti massimi.

6.4 TERZA ANALISI

Come accennato nel corso delle valutazioni ai risultati dell'analisi precedente, è necessario focalizzare l'attenzione sugli eccessivi spostamenti degli specchi lungo l'asse di defocus.

Essendo l'accorciamento del tubo la causa principale dell'eccessivo disallineamento del sistema ottico, ci si è proposti di studiare un sistema che non imponesse di

ridisegnare parte della struttura della camera, ma che fosse identico a quello di partenza, ricercando tra le soluzioni più semplici dal punto di vista dell'analisi. La naturale conseguenza di tale procedimento deduttivo è stata la sostituzione del materiale di partenza del tubo con un materiale a più basso coefficiente di dilatazione termica che possedesse al contempo anche la necessaria rigidità strutturale. E' stato scelto di utilizzare la fibra di carbonio avente coefficiente di dilatazione termica pari a $5 \cdot 10^{-7}$ m/m°C al posto del SiC (Silicon Carbide) avente coefficiente di dilatazione termica pari a $3,2 \cdot 10^{-6}$ m/m°C.

Con queste varianti si è proceduto ad effettuare una nuova analisi che ha consentito di determinare la nuova distribuzione delle deformazioni, come mostrato nella figura seguente:

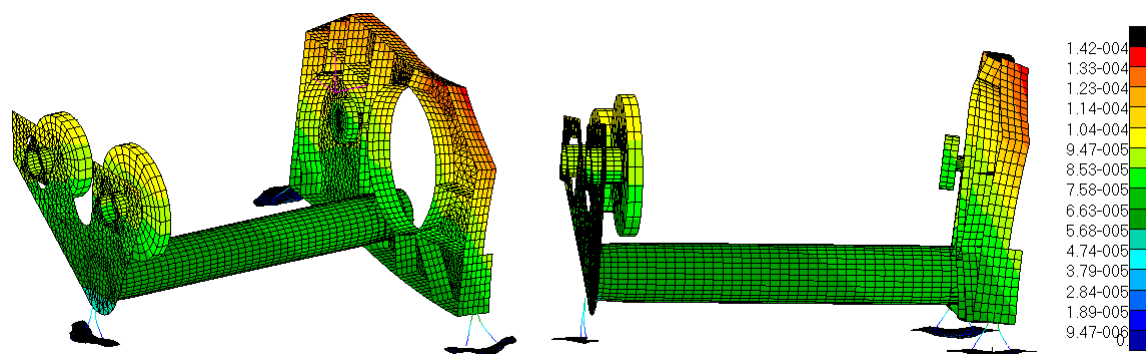


Figura 6.9: Distribuzione delle deformazioni della struttura nell'analisi termoelastica con specchi in SiC e tubo in fibra di carbonio senza la presenza del baffle esterno per una miglior visualizzazione dei valori.

Dalla riduzione dei dati è stato possibile determinare i nuovi valori di disallineamento e tilt delle ottiche che vengono riportati nella tabella sottostante:

Risultati Analisi FEM					
Specchio	Defocus	Decent. Y	Decent. Z	Tilt Y	Tilt Z
	[μm]	[μm]	[μm]	[arcsec]	[arcsec]
M1	-18,0	18,1	-82,0	-9,7	-12,1
M2	5,3	-4,5	-80,3	29,0	-38,2
M3	-17,9	-19,3	-87,3	-2,7	4,7

Tabella 6.5: Risultati dell'analisi termoelastica con specchi in SiC e tubo in fibra di carbonio per quanto riguardano i valori di spostamento e tilt degli specchi.

La minor deformazione assiale del tubo non consente comunque di far rientrare gli spostamenti degli specchi entro le tolleranze richieste, anche se, rispetto al caso precedente, si sono dimezzati i valori in gioco. Le ottiche in questo caso non tendono ad avvicinarsi le une alle altre, ma bensì ad allontanarsi a causa degli accorciamenti subiti dai supporti. Gli specchi M1 ed M3 si allontanano rispetto ad M2 di una quantità pari a circa 23 μm , contro un avvicinamento di 43 μm dell'analisi precedente. In ogni caso non si è in grado di garantire le specifiche richieste e risulta essere necessaria una nuova serie di analisi più accurate e con soluzioni differenti oltre che ad un confronto più dettagliato con il team di ottici per condividere e cercare soluzioni al problema.

Tutti gli altri termini di disallineamento risultano invece entro i limiti massimi ammissibili, anche per quanto riguarda il Tilt Z dello specchio M2, al contrario di quanto risultava nell'altra analisi, anche se rimane sempre su valori limiti.

6.5 CONSIDERAZIONI-SVILUPPI FUTURI

Sono necessarie ulteriori analisi per studiare più nel dettaglio gli spostamenti degli specchi sia che questi siano realizzati in SiC, sia che siano realizzati in Zerodur. Per questi ultimi, come riportato già in precedenza, sarà necessario realizzare un nuovo modello più dettagliato per ovviare alle problematiche dell'accoppiamento di due materiali con dilatazioni termiche differenti.

Un passo ancora successivo potrà essere, una volta raggiunta una configurazione della camera ottica tale da consentire di rimanere entro o in corrispondenza dei limiti di tolleranza richiesti, quello di studiare nel dettaglio con un modello 3D il solo sistema supporto-specchio. Grazie a questo modello si sarà in grado di ottenere gli spostamenti dei nodi dell'intera superficie riflettente dello specchio, con un dettaglio maggiore rispetto a quello di un'analisi dell'intero sistema, i quali sarebbero poi interpolati con i polinomi di Zernike, in modo tale da poter fornire agli ottici dei valori di grande interesse per lo studio e l'ottimizzazione, sia in fase di analisi sia in fase di realizzazione, degli specchi stessi.

La soluzione con tubo in fibra di carbonio è stata testata per verificare se fosse in grado di soddisfare i requisiti minimi richiesti per quanto riguarda il defocus delle ottiche che rappresenta il valore più stringente. Una tale soluzione presenta però degli inconvenienti in quanto il tubo andrebbe ad accoppiarsi con i materiali delle piaste che sono diversi, e questo comporta una dilatazione differenziale tra i componenti al variare della temperatura che può portare a tensioni interne nocive. Inoltre, per essere collegato adeguatamente un componente in fibra di carbonio necessita di inserti di materiale spesso metallico che aumentano il numero complessivo di elementi e il valore della massa.

La soluzione proposta riesce a ridurre il valore complessivo di spostamento nella direzione di defocus delle ottiche, ma non riesce comunque a far restare gli specchi entro i limiti massimi consentiti.

Sia la soluzione con tubo in SiC che con tubo in fibra di carbonio eccedono le tolleranze e suggeriscono di procedere con il montare le componenti ottiche sfuocate in fase di collimazione a terra. Poiché entrambe le soluzioni necessitano di questo modo di procedere si è orientati ad abbandonare la soluzione con tubo in fibra di carbonio, che presenta tutta la serie di problematiche sopra descritte, a favore della soluzione con tubo in SiC.

Per quanto riguarda lo studio delle tensioni interne, già la prima analisi con specchi in Zerodur ha evidenziato come le tensioni massime non siano preoccupanti per i bipodi in titanio che presentano un MoS allo snervamento ben al di sopra dello zero.

Anche il baffle esterno presenta un MoS allo snervamento superiore allo zero, anche se di un solo punto decimale, il che presuppone di prestare comunque attenzione a tali tensioni anche nei modelli più dettagliati, per capire se tali valori siano dovuti a un modello troppo semplificato o se siano la conseguenza di un cattivo accoppiamento con la piastra anteriore.

Il MoS a rottura calcolato per gli elementi in SiC risulta essere superiore allo zero, anche se per questo tipo di materiale sarà necessario valutare l'entità della tensione massima con metodologie appropriate per i materiali ceramici, e non con un semplice confronto con la tensione di rottura come fatto in questo elaborato e come suggerito dai procedimenti per il calcolo del margine di sicurezza.

Saranno comunque necessarie in futuro analisi più accurate per verificare eventuali concentrazioni o picchi di tensione non evidenziati da questo modello semplificato, nonché analisi con modelli di dettaglio tra supporto-specchio per studiare le forze di contatto in gioco, la resistenza e il posizionamento della colla e altri modelli per studiare meglio le zone di interfaccia tra i vari sottosistemi.

Saranno proprio in corrispondenza di queste zone di interfaccia che si concentreranno le tensioni massime dovute ai diversi coefficienti di dilatazione dei materiali da accoppiare.

7 ANALISI QUASI-STATICA

L'analisi quasi-statica è necessaria per studiare le tensioni interne alla struttura che si manifestano durante la fase di lancio. In questa fase infatti il vettore genererà delle accelerazioni longitudinali tali da indurre un carico inerziale nella camera ottica. Rientrano in questo caso quindi tutte quelle componenti di sollecitazione a bassa o bassissima frequenza, le quali non andranno ad eccitare dinamicamente i componenti della camera se questa rispetta il limite minimo richiesto per la prima frequenza propria di 140 Hz riportato nell' EID-A.

Poiché non è ancora stato stabilito l'esatto posizionamento ed orientamento della sonda all'interno del modulo di lancio, non si può ancora conoscere quale sarà la direzione di sollecitazione della struttura.

Questo ha imposto la risoluzione di 14 condizioni di carico diverse ognuna riferita ad una direzione di applicazione diversa. In particolare le direzioni di accelerazione sono state poste lungo i 3 assi X, Y e Z del sistema di riferimento "Globale" sia in un verso che nell'altro e lungo le 8 diagonali degli ottanti.

La risoluzione di tutti i modelli ha consentito di avere una visione d'insieme delle tensioni che possono manifestarsi per ogni materiale al variare dell'orientamento della sonda all'interno del razzo, calcolando per ognuna di esse il MoS (Mactor of safty) e la relativa idoneità a sopportare il carico in tale direzione.

7.1 CARICHI

Il carico applicato all'interno del modello FEM è stato un carico inerziale dell'intensità suggerita dalle specifiche riportate nel documento di interfaccia EID-A.

I carichi vengono in genere definiti in termini di accelerazioni agenti lungo le direzioni del sistema di riferimento e sono misurati in multipli della accelerazione di gravità g. La tabella sottostante permette di identificare il valore dell'accelerazione in funzione della massa totale del sottosistema che si sta analizzando. Poiché in questa fase preliminare di sviluppo ci sono ancora incertezze sull'effettiva massa finale della camera ottica, la quale è previsto possa essere compresa in un range tra i 10 e i 12 Kg, ci si è affidati al caso meno favorevole, ovvero al caso che implica il carico maggiore.

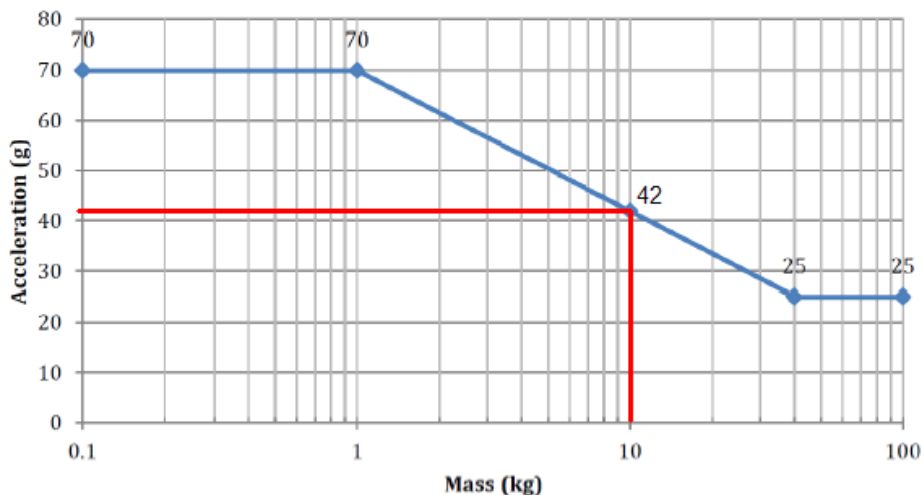


Figure 7.1: grafico del carico quasi-statico fornito dall' EID-A in funzione della massa del sottosistema analizzato. In rosso il caso del telescopio JANUS [5].

Entrando nella tabella con il valore di 10 Kg si è trovato un valore dell'accelerazione pari a 42g ovvero 412 m/s².

7.2 PRIMA ANALISI

Per ottenere dei buoni risultati da questa analisi si è dovuto modificare leggermente il modo con cui sono state vincolate le masse e le inerzie concentrate del FPM della FW e del FDM alla piastra. Nei modelli precedenti questi componenti erano collegati da un unico elemento rigido RBE2 per ogni punto di interfaccia, ma si è visto che questo portava a dei picchi di tensione poco realistici ed estremamente localizzati in un piccolissimo raggio attorno al nodo vincolato. Per ridistribuire meglio le tensioni e avvicinare la simulazione al caso reale si sono aggiunti degli altri elementi RBE2, in modo da formare una sorta di "ragnetto" su ogni punto di interfaccia, così da coinvolgere anche i nodi appena adiacenti alla sopportazione del carico, come mostrato in figura.

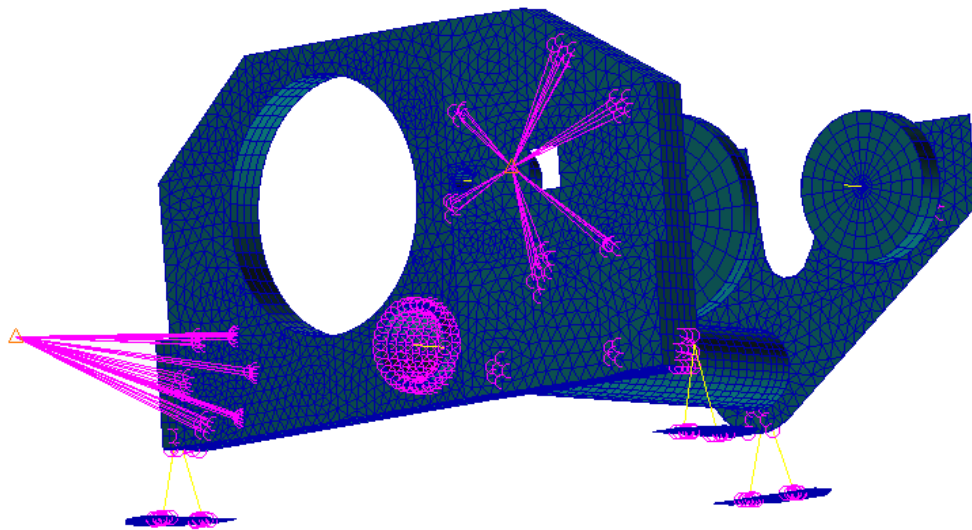


Figura 7.1: Vista della nuova disposizione degli elementi RBE2 utilizzati per evitare i picchi di tensione localizzati.

Dei risultati ottenuti a noi interessano solamente gli stati di tensione, mentre le deformazioni non rivestono un ruolo significativo essendo questo carico presente solamente al momento del lancio per poi scomparire una volta in orbita. E' opportuno pertanto verificare solamente che nessun componente sia soggetto a stati di tensione prossimi o superiori ai limiti di snervamento, in modo tale da evitare deformazioni permanenti altrimenti non eliminabili, oltre che a garantire un certo margine di sicurezza rispetto a questa situazione mediante il MoS.

In Figura 7.2 viene mostrata la distribuzioni delle tensioni plottate sulla geometria deformata del caso con più alto valore di tensione tra tutti i casi analizzati:

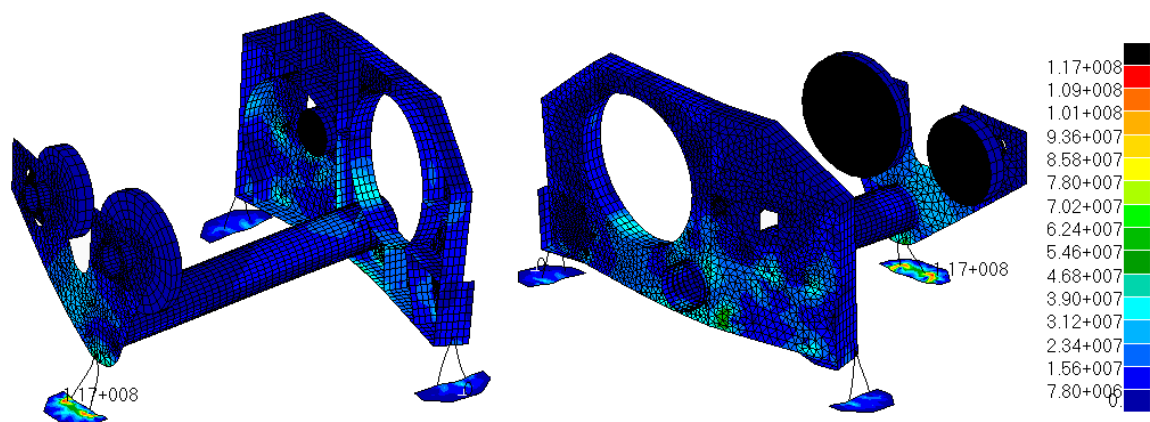


Figura 7.2: Tensioni all'interno della struttura della condizione di carico che presenta il picco maggiore di tensione.

