

POLITECNICO
MILANO 1863

Metodi Avanzati per la Progettazione di Strutture Aerospaziali

Progetto

Authors:

Borcea Dan - 10678208

Professor:

Ghiringhelli Gianluca

Academic Year 2023/2024

Contents

1	Presentazione del modello	3
2	Strategie per la creazione della mesh	4
2.1	Raffinamento della mesh in zone critiche	4
2.2	Uso di modelli di piastra sottile e travi	4
2.3	Sfruttamento della simmetria	5
2.4	Suddivisione dei vari componenti in gruppi	5
3	Creazione della mesh	6
3.1	Thrust frame	6
3.2	Serbatoio	7
3.3	Elemento rigido	8
3.4	Rivestimento	8
4	Qualità della mesh	9
4.1	Aspect ratio	9
4.2	Taper e alternate taper	10
4.3	Angoli interni	10
4.4	Skewness e warping	11
4.5	Jacobiano	11
4.6	Riassunto della validazione della qualità della mesh	12
5	Materiali	12
6	Proprietà ed elementi	13
7	Analisi modale	15
8	Analisi statica	16
8.1	Carichi applicati	16
8.2	Risultati con il modello originale	17
8.3	Risultati con il modello modificato	20
9	Conclusioni	22

List of Tables

1	Validità dei criteri per la qualità della mesh	12
2	Caratterizzazione dei materiali	13
3	Caratterizzazione delle piastre	13

List of Figures

1	Raffigurazione del modello originale	3
2	Mesh finale delle travi ,delle flange e dell'anello.	6
3	Dettagli sulla mesh delle travi e delle flange	7
4	Dettaglio della mesh all'interfaccia tra anello e trave.	7
5	Mesh del serbatoio a sinistra e particolare dell' interfaccia con la flangia a destra	8
6	Elemento rigido	8
7	Mesh del rivestimento	9

8	Contour dell'aspect ratio	9
9	A sinistra: contour del taper. A destra: contour di alternate taper	10
10	Contour della deviazione massima tra gli angoli interni	10
11	A sinistra: contour del parametro skew. A destra: contour del warping	11
12	Contour dello Jacobiano	11
13	Elementi RBE2	14
14	Modal frequencies for each mode	15
15	Primi due modi elasticci	15
16	Rappresentazione dei carichi	16
17	Sforzi di Von Mises	17
18	Dettaglio di sforzi concentrati nelle giunzioni delle flange	18
19	Dettaglio di sforzi concentrati nelle giunzioni delle flange	18
20	Nervature sui bordi della flangia centrale	19
21	Sforzi eccessivi nella tank e nell'involtucro	19
22	Nervature sulle pareti del serbatoio	20
23	Sforzi di Von Mises	21
24	Sforzi di Von Mises, dettaglio	22

1 Presentazione del modello

L'oggetto di studio per questa analisi è il thrust frame del secondo stage di un ipotetico lanciatore. Questa struttura serve a collegare strutturalmente i motori del razzo al corpo principale distribuendo gli sforzi nel modo più uniforme possibile durante la spinta. Per la progettazione del modello originale diverse configurazioni di thrust frame esistenti sono state prese come spunto iniziale. Tuttavia nessuna di esse è stata presa come unico esempio per lo sviluppo del modello. Inoltre l'architettura del sistema è semplificata in quanto quest'analisi è svolta per un ipotetica analisi preliminare del progetto.

La configurazione è molto simile all'impianto propulsivo del secondo stage di Saturn V. Quattro motori sono posizionati sullo stesso piano al di sotto del serbatoio inferiore e ciascuno è tenuto da una flangia e collegato tramite due travi ad un anello posto alla fine dell'involucro del lanciatore. Altre due travi lo collegano ad una flangia centrale che sorregge la parte inferiore del serbatoio. I quattro motori non sono modellati e la spinta proveniente da essi è rappresentata da un carico distribuito sulla parte inferiore della rispettiva flangia. La connessione tra i vari elementi viene fatta tramite saldatura.

Il serbatoio e l'involucro condividono ad un certo punto la stessa superficie laterale del lanciatore, infatti il serbatoio rappresenta parte della struttura portante del sistema. Solo una piccola porzione del serbatoio e della parete esterna viene modellata, poiché l'obiettivo di questo studio è analizzare il comportamento del thrust frame e i carichi di sforzo che agiscono sulla parte del serbatoio adiacente ad esso. Il resto del lanciatore viene rappresentato da una serie di masse concentrate distribuite tra ciascun elemento posizionato nell'estremità superiore del modello. Fig. 1 rappresenta la geometria della struttura.

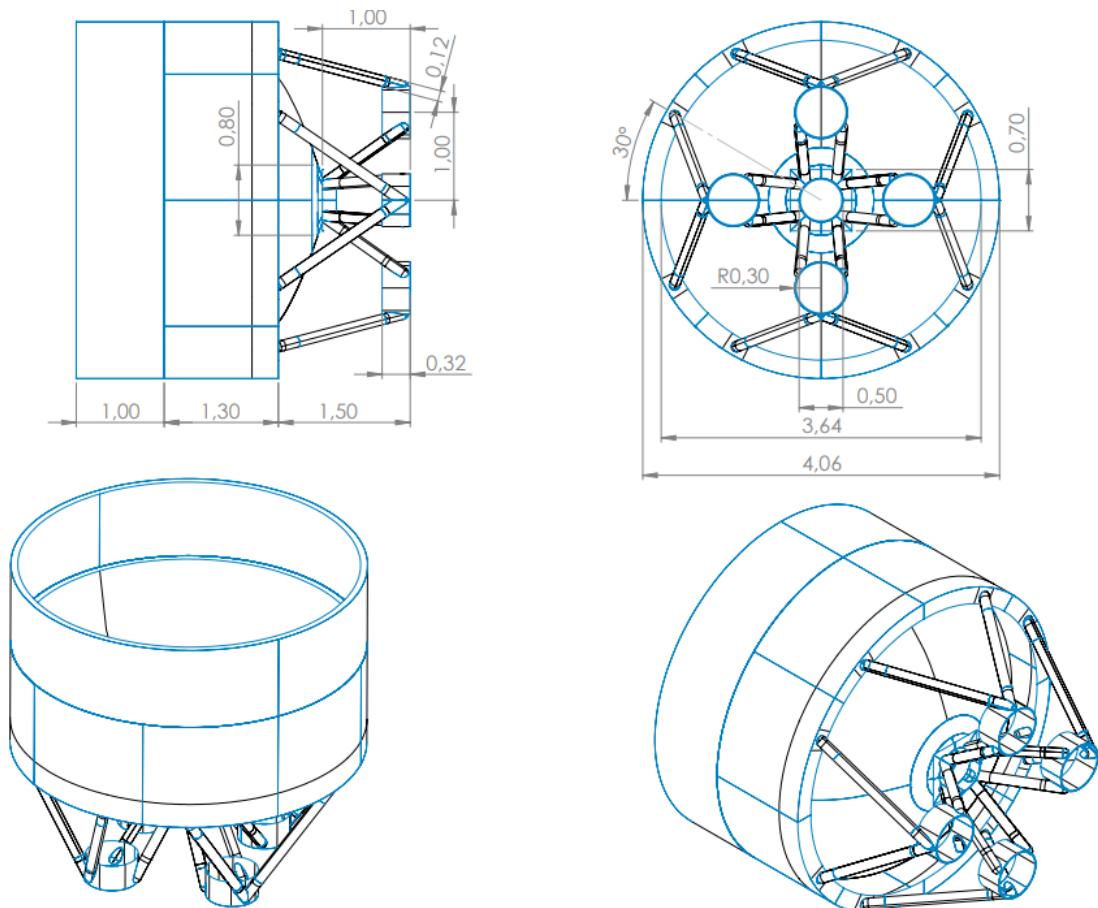


Figure 1: Raffigurazione del modello originale

2 Strategie per la creazione della mesh

La scelta del livello di infittimento della mesh in un'analisi agli elementi finiti è stata uno degli aspetti più complessi e delicati durante la preparazione del modello. Da un lato, un raffinamento della mesh è cruciale per garantire risultati più accurati e vicini alla realtà. Infatti, la suddivisione in elementi più piccoli consente una migliore rappresentazione dei fenomeni fisici all'interno del modello, poiché ogni elemento è in grado di catturare con maggiore precisione i gradienti di deformazione, tensione e altre grandezze di interesse. Questo è particolarmente vero nelle zone critiche del modello, dove i gradienti di stress sono elevati, come nei punti di concentrazione degli sforzi o in prossimità di discontinuità geometriche e carichi concentrati. In queste aree, l'infittimento della mesh diventa non solo vantaggioso, ma essenziale per ottenere risultati affidabili. Una mesh troppo grossolana in tali regioni potrebbe non rilevare picchi di stress o distribuzioni di tensione significative, compromettendo la validità dell'analisi.

D'altra parte, l'infittimento della mesh ha un impatto diretto sul carico computazionale richiesto per l'analisi. Un numero elevato di elementi genera un sistema di equazioni più complesso da risolvere, aumentando significativamente i tempi di calcolo e le risorse necessarie, sia in termini di potenza computazionale che di memoria. Questo aspetto è particolarmente rilevante quando si utilizzano strumenti con limiti operativi ben definiti. Nel caso specifico, l'utilizzo di Femap in combinazione con il solver Nastran pone un limite massimo di 50.000 nodi per la versione studentesca. Questo vincolo ha rappresentato una sfida aggiuntiva, poiché ha richiesto una valutazione accurata del trade-off tra la necessità di aumentare la densità della mesh nelle aree di interesse e l'obbligo di mantenere il numero totale di elementi entro il limite consentito dal software. Alla finalizzazione del modello circa 48000 nodi sono stati utilizzati.

2.1 Raffinamento della mesh in zone critiche

La strategia adottata ha previsto un approccio bilanciato: l'infittimento della mesh è stato concentrato principalmente nelle regioni dove era essenziale migliorare la precisione dei risultati, come le aree caratterizzate da alti gradienti di stress. Ne sono esempio i collegamenti tra i vari elementi. Al contrario, nelle zone meno critiche, dove i gradienti di stress risultavano più uniformi e prevedibili, è stata mantenuta una mesh più grossolana, in modo da ridurre il numero complessivo di elementi e rimanere entro i limiti computazionali imposti. Questo compromesso ha consentito di ottenere un modello accurato e gestibile dal punto di vista delle risorse computazionali, ottimizzando il bilanciamento tra precisione dell'analisi e tempi di esecuzione.

In definitiva, la gestione della mesh è stata guidata da un processo di iterazione, che ha richiesto una comprensione delle caratteristiche meccaniche e dei requisiti minimi per quanto riguarda la qualità della grid.

2.2 Uso di modelli di piastra sottile e travi

Nel modello creato su FEMAP, l'intero sistema è stato discretizzato utilizzando elementi shell e beam, una scelta che permette di ridurre significativamente sia il numero di elementi sia i gradi di libertà (DOF) rispetto a un modello tridimensionale completo. Gli elementi shell, derivati dalla teoria delle piastre, sono particolarmente adatti per rappresentare strutture sottili con una delle dimensioni (lo spessore) molto inferiore rispetto alle altre due. Questi elementi permettono di modellare il comportamento flessionale e membranale delle superfici senza dover considerare esplicitamente tutte le componenti tridimensionali. Infatti, con gli elementi shell, le deformazioni vengono trattate principalmente nel piano della superficie e le rotazioni sono considerate solo attorno agli assi della superficie stessa, riducendo così il problema a una rappresentazione bidimensionale con gradi di libertà limitati rispetto a un modello solido.

