



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Alleggerimento Strutturale di un Carrello Ferroviario per Passeggeri

Analisi FEM e Verifica a Fatica con Materiali Innovativi in

Conformità alla EN 13749

Relatore:

Prof. Aurelio Somà

Tutor aziendale:

Marco Borlo

Candidata:

Iolanda Cicalese

Matricola:

331558

A.A. 2024/2025

*“A tutti i ragazzi disastriati
Venuti su dritti
Che vivono in case cadenti
Fra le rovine delle loro famiglie
Una laurea ad honorem
A voi, che siete i più forti.”*

Sommario

Il presente lavoro di tesi sperimentale, svolto presso Blue Engineering nella sede di Rivoli (TO), si concentra sull'ottimizzazione strutturale dei telai dei carrelli ferroviari, con particolare attenzione alla riduzione del peso e al miglioramento delle prestazioni a fatica. La ricerca esplora l'uso di materiali innovativi come gli acciai altoresistenziali (S690), che sostituiscono l'acciaio tradizionale S355, e l'applicazione di tecniche avanzate per migliorare la durabilità a fatica dei componenti, come il trattamento HFMI (High Frequency Mechanical Impact).

Il primo capitolo introduce le origini e l'evoluzione storica dei carrelli ferroviari, illustrando le tappe fondamentali nella progettazione e nei materiali impiegati. Vengono analizzati i principali componenti strutturali e i materiali utilizzati nei carrelli moderni.

Il secondo capitolo descrive il carrello di riferimento utilizzato per le analisi numeriche; include la configurazione strutturale del telaio, la descrizione delle sospensioni, della motorizzazione e del sistema frenante, con un focus sulla categoria BI secondo EN 13749.

Il terzo capitolo esamina le tecniche per migliorare la resistenza a fatica dei giunti saldati, in particolare l'HFMI, e come essa influenzi la durabilità a fatica delle strutture saldate. Si analizzano i principi del trattamento e le sue applicazioni pratiche.

Il quarto capitolo presenta l'analisi agli elementi finiti (FEM) del carrello, esplorando la modellazione geometrica, le condizioni di carico e i criteri di accettazione strutturale. Si confrontano le performance del carrello con il materiale tradizionale S355 e con il nuovo acciaio S690, con focus sulle prestazioni statiche e dinamiche. Il quinto capitolo analizza il comportamento a fatica del carrello utilizzando i risultati ottenuti dall'analisi FEM. Si applicano i criteri della norma BS EN 13749 per la valutazione della durata dei giunti saldati e si confrontano i risultati ottenuti con i materiali trattati tramite HFMI.

Le conclusioni sintetizzano i risultati ottenuti, proponendo le linee guida per l'ottimizzazione futura del design del carrello e per l'applicazione di tecniche avanzate di miglioramento a fatica, con l'adozione di materiali innovativi e trattamenti post-saldatura.

Abstract

This Master's Thesis, carried out at Blue Engineering (Rivoli, Turin), focuses on the structural optimization of railway bogie frames, with particular attention to weight reduction and the improvement of fatigue performance. The research explores the use of innovative materials, such as high-strength steels (S690), replacing traditional S355 steel, and the application of advanced techniques to enhance the fatigue durability of components, such as the High Frequency Mechanical Impact (HFMI) treatment.

Chapter one introduces the origins and historical evolution of railway bogies, outlining key stages in design and materials used. The main structural components and materials employed in modern bogies are analyzed.

Chapter two describes the reference bogie used for numerical analyses. It includes the structural configuration of the frame, the description of the suspension system, the motorization, and the braking system, with a focus on the BI category according to EN 13749.

Chapter three examines techniques for improving the fatigue strength of welded joints, particularly HFMI, and how it influences the fatigue durability of welded structures. The principles of the treatment and its practical applications are analyzed.

Chapter four presents the Finite Element Method (FEM) analysis of the bogie, exploring geometric modeling, loading conditions, and structural acceptance criteria. The performance of the bogie is compared using traditional S355 steel and the new S690 steel, focusing on static and dynamic performance.

Chapter five analyzes the fatigue behavior of the bogie using results obtained from FEM analysis. The criteria of the BS EN 13749 standard are applied to evaluate the fatigue life of welded joints, and results obtained with materials treated using HFMI are compared.

The conclusion chapter summarizes the findings, proposing guidelines for future bogie design optimization and the application of advanced fatigue enhancement techniques, with the use of innovative materials and post-welding treatments.

Indice

Elenco delle tabelle	IX
Elenco delle figure	X
1 Evoluzione del Carrello Ferroviario	2
1.1 Le origini della ferrovia	2
1.1.1 Lo sviluppo in Italia	3
1.1.2 Dall'infrastruttura alla meccanica: verso il carrello ferroviario	3
1.2 Il carrello ferroviario	4
1.2.1 Cenni Storici	4
1.2.2 Tipologie di carrelli	7
1.2.3 Componenti principali	8
1.3 Materiali per la Realizzazione dei Bogie Ferroviari	12
1.4 Studi su Materiali Alternativi	15
1.5 Caratteristiche dei Carrelli	17
1.6 Obiettivi della tesi	18
2 Carrello di Riferimento: Struttura e Caratteristiche	19
2.1 Descrizione generale	20
2.1.1 Categoria BI secondo EN 13749	21
2.1.2 Struttura del telaio	22
2.1.3 Sala montata	23
2.1.4 Collegamento Assile-Telaio (Sospensione Primaria)	23
2.2 Sospensioni	24
2.2.1 Sospensioni primarie	24
2.2.2 Sospensioni secondarie	25
2.3 Motorizzazione	25
2.4 Sistema frenante	26
2.4.1 Frenatura Meccanica	26
2.4.2 Freno Elettrodinamico	26
2.4.3 Sistema di Trascinamento Cassa-Carrello	26

2.5	Modifiche apportate al telaio	27
2.5.1	Sostituzione del materiale	27
2.5.2	Riduzione degli spessori e ottimizzazione geometrica	28
2.5.3	Considerazioni sul comportamento strutturale	29
2.5.4	Definizione degli obiettivi di ottimizzazione strutturale	29
3	Tecniche di Miglioramento a Fatica: Il Caso dell'HFMI	31
3.1	Panoramica delle Tecniche di Miglioramento Post-Saldatura	32
3.2	High Frequency Mechanical Impact (HFMI)	34
3.2.1	Apparecchiature HFMI	34
3.3	Procedure HFMI	35
3.3.1	Preparazione della Saldatura	35
3.3.2	Aspetti di Sicurezza	37
3.3.3	Trattamento del Piede di Saldatura	37
3.3.4	Altre Condizioni di Trattamento	37
3.4	Miglioramento della resistenza a fatica mediante HFMI	38
3.4.1	Progetto a fatica basato sulla tensione nominale	39
3.5	Carico a ampiezza variabile	43
3.6	Progettazione a fatica basata sulla tensione strutturale di hot-spot	44
3.7	Applicazioni HFMI	45
3.7.1	Applicazioni nel Settore Ferroviario	46
3.7.2	Altre Applicazioni Industriali	46
3.8	Studi HFMI	48
3.8.1	Costi	52
3.9	Dati e ipotesi per il caso in esame	54
4	Analisi FEM	56
4.1	Obiettivi dell'analisi numerica	56
4.2	Modellazione geometrica	57
4.2.1	Mesh e tipologia di elementi	58
4.3	Condizioni di carico durante l'Esercizio del Carrello	61
4.3.1	Carichi Eccezionali	62
4.3.2	Carichi di Servizio Normale	63
4.4	Metodi di Analisi e Criteri di Accettazione	65
4.4.1	Carichi di Progetto	65
4.4.2	Criteri di Accettazione Strutturale	65
4.4.3	Resistenza dei Materiali	66
4.5	Vincoli e condizioni al contorno	67
4.6	Analisi statica lineare	69
4.7	Discussione dei risultati	70
4.8	Considerazioni per il miglioramento del design	74

5	Comportamento a Fatica	76
5.1	Norma di Riferimento: BS EN 13749-2021+A1-2023	76
5.2	Cicli di fatica	79
5.3	Verifica a fatica con i risultati FEM	79
5.3.1	1° ciclo di Fatica	82
5.3.2	2° ciclo di fatica	84
5.3.3	3° ciclo di fatica	87
5.3.4	4° ciclo di fatica	89
5.4	Definizione delle Aree Critiche	92
5.5	Confronti	94
5.6	Sintesi dei risultati delle verifiche a fatica	95
Conclusioni		97
	Sviluppi Futuri	98
A	Norme di Riferimento	101
B	Codice MATLAB: diagrammi di GOODMAN-SMITH	103
Bibliografia		107

Elenco delle tabelle

2.1	Materiale del telaio del carrello	22
2.2	Confronto tra le proprietà meccaniche dei materiali impiegati	28
3.1	Esempio di metodi di miglioramento delle saldature e i loro principali effetti	33
3.2	Parametri esemplificativi per due strumenti HFMI	37
3.3	Riduzione minima delle classi FAT in funzione del rapporto R . . .	42
3.4	Classi FAT secondo IIW per il metodo della tensione strutturale di hot-spot per giunti saldati allo stato grezzo e migliorati mediante HFMI, in funzione del f_y	45
3.5	Life-cycle Costs	53
3.6	Evaluated fatigue life (weld length: 500 mm)	53
4.1	Proprietà meccaniche dei materiali impiegati	73
4.2	Risultati sintetici dell'analisi FEM del telaio del carrello	74
5.1	Combinazioni di carico statico per il telaio del carrello	78
5.2	Casi di carico longitudinali per il telaio del carrello	79
5.3	Dati Materiali utilizzati per il calcolo della durata a fatica [56] . . .	80
5.4	Primo ciclo di fatica: casi di carico selezionati	83
5.5	Secondo ciclo di fatica: casi di carico selezionati	85
5.6	Terzo ciclo di fatica: casi di carico selezionati	88
5.7	Quarto ciclo di fatica: casi di carico selezionati	90
5.8	Confronto tra S690 e S355 - Carico eccezionale	94
5.9	Confronto tra S355, S690 e S690 con HFMI - Carico di servizio . . .	95
5.10	Sintesi dei cicli di carico analizzati (EN 13749)	95
5.11	Confronto tra materiale saldato e trattato HFMI – nodi critici a fatica	95
5.12	Effetto del trattamento HFMI sulla riduzione dei nodi critici	96
5.13	Confronto sintetico tra materiali e trattamento – fattore di sicurezza k	96

Elenco delle figure

1.1	(a) Carrello Bissel (b) Carrello Zara (Ralla in blu)	6
1.2	Evoluzione del design dei carrelli ferroviari	6
1.3	Telaio di un carrello a due assi	8
1.4	Sala montata	9
1.5	Esempio di boccola per locomotive prodotta da FAG (Schaeffler Group)	10
1.6	Sospensioni primarie e secondarie	11
1.7	Bogie in fibra di carbonio: (a) CaFiBo (b) efWING (c) LEAF	14
1.8	Telaio in leghe leggere e acciaio altoresistenziale	15
1.9	Telaio in acciaio inossidabile	15
1.10	Applicazioni di materiali alternativi: (a) Telaio in ghisa austemperata duttile; (b) Ruote leggere Siemens con protezioni	17
2.1	Modello CAD del carrello motore per EMU	19
2.2	Telaio del carrello di riferimento	22
2.3	Sala montata	23
2.4	Sospensioni del carrello: (a) primarie e (b) secondarie (Figura 3.3 riprodotta)	26
2.5	Sistema frenante	27
3.1	Panoramica delle principali tecniche di miglioramento post-saldatura.	33
3.2	Esempi di dispositivi HFMI in uso. (a) Ultrasonic impact treatment (UIT), (b) ultrasonic peening (UP), (c) high frequency impact treatment (HiFiT) and (d) pneumatic impact treatment (PIT)	35
3.3	(a) Formazione di un difetto simile a cricca dovuto a profilo inadeguato; (b) Ispezione superficiale; (c) Micrografia del difetto.	36
3.4	Esempi di giunti adatti al miglioramento HFMI	38

3.5	Esempi di dettagli per i quali il miglioramento della resistenza a fatica è probabilmente limitato dalla comparsa di cricche alla radice. Per garantire un aumento significativo della resistenza a fatica, si dovrebbero utilizzare saldature a piena penetrazione nei casi a, c e d, mentre nel caso b si dovrebbe utilizzare una gola di saldatura extra-large.	39
3.6	Massimo incremento della classe FAT in funzione di f_y	40
3.7	Curve caratteristiche di sforzo nominale S-N per giunti saldati migliorati HFMI per acciai ad alta resistenza, $550 \text{ MPa} < f_y < 750 \text{ (MPa)}$ per R 0,15. Il valore tra parentesi "()" rappresenta la classe FAT del giunto allo stato saldato	41
3.8	Limitazione dell'intervallo massimo di sollecitazione ad ampiezza costante, D_r , che può essere applicato a una saldatura per beneficiare del trattamento HFMI (in MPa)	42
3.9	Dispositivo NOMAD [68]	47
3.10	Risultato dei test di fatica su S355	48
3.11	Risultato dei test di fatica su S690	49
3.12	Risultato dei test di fatica su S960	50
3.13	Risultati a fatica con le classi FAT[72]	51
3.14	Variazione del costo di produzione rispetto a (a) Lunghezza della saldatura (b) Volume di produzione	54
4.1	Mesh finale del telaio	59
4.2	Parametri principali della mesh	61
4.3	Remote points	68
4.4	Applicazione dei carichi	70
4.5	Deformazione verticale del telaio originale in S355J2.	71
4.6	Deformazione verticale del telaio alleggerito in S690QL.	72
4.7	Distribuzione delle tensioni equivalenti nel modello originale in S355J2.	72
4.8	Distribuzione delle tensioni equivalenti nel modello alleggerito in S690QL.	73
5.1	Goodman-Smith	82
5.2	Distribuzione dei punti sicuri (verde) e dei punti critici (rosso) per il materiale S690: (a) giunto as welded, (b) giunto trattato con HFMI.	84
5.3	Distribuzione delle forze nel primo ciclo di fatica – caso 2	84
5.4	Distribuzione delle forze nel primo ciclo di fatica – caso 5	85
5.5	Distribuzione dei punti sicuri (verde) e dei punti critici (rosso) per il materiale S690: (a) giunto as welded, (b) giunto trattato con HFMI.	86
5.6	Distribuzione delle forze nel secondo ciclo di fatica – caso 5	87
5.7	Distribuzione delle forze nel secondo ciclo di fatica – caso 7	87

5.8	Distribuzione dei punti sicuri (verde) e dei punti critici (rosso) per il materiale S690: (a) giunto as welded, (b) giunto trattato con HFMI.	89
5.9	Distribuzione delle forze nel terzo ciclo di fatica – caso 6	89
5.10	Distribuzione delle forze nel terzo ciclo di fatica – caso 9	90
5.11	Distribuzione dei punti sicuri (verde) e dei punti critici (rosso) per il materiale S690: (a) giunto as welded, (b) giunto trattato con HFMI.	91
5.12	Distribuzione delle forze nel quarto ciclo di fatica – caso 10	92
5.13	Distribuzione delle forze nel quarto ciclo di fatica – caso 11	92
5.14	Zona critica 1: giunti saldati con tensioni elevate (Ciclo 3 di fatica)	93
5.15	Zona critica 2	94
5.16	Zona critica 3	94

Capitolo 1

Evoluzione del Carrello Ferroviario

1.1 Le origini della ferrovia

Le prime forme di trasporto guidato risalgono all'epoca romana. Intorno al 50 d.C., a Pompei, venne realizzato un solco carraio lungo la Via Magna: si trattava di scanalature incise nella pavimentazione in pietra, progettate per guidare le ruote dei carri e ridurre lo sforzo richiesto agli animali da tiro. Tracce analoghe sono state rinvenute anche lungo la via d'Etraz, in Svizzera.

Nel XVI secolo, questo principio fu ripreso in Inghilterra e successivamente in Germania per facilitare il trasporto del carbone nelle miniere.

I primi binari erano in legno, ma furono presto rinforzati con piastre metalliche per migliorarne la resistenza all'usura. In seguito, vennero introdotte guide laterali per impedire lo slittamento dei carrelli.

