Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica
A.a. 2025/2026
Sessione di Laurea Settembre 2026

Ottimizzazione strutturale di un sostegno cantilever per sedili ferroviari tramite analisi FEM

Relatori:
Prof. Nicola Bosso
Ing. Nicolò Zampieri

Candidato:
Fabio Altobelli

Tutor aziendali:
Ing. Davide Gubitosa
Ing. Alessio Ramaccia
Ing. Oronzo Santopietro

Sommario

La presente tesi ha l'obiettivo di verificare la resistenza statica e a fatica del sostegno cantilever dei sedili di un veicolo ferroviario. Lo studio è stato sviluppato mediante simulazioni agli elementi finiti, realizzando un modello bidimensionale delle diverse parti costituenti la staffa e applicando le condizioni di carico previste dalle normative di settore.

Le analisi numeriche hanno consentito di valutare la distribuzione delle tensioni, permettendo di individuare le aree maggiormente sollecitate e le eventuali concentrazioni di tensione. Sulla base delle criticità emerse durante la verifica dei risultati delle analisi statiche sono state proposte modifiche della geometria e del materiale. Tali interventi progettuali hanno permesso di risolvere tutti i problemi riscontrati dalla prima simulazione.

Le successive verifiche a fatica hanno tuttavia evidenziato ulteriori criticità, che hanno reso necessario un ulteriore affinamento della soluzione progettuale. Il confronto tra le diverse configurazioni ha consentito di individuare una geometria in grado di migliorare il comportamento del componente sia in condizioni di carico statico sia a fatica.

In ultima analisi, è stato proposto un primo tentativo di ottimizzazione della massa, asportando porzioni di materiale non strutturalmente significativo. Quest'ultima modifica è stata seguita da nuove simulazioni statiche e a fatica in modo da confermare che la soluzione proposta mantenga i requisisti di resistenza necessari.

Indice

Introduzione 5
1. Analisi preliminari 6
1.1. EN 12663-1 6
1.1.1. Sistema di riferimento 6
1.1.2. Resistenza strutturale 7
1.1.3. Coefficienti di sicurezza 7
1.1.4. Carichi statici 8
1.1.5. Carichi a fatica 8
1.2. EN 17149-2 9
1.2.1. Verifica delle concentrazioni di tensione 9
1.3. EN 17149-3 12
1.3.1. Materiale base 12
1.3.2. Saldature 16
1.3.3. Metodo di correzione in funzione della tensione media 23
1.3.4. Coefficienti di sicurezza per la fatica 25
2. Analisi agli elementi finiti 28
2.1. Correzione geometria 28
2.2. Creazione della mesh 29
2.2.1. Mesh 2D 29
2.2.2. Mesh 3D 30
2.3. Controllo qualità 31
2.3.1. Parametri di controllo 31
2.3.2. Correzione mesh 32
2.4. Modellazione delle connessioni 33
2.4.1. Elementi 1D 33
2.4.2. Bulloneria 33
2.4.3. Saldature 34
2.5. Definizione contatti 34
2.6. Attribuzione proprietà 35
2.7. Applicazione carichi 35
2.7.1. Pretensionamento 36
2.7.2. Vincoli 37
2.7.3. Carichi esterni 37

3. Descrizione del modello 38
3.1. Componenti 38
3.2. Materiali 41
3.2.1. Caratteristiche statiche 42
3.2.2. Caratteristiche a fatica 42
3.3. Carichi 46
4. Simulazione FEM statica 48
4.1. Descrizione 48
4.1.1. Mesh 48
4.1.2. Bulloneria 51
4.1.3. Saldature 54
4.2. Carichi 56
4.2.1. Masse 56
4.2.2. Carichi esterni 60
4.2.3. Vincoli 61
4.3. Risultati 61
4.3.1. Spostamenti 62
4.3.2. Tensioni 65
4.3.3. Criticità 71
4.4. Ottimizzazione 78
4.4.1. Miglioramenti 78
4.4.2. Nuovi risultati 81
5. Simulazione FEM a fatica 87
5.1. Descrizione 87
5.1.1. Modello 87
5.1.2. Carichi 88
5.2. Risultati 89
5.2.1. Materiale base 90
5.2.2. Saldature 94
5.2.3. Criticità 97
5.3. Ottimizzazione 100
5.3.1. Miglioramenti 100
5.3.2. Nuovi risultati 104
6. Riduzione del peso 106
6.1. Modifica della geometria 106

6.2. Risultati verifica statica 108
6.3. Risultati verifica a fatica 111
Conclusioni 114
Bibliografia 116

Introduzione

In tutti i settori ingegneristici, l'evoluzione delle norme tecniche, degli standard di comfort e degli standard di sicurezza portano ad una continua necessità di cambiamento. Un'ulteriore fonte di modifica è rappresentata dalle richieste del mercato, poiché ogni cliente tende ad orientarsi verso il fornitore che propone il prodotto percepito come maggiormente rispondente alle proprie esigenze, in termini di comodità di utilizzo e qualità. Ogni componente deve essere quindi analizzato e, se necessario, aggiornato in modo da rispettare i più recenti standard. La presente tesi nasce proprio dall'esigenza di analizzare nel dettaglio un componente ferroviario, in particolare il sostegno tipo dei sedili, presente su molti veicoli, e il relativo fissaggio al telaio del veicolo. Questo elaborato farà riferimento ai sostegni dei sedili progettati da Alstom.

Il supporto in questione è del tipo cantilever, ovvero è fissato al veicolo solamente dal lato della cassa mentre dal lato opposto è "a sbalzo". L'assenza di un appoggio al pavimento è oggigiorno una richiesta di tutti i clienti ferroviari in quanto rende più agevole la pulizia dei veicoli ma, ovviamente, senza pregiudicare la stabilità del sedile. Per questa ragione il montaggio "classico" sta andando in disuso perché i clienti, come detto in precedenza, preferiscono sistemi più moderni e più comodi.

Lo scopo principale della tesi prevedere l'analisi dettagliata di un nuovo modello di cantilever realizzato in tubolari e lamiere saldate in acciaio, proposto come alternativa all'attuale versione in alluminio estruso. La soluzione in acciaio renderebbe più agevole il processo di ri-design. Nel modello estruso, infatti, ogni modifica geometrica significativa, come ad esempio un cambiamento della cassa, richiede la produzione di un nuovo stampo, con conseguenti costi elevati e tempi di realizzazione lunghi. Una struttura come quelle che intende analizzare elimina questa rigidità progettuale e permette interventi più rapidi, flessibili e meno onerosi.

Verrà perciò analizzato il disegno del nuovo modello tramite simulazioni numeriche basate sul metodo degli elementi finiti. Per poter svolgere queste analisi, sarà utilizzato il software Hypermesh con solutore Optistruct di Altair. È importante evidenziare come le simulazioni dovranno essere compatibili con le linee guida definite dalle normative, nello specifico la EN 12663 [1], la quale indica quali devono essere le sollecitazioni a cui deve resistere ogni componente e la EN 17149 [2][3][4], che definisce i valori ammissibili dei materiali. I risultati delle analisi avranno un duplice obiettivo: da un lato evidenziare eventuali punti critici da correggere, dall'altro mettere in luce zone poco sollecitate nelle quali è possibile ridurre lo spessore del materiale. La riduzione di materiale è un secondo punto su cui si vuole porre particolare attenzione in quanto la riduzione di peso permette di ridurre non solo i costi di produzione ma anche i consumi di energia in esercizio.

1. Analisi preliminari

La progettazione di un qualunque oggetto destinato ai veicoli ferroviari deve garantire, in primo luogo, la sicurezza e, parallelamente, il comfort degli utilizzatori. Per assicurare tali requisiti esistono norme tecniche che definiscono i criteri di resistenza meccanica, durabilità, ergonomia e comportamento dei materiali al fuoco, oltre a specificare le prove sperimentali necessarie per verificare la correttezza delle soluzioni progettuali adottate.

Sebbene tali normative non siano obbligatorie di per sé, il loro rispetto diventa vincolante quando vengono richiamate da leggi, regolamenti o capitolati tecnici. In ambito ferroviario ciò avviene frequentemente, poiché l'adozione di standard condivisi permette di garantire livelli uniformi di sicurezza e qualità all'interno di determinate aree geografiche, come l'Unione Europea.

Nei paragrafi seguenti vengono presentate le principali norme tecniche di riferimento utilizzate nella presente tesi.

1.1. EN 12663-1

La norma EN 12663, *Applicazioni ferroviarie — Requisiti strutturali delle casse dei rotabili ferroviari — Parte 1: Locomotive e materiale rotabile per passeggeri (e metodo alternativo per i carri merci)* [1], stabilisce i requisiti strutturali fondamentali per la progettazione, la costruzione e la verifica delle casse dei veicoli ferroviari adibiti al trasporto passeggeri e un'alternativa per quelli per il trasporto di merci. Essa indica delle linee guida al calcolo dei carichi statici, a fatica e dovuti ad urti oltre che definire i coefficienti di sicurezza che permettono di garantire l'integrità strutturale del materiale rotabile in esercizio. La norma precisa come verificare la resistenza dei materiali non solo da punto di vista del carico di progetto ma anche da quello del carico aggiuntivo dovuto alle accelerazioni a cui il convoglio è soggetto in esercizio.

1.1.1. Sistema di riferimento

In primo luogo, è necessario definire un sistema di riferimento in modo da rendere più facilmente leggibili e comprensibili i risultati. Dalla normativa si ricava la Figura 1.1.

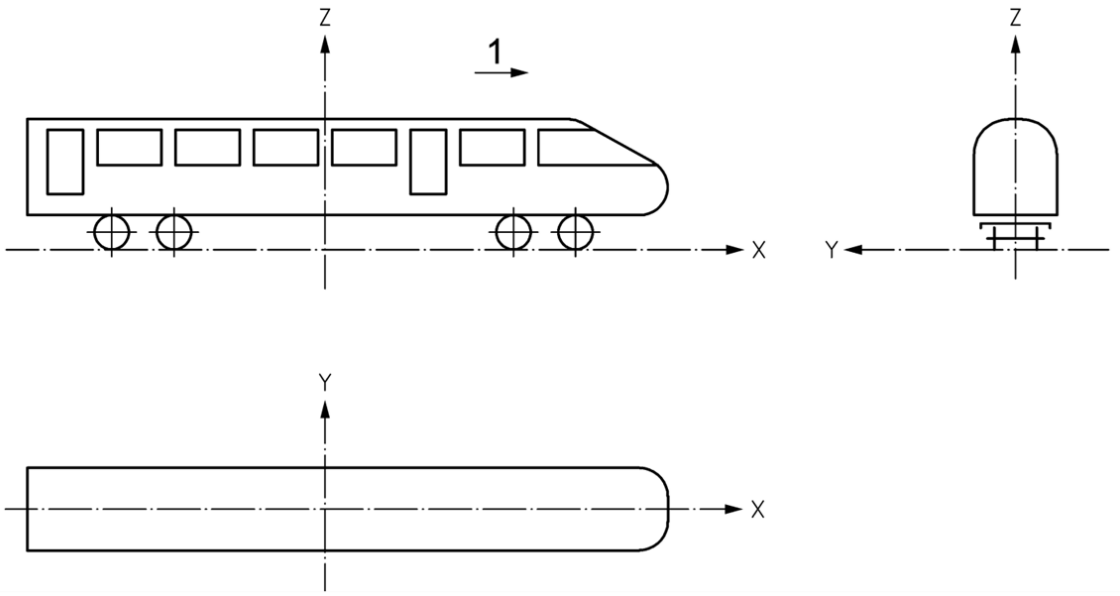


Figura 1.1 Coordinate del sistema di riferimento [1]

Legenda:

- 1: direzione di marcia avanti
- x: direzione longitudinale
- y: direzione trasversale
- z: direzione verticale

1.1.2. Resistenza strutturale

La norma definisce un coefficiente che serve a definire la quota di resistenza residua del materiale cioè, permette di capire quanto il carico applicato fa avvicinare il materiale al cedimento. Per soddisfare i requisiti di resistenza il valore deve essere inferiore a 1.

$$U = \frac{R_d \cdot S}{R_L} \leq 1 \qquad (1.1)$$

dove:

- U è il coefficiente di utilizzo
- R_d è la tensione data dal carico applicato
- S è coefficiente di sicurezza
- R_L è la tensione limite

Questa formula è generica e perciò i valori dei parametri deve essere adeguati allo studio che si sta svolgendo. In particolare, la normativa differenzia i casi di snervamento, rottura e instabilità.

1.1.3. Coefficienti di sicurezza

Per ogni tipologia di sollecitazione, cioè snervamento, rottura e instabilità, viene definito il valore del coefficiente di sicurezza. Questo parametro è

funzione anche del tipo di verifica che viene eseguito al fine di validare il progetto, ovvero con la sola simulazione numerica o con anche la prova sperimentale.

Snervamento	Solo da calcoli	S_1	1,15
	Con prova sperimentale	S_1	1,0
Rottura	Solo da calcoli	S_2	1,5
	Con prova sperimentale	S_2	1,3
Instabilità	In ogni caso	S_3	1,5

Tabella 1.1 Coefficienti di sicurezza [1]

1.1.4. Carichi statici

È importante che ogni componente sia in grado di sopportare ogni tipo di sollecitazione di esercizio senza presentare danni permanenti. A questo scopo, la norma impone di controllare la resistenza dei materiali sottoponendoli a carichi statici. Per ragioni di sicurezza, le sollecitazioni prescritte non sono caratteristiche di normale esercizio ferroviario bensì di casi eccezionali più gravosi. La norma definisce i valori di carico a partire dalle accelerazioni come riportate nella tabella che segue:

PROVE DI CARICO DEI FISSAGGI	
Longitudinale (X)	$\pm 3 \cdot g$
Trasversale (Y)	$\pm 1 \cdot g$
Verticale (Z)	$(1 \pm c) \cdot g$
$c = 2$ alla base della cassa e decresce linearmente fino a $0{,}5$ al centro della cassa	

Tabella 1.2 Accelerazioni di prova statiche [1]

Queste accelerazioni non sono da prendere tutte singolarmente perché è importante che il caso di verifica sia analogo a quanto accade nella realtà. In conseguenza, le accelerazioni longitudinali e trasversali devono essere sempre combinate con l'accelerazione di gravità.

1.1.5. Carichi a fatica

Diventa ora necessario verificare che i componenti siano abbastanza resistenti da consentire il loro utilizzo per lungo tempo, si entra, perciò, nello studio delle sollecitazioni affaticanti. Tali carichi sono definiti a partire da situazioni di normale esercizio sulle linee. Anche in questo caso la normativa li definisce a partire dalle accelerazioni riassunte nella Tabella 1.3.

Siccome si tratta di sollecitazioni a fatica, la norma definisce il numero di cicli che i componenti devono essere in grado di sopportare prima del cedimento: 10^7 cicli.

IRREGOLARITÀ DI TRACCIATO	
Trasversale (Y)	$\pm 0{,}15 \cdot g$
Verticale (Z)	$(1 \pm 0{,}15) \cdot g$
TRAZIONE/FRENATA	
Longitudinale (X)	$\pm 0{,}15 \cdot g$
g è l'accelerazione di gravità	

Tabella 1.3 Accelerazioni di prova a fatica [1]

Anche in questa tipologia di prova, le analisi da eseguire prevedono la combinazione dei carichi in modo tale da verificare i componenti e i relativi fissaggi in tutte le possibili situazioni di esercizio.

1.2. EN 17149-2

La norma EN 17149, *Applicazioni ferroviarie — Valutazione della resistenza delle strutture dei veicoli ferroviari — Parte 2: Valutazione della resistenza statica* [3], definisce il metodo di verifica statica dei componenti ferroviari. In questo contesto, un aspetto di particolare rilevanza riguarda la gestione delle zone in cui si presentano concentrazioni di tensione, le quali possono influenzare la capacità strutturale del sistema.

1.2.1. Verifica delle concentrazioni di tensione

Durante la verifica strutturale di un particolare meccanico è importante che le tensioni che agiscono su di esso siano compatibili con la capacità resistente del materiale. In condizioni ordinarie, il criterio di accettabilità prevede che la massima tensione agente rimanga inferiore al limite di snervamento del materiale opportunamente ridotto mediante un coefficiente di sicurezza. Spesso, tuttavia, le analisi agli elementi finiti evidenziano zone in cui la tensione locale supera il limite previsto. In tali aree è possibile adottare un metodo alternativo definito dalla norma che consente di valutare in modo più appropriato la resistenza del componente. Questo metodo si basa sull'accettazione delle deformazioni plastiche, purché rimangano contenute sia nel valore sia nell'estensione spaziale. Tali deformazioni plastiche sono accettabili in quanto non compromettono la capacità resistente globale del componente. Questa teoria di validazione è valida sia per il metallo base sia per le zone termicamente alterate.

La normativa, considerando un comportamento lineare elastico del materiale, permette di ricavare la tensione critica con la seguente legge:

$$\sigma_{e_q} \leq \frac{n_{pl,\varepsilon} \cdot R_S}{\gamma_M} \tag{1.2}$$

Dove $n_{pl,\varepsilon}$ è un fattore plastico delle deformazioni, R_S è la tensione di snervamento e γ_M è il coefficiente di sicurezza parziale.

Come già accennato, il metodo che viene ora discusso permette di calcolare una tensione limite alternativa allo snervamento accettando una deformazione plastica. Dunque, il primo passo da eseguire è proprio definire la massima deformazione accettabile:

$$\varepsilon_{p,adm} = \min\left(\varepsilon_{p,adm,B} \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^{m};\ \varepsilon_{p,,adm,\max}\right) \tag{1.3}$$

Materiale	m	$\varepsilon_{p,,adm,\max}$	$\varepsilon_{p,adm,B}$
Acciaio inox ricotto	$-0{,}36$	$0{,}2 \cdot A$	$0{,}02 \cdot A$
Acciai fusi (GS)	$-0{,}58$	$0{,}2 \cdot A$	$0{,}02 \cdot A$
Altri acciai (laminati o forgiati)	$-0{,}52$	$0{,}2 \cdot A$	$0{,}02 \cdot A$
Ghisa sferoidale (GJS)	$-0{,}70$	$0{,}2 \cdot A$	$0{,}02 \cdot A$
Ghisa sferoidale austemperata (ADI)	$-0{,}56$	$0{,}2 \cdot A$	$0{,}01 \cdot A$
Ghisa grigia (GJL)	$-0{,}50$	$0{,}004$	$0{,}001$
Ghisa malleabile (GJM)	$-0{,}70$	$0{,}1 \cdot A$	$0{,}01 \cdot A$
Alluminio (tutti i tipi, incluso fuso)	$-0{,}83$	$0{,}2 \cdot A$	$0{,}02 \cdot A$
Giunti saldati di acciaio	$-0{,}61$	$0{,}15 \cdot A$	$0{,}02 \cdot A$
Giunti saldati di alluminio	$-0{,}93$	$0{,}1 \cdot A$	$0{,}02 \cdot A$

Tabella 1.4 Parametri per la deformazione plastica ammissibile [3]

Dove $\varepsilon_{p,adm,B}$ è la deformazione plastica ammissibile definita per 1000 cicli, $\varepsilon_{p,,adm,\max}$ è la massima deformazione plastica ammissibile, N è il numero di cicli, m è l'esponente della curva $\varepsilon - N$ e A è l'allungamento a rottura del metallo.

Come si può notare, la deformazione ammissibile è funzione sia del tipo di metallo sia della lavorazione mediante cui il componente viene realizzato.

Una volta calcolato il primo parametro, si può procedere ricavando il coefficiente $n_{pl,\varepsilon}$. Esso indica la capacità del materiale di deformarsi prima di perdere la propria capacità resistente. È determinabile mediante la seguente formula:

$$n_{pl,\varepsilon} \leq \sqrt{\left(1 + \frac{E}{R_s} \cdot \varepsilon_{p,adm}\right) \cdot \left(1 + \left(\frac{\frac{R_m}{R_s} - 1}{A - \frac{R_s}{E}}\right) \cdot \varepsilon_{p,adm}\right)} \tag{1.4}$$

Dove E è il modulo elastico del materiale e R_m è la tensione di rottura.

Si fa notare che la formula contiene il simbolo "≤" perché la norma intende fissare un valore limite massimo per il parametro. La stessa norma specifica che l'ipotesi più cautelativa corrisponde a $n_{pl,\varepsilon} = 1$, condizione che porterebbe all'assunzione di una tensione limite pari a quella di snervamento.

L'ultimo parametro da considerare è il coefficiente di sicurezza parziale γ_M. Esso è la produttoria di diversi coefficienti di sicurezza, ognuno con un significato specifico.

$$\gamma_M = \gamma_{M,S} \cdot \gamma_{M,V} \cdot \gamma_{M,T} \cdot \gamma_{M,G} \tag{1.5}$$

- **Coefficiente per le conseguenze al cedimento $\gamma_{M,S}$**

Questo fattore dipende dall'effetto che può avere il cedimento del componente sulla sicurezza della struttura e, soprattutto, su quella delle persone. La norma definisce la categoria di rischio "elevata" da applicare in tutti i casi in cui il cedimento può provocare lesioni personali o la completa perdita della funzionalità e se non è previsto alcun dispositivo di ritenzione secondario. In tutti gli altri casi è possibile applicare la categoria "moderata".

Categoria di rischio	$\gamma_{M,S}$
Moderata	1,0
Elevata	1,15

Tabella 1.5 Coefficienti di sicurezza parziale per le conseguenze del cedimento [3]

- **Coefficiente per i processi di validazione $\gamma_{M,V}$**

Questo fattore dipende dal metodo di validazione che viene utilizzato durante le fasi di progettazione. Quando si fa riferimento ad una normativa, ad esempio la EN 12663, si devono eseguire tutte le prove sperimentali indicate. Se si eseguono tutti i passaggi definiti è possibile applicare un coefficiente pari a $1{,}0$. In tutte le altre situazioni è necessario applicare un coefficiente correttivo pari a $1{,}15$.

- **Coefficiente per l'incrudimento $\gamma_{M,T}$**

Questo fattore serve a combinare insieme le verifiche a snervamento e quella a rottura, includendo l'incertezza dovuta all'incrudimento. L'incrudimento può ridurre la duttilità locale, rendendo il comportamento post snervamento meno prevedibile e aumentando il rischio di rotture improvvise. Per risolvere il problema, la normativa definisce una formula, la quale tiene conto anche dell'allungamento a rottura (A).

$$\gamma_{M,T} = \max\left(\frac{1{,}3}{1+A} \cdot \frac{R_S}{R_m};\ 1{,}0\right) \tag{1.6}$$

- **Coefficiente per getti $\gamma_{M,G}$**

Questo coefficiente serve a tenere conto dell'effetto che la produzione per colata ha sul componente. Normalmente i getti contengono numerosi difetti dovuti alla solidificazione non ottimale del matello durante le fasi di colata. La norma impone di includere un coefficiente di sicurezza per coprire ogni incertezza sulla resistenza.

Tipo	$\gamma_{M,G}$ per ghisa	$\gamma_{M,G}$ per alluminio
Non soggetto a CND	1,1	1,25
Soggetto a CND	1,25	1,4
CND = Controlli Non Distruttivi		

Tabella 1.6 Coefficienti di sicurezza parziale per i getti [3]

1.3. EN 17149-3

La norma EN 17149, *Applicazioni ferroviarie — Valutazione della resistenza delle strutture dei veicoli ferroviari — Parte 3: Valutazione della resistenza a fatica basata sul danno cumulativo* [4], definisce le operazioni da eseguire per un'ottimale verifica a fatica (dei componenti ferroviari. In particolare, definisce come ricavare le tensioni limite e come esse vadano confrontate con quelle che agiscono effettivamente sul materiale. Inoltre, questa norma differenzia i casi in cui si analizza il solo materiale base da quelli in cui si verificano le zone termicamente alterate, di cui le saldature sono un caso tipico.

1.3.1. Materiale base

In primo luogo, è fondamentale conoscere il valore di resistenza limite del materiale. Bisogna precisare che, nel caso di sollecitazioni a fatica, questo limite è funzione del numero di cicli e dell'andamento della sollecitazione, ovvero si deve conoscere per quanto tempo le sollecitazioni sono di trazione e per quanto di compressione. La distinzione tra compressione e trazione è fondamentale perché determina in maniera diretta gli ammissibili del materiale. Normalmente si fa riferimento al coefficiente R come definito nella (1.7), il quale permette di correlare rapidamente tipologie di carico analoghe ma con ampiezze differenti.

$$R = \frac{T_{min}}{T_{max}} = \frac{T_m - T_a}{T_m + T_a} \tag{1.7}$$

Dove T_{min} e T_{max} sono le tensioni minima e massima misurabili durante il ciclo di lavoro, mentre T_m e T_a sono le tensioni media e alternata. È stato presentato un caso generico rappresentato delle tensioni T, le quali possono essere sia normali, σ, sia di taglio, τ. Il parametro R permette di conoscere in via qualitativa l'andamento del ciclo di lavoro. Infatti, valori maggiori di 1 indicano cicli di pura compressione, quelli compresi tra 0 e 1 si riscontrano in casi di sola trazione, mentre i restanti valori sono una situazione intermedia.

I valori di riferimento sono definiti dalla norma per i casi di carico con $R = 1$ applicati per 10^6 cicli e con sopravvivenza del 97,5%.

Per ricavare le tensioni critiche, la norma definisce le seguenti formule per le tensioni di tipo σ (1.8) e τ (1.9):

$$\Delta\sigma_R(N_c = 10^6, R_\sigma = -1) = R_m \cdot f_{R,\sigma} \cdot f_{SR,\sigma} \cdot f_{R,c} \quad (1.8)$$

$$\Delta\tau_R(N_c = 10^6, R_\tau = -1) = R_m \cdot f_{R,\tau} \cdot f_{R,\sigma} \cdot f_{SR,\tau} \cdot f_{R,c} \quad (1.9)$$

Dove R_m è la tensione di rottura del materiale e i vari $f_$ sono coefficienti correttivi, i quali verranno di seguito esaminati:

- **Fattori di resistenza a fatica $f_{R,\sigma}$ e $f_{R,\tau}$**

Questi coefficienti rappresentano il rapporto tra la resistenza a fatica e la resistenza statica del materiale.

Materiale	$f_{R,\sigma}$	$f_{R,\tau}$
Acciaio (laminato o forgiato)	0,75	0,577
Acciaio fuso	0,75	0,577
Ghisa sferoidale (GJS)	$0{,}42 + \frac{117\frac{N}{mm^2}}{R_m}$	0,65
Ghisa sferoidale austemperata (ADI)	$\frac{492\frac{N}{mm^2}}{R_m}$	0,7
Alluminio lavorato	0,6	0,577
Alluminio fuso	0,6	0,75

Tabella 1.7 Fattori di resistenza a fatica per i diversi materiali [4]

- **Fattore di rugosità $f_{SR,\sigma}$ e $f_{SR,\tau}$**

Questi coefficienti sono fattori correttivi introdotti per tenere conto della finitura superficiale, poiché essa influisce direttamente sulla distribuzione locale delle tensioni e, di conseguenza, sulla loro concentrazione.

$$f_{SR,\sigma} = f_{SR,edge} \cdot (1 - a_{R,\sigma} \cdot \log(\frac{R_z}{[\mu m]}) \cdot \log(\frac{2 \cdot R_m}{b_R})) \quad (1.10)$$

$$f_{SR,\tau} = f_{SR,edge} \cdot (1 - f_{R,\tau} \cdot a_{R,\sigma} \cdot \log(\frac{R_z}{[\mu m]}) \cdot \log(\frac{2 \cdot R_m}{b_R})) \quad (1.11)$$

Dove tutti i parametri sono definiti nelle tabelle seguenti.

Materiale	$a_{R,\sigma}$	$b_R[MPa]$
Acciaio (laminato o forgiato)	0,22	400
Acciaio fuso	0,20	400
Ghisa sferoidale (GJS)	0,16	400
Ghisa sferoidale austemperata (ADI)	0,16	400
Alluminio lavorato	0,22	133
Alluminio fuso	0,20	133

Tabella 1.8 Parametri $a_{R,\sigma}$ e $b_{R,\sigma}$ per i diversi materiali [4]

$R_z\ [\mu m]$	$f_{SR,edge}$	Esempio
80	1,00	Superficie di lamiera laminata e pallinata; lamiere laminate ed estrusi in alluminio
200	1,00	Superficie di lamiera d'acciaio laminata non pallinata; acciaio forgiato; superficie di getto
50	0,81	Bordi di acciaio ottenuti mediante taglio termico a fiamma e successivamente pallinati
200	0,81	Bordi di acciaio ottenuti mediante taglio termico a fiamma non pallinati
25	0,94	Bordi di piastre in acciaio tagliati al plasma o laser e successivamente pallinati
200	0,94	Bordi di piastre in acciaio tagliati al plasma o laser non pallinati
200	1,00	Bordi di piastre in alluminio tagliati al plasma o laser non pallinati

Tabella 1.9 Tipici valori di R_z e $f_{SR,edge}$ per i diversi materiali [4]

- **Fattore correttivo per i getti $f_{R,c}$**

Questo coefficiente deve essere applicato ai componenti ottenuti per colata. È definito a partire dalla qualità del getto determinata dalle ispezioni effettuate tramite controlli non distruttivi. La norma definisce diversi livelli di qualità ed associa ad ognuno di essi un valore differente.

Classe di qualità da ispezione superficiale	$f_{R,c}$
LM3, AM3, SM4, 4S1/5S2, VC3, LP3, AP3 SP3/CP3	0,8
LM2, AM2, 3S1/3S2, VC2, LP2, AP2 SP2/CP2	0,9

Tabella 1.10 Valori di $f_{R,c}$ per le diverse classi di ispezione [4]

Dopo aver ottenuto i valori di $\Delta\sigma_R$ e $\Delta\tau_R$, si deve ricostruire la curva di Wöhler in modo tale da ricavare le tensioni limite per il numero di cicli necessario. La Figura 1.2 mostra la curva disegnata in un piano log-log. In letteratura si usa spesso rappresentare le curve esponenziali in scala doppio logaritmica perché in questo modo le curve diventano rette. Si fa notare che è indicata la tensione di tipo σ ma il grafico è rappresentativo anche per le tensioni τ, purché si usino i coefficienti adeguati.

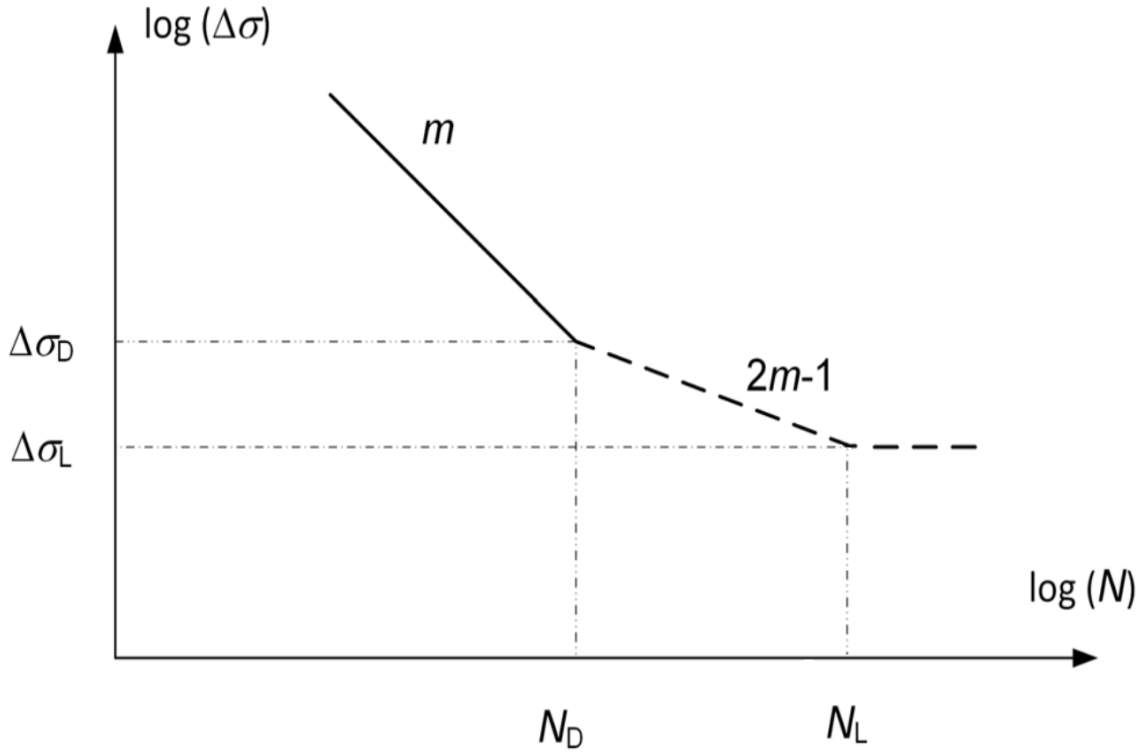


Figura 1.2 Curva S-N del materiale base per tensioni normali [4]

Per il metallo base, il primo punto di ginocchio della retta si trova a $N_D = 10^6$ cicli. Quindi, dato che $N_D = N_C$, allora:

$$\Delta\sigma_D(R = -1) = \Delta\sigma_R \tag{1.12}$$

$$\Delta\tau_D(R = -1) = \Delta\tau_R \tag{1.13}$$

L'ultimo parametro ancora da definire è l'esponente della legge di Basquin. Sebbene spesso venga chiamato "pendenza", non si tratta di una pendenza nel senso geometrico del termine, bensì dell'esponente che determina l'inclinazione della curva S-N nel diagramma log-log. I valori di m sono riassunti nella tabella seguente in funzione del materiale e dal tipo di sollecitazione.

Materiale	Tipo di tensione	m
Acciaio ferritico	Normale	5
	Taglio	8
Acciaio austenitico	Normale	5
	Taglio	8
Acciai per getti	Normale	7
	Taglio	8
Ghisa sferoidale (GJS, ADI)	Normale	7
	Taglio	8
Alluminio lavorato e per getti	Normale	5
	Taglio	8

Tabella 1.11 Valori di m per la curva S-N per il materiale base [4]

Finora sono stati determinati i valori della tensione corrispondenti a $N_D = 10^6$ cicli. Tuttavia, poiché si intende procedere con una verifica a vita infinita, è necessario individuare il massimo valore per cui l'aumento di durata non riduce la tensione limite. In termini teorici ciò corrisponde al punto in cui la curva di Basquin, rappresentata da rette in scala logaritmica passa da una pendenza funzione di m ad una retta orizzontale. Però, la letteratura e le normative associano il ginocchio ad un valore convenzionale accettato a livello ingegneristico pari a $N_0 = 2 \cdot 10^6$ cicli. In questa situazione, qualsiasi durata superiore a N_0 non influenza le tensioni critiche. Inoltre, tale valore di N_0 interseca la retta del materiale nel tratto a pendenza $2 \cdot m - 1$, dalla quale si possono ricavare le tensioni limite tramite le leggi:

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_D \cdot \left(\frac{N}{N_D}\right)^{-\frac{1}{2 \cdot m_\sigma - 1}} \tag{1.14}$$

$$\Delta\tau = \Delta\tau_D \cdot \left(\frac{N}{N_D}\right)^{-\frac{1}{2 \cdot m_\tau - 1}} \tag{1.15}$$

La valutazione dello stato tensionale deve inoltre tenere conto della possibile presenza simultanea di tensioni normali e tangenziali. Nel caso generale, lo stato tensionale è descritto dalla matrice:

$$\begin{bmatrix} \Delta\sigma_{xx} & \Delta\tau_{xy} & \Delta\tau_{xz} \\ \Delta\tau_{xy} & \Delta\sigma_{yy} & \Delta\tau_{yz} \\ \Delta\tau_{xz} & \Delta\tau_{yz} & \Delta\sigma_{zz} \end{bmatrix} \tag{1.16}$$

Nei casi in cui i carichi a cui è soggetto il componente in studio producono simultaneamente sia tensioni normali sia di taglio, gli effetti combinati devono essere valutati considerando le tensioni principali. In questi casi, a partire dalla matrice (1.16) vengono determinate le tensioni ΔP_1, ΔP_2 e ΔP_3 le quali devono essere successivamente confrontate con l'ammissibile del materiale definito dalla (1.8).

1.3.2. Saldature

Analogamente a quanto descritto per il materiale base, è fondamentale verificare che le zone interessate dalle saldature siano caratterizzate da sforzi che non compromettano l'integrità del sistema. I valori di riferimento sono definiti dalla norma per i casi di carico con $R = 0{,}5$ applicati per $2 \cdot 10^6$ cicli e con sopravvivenza del 97,5%.

Per ricavare le tensioni critiche, la norma definisce le seguenti formule per le tensioni di tipo σ (1.17) e τ (1.18):

$$\Delta\sigma_R(R_\sigma = -1) = \Delta\sigma_C(R_\sigma = 0{,}5) \cdot f_{\mathrm{thick}} \cdot f_{\mathrm{res},\sigma} \cdot f_{post} \cdot f_{QL} \cdot f_{CT} \tag{1.17}$$

$$\Delta\tau_R(R_\tau = -1) = \Delta\tau_C(R_\tau = 0{,}5) \cdot f_{\mathrm{thick}} \cdot f_{\mathrm{res},\tau} \cdot f_{post} \cdot f_{QL} \cdot f_{CT} \tag{1.18}$$

I diversi f sono coefficienti correttivi, i quali verranno di seguito esaminati:

- **Fattore correttivo per spessore e flessione $f_{\mathrm{th}ick}$**

Questo coefficiente serve ad includere nel calcolo l'effetto che lo spessore ha sul materiale e sulla capacità che esso ha di flettersi. La normativa introduce questo coefficiente perché tutti i valori di tensione $\Delta\sigma_C$ e $\Delta\tau_C$ sono stati definiti a partire da uno spessore di riferimento $t_{\mathrm{rif}} = 25mm$. Per ottenere il coefficiente correttivo adeguato viene definita la seguente relazione:

$$f_{\mathrm{th}ick} = \left(\frac{t_{\mathrm{rif}}}{t}\right)^n \tag{1.19}$$

Dove n è un esponente definito dalla normativa in funzione del tipo di saldatura e del tipo di tensione a cui si riferisce:

- $n = n_{\sigma,\perp}$ per le tensioni normali trasversali alla linea di saldatura;

- $n = n_{\sigma,//}$ per le tensioni normali parallele alla linea di saldatura;

- $n = n_{\tau}$ per le tensioni di taglio.

Una volta determinata il tipo di saldatura e quindi dell'esponente n, è possibile rappresentare graficamente l'andamento del fattore di spessore $f_{\mathrm{th}ick}$ al variare di t come nella Figura 1.3. Le diverse curve parametrizzate tramite n consentono di visualizzare in modo immediato l'effetto penalizzante associato all'aumento dello spessore. Inoltre, permetto di ricavare i valori di $f_{\mathrm{th}ick}$ in maniera diretta senza effettuare calcoli.

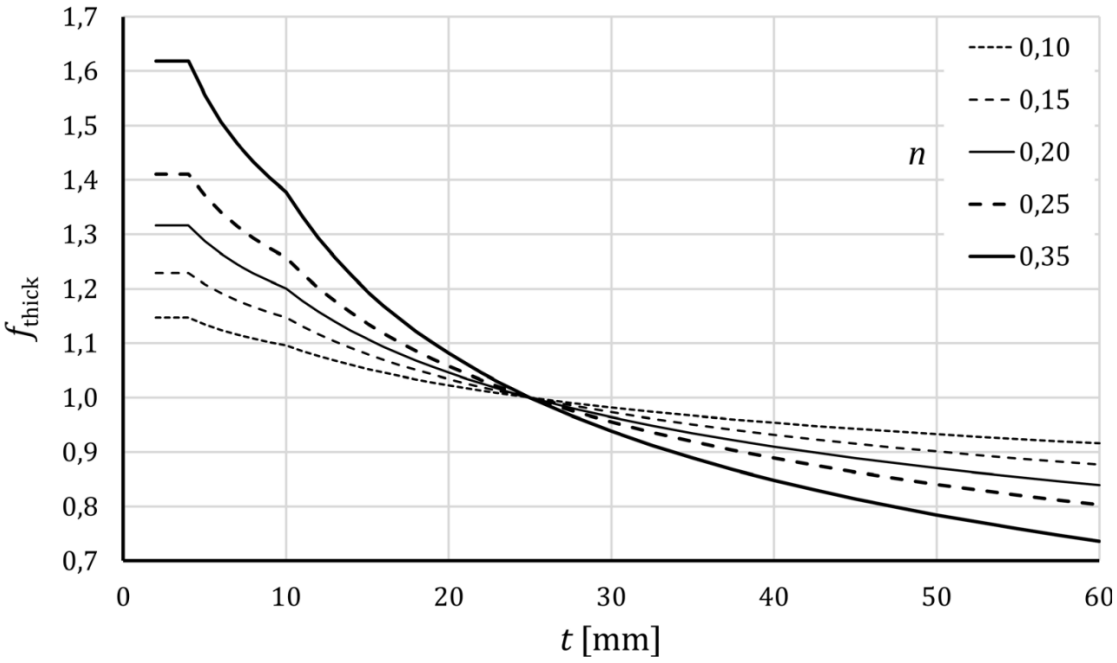


Figura 1.3 Grafico del fattore correttivo f_{thick} per l'acciaio [4]

- **Fattori correttivi per le tensioni residue delle saldature $f_{\mathrm{res},\sigma}$ e $f_{\mathrm{res},\tau}$**

Questi fattori correttivi servono a permettere il confronto tra le grandezze riferite a $R = -1$, come $\Delta\sigma_R$ e $\Delta\tau_R$, con quelle riferite a $R = -0{,}5$, come $\Delta\sigma_C$ e $\Delta\tau_C$. Questa conversione è necessaria perché la risposta a fatica del materiale dipende in modo sensibile dal rapporto tra la tensione minima e quella massima del ciclo di lavoro. In particolare, gli sforzi di compressione, che hanno livelli maggiori nel caso di $R = -1$, non inducono l'innesco di cricche al contrario di quelli di trazione che ne sono la causa. Per tale motivo, ci si attende di avere un coefficiente di conversione superiore all'unità. Inoltre, questi parametri consentono di includere l'effetto delle tensioni residue generate durante la saldatura. Il processo di giunzione introduce infatti uno stato tensionale che permane nel cordone e nella zona termicamente alterata, modificando il valore assunto dalle tensioni minima e massima del ciclo e, di conseguenza, il rapporto R effettivo. Per ridurre lo stato di tensione, esistono trattamenti termici che riducono drasticamente la tensione residua, riavvicinando la tensione media del ciclo al valore nullo. La norma, perciò, definisce i valori del coefficiente nel caso in cui viene eseguito il trattamento distensivo e nel caso base senza trattamento.

Applicazione	$f_{\mathrm{res},\sigma}$	$f_{\mathrm{res},\tau}$
Valutazione di strutture sottoposte a trattamento termico di distensione	1,35	1,18
Valutazione di strutture non sottoposte a trattamento di distensione ("nella condizione di saldatura")	1,26	1,15

Figura 1.4 Coefficiente per le tensioni residue [4]

- **Fattore correttivo per i processi post-saldatura f_{post}**

Questo coefficiente serve ad includere nel calcolo dell'ammissibile gli effetti che alcuni processi eseguiti dopo la saldatura possono avere sulla giuntura. I trattamenti possibili definiti dalla norma sono:

- molatura del piede: si rimuove meccanicamente il piede della saldatura in modo da eliminare una zona facilmente soggetta all'innesco di cricche e ridurre il raggio di intaglio;

- TIG dressing: si passa un arco TIG a bassa intensità sul piede della saldatura per rifondere superficialmente il materiale in modo da eliminare eventuali difetti superficiali ed introdurre tensioni residue di compressione nella zona rifusa;

- molatura a filo della saldatura di testa: si rimuove il materiale d'apporto in modo che il cordone sia perfettamente a filo con le superfici delle piastre saldate in modo da ridurre le zone in cui possono verificarsi concentrazioni di tensione.

Tecnica di miglioramento post-saldatura	f_{post} in direzione normale trasversale alla saldatura	f_{post} in direzione normale longitudinale alla saldatura e di taglio
Nessuna tecnica di miglioramento applicata	1,0	1,0
Molatura del piede o TIG dressing	1,3	1,15
Saldatura di testa molata a filo con la superficie delle piastre adiacenti	1,3	1,15

Tabella 1.12 Coefficienti per i trattamenti post-saldatura [4]

- **Fattore correttivo per il livello di qualità f_{QL}**

Questo coefficiente serve ad includere l'effetto che la qualità della saldatura ha sulla capacità resistente del giunto. La norma definisce diversi livelli di accettabilità dei difetti ed associa ad ognuno di essi una classe di performance (CP).

Classe di performance	Livello di qualità	f_{QL}
CP A, CP B1, CP B2	B	$\sqrt{1{,}12}$
CP C1, CP C2, CP C3	C	$1{,}0$
CP D	D	$\frac{1}{1{,}12}$

Tabella 1.13 Coefficienti per i livelli di qualità [4]

- **Fattore correttivo per le classi di ispezione f_{CT}**

Questo coefficiente serve ad includere l'effetto delle ispezioni sul componente saldato. I controlli vengono effettuati sia appena dopo il processo di giunzione sia dopo una certa quantità di ore di esercizio. Le ispezioni sono definite in classi (CT) e possono essere più o meno invasive e permettono di individuare difetti di diversa entità. In funzione del tipo di controllo, la norma definisce il coefficiente f_{CT} più adeguato.

Classe di ispezione	f_{CT}	f_{CT} per giunti con classe di performance della saldatura CP B1, CP B2 o CP C1, che risultano non accessibili per ispezione o riparazione durante la manutenzione
CT 1	$1{,}12$	$\sqrt{1{,}12}$
CT 2	$\sqrt{1{,}12}$	$1{,}0$
CT 3	$1{,}0$	n/a
CT 4	$1{,}0$	n/a

Tabella 1.14 Coefficienti per le classi di ispezione [4]

Dopo aver ottenuto i valori di $\Delta\sigma_R$ e $\Delta\tau_R$, si deve ricostruire la curva di Wöhler in modo tale da ricavare le tensioni limite per il numero di cicli necessario.

La Figura 1.5 mostra la curva disegnata in un piano log-log. In letteratura si usa spesso rappresentare le curve esponenziali in scala doppio logaritmica perché in questo modo le curve diventano rette. Si fa notare che è indicata la tensione di tipo σ ma il grafico è rappresentativo anche per le tensioni τ, purché si usino i coefficienti adeguati.