L'adozione di elementi beam segue lo stesso principio di efficienza computazionale. Gli elementi beam, basati sulla teoria della trave di Euler-Bernoulli o Timoshenko, modellano componenti strutturali in cui una dimensione (la lunghezza) domina le altre due (sezione trasversale). Anziché descrivere la struttura come un solido tridimensionale completo, gli elementi beam rappresentano la struttura con una semplificazione monodimensionale, mantenendo però la capacità di descrivere con precisione il comportamento flessionale, torsionale e di taglio. Per la modellazione della struttura sotto analisi, solo eventuali componenti di rinforzo sono stati modellati tramite elementi beam.

La scelta di usare modelli che semplificano il legame costitutivo riduce drasticamente il numero di gradi di libertà coinvolti nel calcolo: un elemento solido 3D avrebbe sei gradi di libertà traslazionali per ciascun nodo. Gli elementi shell, invece, riducono il problema essenzialmente a una superficie, con solo tre gradi di libertà (due traslazioni e una rotazione per nodo), mentre gli elementi beam semplificano ulteriormente il problema a una dimensione, con un massimo di 2 DOF per nodo (una traslazione e una rotazione). Questa riduzione nella complessità geometrica permette non solo di abbassare il numero complessivo di elementi nel modello, ma anche di ridurre significativamente l'onere computazionale. Di conseguenza, il tempo di risoluzione è più rapido e la memoria necessaria per eseguire l'analisi è inferiore, mantenendo comunque una rappresentazione accurata del comportamento strutturale per geometrie sottili e allungate.

2.3 Sfruttamento della simmetria

Per ottimizzare la creazione e la gestione del modello in esame, è stato deciso di suddividerlo in otto compartimenti identici, sfruttando la sua simmetria radiale attorno all'asse z. Grazie a questa simmetria, è stato possibile modellare inizialmente solo una sezione del dominio, semplificando notevolmente la fase di progettazione. Dopo aver creato la fetta, questa è stata riflessa rispetto al piano di simmetria per ottenere una seconda porzione identica. Successivamente, le due sezioni così generate sono state copiate e ruotate tre volte attorno all'asse z, ottenendo infine otto sezioni identiche tra loro, che formano l'intero modello.

Questo approccio ha offerto due vantaggi. Innanzitutto, ha consentito di ridurre i tempi di modellazione, poiché la creazione e la riflessione di una singola fetta è molto più rapida rispetto alla costruzione manuale dell'intero modello. La ripetizione della geometria attorno all'asse z, grazie alla simmetria del problema, ha anche semplificato la gestione del modello, rendendolo più organizzato e facile da modificare.

2.4 Suddivisione dei vari componenti in gruppi

Un altro aspetto utile per migliorare l'efficienza nella creazione del modello è stata la suddivisione della struttura in multipli gruppi all'interno di FEMAP. Questa strategia organizzativa consente di raggruppare gli elementi associati a specifici componenti o parti della struttura, facilitando notevolmente la visualizzazione, la selezione e la modifica degli elementi stessi. Utilizzando i gruppi, è possibile lavorare in modo mirato su porzioni specifiche del modello, ad esempio isolando un singolo componente o una parte di interesse, senza dover gestire l'intero complesso modello in una singola visualizzazione. Inoltre la probabilità di commettere errori durante la clonazione dei vari componenti attorno all'asse zeta e durante la creazione della loro mesh è ridotta.

3 Creazione della mesh

3.1 Thrust frame

Come già accennato il telaio è composto da cinque flange, delle quali quattro servono a reggere i motori e un ulteriore flangia fa da collegamento centrale, sedici travi e un anello all' interfaccia tra il thrust frame e l'involucro del lanciatore.

Le travi originariamente sono state create come un cilindro allungato con due semi-calotte sferiche alle due estremità. La flangia del motore a sua volta è stata determinata come un semplice cilindro. L'intersezione tra i due componenti ha portato alla rimozione delle superfici in eccesso, sia per la flangia che per la trave. Un lavoro simile è stato effettuato anche per l'interfaccia superiore della trave con la flangia centrale.

L'intersezione tra questi elementi, nel contesto reale, rappresenterebbe una saldatura, che funge da punto di connessione strutturale tra la trave e la flangia. In presenza di carichi flettenti, è naturale che si sviluppino sforzi concentrati nella zona di interfaccia, in particolare in prossimità della saldatura. Tuttavia, nella realtà, tali sforzi non risulterebbero così critici poiché la distribuzione degli sforzi attraverso la saldatura tende a dissipare l'energia e a ridurre la concentrazione locale. All'interno del modello, questa concentrazione di sforzi è circoscritta a una regione ristretta che coincide con l'area della saldatura ipotetica, permettendo di accettare il comportamento della struttura senza mettere in dubbio la resistenza del sistema. Pertanto, mantenere questa concentrazione limitata alla zona di saldatura rende il modello più rappresentativo del comportamento reale, garantendo una simulazione accurata degli effetti dei carichi flettenti e delle tensioni generate.

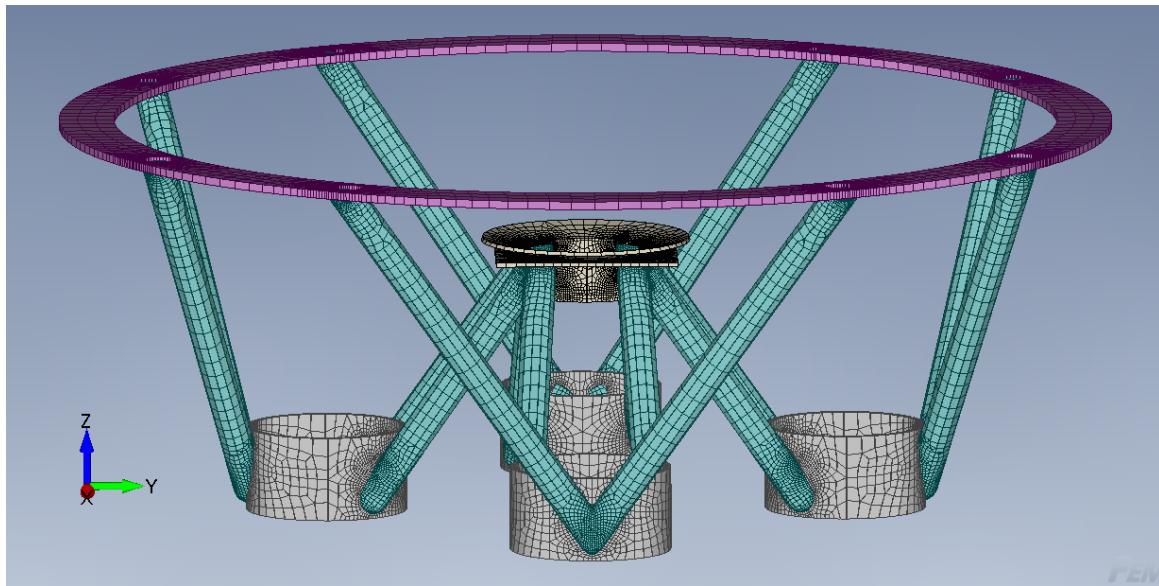


Figure 2: Mesh finale delle travi ,delle flange e dell'anello.

Fig. 2 e Fig. 3 mostrano la mesh finale delle travi e delle cinque flange ed è possibile notare come certe zone risentono di un elevato infittimento della mesh. Per controllare il livello di raffinamento la funzione **Mesh size** sulle curve contenute dalle superfici interessate è stata utilizzata regolando il numero di nodi a cavallo della curva stessa. Eventualmente il bias è stato usato per distribuire i nodi anche non uniformemente lungo la linea. In particolare nell'immagine a destra della Fig. 3 è possibile notare come la parte superiore della giunzione tra asta e flangia sia più raffinata della porzione inferiore. Questo perché attraverso le analisi statiche è stato scoperto che la zona inferiore, nonostante sia anch'essa un punto di giunzione e quindi di discontinuità, è relativamente scarica e i gradienti degli sforzi in questa regione sono più bassi

rispetto alla regione sopra. Dunque è stato possibile effettuare un rilassamento del numero di elementi in questa regione.

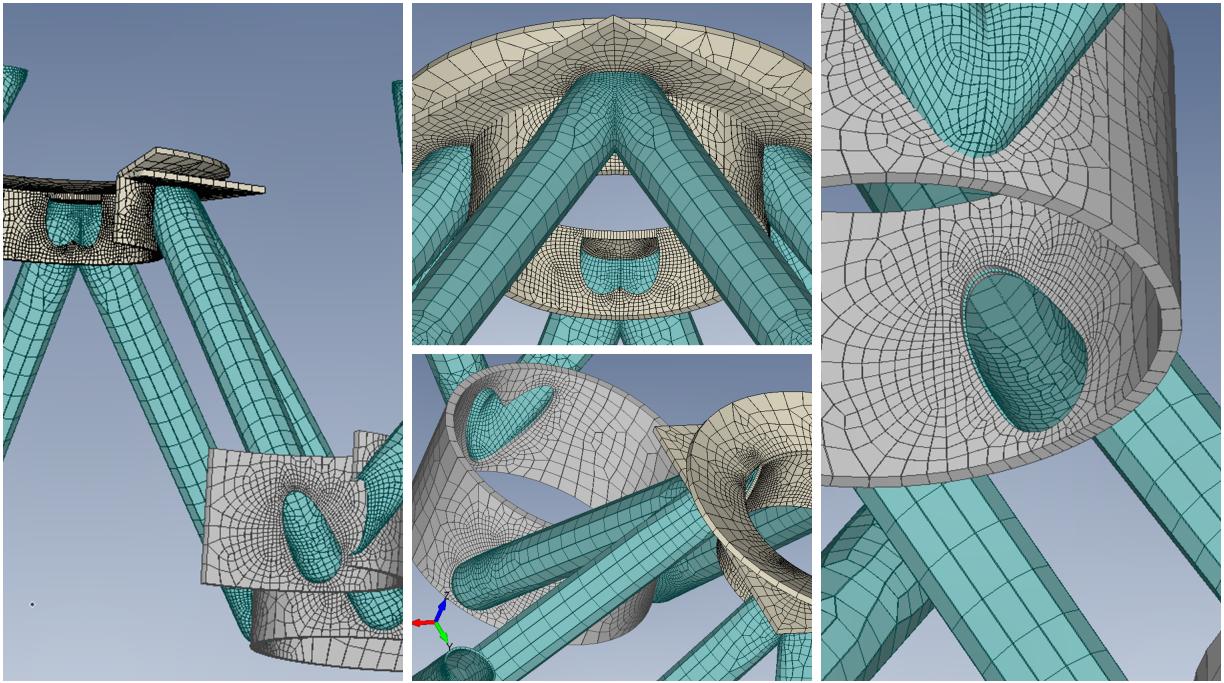


Figure 3: Dettagli sulla mesh delle travi e delle flange

Lo stesso processo è stato fatto anche in corrispondenza dell’interfaccia tra la trave esterna e l’anello. Fig. 4 mostra una delle otto sezioni della mesh risultante. Siccome contrapposizione tra l’elevata concentrazione di elementi intorno alla giunzione e la grid grossolana ai due estremi rende difficoltosa la generazione della mesh per il programma, con come diretta conseguenza la creazione di elementi distorti, la sezione dell’anello è stata ulteriormente divisa in tre parti. Regolando il raffinamento della mesh all’interfaccia tra le regioni è possibile ottenere una transizione più graduale e una qualità della mesh migliore.