Nel 1738, nelle miniere di Newcastle, le ruote dei carrelli furono dotate di un bordino, che permetteva di mantenerle in asse con i binari anche in presenza di forze laterali. È curioso notare come la distanza tra i solchi carrai romani – circa 1440 mm – differisca di appena 5 mm dallo scartamento standard delle ferrovie moderne, pari a 1435 mm.

A partire dal 1760, con la crisi dell'industria siderurgica inglese e il conseguente abbassamento del prezzo del ferro, fu possibile sostituire definitivamente i binari in legno con quelli in metallo. I primi esemplari consistevano in piastre di ferro montate su supporti lignei. Questa innovazione consentì di sopportare carichi più elevati, migliorare la stabilità dei veicoli e ridurre la resistenza al rotolamento, permettendo così di raggiungere velocità maggiori a parità di potenza.

Nel 1825 fu inaugurata la prima linea ferroviaria tra Stockton e Darlington, cui

seguì, nel 1829, la celebre competizione per la locomotiva della linea Manchester–Liverpool. A imporsi fu George Stephenson con la Rocket, dotata di un sistema rivoluzionario caldaia-scarico, con una caldaia tubolare a 25 tubi surriscaldati e griglia separata, in grado di garantire maggiore potenza ed efficienza.

Nel 1835, sempre sulla linea Manchester–Liverpool, un treno superò per la prima volta la soglia dei 100 km/h. Lo scartamento di 1435 mm, adottato da Stephenson, derivava direttamente dalla larghezza dei carrelli utilizzati nelle miniere.

1.1.1 Lo sviluppo in Italia

In Italia, la prima linea ferroviaria fu inaugurata nel 1839 tra Napoli e Portici. Il progetto, proposto nel 1836 dall'ingegnere francese Armando Giuseppe Bayard, prevedeva un tracciato da Napoli a Nocera con una diramazione per Castellammare di Stabia. I lavori iniziarono nel 1838 grazie ai finanziamenti di una società per azioni e all'impiego di manodopera locale.

Il primo tratto, da Napoli a Torre del Greco, includeva fermate intermedie a Portici (stazione del Granatello) e al Forte Colostro. L'introduzione della ferrovia in Italia diede impulso a numerosi sviluppi tecnici e industriali. Tuttavia, la gestione frammentata tra circa venti compagnie diverse fino al 1885 comportava disagi a passeggeri e merci, a causa delle incongruenze tariffarie e logistiche.

Con l'Unità d'Italia si avvertì la necessità di razionalizzare il sistema ferroviario: nacquero così le società SFAI (Strade Ferrate dell'Alta Italia), SFR (Strade Ferrate Romane) e la compagnia delle Strade Ferrate Vittorio Emanuele, comprendente anche le reti Sicula e Calabria.

Nel 1885, con un ulteriore riordino, la rete fu affidata a tre grandi gestori: RM (Rete Mediterranea), RA (Rete Adriatica) e la già citata SFR. Il 1° luglio 1905, lo Stato decise di assumere direttamente la gestione ferroviaria, ponendo fine alle concessioni private e fondando le Ferrovie dello Stato. Iniziò così un ambizioso programma di modernizzazione tecnica e miglioramento del comfort, che coinvolse anche aziende italiane come Ansaldo e Breda.

1.1.2 Dall'infrastruttura alla meccanica: verso il carrello ferroviario

L'evoluzione della ferrovia, dalle sue origini antiche fino all'epoca moderna, è sempre stata strettamente connessa allo sviluppo dei veicoli che la percorrono. In particolare, il carrello ferroviario — elemento portante del veicolo su rotaia — si è evoluto di pari passo con l'infrastruttura e le esigenze del trasporto: dal semplice asse con ruote vincolate, ai solchi in pietra dell'epoca romana, ai carrelli dotati di bordino per mantenere l'aderenza alla rotaia, fino alle sospensioni e sistemi frenanti delle moderne composizioni, il carrello rappresenta un punto cruciale per

la sicurezza, la stabilità e il comfort del treno.

Nel paragrafo successivo verranno analizzati nel dettaglio i principali aspetti tecnici del carrello ferroviario, evidenziandone l'evoluzione strutturale e funzionale in relazione alle esigenze storiche e tecnologiche del settore ferroviario [3].

1.2 Il carrello ferroviario

Nel contesto della progettazione ferroviaria, l'efficienza strutturale e la resistenza a fatica rappresentano requisiti imprescindibili per garantire sicurezza, durabilità e sostenibilità del sistema di trasporto. La capacità di un veicolo ferroviario di mantenere prestazioni elevate nel tempo dipende fortemente dalla qualità della sua progettazione strutturale e dalla corretta comprensione del suo comportamento meccanico sotto carico.

Per inquadrare adeguatamente le scelte progettuali e individuare i possibili margini di ottimizzazione, è fondamentale comprendere la composizione del veicolo ferroviario. Esso si suddivide principalmente in due macrosezioni: la cassa e il carrello (o bogie). La cassa costituisce la parte superiore del veicolo, destinata al trasporto di passeggeri o merci, mentre il carrello rappresenta la struttura inferiore, deputata alla trasmissione dei carichi, alla trazione e alla guida sul binario.

Il carrello è a sua volta composto dall'insieme del rodiggio, ossia il sistema di assi e ruote, e dalla struttura portante che li collega alla cassa. Questo sottosistema riveste un ruolo centrale nel funzionamento dell'intero veicolo, poiché garantisce la stabilità dinamica, l'assorbimento delle sollecitazioni e il corretto comportamento in curva e in frenata.

Generalmente, ogni cassa è sostenuta da due carrelli, la cui configurazione e geometria variano in base al tipo di veicolo (ad esempio treno ad alta velocità, locomotiva o carro merci) e alle prestazioni richieste, in termini di comfort, velocità e capacità di carico. L'accurata progettazione del carrello costituisce pertanto uno degli aspetti più critici e complessi dell'ingegneria ferroviaria, poiché da essa dipendono l'efficienza energetica, la sicurezza operativa e la vita utile dell'intero veicolo.[52][53]

1.2.1 Cenni Storici

Storicamente sviluppatosi per rispondere a esigenze di stabilità, iscrizione in curva e distribuzione del carico, il carrello si è evoluto parallelamente allo sviluppo del trasporto su rotaia. Originariamente, i veicoli ferroviari erano dotati di due soli assi montati rigidamente sotto il telaio. Tuttavia, con l'aumento della massa e della lunghezza dei rotabili, si rese necessario un sistema capace di ridurre il passo rigido e migliorare la marcia in curva, senza compromettere la stabilità. Già nel 1812, i fratelli Chapman brevettarono un primo esempio di carrello per locomotive, ma furono gli Stati Uniti, negli anni '30 dell'800, a introdurre su vasta scala di carrelli

per veicoli ferroviari, al fine di distribuire meglio il carico per asse e adattarli a linee meno regolari.

In Europa, l'adozione fu più tardiva. In Germania si vide un primo esempio nel 1845 con il carrello per le ferrovie del Württemberg. Fu però l'Italia, con la sua particolare orografia e la necessità di affrontare curve strette e raggi ridotti, a sviluppare una soluzione peculiare: il cosiddetto "carrello italiano". Questa innovazione nasceva da un'esigenza concreta delle ferrovie della penisola, dove il passo rigido delle locomotive rappresentava un ostacolo tecnico notevole.[59] Le prime soluzioni introdotte prevedevano l'uso del carrello Bissel, progettato da Levi Bissell nel 1857, costituito da un asse singolo montato su un telaio indipendente, in grado di ruotare lateralmente per migliorare l'iscrizione in curva. Ma la soluzione più efficace venne concepita alla fine dell'Ottocento dall'ingegnere Giuseppe Zara della Rete Adriatica, che elaborò un nuovo tipo di carrello — comunemente noto come "carrello Zara" o "carrello italiano" — capace di coniugare flessibilità dinamica, distribuzione del carico e semplicità meccanica. Il carrello italiano si distinse per l'adozione di una traversa oscillante, elemento trasversale sospeso mediante bielle che collegano il telaio del veicolo al carrello stesso. Su questa traversa poggia la ralla che, in combinazione con i pattini laterali, trasmette il peso del veicolo e guida il carrello nel movimento. Le bielle, inclinate rispetto alla verticale, consentono alla traversa una lieve traslazione laterale che permette al carrello di adattarsi al tracciato, garantendo al tempo stesso un comportamento stabile grazie all'azione di contrasto esercitata dalla loro disposizione geometrica. Il sistema risolse in modo efficace il problema della rigidità in curva, rendendo superflue soluzioni più complesse come le boccole radiali o i carrelli multipli su telai articolati. Questo tipo di costruzione, seppur semplice, migliorava notevolmente l'iscrizione in curva e la distribuzione dinamica dei carichi, ed è stato uno dei più longevi della storia ferroviaria, restando in uso per oltre cinquant'anni. [59]

Con l'aumento progressivo delle velocità ferroviarie alla fine del XIX secolo, il carrello si affermò definitivamente anche sulle carrozze per passeggeri europee. La possibilità di montare sospensioni multiple, la riduzione del peso non sospeso e la maggiore stabilità in marcia resero i carrelli insostituibili per convogli espressi. Tuttavia, nel trasporto merci il carro a due assi rimase predominante per ragioni economiche. Solo nel XX secolo, con la crescente richiesta di velocità, comfort e sicurezza, si assistette a un'ulteriore evoluzione tecnologica: sospensioni in gomma e pneumatiche, smorzatori a gas o a olio, e strutture sempre più leggere ma robuste hanno progressivamente sostituito i materiali e le configurazioni tradizionali. La logica introdotta con il carrello italiano — elasticità controllata, buona iscrizione in curva e semplicità strutturale — si ritrova ancora oggi in molte soluzioni moderne adottate nel materiale rotabile ad alta velocità.

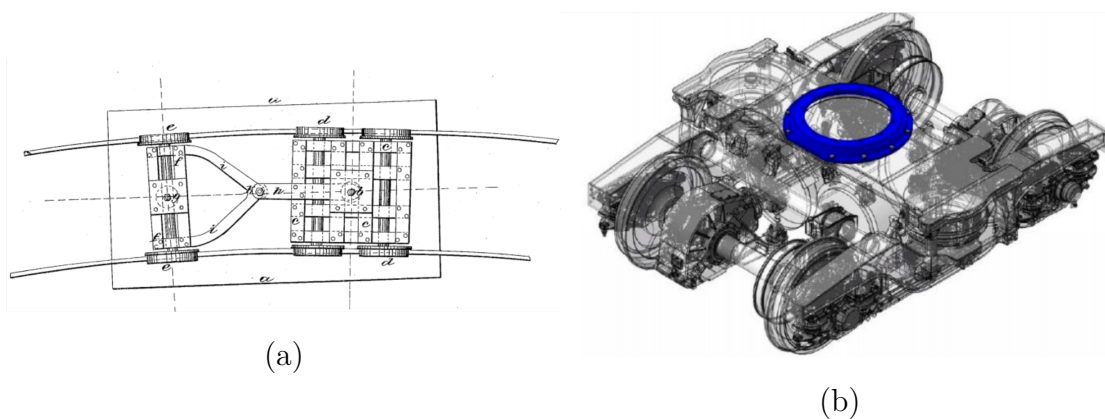
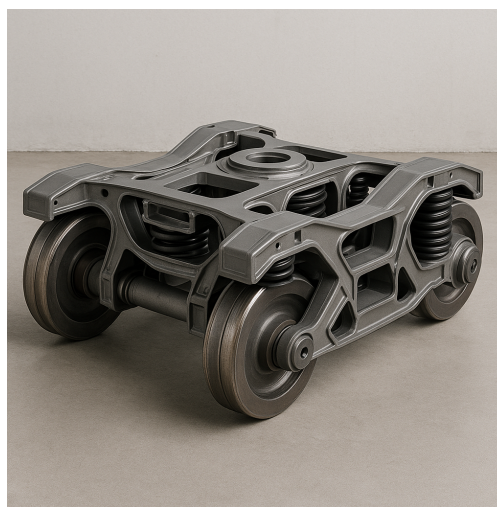


Figura 1.1: (a) Carrello Bissel (b) Carrello Zara (Ralla in blu)

Nel corso degli anni, dunque, il design dei carrelli ferroviari ha attraversato una significativa trasformazione, passando da strutture massicce in acciaio fuso a configurazioni più leggere, modulari e ad alte prestazioni. Questa evoluzione è stata guidata dalla necessità di migliorare l'efficienza energetica, ridurre i costi di esercizio e manutenzione, e aumentare la sostenibilità ambientale del trasporto ferroviario.



(a) Carrello tradizionale in acciaio fuso



(b) Carrello moderno in acciaio fabbricato

Figura 1.2: Evoluzione del design dei carrelli ferroviari

1.2.2 Tipologie di carrelli

I carrelli ferroviari possono essere classificati secondo diversi criteri, ciascuno dei quali mette in evidenza un aspetto specifico legato alla funzione, alla struttura o al comportamento dinamico del veicolo. I criteri più comuni di classificazione includono: il numero di assi, il tipo di motorizzazione e la capacità di sterzata.

- Numero di assi: rappresenta una delle prime distinzioni strutturali. In generale, i carrelli possono essere:
 - a due assi, soluzione più comune per rotabili leggeri o medi;
 - a tre assi, utilizzati in contesti in cui è necessario distribuire maggiormente il carico oppure migliorare la stabilità.
- Motorizzazione: in base alla presenza o meno di organi di trazione, si distinguono:
 - Carrelli motorizzati: integrano uno o più motori e sono direttamente responsabili della propulsione del veicolo;
 - Carrelli portanti: svolgono una funzione puramente strutturale e non partecipano alla trazione.
- Capacità di sterzata: questo aspetto è cruciale per la dinamica del veicolo, soprattutto in curva. Si possono identificare diverse configurazioni:
 - Carrelli a passo rigido: gli assi sono fissi rispetto al telaio del carrello e non hanno alcuna libertà di orientamento;
 - Carrelli semi-sterzanti: consentono un modesto movimento degli assi, migliorando leggermente la capacità di iscrizione in curva;
 - Carrelli auto-sterzanti: sfruttano le forze dinamiche per regolare automaticamente l'angolo degli assi durante il moto in curva;
 - Carrelli sterzati: impiegano sistemi attivi, meccanici o elettronici, per controllare direttamente l'orientamento degli assi.

I carrelli con capacità sterzante si caratterizzano per il cosiddetto passo flessibile, ovvero la possibilità di variare la geometria del rodiggio in funzione delle condizioni di marcia. Questa soluzione consente numerosi vantaggi, tra cui:

- migliore iscrizione in curva;
- riduzione dell'usura delle ruote e dei bordini;
- incremento della stabilità dinamica;

- minore rischio di deragliamento.

Tuttavia, questi benefici sono controbilanciati da una maggiore complessità meccanica e da costi di progettazione e manutenzione più elevati. Per questo motivo, i carrelli sterzanti sono oggi adottati principalmente su convogli ad alte prestazioni o su rotabili innovativi, mentre i carrelli rigidi o semi-sterzanti restano prevalenti nel materiale rotabile convenzionale.

1.2.3 Componenti principali

I carrelli ferroviari si distinguono per soluzioni costruttive e caratteristiche specifiche, spesso determinate dal tipo di veicolo e dall'impiego previsto. Nonostante questa varietà, vi sono alcuni elementi fondamentali che, pur assumendo configurazioni differenti, compongono sempre l'ossatura di base del carrello.

Telaio

Il telaio rappresenta la struttura portante del carrello. È solitamente costituito da due longheroni collegati da una o più traverse, realizzati con profili scatolati in acciaio. Il suo ruolo principale è quello di sostenere il peso della cassa e trasmetterlo alle sale montate, assicurando nel contempo la rigidità strutturale dell'intero carrello. Un esempio di carrello a due assi è illustrato in fig.1.3

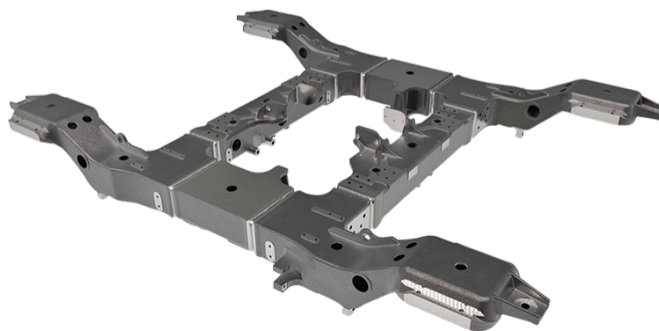


Figura 1.3: Telaio di un carrello a due assi

Sale montate

Le sale montate, comunemente dette sale, costituiscono l'elemento centrale del carrello. Esse guidano il veicolo lungo i binari e trasmettono le forze di trazione e frenatura. Ogni sala è in realtà un assieme meccanico composto da:

- ruote
- assile
- eventuale ruota dentata calettata sull'assile

Un esempio di sala montata è illustrato in fig.1.4.