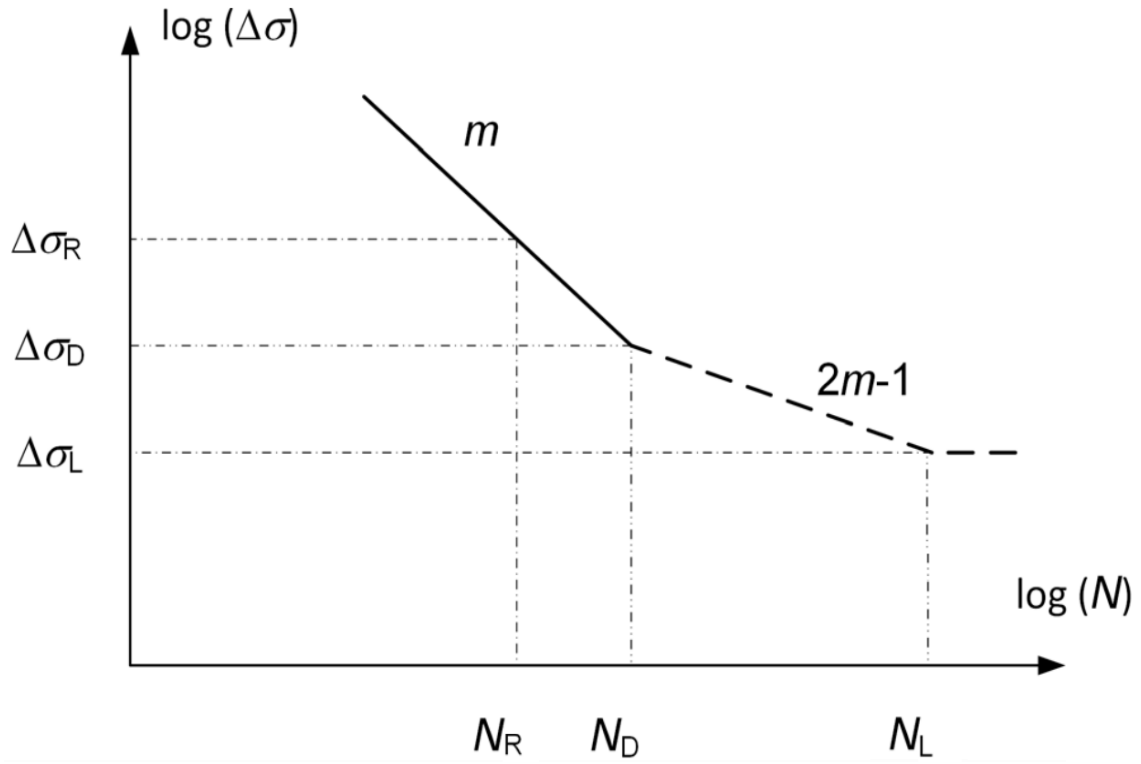


Figura 1.5 Curva S-N del le saldature per tensioni normali [4]

Materiale	Tipo di sollecitazione	m
Acciaio	Normale trasversale alla saldatura	$3-4$
	Normale longitudinale alla saldatura	$4{,}0$
	Taglio	$5{,}0$
Alluminio	Normale trasversale alla saldatura	$4{,}8-6$
	Normale longitudinale alla saldatura	$6{,}0$
	Taglio	$5{,}0$

Tabella 1.15 Valori di m per la curva S-N per la saldatura [4]

Tramite la curva di Wöhler si possono ricavare i valori degli ammissibili secondo le equazioni:

$$\Delta\sigma_D = \Delta\sigma_R \cdot \left(\frac{N_D}{N_R}\right)^{-\frac{1}{m_\sigma}} \quad (1.20)$$

$$\Delta\tau_D = \Delta\tau_R \cdot \left(\frac{N_D}{N_R}\right)^{-\frac{1}{m_\tau}} \quad (1.21)$$

Finora si è discusso di come determinare i valori limite del materiale, ma non è ancora stato specificato quali tensioni debbano essere poste a confronto con tali limiti nell'ambito della verifica delle saldature. A tal fine, occorre definire le componenti tensionali rilevanti secondo i criteri stabiliti dalla norma. In particolare, occorre individuare le direzioni principali lungo le quali effettuare la verifica delle tensioni: longitudinale (Figura 1.6) e perpendicolare (Figura 1.7) al cordone. Si associa quindi ad ogni elemento coinvolto nella giunzione un sistema di riferimento locale tramite il quale è possibile ricavare le componenti di tensione da confrontare con i limiti di resistenza previsti. Le immagini riportate di seguito illustrano il caso di giunto a T, ma il procedimento descritto è generale e lo si può applicare a tutte le tipologie di saldatura.

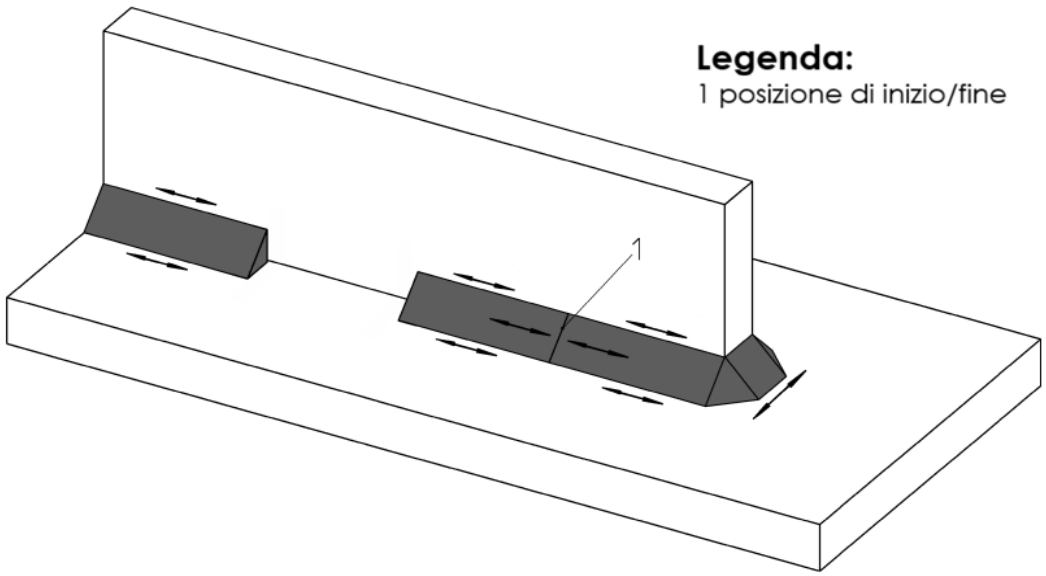


Figura 1.6 Definizione della direzione longitudinale al cordone di saldatura [2]

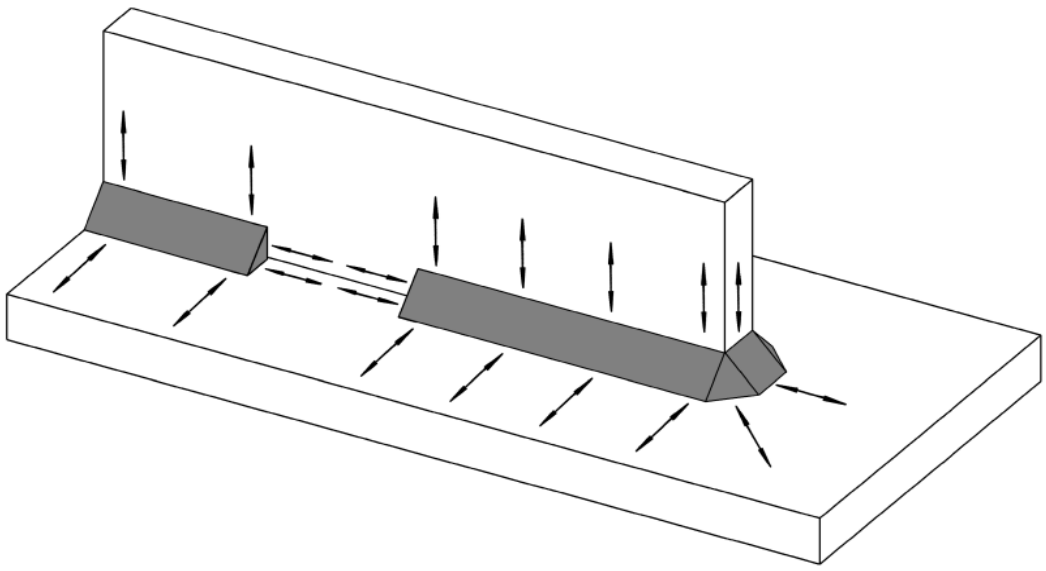


Figura 1.7 Definizione della direzione perpendicolare al cordone di saldatura [2]

Una volta definite le direzioni lungo le quali misurare le tensioni, è necessario definire quali siano le porzioni di materiale da verificare. In particolare, vengono definite due tipologie di zone critiche: il piede, il punto in cui il cordone di saldatura si congiunge con il materiale base, e la radice, la parte più interna del giunto. Queste zone sono le più pericolose da punto di vista strutturale perché sono quelle maggiormente soggette all'innesco e propagazione di cricche. Per ogni tipo di saldatura la norma indica quali siano le tensioni da controllare ed eventualmente il coefficiente funzione degli spessori da applicare. Nella Figura 1.8 è rappresentato un esempio riferito alla saldatura a T in modo da chiarire le posizioni appena indicate.

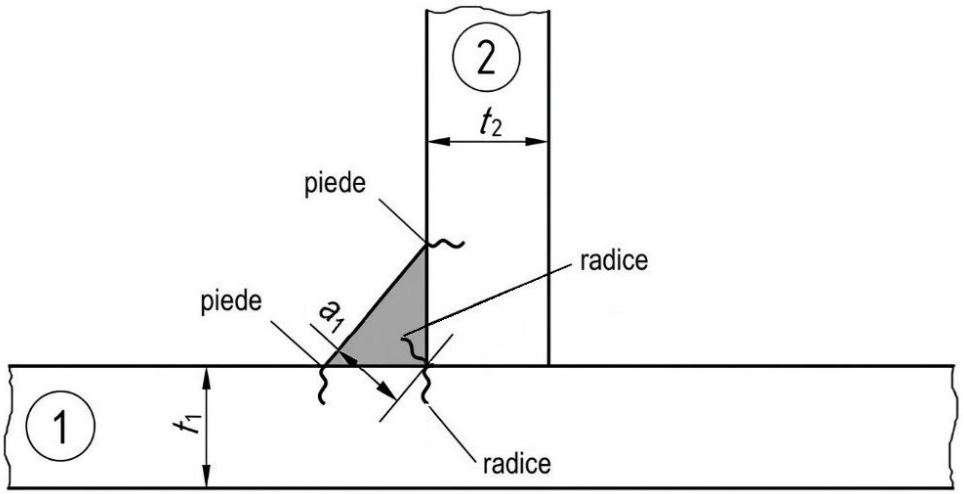


Figura 1.8 Definizione delle posizioni su cui verificare le tensioni [4]

Siccome lo stato tensionale prevede l'azione simultanea di sforzi normali e tangenziali, è fondamentale considerare la combinazione degli effetti che essi producono. La norma impone di calcolare in primo luogo tutti i coefficienti di utilizzo per ciascuna tipologia di tensione:

$$U = \frac{\Delta T}{\Delta T_D} \cdot \gamma_M \tag{1.22}$$

Dove ΔT indica il generico range di tensione di tipo $\Delta\sigma$ o $\Delta\tau$, ΔT_D è la generica tensione ammissibile e γ_M è il coefficiente di sicurezza. Successivamente, si deve ricavare un coefficiente di utilizzo che tiene conto dell'effetto che i due tipi di sollecitazione impongono al materiale. Vengono perciò definiti i coefficienti di utilizzo complessivo in funzione del punto di misura considerato, ovvero al piede (1.23) e alla radice (1.24) del cordone.

$$U_{piede} = \sqrt{max(U_{\sigma_{||}}; U_{\sigma_{\perp,piede}})^2 + U_{\tau_{\perp,piede}}{}^2} \tag{1.23}$$

$$U_{radice} = \sqrt{max(U_{\sigma_{||}}; U_{\sigma_{\perp,radice}})^2 + U_{\tau_{\perp,radice}}{}^2} \tag{1.24}$$

Se entrambi i valori sono inferiori a 1 allora la verifica è soddisfatta e il componente è strutturalmente affidabile per il numero di cicli considerato.

1.3.3. Metodo di correzione in funzione della tensione media

Nei paragrafi precedenti sono state esplicitate quali sono gli sforzi da verificare durante uno studio sulla fatica. Si vuole ora definire come ricavare le tensioni massime sopportabili dal materiale prima di raggiungere il cedimento per usura.

Per una corretta analisi è importante prendere un valore di R come riferimento per la verifica. Come già indicato nei paragrafi precedenti, le tensioni ammissibili sono ricavate per $R = -1$. Nei casi pratici, però, si possono riscontrare situazioni differenti e perciò si devono convertire le tensioni misurate in funzione della generica R a quella di riferimento. Questa operazione inizia calcolando un coefficiente, M, il quale rappresenta la sensibilità alla tensione media. Si tratta di un parametro che indica quanto il materiale è influenzato dal tipo di ciclo di lavoro a cui è soggetto. Lo si può ricavare per le tensioni normali e di taglio sia per il metallo base sia per la zona termicamente alterata.

- **Materiale base**

$$M_\sigma = \frac{a_m}{1000} \cdot R_m + b_m \tag{1.25}$$

$$M_\tau = M_\sigma \cdot f_{R,\tau} \tag{1.26}$$

Dove a_m e b_m sono parametri tabellati:

Materiale	$a_m \left[\frac{mm^2}{N}\right]$	$b_m[-]$
Acciai (laminati o forgiati)	0,35	-0,1
Acciai fusi (GS)	0,35	0,05
Ghisa sferoidale (GJS, ADI)	0	0,4
Alluminio lavorato	1,0	-0,04
Alluminio fuso	1,0	0,2

Tabella 1.16 Parametri a_m e b_m [4]

- **Saldature**

Per quanto riguarda le saldature, invece, la norma assume come riferimento $R = 0{,}5$. Di conseguenza, non è necessario la conversione delle tensioni ammissibili perché sono già espressi per tale condizione.

Successivamente, sia per il materiale base sia per le saldature, la norma definisce quattro diverse condizioni di esercizio in funzione delle tensioni media e alternata, ovvero in funzione di R. Nelle figure seguenti sono rappresentati graficamente i diversi campi indicati con in numeri romani.

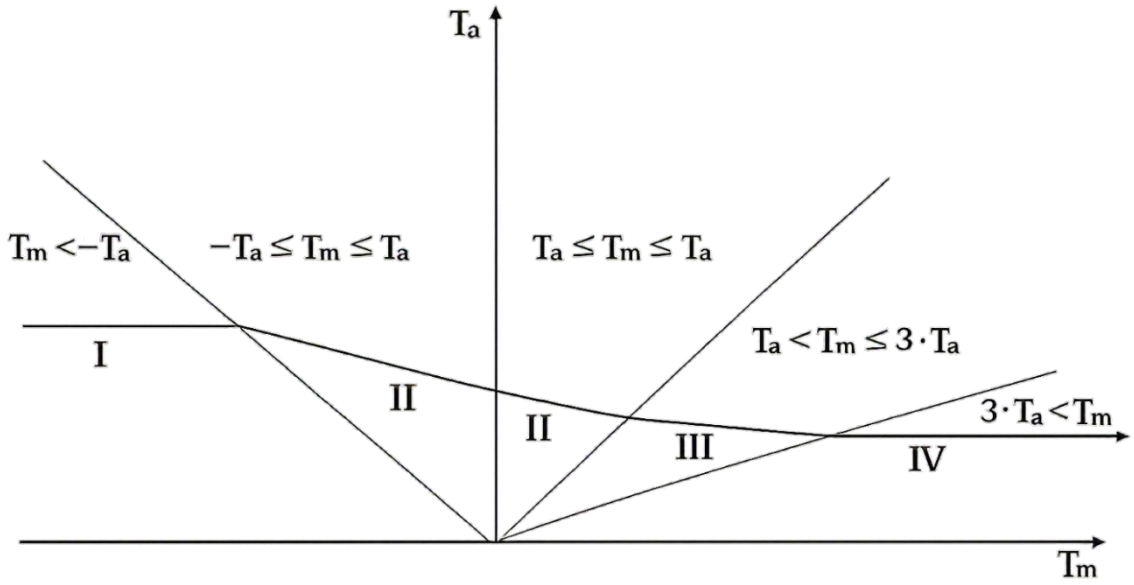


Figura 1.9 Diagramma di Haigh [4]

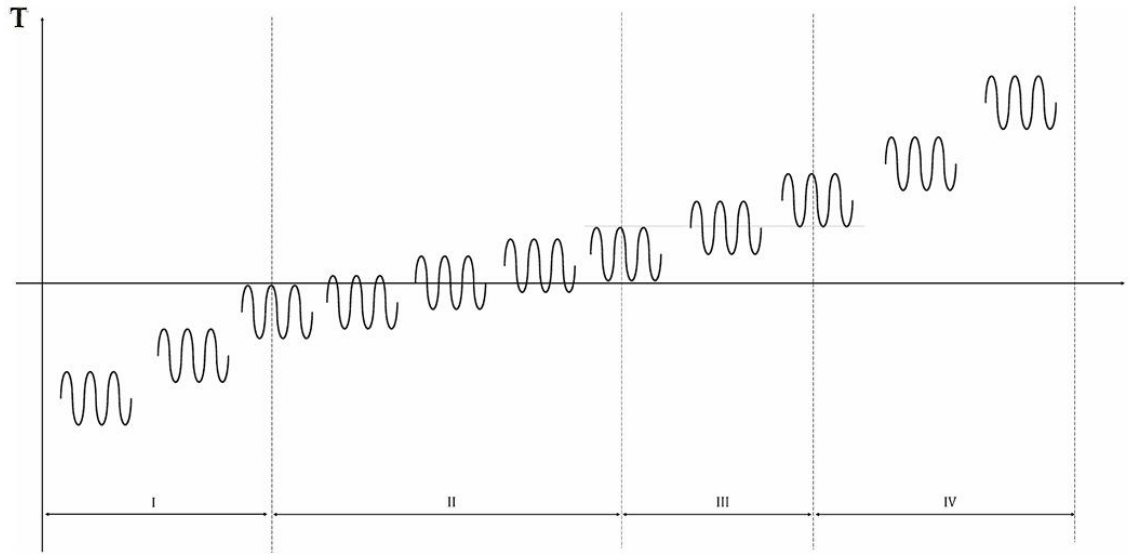


Figura 1.10 Andamenti delle tensioni [4]

Una volta definite le caratteristiche del ciclo a cui viene sottoposto il componente, è necessario calcolare il coefficiente correttivo per poter ricavare gli ammissibili per il valore di R richiesto. È fondamentale distinguere i vari casi di sollecitazione in modo da calcolare in maniera coerente il coefficiente correttivo, le cui formule sono riassunte nella Tabella 1.17.

	$f_{m,\sigma}$	$f_{m,\tau}$
I $T_m < -T_a$ $(R > 1)$	$\frac{1}{1 - M_\sigma}$	/
II $-T_a \leq T_m \leq T_a$ $(-\infty \leq R \leq 0)$	$\frac{1}{1 + M_\sigma \cdot \frac{1 + R_\sigma}{1 - R_\sigma}}$	$\frac{1}{1 + M_\tau \cdot \frac{1 + R_\tau}{1 - R_\tau}}$
III $T_a < T_m \leq 3 \cdot T_a$ $(0 < R \leq 0{,}5)$	$\frac{3 + M_\sigma}{(1 + M_\sigma) \cdot \left(3 + M_\sigma \cdot \frac{1 + R_\sigma}{1 - R_\sigma}\right)}$	$\frac{3 + M_\tau}{(1 + M_\tau) \cdot \left(3 + M_\tau \cdot \frac{1 + R_\tau}{1 - R_\tau}\right)}$
IV $3 \cdot T_a < T_m$ $(0{,}5 < R \leq 1)$	$\frac{3 + M_\sigma}{3 \cdot (1 + M_\sigma)^2}$	$\frac{3 + M_\tau}{3 \cdot (1 + M_\tau)^2}$

Tabella 1.17 Formule per il calcolo del fattore della tensione media [4]

In definitiva, per convertire i valori delle tensioni misurate in funzione di un generico R a valori riferiti a $R = -1$ si devono applicare le equazioni:

$$\Delta\sigma_R(R = -1) = f_{m,\sigma} \cdot \Delta\sigma_R(R) \tag{1.27}$$

$$\Delta\tau_R(R = -1) = f_{m,\tau} \cdot \Delta\tau_R(R) \tag{1.28}$$

Si fa notare come nel ciclo caratteristico di $R = -1$ le generiche tensioni T_{min} e T_{max} sono uguali in modulo e con segno opposto. Ne deriva che il ciclo di lavoro è simmetrico e quindi per metà del tempo il componente viene sollecitato a trazione è per l'altra metà a trazione. Per una maggiore cautela, si possono utilizzare gli ammissibili riferiti a $R = 0{,}5$ per qualsiasi valore delle tensioni. Infatti, in quest'ultimo caso gli sforzi sono sempre di trazione, la quale porta con maggiore facilità alla generazione di cricche per fatica e quindi è caratterizzata da valori limite inferiori a tutti le altre condizioni di carico.

1.3.4. Coefficienti di sicurezza per la fatica

Le formule riportate nei paragrafi precedenti si riferiscono al caso "nominale", ovvero alla condizione in cui tutti i parametri assumono un comportamento perfettamente coincidente a quello ideale. Nella realtà, invece, capita che la risposta del materiale si discosti dal caso teorico per cui è fondamentale introdurre ulteriori coefficienti di sicurezza per evitare di avere cedimenti durante l'esercizio ordinario.

Viene quindi definito un fattore di sicurezza scomponibile in diverse componenti:

$$\gamma_M = \gamma_{M,S} \cdot \gamma_{M,I} \cdot \gamma_{M,V} \tag{1.29}$$

- **Coefficiente per le conseguenze al cedimento $\gamma_{M,S}$**

Questo fattore seve ad includere l'impatto che un eventuale cedimento del componente può avere sulla funzionalità del sistema di cui fa parte e,

soprattutto, sulla sicurezza delle persone. La norma introduce diverse categorie di rischio, definite in base al potenziale danno associato alla rottura del componente, così da modulare il livello di sicurezza richiesto in funzione delle conseguenze attese.

Categoria Di rischio	Definizione	$\gamma_{M,S}$
Bassa	Il cedimento non ha un impatto diretto sulla funzionalità globale del sistema. Eventi che provocano lesioni alle persone sono improbabili	1,0
Media	Il cedimento può compromettere la funzionalità globale oppure può provocare lesioni alle persone. Sono previsti sistemi di avvertimento dell'imminente rottura, di contenimento della propagazione della cricca o di percorsi di carico alternativi	1,1
Elevata	Il cedimento provoca la perdita delle funzionalità del sistema con conseguenze anche sulle persone. Non sono previsti sistemi di contenimento dei danni come per la categoria media	1,2

Tabella 1.18 Coefficienti di sicurezza parziale per le conseguenze del cedimento [4]

- **Coefficiente per i processi di ispezione $\gamma_{M,I}$**

Questo fattore serve ad includere l'effetto delle ispezioni ai componenti durante le manutenzioni. Controllare regolarmente i componenti premette l'individuazione di eventuali cricche da fatica oppure di zone deteriorate in cui esse potrebbero innescarsi in futuro. La prevenzione è perciò utile ad evitare che ci siano cedimenti catastrofici durante l'esercizio. Nella pratica, tuttavia, può accadere che non tutti i componenti critici siano facilmente ispezionabili per via del modo o del luogo in cui sono montati. Per questa situazione la norma concede di non eseguire ispezioni complete aumentando, però, il coefficiente di sicurezza.

	$\gamma_{M,I}$
Ispezione regolare	0,9
Nessuna ispezione regolare	1,0

Tabella 1.19 Coefficienti di sicurezza parziale per i processi di ispezione [4]

- **Coefficiente per i processi di validazione $\gamma_{M,V}$**

Questo fattore dipende dal metodo di validazione che viene utilizzato durante le fasi di verifica. La fase di test sperimentali è necessaria al fine di garantire la completa sicurezza dei componenti anche se la loro resistenza è stata precedentemente verificata tramite analisi numeriche. Le prove da eseguire sono normalmente definite dalla normativa di riferimento ma è comunque possibile non completare tutte le verifiche purché si applichi un $\gamma_{M,V}$ adeguato.

La norma definisce il coefficiente tramite la formula seguente:

$$\gamma_{M,V} = \gamma_{M,V,Statica} \cdot \gamma_{M,V,Fatica} \tag{1.30}$$

Dove $\gamma_{M,V,Statica}$ è il fattore relativo alla validazione della resistenza statica mentre $\gamma_{M,V,Fatica}$ è quello per la validazione a fatica. I valori delle due componenti sono indicati nella tabella di seguito:

	Coefficiente per le complete validazioni in accordo con la normativa di riferimento	Coefficiente per casi di processo di validazione ridotto
$\gamma_{M,V,Statica}$	1,0	1,1
$\gamma_{M,V,Fatica}$	1,0	1,2

Tabella 1.20 Coefficienti di sicurezza parziale per i processi di validazione [4]

Per semplicità, viene riportata una tabella riassuntiva del coefficiente γ_M ottenuto dalla combinazione dei tre fattori parziali come definito nella (1.29).

	$\gamma_{M,V}$	Coefficiente di sicurezza parziale γ_M		
		Categoria "alta" $\gamma_{M,S} = 1,2$	Categoria "media" $\gamma_{M,S} = 1,1$	Categoria "bassa" $\gamma_{M,S} = 1,0$
$\gamma_{M,I} = 0,9$	1,3	1,40	1,29	1,17
	1,2	1,30	1,19	1,08
	1,1	1,19	1,09	1,00
	1,0	1,08	1,00	1,00
$\gamma_{M,I} = 1,0$	1,3	1,56	1,43	1,30
	1,2	1,44	1,32	1,20
	1,1	1,32	1,21	1,10
	1,0	1,20	1,10	1,00

Tabella 1.21 Tabella riassuntiva dei coefficienti di sicurezza parziale per la fatica [4]

2. Analisi agli elementi finiti

In passato, lo studio del comportamento dei corpi estesi veniva affrontato mediante l'introduzione di opportune ipotesi semplificative, finalizzate a rendere il problema trattabile dal punto di vista matematico. Tali assunzioni permettevano l'applicazione di metodi cosiddetti tradizionali, basati su approcci analitici, ovvero sulla determinazione della soluzione esatta delle equazioni differenziali che descrivevano il fenomeno fisico considerato. Tuttavia, questi metodi sono applicabili solo laddove i sistemi sono composti da geometrie piuttosto semplici, leggi costitutive del materiale lineari e condizioni al contorno regolari. Si può facilmente comprendere che la metodologia descritta finora presenta diversi limiti di applicazione soprattutto considerando la sempre più crescente complessità dei problemi ingegneristici. Questa ragione ha reso necessario lo sviluppo di tecniche numeriche in grado di fornire soluzioni pur approssimate ma affidabili anche in presenza di geometrie complesse, leggi dei materiali non lineari e condizioni al contorno non regolari. Tra queste metodologie si colloca il metodo agli elementi finiti, abbreviato FEM dall'inglese. Il principio su cui si basa questo metodo consiste nel suddividere il corpo continuo in numerosi elementi più piccoli e di geometria definita connessi tra loro mediante nodi. Questa suddivisione permette di trasformare le equazioni differenziali in un sistema di equazioni algebriche facilmente risolvibili da un calcolatore. In una fase successiva, si procede a riassemblare gli elementi del sistema, imponendo la continuità delle variabili fisiche tra elementi vicini, così da garantire una rappresentazione coerente e priva di discontinuità non fisicamente ammissibili.

In commercio sono disponibili numerosi programmi in grado di eseguire le simulazioni FEM necessarie allo svolgimento del presente lavoro. Tra questi, si è scelto di usare il software Hypermesh con solutore Optistruct di Altair, seguendo le procedure riportate nella documentazione ufficiale [5].

2.1. Correzione geometria

Per cominciare, è fondamentale elaborare la geometria in modo da semplificare la successiva discretizzazione e, quindi, ridurre i tempi di calcolo. In questa fase si rimuovono dalla geometria tutti i particolari che sono ininfluenti al fine di ottenere una simulazione corretta, come ad esempio smussi e raccordi. Essi non sono fondamentali dal punto di vista strutturale e, perciò, andrebbero solamente ad appesantire il calcolatore. In aggiunta, la presenza di smussi e raccordi distorce localmente la matrice degli elementi peggiorando complessivamente la qualità dei risultati. È da notare come questa semplificazione sia a favore di sicurezza in quanto si vanno a creare spigoli vivi che, tramite degli opportuni coefficienti di intaglio, incrementano localmente le tensioni nella simulazione.

Sempre in questo primo momento, si possono suddividere gli oggetti in diverse sezioni in funzione delle simmetrie presenti. Così facendo si potrà generare la mesh solo su una di esse e, successivamente, specchiarla e riunirla per ricreare la geometria di partenza. Per eseguire questo passaggio si usa il comando split, il quale permette di sezionare superfici e solidi in base alle necessità. Sfruttare le simmetrie non solo permette di ridurre il tempo con cui si generano gli elementi, in quanto l'operatore non deve modificare la mesh su tutto il solido ma solo su una sua parte, ma anche di ottenere alla fine output simmetrici.

Sempre in questa prima fase preliminare si devono considerare i fori. Essi creano discontinuità nella matrice degli elementi e perciò devono essere trattati con maggiore attenzione. Un modo per gestirli al meglio è creare nel loro intorno una o più corone circolari con il comando washer split. Esse andranno successivamente a contenere elementi maggiormente regolari e, normalmente, più piccoli rispetto al resto della mesh. Le distorsioni, in questo modo, vengono allontanate dai fori migliorando significativamente gli output forniti dal software di calcolo.

2.2. Creazione della mesh

Una volta sistemata la geometria, il secondo passo è scegliere il tipo della mesh che si desidera. La scelta può quindi riguardare la mesh bidimensionale o tridimensionale in funzione dello scopo dell'analisi.

Un ulteriore step consiste nel definire la forma che si vuole dare agli elementi che andranno a comporre la discretizzazione. Il software Hypermesh consente la selezione tra diverse tipologie di geometrie, ognuna con proprietà numeriche differenti che possono influenzare i risultati finali.

2.2.1. Mesh 2D

Per la simulazione 2D si approssima il componente con la sua superficie media, che in Hypermesh si può creare tramite il comando midsurface. Su di essa si andrà a generare la discretizzazione con dimensione e forma degli elementi che si preferisce. In seguito, verrà associata una proprietà alla superficie media che definirà, oltre che il materiale, lo spessore del solido di partenza.

A questo punto si può aprire il menù freeform che permetterà di generare gli elementi sulla superficie. È importante quindi definire la dimensione massima e la forma che si desidera.

Per quanto riguarda la forma da dare agli elementi, nel caso 2D, le possibili scelte ricadono quindi tra:

- trias che genera una mesh composta da soli triangoli;
- quads che genera una mesh composta principalmente da quadrilateri;
- mixed che genera una mesh composta da elementi sia triangolari che quadrilateri;
- R-trias che genera una mesh composta da triangoli più regolari e orientati;
- quads only che genera una mesh composta da soli quadrilateri.

Gli elementi triangolari (trias) si adattano facilmente a geometrie complesse e irregolari, permettendo di generare velocemente una mesh. Un primo problema legato all'uso di questo tipo di elementi è l'elevato numero di nodi necessari al fine di garantire un livello di precisione adeguato, tipicamente superiore rispetto a quanto richiesto dagli elementi quadrilateri. Un secondo problema è l'introduzione di una rigidità numerica che può portare a soluzioni poco attendibili soprattutto nello studio delle deformazioni.

Gli elementi quadrilateri (quads), invece, si adattano meno facilmente alle geometrie complesse ed articolate, tendendo ad introdurre distorsioni. Tuttavia, riescono a garantire maggiore accuratezza nei risultati rispetto ai trias, poiché non introducono rigidezze numeriche irrealistiche. Inoltre, questo tipo di elementi è più adatto allo studio di strutture i cui parametri di ingresso, quali ad esempio materiali e vincoli, presentano comportamenti non lineari.

2.2.2. Mesh 3D

Per preparare la discretizzazione 3D si può procedere in due modi differenti. Il primo metodo è adatto a geometrie particolarmente semplici, sulle quali si può generare una mesh 2D, sempre con il comando freeform, su una delle facce del solido e successivamente estrudere manualmente gli elementi per la dimensione necessaria. Il secondo metodo prevede di usare il comando map mesh che va a generare in modo automatico la mesh 3D dell'intero solido. Quest'ultimo comando è più veloce ma anche più critico perché spesso è necessario suddividere la geometria in più sezioni (come visto nel paragrafo 2.1) in modo tale che il programma riconosca che l'oggetto sia mappabile, ovvero che sia componibile da elementi tutti della stessa forma.

Anche in questo caso si deve decidere la forma da dare agli elementi, che nel caso 3D sono:

- tetra che genera una mesh composta da soli tetraedri;
- hexa che genera una mesh composta principalmente da esaedri.

Analogamente agli elementi triangolari della mesh bidimensionale, i tetraedri si adattano facilmente alle geometrie complesse e permettono una meshatura automatica, ma possono risultare meno accurati. Gli esaedri, analoghi ai quads, offrono maggiore accuratezza e stabilità numerica, a fronte della necessità di geometrie più regolari e di una discretizzazione più strutturata.

Durante la meshatura automatica descritta in precedenza tramite il comando map mesh, può accadere che vengano generati elementi di forma diversa da quella prevista. Quasto avviene quando la geometria non consente la creazione esclusiva di quads. In questi casi il solutore inserisce elementi triangolari come elementi di congiunzione, così da garantire la continuità della mesh anche in zone geometricamente complesse. A partire poi da quei trias, Hypermesh genera elementi tridimensionali con le basi triangolari e le facce laterali quadrilatere, denominati penta. Essi permettono di mantenere una corretta discretizzazione del modello senza compromettere la qualità complessiva della mesh.

2.3. Controllo qualità

2.3.1. Parametri di controllo

Una volta generata la griglia, è fondamentale controllare la qualità degli elementi infinitesimi. Il controllo qualità, così come in altri ambiti, è fondamentale al fine di ottenere risultati attendibili dalle simulazioni in termini di accuratezza, stabilità e convergenza. La forma degli elementi, infatti, influenza le simulazioni e può portare a risultati poco attendibili rendendo in questo modo altrettanto poco utili le informazioni ottenute.

Esistono numerosi parametri di controllo, tra cui i principali sono:

- Min/max size che indicano quanto un elemento ha dimensioni vicine al valore di riferimento
- aspect ratio che valuta il rapporto tra i lati e, quindi, deve mantenersi in valori contenuti per evitare di avere elementi eccessivamente allungati;
- skew che misura la differenza tra gli angoli effettivi con quelli della configurazione ideale;
- warpage che quantifica la non planarità dell'elemento, ovvero quando uno dei nodi non è esattamente sullo stesso piano degli altri;
- jacobian che indica quanto un elemento è deformato rispetto alla sua forma ideale di riferimento.
- Taper che indica quanto un elemento si discosta dalla forma ideale a causa di una variazione progressiva della distanza tra i lati o facce opposti, ovvero ad esempio quando un elemento quad assume forma trapezoidale.

Rispettare i limiti sui valori dei parametri appena citati permette di evitare di avere elementi degenerati o fortemente distorti, i quali potrebbero introdurre errori di natura numerica e, di conseguenza, ridurre l'accuratezza dei risultati. Diventa in questo modo evidente che il controllo qualità sia uno step fondamentale da eseguire prima di procedere oltre con la simulazione vera e propria. Bisogna aggiungere che non sempre è possibile avere una matrice "perfetta", più spesso si devono fare dei compromessi in cui si accetta di avere più elementi vicini i cui parametri caratteristici sono di poco oltre il range ottimale.

2.3.2. Correzione mesh

Come visto nel paragrafo precedente, la verifica della qualità della mesh rappresenta una fase fondamentale del processo di simulazione FEM. Durante questo controllo può accadere che alcuni elementi non rispettino i parametri di qualità richiesti. In tali situazioni è necessario intervenire sulla discretizzazione per sistemare gli elementi fuori dagli standard e garantendo, così maggiore accuratezza dei risultati.

Uno dei primi metodi di correzione consiste nell'agire direttamente durante la fase di creazione della mesh tramite il comando freeform. In questa fase è possibile modificare il numero di nodi presenti sugli spigoli della geometria, cercando un compromesso tra la regolarità della forma e il numero complessivo di elementi.

Sempre sfruttando lo stesso comando freeform, si può rigenerare la mesh solamente delle aree critiche, senza alterare le regioni già corrette. Questa operazione viene effettuata selezionando gli elementi distorti insieme a quelli ad essi vicini e ripetendo la discretizzazione locale modificando i parametri di mesh, tipicamente la dimensione massima degli elementi.

In Hypermeh esistono anche dei metodi di correzione automatici come autoquality e smooth. Il primo, una volta selezionati gli elementi critici, modifica la posizione dei nodi cercando di avvicinare i parametri di qualità allo standard. Il secondo, analogamente, cerca di riposizionare i nodi in maniera tale che la matrice presenti elementi distribuiti con maggiore regolarità e rendendo più omogenea la transizione tra elementi adiacenti.

Nei casi più critici è infine possibile intervenire manualmente spostando i nodi (move), o suddividendo/unendo gli elementi già presenti (split/unplit). Quest'ultimo approccio richiede maggiore tempo di elaborazione ma al contempo permette di avere maggiore controllo sulla qualità specialmente nelle zone in cui i metodi automatici non risultano soddisfacenti.

2.4. Modellazione delle connessioni

2.4.1. Elementi 1D

Come già accennato in precedenza, la quantità di elementi nella mesh influisce direttamente sul tempo necessario al calcolatore per risolvere il sistema. Per questo motivo, nella modellazione FEM si ricorre spesso a tecniche di semplificazione che permettono di ridurre il numero di gradi di libertà pur mantenendo una buona accuratezza. In particolare, per descrivere connessioni tra componenti, come la presa della macchina di trazione sulle piastre, ed oggetti caratterizzati da una geometria "snella", come le viti, è possibile utilizzare elementi monodimensionali. Essi sono divisi in diverse tipologie in funzione dello scopo e sono:

- RBE2: elemento rigido che impone una relazione cinematica tra un nodo indipendente (master) e uno o più nodi dipendenti (slave). I nodi slave sono vincolati a seguire esattamente i gradi di libertà del nodo master, trasmettendo forze e momenti senza deformazioni relative e così introducendo maggiore rigidezza al modello.
- RBE3: elemento interpolativo non rigido che connette un nodo indipendente (master) a uno o più nodi dipendenti (slave) tramite coefficienti di peso. Consente la distribuzione dei carichi senza introdurre una rigidezza artificiale, permettendo una trasmissione maggiormente realistica delle forze e dei momenti.
- Beam: elemento strutturale deformabile che collega due nodi e che rappresenta il comportamento assiale, flessionale e torsionale. Introduce una rigidezza dipendente dalle proprietà geometriche e del materiale.

Si evidenzia come gli RBE (acronimo inglese di Rigid Body Element) siano elementi di collegamento numerico, mentre le beam rappresentano elementi strutturali fisici, ovvero caratterizzati da proprietà fisiche.

Un esempio di applicazione di questi elementi possono essere gli RB2 come rappresentazione semplificata della testa delle viti e dei dadi, le beam come rappresentazione del gambo delle viti o di perni e gli RBE3 in luogo connessioni non rigide come gli afferraggi di una morsa.

2.4.2. Bulloneria

Le viti, avendo un gambo snello, possono essere approssimate nel FEM come degli elementi monodimensionali. In questa situazione diventano utili gli RBE2 e le beam descritte nel paragrafo precedente. In particolare, gli RBE2 sono utilizzati per approssimare la testa della vite e il dado, mentre gli elementi beam sono impiegati in sostituzione del gambo della vite. Questa forma di rappresentazione permette di ridurre notevolmente il quantitativo

di elementi da analizzare pur mantenendo elevata l'accuratezza dei risultati.

Se invece si vuole trattare la bulloneria come un qualsiasi altro oggetto, la si può discretizzare nelle tre dimensioni. In questo caso si deve prestare attenzione all'interfaccia tra dado e gambo della vite. Durante l'elaborazione della presente tesi, si è deciso di creare una mesh in cui le facce degli elementi all'interfaccia fossero perfettamente coincidenti in modo che si potessero far collassare i nodi. Quello che succede in pratica è che si rendono solidali gambo e dado come se fossero un unico componente. Non è esattamente ciò che accade in un collegamento bullonato realistico ma è comunque una sua buona approssimazione.

2.4.3. Saldature

Per le saldature si esamineranno i casi di approssimazione per la mesh bidimensionale.

Un primo metodo consiste nel generare semplicemente la mesh singolarmente sulle superfici medie e successivamente proiettare i nodi del componente secondario sugli elementi del primario. Per semplificare questo procedimento è disponibile il comando imprint, il quale automatizza la proiezione e contestualmente esegue anche un remesh locale della parte ricevente. In questo modo si garantisce una discretizzazione in cui i nodi degli elementi del componente primario sono coincidenti con quelli proiettati.

Un secondo metodo può essere usato quando si devono elaborare saldature a sovrapposizione. In questa situazione, lavorando sulle superfici medie si nota subito come esse non siano sullo stesso piano ma sono a distanza pari alla somma dei semi-spessori. Per poter unire i componenti si devono sposare le superfici in modo da averle alla stessa quota. Successivamente, si devono generare mesh coerenti, ovvero i nodi di un componente devono essere allineati con quelli dell'altro componente. Infine, per rendere solidali due corpi, si deve eseguire l'equivalence, la quale fonde insieme i nodi coincidenti. Usando questo procedimento si accetta l'errore, comunque molto piccolo, che lo spostare superfici provoca sui risultati.

Il terzo metodo è una variante del precedente in cui, invece di spostare le superfici medie, si uniscono i nodi omologhi 1 a 1 tramite elementi rigidi RBE2. Questo tipo di unione definisce la saldatura come un oggetto infinitamente rigido ma resta comunque un'ottima approssimazione.

2.5. Definizione contatti

Le superfici di contatto tra i corpi devono essere definite dall'utente. Esiste per questo scopo il comando contact surfaces il quale permette di

raggruppare o i nodi o gli elementi interessati dall'attrito. Questi raggruppamenti vengono chiamati set e sono utili per distinguere le diverse superfici.

Una volta che si sono definiti i set, si devono associare tra loro con il comando group, ovvero si deve indicare al software il tipo di contatto che si vuole ottenere. Esistono diversi tipi di definizioni di "default" come freeze, cioè incollati rigidamente, stick, cioè incolati ma non rigidamente, e slide, cioè appoggiati ma senza attrito. Queste tipologie di connessioni sono utili come punto di partenza ma non rappresentano quasi mai il comportamento reale del contatto. Per una maggiore accuratezza, è meglio indicare il coefficiente di attrito.

2.6. Attribuzione proprietà

Una volta sistemata la mesh, è necessario specificare le proprietà degli oggetti che si vogliono studiare. La prima caratteristica da assegnare è il materiale di cui sono composti. In particolare, il sowtware Hypermesh richiede all'utente di impostare alcuni parametri che caratterizzano il materiale, tra i quali ci sono la densità (ρ), il modulo di Young (E) e il coefficiente di Poisson (ν). Tramite essi, il programma è in grado di ricavare il comportamento elastico del materiale e fornire risultati attendibili.

Il secondo passaggio è quello di attribuire una proprietà ai componenti in cui si è precedentemente associato il materiale corretto. Si deve quindi indicare se si tratta di una mesh 1D (pbeaml), 2D (pshell) o 3D (psolid). Per la modellazione 3D non è necessario definire ulteriori parametri nella sezione delle proprietà, mentre per quelle 1D e 2D sono da specificare le dimensioni dell'oggetto.

Un ulteriore uso delle proprietà consiste del definire le caratteristiche dei contatti tra le superfici. Infatti, al momento della creazione dei contatti, si possono indicare per ogni gruppo le caratteristiche dell'attrito. Così facendo però, nel caso si dolesse cambiare il valore del coefficiente, lo si dovrebbe fare singolarmente. Riunire tutti i contatti analoghi sotto un'unica proprietà permette di ridurre il tempo di resettaggio. In questo caso si deve fare riferimento alle proprietà del tipo pcont.

2.7. Applicazione carichi

Dopo aver costruito un mesh adeguata e dopo aver attribuito le proprietà fisiche agli oggetti in analisi, si procede con l'applicazione dei carichi. Essi si possono suddividere in vincoli, forze esterne e pretensionamento (delle viti). Ognuna di queste categorie deve approssimare quelli che sono i reali carichi che andranno ad agire sui componenti durante l'esercizio.

Come primo passo, è necessario creare un load collector per ogni tipologia di carico, tipicamente per il precarico delle viti, vincoli e forze esterne. Esso è un "contenitore" utile per definire univocamente i casi di carico.

Una volta definiti tutti i load collector, si devono indicare al solutore quali sono le sollecitazioni da applicare tramite il menù load step. Esso richiede che siano indicati tutti i collector in funzione dello scopo che hanno, ovvero proprio precarico, vincoli e forze esterne. Inoltre, in funzione del tipo dell'analisi che si intende svolgere, tipicamente lineare o non lineare, sono da impostare anche alcuni input, come nlparm e nlout. L'analisi non lineare è tipicamente usata nel caso in cui debbano essere considerate le principali forme di non linearità: geometrica, materiale e di contatto. La non linearità geometrica permette di considerare i grandi spostamenti e deformazioni a cui il componente studiato è soggetto, aggiornando la configurazione del modello durante il processo di carico. La non linearità riferita al materiale, invece, tiene conto del comportamento oltre il limite di snervamento, ovvero quando si sviluppano deformazioni plastiche permanenti. Infine, la non linearità dei contatti consente di modellare l'interazione tra superfici, includendo l'attrito e l'eventuale apertura del contatto. Nei casi in cui non sia necessario valutare nessuna di queste forme di non linearità, è possibile ricorrere ad un'analisi lineare, la quale risulta meno dispendiosa dal punto di vista computazionale.

2.7.1. Pretensionamento

Il primo carico che normalmente si applica è la forza di pretensionamento che agisce sulla bulloneria. Come detto in precedenza, le viti possono essere discretizzate tramite elementi monodimensionali o tridimensionali.

Nel caso 1D, il gambo della vite è approssimato da una beam, ovvero una linea a cui si attribuisce la proprietà del diametro. Per ridurre gli errori numerici, si suddivide la beam in più tratti, tipicamente dispari in modo che si possa applicare in seguito la forza del precarico nel tratto centrale. Successivamente, per attribuire il pretensionamento, si deve aprire il menù bolt pretension, tramite il quale si devono selezionare tutte le viti, o meglio, tutti i tratti centrali delle beam su cui si esige applicare il precarico. Questo menù richiede, inoltre, di indicare il tipo di precarico, nel caso in studio una forza, il suo valore e il load collector in cui lo si vuole inserire.