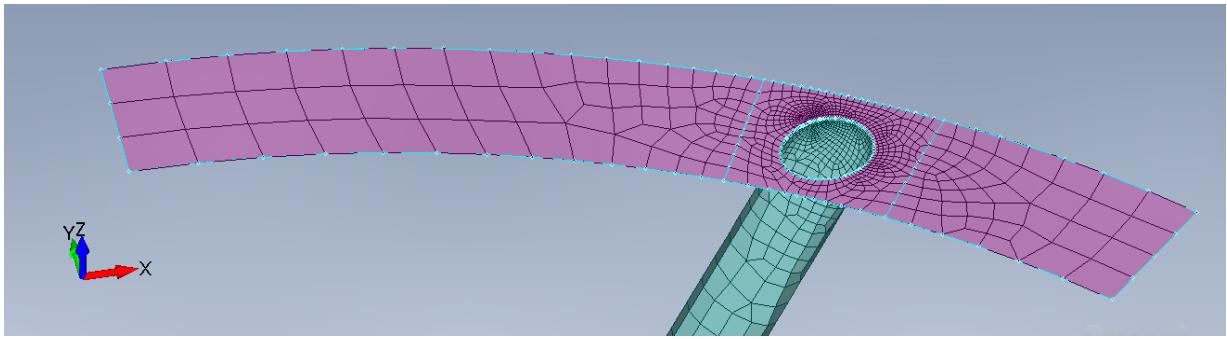


Figure 4: Dettaglio della mesh all’interfaccia tra anello e trave.

3.2 Serbatoio

La definizione della geometria del serbatoio è relativamente facile. Una volta rivoluzionata la curva del profilo della calotta per ottenere la superficie 2D, tutti gli archi sono stati caratterizzati con lo stesso numero di elementi uniformemente distribuiti. In questo modo è possibile ottenere una mesh molto regolare ed esente da difetti. In fig. 5 sono raffigurate la mesh del serbatoio e il dettaglio dell’interfaccia tra esso e la flangia centrale.

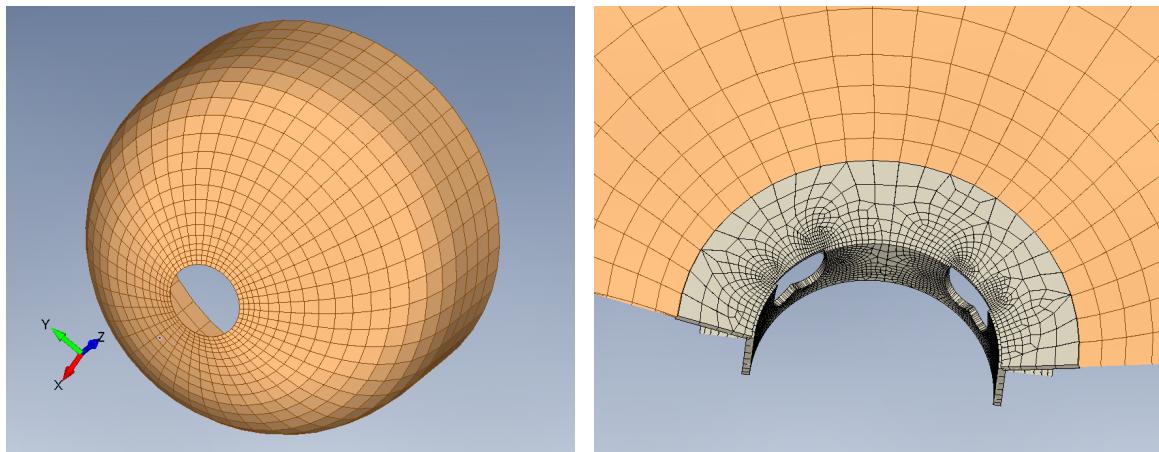


Figure 5: Mesh del serbatoio a sinistra e particolare dell' interfaccia con la flangia a destra

3.3 Elemento rigido

Un ulteriore elemento è stato creato in corrispondenza della base inferiore della flangia di ciascun motore, ortogonale alla direzione longitudinale. L'aggiunta di questo elemento è stata fatta con l'obiettivo di imporre sulla sua superficie il carico proveniente dalla spinta nelle analisi statiche. In questo modo è possibile applicare una forza che rimane normale alla direzione dell'asse della flangia anche durante la deformazione della struttura. Per minimizzare il numero di nodi aggiunti la superficie dell'elemento è anulare, con un solo elemento nella direzione radiale.

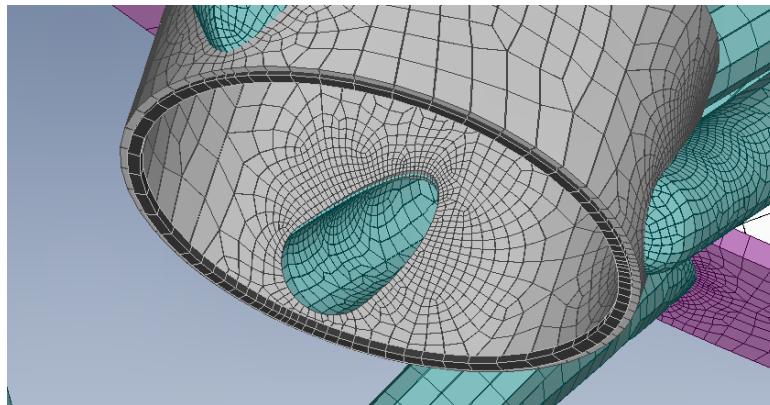


Figure 6: Elemento rigido

3.4 Rivestimento

L'involucro collega l'anello con la superficie cilindrica del serbatoio. Dunque i nodi devono coincidere sia sopra che sotto con le regioni confinanti. Inoltre in corrispondenza del collegamento con la trave la superficie deve essere caratterizzata da una grande concentrazione di elementi per poter soddisfare il requisito. Similmente al paragrafo precedente la sezione dell'involucro (superficie bianca in Fig. 7) è stata divisa in due per garantire il passaggio tra la mesh fine e la mesh grossolana senza la generazioni di elementi troppo distorti.

4 Qualità della mesh

Nel seguente paragrafo verranno analizzati tutti i criteri di valutazione disponibili su FEMAP per determinare se ciascun elemento della mesh soddisfa uno standard di qualità accettabile.

I criteri di qualità considerano aspetti quali la distorsione degli elementi, l'angolo interno, la planarità e il rapporto di forma, tra gli altri parametri. Per ciascuno di questi criteri, il valore di soglia discriminante sarà quello di default proposto dal software, poiché rappresenta un compromesso bilanciato tra accuratezza e stabilità della simulazione. Questo approccio consente di identificare rapidamente eventuali criticità nella mesh e intervenire laddove necessario per garantire una buona qualità complessiva della discretizzazione. D'altronde, il risultato della mesh finale, mostrato nella sezione precedente, è il frutto di un processo iterativo che ha coinvolto la creazione della mesh, la verifica del superamento dei criteri di qualità e successive analisi statiche.

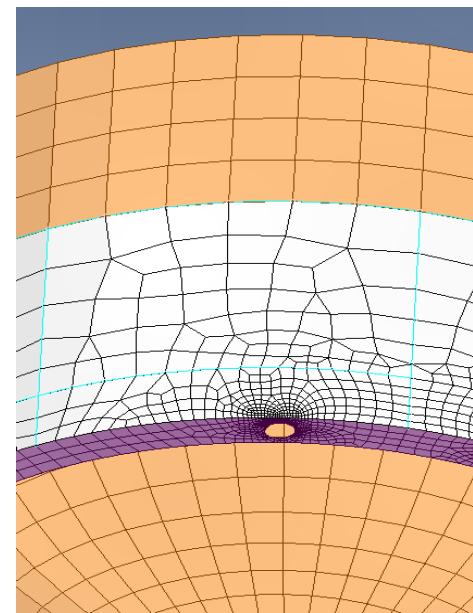


Figure 7: Mesh del rivestimento

Questo processo iterativo è stato fondamentale per garantire che la mesh fosse sufficientemente raffinata nelle zone più critiche, dove si prevedono concentrazioni di sforzo o comportamenti complessi, e allo stesso tempo che la sua qualità sia sufficiente per assicurarsi di non commettere grandi errori di integrazione durante l'analisi.

4.1 Aspect ratio

Uno dei criteri per valutare la qualità della mesh è l'aspect ratio, che rappresenta il rapporto tra le dimensioni degli elementi in direzioni diverse. Idealmente, l'aspect ratio di un elemento dovrebbe essere il più vicino possibile a uno, poiché questo indica che l'elemento ha una forma regolare, come un quadrato per elementi quadrangolari. Un aspect ratio elevato, cioè molto lontano da uno, indica invece che l'elemento è molto allungato in una direzione rispetto all'altra, il che può compromettere l'accuratezza delle soluzioni numeriche poiché elementi stretti sono caratterizzati da un jacobiano prossimo ad essere singolare, il che vuol dire che il calcolo della sua inversa diventa meno accurato. Come diretta conseguenza anche i termini che compongono la matrice di rigidezza, e dunque la soluzione, sono affetti da errori. Il valore discriminante proposto da femap è pari a 10. Fig. 8 mostra il contour dell'aspect ratio per ciascun elemento. Come è possibile vedere esso non supera mai il valore 5.

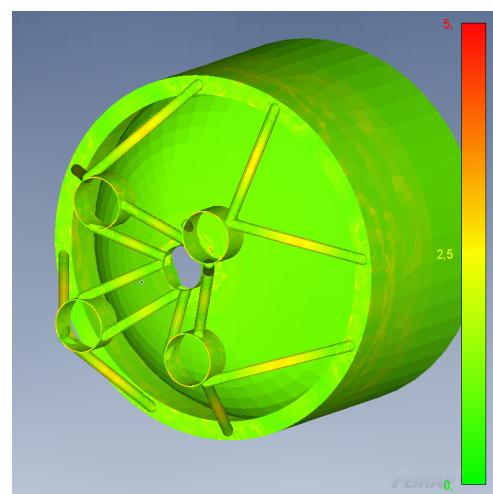


Figure 8: Contour dell'aspect ratio

4.2 Taper e alternate taper

Questi due criteri vengono usati per verificare il livello di distorsione geometrica negli elementi quadrilateri, per il caso bidimensionale. Per esempio il primo misura il rapporto tra la lunghezza dei due lati opposti del quadrilatero. Un valore elevato rappresenta un quadrilatero che si allontana dalla forma rettangolare (o romboidale) a favore di quella di un trapezio, o in un caso estremo a quella di un triangolo. Come default FEMAP è impostato a considerare accettabili valori inferiori a 10. L'alternate taper è definito accettabile dal solver se inferiore a 0,5. Fig. 9 mostrano i contour per i due valori. Come è possibile vedere non ci sono elementi critici dal punto di vista del taper. Ci sono diversi elementi però che non rispettano il secondo criterio ma il loro numero è limitato, sono sparsi e lontani da zone critiche.