Figura 1.4: Sala montata

Le ruote presentano un profilo troncoconico dotato di flangia, progettato per minimizzare lo slittamento e garantire il corretto centraggio del veicolo sui binari. Il profilo viene definito dalla norma UNI EN 13715, che ne specifica diverse varianti. Le ruote si distinguono in due principali tipologie costruttive:

- Monoblocco: realizzate da un unico pezzo fuso, devono essere sostituite interamente una volta usurate.
- Con cerchione: composte da un corpo centrale e un cerchione esterno, che può essere rimpiazzato indipendentemente in caso di usura.

Boccole

Le boccole collegano le sospensioni primarie alle sale montate e ne consentono il corretto supporto meccanico. Possono avere configurazioni a braccio singolo o doppio (simmetrico o sfalsato) e sono calettate sul fusello degli assili mediante cuscinetti, in genere a doppia corona di rulli conici o cilindrici. Le boccole sono collegate al telaio tramite bielle rigide, e sulle estremità dei loro bracci si montano le sospensioni primarie.

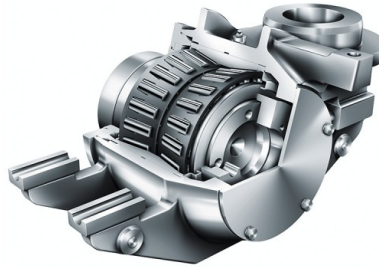


Figura 1.5: Esempio di boccola per locomotive prodotta da FAG (Schaeffler Group)

Sospensioni

Per compensare le inevitabili irregolarità del tracciato e delle superfici di rotolamento, i carrelli ferroviari sono dotati di sistemi di sospensione su uno o più stadi. Questi elementi attenuano vibrazioni e sollecitazioni, contribuendo alla stabilità e al comfort di marcia. Nei veicoli passeggeri sono generalmente presenti due stadi:

- Sospensioni primarie: situate tra telaio e sale, sostengono il peso del veicolo tranne le masse non sospese.
- Sospensioni secondarie: interposte tra telaio del carrello e cassa del veicolo, sono pensate per incrementare il comfort dei passeggeri.

Il primo stadio ha il compito di smorzare le sollecitazioni iniziali trasmesse dal binario. Il secondo stadio riduce l'ampiezza e la frequenza delle oscillazioni trasmesse alla cassa. Nei veicoli non passeggeri, come le locomotive, il secondo stadio può essere assente, mentre in veicoli ad alto comfort possono esistere anche stadi multipli.

Sistemi di trascinamento

I sistemi di trascinamento trasferiscono il moto tra i vari componenti del veicolo. Si distinguono due livelli principali:

- Trascinamento basso: tra sale e telaio del carrello, realizzato tramite bielle rigide che collegano le boccole al telaio.
- Trascinamento alto: tra telaio del carrello e cassa, generalmente realizzato mediante un perno centrale (pivot) che scende dalla cassa e si inserisce in un'apposita sede del telaio. Esistono tuttavia anche soluzioni alternative, che

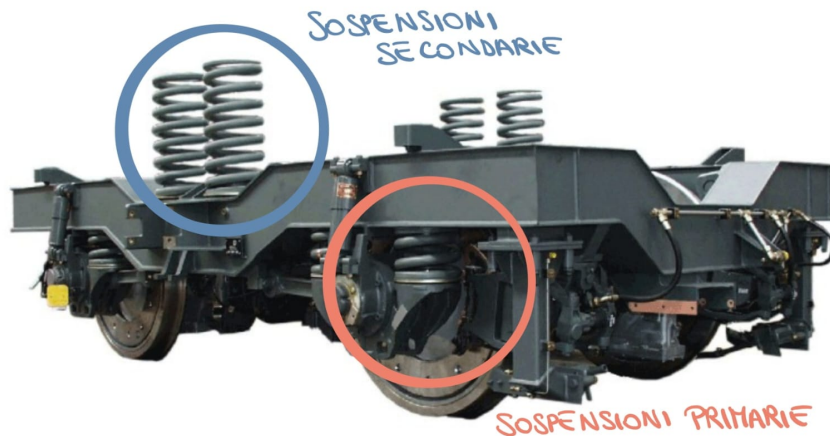


Figura 1.6: Sospensioni primarie e secondarie

non verranno approfondite poiché non rientrano tra gli obiettivi principali della presente tesi.

Smorzatori

Accanto alle sospensioni agiscono gli smorzatori, dispositivi deputati a dissipare progressivamente le oscillazioni, fino alla loro completa attenuazione. Le principali tipologie includono:

- smorzatori verticali
- smorzatori laterali
- smorzatori anti-serpeggio (anti-yaw)

Gli smorzatori verticali si trovano normalmente sul primo stadio, mentre quelli laterali e anti-yaw sono più comuni nel secondo stadio. Nei carrelli a tre assi, ad esempio, lo smorzatore anti-serpeggio può risultare superfluo.

Drive Unit

La drive unit è l'unità motrice del carrello, presente esclusivamente nei carrelli motorizzati. È composta da:

- motore (elettrico, diesel o ibrido)
- sistema di trasmissione

Due sono le principali modalità di trasmissione:

- Riduttore di velocità: sistema a ingranaggi che collega motore e assile. La ruota dentata finale è calettata sull'assile, mentre il pignone è connesso all'uscita del motore. Il motore è sostenuto in parte dalla sala tramite il riduttore e in parte collegato al telaio (rigidamente o elasticamente). Questo schema, detto "sospensione a naso", comporta che la drive unit sia solo parzialmente sospesa.
- Trasmissione ad asse cavo: in questo caso il motore è collegato direttamente all'assile tramite un albero cavo calettato. Non è presente una gearbox. Questo sistema, completamente elastico, consente una maggiore riduzione delle vibrazioni operative.

Sistema frenante

Il sistema frenante ha il compito di modulare la velocità del veicolo e arrestarlo quando necessario. Si compone di più sottosistemi, tra cui anche il freno elettrico (elettrofreno), presente nei veicoli con motorizzazione elettrica.

I freni meccanici sono tipicamente pneumatici e si suddividono in:

- Freni a ceppi: pattini che agiscono direttamente sulla superficie delle ruote.
- Freni a dischi: dischi applicati su assili o ruote, frenati da pinze.
- Freni integrati: sistemi ibridi che combinano ceppi e dischi.[4]

1.3 Materiali per la Realizzazione dei Bogie Ferroviari

La scelta dei materiali impiegati nella realizzazione dei bogie ferroviari è guidata da criteri di resistenza meccanica, leggerezza, durabilità e costo. Negli ultimi anni, l'industria ferroviaria ha puntato su materiali innovativi per ridurre il peso dei carrelli, migliorare l'efficienza energetica e limitare l'usura dei binari.[52][53]

Materiali Tradizionali

Storicamente, i carrelli ferroviari sono stati realizzati principalmente in acciaio, grazie alle sue eccellenti proprietà meccaniche e alla sua disponibilità, con la scelta tra due approcci costruttivi principali, la cui applicazione è regolata da specifiche norme tecniche internazionali (come UNI EN e AAR):

- Acciaio fuso: questa tecnica prevede l'ottenimento della struttura del telaio per fusione in un unico pezzo. È l'approccio tradizionale per i carrelli destinati principalmente ai carri merci, dove garantisce un'elevata robustezza, resistenza

a fatica e rigidità torsionale, risultando economicamente vantaggioso per la produzione su larga scala. La limitazione principale risiede nel peso superiore rispetto ai telai saldati e nella potenziale complessità delle riparazioni su strutture fuse.

- Acciaio fabbricato: la struttura del carrello è ottenuta assemblando e saldando componenti in acciaio laminato ad alta resistenza. Questo metodo è dominante nei treni passeggeri, nelle locomotive e nei treni ad alta velocità, poiché consente una significativa riduzione del peso non sospeso. Offre una maggiore flessibilità di design per l'ottimizzazione delle prestazioni e una manutenzione generalmente più agevole. Le strutture saldate richiedono un controllo di qualità particolarmente rigoroso sulle giunzioni per garantirne la resistenza a fatica.[65]

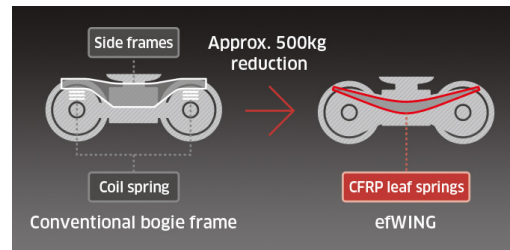
Materiali Innovativi

Negli ultimi decenni, la ricerca nel settore ferroviario ha portato allo sviluppo di materiali innovativi, mirati principalmente alla riduzione del peso dei carrelli, all'aumento delle prestazioni meccaniche e alla riduzione dei costi di manutenzione. Tra i principali materiali emergenti si annoverano:

- Fibra di carbonio (CFRP): questo materiale composito, costituito da fibre di carbonio immerse in una matrice polimerica, rappresenta una delle soluzioni più avanzate nel campo della progettazione leggera. È caratterizzato da un'elevatissima resistenza meccanica, rigidità e resistenza alla corrosione, unite a un peso estremamente contenuto[60]. Diversi progetti recenti hanno sperimentato l'uso della CFRP nei carrelli ferroviari, tra cui i modelli CaFiBo, CETROVO ed efWING, che hanno dimostrato riduzioni significative della massa. In particolare, il carrello LEAF utilizza molle in fibra di carbonio, contribuendo a una diminuzione del peso totale di circa 1000 kg rispetto a soluzioni interamente in acciaio[61][33].



(a) CaFiBo



(b) efWING

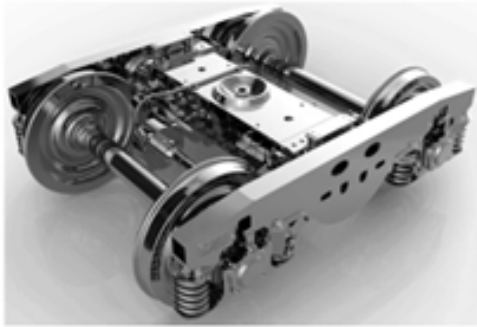


(c) LEAF

Figura 1.7: Bogie in fibra di carbonio: (a) CaFiBo (b) efWING (c) LEAF

- Leghe di alluminio: impiegate per la realizzazione di telai come il modello Y25LsAL-C-K, offrono un eccellente compromesso tra peso e resistenza strutturale. Grazie alla loro leggerezza, queste leghe permettono una riduzione della massa del carrello da 4,6 tonnellate a 3,6 tonnellate, contribuendo a minori consumi energetici e minore usura dei binari.[66]
- Acciaio ad alta resistenza: sviluppato da aziende come Siemens, questo tipo di acciaio combina un'elevata resistenza meccanica con una minore densità rispetto agli acciai convenzionali. Ciò consente una riduzione del peso dei telai compresa tra il 40% e il 50%, mantenendo al contempo ottime proprietà strutturali e una lunga durata in esercizio.[33]
- Acciaio inossidabile (Jindal 201LN): apprezzato per le sue proprietà anticorrosive, questo tipo di acciaio presenta anche una buona lavorabilità e un peso

inferiore rispetto ad altri acciai tradizionali. In particolare, il Jindal 201LN permette una riduzione della massa del 13,2%, rappresentando una valida alternativa per telai operanti in ambienti aggressivi o umidi.



(a) Y25LsAL-C-K



(b) Telaio in acciaio altoresistenziale

Figura 1.8: Telaio in leghe leggere e acciaio altoresistenziale

CHEMICAL COMPOSITION OF PROPOSED SS GRADES:

Grade	% C (max)	% Mn (max)	% Si (max)	% S (max)	% P (max)	% Cr (max)	% Ni (max)	Ni (max)	Others
201LN	0.030	6.4-7.5	0.75	0.015	0.045	16.0-17.50	4.0-5.0	0.1-0.25	Cu<0.10
Super Duplex 2205	0.040	4.00-6.00	1.00	0.030	0.045	21.0-22.0	1.35-1.70	0.2-0.25	Cu<0.10-0.80

Figura 1.9: Telaio in acciaio inossidabile

1.4 Studi su Materiali Alternativi

Oltre ai materiali innovativi già applicati a livello industriale, sono in corso numerosi studi e sperimentazioni su materiali alternativi, con l'obiettivo di migliorare ulteriormente le prestazioni meccaniche, prolungare la vita utile dei componenti e ridurre i costi di manutenzione. Questi studi si concentrano soprattutto su materiali che possano offrire una combinazione di leggerezza, resistenza a fatica e durabilità.

- Ghisa Austemperata Duttile (ADI): la ghisa ADI rappresenta una forma avanzata di ghisa sferoidale, trattata termicamente per migliorare le sue caratteristiche meccaniche. Questo materiale unisce una buona resistenza all'usura e alla fatica a una maggiore duttilità rispetto alla ghisa tradizionale. In ambito ferroviario, è stato ipotizzato l'impiego della ADI per la costruzione di telai, grazie alla sua capacità di resistere a cicli di carico elevati e alla sua buona lavorabilità. I potenziali benefici includono una maggiore durata dei componenti e una riduzione della frequenza degli interventi manutentivi.[67]
- Leghe di titanio: da tempo note per l'elevato rapporto resistenza/peso e per l'ottima resistenza alla corrosione, queste leghe vengono esplorate per applicazioni su componenti critici come boccole, giunti e tiranti. Sebbene il costo del materiale sia ancora elevato, il titanio rappresenta una soluzione ideale in ambiti dove la riduzione della massa non può compromettere la robustezza, come nei treni ad alta velocità o nei veicoli leggeri da trasporto urbano.[70]

Applicazioni in Fase di Studio

Le ricerche più recenti si concentrano anche su configurazioni di carrelli e componenti sperimentali:

- Ruote ferroviarie in ADI: si stanno conducendo studi sulla possibilità di realizzare ruote ferroviarie in ghisa austemperata, con l'obiettivo di migliorarne la resistenza a fatica, la resilienza all'impatto e la durata complessiva in servizio, riducendo allo stesso tempo i costi rispetto a soluzioni in acciaio forgiato.
- Soluzione Siemens (2021): Siemens ha sviluppato un prototipo di ruota ferroviaria leggera dotata di protezioni rimovibili e boccole idrauliche. Questa configurazione permette sia una riduzione del peso complessivo del sistema ruota, sia una maggiore facilità di ispezione e manutenzione, grazie alla possibilità di rimuovere le coperture senza smontare l'intero sistema.
- Progetto "4L Bogie": uno studio orientato alla progettazione di carrelli ferroviari ultraleggeri, con una massa inferiore di circa 3 tonnellate rispetto al tradizionale carrello merci Y25. Questo risultato è ottenuto attraverso l'adozione combinata di materiali avanzati e soluzioni costruttive ottimizzate, con un forte potenziale di impatto sulla sostenibilità e l'efficienza logistica del trasporto ferroviario merci.