All'interno della tabella sono riportati i valori di tensione massima per ogni condizione di carico riferiti sia alla superficie superiore (Z1), sia alla superficie inferiore (Z2) di ogni elemento, nonché la tensione massima globale e il coefficiente di sicurezza MoS calcolato utilizzando il procedimento indicato al paragrafo 6.2.1.1.

Dir. Carico	"+X"						
Lato	Z1				Z2		
Materiale	Al-6082	SiC	Ti6Al4V		Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V
	[MPa]	[MPa]	[MPa]		[MPa]	[MPa]	[MPa]
σ massima	12,5	84,3	103,0		9,5	64,1	117,0
FoS	1,25	5	1,25		1,25	5	1,25
MoS	16,6	0,3	2,0		21,8	0,7	1,8

Dir. Carico	"+Y"						
Lato	Z1				Z2		
Materiale	Al-6082	SiC	Ti6Al4V		Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V
	[MPa]	[MPa]	[MPa]		[MPa]	[MPa]	[MPa]
σ massima	6,0	39,1	60,1		4,4	46,2	59,3
FoS	1,25	5	1,25		1,25	5	1,25
MoS	34,6	1,8	3,5		47,8	1,4	3,5

Dir. Carico	"+Z"						
Lato	Z1				Z2		
Materiale	Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V		Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V
	[MPa]	[MPa]	[MPa]		[MPa]	[MPa]	[MPa]
σ massima	8,4	47,7	28,4		6,1	42,8	27,9
FoS	1,25	5	1,25		1,25	5	1,25
MoS	24,9	1,3	7,3		34,0	1,6	7,5

Dir. Carico	"+x+y+Z"						
Lato	Z1				Z2		
Materiale	Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V		Al-6082	SiC	Ti6Al4V
	[MPa]	[MPa]	[MPa]		[MPa]	[MPa]	[MPa]
σ massima	10,2	38,0	67,0		8,7	39,3	76,9
FoS	1,25	5	1,25		1,25	5	1,25
MoS	20,4	1,9	3,1		23,8	1,8	2,7

Dir. Carico	"-x+y+Z"						
Lato	Z1				Z2		
Materiale	Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V		Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V
	[MPa]	[MPa]	[MPa]		[MPa]	[MPa]	[MPa]
σ massima	10,4	65,7	80,6		7,7	44,4	84,8
FoS	1,25	5	1,25		1,25	5	1,25
MoS	20,0	0,7	2,6		27,1	1,5	2,5

Dir. Carico	"-x-y+Z"						
Lato	Z1				Z2		
Materiale	Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V		Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V
	[MPa]	[MPa]	[MPa]		[MPa]	[MPa]	[MPa]
σ massima	9,4	65,8	80,9		7,2	45,6	85,5
FoS	1,25	5	1,25		1,25	5	1,25
MoS	22,1	0,7	2,6		28,8	1,4	2,4

Dir. Carico	"+x-y+Z"						
Lato	Z1				Z2		
Materiale	Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V		Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V
	[MPa]	[MPa]	[MPa]		[MPa]	[MPa]	[MPa]
σ massima	10,5	52,1	67,5		7,6	64,2	74,5
FoS _y	1,25	5	1,25		1,25	5	1,25
MoS_y	19,8	1,1	3,1		27,5	0,7	2,8

Tabella 7.1: Risultati dell'analisi quasi-statica con riportate le tensioni massime e i MoS di ogni caso analizzato.

7.3 CONSIDERAZIONI-SVILUPPI FUTURI

Qualunque sia la direzione di applicazione del carico inerziale, tutti i componenti presentano tensioni interne al di sotto dei limiti di snervamento, oltre a presentare fattori di sicurezza (MoS) ben al di sopra dello zero, consentendo di ritenere affidabile la struttura nel resistere a questo tipo di sollecitazione.

Per quanto riguarda la valutazione delle tensioni nei componenti in SiC è stato applicato un FoS pari a 5, come suggerito dalla Tabella 6.2 per i materiali ceramici sul limite ultimo a rottura.

Indagini più accurate su modelli più dettagliati e con affinamenti locali della mesh dovranno essere eseguite per indagare su possibili concentrazioni di tensione o effetto intaglio in prossimità dei fori di interfaccia dei componenti, che in questa analisi non sono stati presi in considerazione.

8 ANALISI RANDOM

La sonda JUICE verrà lanciata dal Centre Spatial Guyanais a Kourou nella Guiana Francese per mezzo di un razzo Ariane 5 ECA. Nel corso dei numerosi lanci già effettuati con questo vettore è stato possibile misurare le componenti di vibrazione presenti all'interno dell'ogiva dedicata all'alloggiamento del carico, provocate dal rumore, dall'attrito con l'atmosfera, dalla combustione del carburante e dall'espulsione dei gas di scarico ad altissime velocità.

Il range di frequenze in cui questi carichi vibrazionali random si rivelano essere maggiormente energetici sono compresi tra i 20 e i 2000 Hz e vengono definiti come densità spettrale di potenza.

Durante il lancio può accadere che alcune strutture o alcune delle componenti più piccole possano entrare in risonanza con queste vibrazioni acustiche o meccaniche, delle strutture del lanciatore, provocando cedimenti o disallineamenti nelle parti ottiche.

Con l'analisi random è possibile verificare la risposta della struttura a questo tipo di carichi consentendo di valutare possibili accoppiamenti dinamici in alcune componenti, nonché la determinazione dei valori RMS delle tensioni e delle accelerazioni.

Una stima dei valori massimi per le grandezze in esame (accelerazioni o stress) la si può ottenere amplificando i valori di RMS di un fattore 3, che consente di estrapolare tale valore con una probabilità di 3σ [7].

Un altro tipo di risultati che si possono ottenere da questo tipo di analisi è la possibilità di generare dei grafici delle PSD di un qualsiasi nodo a scelta del modello. Questo è di primaria importanza perché permette di ottenere grafici per ogni punto di collegamento con i sottosistemi ancorati alla struttura del telescopio.

Gli istituti di ricerca che si occupano dello sviluppo di questi sottosistemi potranno così usufruire dei dati di output di questa analisi per impiegarli nel loro processo di verifica alle vibrazioni random dandoli in input nei loro modelli.

8.1 CARICHI

Come accennato precedentemente i carichi sono riportati come densità spettrale di potenza (PSD) e sono definite sia per la situazione in-plane che per la situazione out-of-plane.

Più precisamente, questi carichi sono definiti in funzione della massa del sottosistema da analizzare, che nel caso specifico è di 11,2 Kg. La massa dell'intera camera si attesta su questo valore allo stato attuale dei lavori, ma può subire cambiamenti a seguito di modifiche della forma o dei materiali di alcuni componenti, nonché per cambiamenti dovuti a modifiche ai moduli secondari montati su di essa. Questo implica la necessità di ripetere l'analisi con l'evolversi e l'affinazione dei dati per avere risultati sempre più precisi.

Axis	Frequency (Hz)	Qualification	Acceptance
Out of plane	20 – 100	+3 dB/Oct	Qualification /2 (PSD)
	100 – 300	$0.03 \times [(M+30)/(M+1)]^{1.5}$ M is the mass unit (kg)	
	300 – 2000	-6 dB/oct	
In plane	20 – 100	+3 dB/Oct	Qualification /2 (PSD)
	100 – 300	$(2/3)^2 \times 0.03 \times [(M+30)/(M+1)]^{1.5}$ M is the mass unit (kg)	
	300 – 2000	- 6 dB/oct	

Tabella 8.1: dati per la determinazione della PSD per il caso out-of-plane ed in-plane.

Con questi dati si sono ricavati i profili delle densità spettrale di potenza, in funzione della frequenza, che sono state date poi in input alla struttura sui nodi di interfaccia con lo S/C, generando 3 diverse soluzioni al problema:

- Due per la situazione in-plane: una riferita alla direzione di applicazione del carico lungo l'asse X e una lungo l'asse Y del sistema di riferimento "globale" (paragrafo 4.5.1).
- Una per la situazione out-of-plane: ovvero con direzione di applicazione del carico lungo l'asse Z del sistema di riferimento "globale" (paragrafo 4.5.1).

8.1.1 Caso In-Plane

Per il caso In-Plane si è ottenuto il seguente profilo della PSD utilizzando le relazioni 3) e 4) per estrapolare i valori alle differenti frequenze.

$$PSD(100 - 300) = \left(\frac{2}{3}\right)^2 \cdot 0,03 \cdot \left(\frac{M + 30}{M + 1}\right)^{1,5} \quad (3)$$

Con $M = 11,2 \text{ Kg}$

$$PSD_2 = PSD_1 \cdot 10^{\left(\frac{(\text{dB/oct}) \cdot \log\left(\frac{f_2}{f_1}\right)}{10 \cdot \log(2)}\right)} \quad (4)$$

Frequenza [Hz]	PSD	
	[g ² /Hz]	[m ² /s ⁴ Hz]
20	0,01660	1,596
100	0,08270	7,952
300	0,08270	7,952
2000	0,00189	0,182
RMS [g]	6,46	

Tabella 8.2: Valori della PDS in funzione della frequenza per il caso In-Plane.

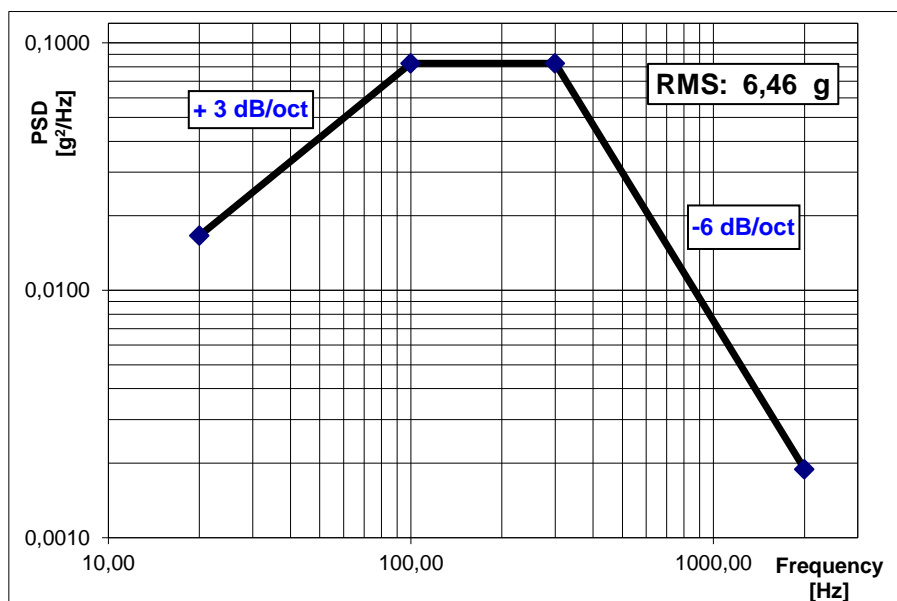


Tabella 8.3: Grafico della PSD in g²/Hz per il caso In-Plane.

8.1.2 Caso Out-of-Plane

Per il caso Out-of-Plane si è ottenuto il seguente profilo e valori della PSD, sia in g^2/Hz sia in m^2/s^4Hz utilizzando le relazioni 5) e 4) per estrapolare i valori alle differenti frequenze.

Serve disporre dei dati in entrambe le unità di misura perché, a seconda dei risultati che si vorranno calcolare, bisognerà fornire in input i giusti valori per ottenere unità di misura coerenti anche nei dati in output.

Ad esempio, se si desiderano ottenere come risultati le accelerazioni bisognerà fornire in ingresso i valori della PSD in g^2/Hz , mentre se si desidera ottenere i valori di tensione, forze, reazioni, e spostamenti bisognerà fornirli in m^2/s^4Hz .

$$PSD(100 - 300) = 0,03 \cdot \left(\frac{M + 30}{M + 1} \right)^{1,5} \quad (5)$$

Con $M = 11,2 \text{ Kg}$

Frequenza [Hz]	PSD	
	[g^2/Hz]	[m^2/s^4Hz]
20	0,03750	3,606
100	0,18620	17,905
300	0,18620	17,905
2000	0,00425	0,409
RMS [g]	9,69	

Tabella 8.4: Valori della PDS in funzione della frequenza per il caso Out-of-Plane.

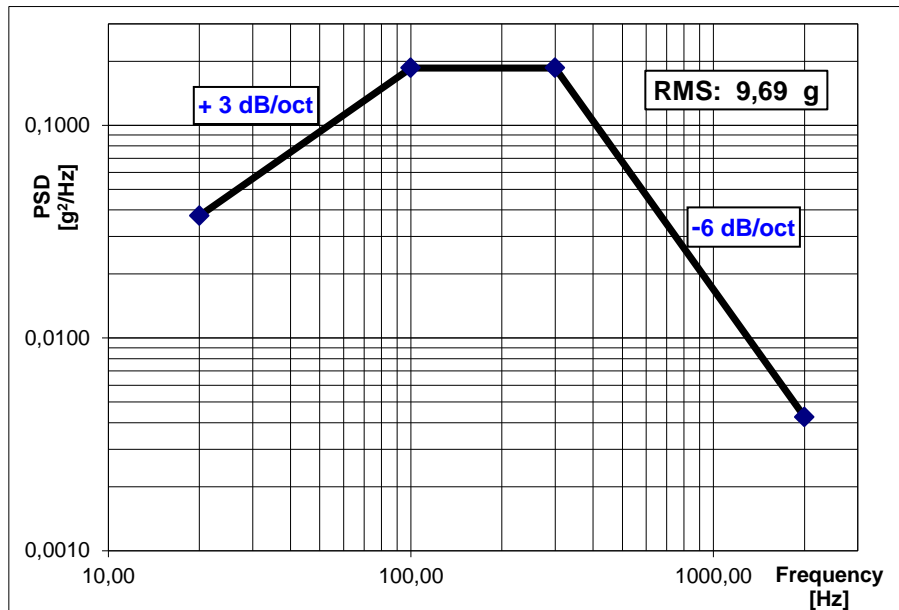
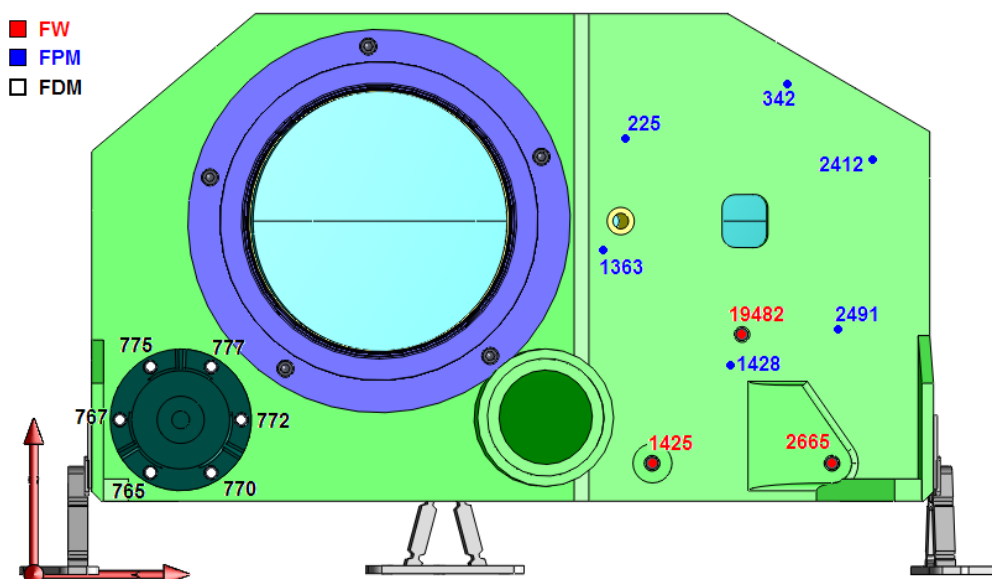