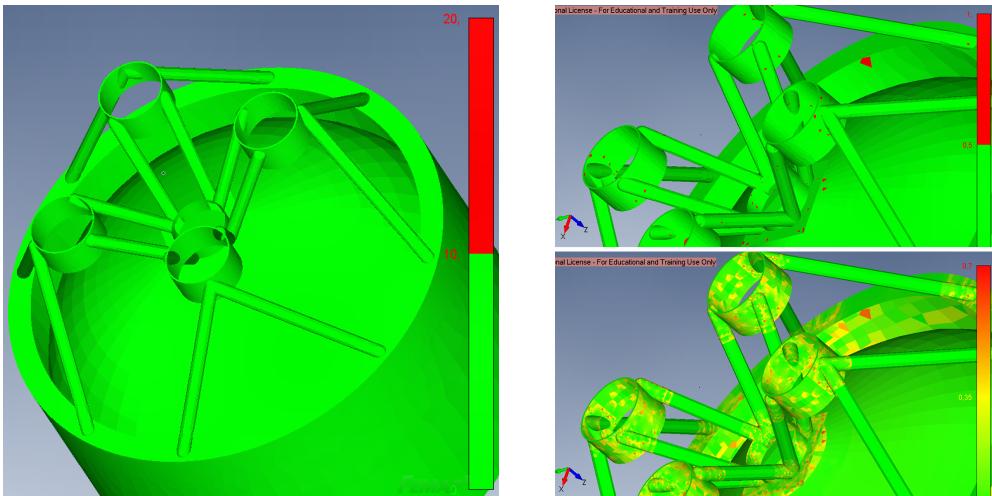


Figure 9: A sinistra: contour del taper. A destra: contour di alternate taper

4.3 Angoli interni

Questo criterio di qualità rappresenta la deviazione dell'angolo interno tra due segmenti adiacenti dell'elemento dal suo valore ideale, 90 gradi per il quadrilatero e 60 gradi per il triangolo nel caso bidimensionale. Elementi che contengono almeno un angolo interno la cui deviazione è maggiore di 30 gradi non vengono consigliati dal software. Dalla Fig 10 è evidente che esistono molti elementi critici da questo punto di vista e sono dovuti alla severa transizione da mesh fine a grossolana.

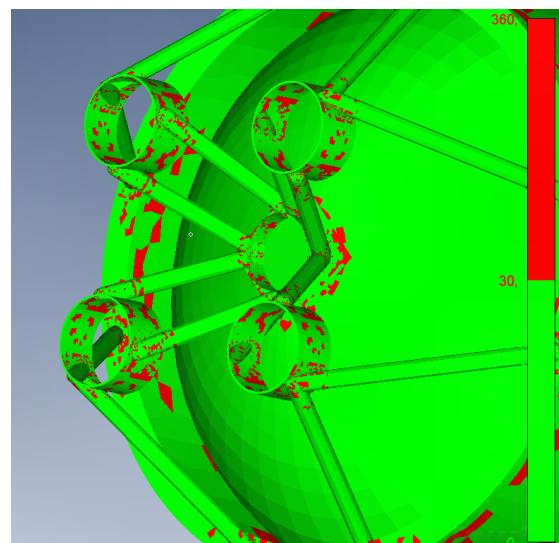


Figure 10: Contour della deviazione massima tra gli angoli interni

4.4 Skewness e warping

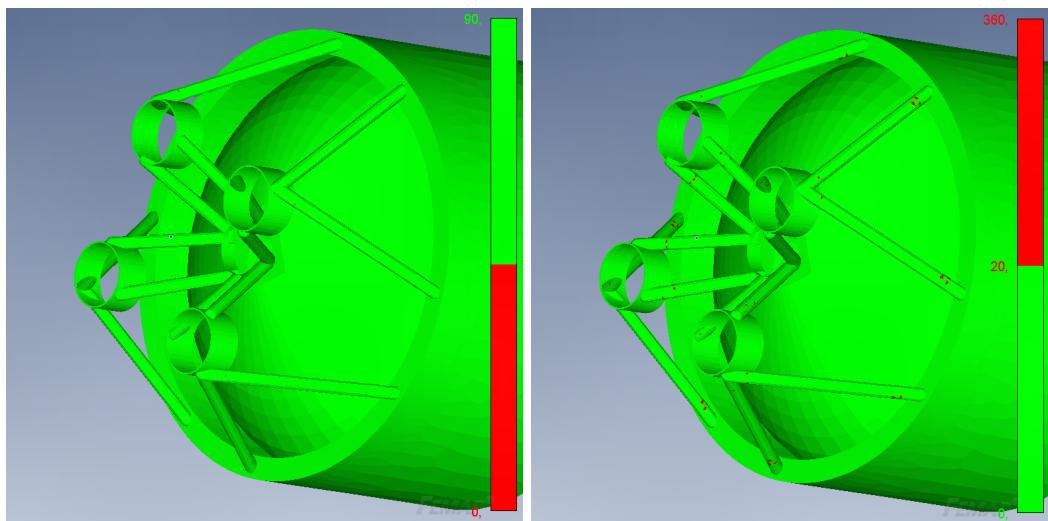


Figure 11: A sinistra: contour del parametro skew. A destra: contour del warping

Lo skewness è un parametro simile al precedente, che si basa la deviazione di un angolo a partire dal valore ideale di 90 gradi. Per un quadrilatero quest’ angolo è definito dall’intersezione di due segmenti che collegano il punto medio di due angoli opposti. Il warping misura il livello di copianarità tra gli elementi della mesh. Questa caratteristica tende a venire a meno quando viene utilizzata una mesh più grossolana. La non complanarità tra gli elementi genera momenti e sforzi interni addizionali che non esisterebbero nella realtà. I valori limiti proposti dal software sono rispettivamente 30 gradi e 20. Come è possibile vedere in Fig. 11 i valori che non rispettano i due parametri sono rari.

4.5 Jacobiano

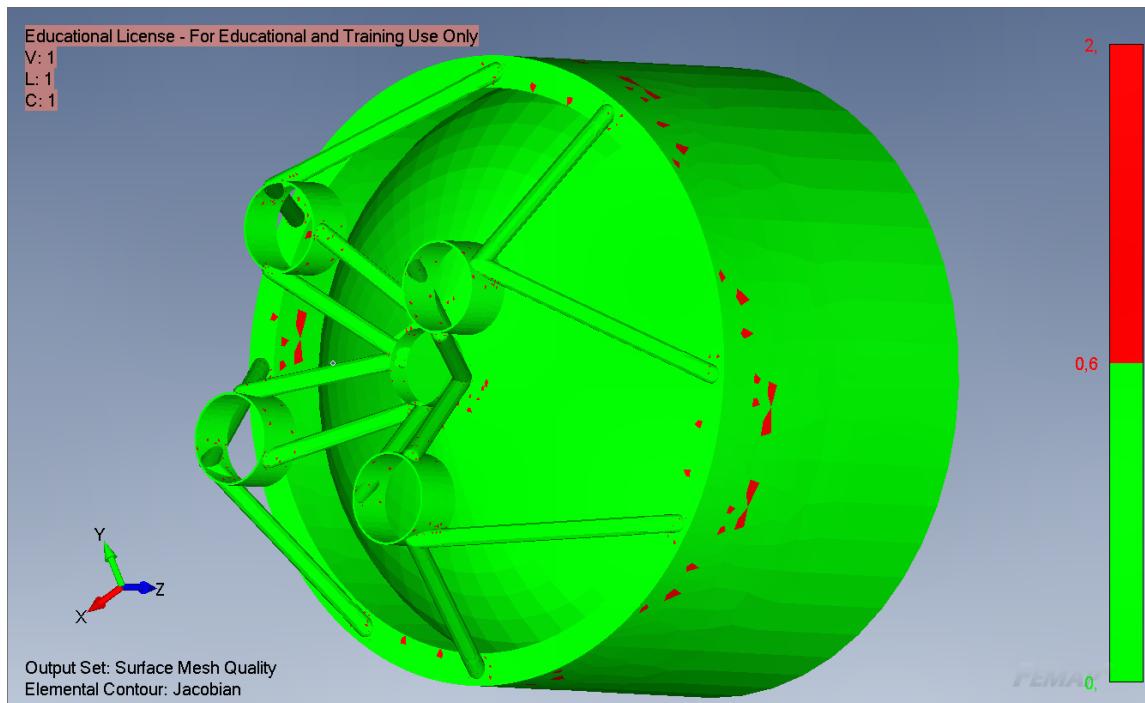


Figure 12: Contour dello Jacobiano

Come è stato visto negli scorsi paragrafi la generazione delle mesh può comportare l'esistenza di diversi elementi che generalmente non sono regolari e possono essere deformati, con lati di lunghezza variabile e angoli non ideali. Dunque, per evitare di integrare le funzioni di forma all'interno di un dominio spaziale complesso lo si fa in un campo parametrizzato e semplificato. Il passaggio tra i due domini è svolto dal Jacobiano, una matrice che si basa sulle derivate delle variabili globali rispetto a quelle parametriche. Lo Jacobiano permette di scrivere le funzioni definite nelle coordinate locali in coordinate globali. Eq. 2 esprime il calcolo della matrice di rigidezza tramite le coordinate parametriche:

$$[K] = \int_V [B]^T [C][B] dV \quad (1)$$

$$[K] = \sum_{i=1}^{NP_x} \sum_{j=1}^{NP_y} \sum_{k=1}^{NP_z} [B(r_i, s_j, t_k)]^T [C(r_i, s_j, t_k)] [B(r_i, s_j, t_k)] w_i w_j w_k \det(J(r_i, s_j, t_k)) \quad (2)$$

Per svolgere questo processo senza commettere errori significativi l'elemento deve essere il meno distorto possibile, poiché una sua eccessiva deformazione comporta il malcondizionamento della matrice Jacobiana. Il parametro che viene utilizzato per descrivere il livello di distorsione dell'elemento è funzione del determinante dello Jacobiano stesso. Questo parametro tende a zero quando l'elemento mantiene la sua forma verosimile a quella di un quadrato (o triangolo) e valori superiori a 0.6 vengono sconsigliati tipicamente. Fig. 12 mostra in rosso gli elementi che superano questo threshold. Sono pochi, dispersi e lontani da zone critiche. Dunque questo criterio risulta soddisfatto.

4.6 Riassunto della validazione della qualità della mesh

La tabella 1 mostra un riassunto di ciò che è stato concluso nella sezione precedente. Solamente il criterio degli angoli interni risulta critico.