Una progettazione ottimizzata del carrello ferroviario non si limita alla riduzione di massa, ma mira anche a migliorare l'efficienza in termini di manutenzione, sicurezza e affidabilità. Le direzioni di sviluppo principali includono:

- Ottimizzazione del design per una più facile ispezione
- Materiali a bassa usura per prolungare gli intervalli di manutenzione

Ad esempio, le ruote innovative sviluppate da Siemens, dotate di protezioni removibili e boccole idrauliche, sono un esempio concreto di soluzioni orientate alla riduzione dei costi di manutenzione.[69]

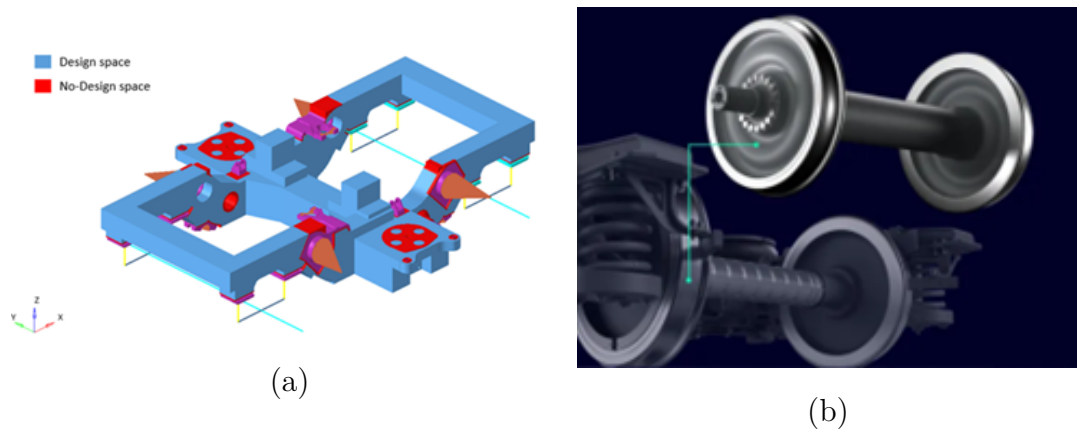


Figura 1.10: Applicazioni di materiali alternativi: (a) Telaio in ghisa austemperata duttile; (b) Ruote leggere Siemens con protezioni

1.5 Caratteristiche dei Carrelli

Un carrello leggero deve soddisfare una combinazione di requisiti spesso contrastanti. Le caratteristiche più ricercate includono:

- Peso ridotto per diminuire le sollecitazioni sui binari e migliorare l'efficienza energetica
- Alta resistenza a fatica per garantire la durabilità nel tempo
- Manutenzione semplificata per ridurre i costi operativi
- Riduzione del rumore e delle vibrazioni
- Compatibilità con i sistemi esistenti

1.6 Obiettivi della tesi

La presente tesi si inserisce nell'ambito dell'ottimizzazione strutturale di un carrello ferroviario leggero destinato a un treno passeggeri. Il modello di carrello utilizzato come base di studio è stato fornito dall'azienda Blue Engineering, che ne ha curato la progettazione. L'attività di ricerca si è quindi concentrata non sulla definizione geometrica del componente, bensì sulla sua analisi e successiva ottimizzazione, con l'obiettivo di migliorarne le prestazioni strutturali e ridurre la massa complessiva, mantenendo al contempo la piena rispondenza ai requisiti di sicurezza e alle normative vigenti.

Gli obiettivi specifici del lavoro possono essere sintetizzati come segue:

- Analizzare il modello di carrello fornito da Blue Engineering, individuando i principali contributi di massa e le zone critiche dal punto di vista strutturale;
- Applicare l'impiego di materiali innovativi e tecniche di alleggerimento per ridurre la massa del carrello, senza comprometterne le prestazioni meccaniche;
- Valutare la resistenza statica e dinamica della struttura attraverso simulazioni numeriche agli elementi finiti (FEM);
- Confrontare la configurazione iniziale con quella ottimizzata, evidenziando i miglioramenti ottenuti in termini di riduzione di massa e comportamento sotto carico;
- Analizzare la durabilità a fatica del carrello in conformità alle normative e agli standard internazionali di riferimento.

L'obiettivo finale della tesi è dunque quello di proporre un'ottimizzazione strutturale che consenta una sensibile riduzione del peso del carrello ferroviario fornito, preservandone la sicurezza, l'affidabilità e la conformità normativa. Il lavoro si inserisce nel più ampio contesto delle ricerche volte allo sviluppo di soluzioni leggere e sostenibili per il settore ferroviario, in linea con le attuali esigenze di efficienza energetica e riduzione dell'impatto ambientale.

Capitolo 2

Carrello di Riferimento: Struttura e Caratteristiche

Il presente capitolo fornisce una descrizione dettagliata del carrello di riferimento utilizzato per le analisi strutturali condotte nel contesto di questa tesi. In particolare, si fa riferimento al carrello motore per EMU, impiegato su veicoli ferroviari appartenenti alla categoria BI, come definito dalla normativa EN 13749. Questo carrello è stato progettato per supportare un carico massimo per asse pari a 19 tonnellate, in linea con i requisiti operativi e normativi di alta resistenza e sicurezza. Nella Figura 2.1 è mostrata una vista isometrica del modello CAD tridimensionale del carrello di riferimento, che illustra le principali caratteristiche strutturali e funzionali.

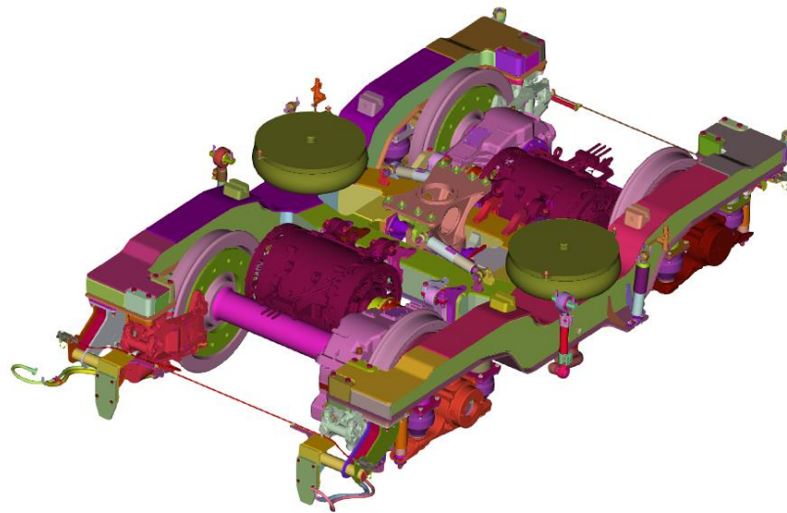


Figura 2.1: Modello CAD del carrello motore per EMU

2.1 Descrizione generale

Il carrello oggetto di studio è di tipo motorizzato e a due assi, concepito per integrare al suo interno tutti i sottosistemi fondamentali che concorrono alle principali funzioni operative del veicolo ferroviario. Esso assolve, infatti, alle funzioni di trazione, sospensione, frenatura e interfacciamento con la cassa, costituendo il collegamento strutturale e funzionale tra la sovrastruttura e l'infrastruttura ferroviaria. In quanto elemento portante e dinamicamente attivo, il carrello rappresenta uno dei componenti più complessi e critici del veicolo, poiché da esso dipendono in larga misura il comfort di marcia, la sicurezza, la stabilità e le prestazioni complessive del sistema di trazione.

La struttura del carrello è progettata per garantire un comportamento meccanico ottimale sia sotto carichi statici sia dinamici, rispondendo in modo adeguato alle condizioni operative più gravose. Durante il servizio, il carrello è soggetto a sollecitazioni di diversa natura — verticali, laterali e torsionali — derivanti dalle irregolarità del binario, dalle forze di trazione e frenatura, nonché dalle variazioni di carico imposte dalle manovre o dalle curve. Per questo motivo, la progettazione tiene conto non solo delle condizioni nominali di esercizio, ma anche degli scenari eccezionali, quali frenate di emergenza, carichi d'urto e variazioni improvvise di aderenza.

Dal punto di vista geometrico e funzionale, la configurazione a due assi motorizzati è stata scelta per garantire un compromesso ottimale tra prestazioni di trazione, stabilità e manutenibilità. Tale configurazione consente di distribuire in modo equilibrato i carichi verticali sul binario, migliorando l'aderenza e riducendo l'usura delle ruote e delle rotaie. Al tempo stesso, l'architettura compatta e razionale del carrello facilita l'alloggiamento dei principali organi meccanici ed elettrici — come i motori di trazione, i riduttori, i sistemi di sospensione primaria e secondaria e i dispositivi di frenatura — mantenendo un'elevata efficienza funzionale e un facile accesso per le operazioni di ispezione e manutenzione.

La configurazione strutturale del telaio del carrello è stata ottimizzata in modo da garantire un'adeguata rigidezza complessiva e un'efficace distribuzione dei carichi. Particolare attenzione è stata rivolta all'individuazione dei punti di concentrazione degli sforzi e alla definizione di un equilibrio tra robustezza e leggerezza, in linea con i moderni criteri di progettazione ferroviaria orientati alla riduzione della massa e al miglioramento dell'efficienza energetica. L'obiettivo è quello di assicurare che il carrello possa sopportare i carichi massimi previsti durante l'esercizio, mantenendo al contempo una manovrabilità ottimale e una stabilità dinamica elevata in tutte le condizioni di marcia.

Nel complesso, il carrello analizzato rappresenta una soluzione tecnologicamente avanzata e conforme ai più recenti standard del settore ferroviario, integrando al suo interno un insieme di sottosistemi meccanici ed elettrici altamente efficienti e

ottimizzati per garantire prestazioni elevate, sicurezza operativa e sostenibilità nel lungo periodo.

2.1.1 Categoria BI secondo EN 13749

La categoria BI è una classificazione introdotta dalla norma EN 13749 per definire le condizioni di carico strutturale a cui un veicolo ferroviario è sottoposto durante il suo ciclo di vita operativo. Questa norma stabilisce parametri specifici per ogni categoria di veicolo, in modo da garantire che il progetto rispetti le esigenze di sicurezza, affidabilità e durata in vari contesti operativi. I veicoli appartenenti alla categoria BI sono progettati per affrontare un utilizzo intenso, tipico dei servizi suburbani e regionali, in cui si verificano frequenti cicli di marcia, accelerazione e frenata, con sollecitazioni cicliche ripetute che possono influire significativamente sulla durabilità del materiale e sulla stabilità strutturale del carrello.

I veicoli della categoria BI sono progettati per:

- operare in servizi suburbani o regionali, dove le fermate e ripartenze frequenti comportano sollecitazioni cicliche elevate, sia in fase di accelerazione che di frenata, con una ripetizione costante dei cicli di carico e scarico, che può portare ad un'usura accelerata dei componenti strutturali;
- sopportare carichi medi, con un carico massimo per asse tipicamente compreso tra 18 e 20 tonnellate. Questo intervallo di carico è scelto per garantire che il veicolo sia in grado di gestire il carico utile previsto senza compromettere la stabilità dinamica o la sicurezza del veicolo. Inoltre, il carico per asse deve essere bilanciato per evitare sollecitazioni asimmetriche che possano danneggiare le ruote o il telaio del carrello;
- garantire un'elevata durabilità strutturale, in particolare quando sottoposti a sollecitazioni ripetute nel tempo. La progettazione della categoria BI tiene conto delle forze cicliche e delle vibrazioni che si verificano durante la marcia, prevedendo l'uso di materiali ad alta resistenza e sistemi di sospensione che permettano di mantenere nel tempo le performance strutturali senza incorrere in danni prematuri, come cricche o deformazioni plastiche nei giunti saldati.

Queste caratteristiche rendono i veicoli della categoria BI particolarmente adatti per operare in scenari di alta intensità, dove l'affidabilità a lungo termine e la resistenza alle sollecitazioni ripetute sono essenziali. La progettazione del carrello, la selezione dei materiali e le tecniche di saldatura utilizzate per questi veicoli sono strettamente legate a questi requisiti operativi, assicurando che il veicolo sia in grado di resistere ai carichi variabili e alle vibrazioni durante l'intero ciclo di vita operativo, senza compromettere la sicurezza o la funzionalità.

2.1.2 Struttura del telaio

La struttura del telaio in esame presenta una configurazione scatolata ad elevata rigidità torsionale, ed è composta dai seguenti elementi principali:

- due longheroni principali a sezione chiusa, che costituiscono l'ossatura portante e assicurano la trasmissione dei carichi longitudinali e verticali;
- traverse di irrigidimento centrali e laterali, disposte in modo da garantire una corretta distribuzione delle sollecitazioni e incrementare la rigidità complessiva della struttura;
- piastre e staffe di ancoraggio destinate al collegamento dei sistemi di sospensione primaria e secondaria, dei motori di trazione, dei dispositivi di frenatura e degli altri componenti funzionali del carrello.

Tabella 2.1: Materiale del telaio del carrello

Materiali	E [MPa]	Resistenza a trazione σ			Allungamento [%]
		Rottura [MPa]	Snervamento [MPa]		
			Base	Saldato	
S355J2	210000	510	355	325	20
S355J2H	210000	510	355	325	20

La geometria del telaio, illustrata in figura 2.2, è ottimizzata per garantire resistenza meccanica, rigidità torsionale e facilità di manutenzione.

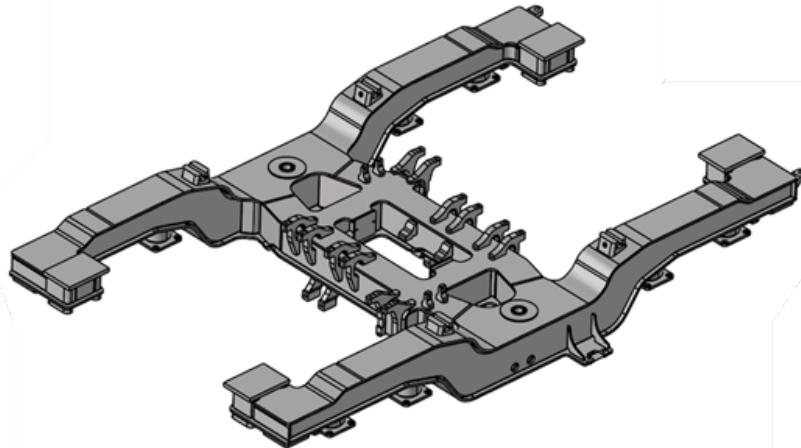


Figura 2.2: Telaio del carrello di riferimento

2.1.3 Sala montata

La sala montata è l'organo fondamentale per il movimento del veicolo e il suo mantenimento in carreggiata. È un complesso rigido costituito da:

- Assile (o Asse): L'albero di acciaio massiccio (mostrato nella Figura 3.3) collega rigidamente le due ruote. L'asse ruota unitariamente e deve resistere a carichi verticali, laterali e alle torsioni. È caratterizzato da:
 - Fuselli: le estremità su cui sono montati i cuscinetti.
 - Portate di calettamento: le sezioni dove le ruote sono calettate a caldo con interferenza.
- Ruote Monoblocco in Acciaio: sono ruote realizzate in un unico pezzo, offrono maggiore robustezza e affidabilità rispetto alle ruote cerchiata, cruciali per la sicurezza e le prestazioni ad alta velocità. L'immagine suggerisce anche la presenza di dischi freno calettati sull'assile, tipica di una configurazione moderna.

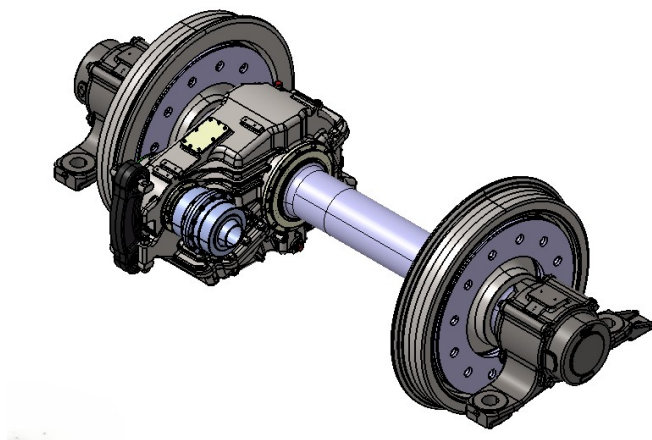


Figura 2.3: Sala montata

2.1.4 Collegamento Assile-Telaio (Sospensione Primaria)

Il trasferimento dei carichi e il moto tra la sala montata e il telaio del carrello avviene tramite il sistema di sospensione primaria:

Cuscinetti a Rulli Conici Ospitati in Boccole

- Boccole: sono i contenitori metallici, visibili come i corpi principali ai lati dell'assile, che ospitano i cuscinetti e fungono da interfaccia fissa tra l'assile rotante e il telaio del carrello.
- Cuscinetti a Rulli Conici: Consentono la libera rotazione dell'assile sul fusello e sono specificatamente progettati per sopportare sia i carichi radiali (verticali) che i carichi assiali (laterali) dovuti alle spinte in curva e al moto di serpeggio. Il loro alloggiamento garantisce il corretto accoppiamento e la minima frizione.