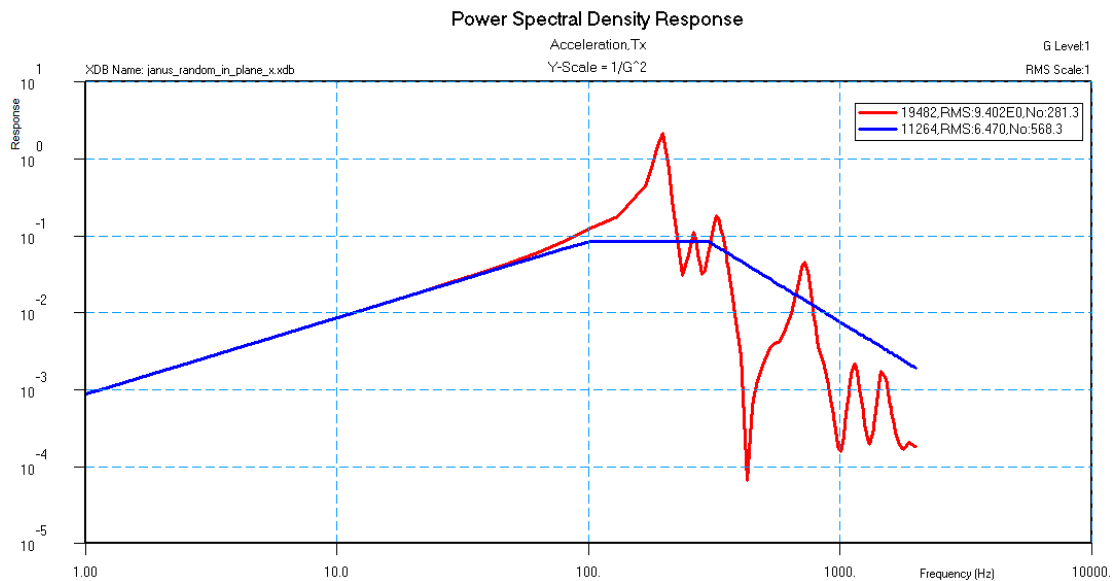
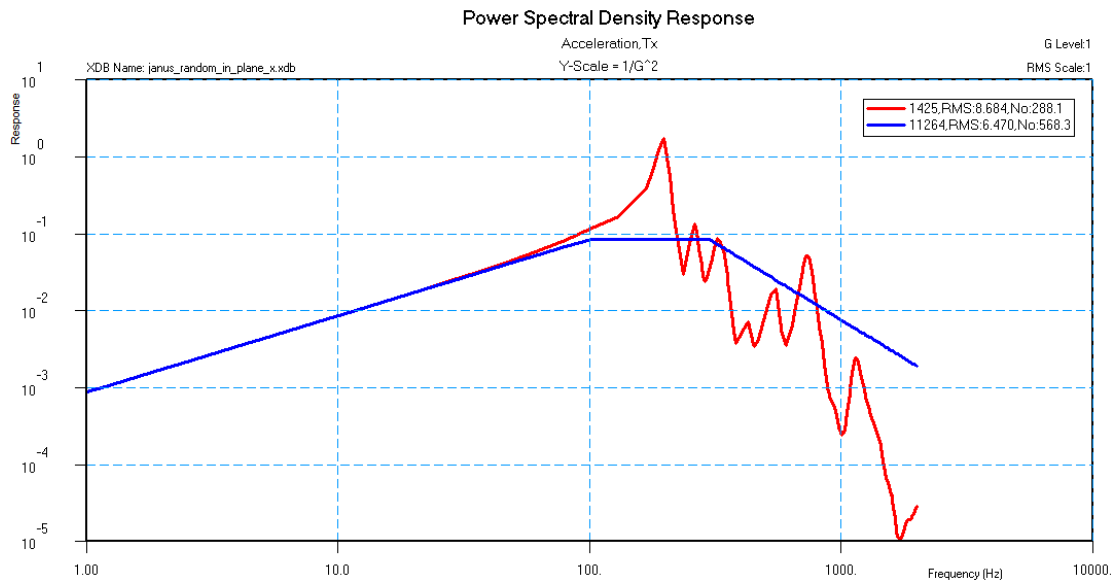
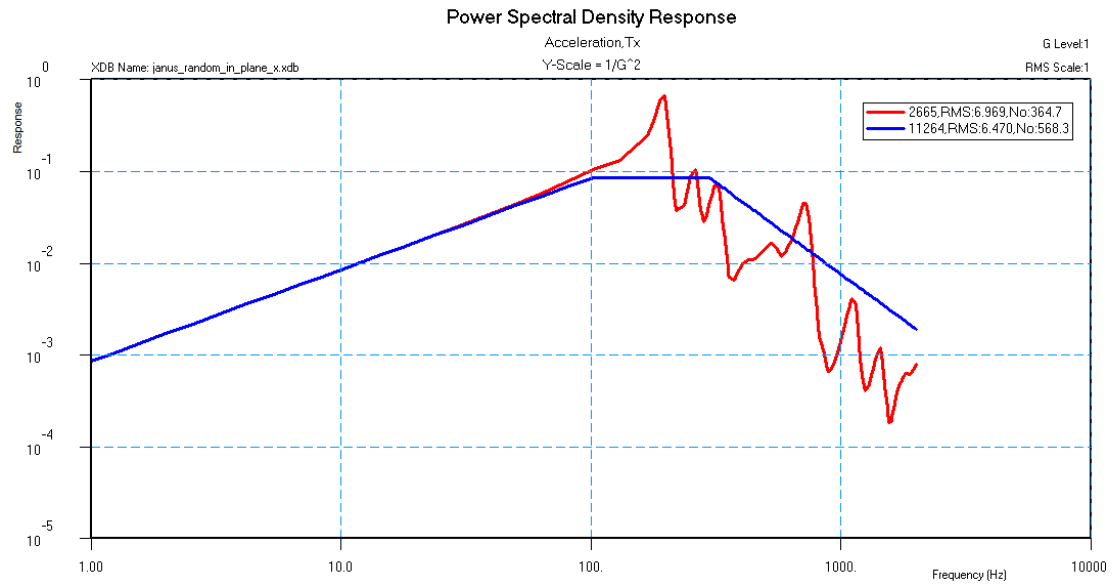
Tabella 8.5: Grafico della PSD in g^2/Hz per il caso Out-of-Plane.

8.2 RISULTATI DELL'ANALISI

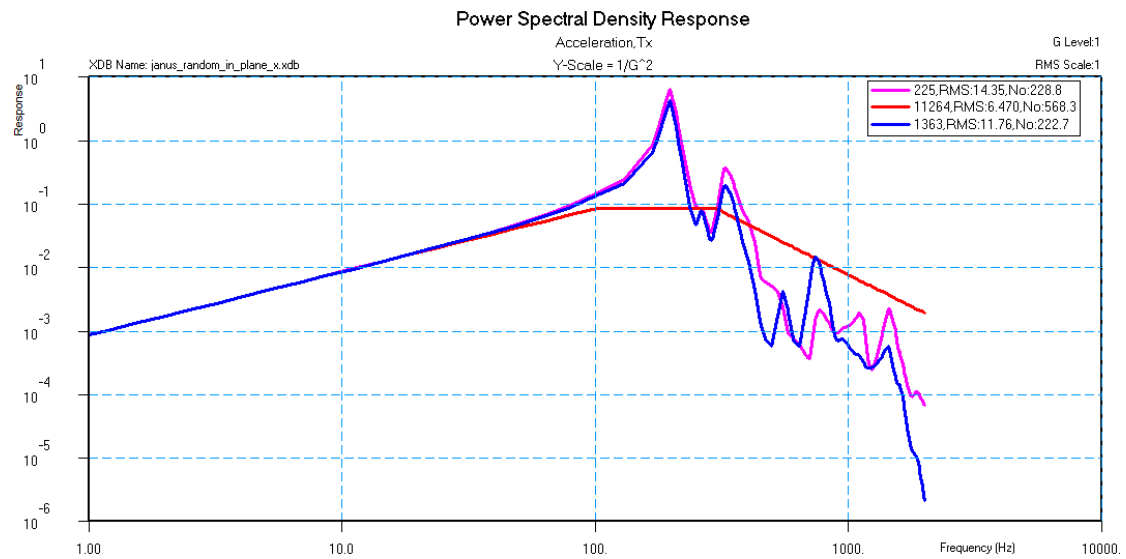
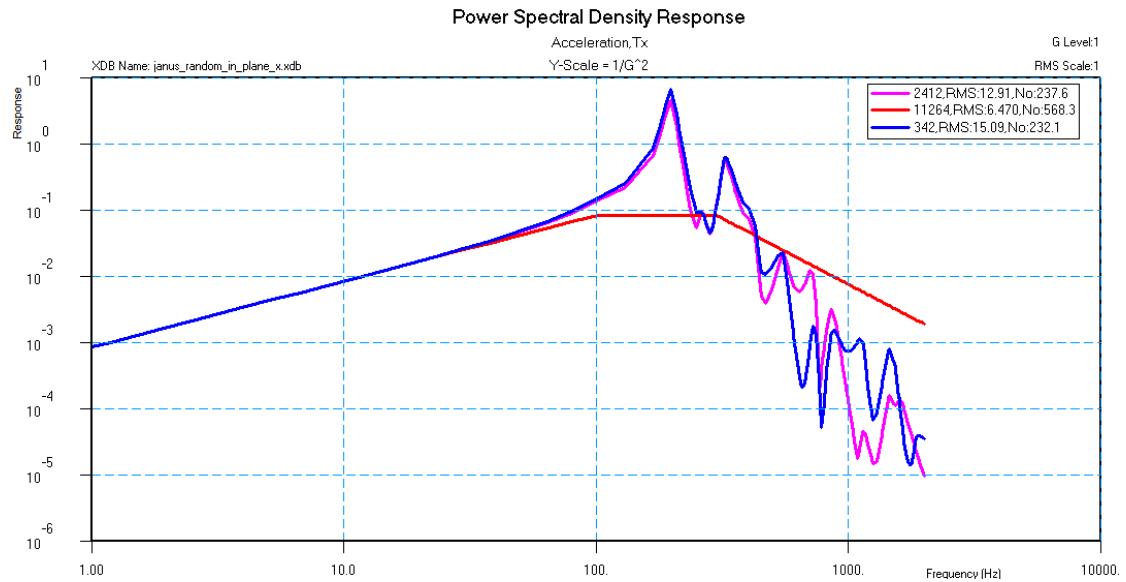
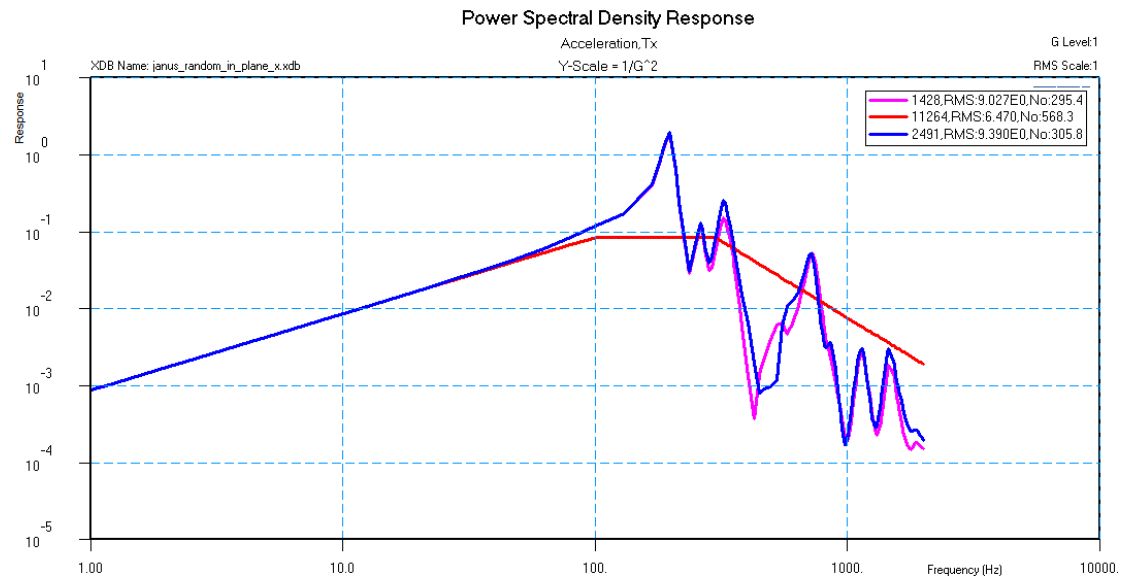
La risoluzione dell'analisi FEM ha consentito di determinare la distribuzione delle tensioni all'interno dei vari componenti della camera ottica in termini di RMS e di ricavare le curve di PSD nei punti di interfaccia con i moduli secondari ancorati sulla struttura. Nell'immagine sottostante vengono riportati i numeri dei nodi di interfaccia con le unità secondarie per comprendere a quale punto è riferita ogni curva di PSD presente nei grafici sottostanti.



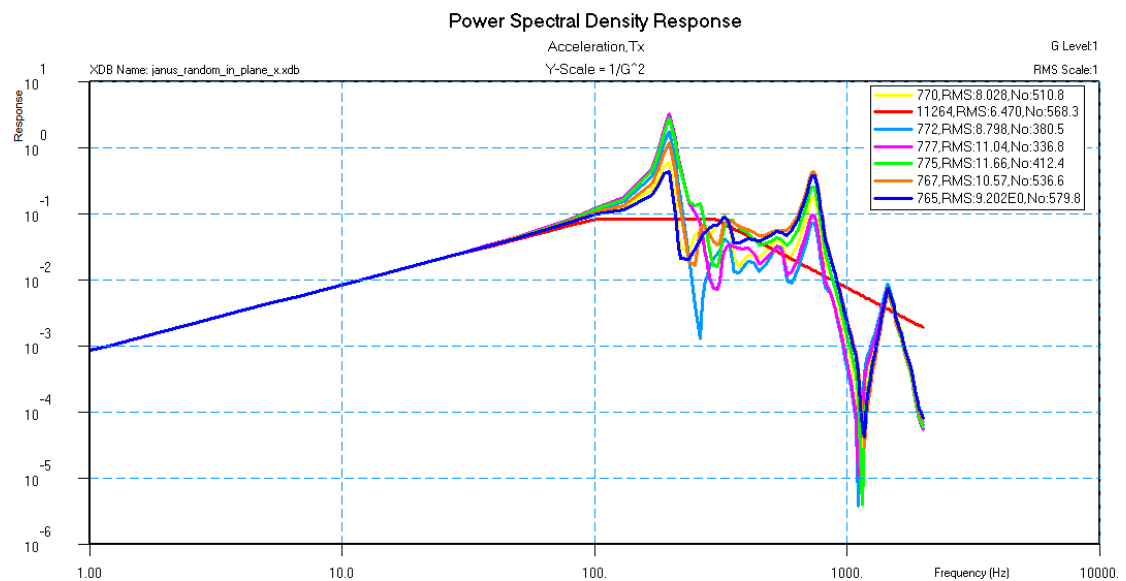
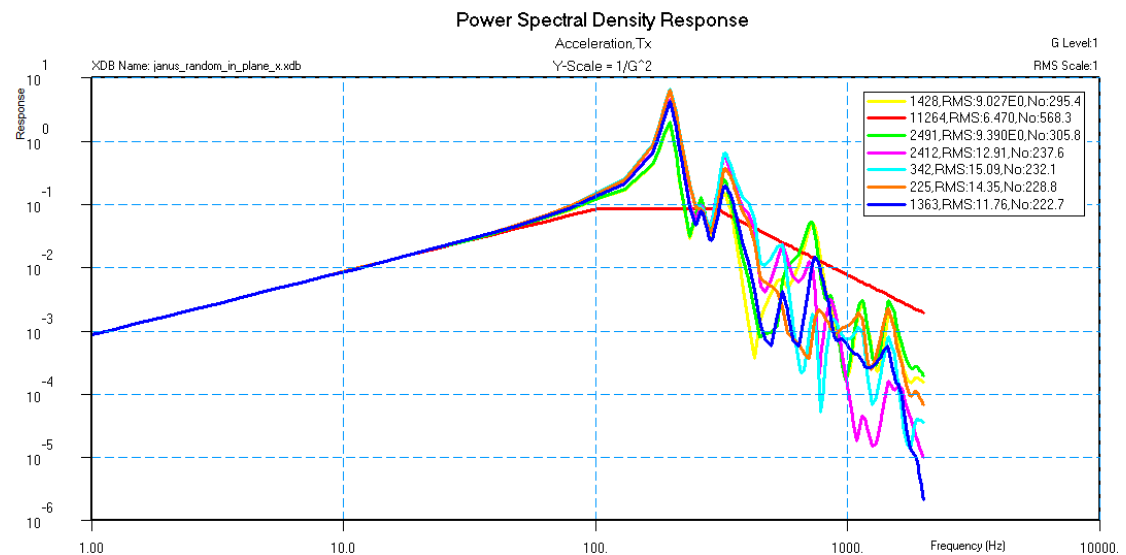
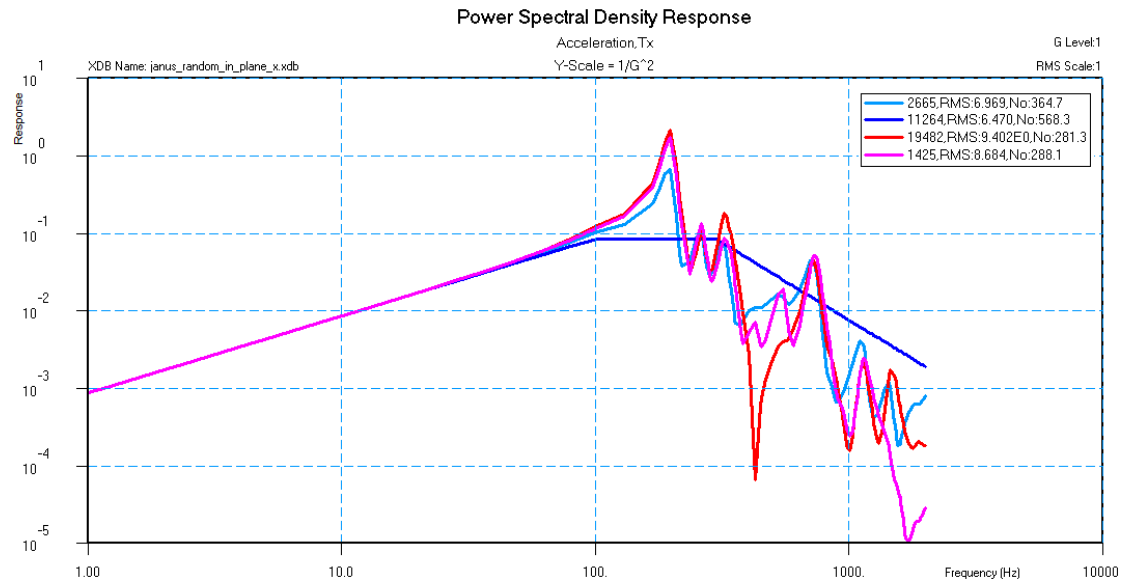
Grafici delle PSD nei punti di interfaccia con la FW per il caso In-Plane X:



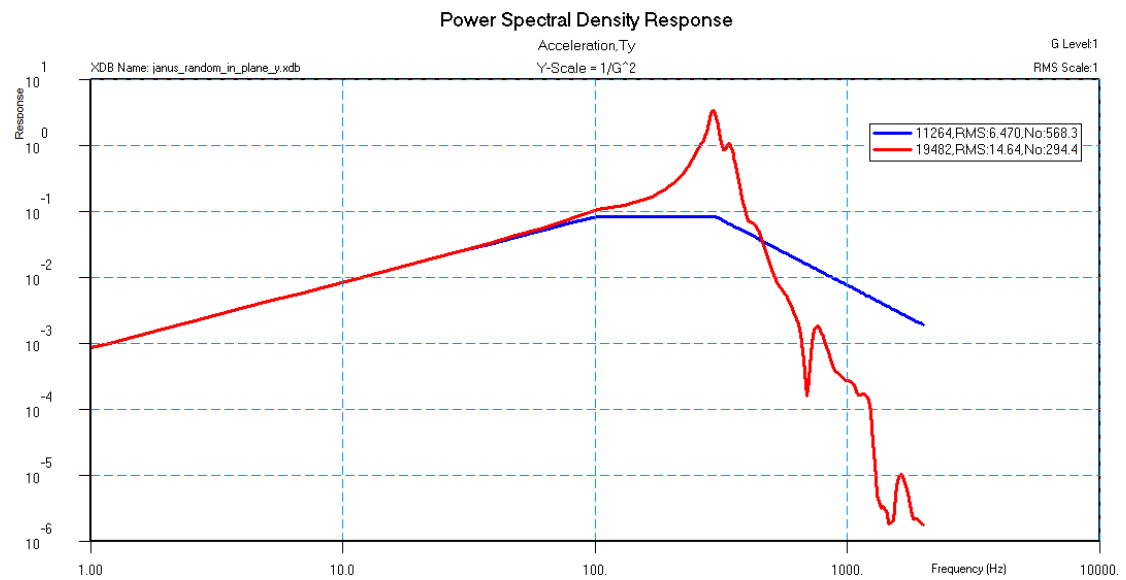
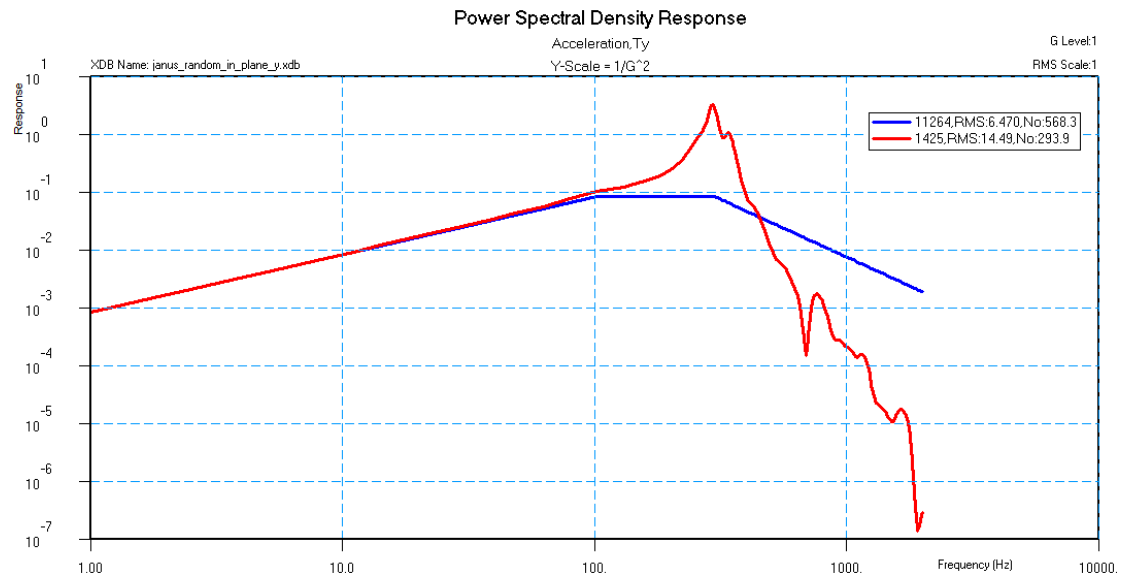
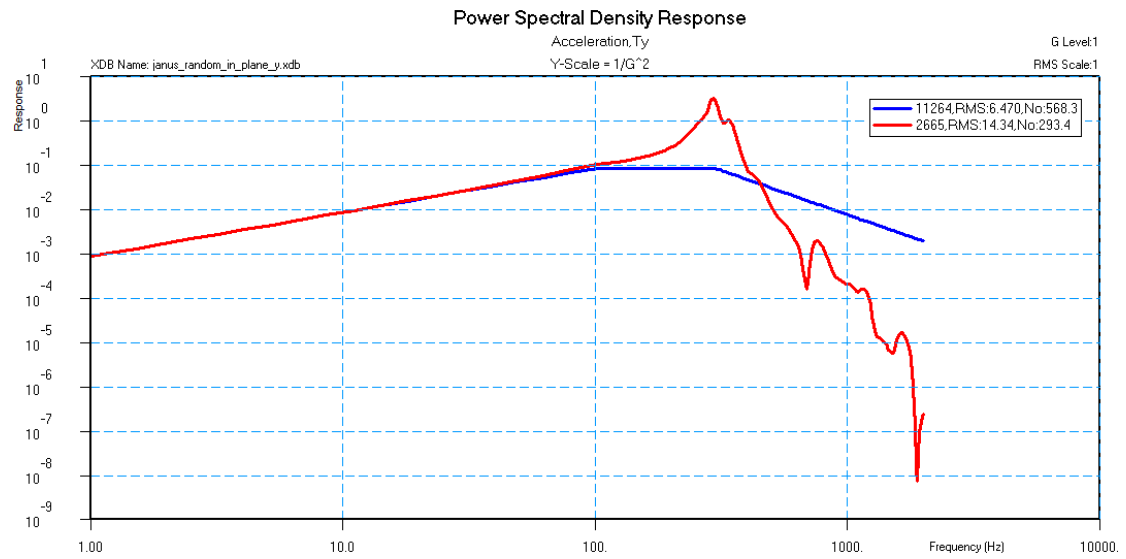
Grafici delle PSD nei punti di interfaccia con la FPM per il caso In-Plane X:



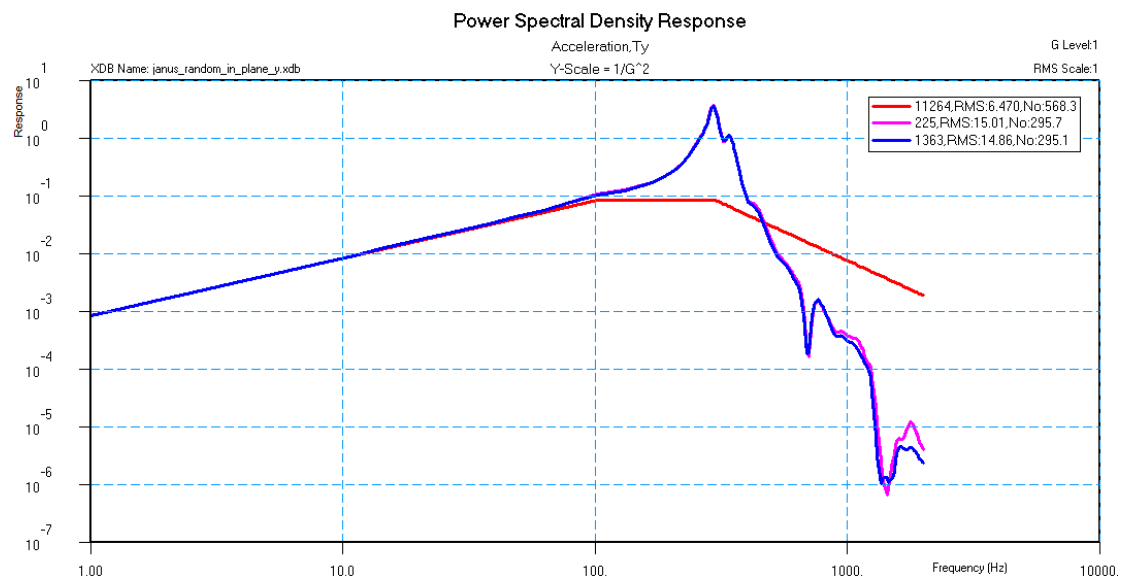
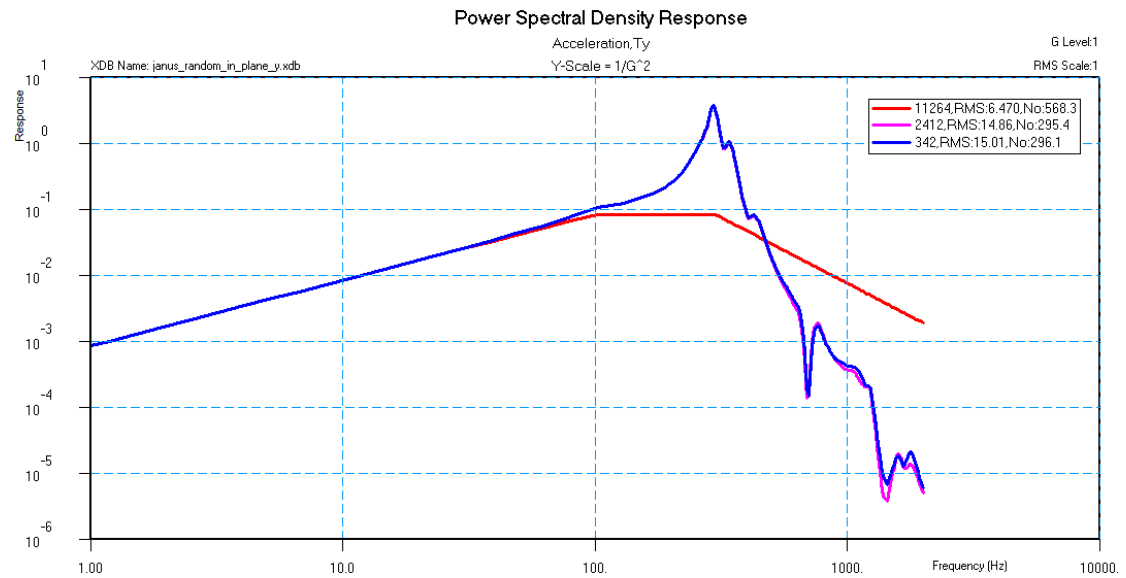
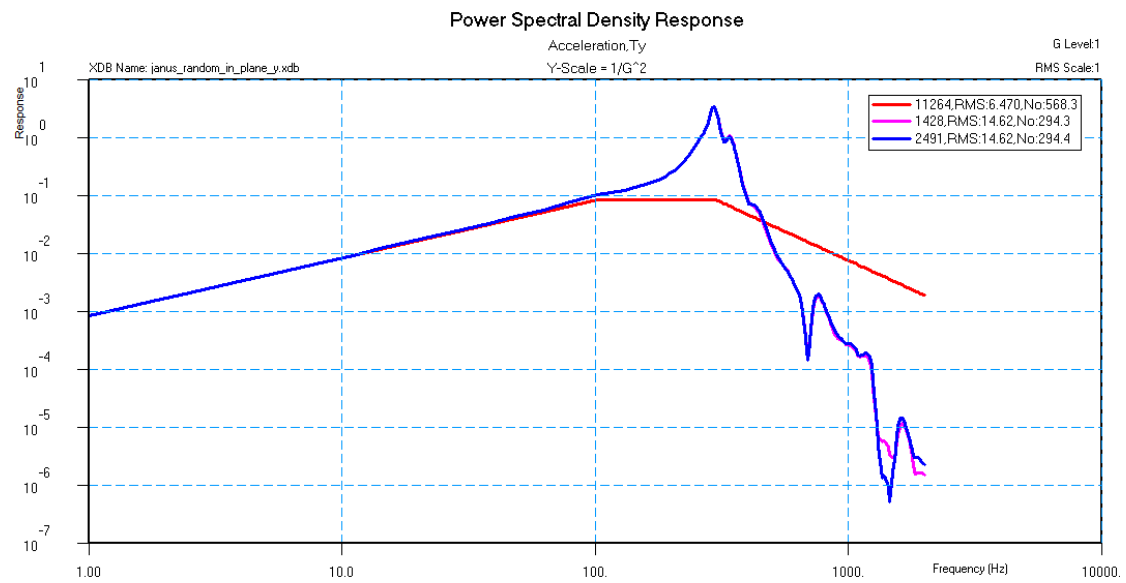
Riepilogo dei grafici delle PSD nei punti di interfaccia con la FW, il FPM e il FDM per il caso In-Plane X:



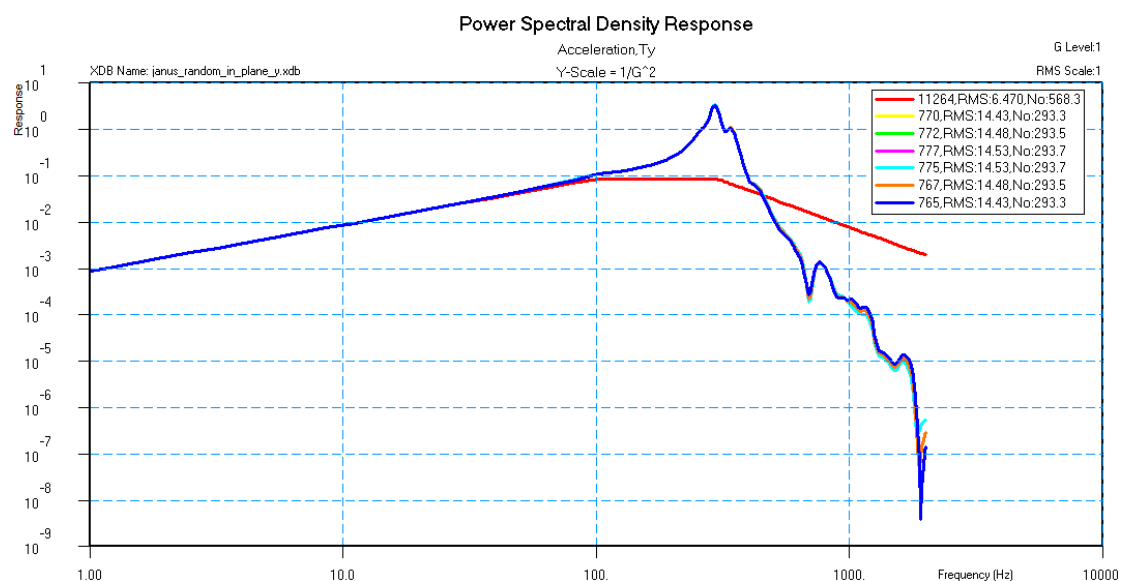
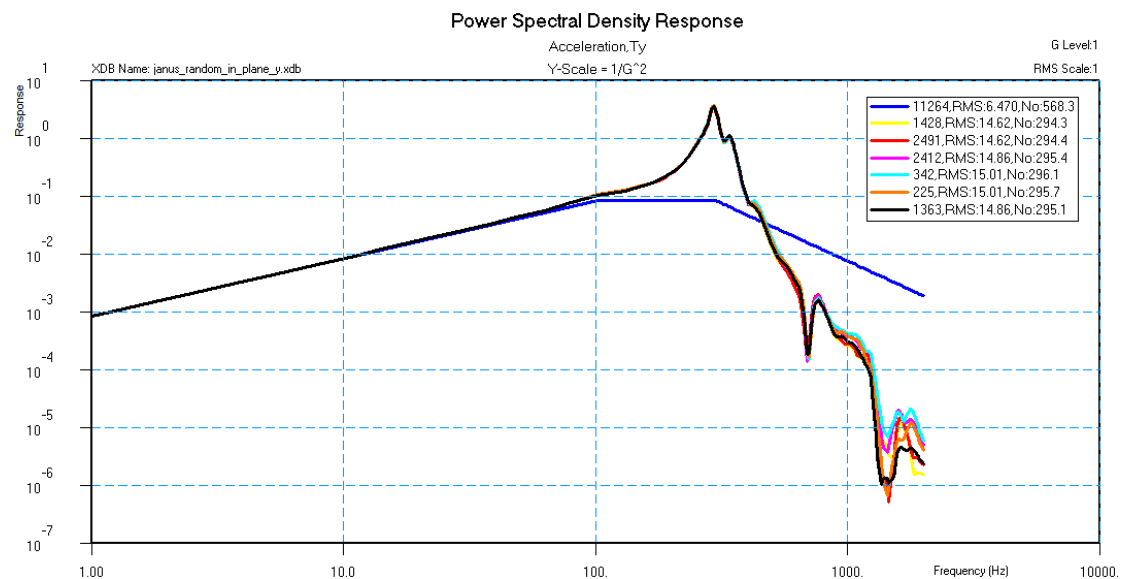
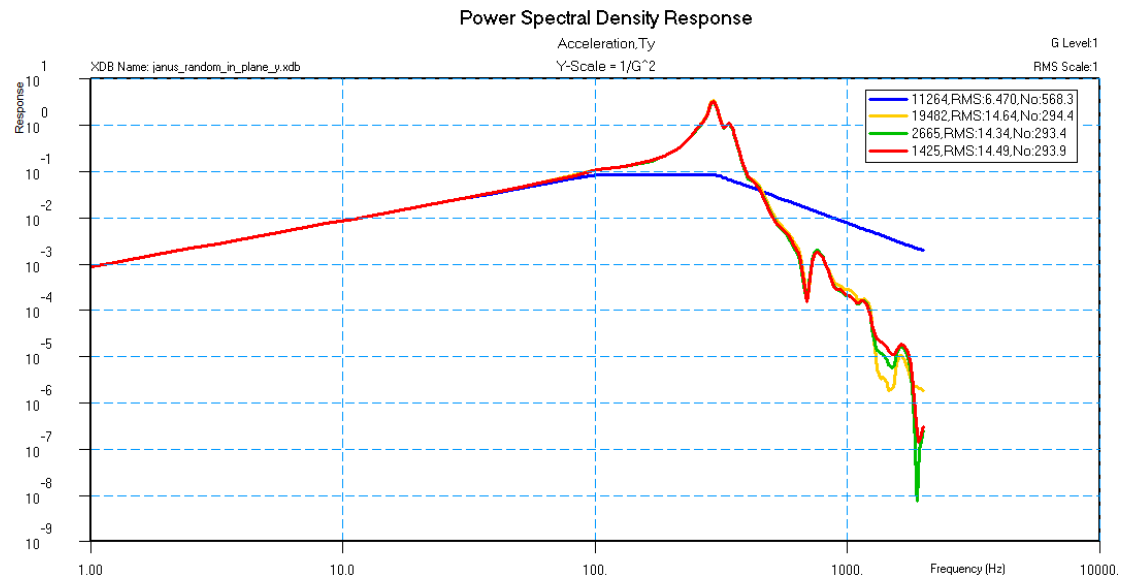
Grafici delle PSD nei punti di interfaccia con la FW per il caso In-Plane Y:



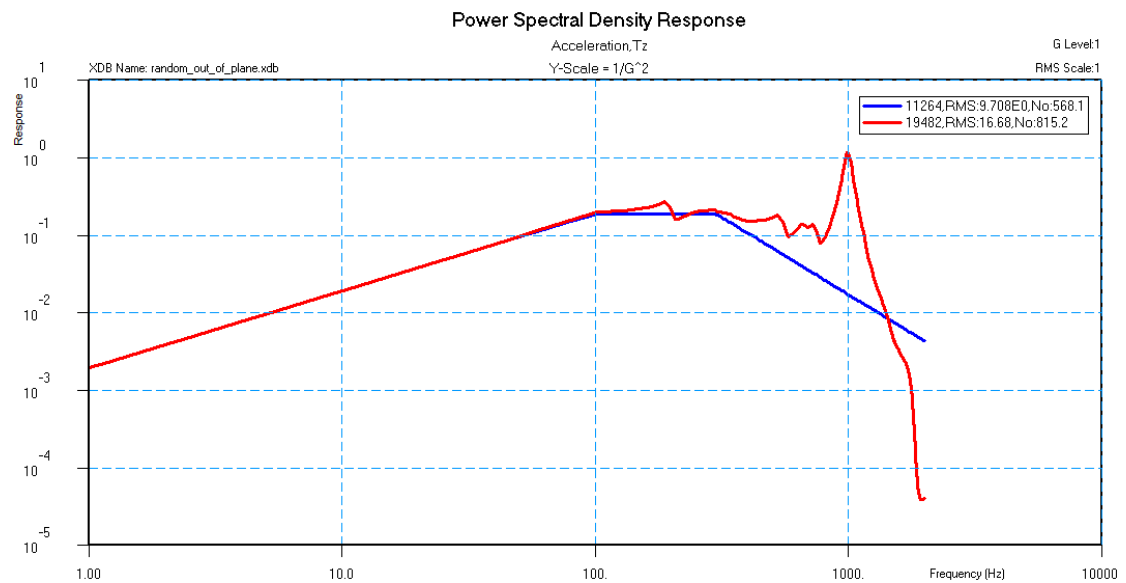
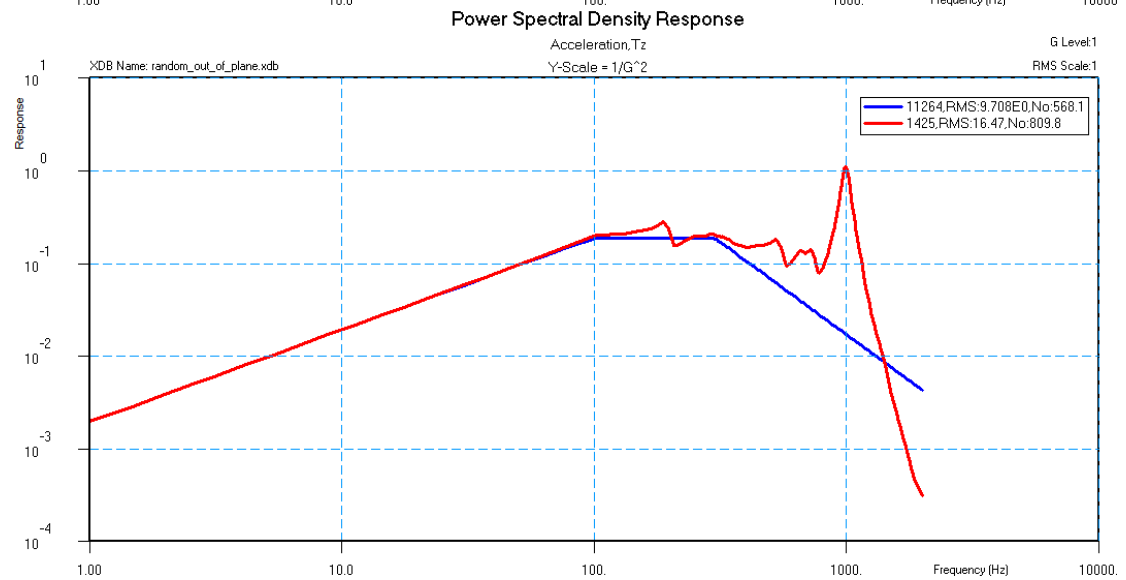
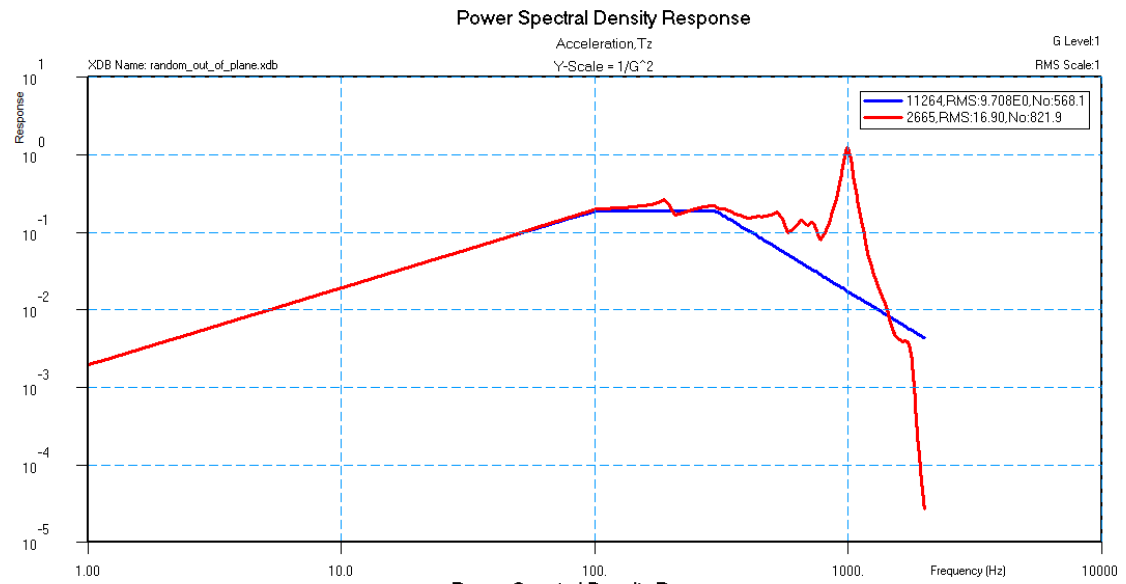
Grafici delle PSD nei punti di interfaccia con la FPM per il caso In-Plane Y:



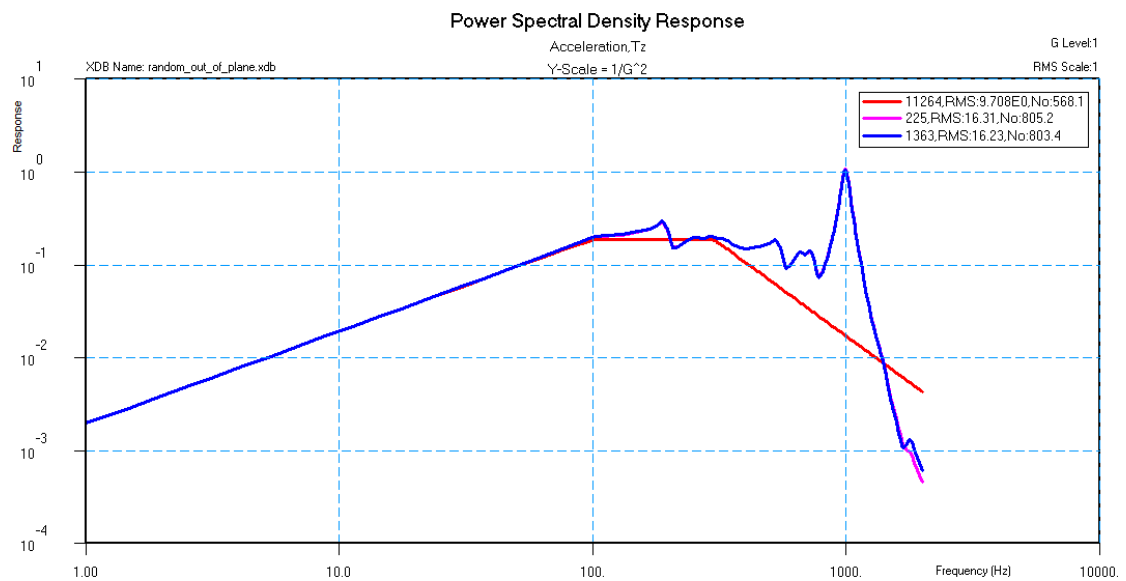
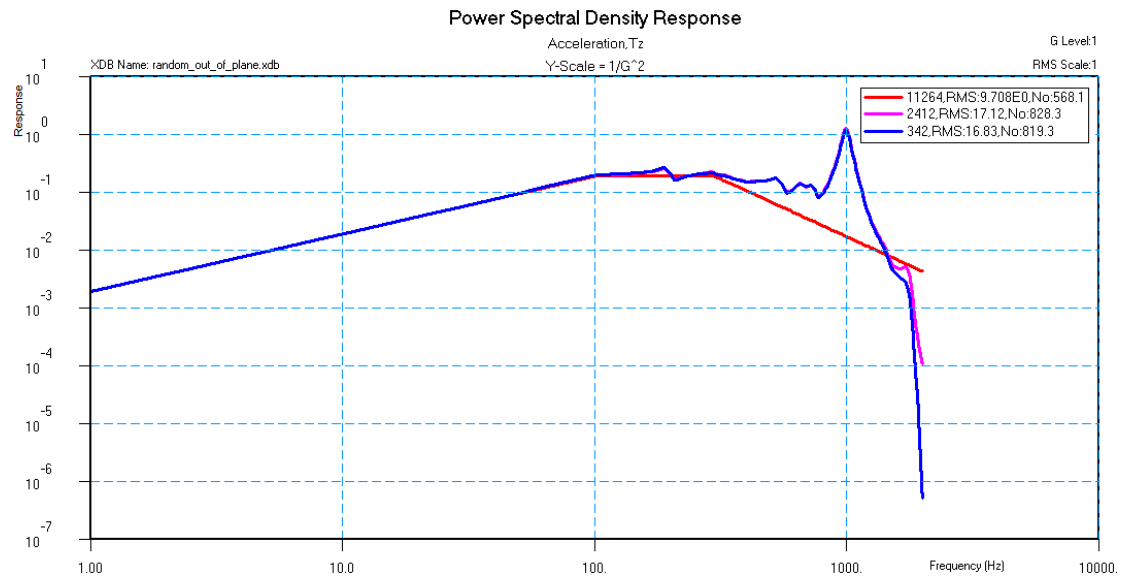
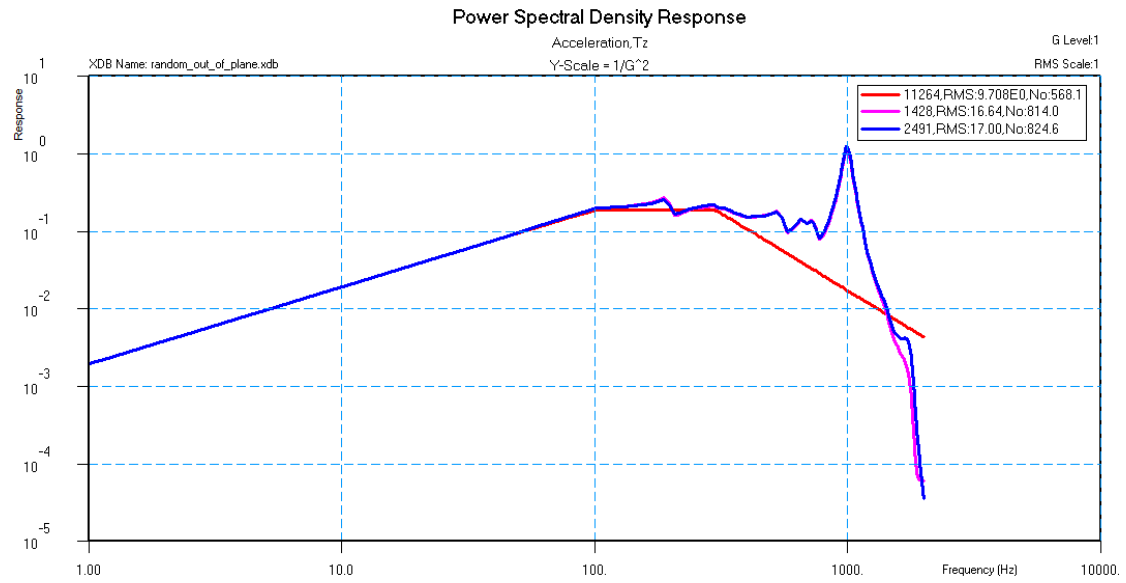
Riepilogo dei grafici delle PSD nei punti di interfaccia con la FW, il FPM e il FDM per il caso In-Plane Y:



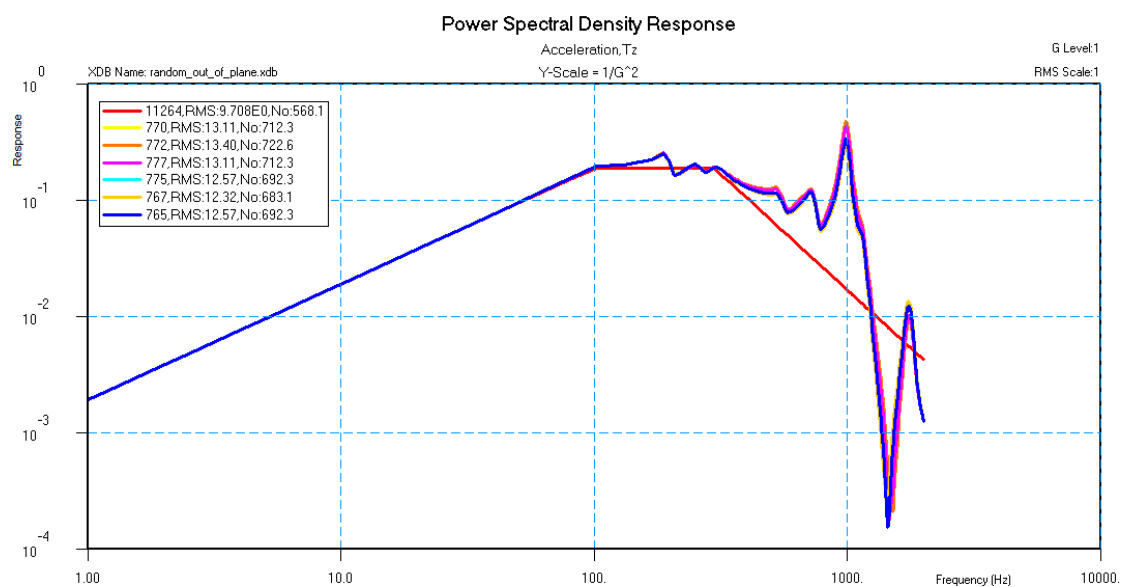
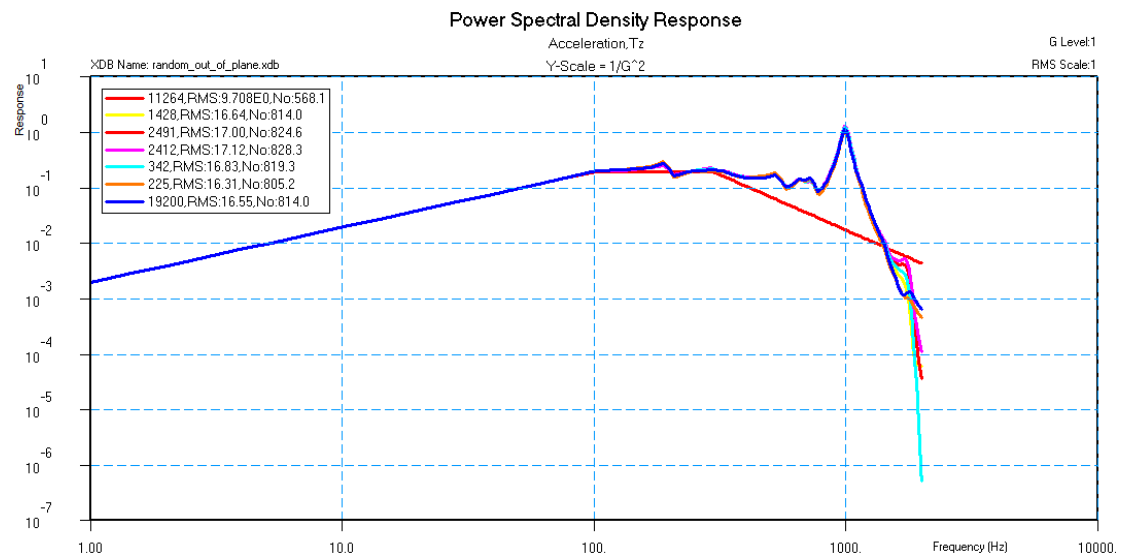
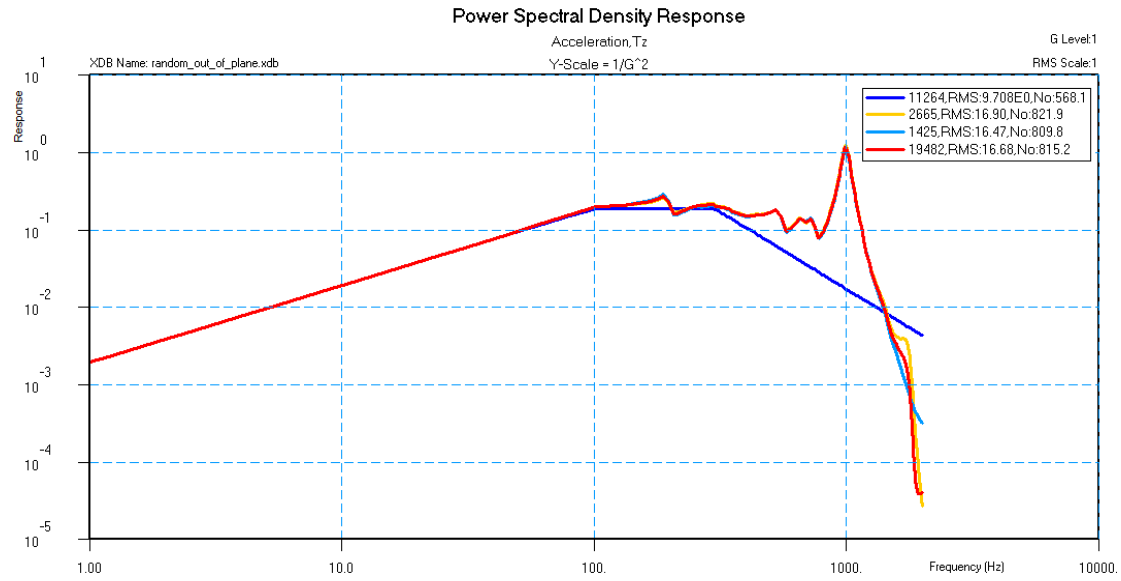
Grafici delle PSD nei punti di interfaccia con la FW per il caso Out-Of-Plane Z:



Grafici delle PSD nei punti di interfaccia con la FPM per il caso Out-Of-Plane Z:

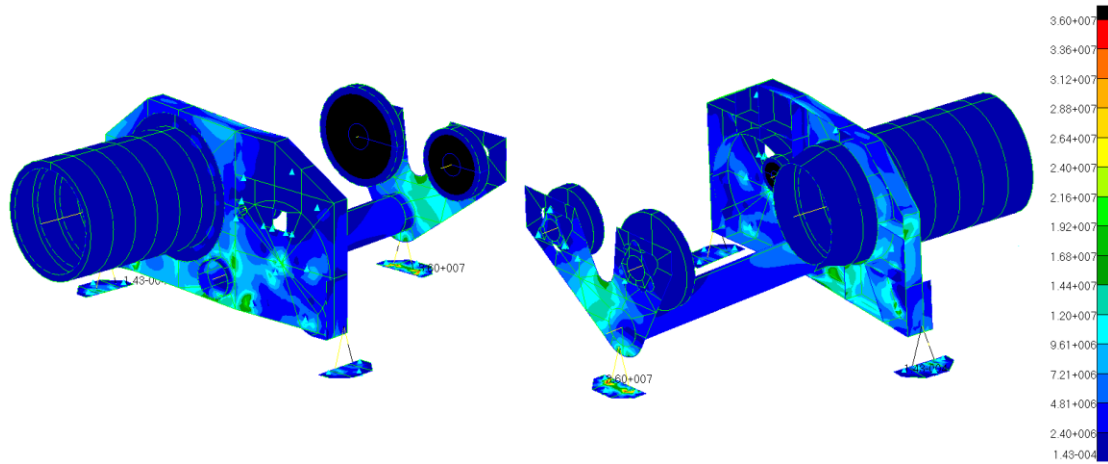


Riepilogo dei grafici delle PSD nei punti di interfaccia con la FW, il FPM e il FDM per il caso Out-Of-Plane Z:

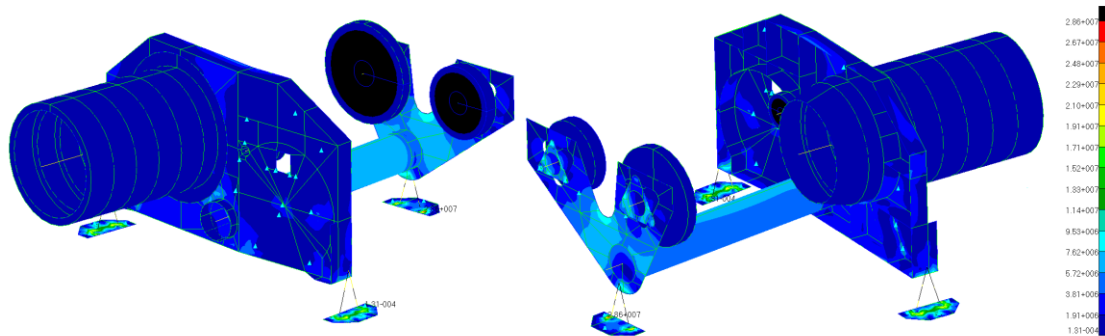


Distribuzione dei valori RMS delle tensioni interne alla struttura della camera ottica per i casi:

1) In-Plane X



2) In-Plane Y



3) Out-Of-Plane Z

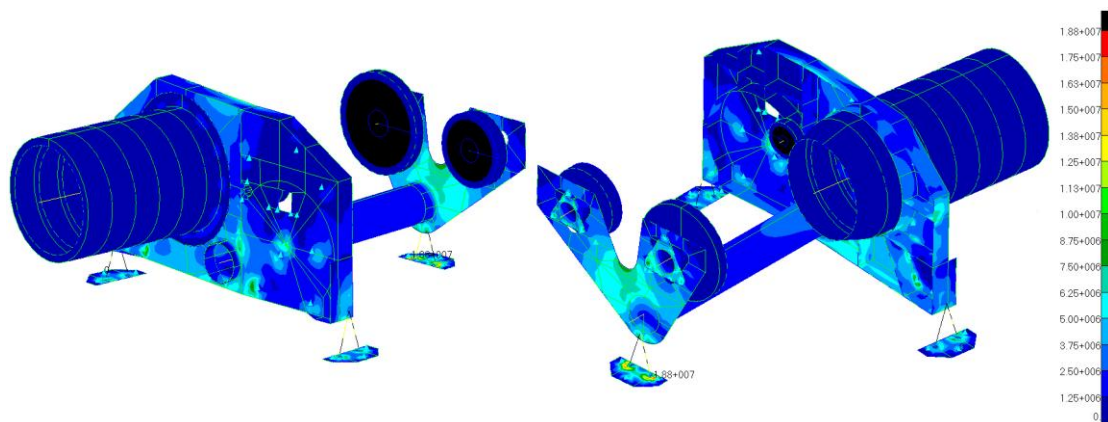


Figura 8.1: Distribuzione dei valori RMS delle tensioni interne alla struttura della camera ottica per i casi.

9 VERIFICA DEL MODELLO FEM

Le variabili che intercorrono nella definizione del modello FEM di una struttura complessa, sono troppe per permettere lo sviluppo di una procedura automatizzata capace di evidenziare tutti gli eventuali errori. Le schematizzazioni alla base della modellazione non possono essere verificate a priori, mentre gli errori di costruzione del modello possono essere corretti solo con una attenta revisione di tutti i suoi dettagli.

Lo scopo delle procedure di verifica è quello di assicurare che il modello sia coerente dal punto di vista matematico e che non contenga errori grossolani.

Oltre alle verifiche imposte dalle specifiche sono stati effettuati i cosiddetti "Preprocessor Checks" consistenti nell'esame visuale, nella verifica degli elementi e nella verifica delle proprietà ponderali. L'esame visuale permette la verifica della forma e delle dimensioni generali dell'oggetto, nonché, grazie alle interfacce grafiche dei programmi, di verificare le varie proprietà degli elementi, come le caratteristiche dei materiali, l'andamento degli spessori e l'orientamento dei sistemi di riferimento locali.

La verifica degli elementi è in genere eseguita automaticamente e dà informazioni su quantità come il rapporto di forma o gli angoli caratteristici degli elementi stessi.

La presenza di elementi deformi non è necessariamente un problema ma oltre certi limiti può impedire la soluzione dell'analisi.

E' stato eseguito un accertamento per verificare il corretto orientamento delle normali dei singoli elementi shell che compongono la struttura, che altrimenti avrebbero generato problemi nell'assegnazione degli spessori e nella lettura dei risultati dello stato tensionale. Il controllo delle normali degli elementi è stato compiuto per tutte le superfici seguendo la procedura espressa dai comandi in Patran nella categoria Elements-Verify-Element-Normals.

Nella tre figure sottostanti è visualizzato solo il risultato del check per la pareti delle due piastre poiché per tutte le altre i risultati sono analoghi.

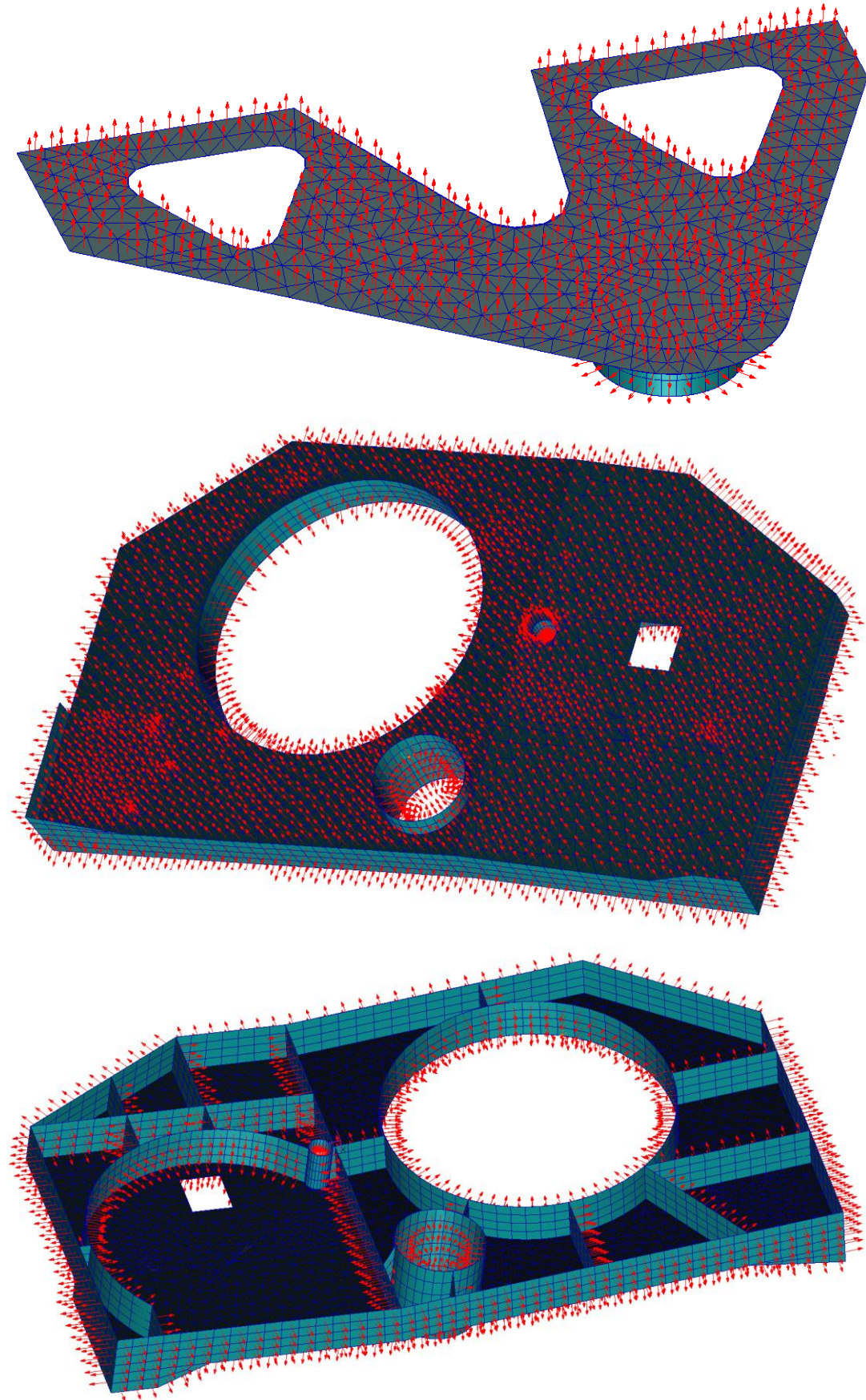


Figura 9.1: Verifica delle direzioni delle normali degli elementi nelle due piastre.