Criterio	valutazione
Aspect ratio	Si
Taper	Si
Alternate taper	Si
Angoli interni	No
Skewness	Si
Warping	Si
Jacobiano	Si

Table 1: Validità dei criteri per la qualità della mesh

5 Materiali

Per questa analisi solo due tipi di materiali sono stati considerati e rappresentano rispettivamente una tipica lega e di acciaio e una di alluminio. Il primo materiale è stato utilizzato per definire la struttura del telaio e comprende le travi, le 5 flange e l'anello. Il serbatoio e il rivestimento sono costruiti con un materiale meno rigido e pesante. Tuttavia per modellare la massa del propellente di cui il serbatoio è riempito è stato deciso di concentrare l'intera massa all'interno degli elementi del serbatoio. La densità scelta per tali elementi è tale da consentire di eguagliare la massa totale della sola mesh del mezzo serbatoio con quella dell'ipotetico mezzo

serbatoio pieno di propellente. Per la definizione della massa target è stata fatta una stima molto approssimativa tramite un ipotetica densità del propellente e d'un ipotetico volume di tutto il serbatoio. L'inerzia del serbatoio pieno non è stata presa in considerazione poiché lo studio del comportamento del lanciatore non è l'obiettivo di questa analisi. Nella tabella 2 sono riportati i valori del modulo di young e della densità per ciascun componente. Inoltre sempre nella tabella viene espresso il valore di sforzo di snervamento per i due materiali, che sarà utile nella prova statica. Il coefficiente di Poisson è impostato a 0.3 e tutti i materiali sono isotropi.

Componente	Young's modulus	Yield strength [kg/m ³]	Yield strength
Travi	210 GPa	7500	400 MPa
Flangia motore	210 GPa	7500	400 MPa
Flangia centrale	210 GPa	7500	400 MPa
Anello	210 GPa	7500	400 MPa
Serbatoio	70 GPa	95300	138 MPa
Rivestimento	70 GPa	2700	138 MPa
Elemento rigido	5000 GPa	10	-

Table 2: Caratterizzazione dei materiali

L'elemento rigido è stato definito con una rigidezza significativamente superiore rispetto alle altre parti del sistema, poiché non è di interesse studiare il suo comportamento sotto il carico applicato. Si assume infatti che la deformazione dell'elemento sia trascurabile, e che l'interfaccia tra la flangia e i motori si comporti come un collegamento perfettamente rigido. Per lo stesso motivo, è stata assegnata a tale elemento una densità estremamente ridotta, in modo da non influenzare il peso complessivo.

6 Proprietà ed elementi

Nell'implementazione delle proprietà shell su Femap, l'unico parametro variabile considerato è lo spessore della piastra. Il materiale associato a queste shell è stato creato appositamente per l'elemento in questione e il parametro Bend Stiffness è stato mantenuto al valore unitario di default.

Come già accennato precedentemente, per tenere conto della massa complessiva del lanciatore 48 masse concentrate, ognuna con un peso di 286 kg, sono state aggiunte sul bordo superiore del modello. La massa complessiva aggiunta, che rappresenta la seconda metà del serbatoio e il payload, coincide con la massa totale della mesh prima dell'aggiunta.

Componente	spessore	Materiale
Travi	0,005 m	Travi
Flangia motore	0,02 m	Flangia motore
Flangia centrale	0,015 m	Flangia centrale
Anello	0,03	Anello
Serbatoio	0,004 m	Serbatoio
Rivestimento	0,01 m	Rivestimento
Elemento rigido	0,01 m	Elemento rigido

Table 3: Caratterizzazione delle piastre

Infine, sono stati utilizzati collegamenti rigidi RBE2 sui nodi che ospitano le masse concentrate. Questi collegamenti garantiscono che i nodi alle estremità non possano avere movimenti o rotazioni relative rispetto al nodo centrale a cui sono connessi. La presenza delle grandi masse aggiuntive provoca un aumento dell'inerzia nella flessione della parte superiore del modello, generando nell'analisi modale una serie di modi di vibrare a bassa frequenza, che non solo non sono di interesse, ma risultano anche errati. Per evitare tali effetti indesiderati, la struttura è stata irrigidita alle estremità.

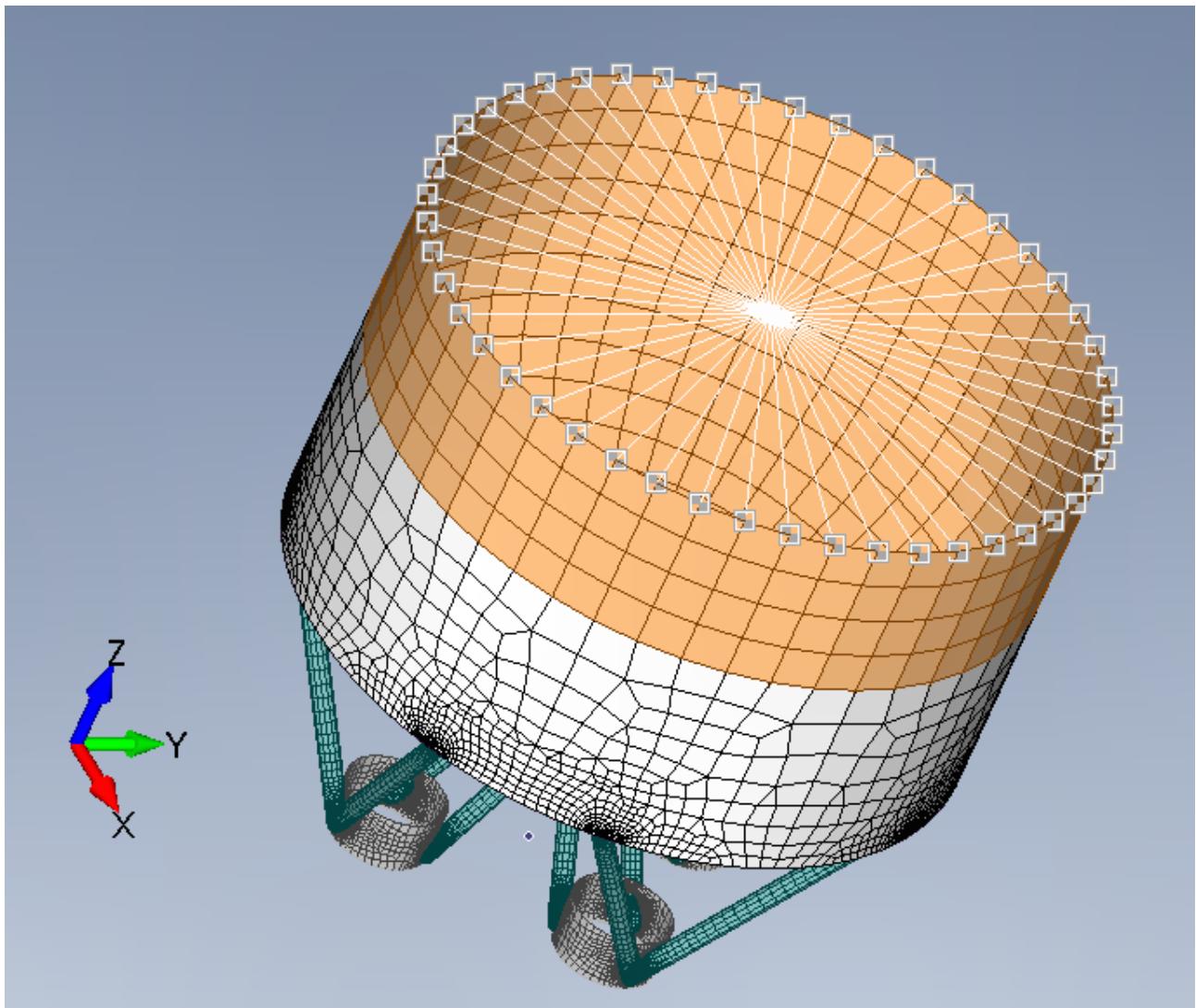


Figure 13: Elementi RBE2

7 Analisi modale

In questa sezione verrà eseguita un'analisi modale per identificare i modi di vibrare della struttura. Questa analisi è utile per verificare che tutti gli elementi della mesh siano correttamente collegati tra loro e per assicurarsi che il modello sia esente da gradi di libertà non desiderati dovuti a labilità involontarie nel sistema. In Fig. 14, sono mostrati i primi 30 modi di vibrare. I primi sei, con frequenze di diversi ordini di grandezza inferiori rispetto agli altri, rappresentano i gradi di libertà liberi di traslazione e rotazione dell'intero sistema. In Fig. 15 sono invece illustrati i primi veri modi di vibrare elastici della struttura. Il primo coinvolge principalmente la parte del telaio, mentre il secondo si localizza nella parte superiore del modello, in corrispondenza del serbatoio. Molti dei successivi modi sono associati a quest'ultima zona, a causa dell'elevata densità delle pareti del serbatoio che incrementa l'inerzia e abbassa le frequenze relative ai suoi modi di vibrare.

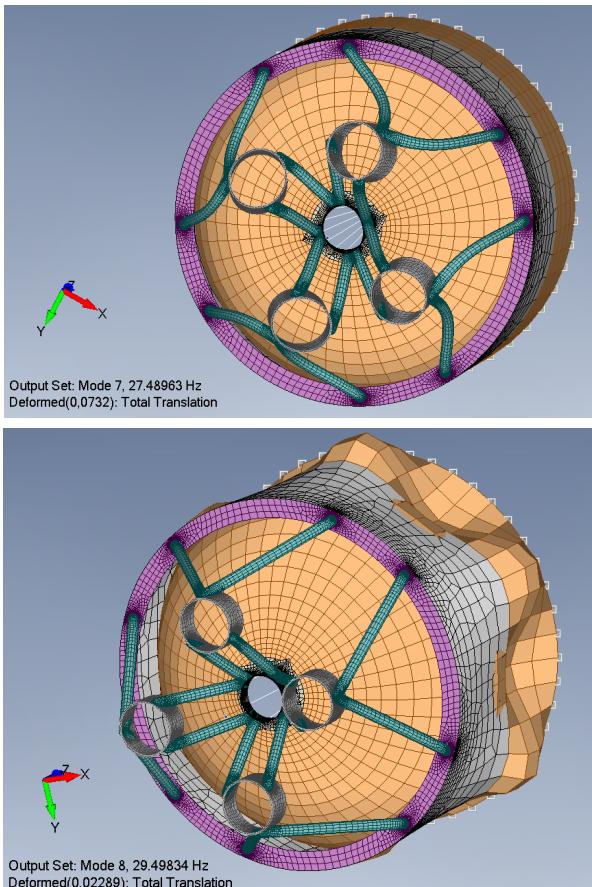


Figure 15: Primi due modi elastici

Mode Number	Frequency (Hz)
Mode 1	5.43201E-5
Mode 2	4.07676E-5
Mode 3	9.34077E-6
Mode 4	7.1865E-6
Mode 5	1.41424E-6
Mode 6	4.44756E-6
Mode 7	27.48963
Mode 8	29.49834
Mode 9	29.4988
Mode 10	29.59694
Mode 11	29.59694
Mode 12	30.15136
Mode 13	30.15149
Mode 14	31.06562
Mode 15	31.06562
Mode 16	31.17442
Mode 17	31.18413
Mode 18	32.05698
Mode 19	33.20256
Mode 20	33.64536
Mode 21	34.01351
Mode 22	34.01353
Mode 23	34.01861
Mode 24	34.01874
Mode 25	34.19996
Mode 26	34.20308
Mode 27	34.25653
Mode 28	34.26191
Mode 29	34.54554
Mode 30	34.54975

Figure 14: Modal frequencies for each mode

In conclusione, poiché non sono presenti ulteriori gradi di libertà liberi né discontinuità nella mesh durante l'oscillazione, il modello può essere considerato valido dal punto di vista di questa analisi modale. Questo conferma che tutti gli elementi della mesh sono correttamente collegati e che il comportamento dinamico del sistema è rappresentato in modo coerente, senza labilità strutturali indesiderate.