Dispositivi di Supporto e Guida

Questi meccanismi collegano la boccola al telaio e sono fondamentali per la dinamica del veicolo:

- Trasferimento carichi verticali: assicurato dalle sospensioni primarie (descritte sotto), che sostengono il peso del veicolo.
- Trasferimento dei carichi laterali e guida - i bracci e gli attacchi che si estendono dalla boccola hanno le seguenti funzioni principali:
 - Posizionamento — mantenere l'assile nella corretta posizione rispetto al telaio del carrello
 - Guida — controllare i movimenti longitudinali e trasversali (laterali), contribuendo in particolare alla riduzione dell'instabilità laterale nota come moto di serpeggio e garantendo la stabilità del veicolo alle alte velocità
 - Trasmissione delle forze di trazione e frenatura — trasferire le forze generate dal sistema di trazione o di frenatura dal telaio all'assile e, conseguentemente, al binario

2.2 Sospensioni

Il carrello è dotato di un sistema di sospensione a doppio stadio per isolare la cassa dalle vibrazioni e dagli urti.

2.2.1 Sospensioni primarie

Le sospensioni primarie collegano la sala montata (assile e ruote) al telaio del carrello, gestendo i carichi ad alta frequenza e l'allineamento dell'assile.

Come si osserva nella Figura 3.3 (a), questa configurazione mostra un sistema

complesso. Gli elementi di collegamento e smorzamento chiaramente identificabili includono:

- Bracci di guida e/o tasselli elastici (gomma/metallo): questi elementi, rappresentati dal braccio in fusione di colore scuro a forma di "V" montato sull'assile, hanno la funzione primaria di guida della sala montata, assorbono le spinte laterali e longitudinali, assicurando il corretto allineamento.
- Molle verticali primarie: forniscono il supporto verticale. In questa specifica configurazione, sono blocchi elastici compatti in gomma-metallo integrati nella struttura di guida.
- Smorzatori verticali primari: dispositivi idraulici che sono essenziali per il controllo delle oscillazioni ad alta frequenza e lo smorzamento del movimento verticale tra la sala montata e il telaio del carrello.

2.2.2 Sospensioni secondarie

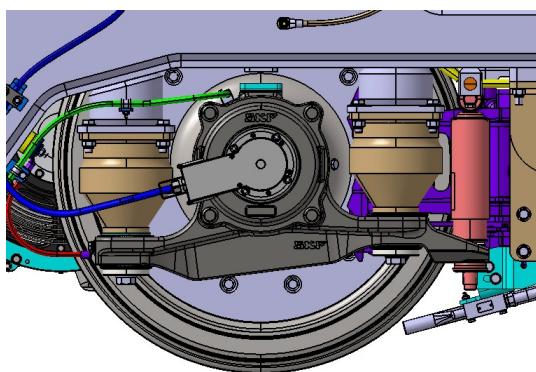
Collocata tra telaio del carrello e cassa veicolo (Figura 3.3 (b)), è il secondo stadio di filtrazione, cruciale per il comfort dei passeggeri. È costituita da:

- Soffianti pneumatiche (Air Springs): elementi elastici ad aria compressa che sostengono la cassa, offrendo un'ottima capacità di assorbimento delle vibrazioni.
- Dispositivi per il mantenimento automatico dell'altezza (valvole di livello): regolano il flusso d'aria nelle soffianti per mantenere l'altezza del pavimento della cassa costante, indipendentemente dal carico.
- Smorzatori verticali e trasversali: controllano le oscillazioni della cassa del veicolo sia in direzione verticale che laterale.

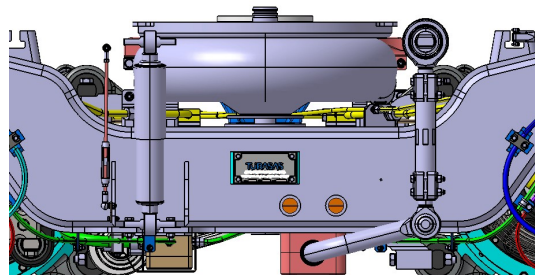
2.3 Motorizzazione

Ogni asse è motorizzato tramite un motore di trazione elettrico trifase, con le seguenti caratteristiche:

- Motori montati in posizione longitudinale, solidali al telaio tramite supporti elastici. Questa è una configurazione a massa sospesa che riduce le masse non sospese e migliora il comportamento dinamico.
- Trasmissione della coppia agli assi mediante riduttori (visibile in Figura 2.3).
- Predisposizione per sistemi di raffreddamento forzato e cablaggi elettrici integrati.



Sospensioni primarie



Sospensioni secondarie

Figura 2.4: Sospensioni del carrello: (a) primarie e (b) secondarie (Figura 3.3 riprodotta)

2.4 Sistema frenante

Il carrello è equipaggiato con un sistema di frenatura a disco, ad alta efficacia.

2.4.1 Frenatura Meccanica

Il sistema è costituito da:

- Dischi freno montati su ciascun asse, solidali con le ruote o sull'assile.
- Pinze freno pneumatiche, fissate al telaio tramite apposite staffe e comandate da cilindri ad aria compressa.

2.4.2 Freno Elettrodinamico

È inoltre presente la predisposizione per un freno elettrodinamico, integrato tramite i motori asincroni di trazione. Questo tipo di frenatura agisce rigenerando energia elettrica o dissipandola su resistenze, ed è prioritario rispetto alla frenatura meccanica, contribuendo alla riduzione dell'usura.

2.4.3 Sistema di Trascinamento Cassa-Carrello

Nel carrello è adottato un sistema di trascinamento combinato, noto come guida alta e guida bassa, composto da:

- Pivot (perno centrale) solidale alla cassa, che si inserisce in una sede ricavata nel telaio del carrello (guida alta).

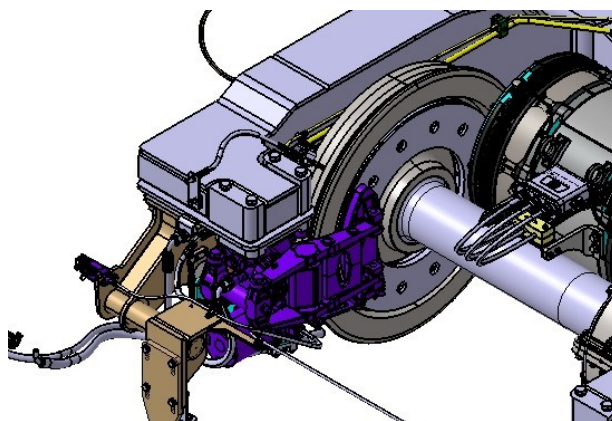


Figura 2.5: Sistema frenante

- Un sistema di bielle inferiori collegate tra la cassa e il telaio del carrello (guida bassa).

Il sistema ha le seguenti funzioni principali:

- Distribuzione degli sforzi longitudinali e trasversali tra perno e bielle, assicurando un'equilibrata trasmissione dei carichi tra la cassa e il telaio del carrello.
- Centraggio del carrello rispetto alla cassa durante la marcia in curva, migliorando la stabilità dinamica del veicolo.
- Miglioramento del comportamento dinamico durante le fasi di accelerazione, frenata e nei transitori, grazie alla combinazione delle due modalità di guida.

2.5 Modifiche apportate al telaio

Al fine di perseguire un alleggerimento strutturale significativo del carrello di riferimento, è stata condotta una revisione mirata del telaio, basata sulla sostituzione del materiale costitutivo e sulla conseguente riduzione degli spessori delle principali componenti portanti. L'obiettivo della modifica è duplice: da un lato, ottenere una riduzione del peso complessivo del telaio, dall'altro mantenere invariati i requisiti di resistenza statica, rigidità torsionale e durabilità a fatica previsti dalla normativa EN 13749.

2.5.1 Sostituzione del materiale

Nel modello originale, il telaio del carrello è realizzato in acciaio S355J2/S355J2H, caratterizzato da un limite di snervamento medio di 355 MPa e una resistenza

a trazione di circa 510 MPa. Tale materiale, largamente impiegato nel settore ferroviario, garantisce buone prestazioni meccaniche e saldabilità, ma presenta una densità relativamente elevata rispetto alla capacità resistente, il che ne limita l'efficacia in ottica di alleggerimento strutturale.

Per la versione modificata del telaio è stato quindi adottato l'acciaio S690QL, appartenente alla categoria degli acciai altoresistenziali bonificati (High Strength Quenched and Tempered Steels). Esso presenta un limite di snervamento nominale di 690 MPa, una resistenza a trazione compresa tra 770 e 940 MPa e un allungamento a rottura del 14% circa. [63] La maggiore capacità resistente del materiale consente di ridurre gli spessori delle lamiere mantenendo un margine di sicurezza equivalente, con il vantaggio aggiuntivo di una buona resilienza anche a basse temperature e di una tenacità sufficiente per applicazioni strutturali soggette a sollecitazioni cicliche.

Le principali proprietà meccaniche dei due materiali sono sintetizzate nella Tabella 2.2.

Tabella 2.2: Confronto tra le proprietà meccaniche dei materiali impiegati

Materiale	E [MPa]	σ_y [MPa]	σ_R [MPa]	A [%]
S355J2	210000	355	510	20
S690QL	210000	690	900	14

2.5.2 Riduzione degli spessori e ottimizzazione geometrica

L'elevato limite di snervamento del materiale S690QL ha consentito di ridurre in modo mirato gli spessori delle principali componenti portanti, garantendo una capacità di carico equivalente rispetto alla configurazione originaria. In particolare:

- lo spessore dei longheroni principali e delle traverse centrali e laterali è stato ridotto da 14 mm a 10 mm;
- gli elementi di giunzione e i raccordi interni sono stati lievemente snelliti, riducendo i raggi di raccordo e ottimizzando la geometria locale per limitare le concentrazioni di tensione;
- la configurazione globale del telaio è stata mantenuta inalterata, così da permettere un confronto diretto delle risposte strutturali con il modello di riferimento.

La riduzione dello spessore medio del 28.5% circa comporta un alleggerimento significativo, con una diminuzione stimata della massa strutturale del 20%, a fronte

di un incremento locale delle tensioni di Von Mises che rimane entro i limiti ammessi dalla normativa, grazie alle superiori proprietà meccaniche del nuovo materiale.

2.5.3 Considerazioni sul comportamento strutturale

Dal punto di vista meccanico, la scelta di sostituire il materiale e di ridurre gli spessori del telaio implica la necessità di un attento bilanciamento tra le esigenze di alleggerimento e quelle di mantenimento della rigidità strutturale. In particolare, tale intervento deve assicurare che, a parità di sollecitazioni nominali, il comportamento globale del telaio non subisca variazioni significative rispetto al modello originario realizzato con acciaio S355J2. Questo implica che le caratteristiche meccaniche globali, come la capacità di resistenza e la deformabilità, restino comparabili tra i due materiali, pur considerando le differenze nelle proprietà locali. Un aspetto di particolare rilevanza riguarda la natura più fragile dell'acciaio S690QL rispetto agli acciai più comuni come l'S355J2. Tale fragilità impone un'attenzione particolare nelle zone saldate e nei raccordi critici, dove lo stress meccanico può concentrarsi e compromettere l'integrità strutturale. Per evitare discontinuità meccaniche, che potrebbero compromettere la resistenza complessiva del telaio, è stata adottata una strategia di progettazione che prevede una transizione graduale di spessore tra le varie sezioni. Questo approccio consente una distribuzione più uniforme degli sforzi, minimizzando il rischio di concentrazioni pericolose che potrebbero portare a fenomeni di fatica o di frattura.

2.5.4 Definizione degli obiettivi di ottimizzazione strutturale

L'introduzione del nuovo layout strutturale ha come obiettivo primario la valutazione, mediante analisi agli elementi finiti (FEM), del potenziale di alleggerimento e della conseguente distribuzione delle tensioni sotto le combinazioni di carico stabilite dalla norma EN 13749. Le simulazioni numeriche previste offriranno la possibilità di esaminare diversi aspetti critici, tra cui:

- il confronto tra i campi di tensione e deformazione generati dalla configurazione originaria e quelli derivanti dalla versione alleggerita, per evidenziare eventuali modifiche nel comportamento strutturale complessivo;
- la valutazione dell'impatto della riduzione dello spessore del materiale sulla rigidità globale della struttura e sulle deformazioni massime, per comprendere come le modifiche influenzino la capacità portante del telaio;
- l'analisi delle variazioni nei coefficienti di sicurezza e del comportamento a fatica del telaio, al fine di verificare se le modifiche apportate compromettano la resistenza del materiale alle sollecitazioni ripetute nel tempo;

- l'identificazione di eventuali aree critiche in cui il nuovo materiale, pur offrendo vantaggi in termini di peso e costi, possa necessitare di rinforzi locali o miglioramenti geometrici per garantire la sicurezza e la resistenza nel lungo periodo.

In sintesi, l'adozione dell'acciaio S690QL, con la contestuale riduzione dello spessore, rappresenta un passo significativo verso l'ottimizzazione strutturale del telaio del carrello. L'obiettivo principale è quello di raggiungere un equilibrato compromesso tra alleggerimento, sicurezza e durabilità, in linea con le tendenze moderne di progettazione ferroviaria ad alta efficienza, che mirano a ridurre il peso e migliorare le performance senza compromettere la sicurezza strutturale.

A seguito dell'analisi delle caratteristiche strutturali e delle modifiche apportate al telaio del carrello, è stato posto un particolare accento sulla valutazione del comportamento meccanico sotto le sollecitazioni previste. Il passo successivo consiste nell'approfondire l'adozione di tecniche avanzate mirate a migliorare la resistenza a fatica del telaio, in particolare nelle giunzioni saldate. La riduzione dello spessore e l'adozione di materiali ad alta resistenza, come l'acciaio S690QL, pongono sfide significative in termini di durabilità e performance sotto carichi ciclici.[5] Per affrontare tali problematiche, è fondamentale l'uso di tecniche avanzate di miglioramento post-saldatura, come l'High Frequency Mechanical Impact (HFMI), che migliorano significativamente la resistenza a fatica delle giunzioni saldate.[2] Il Capitolo 3 esplora in dettaglio queste tecniche, analizzando i principi, le applicazioni pratiche e gli effetti sul comportamento a fatica del telaio, con particolare attenzione agli impatti delle sollecitazioni variabili e alle procedure specifiche per ottimizzare la vita utile del materiale saldato.

Capitolo 3

Tecniche di Miglioramento a Fatica: Il Caso dell'HFMI

Il miglioramento della resistenza a fatica delle strutture saldate è una delle sfide principali nell'ingegneria dei materiali[6], soprattutto in ambienti in cui le sollecitazioni cicliche sono predominanti. Tra le tecniche più promettenti, l'High-Frequency Mechanical Impact (HFMI) ha guadagnato ampio consenso per la sua efficacia, affidabilità e relativa semplicità di applicazione. Questa tecnica si è affermata come uno strumento essenziale per migliorare la resistenza a fatica post-saldatura, in particolare nelle giunzioni saldate di strutture in acciaio, con spessori che vanno da 5 a 50 mm e resistenze a snervamento tra 235 e 960 MPa.

I trattamenti HFMI, focalizzati principalmente sul miglioramento del cordone di saldatura, in particolare nella zona del piede di saldatura, hanno dimostrato notevoli miglioramenti nella durata a fatica delle strutture. Tuttavia, la variabilità dei risultati ottenuti è stata una costante nelle ricerche, a causa di diversi fattori, tra cui la mancanza di linee guida standardizzate, le differenze nei materiali, nei carichi applicati e nei metodi di prova utilizzati. Un altro fattore determinante nell'efficacia del trattamento è l'abilità dell'operatore, che gioca un ruolo cruciale nell'ottenere i migliori risultati possibili.

Questo capitolo fornisce una panoramica delle tecniche HFMI attualmente disponibili sul mercato, con un focus sugli strumenti e sulle applicazioni più comuni. Poiché esistono diverse metodologie di trattamento e di controllo della qualità, le informazioni sono presentate in termini generali per fornire una visione d'insieme delle potenzialità e delle limitazioni di questa tecnica.