Nel caso 3D, invece, la vite è composta da elementi infinitesimi come qualunque altro oggetto. In questo caso, il menù bolt pretension richiede che la vite sia rappresentata tramite una superficie sui cui applicherà la forza. Questa superficie dev'essere trasversale all'asse della vite e, tipicamente, collocata a distanza intermedia tra la testa della vite stessa e il dado. Si procede poi nello stesso menù esattamente come nel caso monodimensionale.

2.7.2. Vincoli

I vincoli rappresentano i gradi di libertà dei movimenti nello spazio che vengono bloccati. In ingegneria i principali tipi di vincolo sono rappresentati dall'incastro, il quale blocca le traslazioni e le rotazioni rispetto a tutti gli assi, la cerniera, che blocca tutte le traslazioni rispetto agli assi e le rotazioni rispetto agli assi ad essa perpendicolari, e l'appoggio semplice, il quale blocca la traslazione lungo l'asse ad esso perpendicolare.

In Hypermesh, anche in questo caso dopo aver creato un load collector, si devono selezionare tutti i nodi che si ipotizza siano un vincolo per la struttura. Per ognuno di essi si possono definire i gradi di libertà in funzione delle necessità progettistiche tramite il menù constraints. Esso permette, infatti, di personalizzare le limitazioni dei movimenti sui singoli nodi definendo i valori per ogni singolo grado di libertà.

In alcuni casi, può essere utile sfruttare gli elementi rigidi RBE3 in rappresentazione di un vincolo che agisce su una superficie estesa, ad esempio il bloccaggio del componente con una morsa. In questa situazione più nodi agiscono come vincolo e quindi possono essere collegati da un RBE3 che non introduce rigidezze numeriche. Sul nodo master, ovvero il nodo centrale, si può poi facilmente applicare il vincolo allo stesso modo descritto in precedenza.

2.7.3. Carichi esterni

Come ultimo passaggio si deve applicare il carico che dall'esterno agisce sul sistema. Il procedimento è analogo a quanto descritto per i vincoli, con la differenza che in questo caso si può scegliere il tipo di sollecitazione, ad esempio forza e pressione, e la relativa ampiezza. Anche per questa tipologia il carico può essere applicato singolarmente sui nodi oppure mediante il collegamento con gli RBE3.

3. Descrizione del modello

L'obiettivo della presente tesi è quello di analizzare nei dettagli la fattibilità della realizzazione di una nuova versione del cantilever per i sedili. Attualmente il sostegno viene realizzato in alluminio ma si vuole comprendere se è possibile sostituirlo con uno realizzato in acciaio. L'utilizzo dell'alluminio non permette le saldature in quanto sarebbero difficili da realizzare e, soprattutto, sarebbero caratterizzate da una bassa resistenza strutturale, per cui il sostegno viene realizzato come getto. Questo tipo di lavorazione aumenta i costi di produzione perché lo stampo del cantilever deve essere "su misura". Il passaggio all'acciaio permetterebbe di utilizzare una combinazione di elementi, come tubolari e piastre, che sono standardizzati e, perciò, meno costosi. L'unione tra le parti si eseguirebbe mediante saldature che, con questo materiale, sono meno penalizzanti.

Si precisa che il modello di partenza usato nelle analisi FEM non è stato progettato durante il periodo di tesi, bensì è stato fornito direttamente da Alstom. Tale disegno è stato impiegato nella sua forma originale come base per le simulazioni, e successivamente migliorato con modifiche mirate alla risoluzione delle criticità strutturali emerse.

3.1. Componenti

Il modello iniziale del nuovo cantilever è caratterizzato dall'unione di diversi componenti in particolare, si tratta di elementi tubolari, sia a sezione circolare che rettangolare, e di piastre opportunamente tagliate e sagomate. Nelle figure seguenti viene presentato il disegno in 3D dell'assieme.

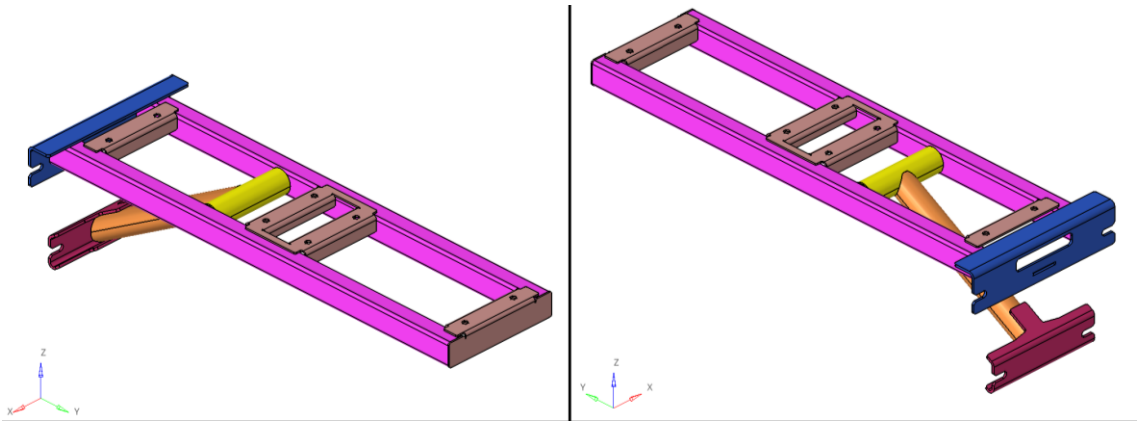


Figura 3.1 Rappresentazioni assonometriche del cantilever

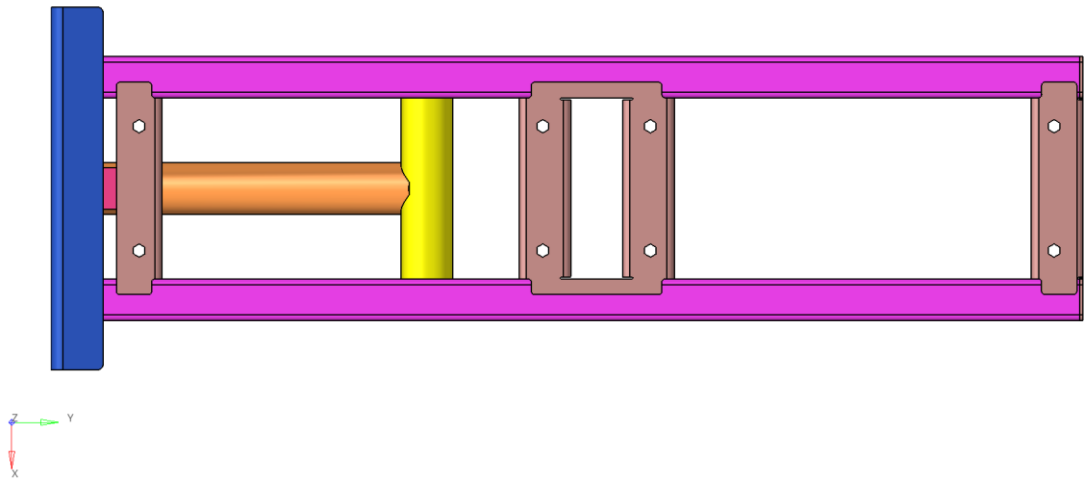


Figura 3.2 Vista dall'alto del cantilever

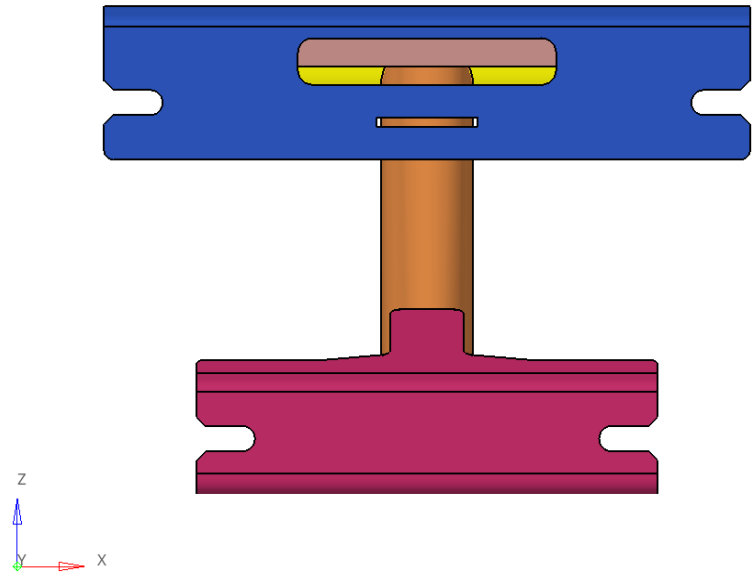


Figura 3.3 Vista frontale del cantilever

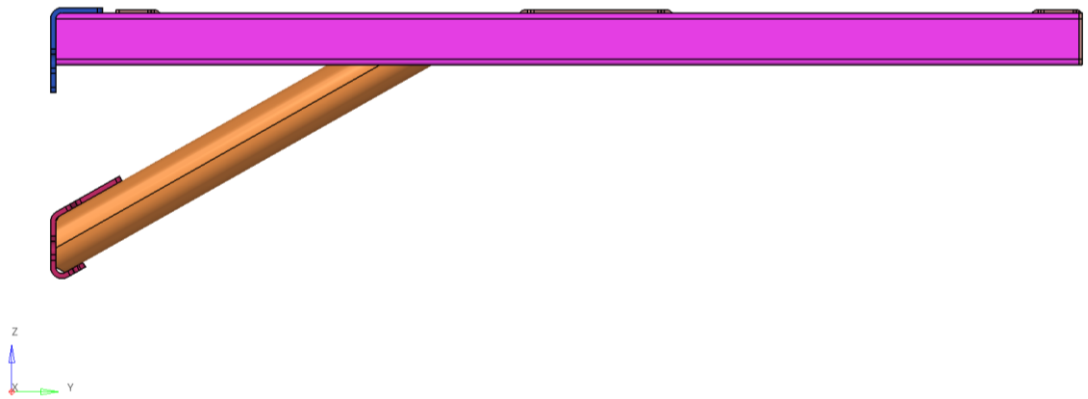


Figura 3.4 Vista laterale del cantilever

Per semplicità grafica, ogni tipologia di componente è stata rappresentata con un colore differente:

- Blu: piastra di fissaggio superiore
- Rosso: piastra di fissaggio inferiore
- Rosa: tubolari rettangolari
- Arancione: tubolare circolare di sostegno
- Giallo: tubolare circolare trasversale
- Marrone: piastre di supporto

Si presenta ora il disegno 2D dell'assieme con le relative quote di ingombro nella Figura 3.5.

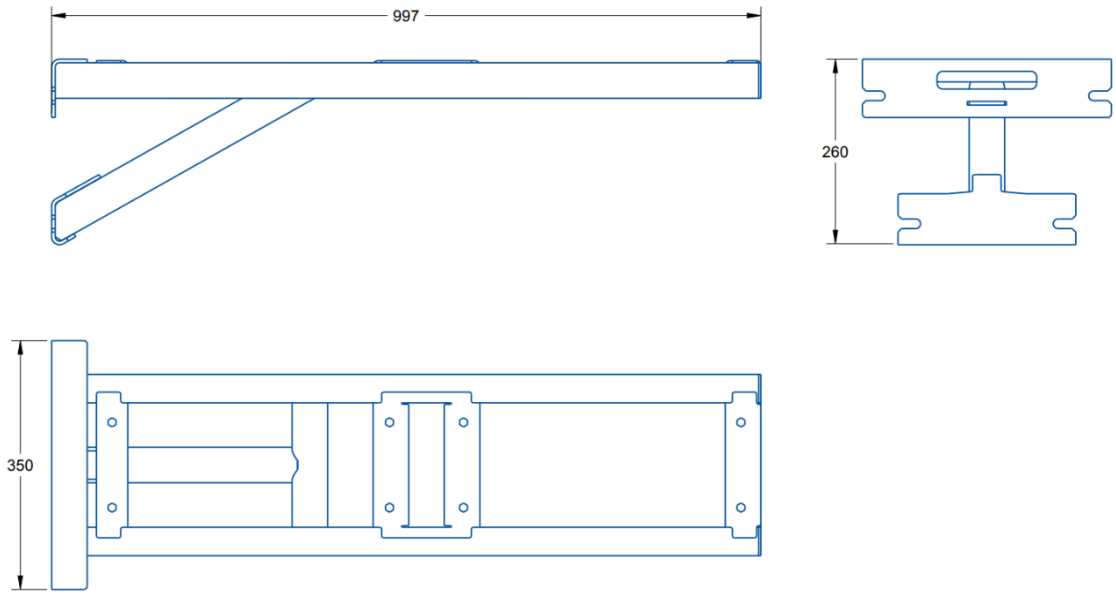


Figura 3.5 Disegno 2D quotato

Ogni parte è stata progettata per assolvere un compito preciso all'interno del sistema, integrandosi con gli altri elementi per garantire il corretto funzionamento globale. Nel dettaglio, le due piastre di fissaggio (blu e rosso) ricevono i carichi tramite la saldatura con i tubolari rettangolari (rosa) e li trasferiscono al c-rail della cassa, al quale sono collegate tramite viti. Le piastre di supporto (marrone), connesse tramite viti direttamente alla struttura del sedile, ridistribuiscono le forze ricevute sui tubolati rettangolari sui quali sono saldate. Inoltre, insieme al tubolare trasversale (giallo), contribuiscono ad aumentare la rigidezza della struttura, che altrimenti risulterebbe eccessivamente flessibile. Infine, il tubolare circolare di sostegno (arancione) conferisce rigidezza verticale alla struttura, trasferendo le forze dei carichi ai fissaggi della piastra inferiore (rosso).

È necessario ora definire le dimensioni di ogni componente, con particolare attenzione agli spessori. Per chiarezza, essi sono stati indicati graficamente nella Figura 3.6.

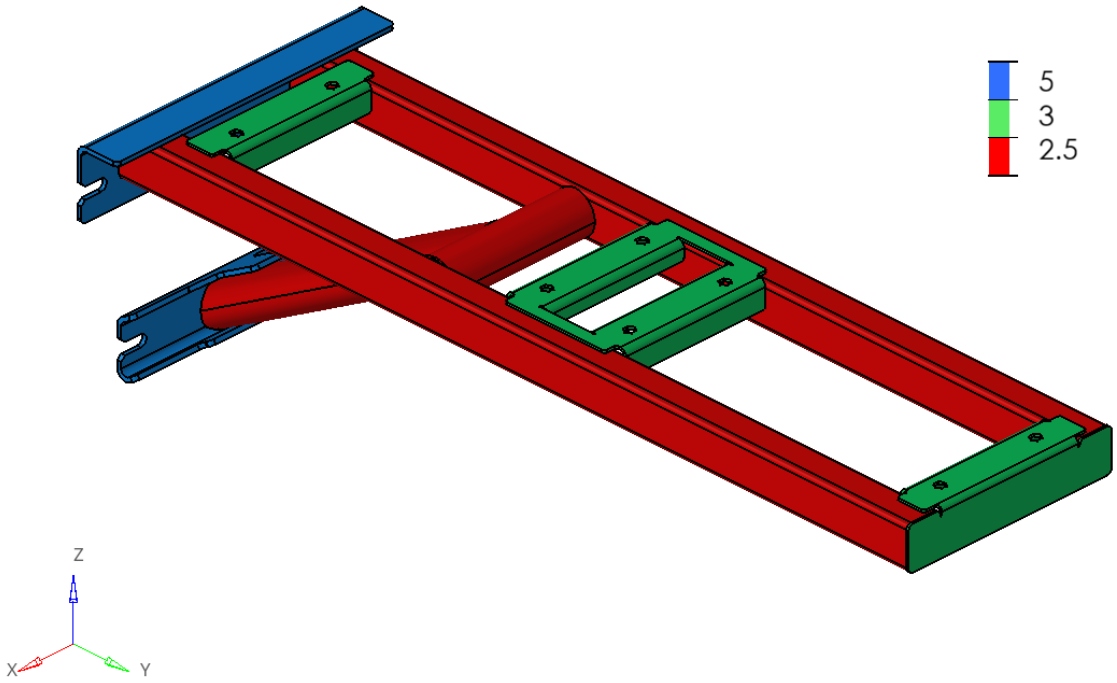


Figura 3.6 Rappresentazione grafica del valore degli spessori dei componenti

Come già accennato, per simulare il comportamento del sistema soggetto ai carichi esterni, è necessario che il sostegno sia imbullonato al c-rail posizionato sulla parete della cassa del veicolo. Per rendere possibile questa analisi, nel FEM è stata introdotta una sezione della cassa abbastanza grande da essere rappresentativa ma al contempo non eccessivamente estesa per ridurre i tempi di calcolo.

3.2. Materiali

In questa sezione viene definito il materiale mediante cui si vogliono realizzare i componenti. Il disegno fornito dal costruttore ed usato come riferimento non indicava uno specifico materiale, per cui si è ipotizzato di realizzare tutte le parti del cantilever in acciaio S355. Questo materiale è un acciaio strutturale non legato particolarmente adatto allo scopo in quanto presenta un buon equilibrio tra resistenza, saldabilità e lavorabilità.

Per il concio di cassa, invece, è stato scelto lo stesso materiale utilizzato per la realizzazione dei veicoli prodotti da Alstom, in particolare si tratta dell'alluminio AW6005-T6. Il materiale attribuito alla cassa serve solamente per definire il comportamento elastico della struttura, in quanto lo studio che si intende svolgere riguarda solamente la resistenza strutturale del cantilever.

3.2.1. Caratteristiche statiche

Per una corretta analisi, si definiscono in questo paragrafo le caratteristiche dell'acciaio S355 con cui si vuole realizzare il cantilever. Le principali proprietà delle piastre sono indicate nella Tabella 3.1.

Parametro	Valore	u. d. m.
Densità	7850	$\left[\frac{k_g}{m^3}\right]$
Modulo elastico	210000	$[MPa]$
Allungamento a rottura	23	[%]
Tensione di snervamento materiale base	375	$[MPa]$
Tensione di snervamento zona termicamente alterata	350	$[MPa]$
Tensione di rottura materiale base	430	$[MPa]$
Tensione di rottura zona termicamente alterata	430	$[MPa]$

Tabella 3.1Caratteristiche meccaniche statiche dell'acciaio S355

I dati appena forniti riguardano il materiale come definito produttore ma non possono essere utilizzati direttamente nelle verifiche. È necessario, infatti, applicare un coefficiente di sicurezza alle tensioni di snervamento come indicato nella norma EN 12663-1 [1] (paragrafo 1.1.3). Nel caso specifico, siccome si vuole eseguire una verifica a snervamento, si deve applicare il coefficiente $S_1 = 1{,}15$.

	Materiale base	Zona termicamente alterata
Tensione di snervamento corretta $[MPa]$	326	304

Tabella 3.2 Caratteristiche meccaniche statiche dell'acciaio S355 corrette

3.2.2. Caratteristiche a fatica

Analogamente la paragrafo precedente e in riferimento al paragrafo 1.3, si definiscono le caratteristiche meccaniche a fatica dell'acciaio in questione. I casi da analizzare riguardano il materiale base e le zone termicamente alterate dalle saldature.

- **Materiale base**

Nella tabella seguente sono indicati i parametri utilizzati al fine di calcolare correttamente le tensioni cicliche ammissibili:

Parametro	Valore	u. d. m.
R_m	430	MPa
N_R	$2 \cdot 10^6$	/
N_0	$1 \cdot 10^6$	/
a_m	0,35	$\frac{mm^2}{N}$
b_m	$-0,1$	/
a_R	0,22	/
b_R	400	MPa
m_σ	5	/
m_τ	8	/
$f_{R,\sigma}$	0,75	/
$f_{R,\tau}$	0,577	/
R_z	80	μm
$f_{S,edge}$	1,0	/
M_σ	0,0505	/
M_τ	0,0261	/
$f_{m,\sigma}$	0,9214	/
$f_{m,\tau}$	0,9533	/
$f_{S,R,\sigma}$	0,8608	/
$f_{S,R,\tau}$	0,9197	/

Tabella 3.3 Parametri di calcolo per la resistenza a fatica del materiale base S355

A partire dai dati appena citati, si procede al calcolo vero e proprio delle tensioni. Sono state ricavate le tensioni relative a numero di cicli e rapporti di tensioni differenti in modo da ottenere in quadro completo. I numeri di cicli caratteristici sono N_0 e N_R, dai quali si ricavano le tensioni, σ e τ, con pedice rispettivamente R e 0.

La posizione del ciclo di lavoro nel piano tensione media-tensione alternata (Figura 1.10) è fondamentale in quanto permette di conoscere il valore effettivo del rapporto delle tensioni R. Tale valore permette di convertire i range di tensione ammissibile dal valore di riferimento ottenuto per $R = -1$ al valore di R caratteristico dell'esercizio. Per una maggiore sicurezza si utilizzano in questo elaborato le tensioni limite definite per $R = 0,5$.

In definitiva, utilizzando le equazioni del paragrafo 1.3 si ottengono i presenti valori:

Parametro	Valore	u. d. m.
$\Delta\sigma_R(R_\sigma = -1)$	277,6	MPa
$\Delta\tau_R(R_\tau = -1)$	171,1	MPa
$\Delta\sigma_0(R_\sigma = -1)$	257,0	MPa
$\Delta\tau_0(R_\tau = -1)$	163,4	MPa
$\Delta\sigma_0(R_\sigma = 0{,}5)$	236,8	MPa
$\Delta\tau_0(R_\tau = 0{,}5)$	141,3	MPa

Tabella 3.4 Caratteristiche meccaniche a fatica del materiale base S355

- **Saldature**

Le configurazioni di saldatura sono numerose, come le giunzioni a T, di testa e a sovrapposizione. Questa varietà è sia geometrica che resistenziale, infatti ogni tipologia è soggetta a formazioni di cricche da usura in differenti posizioni e per diverse tensioni. Per evitare ambiguità, la norma EN 17149-3 [4] assegna ad ugni saldatura un numero identificativo che rappresenta un modo univoco la geometria del dettaglio. Nel caso studio si ipotizza di adottare saldature del tipo a T e quelle a sovrapposizione, indicate con i numeri 39 e 47 rispettivamente.

Al fine di calcolare correttamente le tensioni ammissibili, si devono definire tutti i parametri necessari che vengono riassunti nelle seguenti tabelle.

Saldatura a T semplice (# 39)					
	$\Delta\sigma_{//}$	$\Delta\sigma_{\perp,piede}$	$\Delta\sigma_{\perp,radice}$	$\Delta\tau_{\perp,piede}$	$\Delta\tau_{\perp,radice}$
$t_{rif}\ [mm]$	25	25	25	25	25
$t\ [mm]$	5	5	5	5	5
n	0,1	0,25	0,35	0,1	0,1
f_{thick}	1,175	1,495	1,756	1,175	1,175
f_{res}	1	1	1	1	1
f_{post}	1	1	1	1	1
f_{QL}	1	1	1	1	1
f_{CT}	1	1	1	1	1
m	4	4	3	5	5
$\Delta\sigma_C\ [MPa]$	112	50,7	23,7	-	-
$\Delta\tau_C\ [MPa]$	-	-	-	79,7	79,7

Tabella 3.5 Parametri di calcolo per la resistenza a fatica delle saldature a T semplice [4]

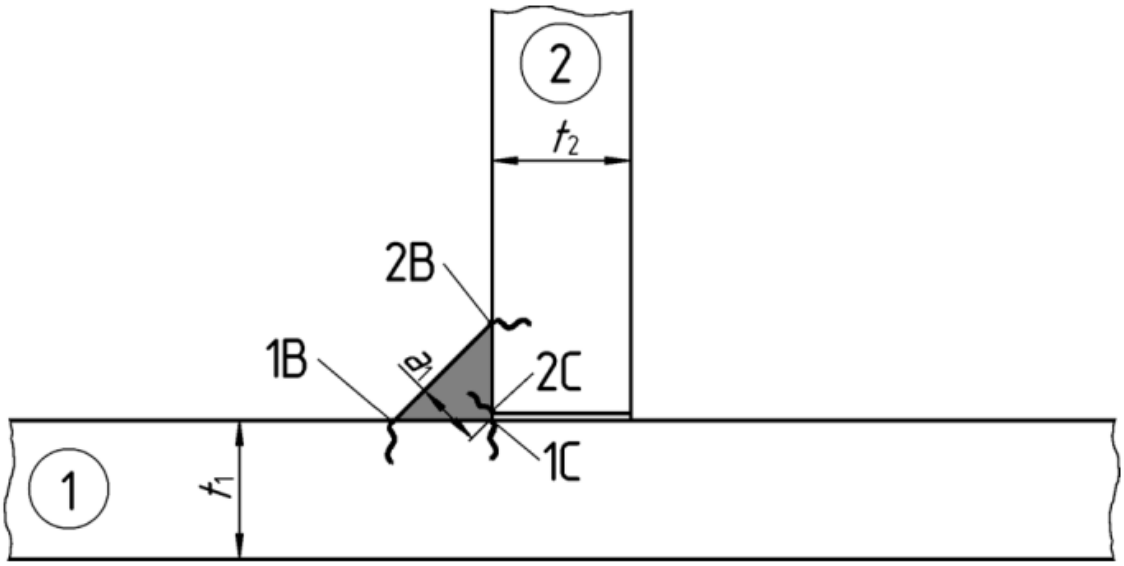


Figura 3.7 Schema saldatura a T con saldatura semplice su un singolo lato [4]

Saldatura a sovrapposizione (#47)					
	$\Delta\sigma_{//}$	$\Delta\sigma_{\perp,piede}$	$\Delta\sigma_{\perp,radice}$	$\Delta\tau_{\perp,piede}$	$\Delta\tau_{\perp,radice}$
$t_{rif}\ [mm]$	25	25	25	25	25
$t\ [mm]$	5	5	5	5	5
n	0,1	0,25	0,25	0,1	0,1
f_{thick}	1,175	1,495	1,756	1,175	1,175
f_{res}	1	1	1	1	1
f_{post}	1	1	1	1	1
f_{QL}	1	1	1	1	1
f_{CT}	1	1	1	1	1
m	4	4	4	5	5
$\Delta\sigma_C\ [MPa]$	112	60,1	60,1	-	-
$\Delta\tau_C\ [MPa]$	-	-	-	79,7	79,7

Tabella 3.6 Parametri di calcolo per la resistenza a fatica delle saldature a sovrapposizione [4]

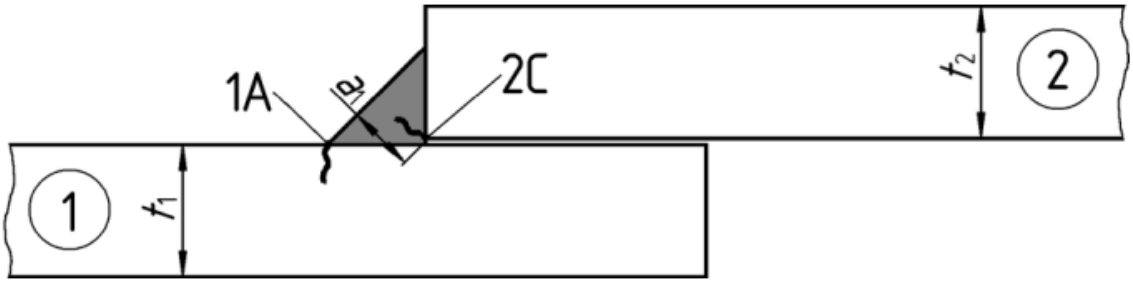


Figura 3.8 Schema saldatura a sovrapposizione con un unico cordone [4]

Per quanto riguarda gli spessori t, la norma prescrive di utilizzare il valore del componente specifico su cui si effettua la verifica. Tuttavia, per semplificare si è preferito adottare un unico valore pari al massimo spessore delle varie parti che compongono l'assieme. Questa scelta introduce un'approssimazione conservativa, poiché porta a sottostimare la resistenza a fatica calcolata rispetto al valore reale. Di conseguenza, l'assunzione risulta accettabile dal punto di vista della sicurezza strutturale.

In definitiva, applicando le equazioni (1.17-18) e (1.20-21) si ricavano:

Saldatura a T semplice (#39)		Saldatura a sovrapposizione (#47)	
$N_R = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{R,//} = 131{,}6\ MPa$	$N_R = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{R,//} = 131{,}6\ MPa$
$N_R = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{R,\perp,piede} = 75{,}8\ MPa$	$N_R = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{R,\perp,piede} = 89{,}8\ MPa$
$N_R = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{R,\perp,radice} = 41{,}6\ MPa$	$N_R = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{R,\perp,radice} = 89{,}8\ MPa$
$N_R = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{R,\perp,piede} = 93{,}6\ MPa$	$N_R = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{R,\perp,piede} = 93{,}6\ MPa$
$N_R = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{R,\perp,radice} = 93{,}6\ MPa$	$N_R = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{R,\perp,radice} = 93{,}6\ MPa$
$N_D = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\|\|} = 131{,}6\ MPa$	$N_D = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\|\|} = 131{,}6\ MPa$
$N_D = 9{,}74 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\perp,piede} = 51{,}0\ MPa$	$N_D = 6{,}94 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\perp,piede} = 65{,}8\ MPa$
$N_D = 10 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\perp,radice} = 24{,}3\ MPa$	$N_D = 6{,}94 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\perp,radice} = 65{,}8\ MPa$
$N_D = 100 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{D,\perp,piede} = 42{,}8\ MPa$	$N_D = 100 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{D,\perp,piede} = 42{,}8\ MPa$
$N_D = 100 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{D,\perp,radice} = 42{,}8\ MPa$	$N_D = 100 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{D,\perp,radice} = 42{,}8\ MPa$

Tabella 3.7 Caratteristiche meccaniche a fatica delle saldature

Anche in questo caso è necessario applicare alle tensioni misurate un coefficiente di sicurezza come definito paragrafo 1.3.4:

$\gamma_{M,S}$	–	$\gamma_{M,I}$	–	$\gamma_{M,V}$	=	γ_M
1,1		1		1		1,1

Tabella 3.8 Valori dei coefficienti di sicurezza a fatica

3.3. Carichi

Per garantire la correttezza e la significatività dei risultati dell'analisi, è indispensabile attenersi alle prescrizioni definite dalle normative di settore. Per quanto riguarda i carichi da applicare si fara riferimento alla norma EN 12663-1 [1], già ampliamente descritta nel paragrafo 1.1.

Siccome la norma indica i carichi sottoforma di forze inerziali, è fondamentale ricavare le masse in azione. Le masse che agiscono nello studio numerico appartengono a tutti gli oggetti che non verranno discretizzati con il FEM: si tratta quindi del peso dei passeggeri seduti e del sedile. La determinazione del peso degli utilizzatori segue quanto riportato nella letteratura di settore, la quale assume $80\ kg$ come valore rappresentativo. Per quanto riguarda i sedili, il valore non è noto poiché non è ancora stata definita la tipologia di veicolo sulla quale il costruttore intende installare il nuovo cantilever. Come ipotesi cautelativa, si è assunto di montare sul sostegno in esame un sedile di prima classe, in quanto è caratterizzato da una massa superiore rispetto ai modelli di classe inferiore. Inoltre, per ulteriore sicurezza si è maggiorata la massa complessiva di $5\ kg$.

	Massa $[kg]$
Passeggero	80
Sedile	25
Margine di sicurezza	5
Totale	110

Tabella 3.9 Masse

Si evidenzia che siccome il cantilever verrà analizzato numericamente, non è necessario conoscere il suo peso a questo punto dello studio in quanto il solutore ricaverà il peso autonomamente in funzione della densità del materiale associato.

4. Simulazione FEM statica

La simulazione FEM statica costituisce la fase applicativa del processo di modellazione numerica descritto nel capitolo 2, dove sono state illustrate nel dettaglio le procedure di discretizzazione, definizione dei materiali, gestione dei contatti e impostazione dei carichi mediante HyperMesh. In continuità con quanto esposto in quella sezione, l'obiettivo di questa analisi è valutare il comportamento meccanico del componente sotto condizioni di carico statico, verificando la distribuzione degli spostamenti, delle tensioni e l'eventuale presenza di zone critiche soggette a concentrazioni di sollecitazione.

La generazione del modello FEM segue criteri di coerenza metodologica con il capitolo precedente, adattando la strategia di discretizzazione e le scelte modellistiche alle esigenze specifiche dello studio. In particolare, la geometria del componente e la natura delle sollecitazioni consentono di adottare una rappresentazione semplificata che mantiene la significatività dei fenomeni meccanici rilevanti, riducendo al contempo il costo computazionale. Tale impostazione sarà discussa nelle sezioni successive, dove verranno presentate le scelte relative alla mesh, alle saldature, alla bulloneria e ai carichi.

La presente sezione introduce quindi il quadro generale dell'analisi statica, delineando gli obiettivi e la struttura del modello numerico. I risultati ottenuti, in termini di spostamenti e tensioni, saranno successivamente analizzati e interpretati con l'obiettivo di individuare eventuali criticità. Le informazioni ottenute costituiscono la base per proposte di modifica della geometria mirate alla riduzione delle sollecitazioni locali e al conseguente miglioramento del comportamento strutturale del sistema.

4.1. Descrizione

4.1.1. Mesh

La creazione degli elementi per l'analisi FEM inizia dalla preparazione della geometria dei componenti. Seguendo quanto descritto nel capitolo 2, si procede alla semplificazione della geometria eliminando tutti quei particolari, come smussi e raccordi. Sebbene tali dettagli abbiano una funzione strutturale nel componente reale, non risultano fondamentali per lo studio FEM. La loro rimozione permette di agevolare la creazione di una mesh più regolare ed efficiente, pur mantenendo la rappresentatività globale del modello. Come contropartita, gli spigoli vive che ne derivano tendono a generare concentrazioni di tensione più elevate rispetto alla geometria reale, producendo risultati più severi ma anche più conservativi dal punto di vista della sicurezza.

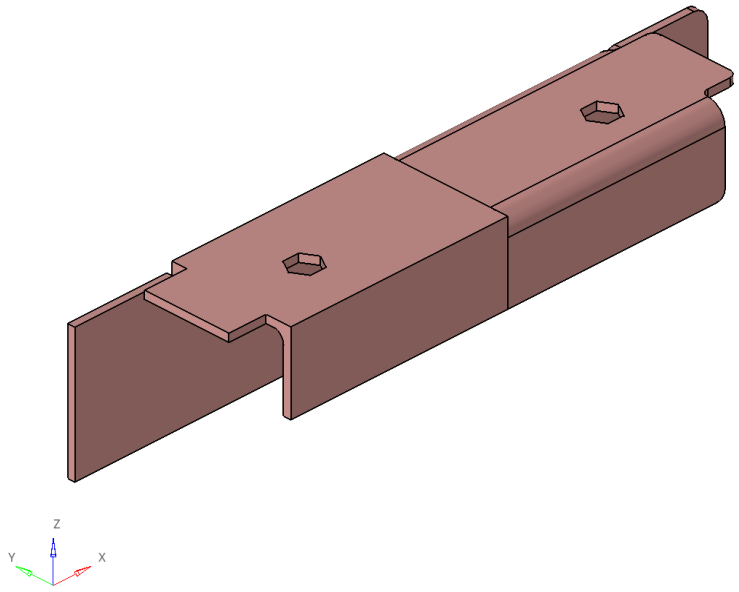


Figura 4.1 Comparazione tra geometria semplificata (sinistra) e originale (destra)

Una volta che si è semplificato a dovere il modello, occorre definire il tipo di discretizzazione da adottare tra analisi bidimensionale e tridimensionale. Per gli scopi di questo elaborato è sufficiente la modellazione 2D, che permette di ricavare tutte le informazioni necessarie per la verifica della staffa e, allo stesso tempo, permette di contenere i tempi computazionali. A partire dalla geometria modificata, sono state generate le superfici medie di tutti i solidi sulle quali è stato poi possibile produrre la discretizzazione.

Come completamento delle considerazioni iniziali, è necessario ora definire la forma e la dimensione massima degli elementi infinitesimi. Questi parametri influenzano fortemente i risultati, poiché la forma degli elementi definisce le proprietà numeriche mentre la dimensione incide sulla qualità della discretizzazione e sulla precisione dell'analisi. La dimensione è importante anche perché il solutore calcola i valori di tensione nel centroide di ogni elemento, ovvero nel punto centrale. Se si hanno elementi molto piccoli allora la tensione viene calcolata in modo quasi puntiforme. Nelle zone caratterizzate da concentrazioni di tensione questo porta a visualizzare valori più alti, mentre con elementi più grandi gli stress risultano maggiormente mediati sulla porzione di materiale rappresentata dall'intero elemento. Per le caratteristiche già descritte nel paragrafo 2.2.1, gli elementi di forma quadrilatera sono i più adatti allo scopo della presente tesi. Per quanto riguarda la dimensione si è impostato $10\,mm$ come valore massimo che è stato ridotto in alcune zone per permettere una migliore meshatura.

Data la complessità del modello, non è stato possibile realizzare una mesh composta solamente da elementi quad, ma è stato necessario introdurre alcuni elementi triangolari. Essi sono stati inseriti nell'intorno della giunzione saldata tra i tubolari rettangolari con quello a sezione circolare (Figura 4.2) in modo da garantire una buona qualità della discretizzazione. Infatti,

inizialmente si è cercato di avere soli quad, ma si è fin da subito notata una deformazione eccessiva degli elementi nella prossimità dell'unione che portava ad una qualità complessiva non sufficiente. La presenza di tali elementi comporta una maggiore rigidezza (numerica) che a sua volta comporta una maggiore tensione risultante. Nelle fasi successive, ovvero quando si faranno le considerazioni riguardanti la resistenza strutturale del sistema, si terrà conto di tale effetto che è comunque localizzato e non dovrebbe influenzare eccessivamente gli output.

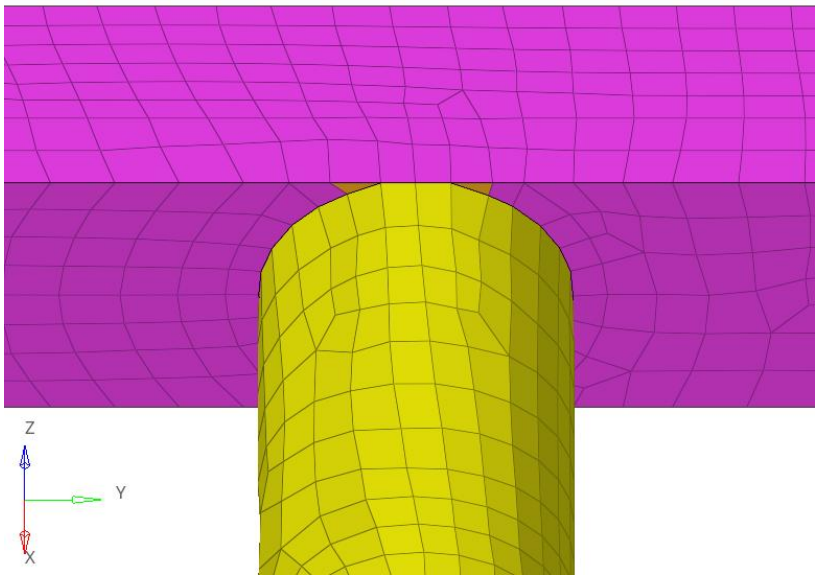


Figura 4.2 Ingrandimento degli elementi triangolari (in arancione)

Anche se lo studio riguarda solamente il cantilever, per poter eseguire delle simulazioni realistiche è necessario che sia correttamente modellata l'interfaccia tra cassa e sostegno. Di conseguenza, deve essere discretizzata anche una porzione della cassa del veicolo sufficientemente estesa da rendere trascurabili gli effetti dei vincoli che verranno successivamente applicati sui bordi. Una sezione troppo ridotta, infatti, risentirebbe in modo non fisico dell'irrigidimento imposto lungo il contorno, alterando la risposta del modello. Si segnala che, siccome l'analisi della struttura del veicolo non è argomento della presente tesi, durante le fasi preparatorie è stato fornito dal costruttore un modello di car body con la mesh già eseguita. Per questo componente sono stati utilizzati sempre elementi quad con dimensione media di $36{,}5\ mm$.

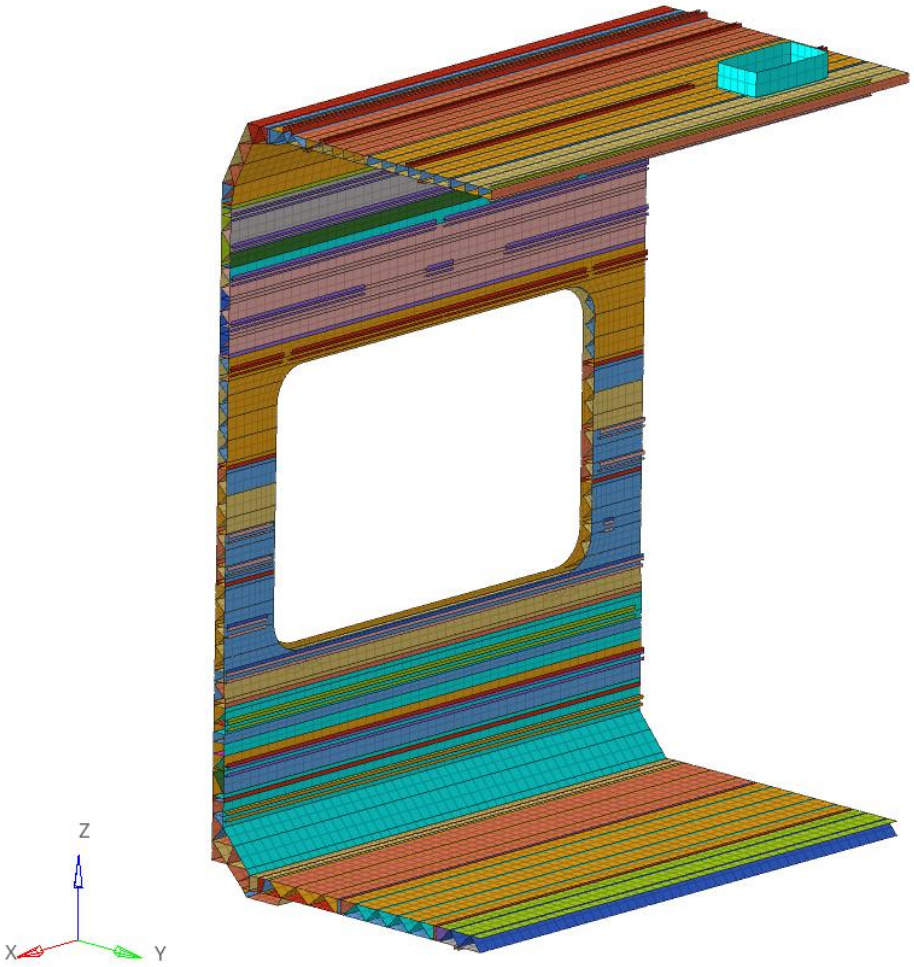


Figura 4.3 Modello 2D della cassa

Nel caso studio, il sistema viene sollecitato con forze relativamente contenute per cui ci si attende di avere deformazioni ridotte. Inoltre, poiché il limite per l'accettazione dei risultati viene considerato pari allo snervamento, la struttura rimane in campo elastico. In coerenza con quanto già detto nel capitolo 2, ciò consente di trattare il problema mediante analisi lineari.

4.1.2. Bulloneria

Nei collegamenti meccanici le connessioni bullonate hanno il compito di serrare le parti e mantenerle in contatto, così da garantire la corretta trasmissione degli sforzi tra i componenti. Normalmente un fissaggio è costituito da diversi elementi che, agendo insieme, generano e mantengono la forza di serraggio necessaria al corretto funzionamento del giunto. Nel caso studio, il principale collegamento bullonato è quello tra il sostegno al c-rail della cassa, i cui componenti sono illustrati nella Figura 4.4.

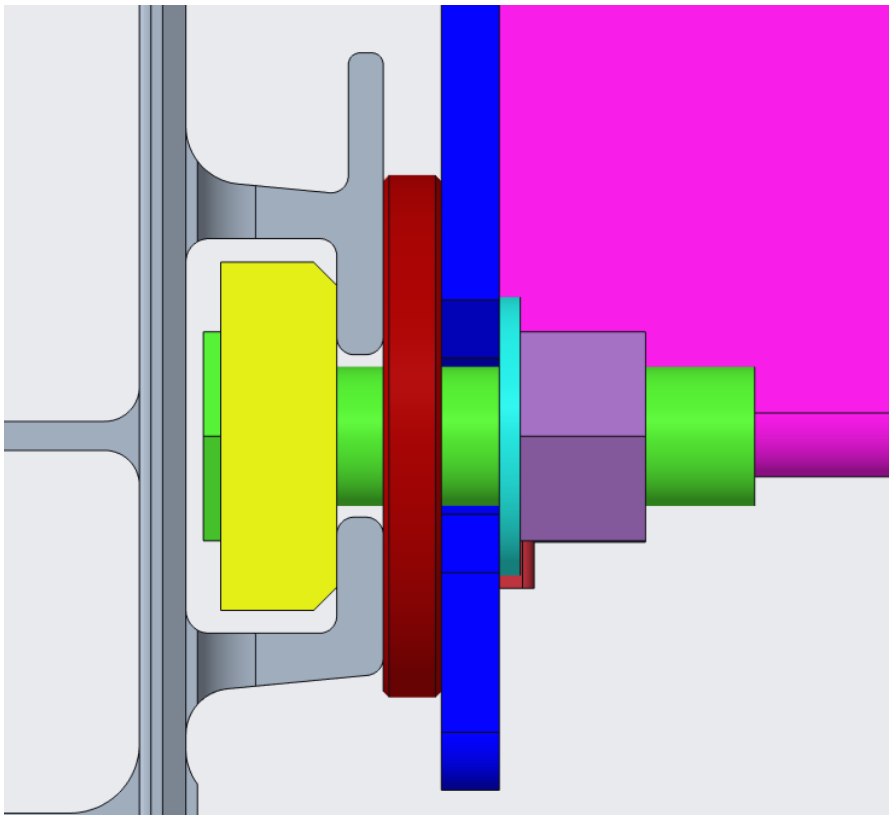


Figura 4.4 Sistema di fissaggio cassa-cantilever

Per semplicità grafica, ogni componente è stato rappresentato con un colore differente:

- Grigio: cassa
- Giallo: tassello
- Verde: vite
- Rosso: distanziale termico
- Blu: piastra di fissaggio superiore (cantilever)
- Azzurro: rosetta conica
- Viola: dado
- Rosa: tubolari rettangolari (cantilever)

È evidente come modellare tutti quei componenti appesantisca notevolmente il tempo di calcolo dei risultati. Perciò, per le prime simulazioni si è deciso di semplificare il più possibile le connessioni bullonate. In particolare, sono si sono sfruttati gli elementi monodimensionali, quali RBE 2 e beam, come descritto nel paragrafo 2.4.2. Questa scelta consente di ridurre significativamente il numero di componenti da modellare, mantenendo comunque la capacità di estrarre tutte le informazioni necessarie per un'analisi completa del comportamento del cantilever. Ovviamente nell'utilizzare il modello semplificato si accetta di ridurre la precisione dei risultati.