8 Analisi statica

In questa sezione verrà eseguita un'analisi statica per simulare il comportamento del secondo stadio del lanciatore durante il volo, sotto l'azione della spinta generata dai quattro motori. Sono stati considerati due tipi di carichi principali. Il primo è la pressione applicata agli elementi rigidi, rappresentativa della spinta dei motori. Il secondo è l'accelerazione gravitazionale, pari a 9.81 m/s^2 , applicata a ciascun elemento del modello per simulare l'effetto del peso durante il volo.

Poiché il lanciatore si trova in fase di volo, non sono stati applicati vincoli alla struttura. Al loro posto, è stata attivata l'opzione Inertia Relief, che consente di bilanciare le forze su ciascun elemento con una forza d'inerzia calcolata dal software, rendendo la risposta strutturale ai carichi applicati più realistica. Questo approccio evita l'introduzione di vincoli artificiali, che potrebbero alterare i risultati introducendo effetti non fisici e influenzare l'analisi finale. L'obiettivo principale di questa prova statica è identificare eventuali concentrazioni critiche di sforzi nella struttura e valutare se essa è in grado di resistere alle condizioni di carico specificate, garantendo la sicurezza durante il volo.

8.1 Carichi applicati

Per l'analisi statica, si è assunto che nella fase iniziale del volo, con i serbatoi pieni, il lanciatore raggiunga un'accelerazione pari al doppio di quella gravitazionale. Poiché il carico di tipo "Body" è stato applicato lungo la direzione opposta all'asse z per simulare la forza di gravità, ne consegue che la spinta complessiva generata dai motori deve essere pari a tre volte il peso totale del sistema.

La massa complessiva del lanciatore è stata calcolata tenendo conto sia della massa totale della mesh (ricordando che metà della massa del propellente è stata condensata all'interno delle pareti del mezzo serbatoio) sia delle masse concentrate aggiunte per rappresentare il resto del lanciatore. La massa totale risulta essere pari a 31,627 kg, mentre la spinta totale generata dai quattro motori è pari a 930,782 N.

Per applicare questa spinta al modello, essa è stata distribuita uniformemente tra i motori, quindi divisa per quattro e per la superficie dell'elemento rigido a cui la forza viene applicata, pari a $2.755\text{e-}2 \text{ m}^2$. In questo modo, la pressione risultante è di circa 8.45 MPa, e viene applicata ortogonalmente alla superficie di ciascun elemento rigido. Questa pressione rimane perpendicolare anche in presenza di deformazioni degli elementi, garantendo una corretta simulazione della spinta durante l'analisi. In Fig. 16 vengono visualizzati i carichi appena menzionati.

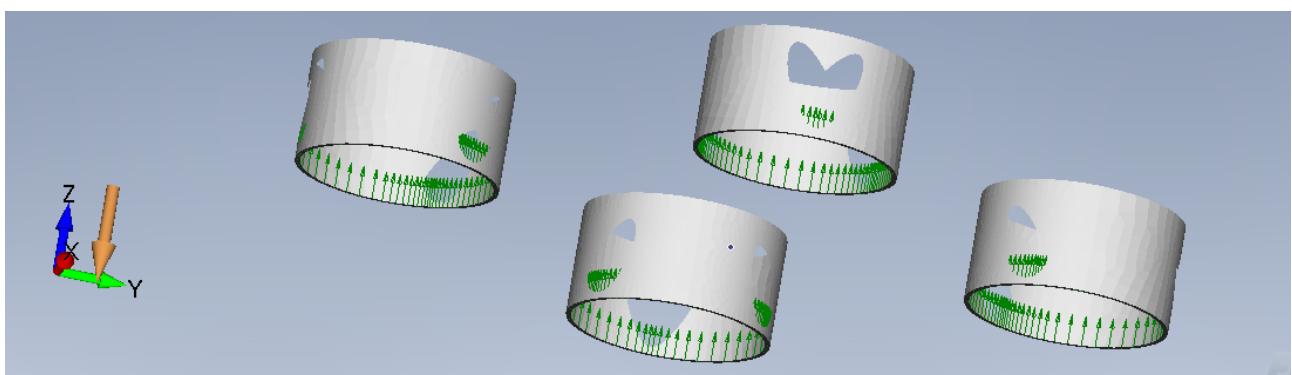


Figure 16: Rappresentazione dei carichi

8.2 Risultati con il modello originale

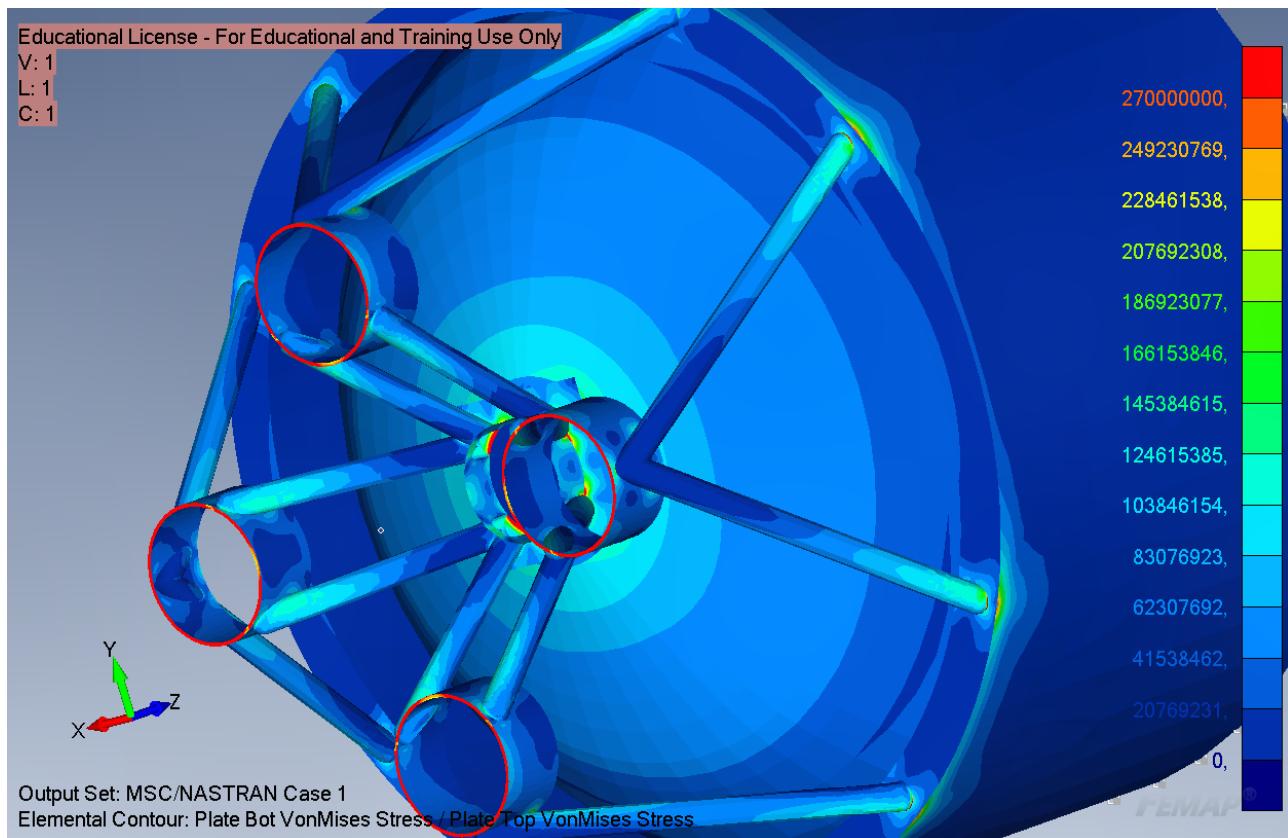


Figure 17: Sforzi di Von Mises

La Fig. 17 illustra i risultati dell'analisi statica eseguita con i carichi descritti nel paragrafo precedente. Per questa simulazione è stato applicato un fattore di sicurezza pari a 1.5 sugli sforzi ammissibili, in modo da garantire un margine di sicurezza adeguato rispetto ai valori di snervamento dei materiali impiegati. I materiali principali della struttura, ovvero l'acciaio e la lega di alluminio, hanno sforzi di snervamento rispettivamente di 400 MPa e 138 MPa. Considerando il fattore di sicurezza, i valori massimi accettabili di stress sono stati ridotti a circa 270 MPa per l'acciaio e 90 MPa per l'alluminio. Per questa ragione, la scala cromatica della Fig. 17 è stata impostata con un limite massimo di 270 MPa, in modo da evidenziare chiaramente eventuali zone critiche.

Nella struttura del telaio sono state individuate alcune zone critiche, in cui gli sforzi superano il limite massimo accettabile, evidenziate in rosso. Tali aree si concentrano principalmente in corrispondenza delle giunzioni strutturali, che rappresentano delle discontinuità nella mesh. Queste discontinuità, causate dalla non co-planarità tra gli elementi connessi, generano concentrazioni locali di stress. Sebbene queste zone rosse possano indicare potenziali punti di criticità, è importante sottolineare che sono inevitabili e che non risultano particolarmente problematiche se le concentrazioni di sforzo rimangono confinate in aree limitate. Queste regioni potrebbero infatti corrispondere a zone di saldatura tra i componenti, dove le caratteristiche della saldatura o gli eventuali metodi alternativi di assemblaggio possono localmente alterare il comportamento meccanico, che risulta decisamente conservativo in questo modello. Nella Fig. 18 sono mostrate alcune di queste zone di grande concentrazione di sforzi che possono essere trascurate. È da notare come la mesh grid sia in grado di catturare in buona parte il gradiente di sforzi in queste zone.