Inoltre, viene esplorato come valutare la vita a fatica delle giunzioni saldate migliorate tramite HFMI, utilizzando approcci basati su tensione nominale, tensione strutturale nel punto critico (hot spot stress) e tensione efficace al nocciolo (effective notch stress). Viene anche discussa l'osservazione di benefici aggiuntivi derivanti

dall'applicazione dell'HFMI su acciai altoresistenziali, che evidenziano l'efficacia della tecnica nell'estendere la durata di vita di materiali soggetti a carichi ciclici estremi.

In definitiva, il capitolo si propone di fornire un quadro completo delle tecniche HFMI, offrendo una guida per l'implementazione pratica e la valutazione dei benefici, nonché una discussione sulle migliori pratiche per ottimizzare la resistenza a fatica delle strutture saldate.

3.1 Panoramica delle Tecniche di Miglioramento Post-Saldatura

Un passo cruciale per aumentare la vita a fatica dei componenti saldati consiste nell'adottare buone pratiche di progettazione, come l'impiego di giunzioni a basso fattore di concentrazione di tensione (ad esempio, giunzioni a piena penetrazione invece di cordoni a gola) oppure la localizzazione delle saldature in zone a basso livello di tensione. Anche la qualità della fabbricazione riveste un ruolo fondamentale, e può essere migliorata attraverso una selezione appropriata dei materiali, del processo di saldatura, della preparazione dei giunti e della geometria delle gole. Sistemi moderni di controllo qualità per la produzione saldata sono attualmente disponibili ed efficacemente impiegati.

Nel caso in cui tali misure non siano sufficienti per raggiungere la vita a fatica desiderata, è possibile ricorrere a tecniche di miglioramento post-saldatura, applicabili sia durante che dopo la produzione.

Le tecniche post-saldatura possono essere suddivise in due gruppi principali:

- Modifica della geometria locale del giunto saldato: mirano alla riduzione dei picchi di tensione e al miglioramento della qualità superficiale (es. molatura del piede di saldatura, rifusione TIG).
- Modifica delle tensioni residue: mirano alla riduzione delle tensioni residue di trazione e, spesso, all'introduzione di tensioni residue di compressione (es. tramite incrudimento o trasformazioni di fase).

Tecniche come la burr-grinding e la rifusione TIG sono classificate come tecniche di miglioramento geometrico, il cui scopo principale è eliminare difetti del piede di saldatura e ridurre la concentrazione locale di tensione attraverso una transizione più dolce tra la lamiera e il cordone di saldatura. Tecniche come hammer peening e needle peening sono invece classificate come tecniche di modifica delle tensioni residue, poiché eliminano le alte tensioni residue di trazione nella zona del piede e introducono tensioni residue di compressione, contribuendo anche alla riduzione della concentrazione di tensione.

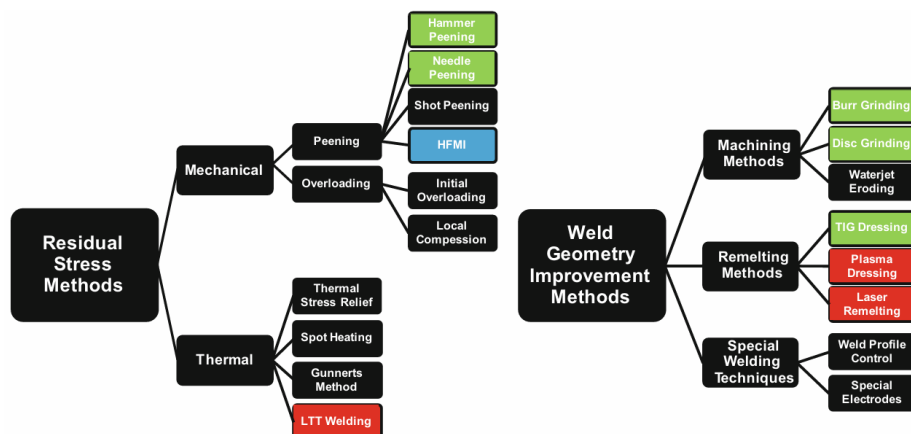


Figura 3.1: Panoramica delle principali tecniche di miglioramento post-saldatura.

Le tecniche HFMI forniscono un duplice vantaggio: migliorano la geometria locale e la qualità superficiale della saldatura, e allo stesso tempo inducono elevate tensioni residue di compressione. Nella Tabella 3.1, si riassumono i principali benefici ottenibili con le varie tecniche. Secondo le raccomandazioni dell' IIW

Tabella 3.1: Esempio di metodi di miglioramento delle saldature e i loro principali effetti

Metodo	Transizione graduale	Elimina difetti	Tensioni residue compressive
Grinding	x	x	—
TIG-remelting	x	x	—
Shot peening (blasting)	—	—	x
Hammer/needle peening	x	x	x
HFMI	x	x	x

(International Institute of Welding), sono descritte quattro principali tecniche di miglioramento: burr grinding, TIG dressing, hammer peening e needle peening. I miglioramenti ottenibili in termini di vita a fatica con queste tecniche sono comparabili a quelli delle tecniche HFMI. Tuttavia, per quanto riguarda le procedure operative, l'attrezzatura e il controllo qualità, si consiglia di fare riferimento diretto al documento di Haagensen e Maddox [56].

3.2 High Frequency Mechanical Impact (HFMI)

Negli ultimi dieci anni, si è registrato un costante aumento del numero di produttori di apparecchiature e fornitori di servizi per il trattamento ad impatto meccanico ad alta frequenza (HFMI). Nel 2010, la Commissione XIII dell'IW [56] ha introdotto il termine HFMI come denominazione generica per un insieme di tecnologie affini. Queste utilizzano diverse fonti di alimentazione, come elementi piezoelettrici ultrasonici, elementi magnetostriattivi ultrasonici o aria compressa. Tuttavia, il principio di funzionamento è comune: induttori cilindrici vengono accelerati ad alta frequenza (circa 90 Hz) contro una struttura, generando impatti con forza media nell'ordine dei kN.

L'effetto benefico dell'HFMI è attribuibile principalmente all'energia per impatto, determinata dalla velocità (frequenza) e dalla massa movimentata. L'impatto induce una deformazione plastica significativa nel materiale, modificando la microstruttura, la geometria locale e lo stato di tensione residua nell'area trattata.

Numerose denominazioni sono state utilizzate in letteratura per riferirsi a tali dispositivi, tra cui: Ultrasonic Impact Treatment (UIT), Ultrasonic Peening (UP), Ultrasonic Peening Treatment (UPT), High Frequency Impact Treatment (HiFiT), Pneumatic Impact Treatment (PIT) e Ultrasonic Needle Peening (UNP).

In confronto al hammer peening, il trattamento HFMI è generalmente considerato più semplice da applicare e consente una finitura superficiale più fine grazie alla maggiore densità di impatti. Anche se l'HFMI è sicuro, sostenibile e relativamente facile da usare, è comunque essenziale che l'operatore adotti buone pratiche di sicurezza e comprenda a fondo le caratteristiche del trattamento.

3.2.1 Apparecchiature HFMI

Numerosi dispositivi HFMI sono stati sviluppati nell'ultimo decennio e il numero continua a crescere. La Figura 3.2 mostra alcuni degli strumenti HFMI attualmente in uso a livello mondiale. Un recente esercizio interlaboratorio ha dimostrato che molti strumenti HFMI, se utilizzati correttamente, offrono miglioramenti analoghi nella vita a fatica. Anche il hammer peening e il needle peening hanno mostrato risultati simili.

I dispositivi ultrasonici sono tipicamente composti da una unità di alimentazione e un utensile, e spesso richiedono aria compressa o acqua in circolazione per controllare la temperatura dell'utensile. Altri dispositivi, noti agli autori, sono pneumatici. Gli induttori, realizzati in acciaio ad alta resistenza (HSS), sono personalizzabili in diametro, geometria della punta o configurazione multipla. Questi sono componenti soggetti a consumo e richiedono sostituzioni o manutenzione periodica.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.2: Esempi di dispositivi HFMI in uso. (a) Ultrasonic impact treatment (UIT), (b) ultrasonic peening (UP), (c) high frequency impact treatment (HiFiT) and (d) pneumatic impact treatment (PIT)

3.3 Procedure HFMI

3.3.1 Preparazione della Saldatura

Prima del trattamento HFMI, il cordone e il materiale base adiacente devono essere completamente puliti da scorie, ossidi, spruzzi o contaminanti mediante spazzolatura o leggera molatura. Il trattamento di profili saldati convessi o con grande angolo può causare la formazione di difetti simili a "cold laps" (sovrapposizioni) che appaiono come cricche superficiali.

Il profilo della saldatura deve soddisfare i criteri del livello B di qualità del profilo secondo la norma ISO 5817, limitatamente ai difetti legati al profilo (come sottosquadro, eccessiva convessità/concavità, sovrapposizioni). Qualora questi criteri non siano soddisfatti, può rendersi necessaria una leggera molatura, purché non renda difficile all'operatore HFMI individuare il piede del cordone.

Difetti come quelli illustrati nella Figura 3.3 possono verificarsi in presenza di geometrie inappropriate o scelte errate dell'induttore.

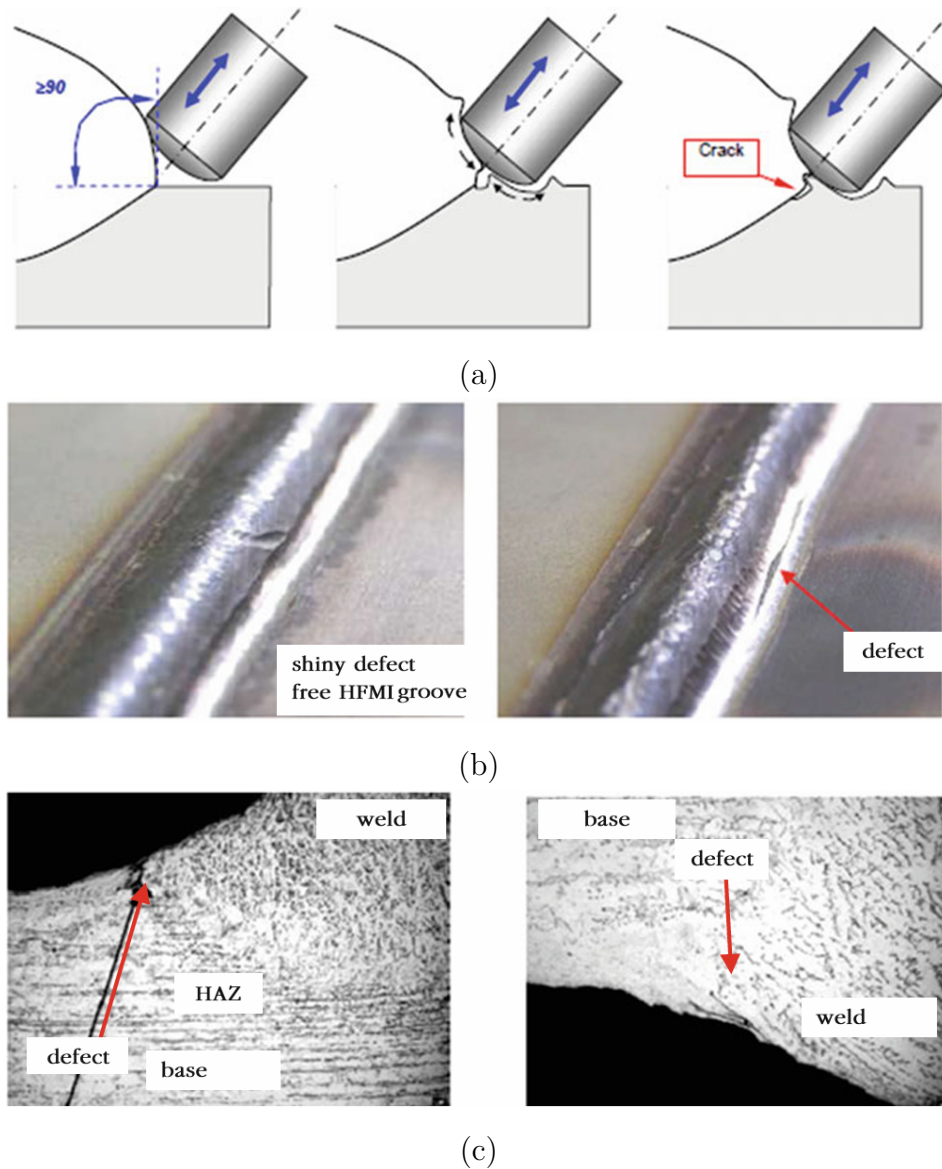


Figura 3.3: (a) Formazione di un difetto simile a cricca dovuto a profilo inadeguato; (b) Ispezione superficiale; (c) Micrografia del difetto.

3.3.2 Aspetti di Sicurezza

Il rumore e le vibrazioni generate dal trattamento HFMI sono significativamente inferiori rispetto a quelli associati a tecniche di pallinatura tradizionali. Tuttavia, l'operazione può risultare rumorosa e pertanto è fondamentale che l'operatore e chiunque si trovi nelle vicinanze indossi dispositivi di protezione acustica. L'abbigliamento protettivo standard utilizzato nelle officine di carpenteria metallica è generalmente adeguato, ma deve includere occhiali di protezione omologati. Le vibrazioni indotte dagli strumenti HFMI risultano in genere contenute.

3.3.3 Trattamento del Piede di Saldatura

Le procedure specifiche per il trattamento del piede di saldatura variano notevolmente in funzione dell'applicazione e dello strumento utilizzato. Di conseguenza, in questa sede vengono riportate solo indicazioni generali. La Tabella 3.2 mostra parametri esemplificativi per due strumenti HFMI con sorgenti di potenza e configurazioni degli indentatori differenti.

È importante evitare un trattamento eccessivo del piede di saldatura. Tuttavia, il processo è sufficientemente robusto: variazioni moderate nei parametri di trattamento, sia in difetto che in eccesso, conducono comunque a miglioramenti significativi nella vita a fatica del componente.

L'American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO) ha sviluppato procedure di riferimento utilizzabili come guida.

Tabella 3.2: Parametri esemplificativi per due strumenti HFMI

Parametro	HiFIT (Pneumatico)	UIT (Ultrasuoni)
Fonte di potenza	Pneumatica	Magnetostirazione ultrasonica
Numero di indentatori	1	1–4
Angolo con la superficie	60°–80°	30°–60°
Angolo rispetto alla direzione di avanzamento	90°	40°–80°
Velocità di lavoro	3–5 mm/s	5–25 mm/s
Altro	Peso proprio dello strumento sufficiente	Minimo 5 passaggi

3.3.4 Altre Condizioni di Trattamento

Il trattamento termico e la zincatura a caldo non devono essere eseguiti dopo il trattamento HFMI. Questo trattamento introduce tensioni residue compressive benefiche, che possono essere ridotte o annullate da tali operazioni. Sebbene la zincatura post-HFMI possa offrire resistenza a fatica superiore rispetto a una zincatura senza HFMI, l'effetto di ricottura può attenuare i benefici. In tali casi, la resistenza a fatica deve essere verificata mediante prove sperimentali.

Le tensioni locali statiche vicino al piede di saldatura derivano sia dalle tensioni residue da saldatura sia dai carichi permanenti. Se le tensioni residue sono vicine al limite di snervamento, l'aggiunta del carico statico porterà a deformazioni plastiche locali ma non aumenterà le massime tensioni. Il trattamento HFMI effettuato dopo l'applicazione dei carichi permanenti indurrà tensioni residue compressive nella zona critica. Al contrario, un trattamento eseguito prima può risultare parzialmente vanificato dalle tensioni da carico. Pertanto, nei casi in cui vi siano carichi statici rilevanti, si consiglia di eseguire il trattamento HFMI in situ dopo il montaggio della struttura.

3.4 Miglioramento della resistenza a fatica mediante HFMI

Le presenti linee guida includono curve di resistenza alla fatica basate su tre approcci di valutazione: tensione nominale, tensione del punto critico strutturale (hot-spot) e tensione efficace all'intaglio.

Il trattamento HFMI (High Frequency Mechanical Impact) viene applicato alla base del cordone di saldatura (weld toe) con l'obiettivo di incrementare la vita a fatica dei giunti saldati, contrastando il rischio di innesco della cricca in quella zona. Alcuni dettagli saldati tipici soggetti a miglioramento sono mostrati in Fig.3.4.