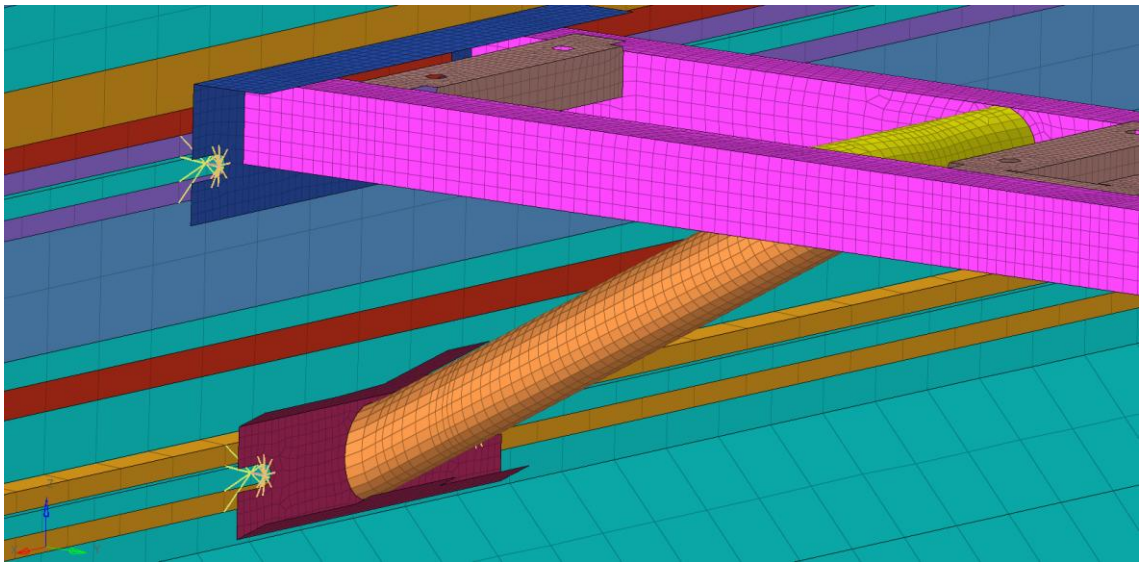


Figura 4.5 Fissaggi cassa-cantilever semplificati

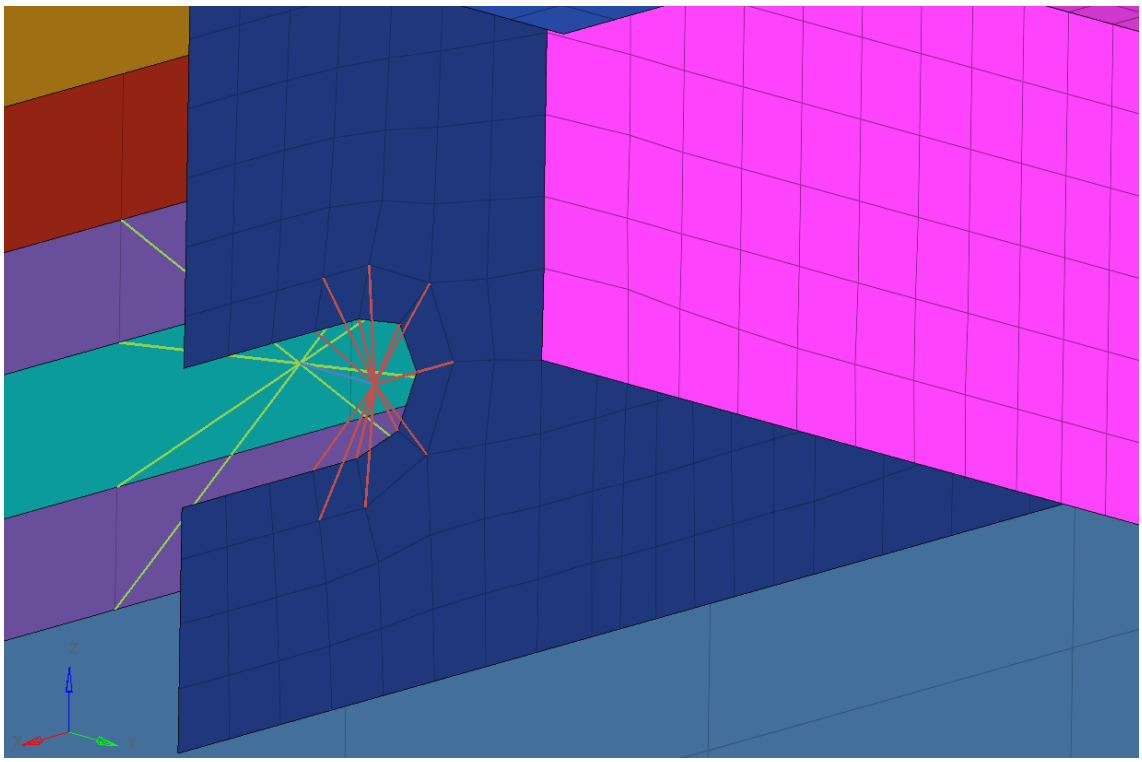


Figura 4.6 Ingrandimento di un fissaggio cassa-cantilever semplificato

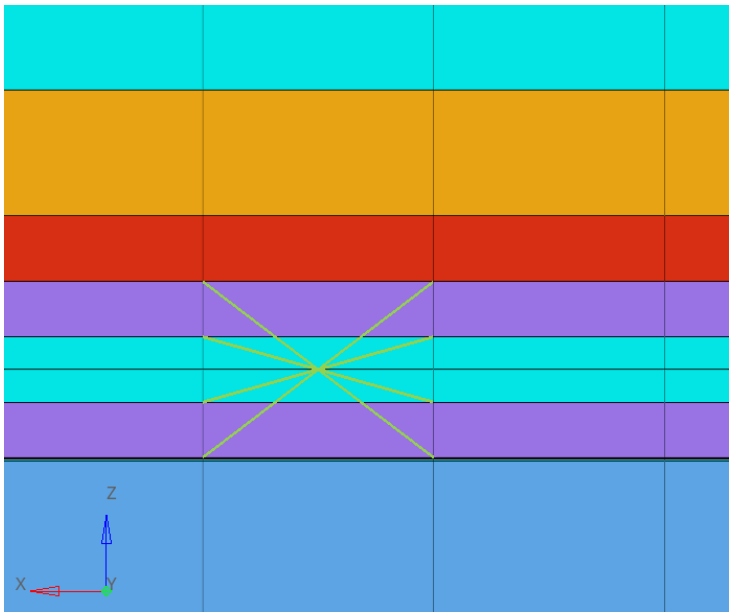


Figura 4.7 RBE2 collegati ai nodi del c-rail della cassa

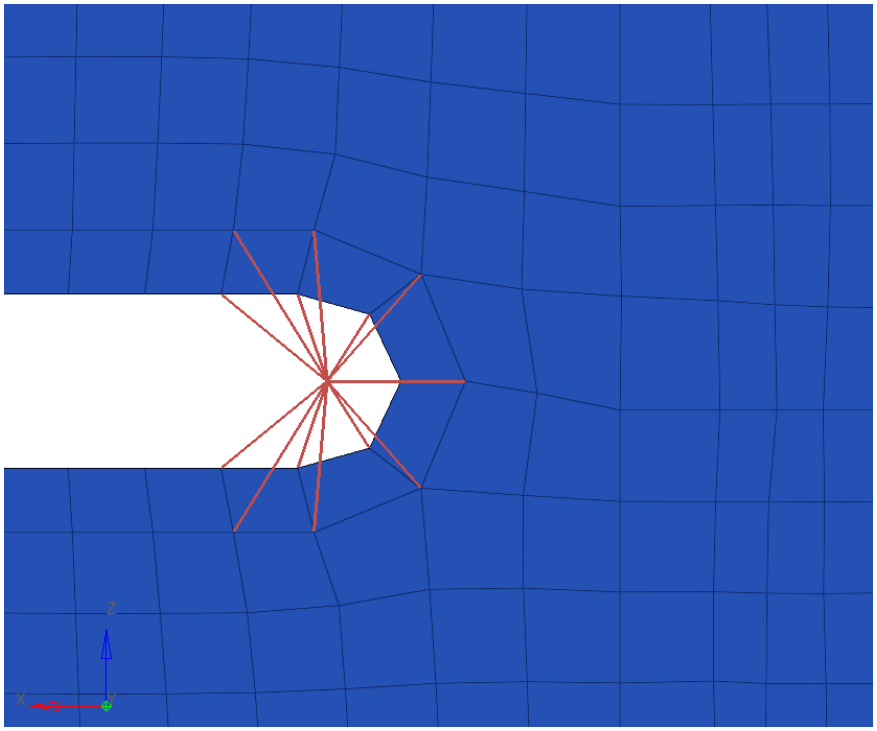


Figura 4.8 RBE2 collegati ai nodi intorno ai fori della piastra di fissaggio

Per questa prima fase di simulazione non è necessario applicare il precarico, in quanto si analizzeranno soltanto i risultati riferiti alla staffa e non alle viti.

4.1.3. Saldature

Le saldature rappresentano un elemento fondamentale per garantire la continuità strutturale tra le parti dell'assieme e per trasferire correttamente gli sforzi. In questa fase esse vengono modellate seguendo i metodi

proposti e descritti nel paragrafo 2.4.3. Le due tipologie di saldatura sono quelle a T (Figura 4.9) e quelle a sovrapposizione (Figura 4.10).

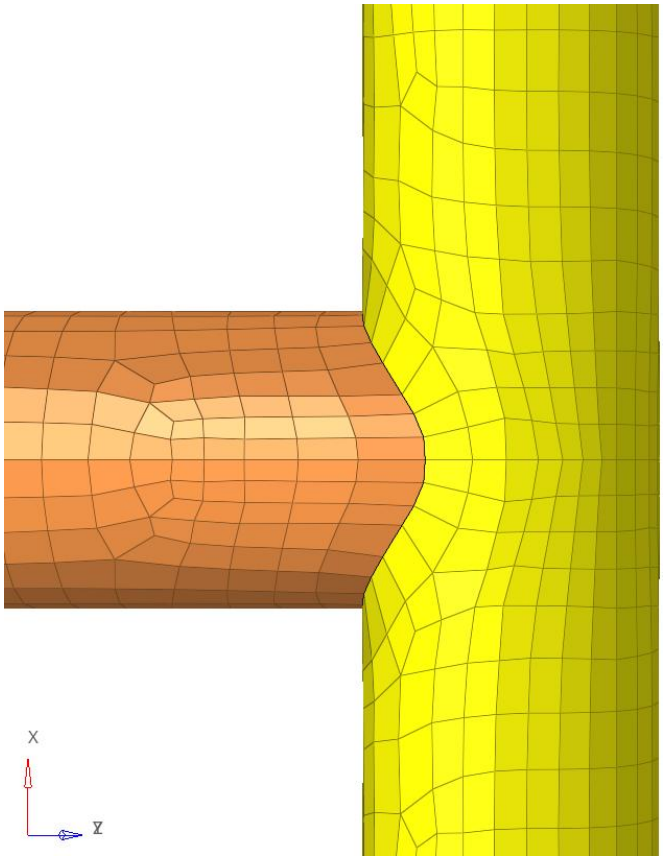


Figura 4.9 Esempio di saldatura a T

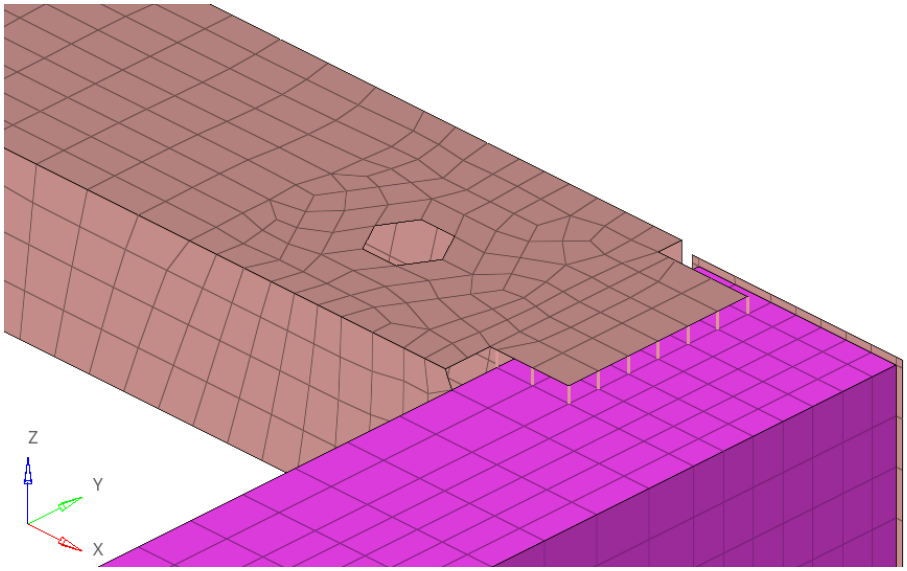


Figura 4.10 Esempio di saldatura a sovrapposizione

Si fa notare come le giunzioni tra le varie parti siano state modellate in modo conforme a quelle che verrebbero effettivamente realizzate durante la produzione del cantilever. Pertanto, nel modello sono uniti

esclusivamente gli elementi appartenenti alle zone in cui tali giunzioni risultano presenti nella configurazione reale.

4.2. Carichi

In questa sezione vengono descritte le modalità con cui le diverse condizioni di sollecitazione, già introdotte e classificate nel paragrafo 1.1.4, vengono effettivamente implementate nel modello agli elementi finiti. Dopo aver definito la natura dei carichi e il loro significato fisico, è infatti necessario specificare come tali azioni vengano applicate alla geometria discretizzata, quali superfici o nodi siano coinvolti e quali criteri vengano adottati per garantire una rappresentazione coerente del comportamento reale della struttura.

La trattazione si articola in tre parti: nella prima vengono introdotte le masse, specificando i criteri adottati per la loro definizione, nonché i punti di applicazione e le scelte necessarie per garantire una rappresentazione coerente del sistema nelle analisi statiche considerate; nella seconda vengono illustrati i carichi esterni, soffermandosi sulla definizione dei casi di carico, necessari per organizzare le diverse condizioni di sollecitazione; infine, nella terza parte vengono presentati i vincoli, che costituiscono le condizioni al contorno indispensabili per riprodurre l'interazione del modello con le parti non discretizzate della struttura e per assicurare il corretto bloccaggio dell'assieme.

L'obiettivo complessivo del paragrafo è dunque quello di fornire una descrizione chiara e rigorosa del processo di applicazione degli input al modello numerico, evidenziando le scelte modellistiche adottate e garantendo la piena tracciabilità delle operazioni che conducono alla definizione dello stato di sollecitazione nelle analisi successive.

4.2.1. Masse

Le masse che si prendono ora in considerazione sono quelle riferite a tutti quei componenti che non sono stati modellati, ovvero sedili e passeggeri. In entrambi i casi, si tratta di corpi estesi, caratterizzati da una distribuzione di massa non puntuale ma diffusa sul loro volume. Si comprende subito che rappresentare nel FEM una distribuzione di massa di questo tipo è difficilmente praticabile. Per questa ragione si ipotizza di applicare l'intera massa in un unico punto posizionato nel baricentro dei corpi. Questa è una forte approssimazione, ma permette di ottenere risultati conservativi dal punto di vista della sicurezza. Infatti, posizionare tutto il peso nel baricentro genera un momento flettente sul sostegno maggiore rispetto a quello che agisce nel caso reale, con conseguente visualizzazione di tensioni più elevate.

Diventa, perciò, fondamentale fare riferimento alle teorie dell'ergonomia per il corretto posizionamento del centro di gravità dei corpi. Questa teoria utilizza la curva di distribuzione delle altezze delle persone per definire il

posizionamento del corpo sul sedile e, conseguentemente, definire il punto più adeguato da indicare come centro di massa. Questo punto è un punto fittizio che viene spesso utilizzato in fisica per approssimare dei corpi estesi con corpi puntiformi. Inoltre, per semplicità, si suppone che il baricentro del sedile coincida con quello del passeggero in modo da applicare entrambi le masse nel medesimo punto. Nella Figura 4.11 viene rappresentato il disegno quotato preso come riferimento per l'elaborato.

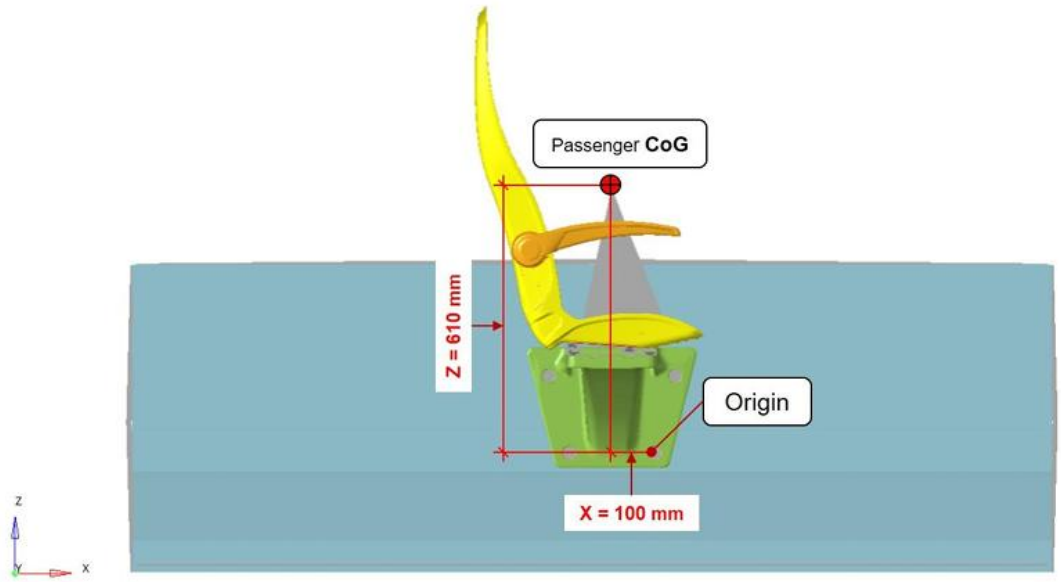


Figura 4.11 Posizionamento masse concentrate (Catia ergonomics design & analysis)

Una volta definiti i punti di applicazione delle masse concentrate, è necessario collegare quei punti al cantilever. Nel caso reale, è il sedile a distribuire le forze sulle connessioni bullonate che lo tengono solidale al sostegno. Però, siccome si vuole ridurre la quantità di elementi da analizzare, si è cercato di riprodurre la rigidezza del sedile e del relativo sistema di fissaggio utilizzando elementi monodimensionali. Per questa ragione, nell'intorno dei fori posizionati sulle piastre di supporto sono stati inseriti degli elementi rigidi RBE 2 come rappresentazione delle viti di fissaggio. In un primo tentativo di simulazione si sono collegati i nodi master degli elementi appena citati direttamente ai nodi rappresentativi delle masse concentrate tramite altri elementi RBE 2. Poiché i rigidi appena citati sono caratterizzati da una rigidezza numerica infinita, ne consegue che il sedile viene considerato dotato di una rigidezza altrettanto elevata. Data l'eccessiva inaccuratezza di questo modello, si è deciso di cambiare gli elementi di collegamento masse-cantilever in RBE 3.

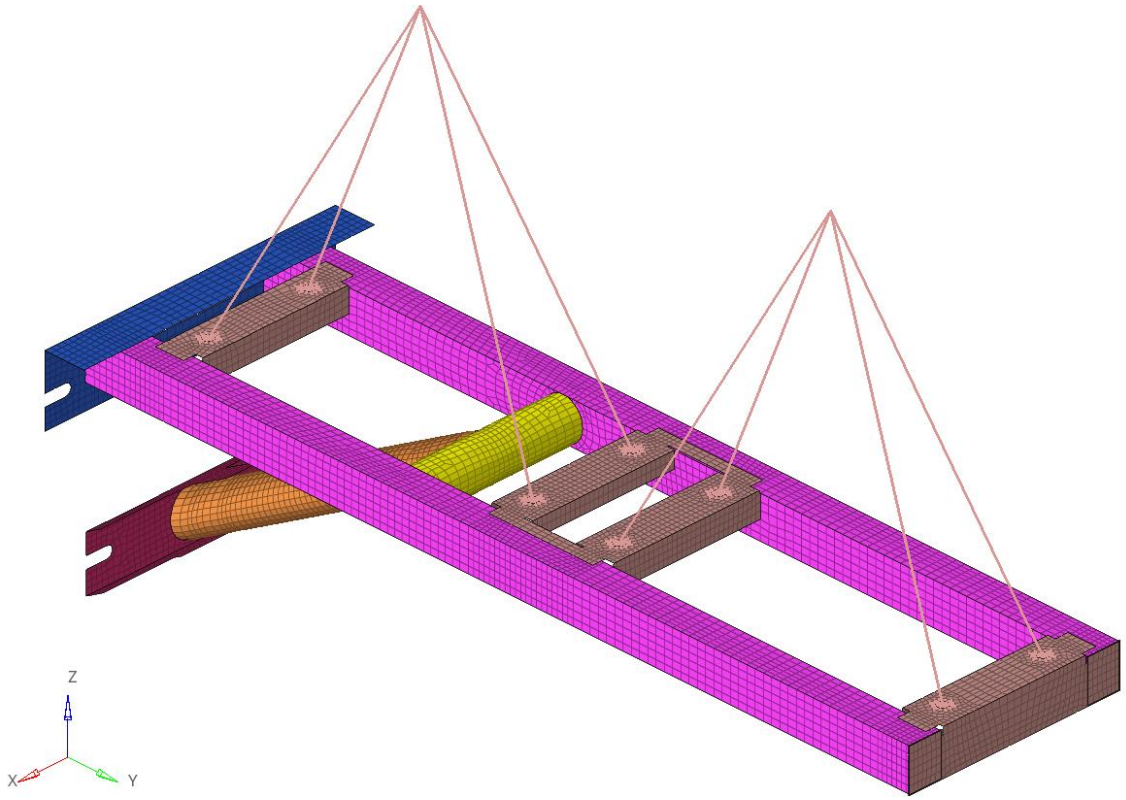


Figura 4.12 Rappresentazione del sistema di collegamento centri di massa-cantilever nella prima versione

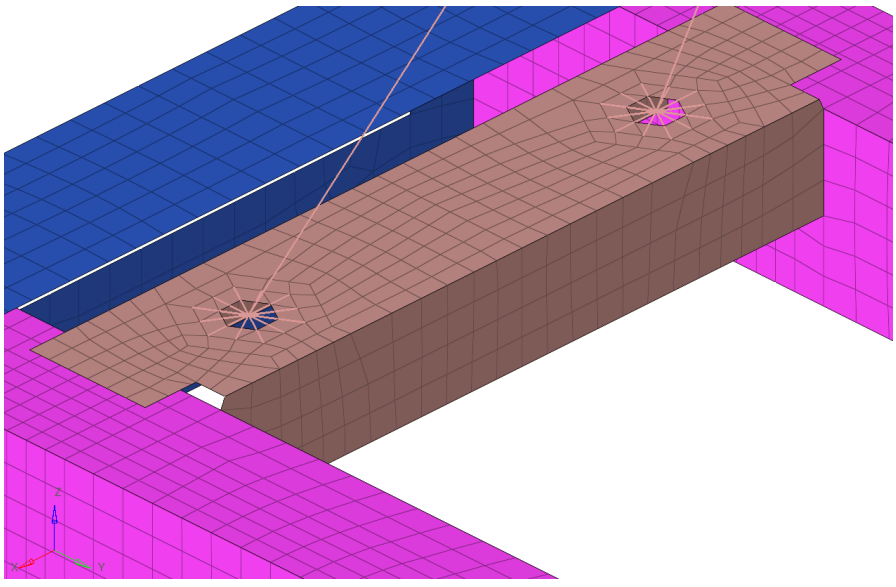


Figura 4.13 Ingrandimento del sistema di collegamento centri di massa-cantilever nella prima versione

In un secondo tentativo si è cercato di riprodurre in maniera più fedele il comportamento del fissaggio cantilever-sedile. A questo scopo, si è interposta una beam tra i nodi master degli RBE 2 posizionati intorno ai fori e i nodi slave degli RBE 3. In pratica, si sono introdotte le viti di interfaccia tra sedile e sostegno, rendendo più veritiere le simulazioni.

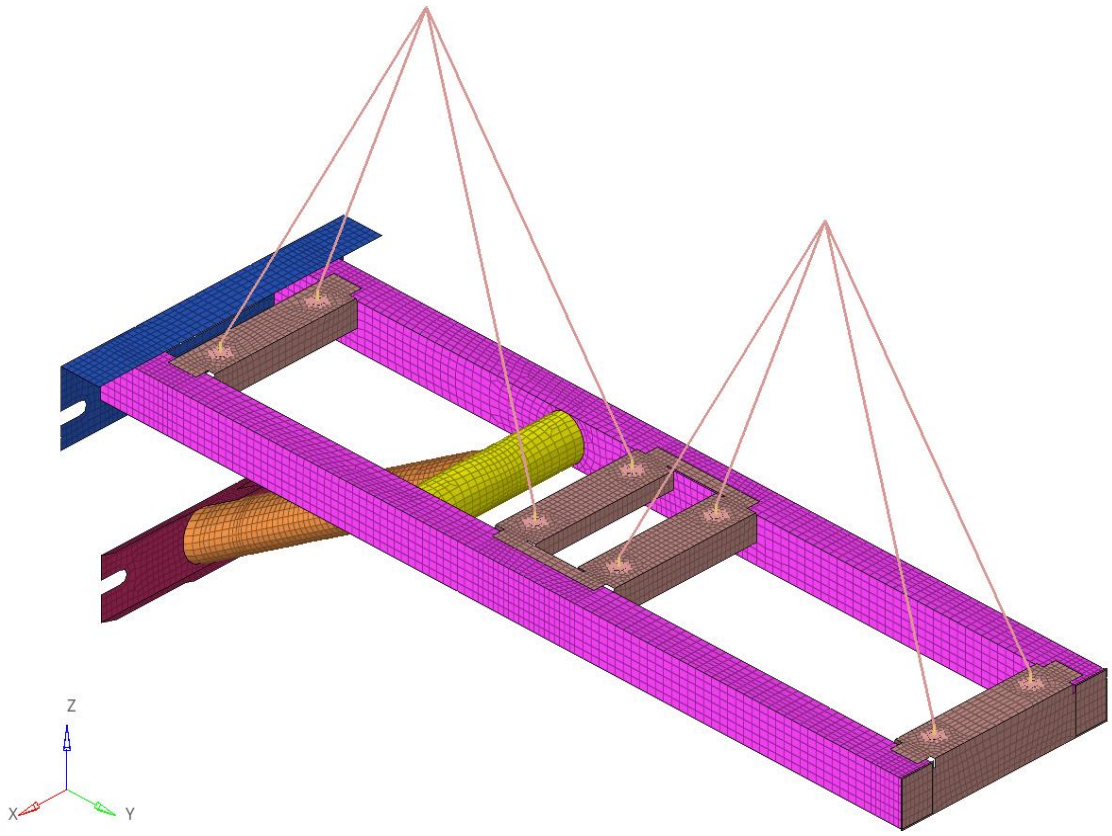


Figura 4.14 Rappresentazione del sistema di collegamento centri di massa-cantilever nella versione definitiva

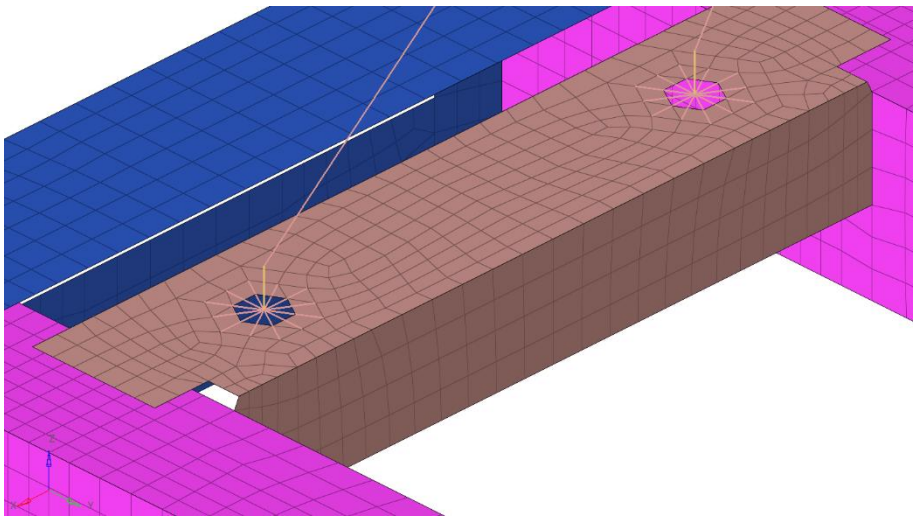


Figura 4.15 Ingrandimento del sistema di collegamento centri di massa-cantilever nella versione definitiva

Tutte le semplificazioni applicate potrebbero portare a discordanze rispetto al caso reale, per cui si è deciso di fare anche una simulazione più veritiera in modo da validare il metodo. In particolare, è stata inserita una modellazione 2D (fornita da Alstom) della struttura di un sedile in modo avere il comportamento realistico dell'assieme. Confrontando i risultati ottenuti con il modello realistico con quelli del modello semplificato, è stato possibile verificare che le semplificazioni adottate sono coerenti, in quanto

entrambe le modellazioni producono andamenti e valori di tensione e spostamento tra loro compatibili. Ne consegue che tutte le successive analisi faranno riferimento a quest'ultima configurazione.



Figura 4.16 Modello con sedile in 2D

4.2.2. Carichi esterni

Per quanto riguarda le sollecitazioni di prova da applicare si è fatto riferimento alle linee guida definite dalla normativa EN 12663-1 [1] e riportate in questo elaborato nel paragrafo 1.1.4. La norma esplicita le accelerazioni da applicare singolarmente per ogni direzione che poi devono essere combinate per rappresentare casi realistici. In definitiva, si ottengono i casi di carico riassunti nella Tabella 4.1.

# Caso di carico	Carico
LC 01	$+3 \cdot g_X - 1 \cdot g_Z$
LC 02	$-3 \cdot g_X - 1 \cdot g_Z$
LC 03	$+1 \cdot g_Y - 1 \cdot g_Z$
LC 04	$-1 \cdot g_Y - 1 \cdot g_Z$
LC 05	$+1 \cdot g_Z$
LC 06	$-3 \cdot g_Z$

Tabella 4.1 Prove di carico statiche dei fissaggi

4.2.3. Vincoli

L'applicazione vincoli è essenziale al fine di garantire corretto il bloccaggio dell'assieme nello spazio. Per ottenere un sistema realistico del modello, i vincoli vengono applicati a tutti i nodi di bordo del concio di cassa, così da riprodurre l'effetto vincolante che la restante parte della struttura avrebbe sulla sezione analizzata. Ne deriva la necessità di bloccare tutti i gradi di libertà, imponendo le condizioni di incastro. Nella Figura 4.17 sono evidenziati i nodi di bordo sui quali si è stato applicato il vincolo.

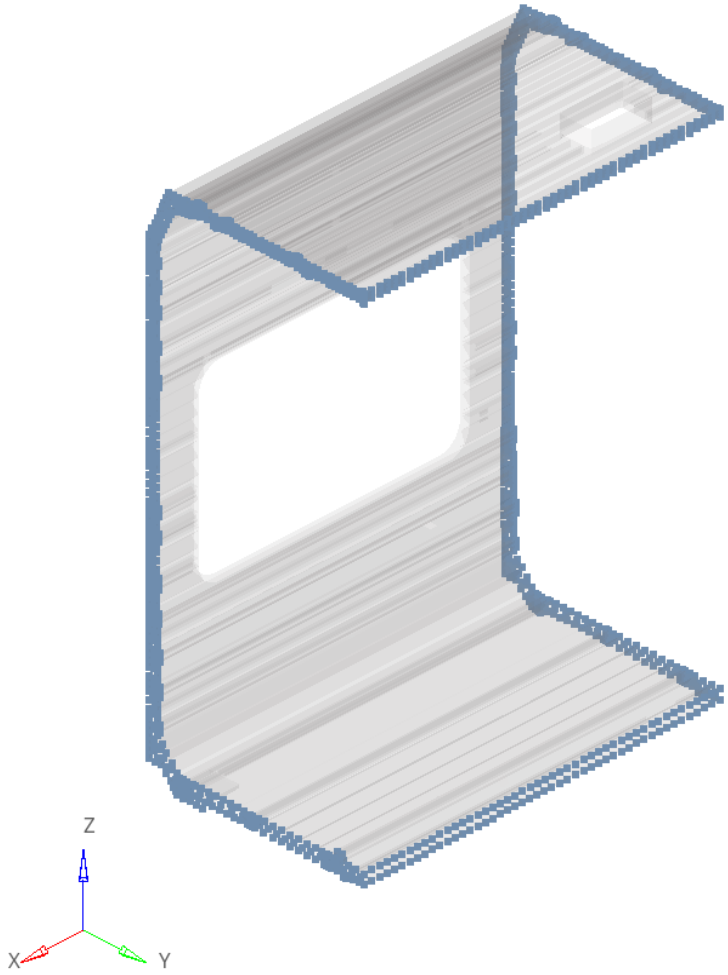


Figura 4.17 Rappresentazione dei vincoli

4.3. Risultati

In questa sezione vengono presentati gli esiti principali delle analisi numeriche condotte sul modello agli elementi finiti, con l'obiettivo di valutare la risposta della struttura sottoposta alle condizioni di sollecitazione definite nei paragrafi precedenti. La presentazione dei risultati è organizzata in modo da evidenziare sia gli aspetti cinematici sia quelli tensionali, così da fornire un quadro completo dell'assieme.

Nella prima parte vengono analizzati gli spostamenti, descrivendo le deformate ottenute ed evidenziando, nelle zone maggiormente critiche, l'entità

degli scostamenti rispetto alla configurazione iniziale, così da caratterizzare qualitativamente la rigidezza globale dell'assieme. Nella seconda parte vengono esaminate le tensioni, con particolare attenzione alla distribuzione degli sforzi, ai picchi localizzati e alle aree critiche individuate da modello.

L'obiettivo complessivo del paragrafo è quello di offrire una panoramica dei risultati, mettendo in evidenza gli elementi più significativi per la valutazione del comportamento statico del cantilever e per le considerazioni progettuali che verranno discusse nei paragrafi successivi.

4.3.1. Spostamenti

In questo sottoparagrafo vengono riportati gli spostamenti ottenuti dal modello, presentando la deformata e i valori di traslazione associati ai nodi. L'esposizione dei risultati è organizzata in modo da mettere in evidenza le zone che mostrano gli scostamenti più significativi e da fornire gli elementi necessari alla valutazione del comportamento cinematico dell'assieme.

Per evitare ridondanze nella presentazione dei risultati, vengono riportati solo i casi di carico maggiormente significativi. I carichi longitudinali (LC 01 e LC 02) presentano una configurazione simmetrica e, data anche la simmetria del cantilever, è sufficiente illustrarne solo uno. I carichi trasversali (LC 03 e LC 04), pur essendo simmetrici nei valori applicati, non generano una risposta analoga a causa della geometria del sistema. Di conseguenza, viene presentato il caso tra i due che produce gli output più gravosi. Lo stesso criterio è stato adottato anche per i casi di sollecitazione verticale (LC 05 e LC 06). Per maggiore comprensione sono state inserite nelle immagini anche le linee che rappresentano la condizione indeformata della struttura.

- **LC 01:** $+3 \cdot g_X \; - \; 1 \cdot g_Z$

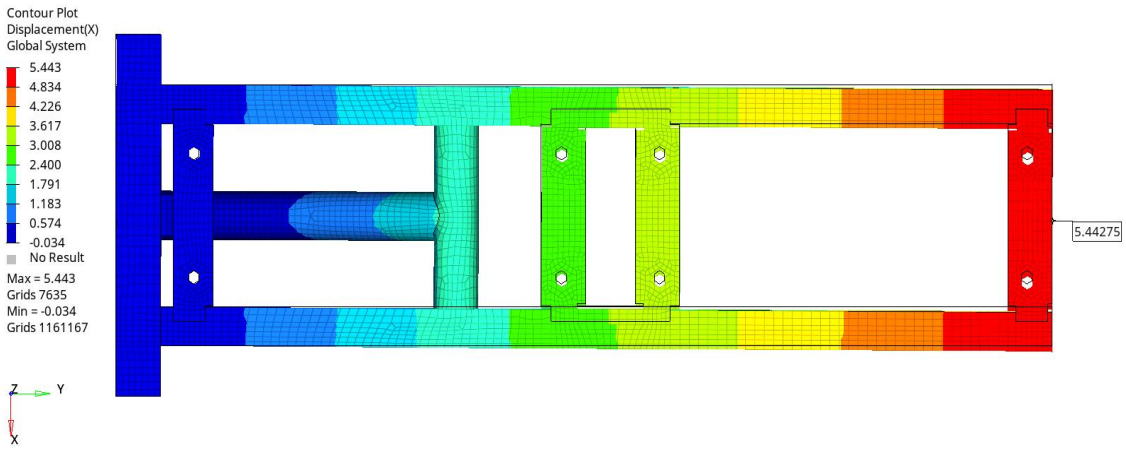


Figura 4.18 LC 01: spostamento lungo x

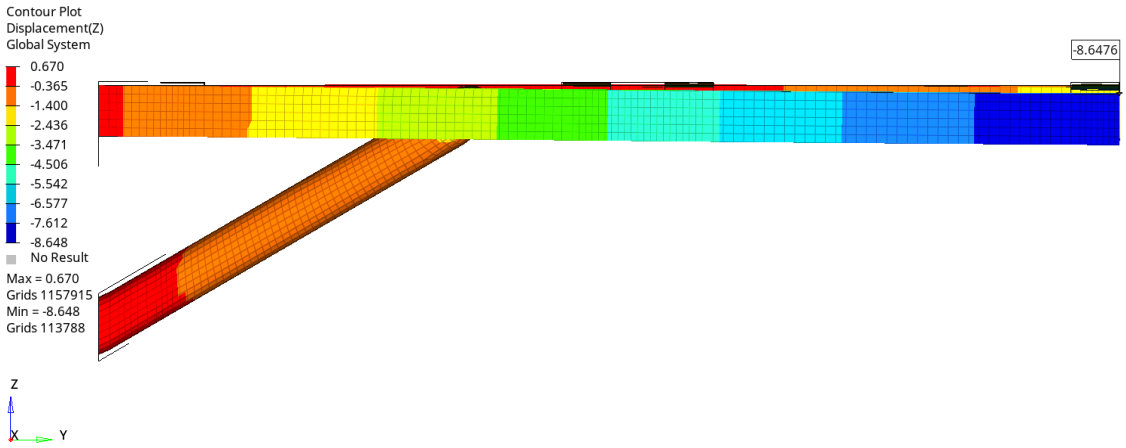


Figura 4.19 LC 01: spostamento lungo z

Dallo studio della struttura deformata con l'applicazione del carico si osserva che gli spostamenti si sviluppano prevalentemente lungo gli assi X e Z, con valori massimi localizzati nelle zone maggiormente sollecitate e più distanti dai vincoli. Inoltre, l'andamento delle deformazioni risulta regolare e coerente con la distribuzione dei carichi applicati e la configurazione dei vincoli.

- **LC 03:** $+\mathbf{1}\cdot \boldsymbol{g_Y} - \mathbf{1}\cdot \boldsymbol{g_Z}$

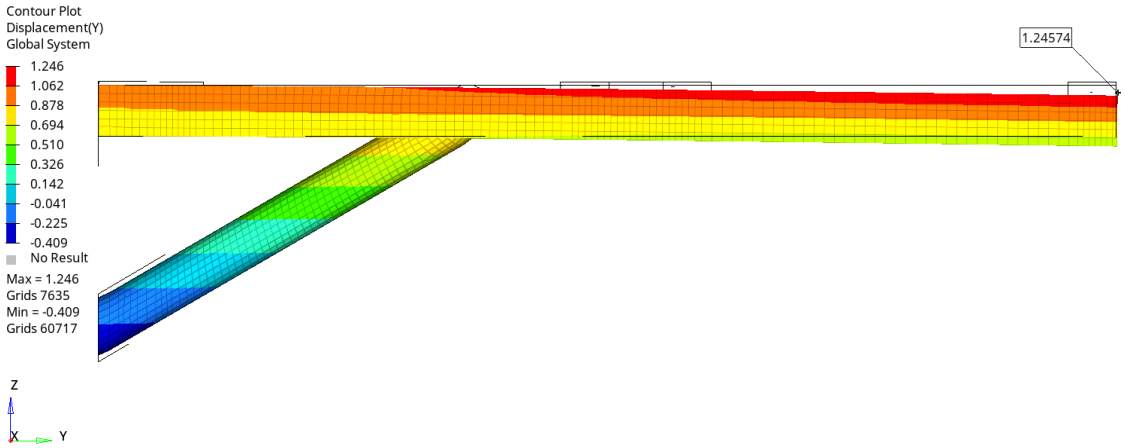


Figura 4.20 LC 03: spostamento lungo y

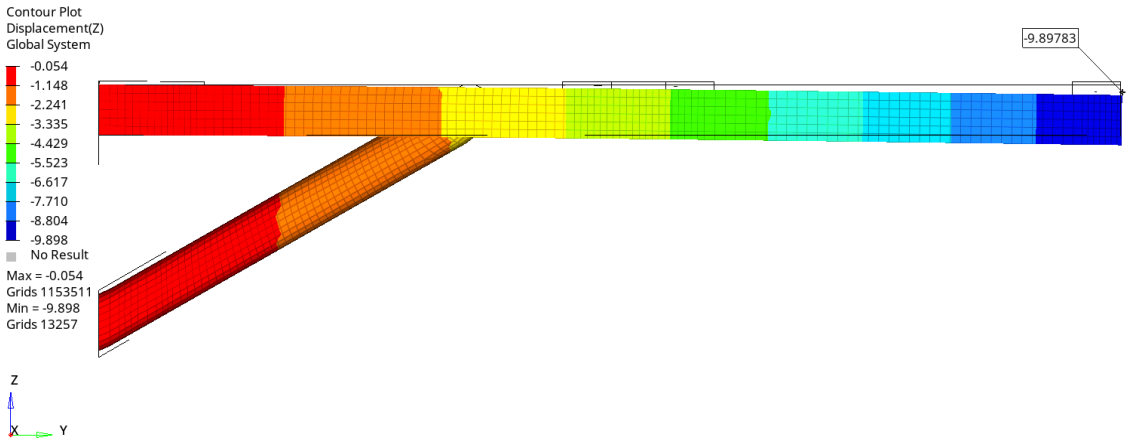


Figura 4.21 LC 03: spostamento lungo z

Dalle deformate si evince che la risposta strutturale è prevalentemente concentrata nelle direzioni Y e Z, in accordo con la natura del carico applicato. Gli spostamenti massimi sono localizzati nelle zone più deformabili del cantilever, mentre nelle aree nelle vicinanze dei vincoli risultano limitati.

- **LC 06:** $\mathbf{-3 \cdot g_Z}$

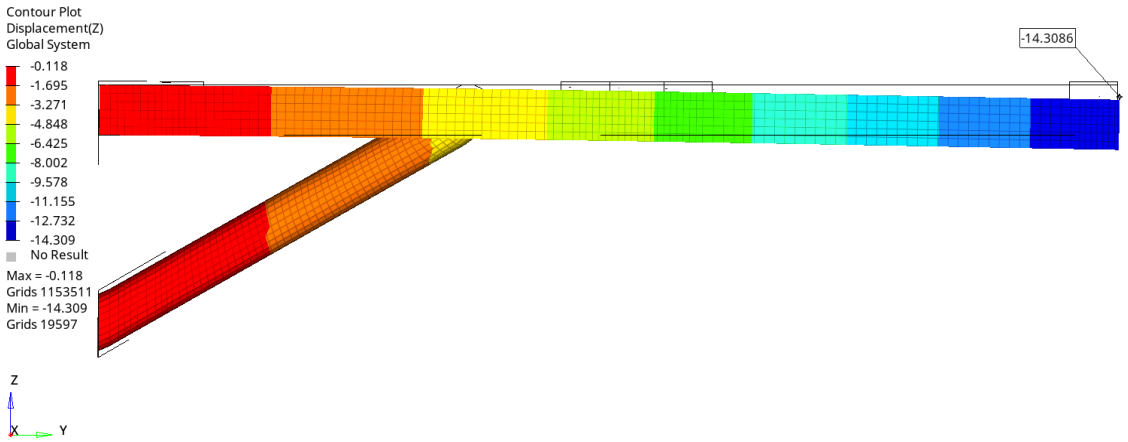


Figura 4.22 - LC 06: spostamento lungo z

Per quest'ultima tipologia di sollecitazione sono rappresentate esclusivamente le deformazioni lungo l'asse Z, in quanto gli spostamenti nelle direzioni X e Y risultano di entità trascurabile. La risposta della struttura è pertanto riconducibile ai soli spostamenti verticali.

Dal confronto delle deformate relative ai tre casi di carico illustrati emerge che ciascuna sollecitazione produce spostamenti prevalentemente nella direzione di applicazione del carico, mentre le restanti componenti risultano trascurabili. Nel complesso, la distribuzione degli spostamenti risulta quindi coerente con la natura delle sollecitazioni e la configurazione dei vincoli applicati.

4.3.2. Tensioni

In questo sottoparagrafo vengono illustrati i risultati relativi al campo delle tensioni, analizzando la distribuzione degli sforzi e le eventuali concentrazioni localizzate. La presentazione dei valori tensionali consente di individuare le aree maggiormente sollecitate e di mettere in evidenza i comportamenti più significativi emersi dalle analisi statiche. I dati ottenuti serviranno come punto di partenza per eventuali modifiche della geometria del cantilever di partenza.

Per comprendere adeguatamente il comportamento della staffa viene utilizzata la tensione equivalente di von Mises come definita in [6] in modo tenere conto dello stato di tensione triassiale:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2}{2} + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \qquad (4.1)$$

Come già fatto per gli spostamenti, anche per questo tipo di risultati vengono presentati solo i casi più critici. Per facilitare la lettura dei livelli di tensione equivalente, nella legenda dei colori sono riportati i valori ammissibili del materiale, così da rendere immediatamente identificabili le zone in cui si supera la tensione di snervamento. Il colore rosso indica il superamento del limite di snervamento nel materiale base, mentre il colore arancione evidenzia gli elementi caratterizzati da tensione superiore a quella di snervamento della zona termicamente alterata. Entrambi i colori possono comparire sia in prossimità delle saldature sia in altre regioni del componente, in funzione della distribuzione delle tensioni.