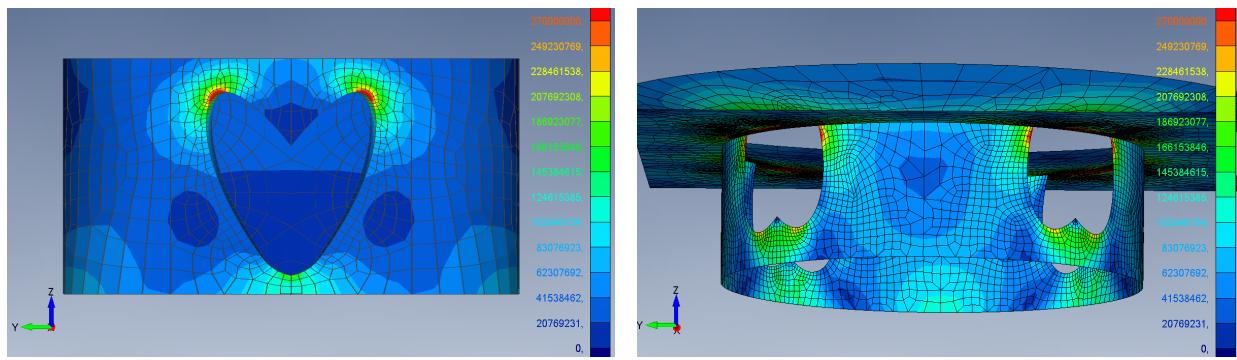


Figure 18: Dettaglio di sforzi concentrati nelle giunzioni delle flange

Tuttavia, osservando la flangia dall'alto, in particolare il collegamento tra la superficie a tronco di cono e il resto della flangia, si nota una vasta area soggetta a sforzi eccessivi, tali da non poter essere considerata accettabile per la condizione di carico esaminata. Il dettaglio è visibile in Fig. 19. Questa concentrazione di sforzi è causata principalmente da due fattori. Il primo è la reazione vincolare del serbatoio, che preme verso il basso sulla superficie di collegamento tra la parte cilindrica e la flangia orizzontale. Questa pressione crea un momento flettente sugli elementi vicini alla giunzione, inducendo stress localizzati. Il secondo fattore è legato all'azione delle quattro travi poste agli angoli della struttura. Queste travi spingono verso l'alto, causando una flessione della superficie orizzontale e generando ulteriori sforzi da flessione nella parte centrale della flangia. Sempre in Fig. 19 è possibile vedere che anche la piastra orizzontale è sollecitata altrettanto nella zona interna all'intersezione della flangia con le travi.

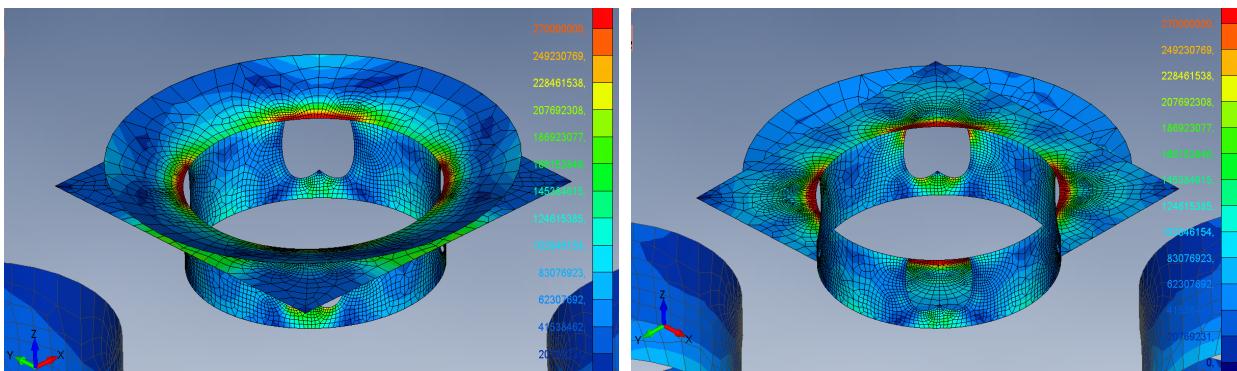


Figure 19: Dettaglio di sforzi concentrati nelle giunzioni delle flange

Per risolvere il problema legato alla seconda fonte di sforzi, ovvero la flessione causata dall'azione delle travi, si è deciso di ridurre tale flessione irrigidendo la piastra mediante l'aggiunta di una nervatura lungo i bordi. Questa nervatura, estrusa verso il basso, contribuisce a migliorare la rigidità della flangia, distribuendo in modo più uniforme gli sforzi e riducendo le sollecitazioni locali. La nervatura è stata modellata tramite la proprietà "beam" disponibile nel software. La soluzione adottata è illustrata nelle due Fig. 20 nella pagina che segue: a sinistra si può osservare la mesh della nervatura integrata alla flangia, mentre a destra è mostrata la sezione trasversale e le informazioni sulla geometria della nervatura stessa. Il materiale adottato per questo elemento aggiuntivo ha le stesse proprietà della flangia centrale.

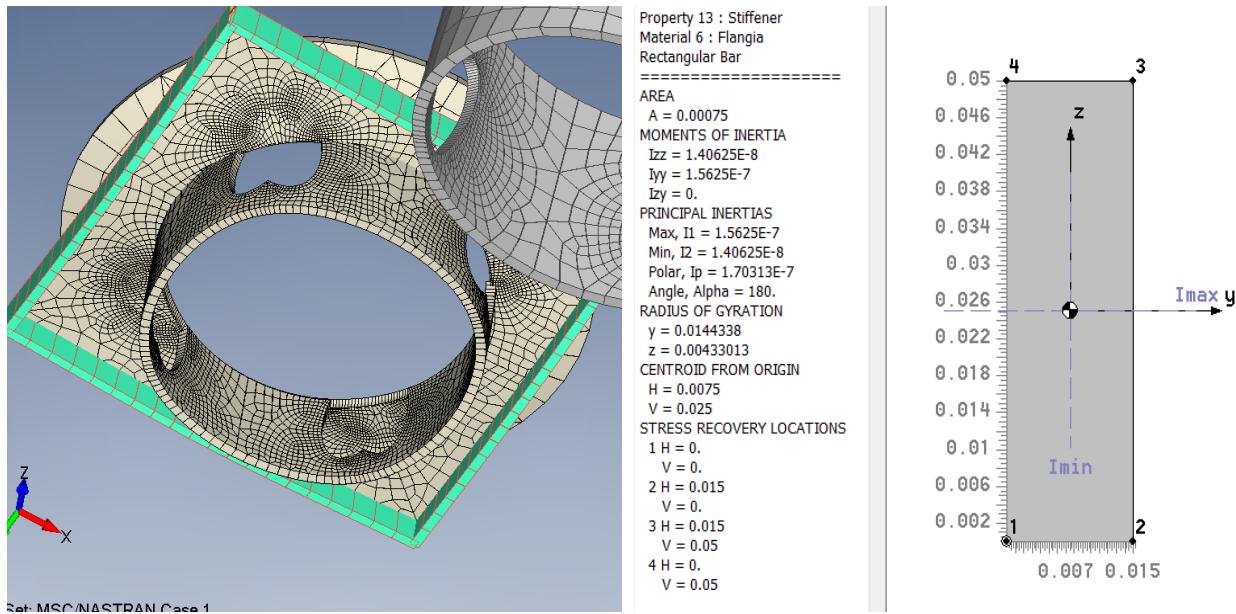


Figure 20: Nervature sui bordi della flangia centrale

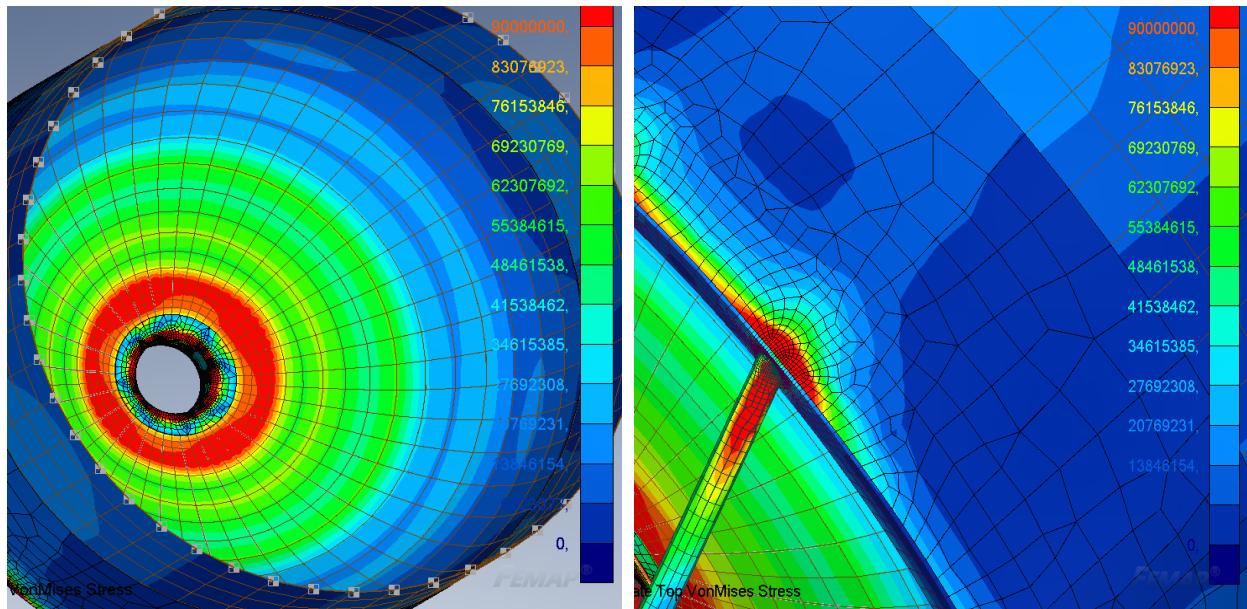


Figure 21: Sforzi eccessivi nella tank e nell'involucro

Riducendo il valore massimo della scala di visualizzazione del contour a 90 MPa, lo sforzo massimo ammissibile per il secondo materiale, si vede subito nella Fig. 21 che sia il serbatoio che l'involucro ospitano degli sforzi interni eccessivi, rispetto al valore massimo. Una soluzione simile a quella della flangia è stata adottata per risolvere la criticità del serbatoio. Nella parte inferiore, che viene maggiormente sollecitata dalla reazione vincolare proveniente dalla flangia sottostante, sono state inserite delle nervature che partono dall'estremità inferiore del guscio e vengono propagate radialmente fino ad una certa altezza. Per fare ciò sono stati sfruttati i nodi esistenti della mesh che ospita le nervature, la quale è stata generata in modo assialsimmetrico. Lo stesso materiale del serbatoio è stato utilizzato per generare la proprietà beam che caratterizza le nervature. La mesh e i dettagli geometrici della nervatura che rafforza le pareti del serbatoio sono mostrati nella Fig. 22.