Va comunque considerata la possibilità che l'origine del cedimento si sposti in altre zone del giunto, come ad esempio il lato opposto della saldatura (root). In questi casi, il beneficio in termini di durata a fatica può risultare nullo. Le cricche che si innescano dal root seguono curve di progetto diverse, e pertanto il trattamento del toe non garantisce miglioramenti. I dettagli con penetrazione incompleta richiedono verifiche sperimentali o analisi numeriche specifiche. Esempi di tali dettagli critici sono riportati in Fig.3.5.

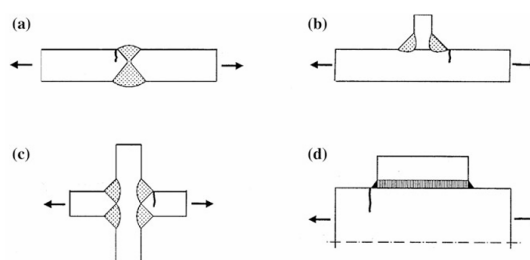


Figura 3.4: Esempi di giunti adatti al miglioramento HFMI

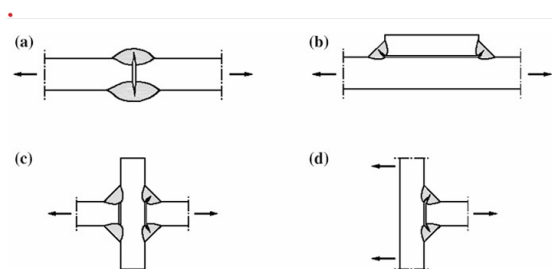


Figura 3.5: Esempi di dettagli per i quali il miglioramento della resistenza a fatica è probabilmente limitato dalla comparsa di cricche alla radice. Per garantire un aumento significativo della resistenza a fatica, si dovrebbero utilizzare saldature a piena penetrazione nei casi a, c e d, mentre nel caso b si dovrebbe utilizzare una gola di saldatura extra-large.

3.4.1 Progetto a fatica basato sulla tensione nominale

Tutti i metodi di progetto a fatica per saldature migliorate tramite HFMI (e anche tramite hammer peening o needle peening) si basano su una pendenza $m = 5$ nelle curve S-N, con i benefici definiti al numero di cicli $N = 2 \times 10^6$.

Il trattamento HFMI può essere applicato solo a dettagli appartenenti alle classi di progetto da FAT 50 a FAT 90 secondo la classificazione IIW. Le classi superiori includono dettagli non saldati o già migliorati.

Per carichi a ampiezza costante si raccomanda un cambiamento nella pendenza da $m = 5$ a $m = 22$ per $N > 10^7$. Nel caso più comune di carichi a ampiezza variabile, la IIW suggerisce una transizione da m a $m' = 2m - 1 = 9$ per $N > 10^7$.

Influenza della resistenza dell'acciaio

È stato proposto un incremento di una classe FAT (circa il 12,5%) ogni 200 MPa di aumento della resistenza allo snervamento dell'acciaio, valutazione confermata come conservativa rispetto ai dati sperimentali disponibili.

Per gli acciai con resistenza allo snervamento $f_y < 355$ MPa, la raccomandazione progettuale prevede un aumento di quattro classi FAT rispetto alla condizione saldata non trattata. Per acciai con resistenza superiore, si propone un'ulteriore classe FAT ogni 200 MPa aggiuntivi. L'incremento viene definito a $N = 2 \times 10^6$ cicli, assumendo una pendenza $m = 5$ per i giunti trattati con HFMI e $m = 3$ per quelli saldati non trattati.

La Figura 3.6 mostra l'andamento proposto per l'incremento della classe FAT in funzione della resistenza allo snervamento. Si nota che il massimo valore raggiungibile, sulla base dei dati sperimentali attualmente disponibili, è FAT 180 con $m = 5$.

Per esempio:

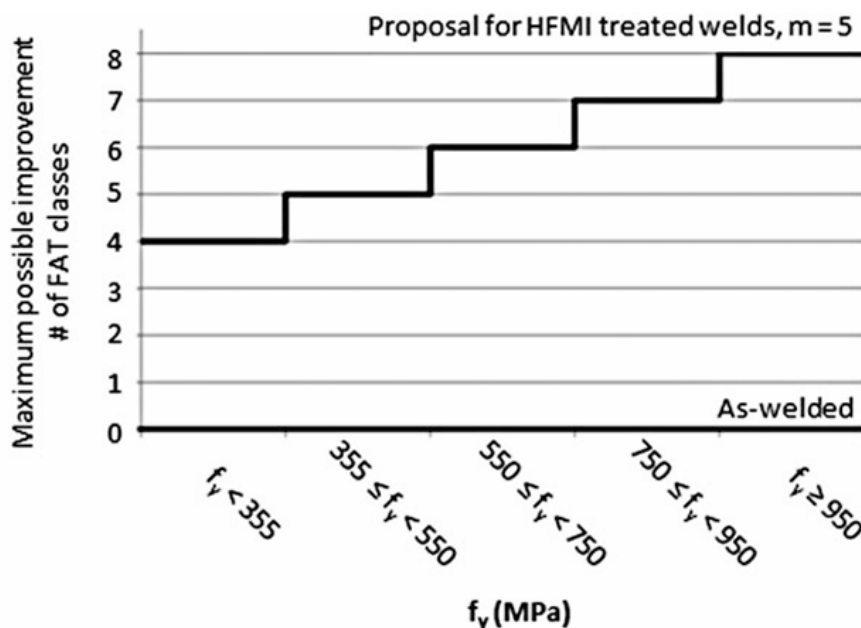


Figura 3.6: Massimo incremento della classe FAT in funzione di f_y

- Un giunto classificato FAT 80 (con $m = 3$) nello stato saldato può essere riclassificato come FAT 180 (con $m = 5$) dopo trattamento HFMI (Fig.3.7).
- Lo stesso vale per un giunto FAT 90 (as-welded), anch'esso aggiornato a FAT 180 dopo HFMI.

Effetti del Carico

Secondo le raccomandazioni dell'IIW per la progettazione a fatica dei componenti saldati nello stato "as-welded", si assume che l'intervallo di tensione normale nominale rimanga inferiore a $1,5 \cdot f_y$, mentre l'intervallo di tensione di taglio nominale deve restare al di sotto di $1,5 \cdot f_y / \sqrt{3}$. Nell'approccio basato sulla tensione hot spot strutturale, l'intervallo di tensione hot spot deve rimanere inferiore a $2 \cdot f_y$. Per le strutture saldate migliorate mediante tecniche come needle peening o hammer peening, tali metodi non sono considerati efficaci quando $R > 0,5$ o quando $\sigma_{\max} > 0,8 \cdot f_y$. Tali limitazioni sono intese a guidare la valutazione della progettazione a fatica nei casi in cui lo stato benefico di tensione residua compressiva introdotto dal trattamento potrebbe non essere stabile.

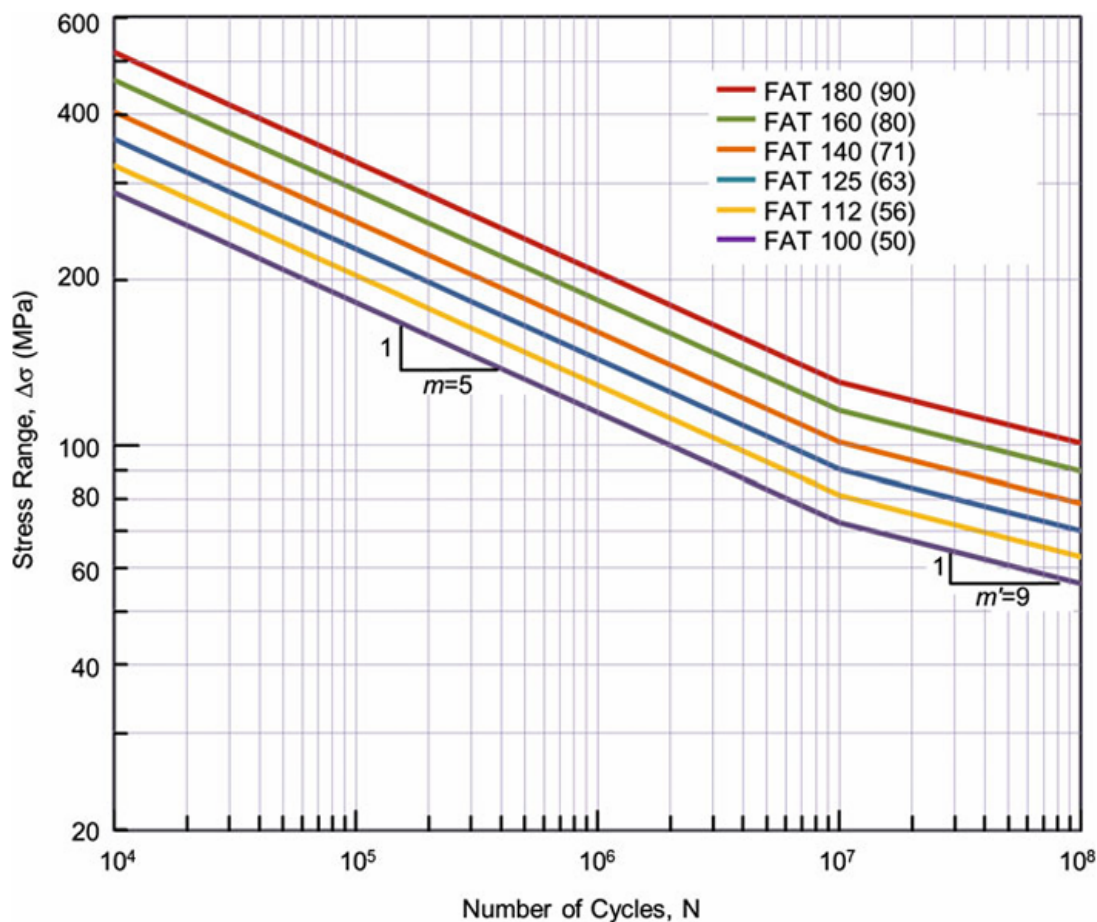


Figura 3.7: Curve caratteristiche di sforzo nominale S-N per giunti saldati migliorati HFMI per acciai ad alta resistenza, $550 \text{ MPa} < f_y < 750 \text{ (MPa)}$ per $R_{0,15}$. Il valore tra parentesi "()" rappresenta la classe FAT del giunto allo stato saldato

Effetto del Rapporto di Tensione (Stress Ratio)

I giunti saldati trattati con HFMI possono ottenere fino a otto classi FAT di miglioramento, a seconda della resistenza del materiale, della geometria del giunto e di altri parametri. Tuttavia, l'effetto del rapporto di tensione R introduce una penalizzazione, riducendo il potenziale guadagno in termini di classi FAT, come indicato nella Tabella 3.3.

Inoltre, si è osservato che quando $\sigma_{\max} > 0,8 \cdot f_y$, anche per giunti trattati HFMI, il miglioramento non può essere garantito senza test di verifica. La Figura 21 mostra il limite massimo di intervallo di tensione $\Delta\sigma$ in funzione di R per diversi valori

di f_y . In particolare, per carichi a $R < -0,125$, le linee orizzontali corrispondono a $\Delta\sigma = 0,9 \cdot f_y$. Se questi limiti sono superati, il miglioramento HFMI non può essere rivendicato senza prove sperimentali.

Per materiali a basso f_y e alti valori di R , l'HFMI può migliorare il cosiddetto limite di fatica, ma non è previsto un miglioramento nella regione a vita finita.

Tabella 3.3: Riduzione minima delle classi FAT in funzione del rapporto R

Rapporto R	Riduzione delle classi FAT
$R \leq 0,15$	Nessuna riduzione
$0,15 < R \leq 0,28$	Riduzione di 1 classe
$0,28 < R \leq 0,4$	Riduzione di 2 classi
$0,4 < R \leq 0,52$	Riduzione di 3 classi
$R > 0,52$	Nessun dato disponibile; necessario test

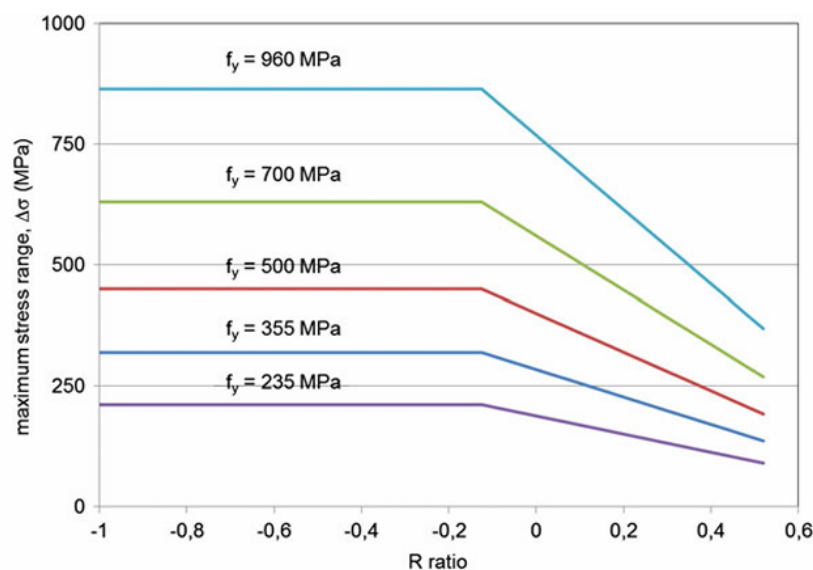


Figura 3.8: Limitazione dell'intervallo massimo di sollecitazione ad ampiezza costante, $\Delta\sigma$, che può essere applicato a una saldatura per beneficiare del trattamento HFMI (in MPa)

3.5 Carico a ampiezza variabile

In molte situazioni progettuali, è conveniente trasformare una storia di carico a ampiezza variabile in un valore equivalente a ampiezza costante, utilizzando il conteggio dei cicli secondo il metodo rainflow e l'Equazione 3.1:

$$\Delta\sigma_{\text{eq}} = \left(\frac{1}{D} \cdot \frac{\sum \Delta\sigma_i^m N_i + \Delta\sigma_k^{m-m'} + \sum \Delta\sigma_j^{m'} N_j}{\sum N_i + \sum N_j} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (3.1)$$

In questa equazione:

- $\Delta\sigma_k$ è l'intervallo di tensione corrispondente al punto di flesso della curva $S-N$, calcolato per $N = 10^7$;
- N_i è il numero di cicli per cui $\Delta\sigma_i > \Delta\sigma_k$;
- N_j è il numero di cicli per cui $\Delta\sigma_j < \Delta\sigma_k$;
- m è il coefficiente angolare della curva $S-N$ sopra il punto di flesso;
- $m' = 2m - 1$ è il coefficiente angolare sotto il punto di flesso;
- D è la somma di danno ammissibile, ad esempio $D = 0,5$.

Per i giunti saldati trattati con HFMI (High Frequency Mechanical Impact), si propone $m = 5$ e di conseguenza $m' = 9$. È stato dimostrato che l'Equazione 3.1 consente di correlare i dati a fatica tra carichi a ampiezza variabile e costante per saldature migliorate tramite HFMI.

Nel caso dei giunti saldati trattati con HFMI, una parte significativa del miglioramento della resistenza a fatica è attribuita alla presenza di tensioni residue compressive. Pertanto, qualsiasi variazione di tali tensioni residue durante un carico a ampiezza variabile può influenzare significativamente la resistenza a fatica risultante.

Ad esempio, per saldature in acciaio ad alta resistenza trattate con HFMI, è stato osservato che il meccanismo di rottura varia in funzione del tipo di carico: il carico a ampiezza variabile contenente cicli ad alta ampiezza ha portato a fratture nella zona trattata con HFMI, mentre il carico a ampiezza costante ha causato rotture in altre zone.

Le informazioni riportate in Figura 3.8 possono essere utilizzate per valutare se le linee guida proposte per la progettazione a fatica siano applicabili ad un giunto saldato trattato con HFMI e sottoposto a carico a ampiezza variabile. L'ampiezza di tensione e il rapporto R dello spettro di carico possono essere confrontati con la Figura 3.8. Se il ciclo di carico massimo supera il limite per un determinato f_y , il beneficio dell'HFMI non può essere considerato senza prove a fatica.