- **LC 01:** $+ 3 \cdot g_X \; - 1 \cdot g_Z$

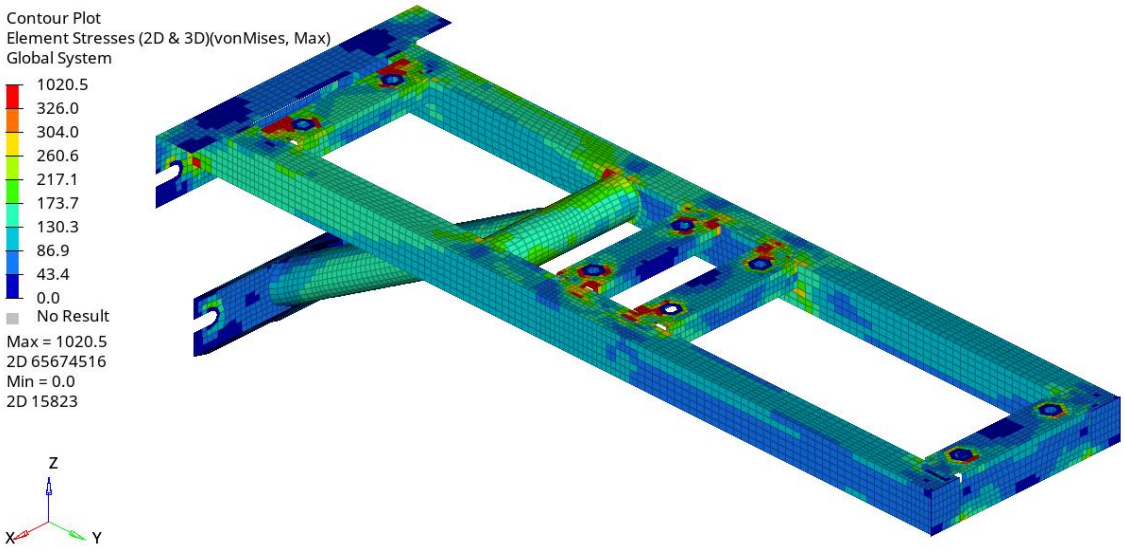


Figura 4.23 LC 01: vista assonometrica

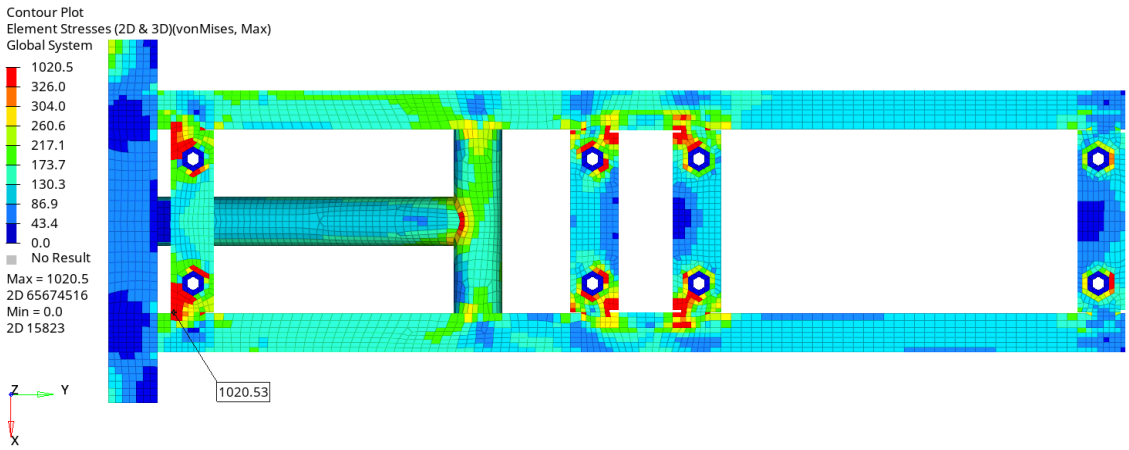


Figura 4.24 LC 01: vista dall'alto

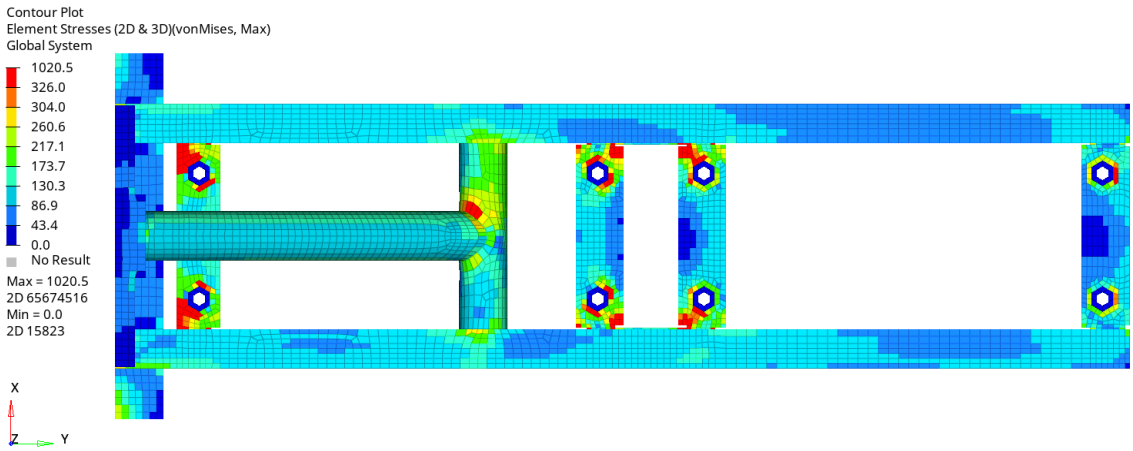


Figura 4.25 LC 01: vista dal basso

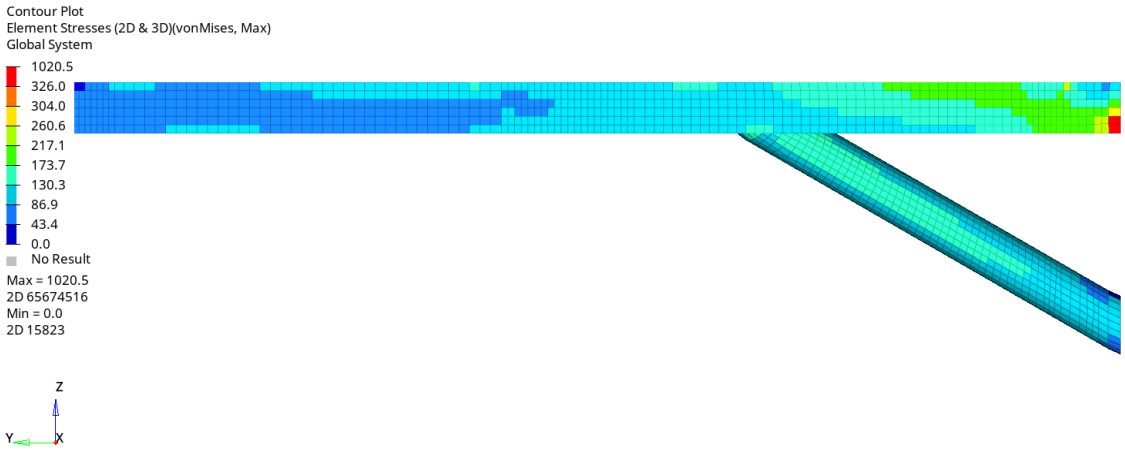


Figura 4.26 LC 01: vista laterale

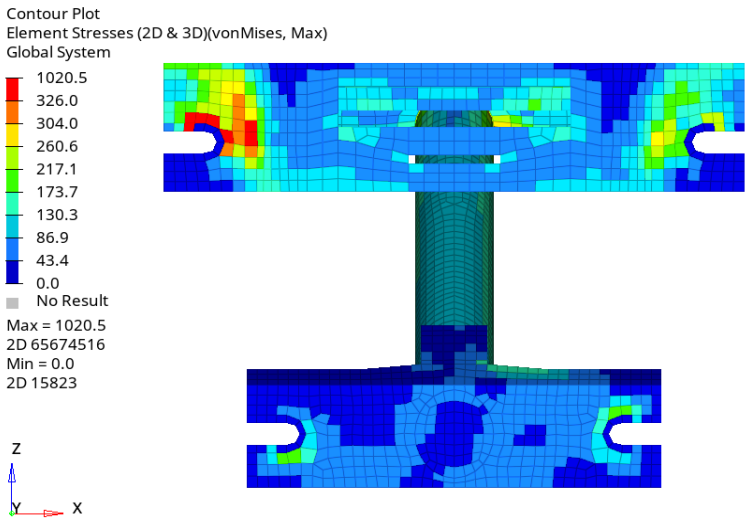


Figura 4.27 LC 01: vista frontale

Si osservano alcune zone, evidenziate in rosso, nelle quali la tensione equivalente di von Mises supera la tensione di snervamento del materiale. Si notano soprattutto criticità negli intorni dei fori sono presenti i fissaggi e lungo le linee di saldatura. Come verrà discusso in seguito, questa tipologia di sollecitazione rappresenta il caso più gravoso tra quelle analizzate.

- **LC 03:** $+\mathbf{1}\cdot \boldsymbol{g_Y} - \mathbf{1}\cdot \boldsymbol{g_Z}$

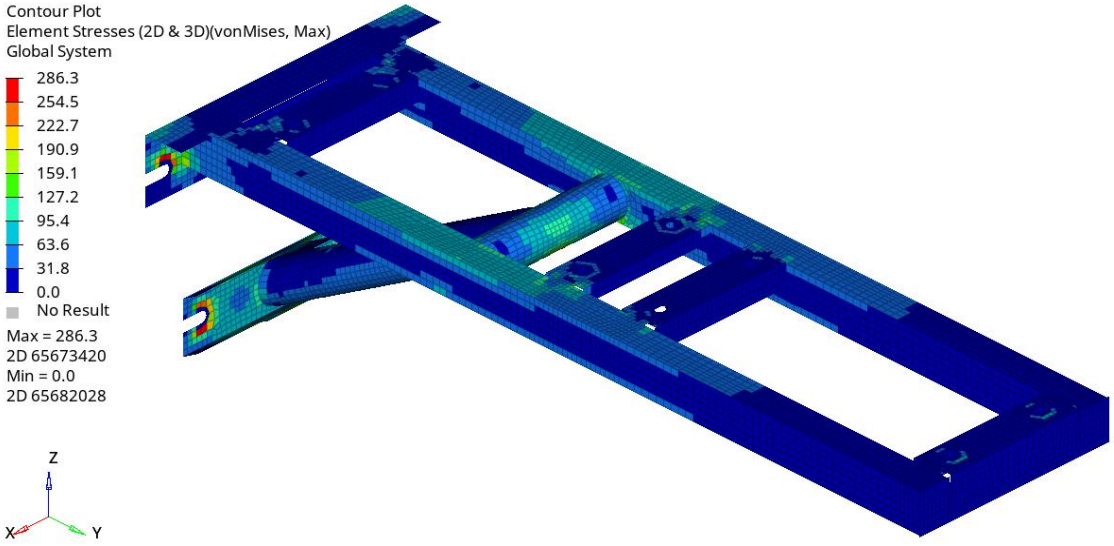


Figura 4.28 LC 03: vista assonometrica

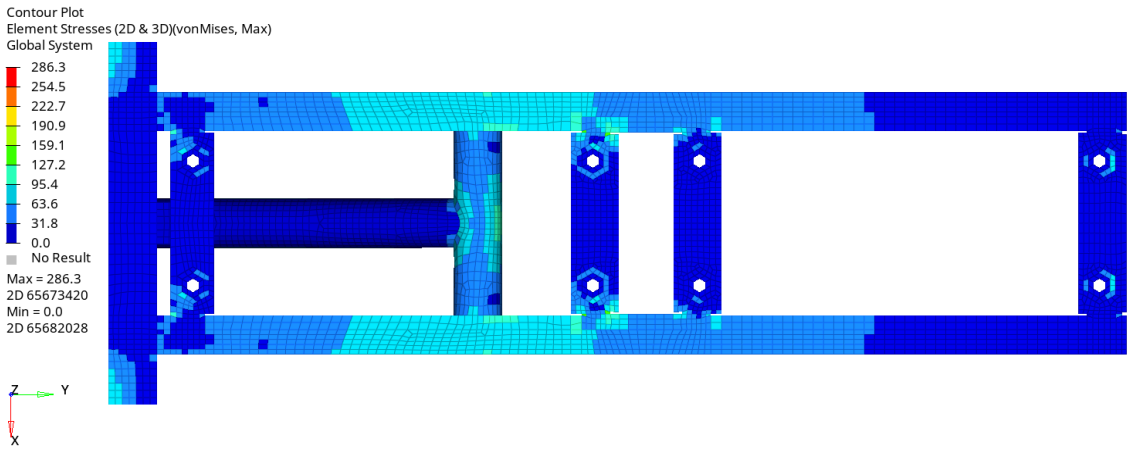


Figura 4.29 LC 03: vista dall'alto

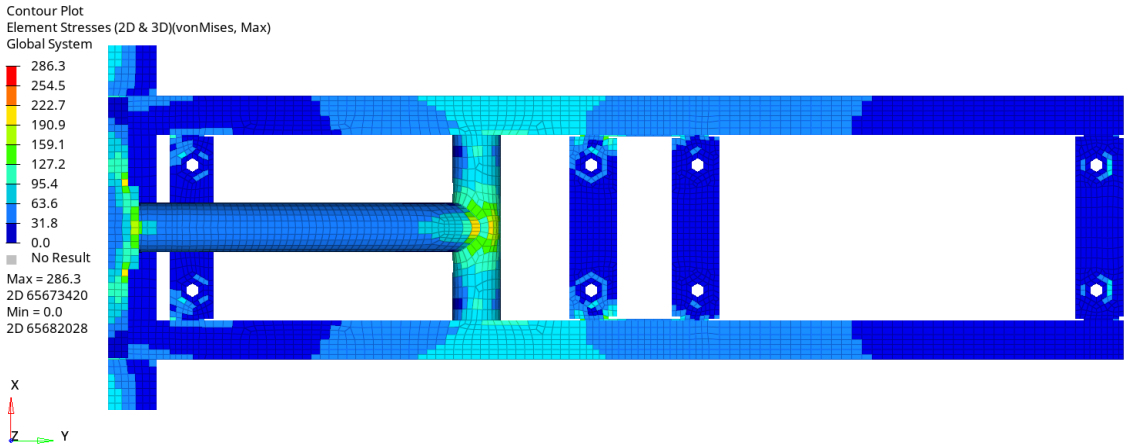


Figura 4.30 LC 03: vista dal basso

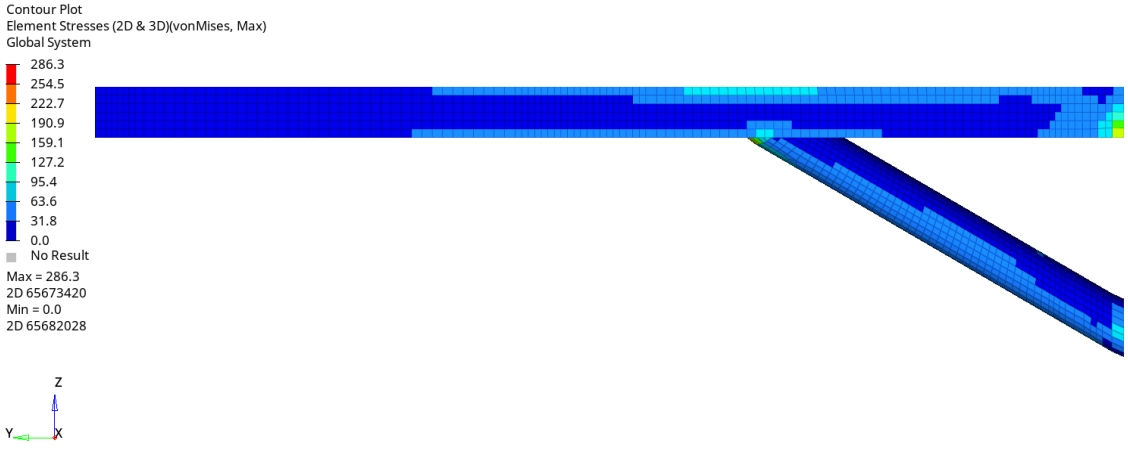


Figura 4.31 LC 03: vista laterale

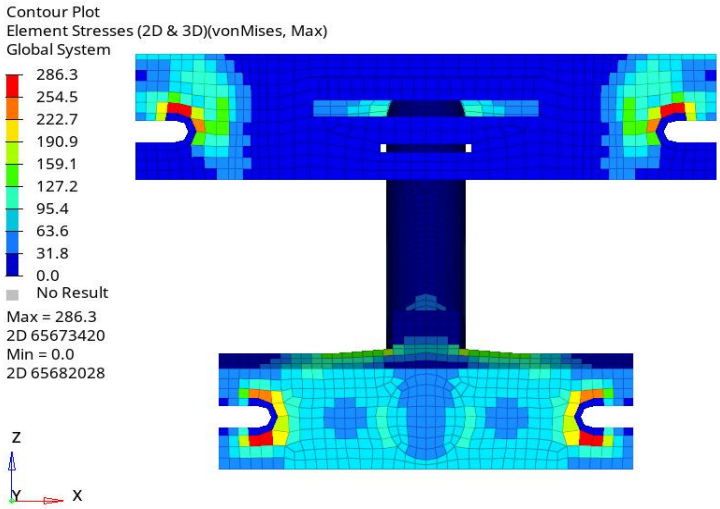


Figura 4.32 LC 03: vista frontale

Come si può osservare, la tensione equivalente di von Mises massima calcolata risulta inferiore al limite di snervamento sia del materiale base sia della zona termicamente alterata. Questo indica che, per questa condizione di carico, non si manifestano fenomeni strutturalmente rilevanti in nessuna delle due regioni. Ne consegue che tale condizione di sollecitazione potrà essere trascurata durante i successivi approfondimenti presentati nei paragrafi a seguire.

- **LC 06:** $\mathbf{-3 \cdot g_Z}$

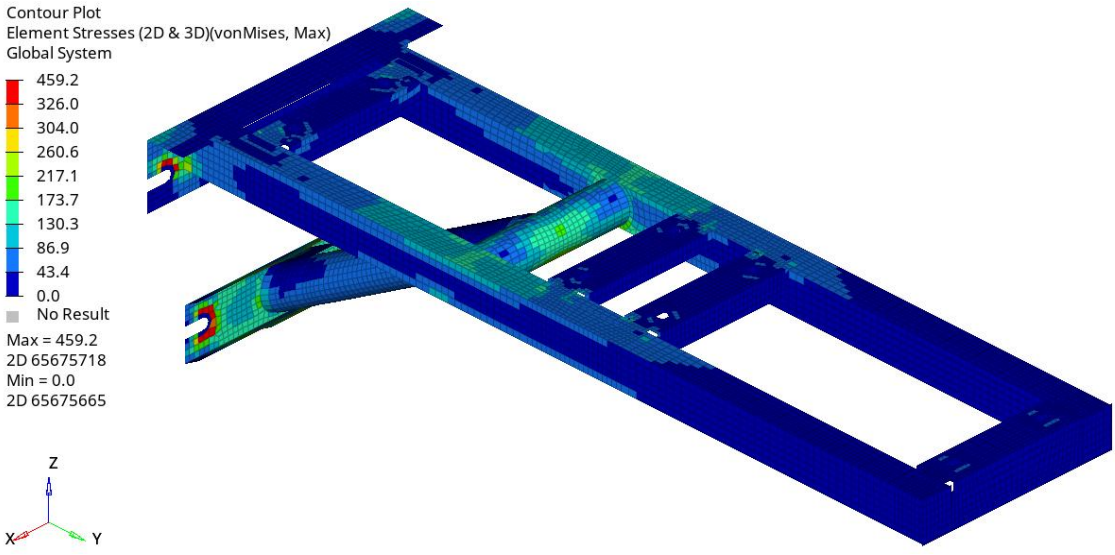


Figura 4.33 LC 06: vista assonometrica

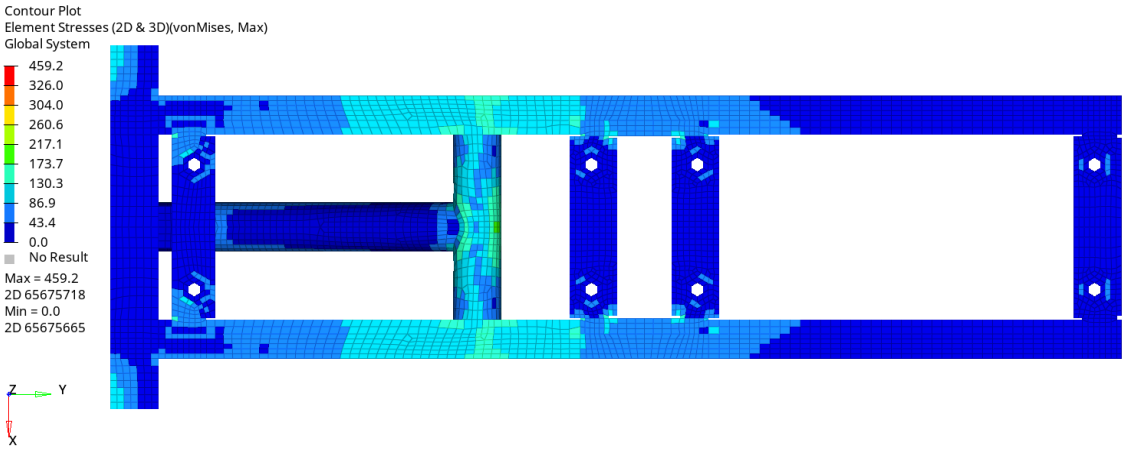


Figura 4.34 LC 06: vista dall'alto

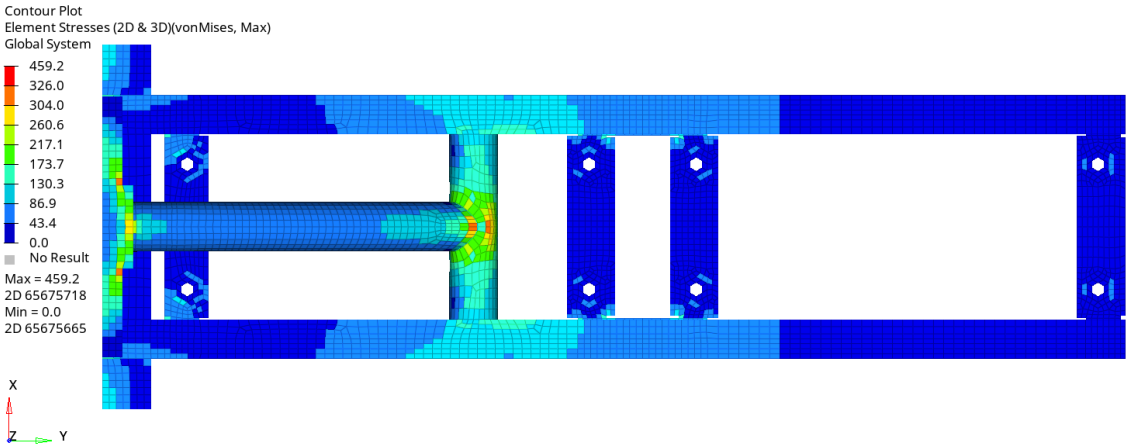


Figura 4.35 LC 06: vista dal basso

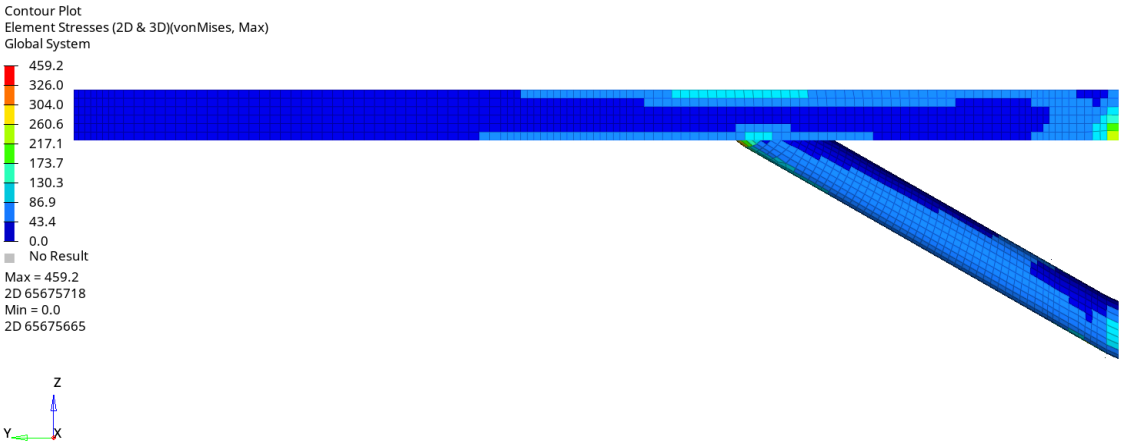


Figura 4.36 LC 06: vista laterale

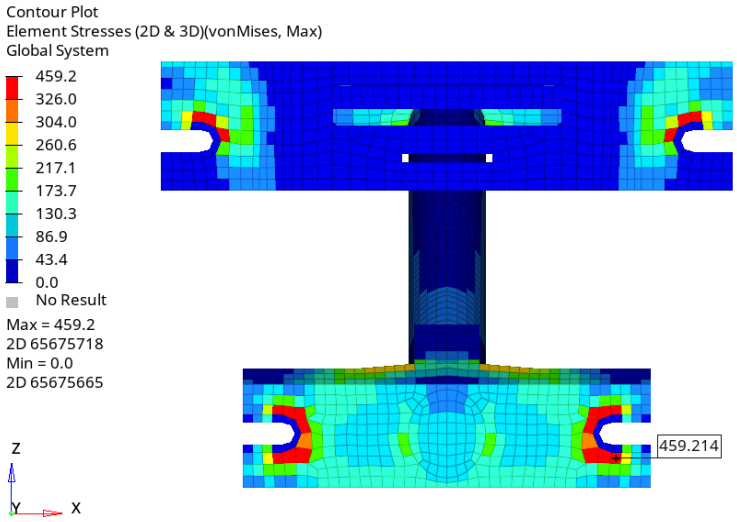


Figura 4.37 LC 06: vista frontale

Quest'ultima condizione di carico produce livelli di tensione equivalente intermedi rispetto ai casi precedenti. Le zone più critiche sono localizzate nell'intorno delle asole dove sono collocati i sistemi di fissaggio tra cassa e cantilever.

Dal confronto delle distribuzioni tensionali relative ai tre casi di carico emerge una diversa risposta del cantilever in funzione della modalità di sollecitazione applicata. Le maggiori concentrazioni di tensione risultano localizzate in corrispondenza delle zone caratterizzate da discontinuità geometriche e da trasferimenti del carico, quali i fori per le viti. La valutazione degli effetti associati al superamento del limite di snervamento e delle eventuali criticità strutturali viene approfondita nel paragrafo successivo.

4.3.3. Criticità

In questa sezione vengono messe in evidenza i principali problemi strutturali emersi durante la verifica degli output. Le aree che mostrano comportamenti non ottimali vengono quindi esaminate singolarmente, attraverso ingrandimenti dedicati, che permettono di osservare con maggiore chiarezza le criticità locali. L'obiettivo è quindi mettere in evidenza gli elementi che richiedono un approfondimento o una revisione, costituendo la base per possibili miglioramenti della struttura.

Come visto e descritto nel paragrafo precedente, il caso di carico trasversale non è strutturalmente critico e perciò viene trascurato nelle successive analisi.

Si vuole ora identificare le zone maggiormente soggette a criticità suddividendole in funzione della loro collocazione. In particolare, si distinguono i casi delle saldature e quello del materiale base.

- **Saldature**

Le problematiche affrontate in questa sezione riguardano le regioni coinvolte nel processo di saldatura. Nel paragrafo 4.3.2 sono state presentate le immagini globali del cantilever, mentre ora vengono riportati i dettagli relativi alle sole zone termicamente alterate. Si deve precisare che, in questa prima verifica statica, le saldature sono considerate come semplici elementi di unione tra le parti. La valutazione della resistenza si basa sulla tensione di von Mises ottenuta tramite il modello FEM confrontata con il rispettivo limite di snervamento, senza entrare nel dettaglio della geometria del cordone.

Per una maggiore comprensione, sulla legenda dei livelli di tensione è stato riportato il valore del limite di snervamento (304 MPa), così da riconoscere immediatamente gli elementi che lo superano, ovvero quelli di colore rosso.

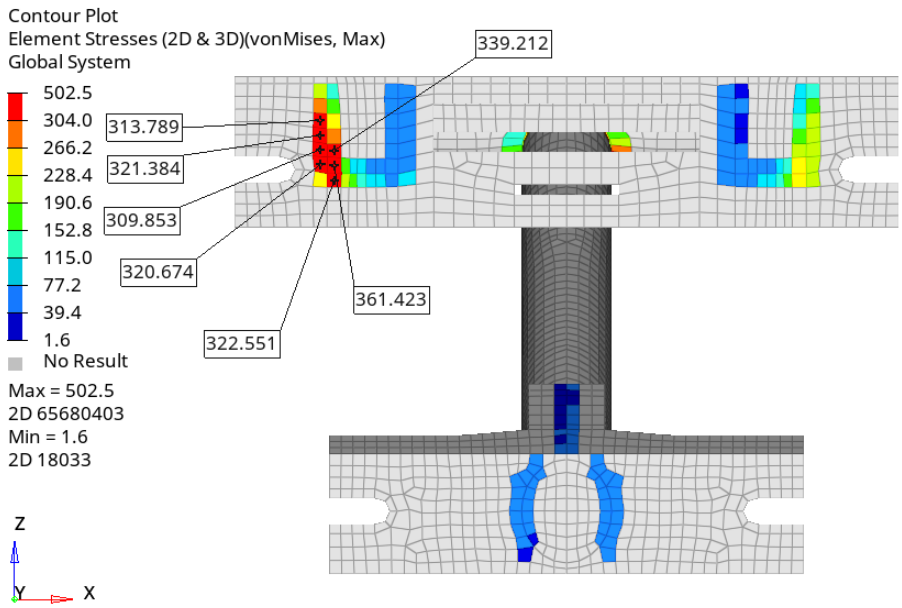


Figura 4.38 LC 01: saldatura piastra fissaggio-tubolari rettangolari vista frontale

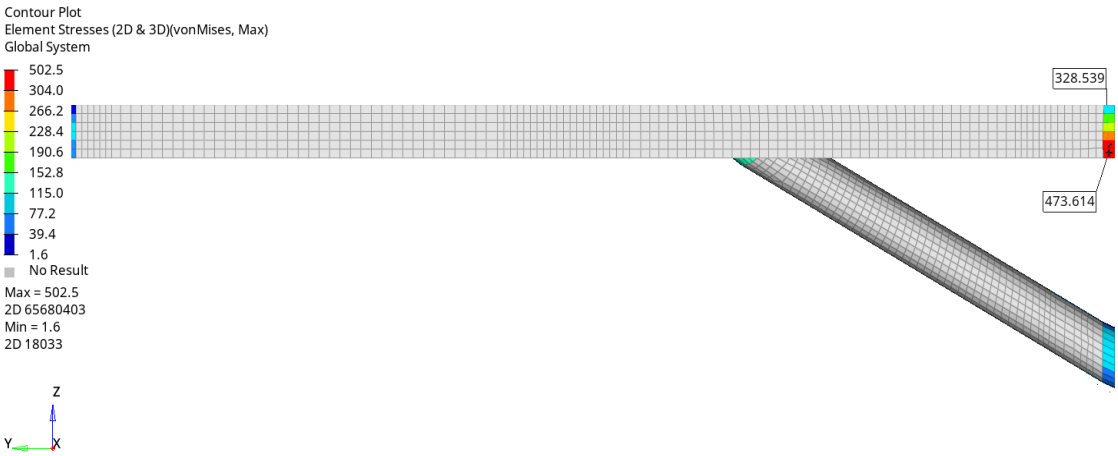


Figura 4.39 LC 01: saldatura piastra fissaggio-tubolari rettangolari vista laterale

In queste prime immagini sono riportate le saldature che riguardano i tubolari e le piastre di fissaggio per il caso di carico longitudinale (LC 01: $+3 \cdot g_X - 1 \cdot g_Z$). In particolare, la criticità è collocata sulla giunzione tra i tubolari a sezione rettangolare e la piastra superiore. Si deve precisare che la geometria del tubolare è stata fortemente modificata durante le prime fasi di preparazione della mesh, ovvero quando sono stati eliminati tutti i raccordi. Questa semplificazione permette di agevolare la creazione della discretizzazione ma, allo stesso tempo, produce spigoli vivi caratterizzati da forti concentrazioni di tensione. In ogni caso, la tensione calcolata dal software è sicuramente più elevata rispetto al caso reale e quindi è maggiormente cautelativo.

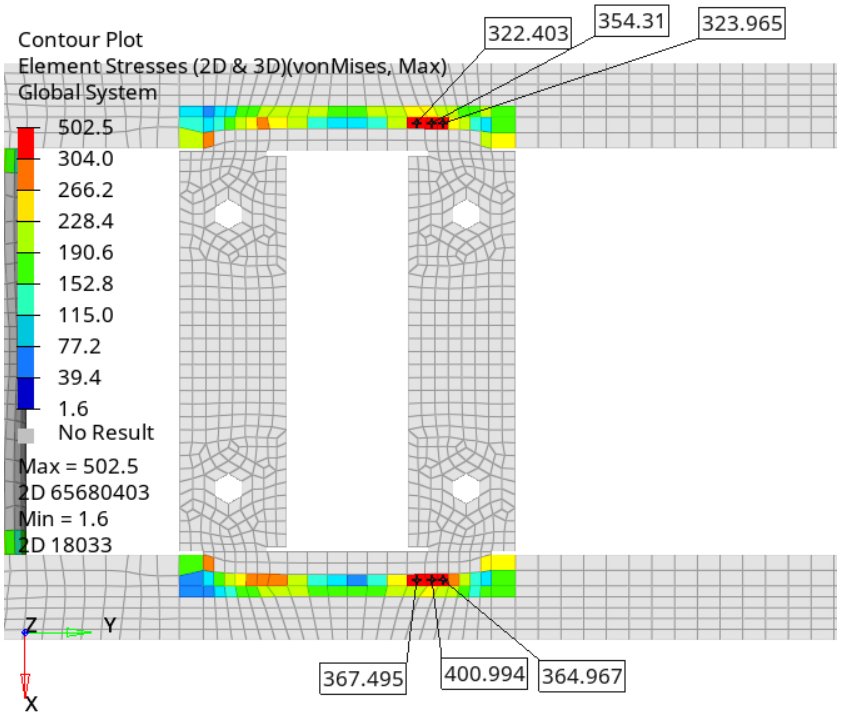


Figura 4.40 LC 01: saldatura piastre di supporto intermedia-tubolari rettangolari

La precedente immagine è riferita alle saldature tra i tubolari a sezione rettangolare e la piastra di supporto nella posizione intermedia. Si tratta di una saldatura a sovrapposizione che presenta problemi strutturali su entrambi i lati, nonostante il carico, LC 01: $+3 \cdot g_X - 1 \cdot g_Z$, sia diretto in una sola direzione.

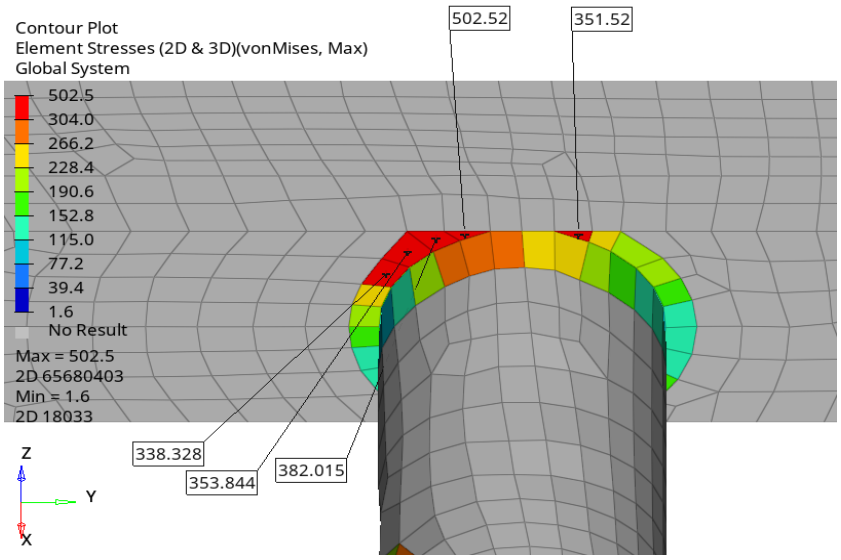


Figura 4.41 LC 01: saldatura tubolare circolare-rettangolare

Questo terzo tipo di saldature riguardano la giunzione tra i tubolari rettangolari e quello circolare. Il caso di carico maggiormente impattante sul cantilever è sempre il LC 01: $+3 \cdot g_X \; - \; 1 \cdot g_Z$. Bisogna evidenziare che nella mesh di quest'area sono presenti gli elementi triangolari di cui si era discusso in precedenza e che quindi le tensioni sono influenzate dalla rigidezza numerica tipica di questi elementi. Infatti, le tensioni maggiori sono localizzate proprio sui tria.

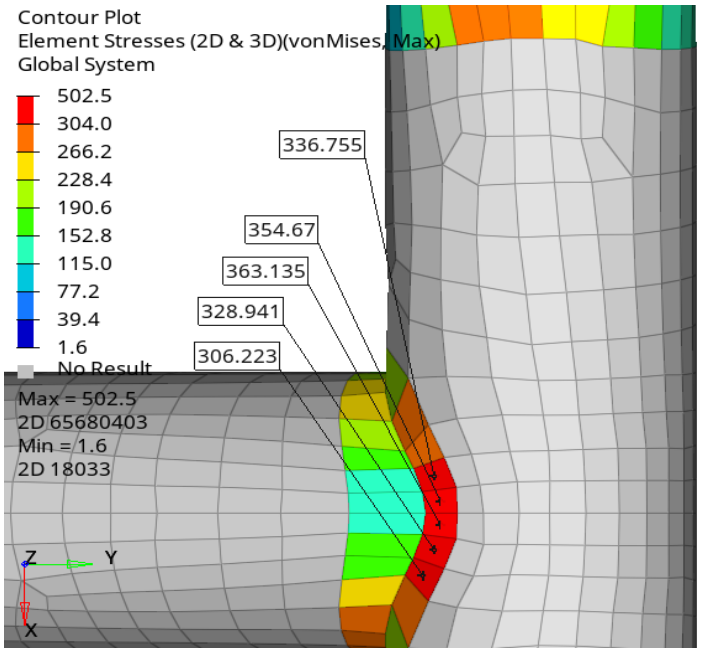


Figura 4.42 LC 01: saldatura tubolari circolari vista dall'alto

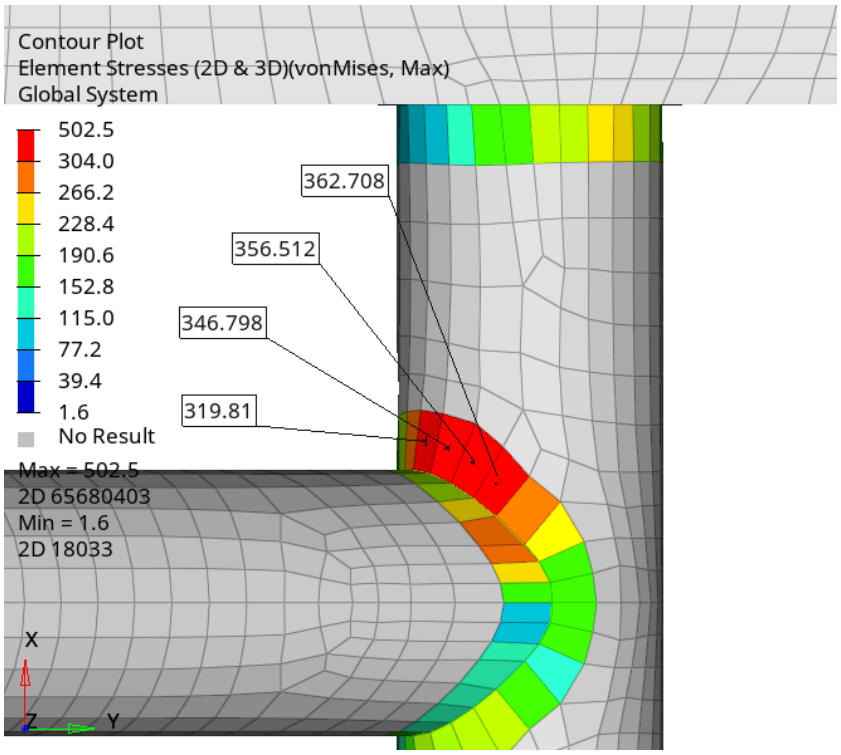


Figura 4.43 LC 01: saldatura tubolari circolari vista dal basso

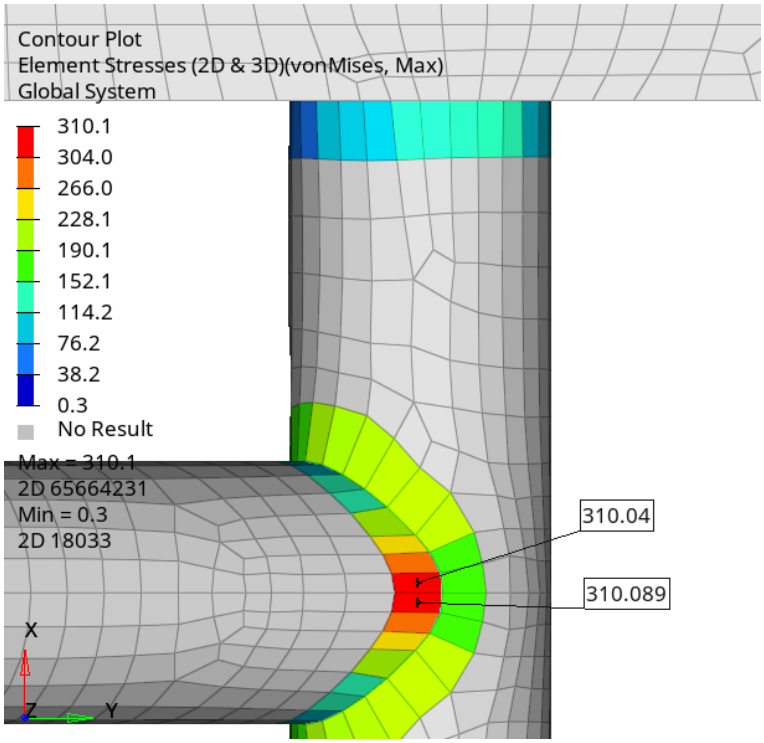


Figura 4.44 LC 06: saldatura tubolari circolari vista dal basso

Nelle ultime immagini sono riportati i valori di tensione delle saldature realizzate tra i tubolari a sezione circolare. In particolare, la Figura 4.42 e la Figura 4.43 sono riferite al caso di carico longitudinale (LC 01: $+3 \cdot g_X - 1 \cdot g_Z$), mentre la Figura 4.44 fa riferimento al caso verticale (LC 06: $-3 \cdot g_Z$). Si nota facilmente che i due differenti tipi di sollecitazione esercitano sforzi

diversi sulla giunzione, ma per entrambi i casi si evidenziano superamenti del limite di snervamento.

Come si è già osservato, il valore di tensione di von Mises massima risulta superato in un numero non trascurabile di elementi. Questa condizione implica che non sia possibile applicare il metodo di accettazione della plasticizzazione previsto dalla norma EN 17149-2 [3]. La norma richiede, come primo requisito, che la zona plastificata sia limitata in estensione. Nel caso studiato la diffusione della plasticizzazione risulta invece essere eccessivamente ampia per soddisfare tale criterio.

- **Materiale base**

In questa sezione vengono analizzate tutte le criticità che si manifestano nel metallo base, ovvero non influenzato dai processi di saldatura. Si riportano in seguito degli ingrandimenti delle zone maggiormente sollecitate in modo da procedere con un'analisi approfondita. Per una maggiore comprensione si è impostato sulla scala dei livelli di tensione il valore dello snervamento (326 MPa), in questo modo si possono facilmente riconoscere gli elementi più critici che hanno colore rosso.