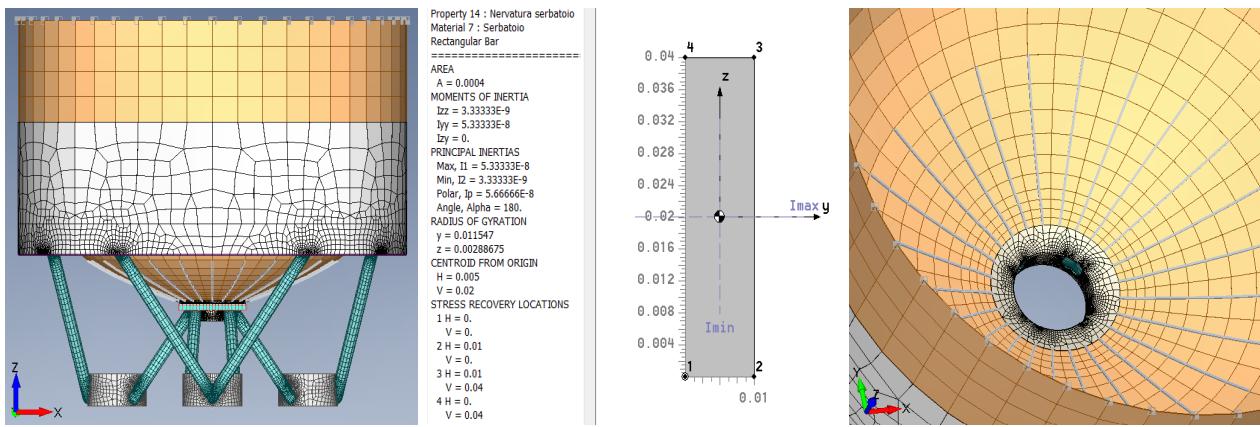


Figure 22: Nervature sulle pareti del serbatoio

Nessuna nervatura è stata applicata al rivestimento tramite modelli trave. Siccome la mesh non è strutturata come nell'esempio precedente non è possibile creare delle nervature i cui nodi sono coincidenti con quelli appartenenti alla piastra. Tuttavia è possibile associare alla proprietà piastra rispettiva una rigidezza equivalente a quella di una piastra rinforzata dalle nervature tramite la creazione l'opzione disponibile nelle finestre dedicate alla caratterizzazione della piastra, chiamato "Bend stiffness". Variando questo moltiplicatore è possibile associare alla parete la risposta ai carichi di flessione desiderata. Questo fattore è stato scelto pari a 5. Sarebbe opportuno far notare che in questo modo non è possibile determinare un materiale ortotropo che risulta più rigido alla flessione in una direzione piuttosto che in un altro ma siccome il momento flettente viene attuato principalmente in una direzione, ovvero quella tangenziale alla superficie del rivestimento, questa decisione non dovrebbe influire in modo significativo sul risultato finale.

Una volta selezionata una rigidezza a flessione con la quale è possibile ottenere dei risultati soddisfacenti, è possibile calcolare le dimensioni delle nervature e le caratteristiche equivalenti della piastra e del materiale, ad esempio lo spessore e la rigidezza, con le quali è possibile ottenere la rigidezza flessionale assunta a priori, senza modificare la performance della piastra quando i carichi vengono applicati in modo membranale.

8.3 Risultati con il modello modificato

Nella Fig. 23 è riportato il contour degli sforzi di Von Mises, utilizzando le due scale di riferimento adottate in precedenza, con valori massimi di 270 MPa e 90 MPa, rispettivamente. Come si può osservare, le modifiche descritte nella sezione precedente hanno ridotto in modo significativo i valori massimi di sforzo registrati alla base del serbatoio e lungo il rivestimento. Questi sforzi risultano ora ben al di sotto della soglia critica di 90 MPa imposta per il materiale.

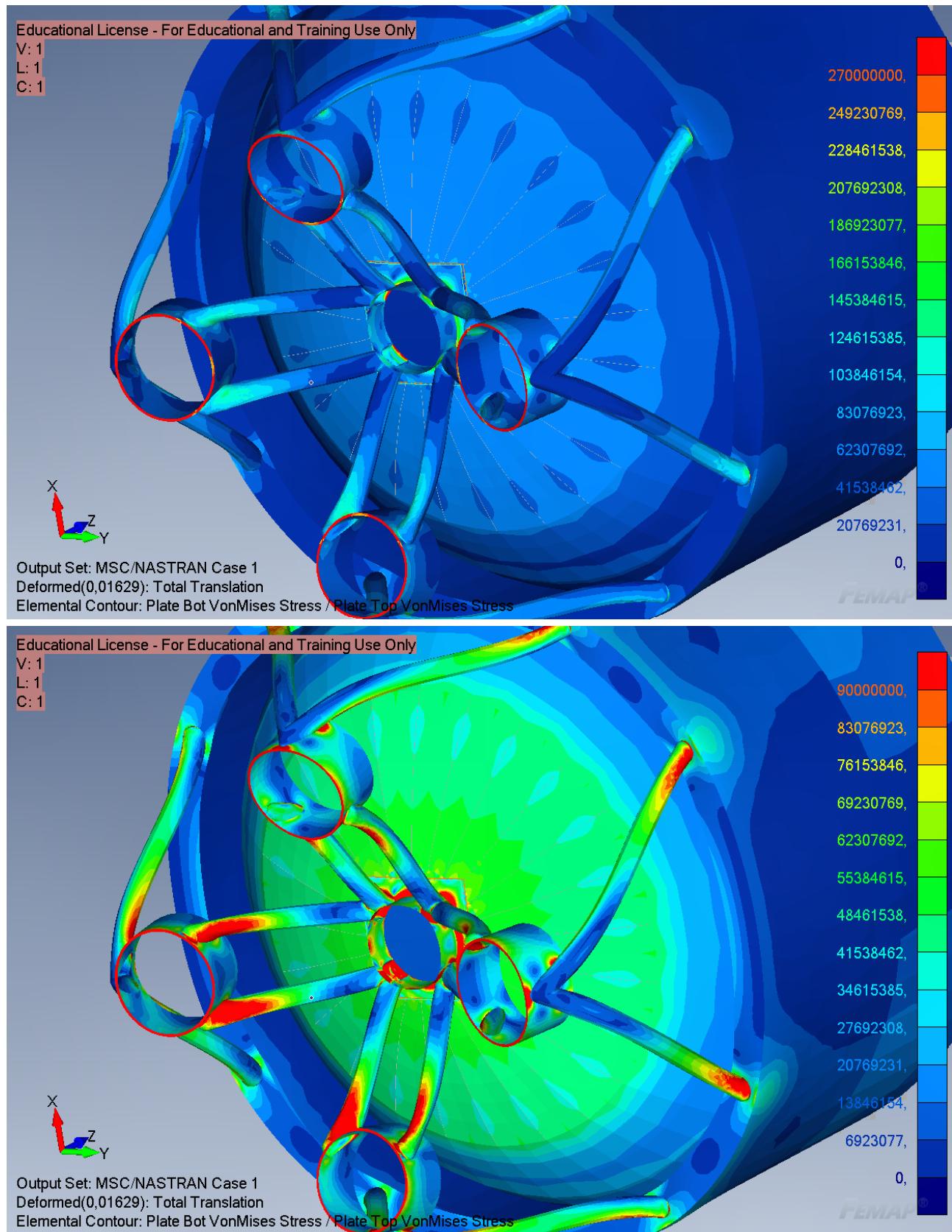


Figure 23: Sforzi di Von Mises

Fig. 24 mostra le due regioni che, prima dell'aggiunta del rinforzo sul bordo della flangia, risultavano critiche. Ora sia la superficie conica nella parte superiore, sia la piastra orizzontale sottostante ad essa contengono delle regioni estremamente limitate e paragonabili allo spessore della saldatura. Una soluzione alternativa per ottenere questi risultati era incrementare lo spessore dell'intera superficie oppure scegliendo dei materiali con una maggiore rigidezza. Nel primo caso però questo compierebbe un aumento significativo nella massa del componente e risulterebbe una soluzione meno efficiente.

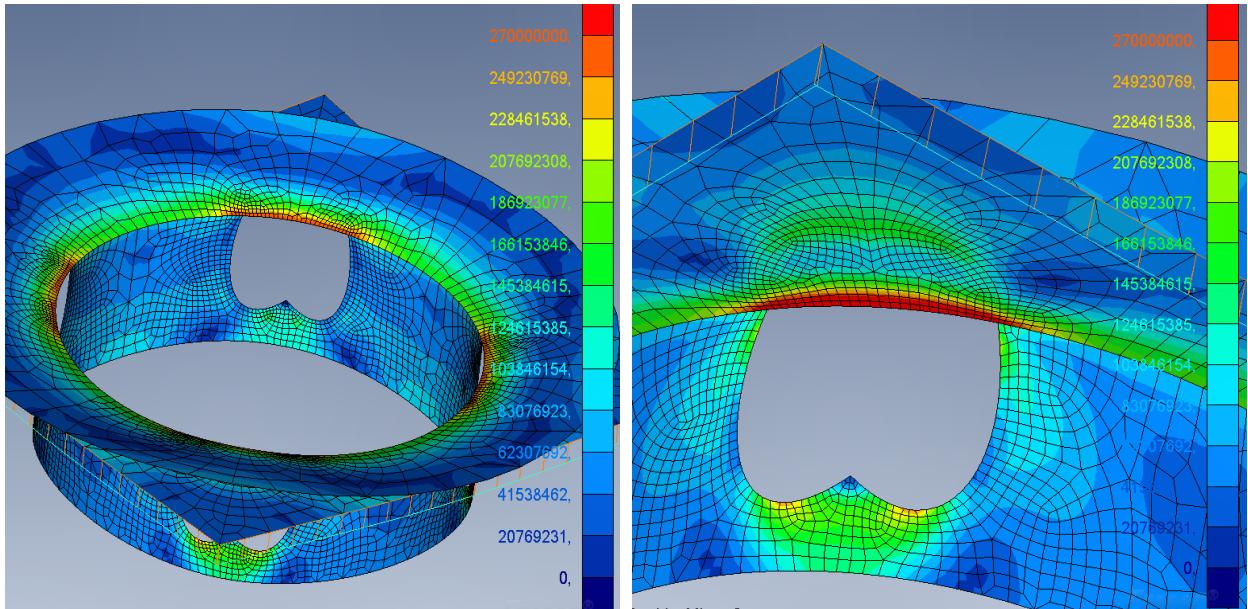


Figure 24: Sforzi di Von Mises, dettaglio

9 Conclusioni

La geometria e la mesh della struttura di un thrust frame è stata generata adottando esclusivamente modelli di piastra bidimensionali e un raffinamento della mesh solamente nelle zone in cui questo è richiesto. Questo è stato critico per ottenere un numero di nodi inferiori al limite imposto da Femap sulla versione studentesca.

Successivamente la mesh è stata sottoposta ad una validazione per la sua qualità. La grid risulta sufficiente dal punto di vista di aspect ratio, warping, skewness, taper, alternate taper e del parametro dello Jacobiano: all'interno del modello pochi elementi superano la soglia di accettabilità proposta dal software. Questi sono dispersi e lontani dalle zone critiche con grandi sforzi concentrati. L'unico criterio di qualità che non risulta soddisfatto è quello degli angoli interni.

Il modello è stato poi sottoposto ad un'analisi modale da cui risulta che la mesh è stato ben costruito e non ci sono forme di labilità non desiderate nel sistema.

Infine la struttura è stata sottoposta ad un'analisi statica sotto un carico che rappresenta la spinta dei motori e l'accelerazione gravitazionale. Nessun vincolo è stato imposto alla struttura poiché la modalità "intertial relief" consente di bilanciare le forze esterne con quelle inerziali, rappresentando meglio la condizione di volo. All'intero del modello diverse zone hanno presentato degli sforzi interni eccessivi rispetto ai limiti del materiale e del fattore di sicurezza scelto pari a 1,5. Con l'aggiunta di elementi beam per modellare delle nervature aggiuntive nel modo appropriato nel modello e con l'irrigidimento della parete esterna attraverso la proprietà "Bend Stiffness" della piastra è stato possibile limitare gli sforzi al di sotto del valore limite accettabile.