9.1 CHECK SUI VALORI DI MASSA E INERZIA

La modellazione FEM e le ipotesi fatte comportano inevitabilmente un errore nella distribuzione delle masse e nelle relative proprietà inerziali delle strutture, ed è quindi opportuno eseguire un confronto tra modello FEM e modello CAD di partenza per riscontrare eventuali eccessive discrepanze nei valori in gioco, dovuti ad una inopportuna modellazione all'interno del software agli elementi finiti.

Massa [Kg]					
10,997					
Centro di Massa (CoM) [m]					
X		Y		Z	
-0,0798		0,2498		0,1428	
Tensore d'inerzia [Kgm ²]					
Ixx	1,971E-1	Ixy	2,613E-2	Ixz	2,655E-3
Iyx	2,613E-2	Iyy	3,358E-1	Iyz	1,106E-2
Izx	2,655E-3	Izy	1,106E-2	Izz	4,368E-1

Tabella 9.1: proprietà di massa e inerzia del modello CAD.

Massa [Kg]					
11,042					
Centro di Massa (CoM) [m]					
X		Y		Z	
-0,0824		0,2560		0,1445	
Tensore d'inerzia [Kgm ²]					
Ixx	1,891E-1	Ixy	2,114E-2	Ixz	5,170E-3
Iyx	2,114E-2	Iyy	3,444E-1	Iyz	-1,440E-2
Izx	5,170E-3	Izy	-1,440E-2	Izz	4,398E-1

Tabella 9.2: proprietà di massa e inerzia del modello FEM.

Come si può vedere dalle tabelle, le differenze tra i valori delle proprietà di massa e inerzia tra modello CAD e modello FEM sono molto contenute ed entro limiti accettabili, il che certifica una modellazione geometrica adeguata e conforme con il modello reale.

9.2 CHECK SUI VALORI DI EPSILON

Un ultimo check è stato effettuato per valutare l'accuratezza delle analisi andando a controllare il valore di EPSILON nel file dei risultati .f06.

Questo valore indica se il calcolo è stato effettuato in maniera corretta con matrici ben condizionate e deve risultare inferiore a $1E-8$, come prescritto nei requisiti sulla modellazione FEM.

Vengono riportati di seguito i valori forniti in output per ogni serie di analisi:

Analisi	N°	EPSILON
Analisi termoelastica	1° Analisi	-1,60E-15
	2° Analisi	-4,68E-16
	3° Analisi	4,17E-05
Analisi quasi-statica	Subcase 1	-1,67E-12
	Subcase 2	1,94E-12
	Subcase 3	2,02E-12
	Subcase 4	1,39E-12
	Subcase 5	4,78E-13
	Subcase 6	-3,47E-13
	Subcase 7	1,12E-12
	Subcase 8	-1,60E-15
	Subcase 9	4,78E-13
	Subcase 10	1,39E-12
	Subcase 11	2,02E-12
	Subcase 12	1,94E-12
	Subcase 13	-3,47E-13
	Subcase 14	1,12E-12
Verifica statica	Subcase 1	-9,12E-12
	Subcase 2	9,18E-12
	Subcase 3	-4,30E-12
	Subcase 4	-5,75E-12
	Subcase 5	-3,35E-12
	Subcase 6	-5,21E-12

Tabella 9.3: Valori di EPSILON di ogni analisi.

Come è ben visibile tutte le analisi hanno prodotto valori di EPSILON ben al di sotto del limite di $1 \cdot E-8$ ritenendo soddisfatte le condizioni sul rapporto tra il lavoro svolto dalle forze residue e il lavoro svolto dalle forze applicate.

9.3 VERIFICA STATICA

Per effettuare la verifica statica, dopo aver vincolato rigidamente la struttura alla sua interfaccia, si impone un'accelerazione unitaria di 1g (9,806 m/s²) lungo i tre assi e si verifica che la sommatoria delle forze delle reazioni vincolari siano pari (entro un valore limite dell'1%) alla massa totale del modello moltiplicata per l'accelerazione di gravità [6].

La massa del modello calcolata da Nastran è di 11,042 Kg pari a 108,2779 N, mentre nella tabella seguente sono riportati i valori calcolati delle reazioni vincolari e il risultato del confronto:

Reazione	Valore [N]	Massa modello • g	Margine %
F _x	-108,2772	108,2779	0,00057
F _y	-108,2772	108,2779	0,00057
F _z	-108,2772	108,2779	0,00057

Tabella 9.4: Confronto tra i valori delle reazioni vincolari e la massa del modello moltiplicata per l'accelerazione di gravità.

Poiché i valori di tutti i casi sono ben inferiori rispetto al limite massimo consentito dell'1%, si può sostenere che il modello rispetti le specifiche tecniche richieste e che la verifica statica sia soddisfatta.

9.4 VERIFICA DINAMICA

Per eseguire la verifica dinamica, bisogna svincolare completamente il modello (vincoli nulli) e collegare rigidamente tutti i nodi di interfaccia tra di loro in modo da creare una sorta di telaio.

A questo punto si deve eseguire un'analisi modale (free-free modal analysis) per poter determinare:

- Sei modi di vibrare
- L'assenza di meccanismi

- Le masse dei modi di vibrare fino ai 1000 Hz

Nelle tabelle seguenti sono riportati i risultati di questa analisi, con specificato il valore della frequenza propria calcolata e la rispettiva massa effettivamente coinvolta lungo le tre direzioni X(T1) Y(T2) e Z(T3):

N° Modo	Frequenza [Hz]	T1 [kg]	T2 [kg]	T3 [kg]
1	8,33E-04	1,2705E-01	1,5007E+00	2,1227E+00
2	4,03E-04	6,2284E-01	6,7813E+00	3,0865E+00
3	2,90E-04	1,2349E+00	2,1373E-01	8,9965E-01
4	2,63E-04	1,6276E-03	9,5148E-02	1,8509E-02
5	3,28E-04	2,6622E+00	2,4054E+00	3,5972E+00
6	6,12E-04	6,3934E+00	4,5613E-02	1,3174E+00
7	2,82E+08	6,8604E-25	1,2612E-22	8,0331E-24
8	2,97E+02	4,2571E-23	3,6156E-24	3,4850E-25
9	3,43E+02	1,3144E-23	7,0410E-24	2,7071E-23
10	4,31E+02	1,1832E-23	2,4728E-25	1,6122E-25
11	5,53E+02	1,4176E-24	5,9746E-25	4,2013E-24
12	5,60E+02	4,8246E-24	2,1328E-24	5,0954E-25
13	6,09E+02	4,5948E-24	7,4033E-25	1,9815E-26
14	7,72E+02	3,4488E-24	2,9679E-25	1,1881E-24
15	8,67E+02	3,5264E-24	1,1070E-24	1,3708E-23
16	8,87E+02	3,9508E-25	2,9912E-26	1,0558E-24
17	9,00E+02	1,8795E-24	1,0980E-25	3,8519E-24
18	9,25E+02	2,6198E-24	7,6155E-25	3,9936E-24
19	1,02E+02	8,8057E-26	3,9731E-27	3,8000E-25
20	1,09E+02	1,5942E-23	2,7718E-24	2,5497E-23
Totale		1,1042E+01	1,1042E+01	1,1042E+01

Tabella 9.5: Massa effettiva coinvolta per le traslazioni di ogni frequenza naturale con vincoli nulli.

E nelle tre rotazioni R1 R2 ed R3:

N° Modo	Frequenza [Hz]	R1 [kg]	R2 [kg]	R3 [kg]
1	8,33E-04	2,9329E-01	2,5784E-01	1,4420E-01
2	4,03E-04	1,1975E-02	7,3740E-05	1,2487E-02
3	2,90E-04	5,4716E-03	2,7166E-01	6,2429E-01
4	2,63E-04	2,4782E-01	1,9701E-02	1,5458E-02
5	3,28E-04	4,3673E-01	7,8362E-02	1,1477E-01
6	6,12E-04	1,1820E-01	2,2632E-02	2,9724E-01
7	2,82E+08	7,8394E-24	6,8477E-24	6,8227E-24

N° Modo	Frequenza [Hz]	R1 [kg]	R2 [kg]	R3 [kg]
8	2,97E+02	2,0019E-24	9,4875E-24	1,4713E-24
9	3,43E+02	6,6973E-26	1,2097E-24	4,7559E-25
10	4,31E+02	1,8084E-26	7,6081E-25	1,4625E-24
11	5,53E+02	1,2306E-25	2,7457E-26	9,9393E-27
12	5,60E+02	2,8945E-26	1,3650E-25	1,1309E-27
13	6,09E+02	4,5944E-29	1,6367E-25	1,2039E-24
14	7,72E+02	1,9941E-26	4,3979E-25	1,9031E-25
15	8,67E+02	4,0661E-25	1,6642E-25	1,5785E-25
16	8,87E+02	7,3694E-26	7,5594E-26	9,0224E-26
17	9,00E+02	1,4087E-25	2,6400E-25	1,1463E-25
18	9,25E+02	4,4161E-26	3,8893E-25	3,7555E-26
19	1,02E+02	1,9154E-26	2,8877E-26	1,2677E-26
20	1,09E+02	6,8898E-25	1,7388E-24	7,5326E-25
Totale		1,1135E+00	6,5027E-01	1,2084E+00

Tabella 9.6: Massa effettiva coinvolta per le rotazioni di ogni frequenza naturale con vincoli nulli.

Da notare come le prime 6 frequenze calcolate siano inferiori a 10^{-3} Hz e che tali frequenze possono essere associate ai 6 moti rigidi della struttura. Essendo solo 6 le frequenze inferiori a tale limite inoltre, indica l'assenza di eventuali cinematismi interni.

I cosiddetti "ground checks" sull'energia di deformazione residua sono stati fatti su tutti i set di nodi e sono di seguito riportati:

Direzione	G-Set	N-Set	N+AUTOSPC Set	F-Set
1	8,342E-05	1,073E-04	1,073E-04	1,073E-04
2	1,834E-05	3,352E-05	3,352E-05	3,352E-05
3	1,484E-05	3,901E-05	3,901E-05	3,901E-05
4	4,459E-06	4,745E-06	4,745E-06	4,745E-06
5	1,411E-06	1,136E-06	1,136E-06	1,136E-06
6	5,884E-06	7,695E-06	7,695E-06	7,695E-06

Tabella 9.7: Valori dell'energia di deformazione.

Con essi è possibile escludere la presenza di vincoli non desiderati nel modello: applicando un atto di moto ad una struttura non completamente svincolata si introdurrebbero deformazioni alle quali è associata una certa energia.

Essendo, in questo caso, i vincoli nulli si attendono valori pressoché nulli dell'energia di deformazione.

Per questa particolare verifica il limite massimo consentito è di 10^{-3} sia per le traslazioni che per le rotazioni.

Come è ben visibile dalla tabella nessun valore eccede questi limiti, consentendo di ritenere soddisfatte anche le verifiche dinamiche.

10 CONCLUSIONI

L'obiettivo di questa tesi era di iniziare a verificare la risposta della camera ottica ai vari carichi alla quale questa sarà soggetta al momento del decollo e nella fase operativa in orbita e di apportare gradualmente le modifiche necessarie per riportare la struttura entro le specifiche richieste, oltre ad essere in grado di indicare delle direzioni preferenziali per quanto riguarda le analisi e gli sviluppi futuri.

Per ogni tipologia di carico è stata condotta una serie di analisi specifiche che hanno portato ai seguenti risultati:

Analisi modale:

Il requisito fondamentale richiesto e specificato nei documenti di interfaccia EID-A era l'ottenimento di una struttura avente la prima frequenza di risonanza superiore al limite minimo di 140 Hz. Dalle analisi condotte e dalle modifiche apportate alla struttura è stato possibile ottenere una configurazione della camera ottica avente una prima frequenza fondamentale di 195 Hz e frequenze di ordine superiore adeguatamente spaziate (in frequenza) tali da rendere minimo un loro possibile accoppiamento dinamico. Sono state inoltre presentate modifiche ad alcuni componenti che più degli altri presentavano delle criticità, come l'aver accorciato e cambiato la sezione dei bipodi di supporto, l'aver accorciato il tubo di collegamento tra le due piastre togliendo la parte eccedente alla piastra posteriore e il relativo tappo di chiusura con un risparmio di 260g di massa, l'aver ridimensionato le nervature e lo spessore della pelle della piastra anteriore portandoli rispettivamente a 25mm e 5 mm. Dall'analisi delle forme modali si è potuto suggerire di modificare la posizione in cui sarà collocata la flangia del baffle esterno per il collegamento con la piastra anteriore e di posizionarla in prossimità del suo centro di massa per minimizzare l'effetto di amplificazione cinematica che indurrebbe dei momenti maggiori nei punti di attacco. Sarà da pensare quindi ad una struttura in alluminio che fungerà da collegamento tra baffle e piastra.

Analisi Termoelastica:

Gli studi condotti per questa tipologia di carico termico sono stati necessari per verificare il comportamento della struttura alla differenza di temperatura di -90°C esistente dal momento di collaudo e messa a punto a terra (20°C) e la fase operativa in orbita (-70°C), con particolare interesse per le tensioni esistenti all'interno dei componenti e al disallineamento delle parti ottiche che devono rimanere entro dei limiti ben precisi.

Per quanto riguarda le tensioni interne, l'analisi ha permesso di stabilire gli stress per ogni tipologia di materiale e di calcolarne il rispettivo margine di sicurezza:

	SiC	Al-6082 T6	Ti6Al4V
Tensione massima [Mpa]	103	181	230
Tensione snervamento/rottura [Mpa]	550	250	880
FoS	5	1,25	1,25
MoS	0,068	0,105	2,061

Per tutti i materiali il margine di sicurezza risulta essere maggiore di zero, permettendo di ritenere adeguata la struttura al resistere al carico, anche se il ridotto valore del coefficiente sia per i componenti in alluminio, sia per i componenti in SiC evidenzia la necessità di un approfondimento nelle analisi future. Saranno da valutare con metodi più appropriati, ad esempio, metodi specifici per i materiali ceramici le tensioni nei componenti in SiC le quali, in questo elaborato, sono state valutate semplicemente confrontandole con il limite a rottura flessionale imponendo un coefficiente di sicurezza pari a 5 come indicato nella Tabella 6.2.

Il requisito più stringente per questo tipo di carico si presenta sulle ristrette tolleranze consentite agli spostamenti degli specchi, in particolare nella direzione di defocus. Sono state provate diverse soluzioni al problema per minimizzare le deformazioni lungo questa direzione e quella che meno di tutte risente della variazione di temperatura è la soluzione con il tubo di collegamento delle piastre in fibra di carbonio, la quale presenta un coefficiente di espansione termica più basso di quello del SiC, materiale di cui era costituito il tubo nelle altre simulazioni.

Nonostante questa sia la miglior soluzione provata non è comunque in grado di impedire di eccedere dai limiti di tolleranza previsti, il che suggerisce di procedere posizionando le ottiche sfuocate in fase di collimazione a terra, ma tali da rientrare in tolleranza nella fase operativa in orbita.

Poiché entrambe le soluzioni necessitano di questo modo di procedere, si è orientati ad abbandonare la soluzione con tubo in fibra di carbonio che presenta tutta una serie di problematiche dovute all'accoppiamento di materiali diversi (tubo-piastre) che richiederebbe degli accorgimenti particolari, oltre a necessitare di inserti dedicati per rendere possibile il fissaggio, in favore alla soluzione con tubo in SiC.

Analisi quasi-statica:

Durante la fase di decollo il dispositivo di lancio genera dei carichi inerziali sulla struttura del telescopio di entità in funzione della massa del sottosistema stesso.

Dalle tabelle dedicate si è ricavato che la struttura sarà soggetta ad un carico inerziale di 42g lungo la direzione di salita.

Poiché la posizione e l'orientamento della sonda all'interno dell'ogiva del razzo non è ancora stata determinata come anche l'orientamento e la posizione della camera stessa sulla sonda è stato necessario ripetere l'analisi con il carico applicato lungo 14 direzioni diverse (6 lungo le direzioni X-Y-Z in entrambi i versi e 8 lungo gli ottanti del sistema di riferimento "Globale").

Lato	Z1			Z2		
Materiale	Al-6082	SiC	Ti6Al4V	Al-6082 T6	SiC	Ti6Al4V
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
σ massima	6,0 - 12,5	38,0 - 84,3	28,4 - 103,1	4,4 - 9,5	39,3 - 64,1	27,9 - 117,2
FoS	1,25	5	1,25	1,25	5	1,25
MoS	34,6 - 16,6	1,9 - 0,3	7,3 - 2,0	47,8 - 21,8	1,8 - 0,7	7,5 - 1,8

Al variare dell'orientamento del carico la distribuzione delle tensioni all'interno dei componenti variava, ma in nessun caso sono risultate superiori ai limiti di snervamento (per i materiali metallici) o di rottura (per i ceramici) e i rispettivi MoS sono sempre risultati superiori allo zero, come si può vedere dalla tabella soprastante.