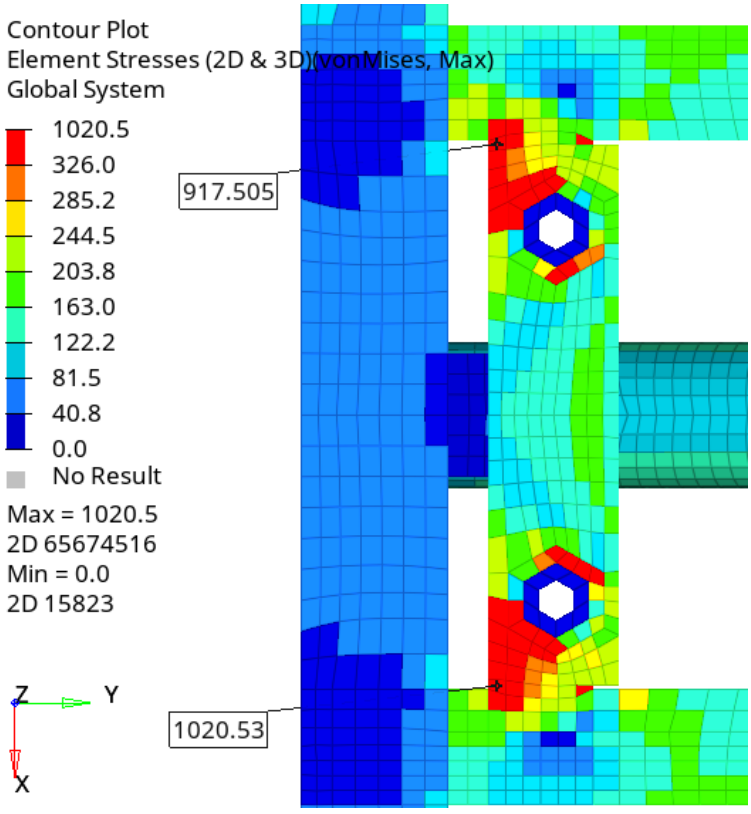


Figura 4.45 LC 01: piastra di supporto più vicina alla cassa

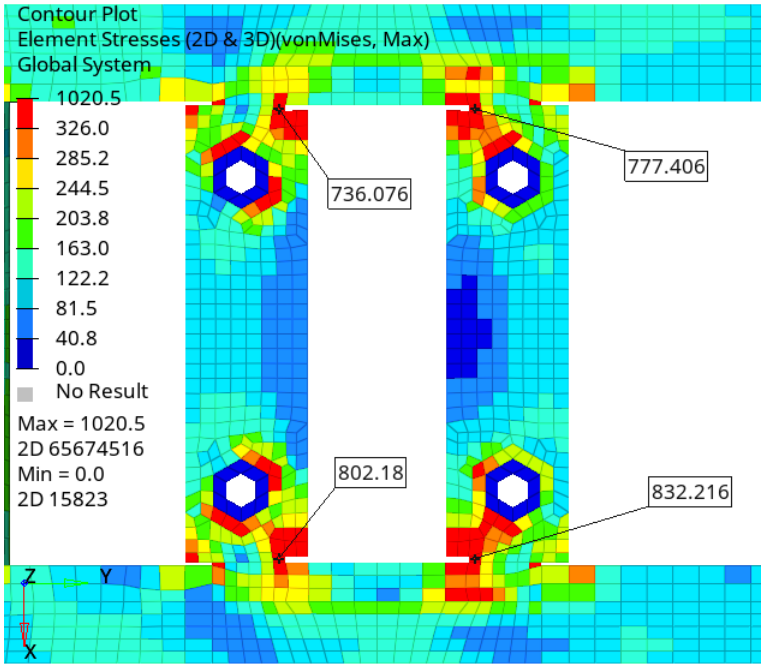


Figura 4.46 LC 01: piastra di supporto intermedia

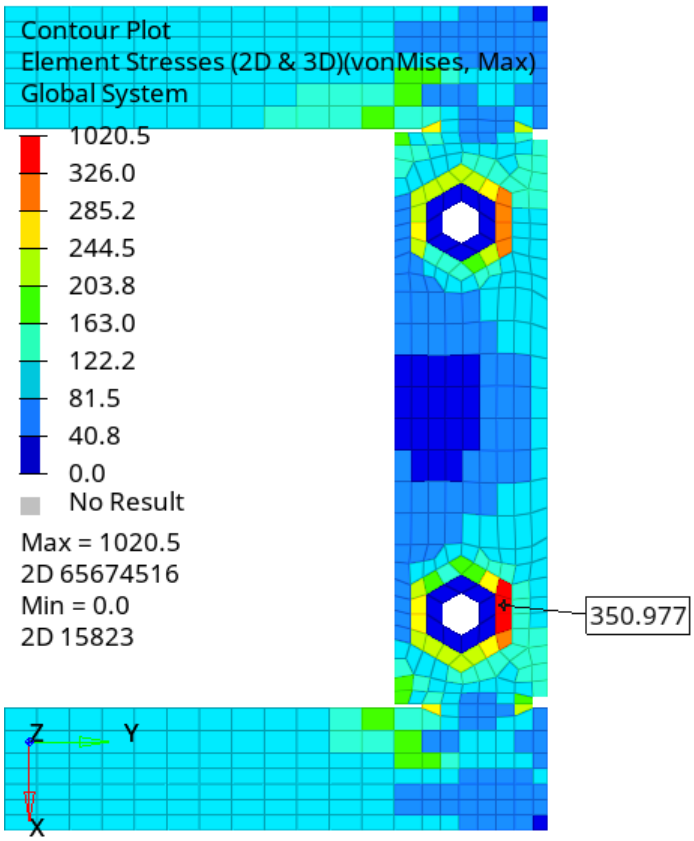


Figura 4.47 LC 01: piastra di supporto di estremità

Le zone maggiormente sollecitate sono le piastre di supporto, ovvero quelle su cui si appoggiano i sedili. Per l'analisi di questi componenti si fa

riferimento al caso di carico che genera i risultati peggiori, ovvero quello longitudinale. In primo luogo, è da osservare che nell'intorno dei fori sono presenti numerosi elementi caratterizzati da tensioni elevate. Questa situazione è definita dalla presenza degli elementi rigidi RBE 2 che sono stati inseriti per riprodurre la bulloneria. Quindi il valore che ne consegue è certamente maggiore rispetto a quello che si sviluppa nel componente reale. Sono ben visibili ulteriori aree soggette a snervamento soprattutto della piastra di supporto più vicina alla cassa (Figura 4.45).

Si osserva per il metallo base una situazione analoga a quella descritta per le saldature. Il valore massimo della tensione equivalente risulta superato in un numero significativo di elementi, indicando una diffusione estesa della plasticizzazione. Di conseguenza, anche in questo caso non è possibile applicare il metodo di accettazione definito dalla normativa EN 17149-2 [3].

4.4. Ottimizzazione

Il presente paragrafo approfondisce le criticità emerse dall'analisi dei risultati presentati nelle sezioni precedenti. Dopo aver esaminato la risposta dell'assieme ai carichi applicati, è infatti necessario procedere a modificare la geometria del modello del cantilever. I nuovi risultati che ne derivano vengono successivamente presentati e discussi, così da valutare l'effetto delle modifiche apportate.

4.4.1. Miglioramenti

In questa sezione vengono definite le possibili modifiche del modello che sono state prese in considerazione durante le fasi di elaborazione della presente tesi. Le proposte che sono state valutate sono numerose e riguardano principalmente l'aggiunta di flange di rinforzo, l'aumento dello spessore dei componenti e l'utilizzo di un diverso materiale. Siccome l'esposizione di ogni tentativo non contribuirebbe in modo sostanziale alla discussione, viene ripostata unicamente la configurazione finale che si è ricavato.

Il primo miglioramento che viene proposto riguarda la piastra di supporto del sedile situata nella zona più vicina ai fissaggi con la cassa. Nella Figura 4.48 si può vedere la configurazione originale, dove si può notare che è presente una sola flangia di rinforzo. Quest'unica flangia è poi saldata come un giunto a T sui tubolari a sezione rettangolare.

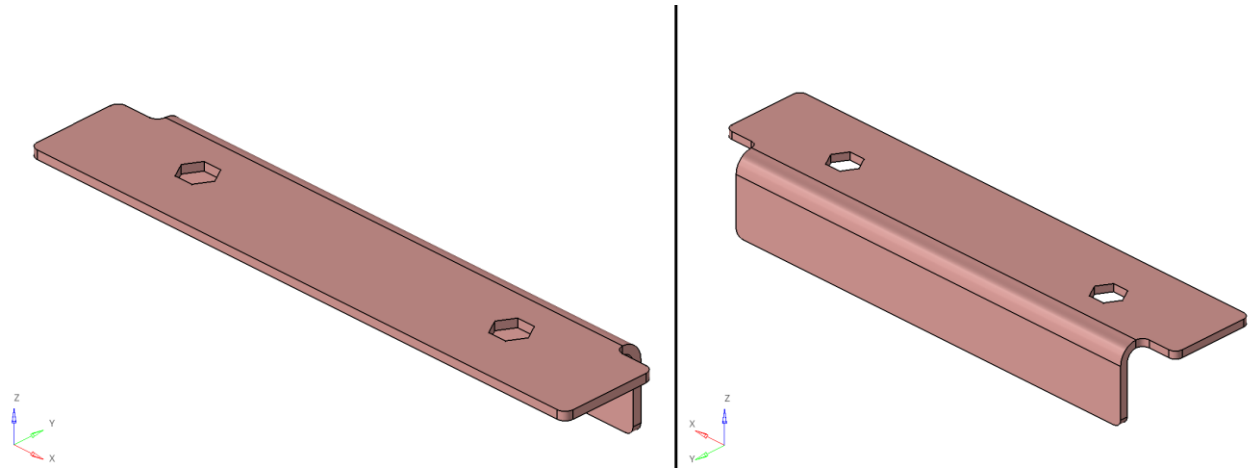


Figura 4.48 piastra di supporto originale

In riferimento a quanto visto nel paragrafo dedicato alle tensioni, è necessario apportare delle modifiche allo scopo di ridurre le deformazioni e di conseguenza le tensioni. Si propone quindi di aggiungere una seconda flangia di rinforzo sul lato opposto a quella già presente. Questa aggiunta non viene saldata ai tubolari, bensì ha il solo scopo di irrigidire la staffa. La Figura 4.49 illustra il disegno 3D nella nuova configurazione.

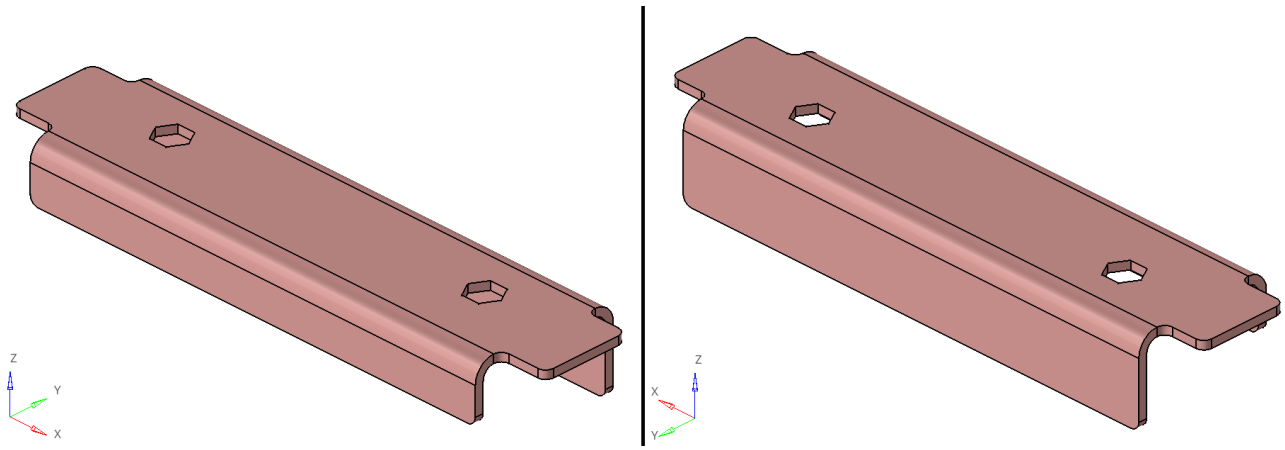


Figura 4.49 piastra di supporto modificata

Questo miglioramento permette di ridurre le deformazioni e le tensioni ma solamente sulla piastra in questione. Ne consegue che i problemi sugli altri braccetti di supporto del sedile permangono.

Un secondo tentativo di modifica riguarda l'incremento dello spessore di tutte le piastre di supporto. Si ricorda che nella Figura 3.6 si possono visualizzare gli spessori di tutti i componenti, da cui ne deriva il valore $3\ mm$ per quelli attualmente sotto analisi. Tale spessore relativamente contenuto, per cui si è ipotizzato di portarlo a $4\ mm$. Siccome si sta lavorando con mesh 2D, per adeguare il FEM è necessario solamente modificare lo spessore associato alla proprietà PSHELL. Questa modifica riguarda esclusivamente lo spessore, mentre la geometria complessiva dei componenti resta invariata. L'effetto principale che ne consegue è l'irrigidimento del sostegno, con

conseguente riduzione delle deformazioni. A loro volta, le minori deformazioni determinano una diminuzione delle tensioni sulle giunture saldate. Tale intervento comporta un aumento della massa del cantilever, ma risulta necessario ai fini della verifica strutturale. La valutazione del peso eseguito tramite Hypermesh restituisce un valore pari a $13{,}54\ kg$, rispetto ai $12{,}81\ kg$ della configurazione originale.

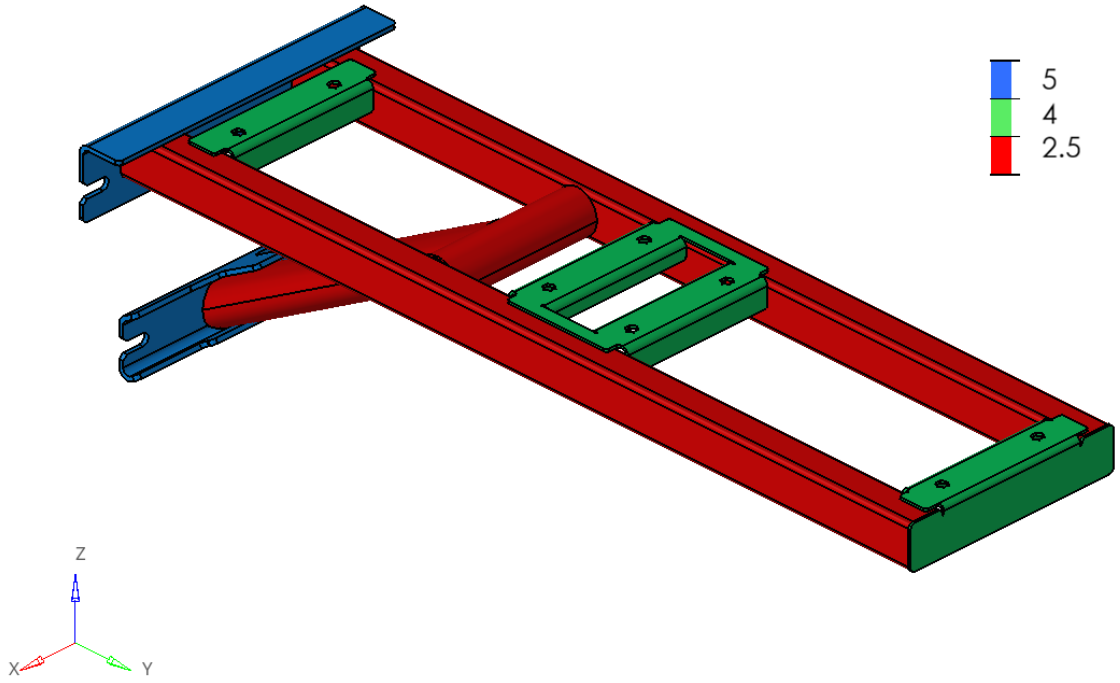


Figura 4.50 Rappresentazione grafica del valore degli spessori dei componenti del nuovo modello

Procedendo con le simulazioni ci si è resi conto che le modifiche miglioravano la risposta dell'assieme ma comunque non permettevano il superamento della verifica strutturale. È necessario intervenire nuovamente per risolvere in modo definitivo le criticità rimaste. A questo scopo sono stati considerati due diversi tipi di intervento. Il primo prevede un ulteriore aumento dello spessore delle piastre, portandolo a $5\ mm$. Il secondo consiste nella sostituzione del materiale con uno dotato di caratteristiche resistenziali migliori. Ciascuna soluzione comporta vantaggi e svantaggi: con la prima si aumenta ulteriormente il peso del cantilever, mentre con la seconda si incrementa il costo. Poiché uno degli obiettivi del presente elaborato è la riduzione del peso, si è scelto di adottare il secondo approccio, sostituendo l'acciaio S355 con l'S450. L'impiego di un diverso materiale rappresenta un compromesso tra la necessità di contenere la massa e l'inevitabile incremento dei costi.

Si riportano nella seguente tabella le caratteristiche meccaniche associate all'acciaio S450:

	Materiale base	Zona termicamente alterata
Tensione di snervamento $[MPa]$	500	450
Tensione di rottura $[MPa]$	550	550
Allungamento a rottura [%]	14	

Tabella 4.2 Caratteristiche meccaniche statiche dell'acciaio S450

Come già visto in precedenza, non è possibile applicare come limite direttamente il valore della tensione di snervamento. È necessario dividere tale valore per un coefficiente di sicurezza parziale $S_1 = 1{,}15$, da cui si ottiene il valore:

	Materiale base	Zona termicamente alterata
Tensione di snervamento corretta $[MPa]$	434	391

Tabella 4.3 Caratteristiche meccaniche statiche dell'acciaio S450 corrette

4.4.2. Nuovi risultati

In questo paragrafo vengono illustrati i nuovi risultati ottenuti dalla simulazione della nuova geometria. Vengono riportati i dettagli delle zone che si è visto essere problematiche nella precedente configurazione dal punto di vista delle tensioni. Per una maggiore comprensione, in ogni figura si possono osservare due serie di risultati: a sinistra sono presentati gli output del caso originale, mentre a destra quelli del caso nuovo. In questo modo si può comprendere in modo più efficace l'effetto benefico che si è ottenuto. Si fa notare che la scala cromatica dei livelli di tensione è stata adeguata ai limiti del nuovo acciaio impiegato.

Come per il paragrafo precedente, si differenziano i dati relativi alle zone saldate e quelli del materiale non alterato.

- **Saldature**

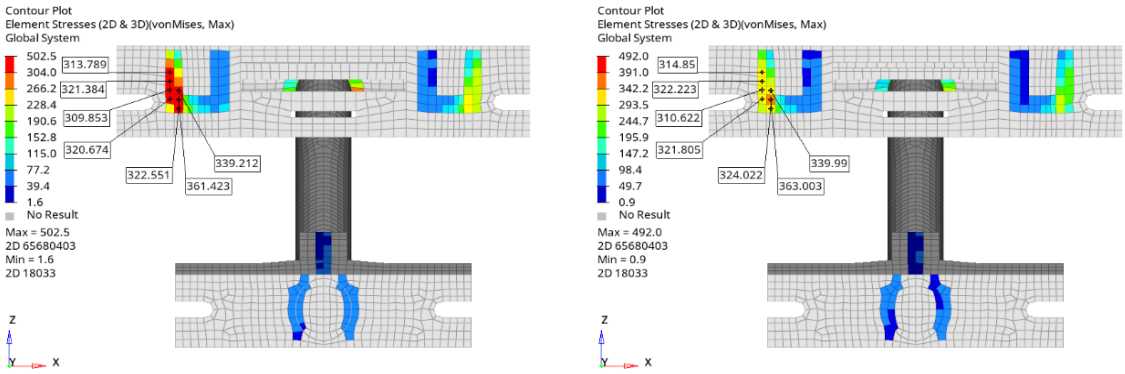


Figura 4.51 LC 01: saldatura piastra fissaggio-tubolari rettangolari vista frontale

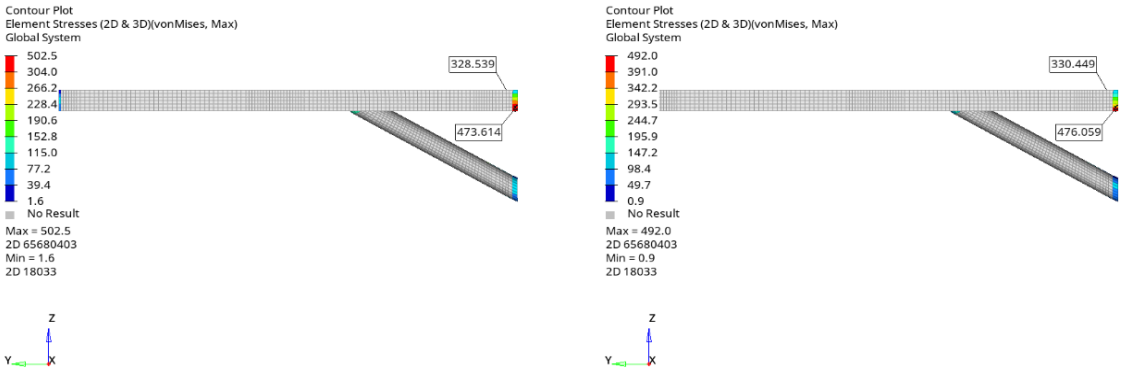


Figura 4.52 LC 01: saldatura piastra fissaggio-tubolari rettangolari vista laterale

In queste prime figure viene mostrata la saldatura che unisce i tubolari rettangolari alla piastra di fissaggio. La modifica della geometria ha comportato un leggero aumento delle tensioni nella zona indicata rispetto alla configurazione precedente. Inoltre, si osserva che un elemento, localizzato in corrispondenza di uno spigolo vivo, supera il valore della tensione ammissibile. Tale superamento è tuttavia dovuto alla presenza del bordo netto del modello, che genera una concentrazione di tensione numerica non rappresentativa del comportamento reale: nella costruzione effettiva lo spigolo è raccordato, riducendo significativamente la tensione locale (Figura 4.53). Inoltre, le normative definiscono che il punto di misura delle tensioni si trovi a distanza $10\ mm$ dalla linea di saldatura, mentre nel caso studio la dimensione degli elementi permette di ricavare gli sforzi ad una distanza inferiore pari a $5{,}5\ mm$.

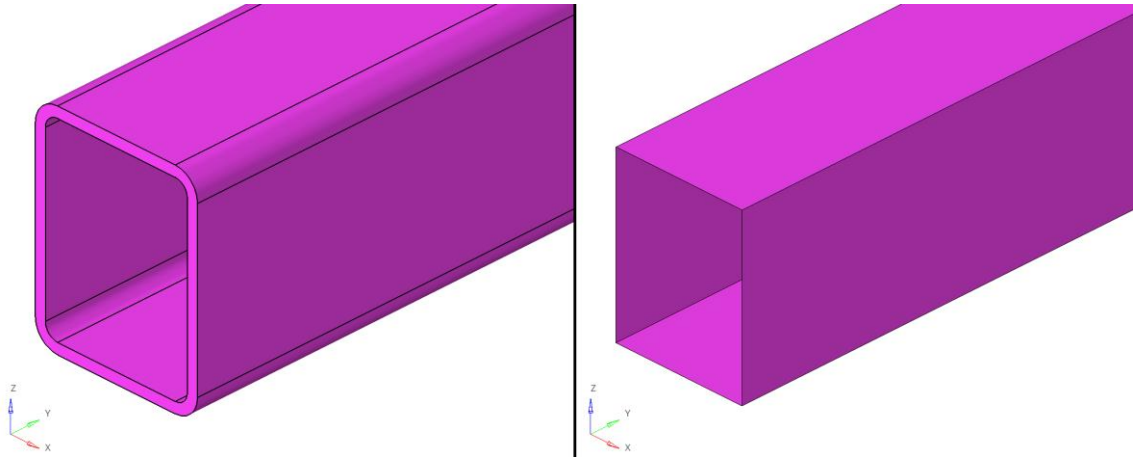


Figura 4.53 Confronto tra la geometria 3D, a sinistra, con quella 2D, a destra

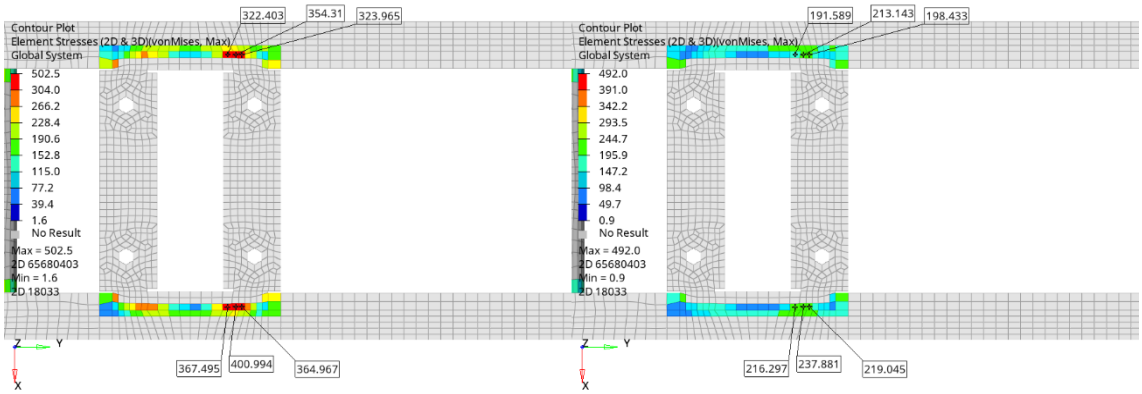


Figura 4.54 LC 01: saldatura piastre di supporto intermedia-tubolari rettangolari

Nella figura precedente vengono mostrati gli sforzi che caratterizzano le saldature a sovrapposizione che vincolano i tubolari rettangolari con il braccetto di supporto nella posizione intermedia. Con i miglioramenti apportati sono state risolte tutte le criticità che si erano messe in luce.

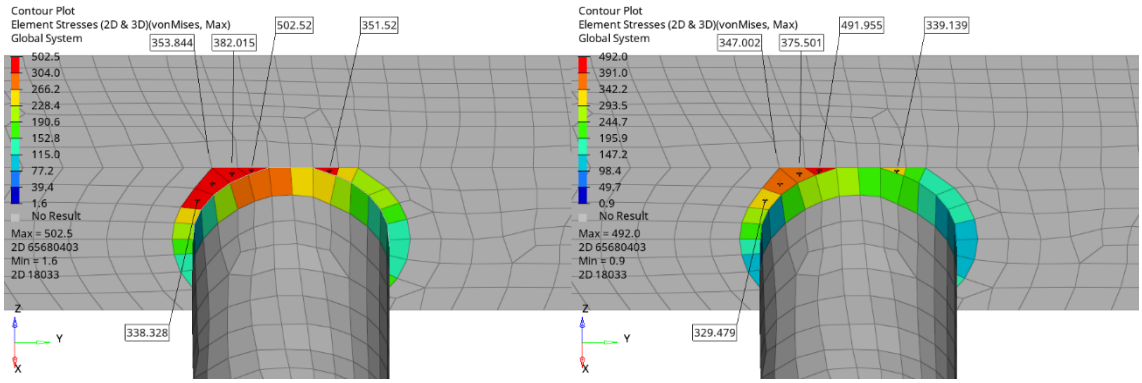


Figura 4.55 LC 01: saldatura tubolare circolare-rettangolare

Nell'immagine appena osservata è stata rappresentata la saldatura tra il tubolare circolare con quello rettangolare. Si può notare come l'unico elemento rimasto oltre lo snervamento sia quello di forma triangolare. Tale risultato non è totalmente rappresentativo del caso reale, in quanto la forma triangolare è caratterizzata da una rigidezza numerica non fisica. La concentrazione locale di tensione che ne deriva è quindi da considerarsi principalmente come effetto della discretizzazione eseguita piuttosto che come indicazione di un reale stato di tensione critico.

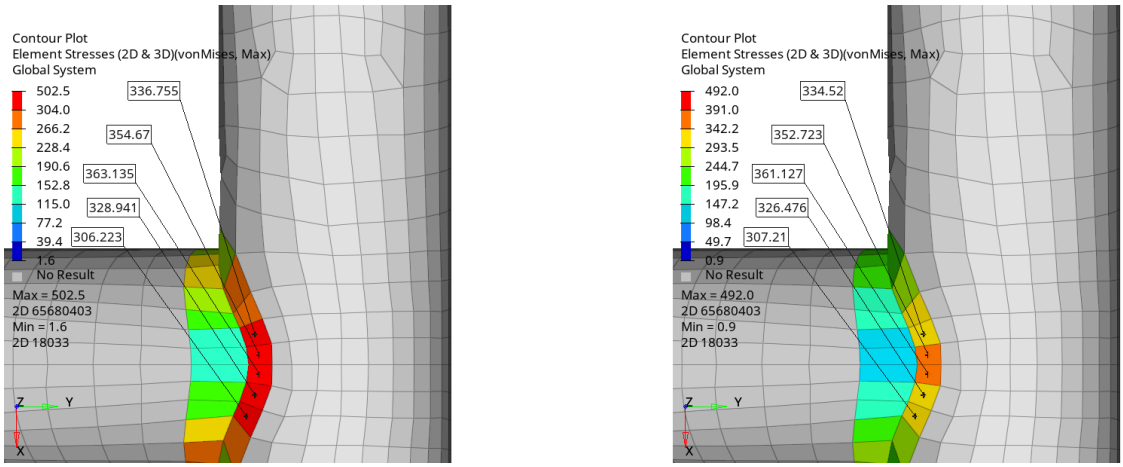


Figura 4.56 LC 01: saldatura tubolari circolari vista dall'alto

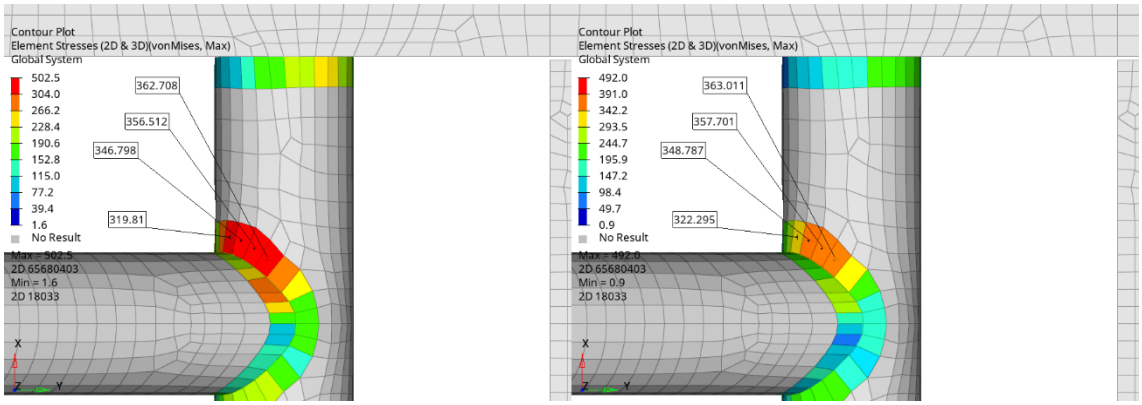


Figura 4.57 LC 01: saldatura tubolari circolari vista dal basso

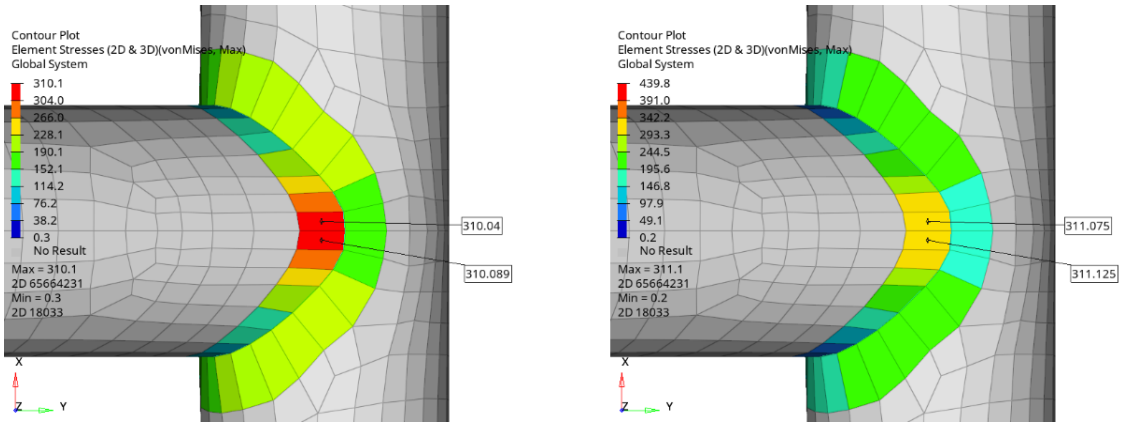


Figura 4.58 LC 06: saldatura tubolari circolari vista dal basso

In queste ultime figure è stata mostrata la saldatura che unisce i tubolari a sezione circolare. Sono stati analizzati sia il caso di carico longitudinale, nelle prime due immagini, sia quello verticale, riportato nell'ultima figura. Come si può osservare, su ogni elemento in questa zona viene impressa una sollecitazione inferiore al massimo valore ammissibile.

- **Materiale base**

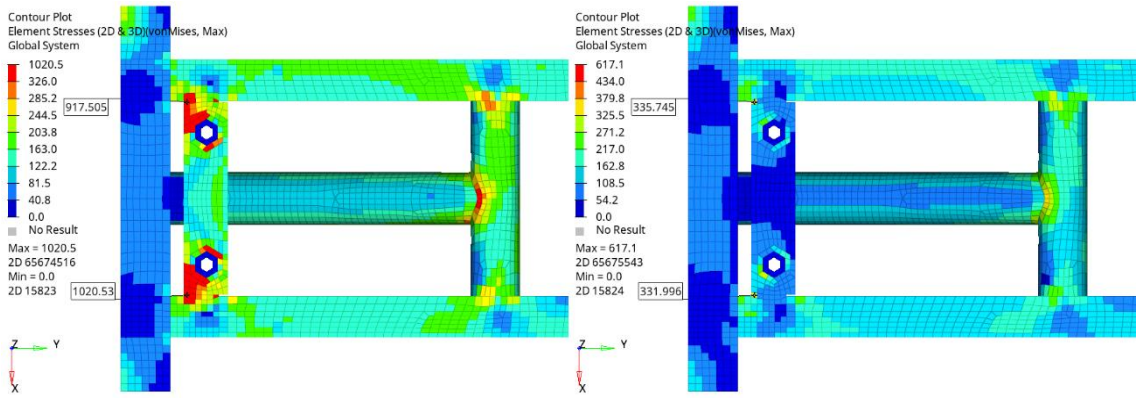


Figura 4.59 LC 01: piastra di supporto più vicina alla cassa

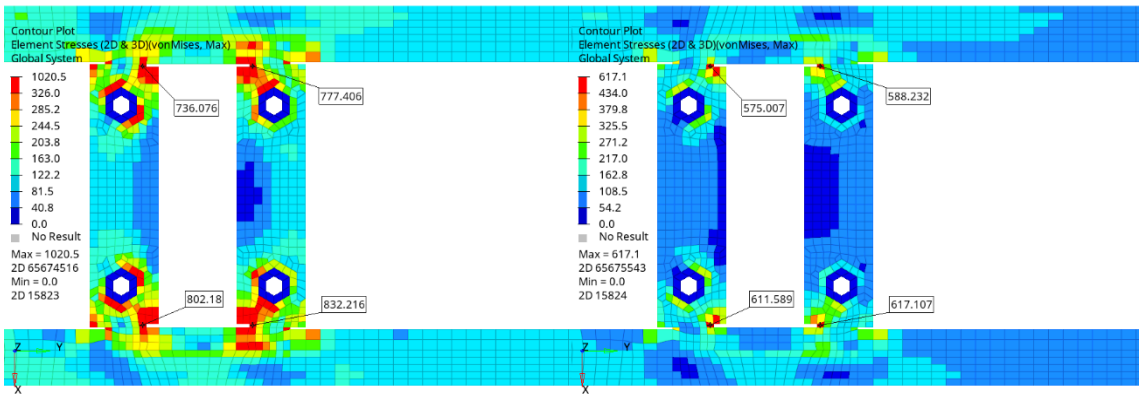


Figura 4.60 LC 01: piastra di supporto intermedia

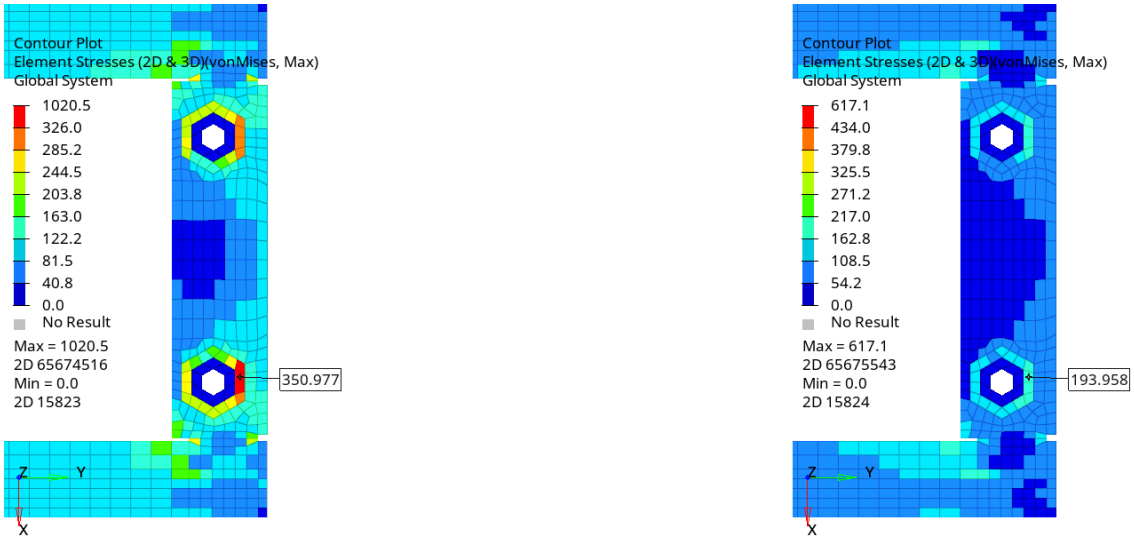


Figura 4.61 LC 01: piastra di supporto di estremità

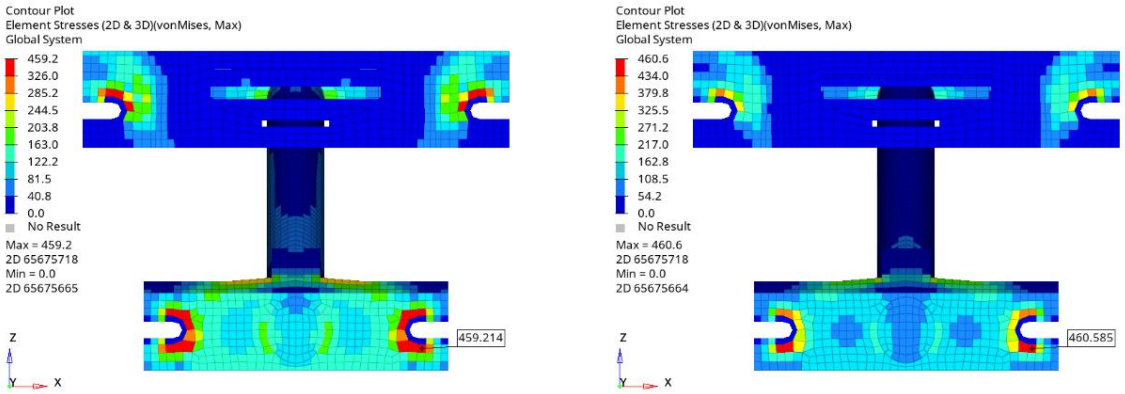


Figura 4.62 LC 06: piastre di fissaggio

Come si può osservare dalle immagini precedenti, sono presenti ancora alcuni elementi in cui si supera l'ammissibile del materiale. È tuttavia opportuno precisare che tali superamenti si verificano esclusivamente in zone in cui sono state introdotte approssimazioni nella modellazione. Nella Figura 4.60 le tensioni elevate compaiono in corrispondenza di uno spigolo vivo, che nella realtà è raccordato, su un elemento piccolo e leggermente distorto (Figura 4.63). La combinazione degli effetti di intaglio e di forma dell'elemento generano una concentrazione numerica degli sforzi che non rappresenta fedelmente il comportamento strutturale reale. Nella Figura 4.62, invece, il superamento dell'ammissibile riguarda un elemento localizzato in prossimità dei fissaggi modellati tramite RBE 2. Anche in questo caso l'hotspot è principalmente riconducibile alla modellazione locale tramite rigidi, i quali possono generare tensioni non pienamente realistiche.

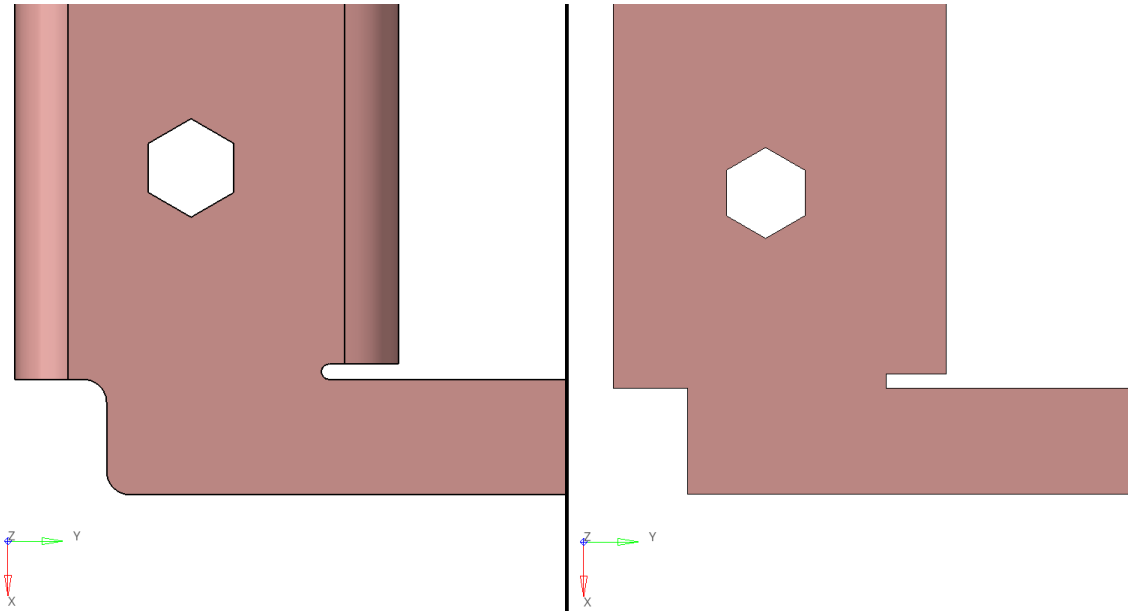


Figura 4.63 Confronto tra la geometria 3D, a sinistra, con quella 2D, a destra

A seguito delle considerazioni esposte, si può affermare che la verifica del cantilever può essere ritenuta soddisfatta.

5.Simulazione FEM a fatica

La verifica a fatica rappresenta la seconda fase del processo di verifica strutturale del componente. Durante l'analisi statica si è partiti da un modello 3D già prodotto su cui sono state eseguite le prime simulazioni di carico. In seguito, sono state introdotte modifiche geometriche e di materiale allo scopo di rendere il cantilever strutturalmente affidabile. Le migliorie introdotte nel capitolo precedente costituiscono quindi il punto di partenza dell'analisi dinamica che si vuole sviluppare nell'attuale capitolo.

In questa fase l'obiettivo è verificare che il componente abbia una resistenza a fatica adeguata, analizzando le tensioni cicliche e accertando che non superino le soglie associate alla durata minima richiesta dalle normative. In particolare, si farà riferimento alla norma EN 12663-1 [1] per la definizione dei carichi da applicare e alla EN 17149-3 [4] per i criteri di accettazione relativi al materiale base e alle saldature.

Le sezioni che seguono sviluppano l'analisi a fatica del componente, presentando i carichi ciclici previsti, i criteri si verifica adottati e i risultati ottenuti. L'esame dei livelli di tensione consente di valutare la conformità del cantilever ai requisiti di durabilità, permettendo inoltre di individuare eventuali aree maggiormente influenzate dalle sollecitazioni ripetute. Nel caso emergano criticità, vengono proposte modifiche sulla geometria o alle saldature, con lo scopo di garantire un comportamento affidabile durante l'intero ciclo di vita.

5.1. Descrizione

5.1.1. Modello

L'analisi a fatica viene eseguita in continuità con la verifica statica ed ha lo scopo di valutare la durata minima in funzione dei limiti imposti dal materiale. Per impostare correttamente la verifica dei carichi ciclici, si adotta come punto di partenza la configurazione finale ottenuta dallo studio svolto nel capitolo precedente, che integra le modifiche introdotte per garantire l'affidabilità statica del cantilever (Figura 4.50). Analogamente a quanto osservato nel capitolo precedente, l'analisi a fatica potrebbe evidenziare criticità che richiederanno ulteriori interventi sul modello.

Una volta chiarito il modello iniziale utilizzato, si deve definire la discretizzazione delle varie parti del cantilever. Anche in questo caso si mantiene la continuità con il capitolo 4, adottando la medesima mesh della verifica statica. Questa scelta garantisce coerenza tra le analisi, poiché le zone maggiormente sollecitate staticamente potrebbero rappresentare anche le regioni critiche anche dal punto di vista dinamico. Nel caso pratico, sul medesimo file di Hypermesh da cui si sono ottenuti i risultati statici vengono semplicemente aggiunti i casi di carico a fatica prescritti dalle norme.

Siccome il materiale utilizzato nell'ultima versione del modello è stato cambiato rispetto a quello descritto nel capitolo 3, è necessario definire ora le proprietà del nuovo acciaio.

Parametro	Valore	u. d. m.
R_m	550	MPa
N_R	$2 \cdot 10^6$	/
N_0	$1 \cdot 10^6$	/
a_m	0,35	$\frac{mm^2}{N}$
b_m	$-0,1$	/
a_R	0,22	/
b_R	400	MPa
m_σ	5	/
m_τ	8	/
$f_{R,\sigma}$	0,75	/
$f_{R,\tau}$	0,577	/
R_z	80	μm
$f_{S,edge}$	1,0	/
M_σ	0,0925	/
M_τ	0,0534	/
$f_{m,\sigma}$	0,8637	/
$f_{m,\tau}$	0,9173	/
$f_{S,R,\sigma}$	0,8161	/
$f_{S,R,\tau}$	0,8939	/

Tabella 5.1 Parametri di calcolo per la resistenza a fatica del materiale base(S450)

Dai parametri della tabella precedente si ottengono:

Parametro	Valore	u. d. m.
$\Delta\sigma_R(R_\sigma = -1)$	336,6	MPa
$\Delta\tau_R(R_\tau = -1)$	212,7	MPa
$\Delta\sigma_0(R_\sigma = -1)$	311,6	MPa
$\Delta\tau_0(R_\tau = -1)$	203,1	MPa
$\Delta\sigma_0(R_\sigma = 0,5)$	269,1	MPa
$\Delta\tau_0(R_\tau = 0,5)$	164,9	MPa

Tabella 5.2 Caratteristiche meccaniche a fatica del materiale base (S450)

5.1.2. Carichi

Si procede ora definendo le condizioni di carico da applicare al sistema da verificare. Le sollecitazioni di questa analisi sono concettualmente differenti rispetto a quelle statiche, pur essendo entrambe le tipologie definite dalla EN 12663-1 [1]: i carichi statici rappresentano condizioni di progetto

associate a situazioni di sovraccarico, mentre quelli a fatica derivano da livelli di accelerazione tipici dell'esercizio ferroviario. Come illustrato nel paragrafo 1.1.5, le accelerazioni cicliche lungo ciascun asse presentano un intervallo di variazione pari a 0,3. Inoltre, per quanto riguarda gli assi X e Y le accelerazioni sono simmetriche, cioè con media nulla.

Dal punto di vista strettamente normativo è necessario applicare la sistema tutte le combinazioni di sollecitazione che il componente potrebbe subire durante la vita lavorativa. Agire in questo modo permette di verificare la resistenza strutturale in tutte le situazioni possibili. Il problema si pone durante la modellazione FEM, in quanto su Hypermesh non è semplice lo studio sulla fatica. Un metodo efficace per risolvere il problema è applicare delle sollecitazioni statiche ma con ampiezza adeguata. In particolare, i cicli di lavoro lungo le direzioni X e Y sono simmetrici per cui si può ipotizzare di creare due diverse condizioni di carico nuove: la prima spostando tutto il ciclo di 0,15 verso valori positivi e la seconda spostandolo della stessa quantità verso quelli negativi. Analogamente, anche per l'asse Z si effettua un ragionamento simile, andando ad applicare come valore massimo il range di variazione con segno corrispondente alla forza peso, ovvero verso il basso. Così facendo, si simulano sforzi che hanno valore pari all'escursione completa del carico come definito dalla normativa. Si tratta quindi di applicare un carico con ampiezza maggiore, permettendo una verifica maggiormente cautelativa.

Sono stati finora definite le accelerazioni per ogni singola direzione, ma per una corretta analisi è necessario combinarle tra loro. Si ottengono perciò i seguenti casi di carico:

# Caso di carico	Carico
LC 07	$+ 0{,}3 \cdot g_X - 0{,}3 \cdot g_Z$
LC 08	$- 0{,}3 \cdot g_X - 0{,}3 \cdot g_Z$
LC 09	$+ 0{,}3 \cdot g_Y - 0{,}3 \cdot g_Z$
LC 10	$- 0{,}3 \cdot g_Y - 0{,}3 \cdot g_Z$

Tabella 5.3 Prove di carico a fatica dei fissaggi

5.2. Risultati

In questo paragrafo vengono illustrati ed analizzati i principali risultati derivanti dalle simulazioni numeriche condotte sul modello FEM. L'obiettivo è individuare le zone che presentano livelli di tensione elevati, con particolare attenzione agli elementi sensibili alle concentrazioni di tensione, come le saldature. L'esame di tali regioni consente di valutare l'affidabilità del componente sotto sollecitazioni cicliche e di identificare eventuali necessità di miglioramento geometrico o costruttivo. In questa fase non è necessario analizzare gli spostamenti, poiché l'ampiezza delle sollecitazioni è notevolmente inferiore al caso statico ed i relativi risultati sarebbero poco

significativi. Per una maggiore comprensione, si suddivide l'analisi delle tensioni in funzione della posizione degli elementi che si vogliono verificare, ovvero metallo base e zona termicamente alterata.

5.2.1. Materiale base

In questo paragrafo vengono presentati i risultati relativi alle sollecitazioni che caratterizzano la parte di materiale non influenzata dalle saldature. Siccome la matrice delle tensioni effettive è composta simultaneamente sia dalle $\Delta\sigma$ sia dalle $\Delta\tau$ direzionali, è necessario applicare il metodo delle tensioni principali. Si deve precisare che, data la modellazione FEM in 2D, la tensione principale media (ΔP_2) ha comunque valore nullo e perciò non viene illustrata di seguito in quanto priva di significato.

Per una maggiore comprensione si è deciso di rappresentare le tensioni in rapporto all'ammissibile calcolato in precedenza. Nella pratica, si è definito il coefficiente di utilizzo (5.1) che permette di comprendere più facilmente quanto gli sforzi applicati portino il metallo vicino al cedimento. Si tratta di una formula analoga alla (1.1) adattata ala caso specifico. Per garantire la sicurezza è fondamentale che tale coefficiente sia inferiore all'unità.

$$U_{max} = \frac{\max(|\Delta P_1|;\ |\Delta P_3|)}{\Delta\sigma_0(R_\sigma = 0{,}5)} \cdot \gamma_M \qquad (5.1)$$

Dove $\Delta\sigma_0(R_\sigma = 0{,}5) = 269{,}1\ MPa$ come indicato nel paragrafo 5.1.1 e $\gamma_M = 1{,}1$ come definito nel paragrafo 3.2.2.

I risultati illustrati di seguito non si riferiscono ad un singolo caso di carico, bensì all'inviluppo di tutte e quattro le condizioni già descritte. Questa modalità di rappresentazione, pur non consentendo di associare le tensioni ai singoli stati di carico, permette di sintetizzare efficacemente il comportamento complessivo del cantilever. Si anticipa che, considerato il livello contenuto delle tensioni, una rappresentazione separata che ciascuna configurazione di sollecitazione non apporterebbe informazioni aggiuntive significative.

- **Tensione principale massima ΔP_1**

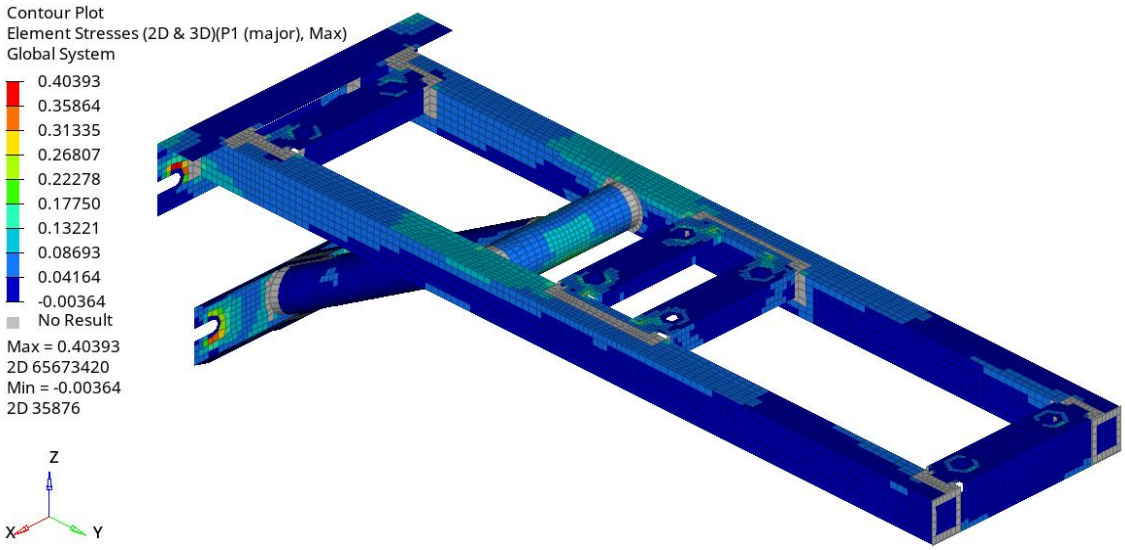


Figura 5.1 Inviluppo a fatica: vista assonometrica di ΔP_1

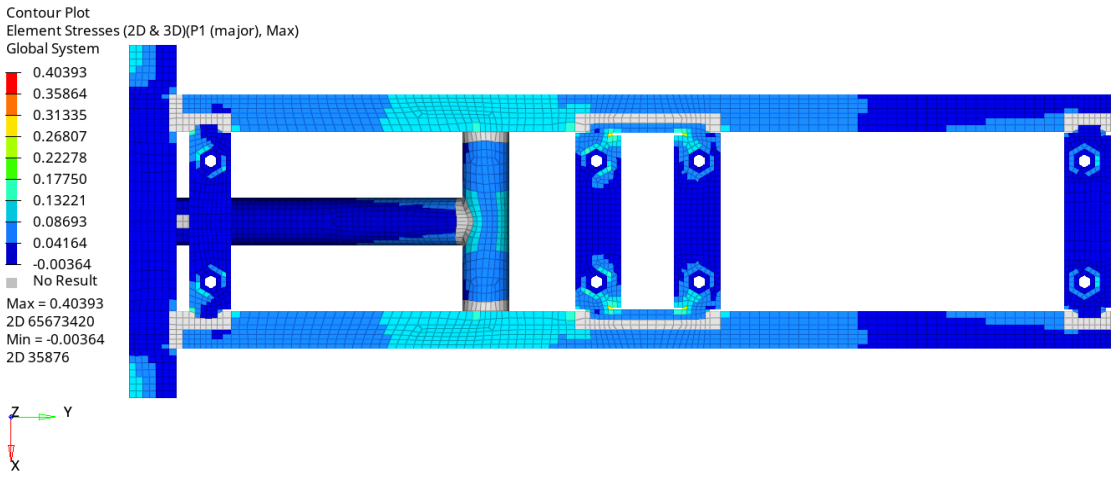


Figura 5.2 Inviluppo a fatica: vista dall'alto di ΔP_1



Figura 5.3 Inviluppo a fatica: vista dal basso di ΔP_1

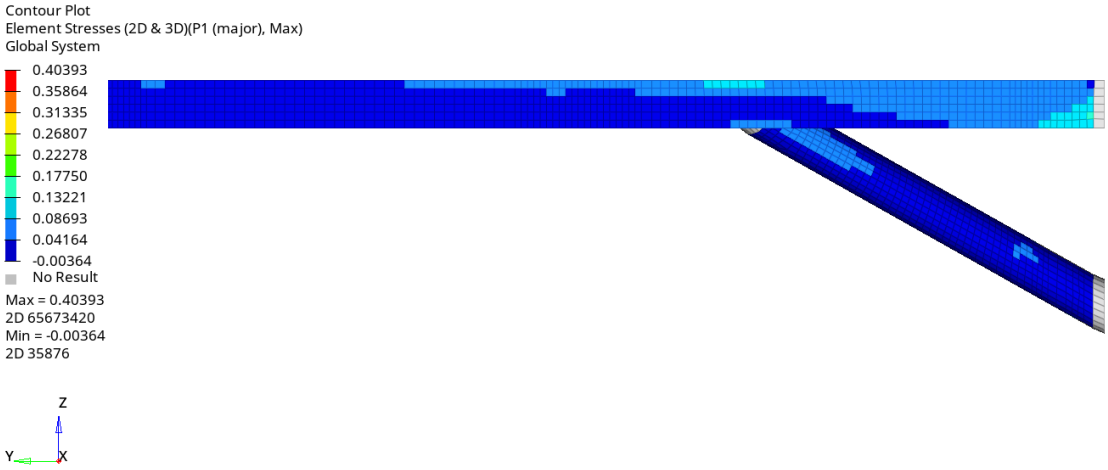


Figura 5.4 Inviluppo a fatica: vista laterale di ΔP_1

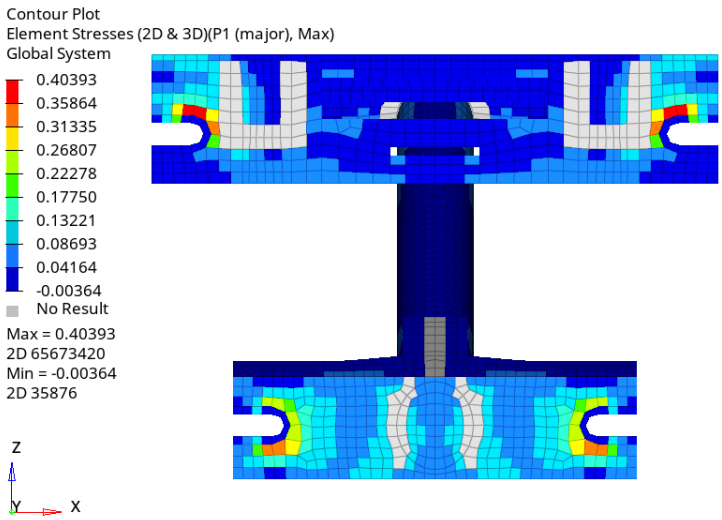


Figura 5.5 Inviluppo a fatica: vista frontale di ΔP_1

- **Tensione principale minima ΔP_3**

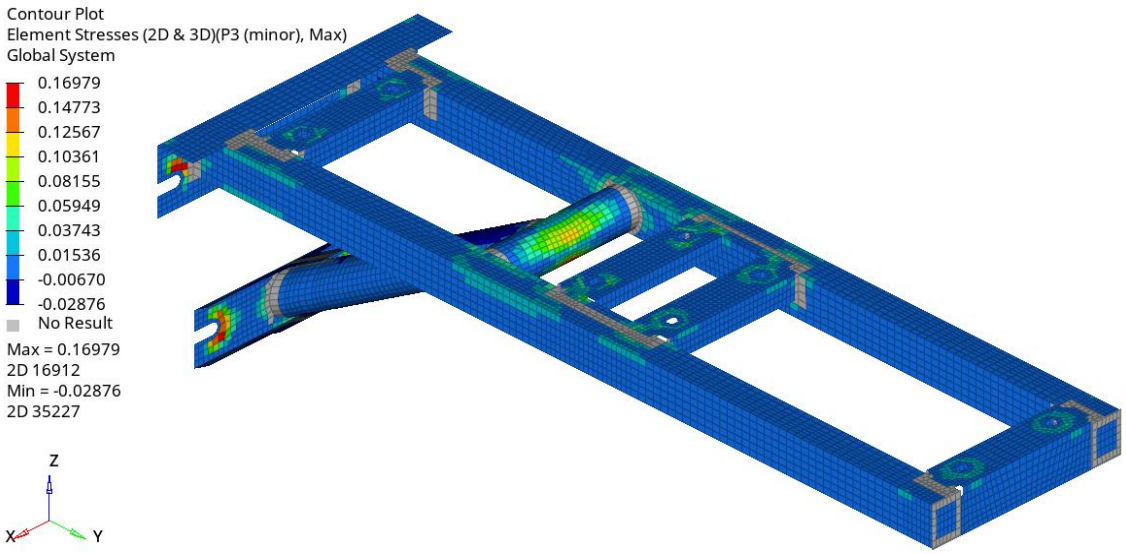


Figura 5.6 Inviluppo a fatica: vista assonometrica di ΔP_3

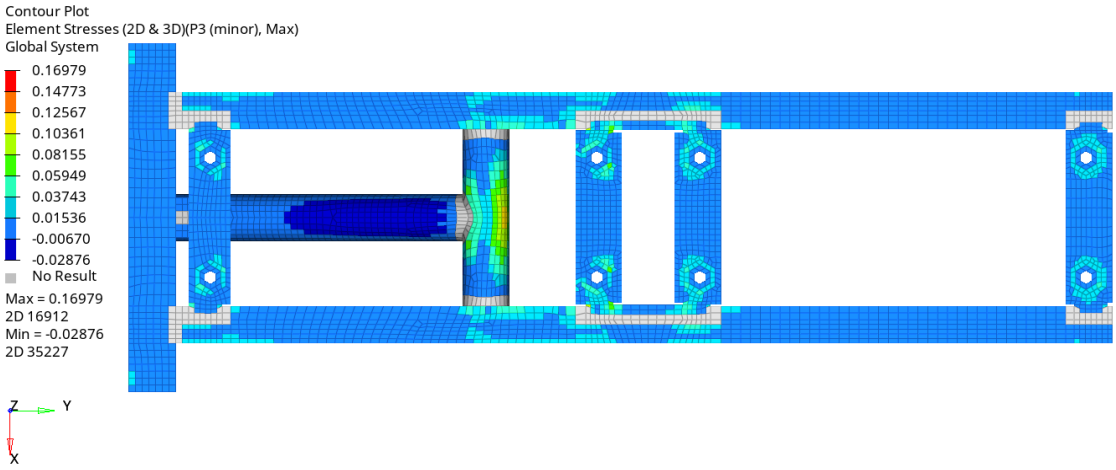


Figura 5.7 Inviluppo a fatica: vista dall'alto di ΔP_3

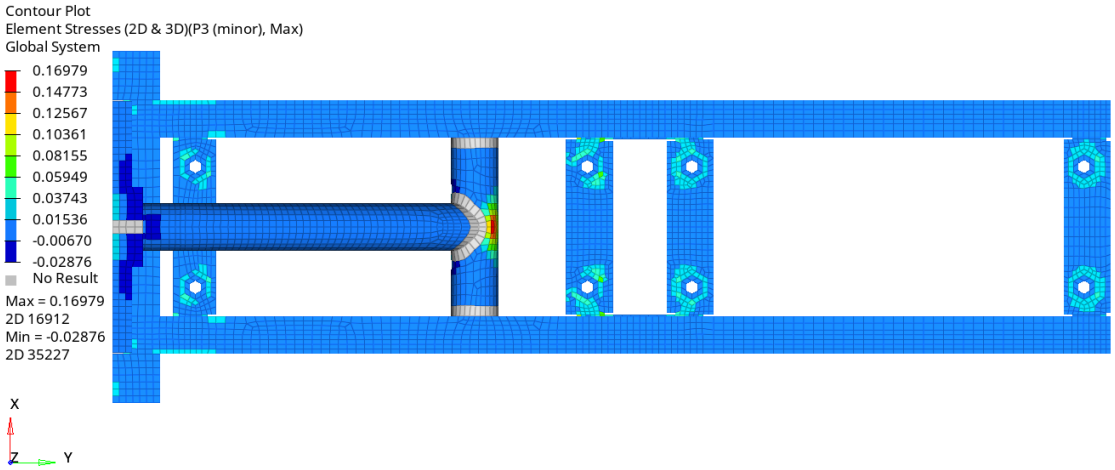


Figura 5.8 Inviluppo a fatica: vista dal basso di ΔP_3

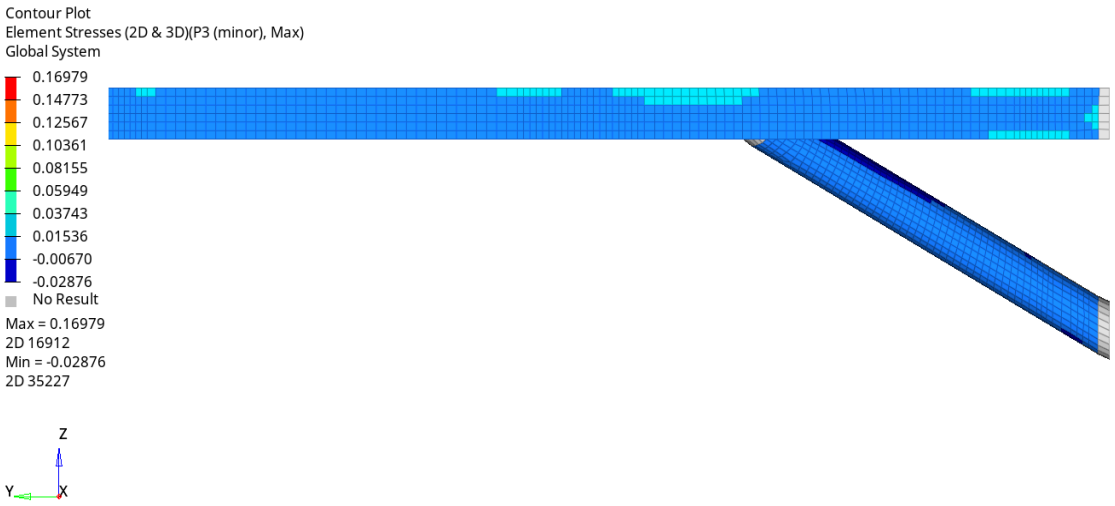


Figura 5.9 Inviluppo a fatica: vista laterale di ΔP_3

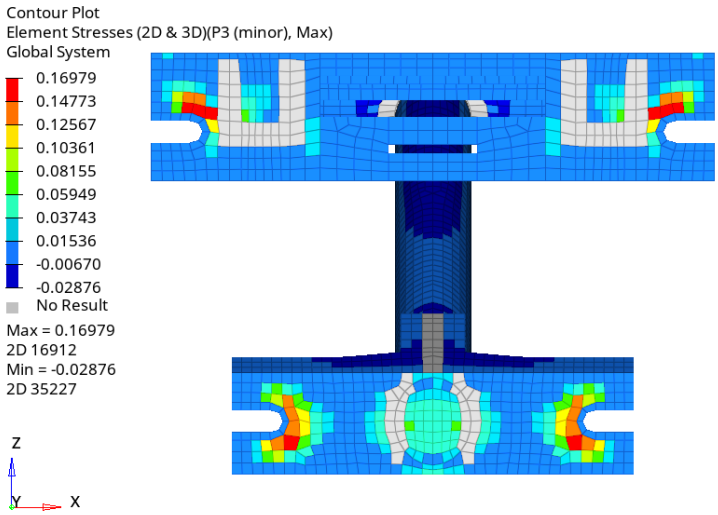


Figura 5.10 Inviluppo a fatica: vista frontale di ΔP_3

Visti tutti i risultati di ΔP_1 e ΔP_3, si può affermare il metallo base non è soggetto alla formazione di cricche da fatica, poiché i coefficienti di utilizzo risultano ampiamente inferiori a 1, garantendo un adeguato margine di sicurezza rispetto ai limiti normativi. Di conseguenza, nelle successive analisi il metallo base non verrà ulteriormente considerato, in quanto non rappresenta un elemento critico e non richiede modifiche aggiuntive al modello.

5.2.2. Saldature

In precedenza, le saldature sono state considerate esclusivamente come elementi di collegamento tra le parti, senza distinguere la tipologia di giunto. Di conseguenza, nell'analisi statica ci si è limitati a valutare le tensioni equivalenti di von Mieses e a confrontarle con il limite di snervamento del materiale, indipendentemente dalla configurazione della giuntura. Nel caso dinamico, invece, tale approccio non è adatto in quanto le normative di settore richiedono esplicitamente di considerare limiti tensionali diversi in funzione del tipo di saldatura. Come si è visto nel paragrafo 1.3.2, la norma EN 17149-3 [4] fornisce il metodo per ricavare i valori di soglia specifici per ciascun tipo di cordone e orientazione della sollecitazione, consentendo una valutazione a fatica coerente con il comportamento reale del dettaglio strutturale.

Si deve precisare però che lo spessore a delle varie saldature non viene mai definito nel modello FEM. Ciò dipende dal fatto che la modellazione semplificata adottata rappresenta la saldatura come un vincolo rigido, privo di proprietà geometriche come area o spessore. Di conseguenza, dal punto di vista numerico cambiare il valore di a non modifica l'andamento delle tensioni locali. Tale parametro viene comunque utilizzato durante la fase di verifica per ricavare la tensione nominale del dettaglio come indicato nella norma EN 17149-3 [4]. Per le prime simulazioni, si è deciso di

considerare la profondità della giunzione pari al minimo spessore dei componenti da unire, ovvero 2,5 mm per tutti i casi.

Vengono fornite ora le immagini raffiguranti l'andamento delle tensioni a fatica che caratterizzano il sistema. Pe una più semplice comprensione si rappresenta il coefficiente di utilizzo complessivo derivante dalle equazioni (1.23) e (1.24).

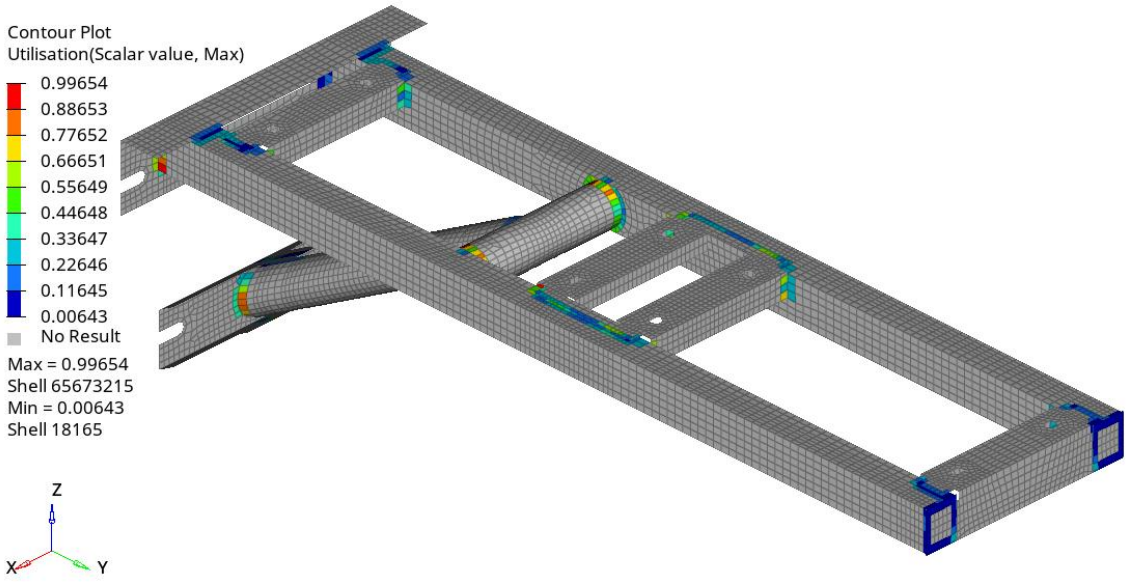


Figura 5.11 Inviluppo a fatica: vista assonometrica delle saldature

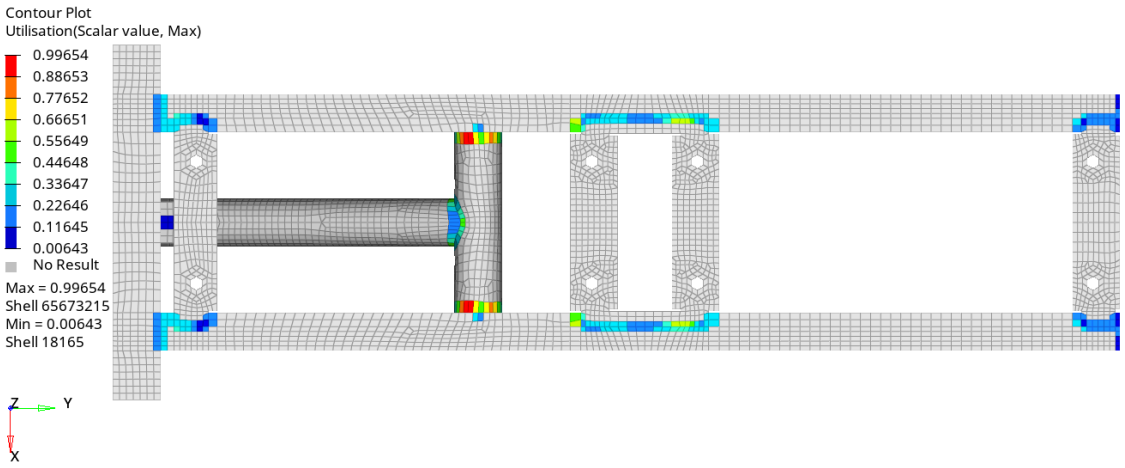


Figura 5.12 Inviluppo a fatica: vista dall'alto delle saldature

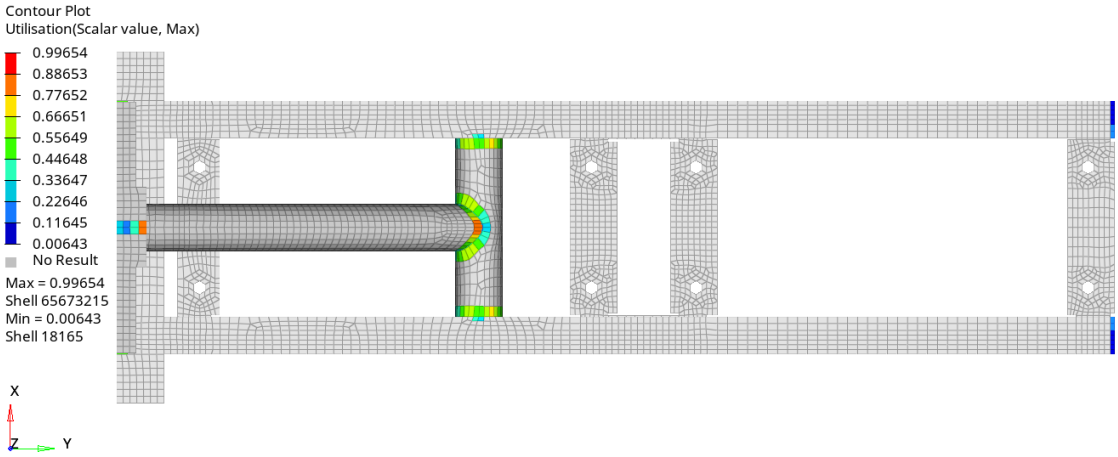


Figura 5.13 Inviluppo a fatica: vista dal basso delle saldature

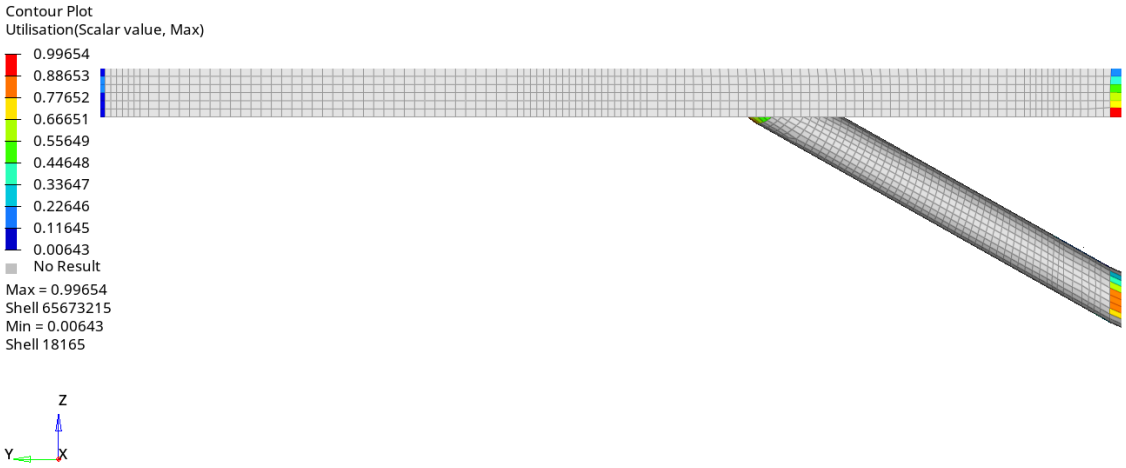


Figura 5.14 Inviluppo a fatica: vista laterale delle saldature

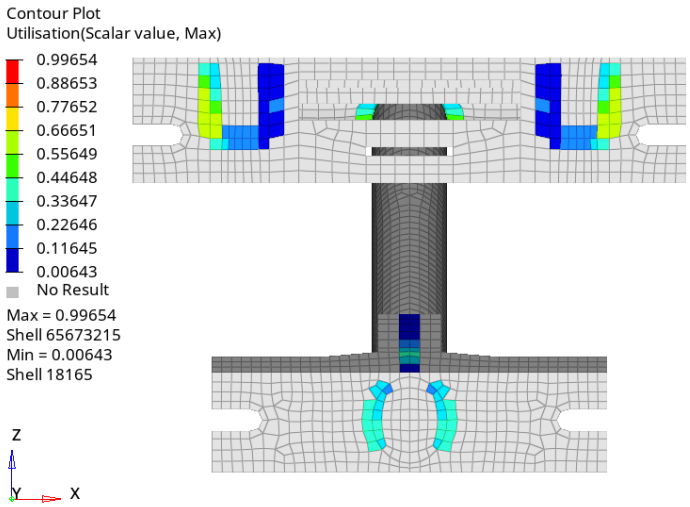


Figura 5.15 Inviluppo a fatica: vista frontale delle saldature

Dalle immagini si comprende che le giunzioni tra i tubolari, sia di sezione rettangolare sia circolare, e gli altri componenti sono soggette a sforzi elevati. Tuttavia, poiché è stato rappresentato l'inviluppo delle quattro condizioni di carico, la tensione equivalente massima mostrata non corrisponde

necessariamente a quella effettiva, in quanto deriva dalla combinazione dei valori massimi ottenuti nelle diverse condizioni analizzate. Nel complesso, tale forma di rappresentazione permette di avere una panoramica efficace del comportamento delle saldature che verranno studiate nel dettaglio successivamente.

5.2.3. Criticità

Si vuole ora entrare nel dettaglio di tutte quelle aree in cui i risultati delle simulazioni FEM evidenziano sollecitazioni elevate. Si procede quindi con la verifica secondo le normative di settore, analizzando singolarmente tutti gli elementi appartenenti alle zone termicamente alterate. Per semplicità espositiva vengono riportati soltanto i dati relativi agli elementi maggiormente penalizzanti (identificabili nelle figure tramite il numero identificativo) tra tutti i cordoni di saldatura.

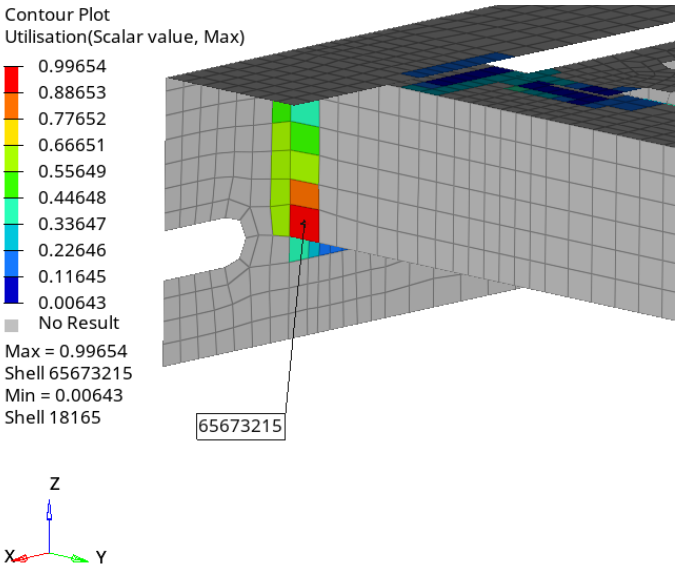


Figura 5.16 Inviluppo a fatica: vista dell'elemento 65673215

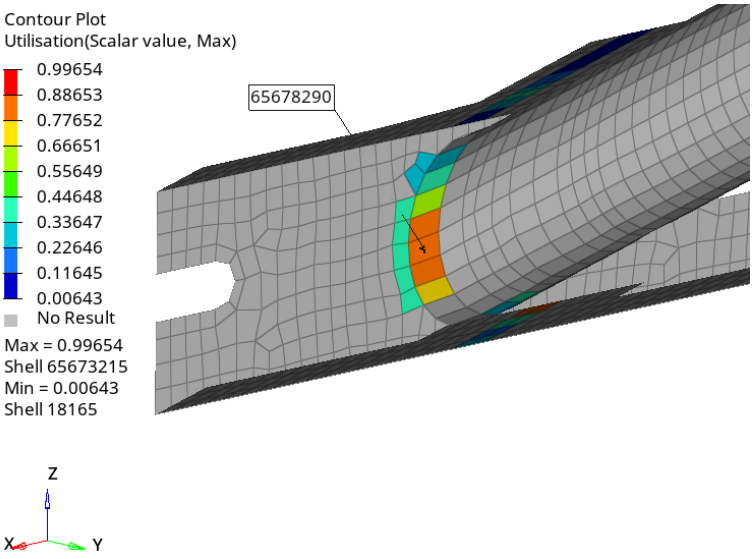


Figura 5.17 Inviluppo a fatica: vista dell'elemento 65678290

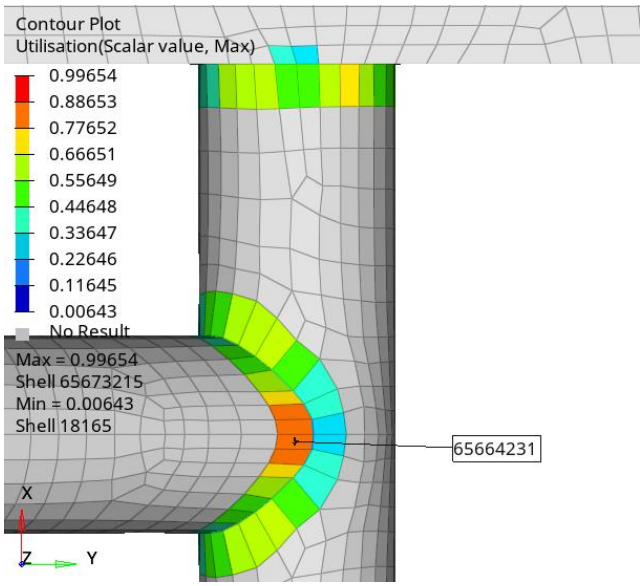


Figura 5.18 Inviluppo a fatica: vista dell'elemento 65664231

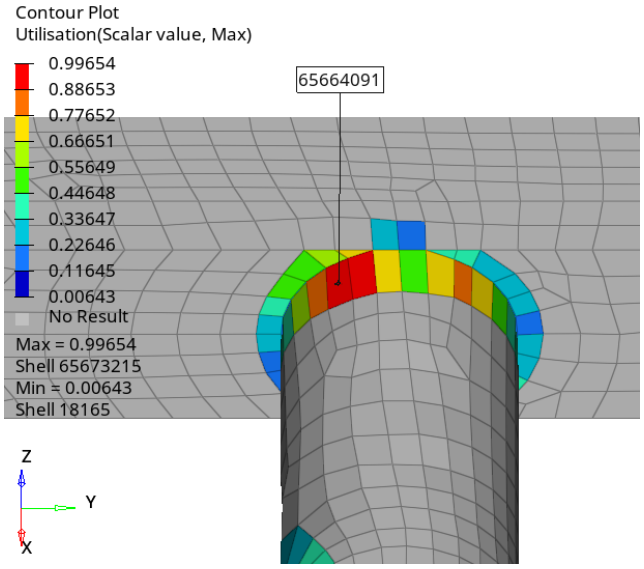


Figura 5.19 Inviluppo a fatica: vista dell'elemento 65664091

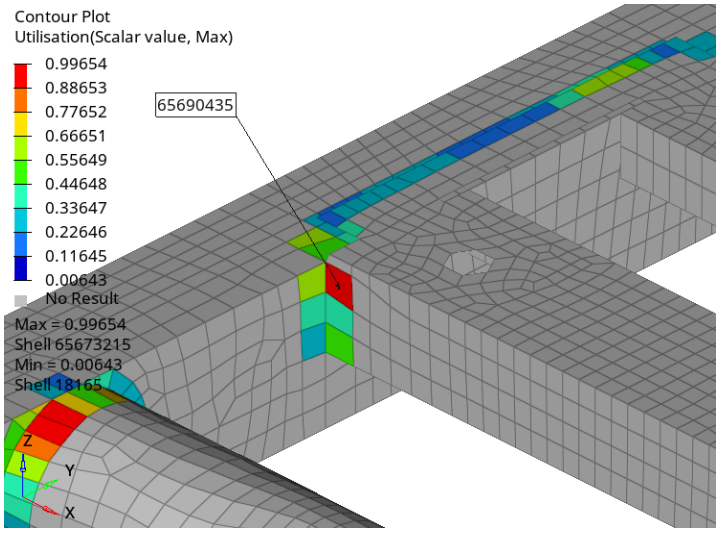


Figura 5.20 Inviluppo a fatica: vista dell'elemento 65690435

Si analizzano ora singolarmente le tensioni lungo le direzioni caratteristiche di ciascuna giunzione. Per ciascuna di esse viene considerato il caso di carico peggiore tra quelli indicati nel paragrafo 5.1.2. Ne conseguono i risultati seguenti riassunti nella Tabella 5.4.

	LC #	$\Delta\sigma_{//}$ $[MPa]$	$\Delta\sigma_{\perp,piede}$ $[MPa]$	$\Delta\sigma_{\perp,radice}$ $[MPa]$	$\Delta\tau_{\perp,piede}$ $[MPa]$	$\Delta\tau_{\perp,radice}$ $[MPa]$
65673215 (Figura 5.16)	08	14,1	67,9	67,9	5,4	5,4
65678290 (Figura 5.17)	09	-8,2	-22,7	-22,7	3,2	3,2
65664231 (Figura 5.18)	09	-15,2	-67,3	-67,3	-1.7	-1.7
65664091 (Figura 5.19)	07	13,9	33,5	33,5	6,3	6,3
65690435 (Figura 5.20)	07	5,4	15,5	24,8	-0,5	-0,8

Tabella 5.4 Tensioni delle saldature più critiche

Da cui si ottengono i coefficienti di utilizzo:

	$U_{\Delta\sigma_{//}}$	$U_{\Delta\sigma_{\perp,piede}}$	$U_{\Delta\sigma_{\perp,radice}}$	$U_{\Delta\tau_{\perp,piede}}$	$U_{\Delta\tau_{\perp,radice}}$
65673215 (Figura 5.16)	0,1175	1,4642	3,0729	0,1382	0,1382
65678290 (Figura 5.17)	0,0689	0,4889	1,0261	0,0818	0,0818
65664231 (Figura 5.18)	0,1269	1,4507	3,0447	0,0420	0,0420
65664091 (Figura 5.19)	0,1156	0,7210	1,5132	0,1622	0,1622
65690435 (Figura 5.20)	0,0445	0,3337	1,1205	0,0128	0,0205

Tabella 5.5 Coefficienti di utilizzo delle saldature più critiche

Successivamente applicando le equazioni (1.23) e (1.24) si ottengono i coefficienti di utilizzo equivalenti massimi:

	$U_{piede,max}$	$U_{radice,max}$
65673215 (Figura 5.16)	1,4707	3,0760
65678290 (Figura 5.17)	0,4957	1,0293
65664231 (Figura 5.18)	1,4513	3,0450
65664091 (Figura 5.19)	0,7390	1.5219
65690435 (Figura 5.20)	0,3340	1,1207

Tabella 5.6 Coefficienti di utilizzo equivalenti massimi delle saldature più critiche

I valori appena citati indicano un consistente problema strutturale in quanto diversi cordoni di saldatura vengono sollecitati ben oltre la propria capacità resistente. È necessario, perciò, procedere con dei tentativi di miglioramento al fine di risolvere tali criticità.

5.3. Ottimizzazione

5.3.1. Miglioramenti

Come si è visto, le uniche criticità evidenziate riguardano le zone coinvolte nelle saldature, in particolare quelle del tipo a T. Per garantire la sicurezza della struttura è necessario apportare nuovamente miglioramenti in modo analogo a quanto fatto nel capitolo 4.

Siccome le tensioni calcolate sono particolarmente elevate, una prima ipotesi di modifica riguarda le tipologie di saldatura. Si propone infatti di non utilizzare una saldatura ad angolo semplice su un singolo lato (# 39) bensì quella a parziale penetrazione (# 38) o eventualmente a completa penetrazione (# 34). Così facendo vengono incrementati gli ammissibili senza modificare ulteriormente il modello.

Il vantaggio di questa modifica riguarda il peso, infatti cambiare la tipologia di giunzione non ha effetti sulla massa del complessivo. Dall'altra parte, uno dei contro di questa soluzione è il costo: per le parziali e complete penetrazioni è necessario lavorare i componenti in modo adeguato prima di procedere alla saldatura, mentre il cordone semplice non necessita di tale lavorazione preliminare.

Un ulteriore aspetto critico riguarda la profondità di saldatura a nelle parziali penetrazioni, che deve rimanere inferiore allo spessore del componente che viene attraversato. Nel caso specifico, gli spessori delle parti sono pari a $2{,}5mm$ da cui si ricava che la profondità massima di saldatura è pari a circa $1{,}5mm$. Quanto detto riguarda le parziali penetrazioni semplici, ma è comunque possibile aggiungere un cordone esterno per incrementare a. Tuttavia, allo scopo di contenere il numero di operazioni da eseguire e quindi i costi, si preferisce non adottare quest'ultima soluzione.

Per ridurre ulteriormente le lavorazioni, si è deciso di procedere adottare il tipo # 39 per tutte le saldature caratterizzate da tensioni basse, il tipo # 34 dove gli sforzi sono più elevati e il tipo # 38 nelle situazioni intermedie.

Si riportano nelle Tabella 5.7 e Tabella 5.8 i parametri che caratterizzano le due nuove tipologie di saldatura e i relativi ammissibili.