Analisi Random:

L'analisi random ha permesso di ricavare i profili delle PSD nei punti di interfaccia con i sottosistemi ancorati sulla struttura, i quali saranno forniti agli istituti di ricerca che si occupano dello sviluppo di questi sottosistemi così da poterli impiegare nei loro processi di verifica alle vibrazioni random, dandoli in input ai loro modelli.

Inoltre i risultati di queste analisi saranno fondamentali per verificare e confrontare il modello con il prototipo reale quando questo sarà sottoposto ai test sullo shaker. Dal confronto dei risultati sarà possibile modificare alcuni parametri del modello per rendere congruenti i valori in output dei due test fino ad ottenere la validazione del modello FEM.

In conclusione, dalla valutazione complessiva dei risultati delle varie analisi condotte, è possibile ritenere affidabile la configurazione attuale della struttura della camera ottica e adeguata a sopportare i carichi a cui essa sarà soggetta, essendo tutti positivi i MoS dei componenti.

Come evidenziato nel corso delle valutazioni dei risultati però, è necessario effettuare delle analisi più approfondite per evidenziare le eventuali concentrazioni di tensione in prossimità dei fori per il passaggio delle viti di ancoraggio tra i vari sottosistemi, che nei modelli fino ad ora utilizzati non sono stati presi in considerazione, oltre che a effettuare delle analisi più approfondite per tutti quei componenti che non sono ancora ottimizzati e stati studiati nel dettaglio.

11 APPENDICE 1

Il baffle più critico che presenta la prima frequenza di risonanza più bassa è il baffle dello specchio M3.

I calcoli sottostanti quindi si riferiscono a questo baffle:

Calcolo prima frequenza propria flessionale baffle dello specchio M3:

Per eseguire questi calcoli il baffle è stato semplificato e idealizzato come una trave cilindrica incastrata a sbalzo avente queste caratteristiche.

$$\left. \begin{array}{l} \Phi_E = 107 \text{ mm} \\ \Phi_I = 104 \text{ mm} \end{array} \right\} \Phi_M = 105,5 \text{ mm}$$

Spessore [t] = 1,5 mm

Lunghezza [L] = 190 mm

Densità [ρ] = 2770 Kg/m³

Calcolo del momento d'inerzia e della massa per unità di lunghezza.

$$I = \frac{\pi \cdot \Phi_m^3 \cdot t}{8} = \frac{\pi \cdot 105,5^3 \cdot 1,5}{8} = 6,917 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\mu = A \cdot \rho = 2 \cdot \pi \cdot \frac{\Phi_m}{2} \cdot t \cdot \rho = \pi \cdot 105,5 \cdot 1,5 \cdot 2770 = 1,377 \text{ Kg/m}$$

Usando la teoria della trave a mensola:

Frequenza flessionale

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{3,515}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\mu}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{3,515}{0,19^2} \cdot \sqrt{\frac{70 \cdot 10^9 \cdot 6,917 \cdot 10^{-7}}{1,377}} = 2906 \text{ Hz}$$

Frequenza longitudinale

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot A}{\mu}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\pi}{0,19} \cdot \sqrt{\frac{70 \cdot 10^9 \cdot 4,97 \cdot 10^{-7}}{1,377}} = 13228 \text{ Hz}$$

12 APPENDICE 2

CALCOLO DELLA DENSITA' DA ASSEGNARE AGLI SPECCHI:

Come descritto nel capitolo 4.1 i baffle interni non sono stati modellati come corpi a se stanti, ma sono stati integrati all'interno degli specchi, visto che la loro prima frequenza propria risulta essere molto maggiore della prima frequenza propria della struttura [APPENDICE 1].

Per mantenere la congruenza nel valore della massa tra modello CAD e modello FEM quindi, si è reso necessario calcolare il valore della densità da assegnare ai singoli specchi.

Volume dei baffle nel modello CAD:

$$\text{Baffle specchio M1} = 52366 \text{ mm}^2$$

$$\text{Baffle specchio M2} = 13649 \text{ mm}^2$$

$$\text{Baffle specchio M3} = 80167 \text{ mm}^2$$

Volume degli specchi nel modello CAD:

$$\text{Specchio M1} = 172002 \text{ mm}^2$$

$$\text{Specchio M2} = 26511 \text{ mm}^2$$

$$\text{Specchio M3} = 120136 \text{ mm}^2$$

Volume degli specchi nel modello FEM (la differenza rispetto al modello CAD sta nel fatto che nel modello FEM gli specchi sono stati modellati come cilindri solidi tozzi, senza tener conto della curvatura della superficie riflettente):

$$\text{Specchio M1} = \pi \cdot r^2 \cdot h_{\text{med}} = \pi \cdot 66^2 \cdot 13,67 = 173386 \text{ mm}^2$$

$$\text{Specchio M2} = \pi \cdot r^2 \cdot h_{\text{med}} = \pi \cdot 25^2 \cdot 13,00 = 25525 \text{ mm}^2$$

$$\text{Specchio M3} = \pi \cdot r^2 \cdot h_{\text{med}} = \pi \cdot 48^2 \cdot 17,85 = 129202 \text{ mm}^2$$

Calcolo della densità dei componenti specchi-baffle:

$$\rho \text{ Zerodur} = 2530 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho \text{ SiC} = 3210 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{M1} = \frac{Vol.CAD_{M1} \cdot \rho_{Zerodur} + Vol.CAD_{baffle} \cdot \rho_{SiC}}{Vol.FEM_{M1}} = \frac{172002 \cdot 2530 + 52366 \cdot 3210}{173386} = 3479 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{M2} = \frac{Vol.CAD_{M2} \cdot \rho_{Zerodur} + Vol.CAD_{baffle} \cdot \rho_{SiC}}{Vol.FEM_{M2}} = \frac{26511 \cdot 2530 + 13649 \cdot 3210}{25525} = 4344 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{M3} = \frac{Vol.CAD_{M3} \cdot \rho_{Zerodur} + Vol.CAD_{baffle} \cdot \rho_{SiC}}{Vol.FEM_{M3}} = \frac{120136 \cdot 2530 + 80167 \cdot 3210}{129202} = 4344 \text{ Kg/m}^3$$

Nel caso di modifica della forma o delle dimensioni dei baffle o degli specchi sarà necessario ripetere i calcoli e modificare i rispettivi valori all'interno del modello FEM.

13 SIGLE E ACRONIMI

3GM	Gravity & Geophysics of Jupiter and Galilean Moons
ASI	Agenzia spaziale italiana
CNES	Centre National d'Études Spatiales
CTE	Coefficient of Thermal Expansion
EID-A	Experiment Interface Document Part A
EID-B	Experiment Interface Document Part B
ESA	European Space Agency
FDM	Frontal Door Module
FEM	Finite Element Method
FoS	Factor of Safety
FPM	Focal Plane Module
FW	Filter Wheel
GALA	GAlymede Laser Altimeter
JANUS	Jovis Amorum ac Natorum Undique Scrutator
JAXA	Japan Aerospace Exploration Agency
J-MAG	JUICE Magnetometer
JUICE	JUpter ICy moons Explorer
MAJIS	Moons and Jupiter Imaging Spectrometer
MEU	Main Electronics Unit
MLI	Multi Layer Insulation
MoS	Margin of Safety
MTF	Modulation Transfer Function
NAC	Narrow Angle Camera
NASA	National Aeronautics and Space Administration
OHU	Optical Head Unit
PEP	Particle Environment Package
PEU	Proximity Electronics Unit
PRIDE	Planetary Radio Interferometer & Doppler Experiment
PSD	Power Spectral Density

RIME	Radar for Icy Moons Exploration
RPWI	Radio & Plasma Wave Investigation
S/C	Spacecraft
SWI	Sub-millimeter Wave Instrument
UVS	UV imaging Spectrograph
WAC	Wide Angle Camera

14 BIBLIOGRAFIA

- [1] *ESA JUICE Science Working Team*, JUICE JUpiter ICy moons explorer Exploring the emergence of habitable worlds around gas giants, , September 2014, ESA/SRE(2014)1 (ESA Technical Report)
- [2] JUICE: Consolidated Report on Mission Analysis (CREMA), WP 578 iss 2 rev 0, 18 July 2014 (ESA Technical Report).
- [3] *E.Friso, S.Debei*, JANUS OHU - Thermal Analysis Report, CISAS "G.Colombo" - Università di Padova, September 2015 (CISAS Technical Report).
- [4] *ESA JUICE Science Working Team*, JUICE Exploring the emergence of habitable worlds around gas giants, ESA, December 2011, ESA/SRE(2011)18 (ESA Technical Report).
- [5] *JUICE Project team*, JUICE - Jupiter Icy Moons Explorer Experiment Interface Document part A (EID-A), ESA, 05/12/2014 JUI-EST-SYS-EID-001 (ESA Technical Report).
- [6] Chung et al., "A General Procedure for Finite Element Model Check and Model Identification", 1995, McDonnell Douglas, MSC 1995, World Users' Conference Proceedings. Available from: <http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/wuc95/p03895.pdf>
- [7] *O. Grasset, M.K. Dougherty, A. Coustenis, E.J. Bunce, C. Erd, D. Titov, M. Blanc, A. Coates, P. Drossart, L.N. Fletcher, H. Hussmann, R. Jaumann, N. Krupp, J.-P. Lebreton, O. Prieto-Ballesteros, P. Tortora, F. Tosi, T. Van Hoolst*, JUpiter ICy moons Explorer (JUICE): An ESA mission to orbit Ganymede and to characterise the Jupiter system, *Planetary and Space Science* 78, 1–21, Elsevier, 2013.
- [8] Wijker, Jacob Job, *Spacecraft Structures*, Berlin, Springer Verlag, 2008
- [9] JANUS *Project Team*, JANUS Camera for ESA Juice Mission: Experiment Interface Document, part B (EID-B), Issue 0.6, 2015 (Technical Report).
- [10] *JUICE Project team*, JANUS Camera for the ESA JUICE Mission: Instrument Design Report, Issue 1.1, 30/10/2014 (Technical Report) .
- [11] *H. U. Keller, C. Barbieri, P. Lamy, H. Rickman, R. Rodrigo, K.-P. Wenzel, H. Sierks, M. F. A'hearn, F. Angrilli, M. Angulo, M. E. Bailey, P. Barthol, M. A.*

- Barucci, J.-L. Bertaux, G. Bianchin, J.-L. Boit, V. Brown, J. A. Burns, I. Buttner, J. M. Castro, G. Cremonese, W. Curdt, V. Da deppo, S. Debei, M. De Cecco, K. Dohlen, S. Fornasier, M. Fulle, D. Germerott, F. Gliem, G. P. Guizzo, S. F. Hviid, W.-H. Ip, L. Jorda, D. Koschny, J. R. Kramm, E. Kührt, M. Koppers, L. M. Lara, A. Llebaria, A. López, A. López-Jimenez, J. López-Moreno, R. Meller, H. Michalik, M. D. Michelena, R. Müller, G. Naletto, A. Origine, G. Parzianello, M. Pertile, C. Quintana, R. Ragazzoni, P. Ramous, K.-U. Reiche, M. Reina, J. Rodriguez, G. Rousset, L. Sabau, A. Sanz, J.-P. Sivan, K. Stockner, J. Tabero, U. Telljohann, N. Thomas, V. Timon, G. Tomasch, T. Wittrock and M. Zaccariotto, OSIRIS – THE SCIENTIFIC CAMERA SYSTEM ONBOARD ROSETTA, Space Science Reviews (2007) 128: 433–506, Springer, 2007.*
- [12] *Titov, Witasse, Altobelli, Sarri, Erd, Gare, Status of the Juice Mission, NASA Outer Planets Assessment Group (OPAG), January 2015 URL: <http://www.lpi.usra.edu/opag/meetings/feb2015/presentations/>*
- [13] *Vincenzo Della Corte, Nicole Schmit, Michele Zusi, José Maria Castro, Mark Leese, Stefano Debei, Demetrio Magrin, Harald Michalik, Pasquale Palumbo, Ralf Jaumann, Gabriele Cremonese, Harald Hoffmann, Andrew Holland, Luisa Maria Lara, Bjorn Fiethe, Enrico Friso, Davide Greggio, Miguel Herranz, Alexander Koncz, Alexander Lichopoj, Ignacio Martinez-Navajas, Elena Mazzotta Epifani, Harald Michaelis, Roberto Ragazzoni, Thomas Roatsch, Julio Rodrigo, Emilio Rodriguez, Pietro Schipani, Matthew Soman, Mirco Zaccariotto & the International JANUS team, The JANUS camera onboard JUICE mission for Jupiter system optical imaging, Proceedings of Space Telescopes and Instrumentation 2014: Optical, Infrared, and Millimeter Wave, Proc .of SPIE Vol. 9143 91433I-11, SPIE, 2014*
- [14] *O.Grasset et al., JUPiter ICy moons Explorer (JUICE): An ESA mission to orbit Ganymede and to characterise the Jupiter system, Planetary and Space Science 78 (2013) 1-21, Elsevier, 2013*
- [15] *R. Jaumann , P. Palumbo, H. Hoffmann, G. Cremonese, L. Lara, V. Della Corte, N. Schmitz , S.Debei, H. Michaelis, A. Lichopoj , D. Magrin , E. Mazzotta Epifani, S. Mottola, R. Ragazzoni, M. Zusi, A. Holland and the JANUS Team, JANUS on the JUICE Mission: the Camera to Investigate*

- Ganymede, Europa, Callisto and the Jovian System, Proc. of European Planetary Science Congress 2013, Vol. 8, EPSC2013-506, EPSC 2013
- [16] *Alan E. Stockwell*, A Verification Procedure for MSC/NASTRAN Finite Elements Models, NASA Technical Report, NASA CR-4675, 1995
- [17] *K. Kendall, N. McN. Alford, S. R. Tan, and J. D. Birchall*, Influence of toughness on Weibull modulus of ceramic bending strength, Journal of Materials Research, Vol. 1, No. 1, Jan/Feb 1986
- [18] *M. Bougoin, J. Lavenac*, LARGE AND HIGHLY STABLE STRUCTURES MADE OF SiC, Proceedings of European Conference on Spacecraft Structures, Materials & Environmental Testing, ESA/ESTEC, Noordwijk, The Netherlands, March 2012
- [19] *Michel Bougoin & Jérôme LAVENAC*, The SiC hardware of the Sentinel-2 Multi Spectral Instrument, Proceedings of the International Conference on Space Optics (ICSO 2012), CNES, October 2012
- [20] *J Sanju'an, A Preston, D Korytov, L Williams, G Mueller, J Livas, P Arsenovic, K Castellucci, J Generie, J Howard and R Stebbins*, LISA telescope spacer investigations, proc of 38th COSPAR Scientific Assembly. Held, Bremen, Germany, 18-15 July 2010
- [21] *S. Williams*, Overview of the production of sintered SiC optics and optical sub-assemblies, OPTICAL MATERIALS AND STRUCTURES TECHNOLOGIES II (OEI402), SPIE Optics and Photonics 2005
- [22] *Michel Bougoin and Jérôme Lavenac*, From HERSCHEL to GAIA, 3-meter class SiC space optics, Proceedings of SPIE, The International Society for Optical Engineering, Optical Manufacturing and Testing IX, vol. 8126, August 2011

Pagine web consultate:

Agenzia Spaziale Europea (ESA): www.esa.int/ESA

National Aeronautics and Space Administration (NASA): www.nasa.gov

Japan Aerospace Exploration Agency (JAXA): global.jaxa.jp

Online Materials Information Resource (MatWeb): www.matweb.com

The International Society for Optics and Photonics (SPIE): www.spie.org

Centro Interdipartimentale Studi ed Attività Spaziali "G.Colombo" (CISAS) -

Università di Padova: www.cisas.unipd.it

CoorsTek: www.coorstek.com

RINGRAZIAMENTI

Eccomi arrivato finalmente alla fine di questo splendido percorso attraverso lo studio dell'ingegneria meccanica nel quale ho imparato moltissimo e che mi ha appassionato ancora di più di quanto non lo ero prima di intraprendere questa strada.

Se oggi sono arrivato fino a qui devo senza dubbio ringraziare molte persone che mi hanno sempre aiutato e sostenuto, in primis i miei genitori: papà Maurizio e mamma Francesca per i loro sacrifici, anche economici, che mi hanno permesso di terminare gli studi e i miei fratelli Fabio e Giulia.

Inoltre devo ringraziare il Prof. Stefano Debei che mi ha permesso di cimentarmi in questo argomento di tesi che da sempre mi appassiona e l'Ing. Enrico Friso che più di tutti mi ha aiutato e dedicato tempo nel risolvere i problemi che sono inevitabilmente sorti durante la realizzazione della tesi.

Il mio compagno di studi e di banco per molti degli anni trascorsi qui a Padova Paolo e i miei amici tutti.

Un ultimo pensiero va alla mia cara nonna il cui grande desiderio era quello vedere il suo nipote laurearsi, cosa che purtroppo non ho fatto a tempo a regalarle...Ciao Udilla, un abbraccio.