Saldatura a T con parziale penetrazione (# 38)					
	$\Delta\sigma_{//}$	$\Delta\sigma_{\perp,piede}$	$\Delta\sigma_{\perp,radice}$	$\Delta\tau_{\perp,piede}$	$\Delta\tau_{\perp,radice}$
$t_{rif}\ [mm]$	25	25	25	25	25
$t\ [mm]$	5	5	5	5	5
n	0,1	0,25	0,438	0,1	0,1
f_{thick}	1,175	1,495	2,024	1,175	1,175
f_{res}	1	1	1	1	1
f_{post}	1	1	1	1	1
f_{QL}	1	1	1	1	1
f_{CT}	1	1	1	1	1
m	4	4	3	5	5
$\Delta\sigma_C\ [MPa]$	112	75,3	35,0	-	-
$\Delta\tau_C\ [MPa]$	-	-	-	79,7	79,7

Tabella 5.7 Parametri di calcolo per la resistenza a fatica delle saldature a T semplice

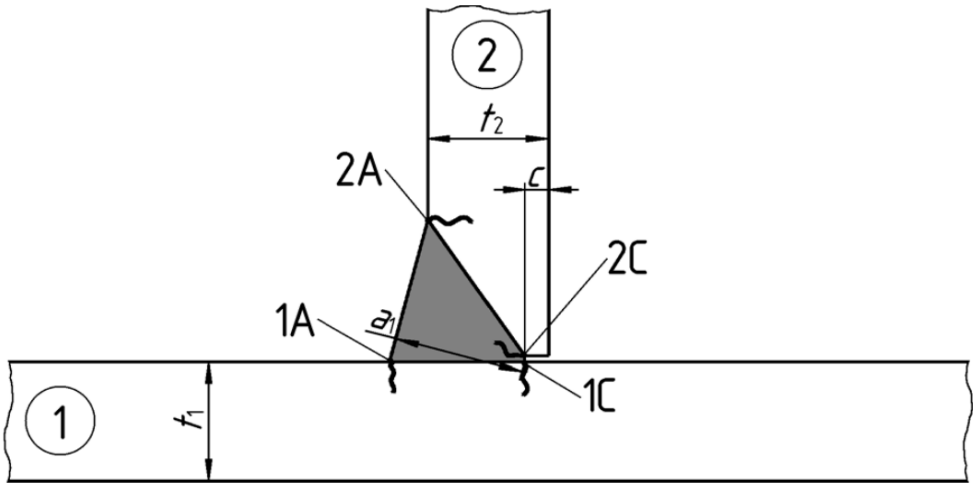


Figura 5.21 Schema saldatura a T con saldatura a parziale penetrazione su un singolo lato [4]

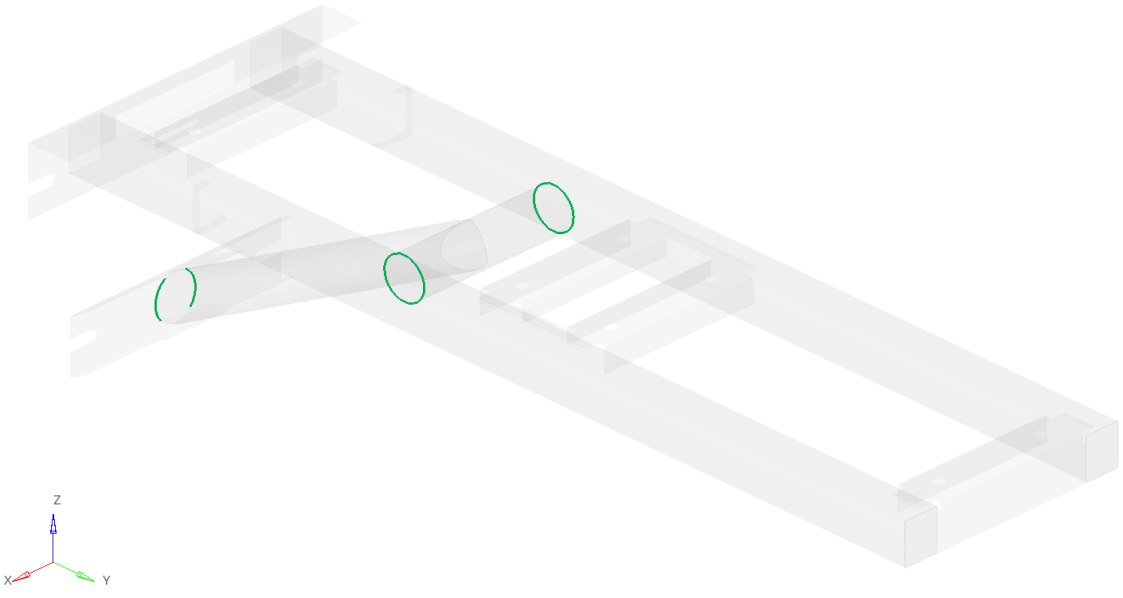


Figura 5.22 Saldature a T a parziale penetrazione

Saldatura a T con completa penetrazione (# 34)					
	$\Delta\sigma_{//}$	$\Delta\sigma_{\perp,piede}$	$\Delta\sigma_{\perp,radice}$	$\Delta\tau_{\perp,piede}$	$\Delta\tau_{\perp,radice}$
$t_{rif}\ [mm]$	25	25	25	25	25
$t\ [mm]$	5	5	5	5	5
n	0,1	0,25	0,25	0,1	0,1
f_{thick}	1,175	1,495	1,495	1,175	1,175
f_{res}	1	1	1	1	1
f_{post}	1	1	1	1	1
f_{QL}	1	1	1	1	1
f_{CT}	1	1	1	1	1
m	4	4	4	5	5
$\Delta\sigma_C\ [MPa]$	112	75,3	63,6	-	-
$\Delta\tau_C\ [MPa]$	-	-	-	79,7	79,7

Tabella 5.8 Parametri di calcolo per la resistenza a fatica delle saldature a T semplice

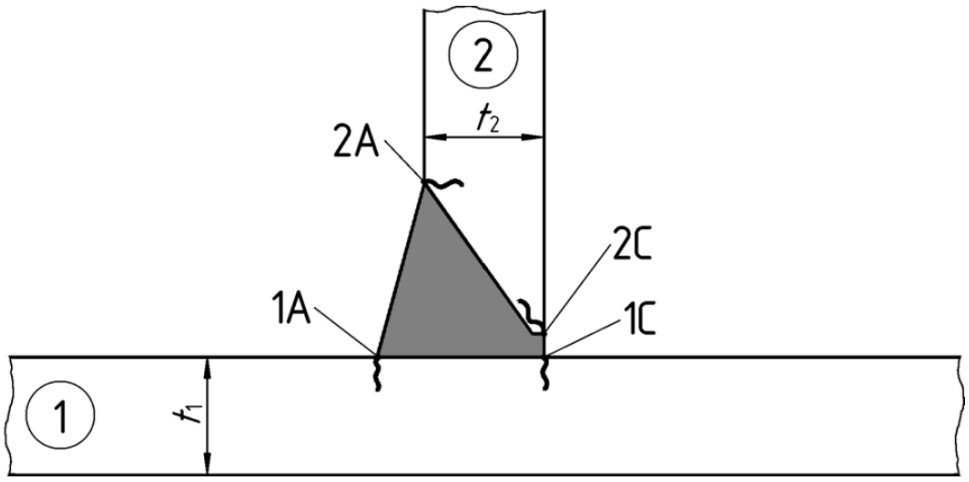


Figura 5.23 Schema saldatura a T con saldatura a completa penetrazione su un singolo lato [4]

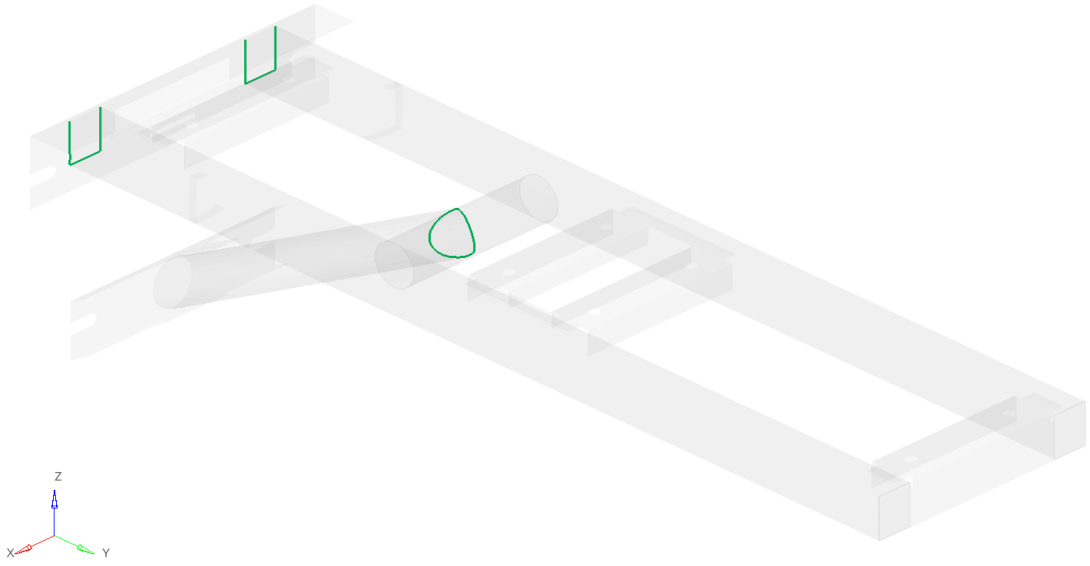


Figura 5.24 Saldature a T a completa penetrazione

Saldatura a T con parziale penetrazione (# 38)		Saldatura a T con completa penetrazione (# 34)	
$N_D = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\|\|} = 131{,}6\ MPa$	$N_D = 2 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\|\|} = 131{,}6\ MPa$
$N_D = 4{,}41 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\perp,piede} = 92{,}4\ MPa$	$N_D = 4{,}41 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\perp,piede} = 92{,}4\ MPa$
$N_D = 10 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\perp,radice} = 41{,}4\ MPa$	$N_D = 6{,}20 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_{D,\perp,radice} = 71{,}6\ MPa$
$N_D = 100 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{D,\perp,piede} = 42{,}8\ MPa$	$N_D = 100 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{D,\perp,piede} = 42{,}8\ MPa$
$N_D = 100 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{D,\perp,radice} = 42{,}8\ MPa$	$N_D = 100 \cdot 10^6$	$\Delta\tau_{D,\perp,radice} = 42{,}8\ MPa$

Tabella 5.9 Caratteristiche meccaniche a fatica delle saldature

Per applicare questa miglioria al modello è sufficiente confrontare le tensioni calcolate dalle simulazioni FEM con gli ammissibili delle nuove saldature. Come si può osservare, i problemi riscontrati vengono ridotti ma in alcuni casi non si risolvono completamente.

Si procede allora con una seconda proposta che riguarda l'incremento dello spessore dei cordoni di saldatura. Tale possibilità è tuttavia limitata dallo spessore dei componenti da unire: è infatti già stato utilizzato il valore massimo compatibile con gli spessori dei componenti. È necessario, perciò, incrementare anche lo spessore di alcuni dei componenti: si porta lo spessore dei tubolari, sia rettangolari che circolari, dai $2{,}5\ mm$ iniziali ai $3\ mm$. Ne consegue un ulteriore aumento del peso rispetto alla configurazione originale (da $13{,}54$ a $15{,}21\ kg$) ma permette, allo stesso tempo, di ridurre significativamente le tensioni e di adottare spessori di saldatura maggiori: $3\ mm$ per le complete penetrazioni e cordoni semplici, e $2\ mm$ per le parziali penetrazioni.

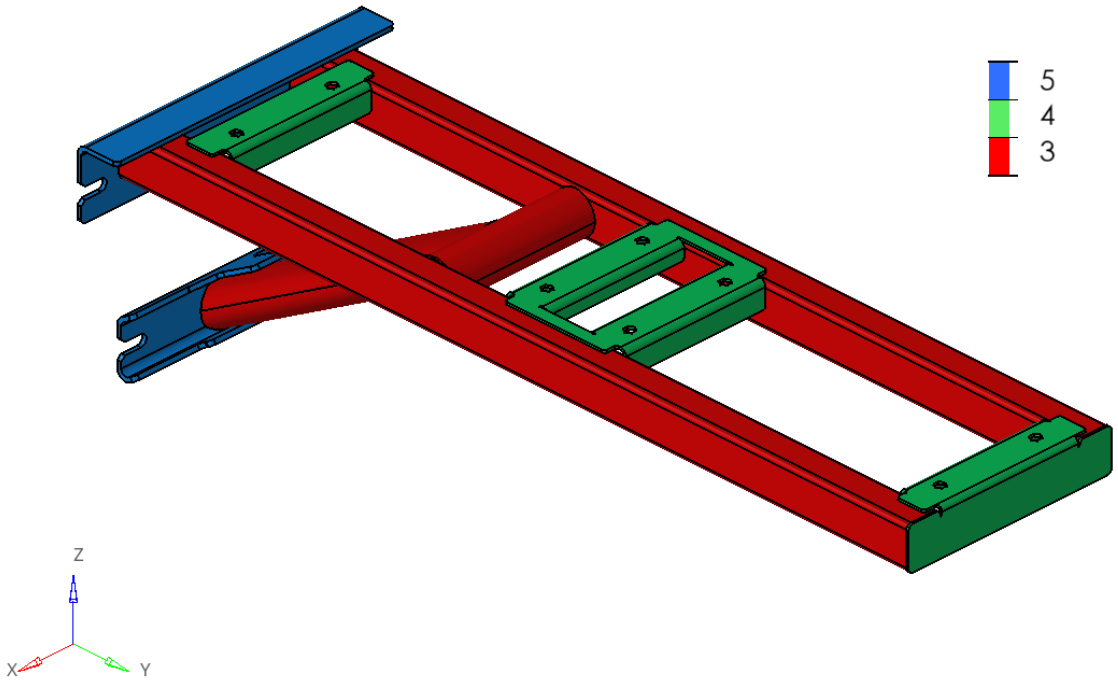


Figura 5.25 Rappresentazione grafica del valore degli spessori dei componenti del modello finale

5.3.2. Nuovi risultati

In questa sezione vengono illustrati i risultati ottenuti dalla simulazione del modello finale del cantilever. In questa fase vengono analizzate esclusivamente le saldature a T, in quanto rappresentano gli elementi maggiormente sollecitati e rilevanti al fine della verifica. Le porzioni di materiale non interessate dalle ZTA e le saldature a sovrapposizione non vengono invece approfondite, poiché erano già risultate ampiamente verificate nella configurazione precedente e non presentano elementi critici.

Si procede quindi analizzando gli stessi elementi critici illustrati nel paragrafo precedente a partire dal calcolo delle nuove tensioni risultanti:

	LC #	$\Delta\sigma_{//}$ $[MPa]$	$\Delta\sigma_{\perp,piede}$ $[MPa]$	$\Delta\sigma_{\perp,radice}$ $[MPa]$	$\Delta\tau_{\perp,piede}$ $[MPa]$	$\Delta\tau_{\perp,radice}$ $[MPa]$
65673215 (Figura 5.16)	08	13,8	64,6	64,6	-3,9	-3,9
65678290 (Figura 5.17)	09	-7,6	-22,5	-33,8	1,6	2,3
65664231 (Figura 5.18)	09	-11,2	-52,82	-52,8	1,1	1,1
65664091 (Figura 5.19)	07	13,1	24,0	36,0	-7,4	-11,0
65690435 (Figura 5.20)	07	4,6	16,0	21,3	-0,1	-0,2

Tabella 5.10 Tensioni delle saldature più critiche nella configurazione finale

Successivamente si confrontano tali valori con le tensioni massime ammissibili dal cordone:

	Giunto #	$U_{\Delta\sigma_{//}}$	$U_{\Delta\sigma_{\perp,piede}}$	$U_{\Delta\sigma_{\perp,radice}}$	$U_{\Delta\tau_{\perp,piede}}$	$U_{\Delta\tau_{\perp,radice}}$
65673215 (Figura 5.16)	34	0,1156	0,7694	0,9929	0,0992	0,0992
65678290 (Figura 5.17)	38	0,0635	0,2679	0,8968	0,0408	0,0612
65664231 (Figura 5.18)	34	0,0941	0,6288	0,8115	0,0286	0,0286
65664091 (Figura 5.19)	38	0,1092	0,2855	0,9559	0,1890	0,2836
65690435 (Figura 5.20)	39	0,0383	0,3448	0,9647	0,0031	0,0041

Tabella 5.11 Coefficienti di utilizzo delle saldature più critiche nella configurazione finale

Infine, si ricavano i coefficienti equivalenti di utilizzo per ciascun elemento:

	$U_{piede,max}$	$U_{radice,max}$
65673215 (Figura 5.16)	0,7758	0,9979
65678290 (Figura 5.17)	0,2710	0,8989
65664231 (Figura 5.18)	0,6295	0,8120
65664091 (Figura 5.19)	0,3425	0,9971
65690435 (Figura 5.20)	0,3448	0,9648

Tabella 5.12 Coefficienti di utilizzo equivalenti massimi delle saldature più critiche nella configurazione finale

Come si può osservare, tutti gli elementi che nella precedente configurazione presentavano problemi di natura strutturale ora sono caratterizzati da coefficienti di utilizzo di valore inferiore all'unità. Sebbene tali valori risultino prossimi al limite, la verifica può essere considerata soddisfatta poiché è stato sempre considerato il caso più gravoso, è stato applicato un coefficiente di sicurezza ed il punto di misura delle tensioni è collocato molto vicino alla radice della saldatura. Quest'ultima condizione comporta una sovrastima della tensione locale, in quanto la EN 17149-3 [4] richiede che essa venga valutata ad una distanza maggiore dal cordone dove le tensioni sono più contenute. Alla luce di tali considerazioni, i risultati ottenuti possono essere ritenuti accettabili.

6. Riduzione del peso

Nelle sezioni precedenti è stata analizzata nel dettaglio la struttura del cantilever in modo da renderla adeguata alle verifiche di resistenza statica e a fatica. Come si è visto, è stato necessario aumentare lo spessore di numerosi componenti e, quindi, incrementare la massa da $12{,}81\ kg$, nella configurazione originale fornita da Alstom, a $15{,}21\ kg$, nella versione finale. In questa sezione si vuole introdurre possibili strategie di alleggerimento della staffa, riducendo il materiale nelle zone che, dalle analisi condotte, risultano caratterizzate da livelli di sollecitazione modesti.

6.1. Modifica della geometria

Le analisi tensionali hanno evidenziato che le aree poste sull'estremità del cantilever opposta alla cassa, evidenziate dagli ovali verdi nella Figura 6.1, presentano valori ti tensione significativamente inferiori al limite di snervamento dell'acciaio impiegato.

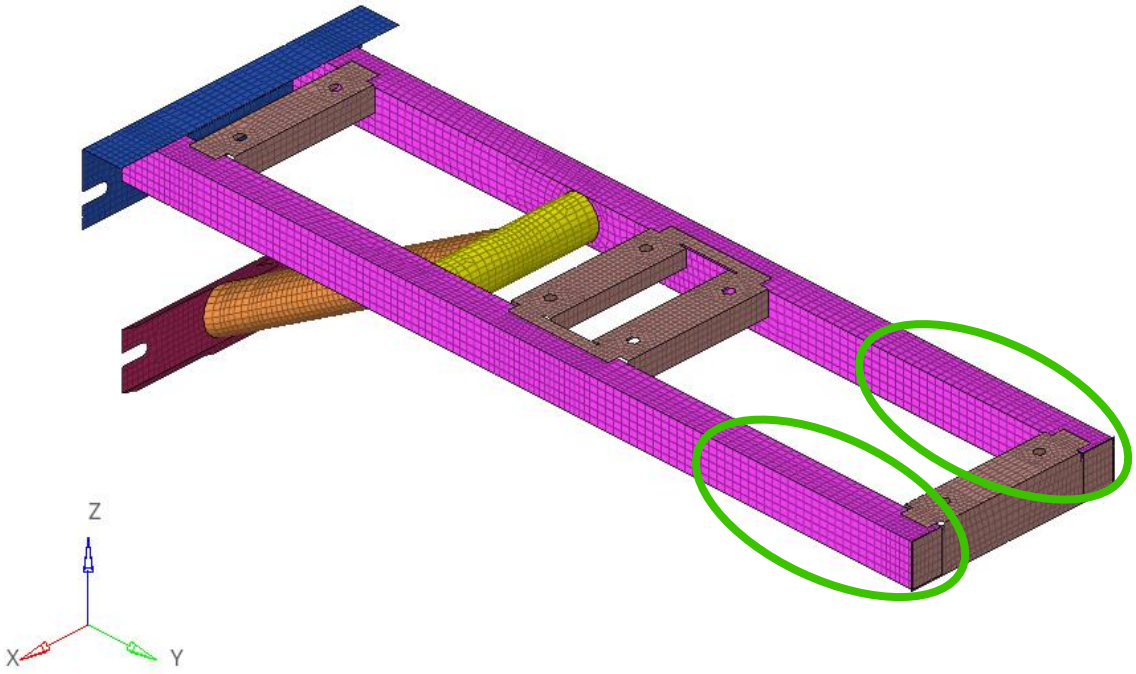


Figura 6.1 Vista assonometrica delle aree da alleggerire (cerchiate in verde)

Sulla base di tali considerazioni, si è intervenuti modificando la geometria dell'estremità dei tubolari rettangolari mediante un taglio obliquo, che consente di rimuovere una porzione di materiale e di ridurre la massa complessiva (Figura 6.2 e Figura 6.3).

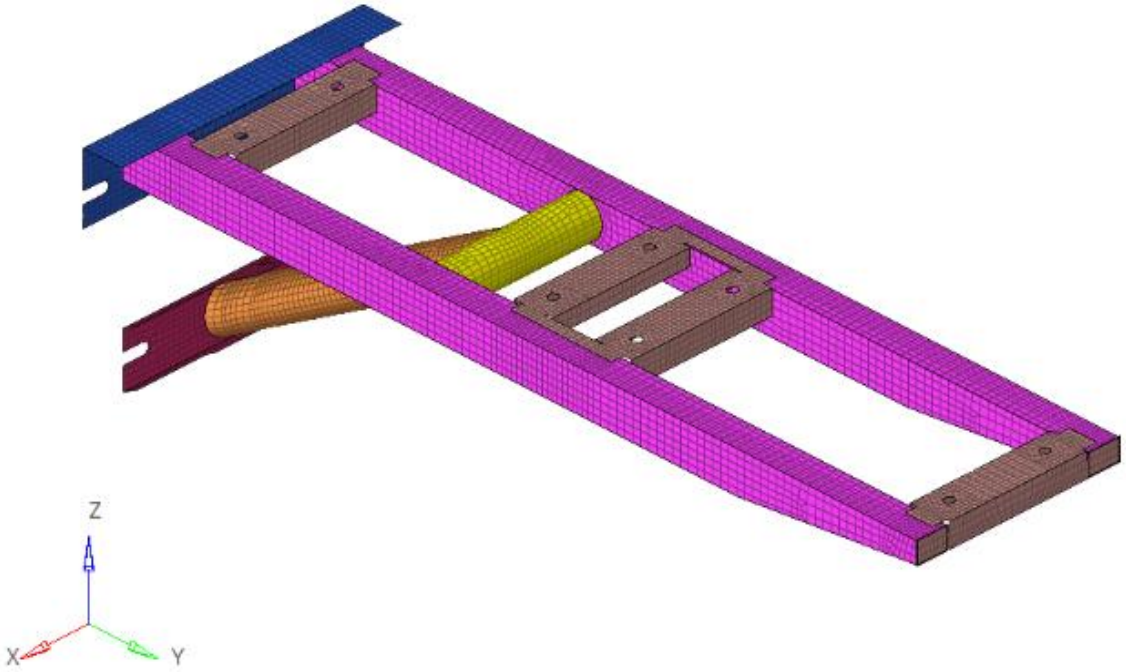


Figura 6.2 Vista assonometrica delle aree alleggerite

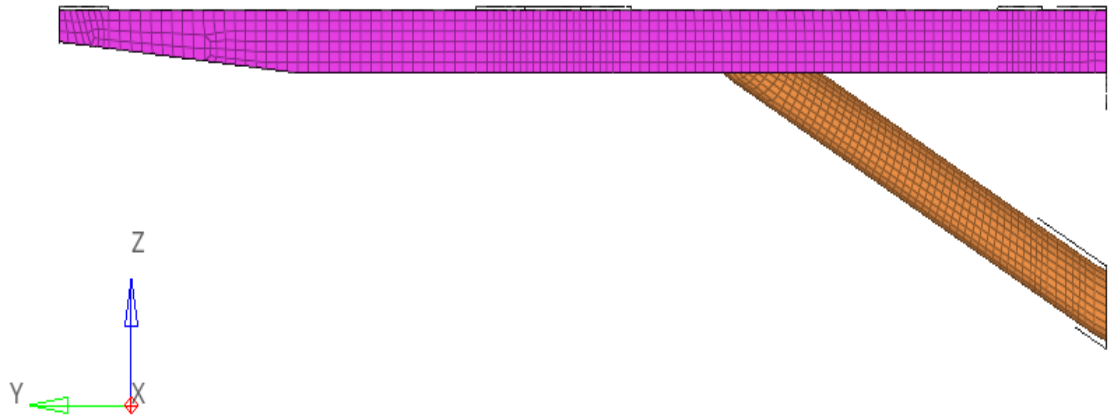


Figura 6.3 Vista laterale delle aree alleggerite

L'intervento è stato eseguito tenendo in considerazione la saldatura a T che unisce il tubolare alla piastra di supporto terminale. È importante che la saldatura non venga intaccata dal taglio in modo da garantire l'efficacia della giunzione. Come mostrato nella Figura 6.4, la geometria del taglio adottata evita qualsiasi interferenza con il cordone di saldatura, mantenendo la continuità del giunto e la trasmissione degli sforzi. Inoltre, al fine di mantenere rigidezza, la parte di tubolare tagliata deve essere chiusa mediante l'aggiunta di una piastra di chiusura.

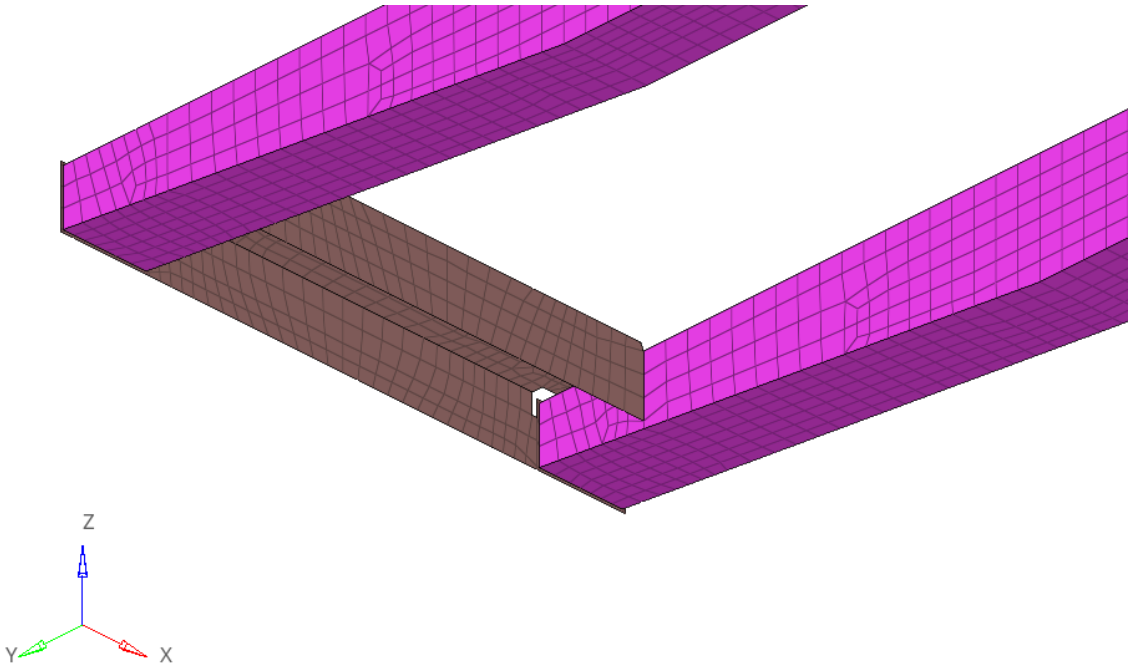


Figura 6.4 Dettaglio dell'alleggerimento

L'intervento comporta una riduzione della massa pari a $0{,}480\ kg$ rispetto alla geometria presentata nel capitolo 5. Come si osserva, il beneficio ottenuto è relativamente contenuto. Sarebbe possibile asportare una maggiore quantità di materiale, intervenendo anche sulla flangia saldata della piastra di supporto. Tuttavia, quest'ultimo tipo di soluzione ridurrebbe in modo significativo la rigidezza dell'assieme, incrementando le sollecitazioni nelle restanti parti della struttura, in particolare sulle saldature già prossime alla condizione critica.

È tuttavia fondamentale che la struttura mantenga la propria stabilità, senza compromettere la resistenza precedentemente raggiunta. Per tale motivo, le verifiche strutturali devono essere ripetute sulla nuova geometria, così da confermare che l'intervento di alleggerimento non alteri la capacità portante del cantilever. Sarebbe infatti controproducente alleggerire il cantilever qualora tale modifica impedisse il superamento delle verifiche strutturali già eseguite.

6.2. Risultati verifica statica

Si ripetono ora le simulazioni statiche del cantilever nelle stesse condizioni di carico già eseguite. Di seguito sono riportati gli andamenti delle tensioni di von Mises relative all'inviluppo di tutti i casi di carico statici (vedere paragrafo 1.1.4).

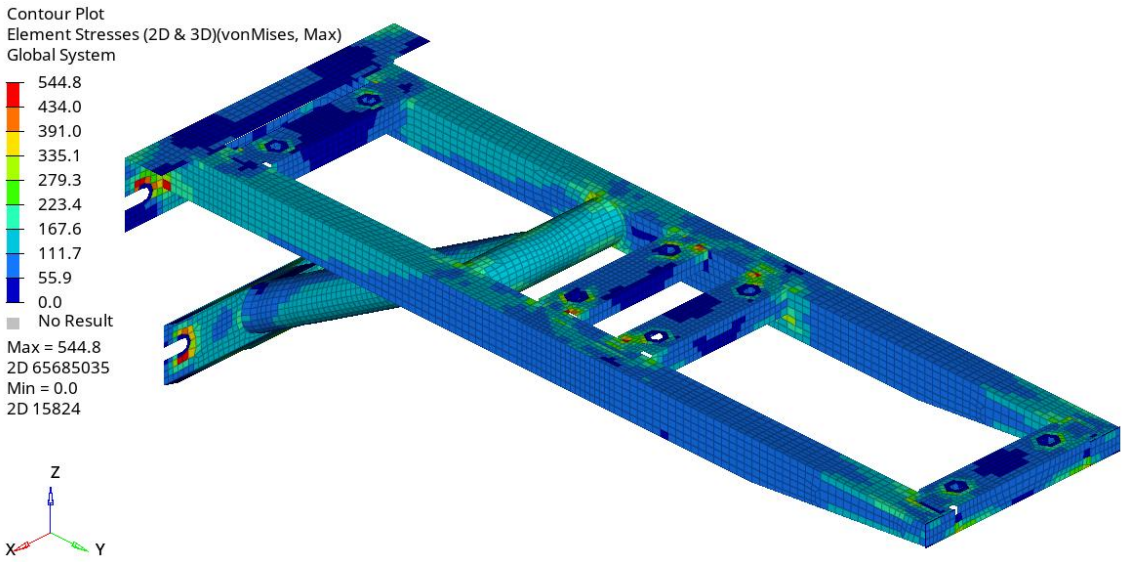


Figura 6.5 Inviluppo statica: vista assonometrica

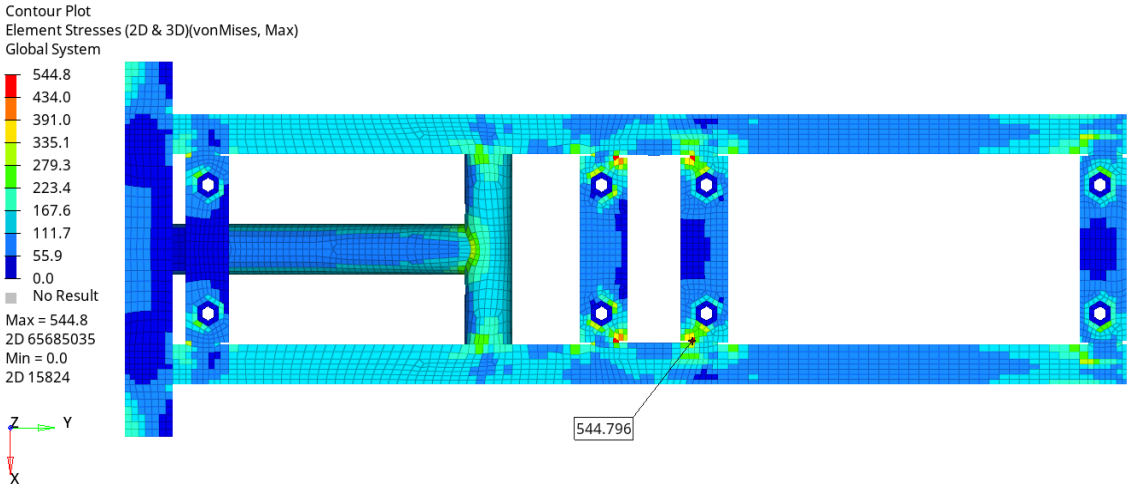


Figura 6.6 Inviluppo statica: vista dall'alto

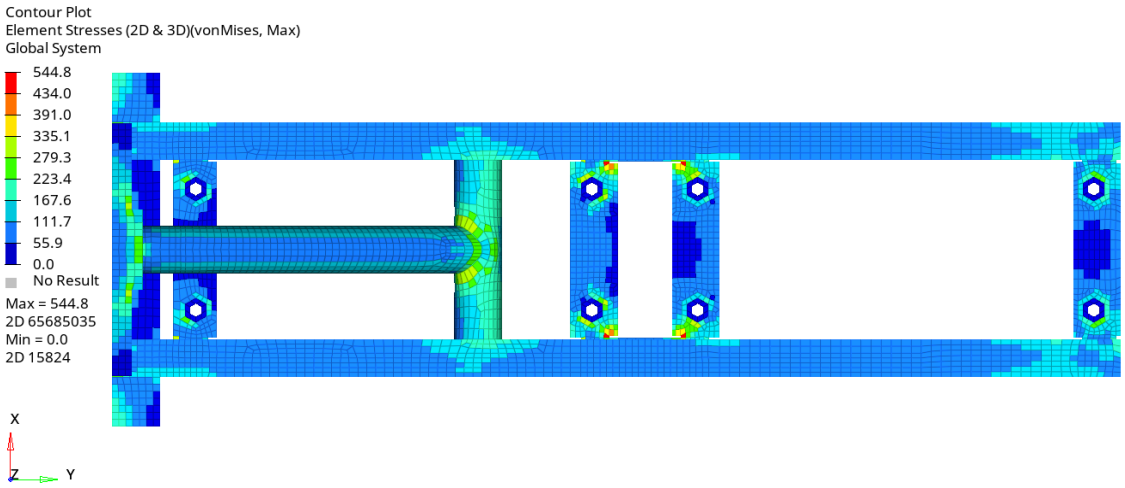


Figura 6.7 Inviluppo statica: vista dal basso

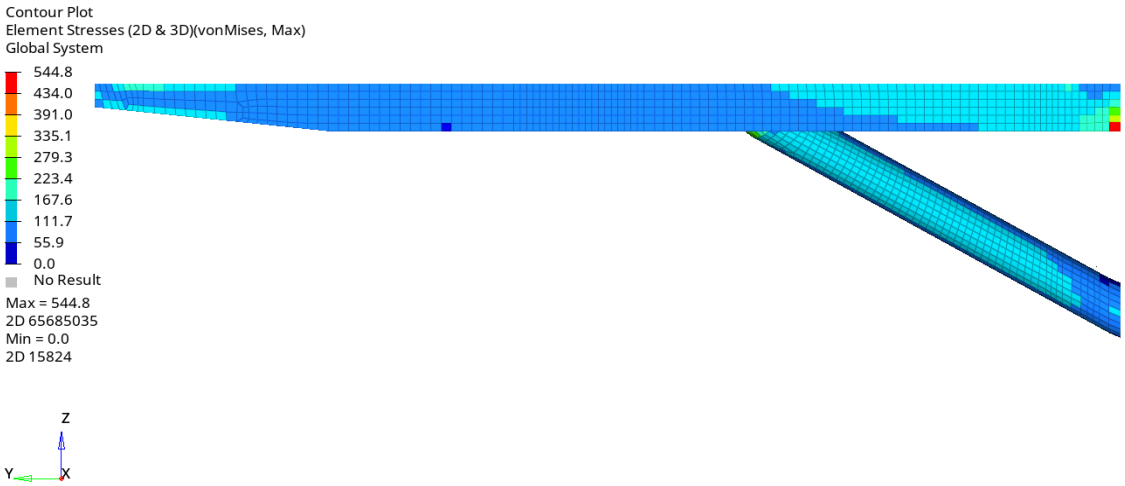


Figura 6.8 Inviluppo statica: vista laterale

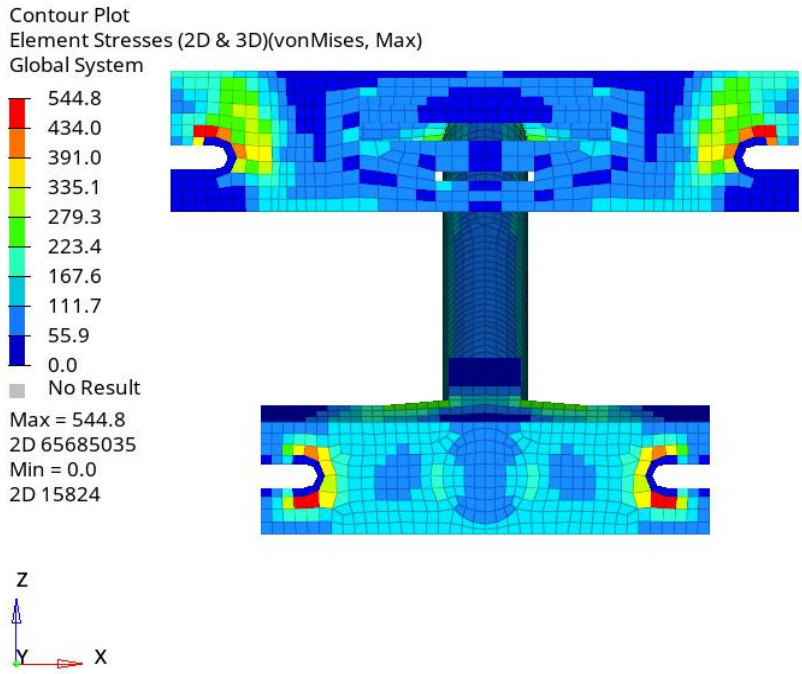


Figura 6.9 Inviluppo statica: vista frontale

Il taglio effettuato riduce la rigidezza dell'estremità del cantilever che a sua volta induce maggiori sollecitazioni sulle restanti parti del sostegno. Si fa notare che il picco di tensione è localizzato su un elemento di dimensioni ridotte, fortemente deformato e situato in prossimità di un raccordo che è stato eliminato in fase di discretizzazione (Figura 6.10). Inoltre, la tensione equivalente su di esso calcolata è inferiore alla tensione di rottura.

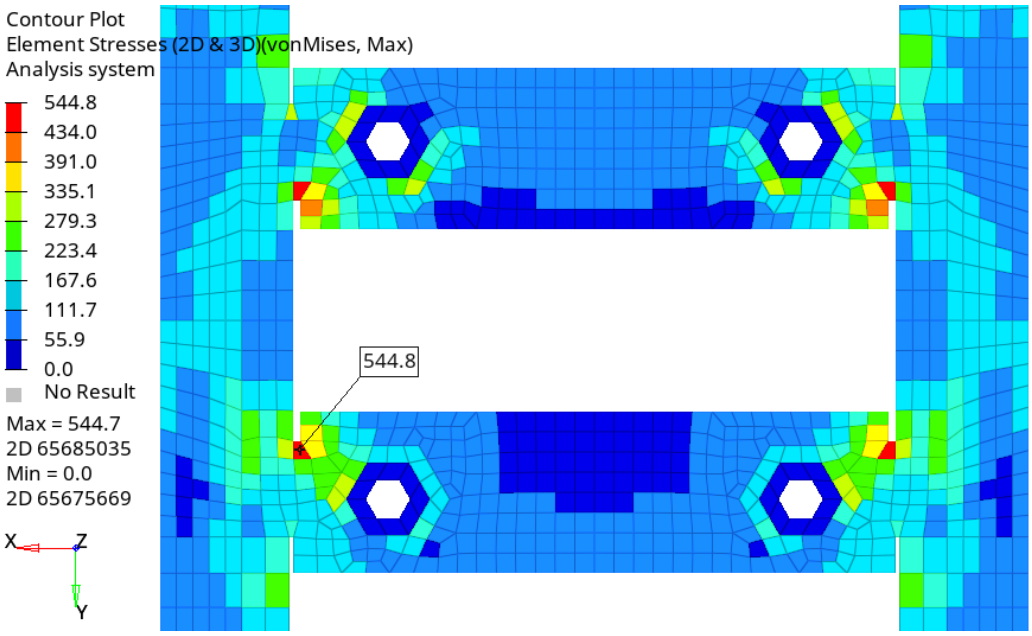


Figura 6.10 Dettaglio del picco di tensione nella configurazione alleggerita

Le restanti parti della staffa sono caratterizzate da livelli di tensione analoghi a quelli del paragrafo 4.3.2. Si può quindi affermare che non ci siano problemi strutturali dal punto di vista dell'analisi statica.

6.3. Risultati verifica a fatica

È necessario ripetere anche le simulazioni nelle condizioni di carico a fatica per completare lo studio. Gli elementi più sollecitati restano gli stessi analizzati nel capitolo 5 con l'aggiunta dell'elemento indicato nella Figura 6.11.

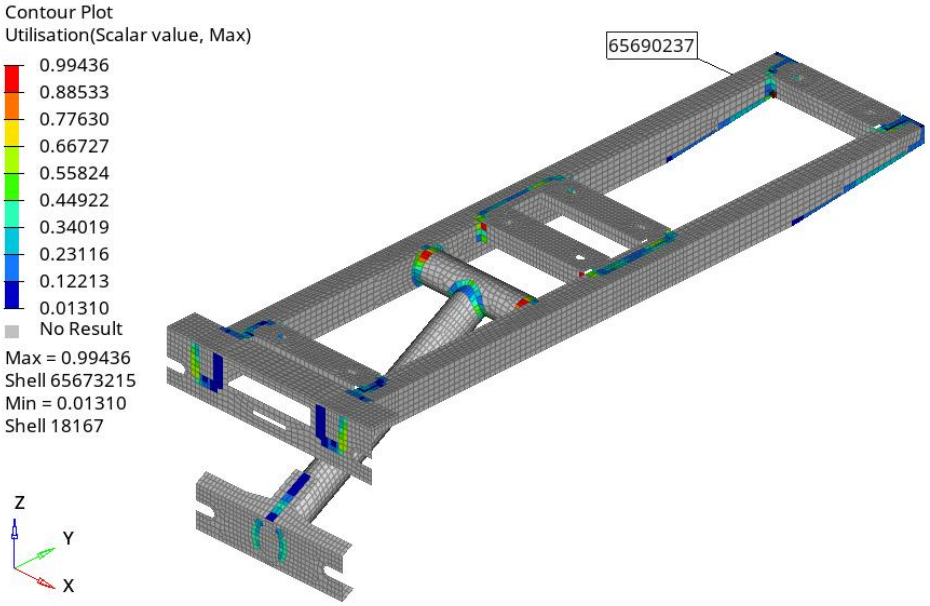


Figura 6.11 Inviluppo a fatica: vista dell'elemento 65690237

	LC #	$\Delta\sigma_{//}$ $[MPa]$	$\Delta\sigma_{\perp,piede}$ $[MPa]$	$\Delta\sigma_{\perp,radice}$ $[MPa]$	$\Delta\tau_{\perp,piede}$ $[MPa]$	$\Delta\tau_{\perp,radice}$ $[MPa]$
65673215 (Figura 5.16)	08	13,8	64,5	64,5	3,9	3,9
65678290 (Figura 5.17)	09	-7,6	-22,4	-33,7	1,6	2,4
65664231 (Figura 5.18)	09	-11,3	-52,8	-52,8	1,1	1,1
65664091 (Figura 5.19)	07	12,8	23,7	35,5	-7,7	-11,5
65690435 (Figura 5.20)	07	4,6	16,4	21,8	-0,2	-0,2
65690237 (Figura 6.11)	08	2,5	16,3	21,8	3,1	4,2

Tabella 6.1 Tensioni delle saldature più critiche

Da cui si ottengono i coefficienti di utilizzo:

	Giunto #	$U_{\Delta\sigma_{//}}$	$U_{\Delta\sigma_{\perp,piede}}$	$U_{\Delta\sigma_{\perp,radice}}$	$U_{\Delta\tau_{\perp,piede}}$	$U_{\Delta\tau_{\perp,radice}}$
65673215 (Figura 5.16)	34	0,1155	0,7677	0,9907	0,1006	0,1006
65678290 (Figura 5.17)	38	0,0634	0,2674	0,8951	0,0407	0,0611
65664231 (Figura 5.18)	34	0,0939	0,6284	0,8109	0,0286	0,0286
65664091 (Figura 5.19)	38	0,1067	0,2818	0,9434	0,1971	0,2957
65690435 (Figura 5.20)	39	0,0382	0,3533	0,9887	0,0039	0,0052
65690237 (Figura 6.11)	39	0,0207	0,3526	0,9865	0,0808	0,1077

Tabella 6.2 Coefficienti di utilizzo delle saldature più critiche

Successivamente applicando le equazioni (1.23) e (1.24) si ottengono i coefficienti di utilizzo equivalenti massimi:

	$U_{piede,max}$	$U_{radice,max}$
65673215 (Figura 5.16)	0,7743	0,9958
65678290 (Figura 5.17)	0,2704	0,8971
65664231 (Figura 5.18)	0,6290	0,8114
65664091 (Figura 5.19)	0,3439	0,9887
65690435 (Figura 5.20)	0,3533	0,9887
65690237 (Figura 6.11)	0,3616	0,9923

Tabella 6.3 Coefficienti di utilizzo equivalenti massimi delle saldature più critiche

Come per la configurazione non alleggerita, ci sono molti elementi caratterizzati da coefficienti di utilizzo molto prossimi all'unità. Anche in questa nuova configurazione valgono le considerazioni esposte nel paragrafo 5.3.2, che rendono tali coefficienti di utilizzo accettabili.

Conclusioni

Il lavoro svolto ha avuto come obiettivo la valutazione strutturale di una nuova versione di un cantilever per sedili ferroviari mediante analisi numeriche agli elementi finiti, con particolare attenzione al comportamento strutturale sia statico che a fatica. Il procedimento è di verifica è iniziato con lo studio della resistenza statica della staffa nella configurazione costruttiva originale per poi essere iterativamente modificata al fine di garantire la conformità ai requisiti strutturali minimi richiesti dalle normative di settore. A partire dal secondo modello che si è progettato, è stata eseguita un'analisi a fatica, la quale ha permesso di evidenziare ulteriori criticità che sono state, anche in questa fase, risolte mediante modifiche geometriche e costruttive.

Nel complesso, il percorso di analisi condotto ha permesso di ottenere un cantilever strutturalmente affidabile, conforme ai requisisti statici e a fatica. Le modifiche introdotte si sono dimostrate efficaci nel migliorare la distribuzione delle tensioni soprattutto nelle zone coinvolte nelle saldature. Le zone termicamente alterate infatti si sono dimostrate l'anello più debole nella catena di verifica.

Sebbene le ottimizzazioni apportate abbiano permesso di garantire l'affidabilità del componente, ne hanno incrementato la massa: il modello iniziale fornito da Alstom pesava $12{,}81\ kg$ per poi arrivare a $15{,}21\ kg$ nella versione strutturalmente efficace. Si tratta di un notevole aumento ma necessario al superamento dei requisiti minimi di resistenza.

In seguito, è stato rimaneggiato il modello FEM in modo da tentare di alleggerire il cantilever. In questa fase è stata rimossa una porzione di materiale poco sollecitato e quindi poco significativo dal punto di vista della resistenza. La riduzione di massa effettuata è abbastanza contenuta ma ha permesso di passare da $15{,}21\ kg$ a $14{,}73\ kg$.

Dato il superamento delle verifiche, è possibile adottare la nuova versione del cantilever in sostituzione dell'attuale in alluminio estruso. Questo permette di ottenere una maggiore flessibilità maggiore alle modifiche, poiché l'assenza di uno stampo elimina i vincoli geometrici tipici dell'estrusione. In questo modo, il nuovo cantilever risulta non solo conforme ai requisiti normativi, ma anche più adatto a futuri aggiornamenti progettuali.

Uno sviluppo futuro potrebbe concentrarsi su una riduzione di peso più significativa, ottenuta mediante un'ottimizzazione geometrica della staffa basata su criteri di efficienza strutturale e corretta distribuzione dei carichi. Parallelamente, un'analisi dedicata alle modalità di unione tra le varie parti potrebbe evidenziare ulteriori margini di miglioramento: l'adozione di collegamenti bullonati potrebbe consentire di ridurre le limitazioni legate alla

resistenza dei giunti, permettendo una diminuzione degli spessori dei componenti e, di conseguenza, una riduzione del peso complessivo.

Inoltre, sarebbe opportuno approfondire il comportamento del sistema di fissaggio tra cantilever e cassa, valutando sia la resistenza delle viti sia la capacità del collegamento di prevenire fenomeni di scorrimento.

Bibliografia

[1] EN 12663-1:2010, Railway applications — Structural requirements of railway vehicle bodies – Part 1: Locomotives and passenger rolling stock (and alternative method for freight wagons)

[2] EN 17149-1:2024, Railway applications — Strength assessment of rail vehicle structures – Part 1: General

[3] EN 17149-2:2024, Railway applications — Strength assessment of rail vehicle structures – Part 2: Static strength assessment

[4] EN 17149-3:2025, Railway applications — Strength assessment of rail vehicle structures – Part 3: Fatigue strength assessment based on cumulative damage

[5] Altair Engineering Inc. (2025), Altair HyperWorks Desktop – HyperMesh Documentation, Versione 2025.1. Disponibile su: https://2025.help.altair.com/2025.1/hwdesktop/hwx/index.htm

[6] Shigley, J. E., Mischke, C. R. e Budynas, R. G. (2009) *Progetto e costruzione di macchine*. 2ª ed. McGraw-Hill Education