3.6 Progettazione a fatica basata sulla tensione strutturale di hot-spot

Analogamente a quanto avviene per il metodo basato sulle tensioni nominali, anche l'approccio fondato sulla tensione strutturale di hot-spot consente di rappresentare la resistenza a fatica delle saldature mediante curve S - N . Nel caso di giunti migliorati tramite trattamento HFMI, tali curve presentano un'inclinazione pari a $m = 5$ nell'intervallo di vita compreso tra 10^4 e 10^7 cicli, mentre oltre 10^7 cicli l'inclinazione diventa $m' = 9$. Le curve caratteristiche vengono solitamente definite rispetto al numero di riferimento $N = 2 \times 10^6$ cicli, valore comunemente utilizzato per la calibrazione delle classi di resistenza a fatica (FAT).

Per le strutture in acciaio saldate nello stato grezzo (as-welded), le raccomandazioni dell'IIW (International Institute of Welding) propongono due curve di progetto basate sulla tensione strutturale di hot-spot: la curva FAT 90, relativa ai giunti portanti (load-carrying joints), e la curva FAT 100, per i giunti non portanti (non load-carrying joints). Queste curve costituiscono il riferimento di base per la valutazione della resistenza a fatica delle saldature non migliorate.

Nel caso di saldature sottoposte a trattamento di miglioramento mediante HFMI, è stato osservato un incremento significativo delle prestazioni a fatica, dovuto principalmente alla riduzione delle tensioni di trazione residue e all'introduzione di uno stato di compressione superficiale nella zona del piede di saldatura. Le curve caratteristiche di progetto per tali giunti sono riportate nella Tabella 3.4, in funzione del limite di snervamento del materiale f_y . Esse indicano le classi FAT di riferimento e i corrispondenti valori minimi del coefficiente di concentrazione di tensione strutturale di hot-spot $K_{S,\min}$, necessari per garantire la validità del miglioramento ottenuto con il trattamento.

Tabella 3.4: Classi FAT secondo IIW per il metodo della tensione strutturale di hot-spot per giunti saldati allo stato grezzo e migliorati mediante HFMI, in funzione del f_y

f_y (MPa)	Saldature portanti		Saldature non portanti	
	FAT	$K_{S,\min}$	FAT	$K_{S,\min}$
<i>As-welded, $m = 3$</i>				
Tutti f_y	90	–	100	–
<i>Migliorato con HFMI, $m = 5$</i>				
≤ 355	140	–	160	–
355–550	160	–	180	–
550–750	180	–	200	1.15
750–950	200	1.15	225	1.25
> 950	225	1.25	250	1.40

I valori di $K_{S,\min}$ rappresentano le concentrazioni minime di tensione strutturale di hot-spot per giunti migliorati con HFMI, da rispettare per assicurare la coerenza con le curve di progetto.

Il coefficiente di concentrazione di tensione strutturale di hot-spot è definito come:

$$K_S = \frac{\sigma_S}{\sigma_{\text{nom}}} \quad (3.2)$$

dove σ_S rappresenta la tensione strutturale di hot-spot e σ_{nom} la tensione nominale applicata. Questo parametro consente di valutare l'amplificazione locale delle tensioni dovuta alla geometria e alla discontinuità della saldatura e assume un ruolo fondamentale nella definizione delle curve di progetto.

Come per il metodo basato sulle tensioni nominali, anche nell'approccio a tensione di hot-spot devono essere applicati i fattori di correzione relativi allo spessore del componente, le riduzioni della classe FAT in funzione del rapporto di tensione R , nonché le linee guida previste per la valutazione della fatica in presenza di carichi ad ampiezza variabile. L'integrazione di tali criteri consente di estendere il metodo di progetto alle reali condizioni operative della struttura, assicurando una valutazione coerente della vita a fatica anche per componenti complessi e sottoposti a carichi non costanti.

3.7 Applicazioni HFMI

Il trattamento ad impatto meccanico ad alta frequenza (HFMI), come già detto, si è evoluto come una delle tecnologie più efficaci per migliorare la resistenza alla fatica delle giunzioni saldate. Tra le tecnologie emergenti, il trattamento a impatto ultrasonico (UIT) sviluppato da SONATS offre un'alternativa innovativa

e altamente performante rispetto alle tecniche tradizionali, come la pallinatura a martello. Questi trattamenti sono particolarmente utili per migliorare la durata a fatica delle saldature in vari settori industriali, tra cui il ferroviario, la costruzione navale, l'energia e la costruzione civile.

La tecnologia STRESSONIC® di SONATS utilizza un impatto meccanico a freddo per proiettare aghi o impattatori sulla punta di saldatura di assemblaggi metallici. Questo trattamento è effettuato tramite onde ultrasoniche che, attraverso un sistema di conversione da elettrico a vibrazione meccanica, agiscono sulla superficie saldata. L'uso di un convertitore piezoelettrico e di un sonotrodo consente di ottenere una pallinatura ad alta frequenza con effetti simili a quelli della pallinatura convenzionale, ma con maggiore controllo e minori rischi per l'operatore [68].

3.7.1 Applicazioni nel Settore Ferroviario

Nel settore ferroviario, i trattamenti HFMI e UIT sono utilizzati per migliorare la durata delle strutture saldate sottoposte a carichi ciclici e intensi. Le principali applicazioni includono:

- Incroci ferroviari: dove l'impatto ultrasonico riduce la formazione di cricche da fatica nelle aree di saldatura soggette a ripetuti cicli di carico.
- Punti ferroviari: per garantire la resistenza delle giunzioni saldate che supportano le manovre di binari e veicoli.
- Strutture saldate: in generale, le saldature critiche sono trattate con HFMI per migliorare la loro resistenza alla fatica.
- Carrelli ferroviari (bogies): i componenti di supporto dei veicoli ferroviari sono trattati per aumentare la loro durata operativa.
- Componenti del telaio: il trattamento HFMI viene utilizzato per estendere la vita utile dei componenti strutturali, riducendo la manutenzione e migliorando l'affidabilità operativa [68].

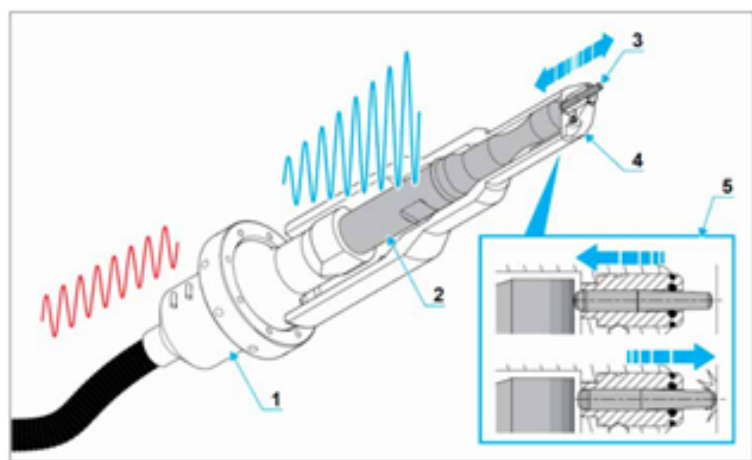
3.7.2 Altre Applicazioni Industriali

Il trattamento HFMI trova anche ampie applicazioni in altri settori industriali grazie alla sua capacità di migliorare le prestazioni dei materiali saldati e prolungarne la durata. Tra le applicazioni più rilevanti si segnalano:

- Strutture ingegneristiche civili: come nel caso del ponte George Washington, dove il trattamento è stato utilizzato per estendere la vita utile della struttura in acciaio del ponte, migliorando la resistenza a fatica del deck superiore [68].

- Macchinari pesanti: il trattamento HFMI è applicato alle saldature di componenti soggetti a carichi gravosi e ciclici, migliorando la loro resistenza a lungo termine.
- Cantieristica navale: le saldature in strutture navali sono trattate per aumentare la loro resistenza alla fatica, riducendo il rischio di fratture premature durante le operazioni marittime.
- Settore energetico: in particolare, per migliorare la resistenza alla fatica dei componenti delle turbine eoliche, aumentando la loro capacità di resistere ai carichi ciclici e prolungando la vita utile delle strutture [68].

I trattamenti HFMI e UIT rappresentano soluzioni avanzate per il miglioramento delle saldature in numerosi settori industriali. Le applicazioni che spaziano dalle infrastrutture ferroviarie a quelle navali e energetiche dimostrano l'efficacia di queste tecnologie nel migliorare la resistenza alla fatica e aumentare la durata operativa delle strutture saldate. Con l'adozione di dispositivi portatili come NOMAD di SONATS (Fig.3.9), il trattamento HFMI diventa accessibile anche per operazioni in loco, facilitando il trattamento di strutture difficili da raggiungere e riducendo il tempo e i costi di manutenzione [68].



Acoustic element inside the UNP peening head

Figura 3.9: Dispositivo NOMAD [68]

3.8 Studi HFMI

Un importante studio riguardante il trattamento ad impatto meccanico ad alta frequenza (HFMI) è stato condotto da Gkatzogiannis et al. (2021) [71], che ha analizzato in dettaglio il comportamento a fatica di provini di piccola e grande scala trattati con HFMI su acciai ad alta resistenza, come S355J2+N, S690QL e S960QL. L'analisi dei risultati ottenuti dai test a fatica, riportati nelle figure 3.10, 3.11 e 3.12 dello studio, ha messo in evidenza significativi miglioramenti delle prestazioni a fatica dei materiali trattati. Più precisamente, la resistenza a fatica media dei provini trattati con HFMI è risultata notevolmente incrementata: per l'acciaio S355J2+N è stato osservato un incremento del 130% a 2×10^6 cicli di carico, mentre per l'acciaio S690QL l'incremento è stato superiore al 122%. L'acciaio S960QL ha mostrato un miglioramento ancora più marcato, con un aumento del 145% della resistenza a fatica.

Symbol	Serie	m		$\Delta\sigma_{c,50\%}$ [MPa]	$\Delta\sigma_{c,95\%}$ [MPa]
■	AW_S355	free	3.2	103	89
		fixed	3.0	99	86
◆	HFMI_S355	free	9.3	237	203
		fixed	5.0	213	147

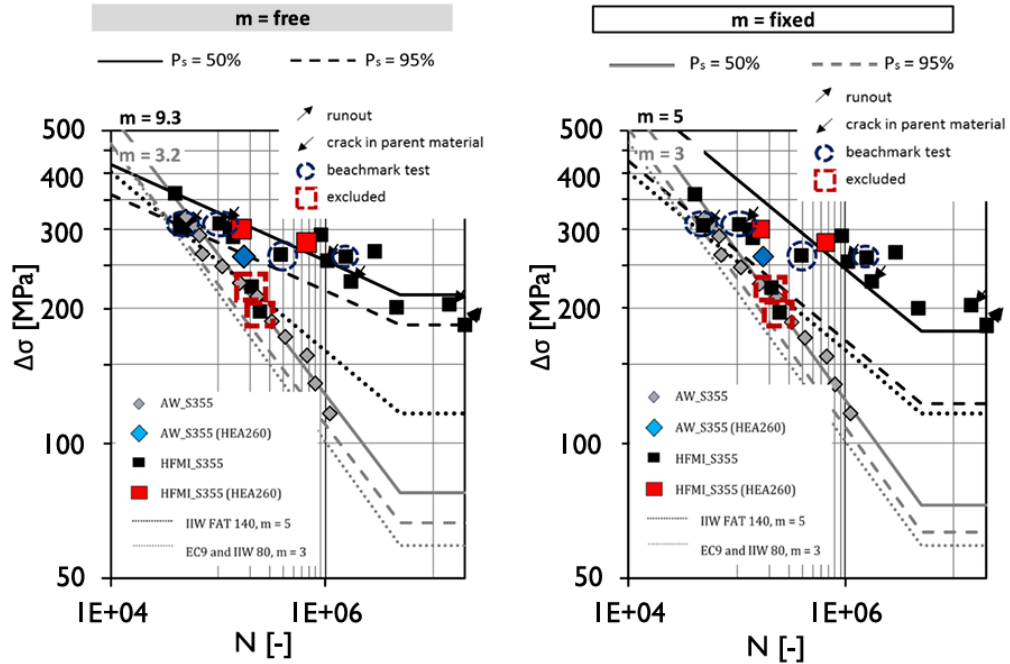


Figura 3.10: Risultato dei test di fatica su S355

Symbol	Series	m		$\Delta\sigma_{c,50\%}$ [MPa]	$\Delta\sigma_{c,95\%}$ [MPa]
■	AW_S690	free	3.7	125	109
		fixed	3.0	108	84
◆	HFMI_S690	free	4.3	203	167
		fixed	5.0	221	187

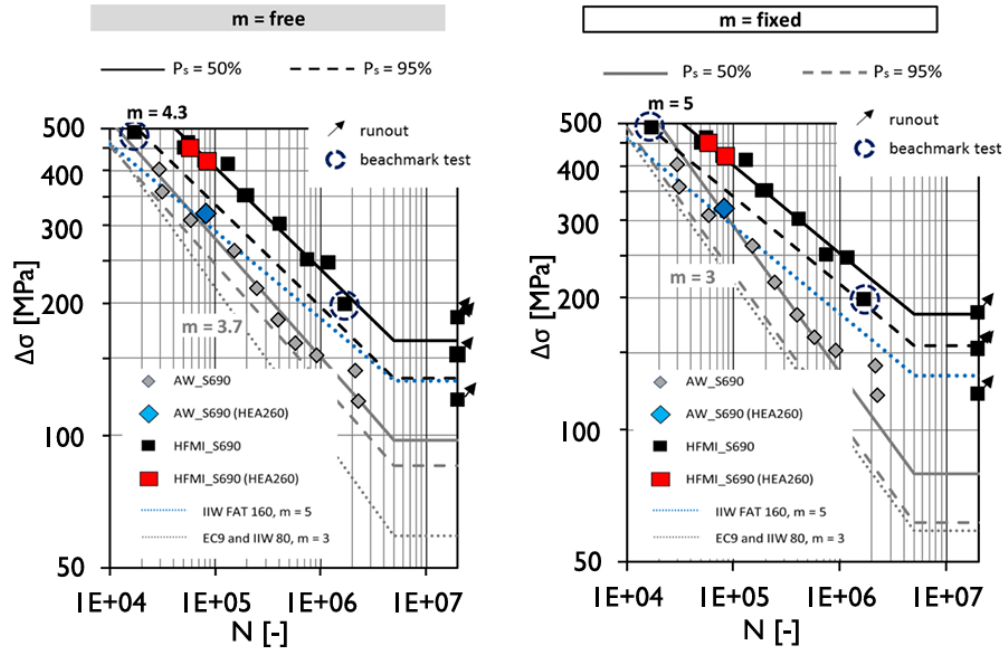


Figura 3.11: Risultato dei test di fatica su S690

Un aspetto particolarmente rilevante emerso dallo studio riguarda il cambiamento nella localizzazione delle cricche da fatica. Nei provini trattati con HFMI, il punto di inizio della cricca da fatica (Fatigue Crack Initiation, FCI) si è spostato dal piede di saldatura al materiale base. Questo fenomeno ha portato alla considerazione che la vita a fatica dei provini trattati con HFMI possa essere stimata come una stima minima della vita a fatica del piede di saldatura trattato. I risultati relativi ai componenti di grande scala sono risultati altamente coerenti con quelli ottenuti sui provini di piccola scala, suggerendo che il trattamento HFMI non solo è efficace sui campioni di piccola dimensione, ma si estende efficacemente anche a componenti di grandi dimensioni, senza significativi effetti di scala. Questo rinforza l'affermazione che il trattamento HFMI può essere applicato con successo a materiali di dimensioni variabili, con miglioramenti della resistenza a fatica che si applicano uniformemente a diverse scale.

Inoltre, i test hanno confermato l'assegnazione delle classi FAT per i materiali

Symbol	Series	m		$\Delta\sigma_{c,50\%}$ [MPa]	$\Delta\sigma_{c,95\%}$ [MPa]
■	AW_S960	free	3.6	133	103
		fixed	3.0	119	86
◆	HFMI_S960	free	5.2	258	211
		fixed	5.0	255	211

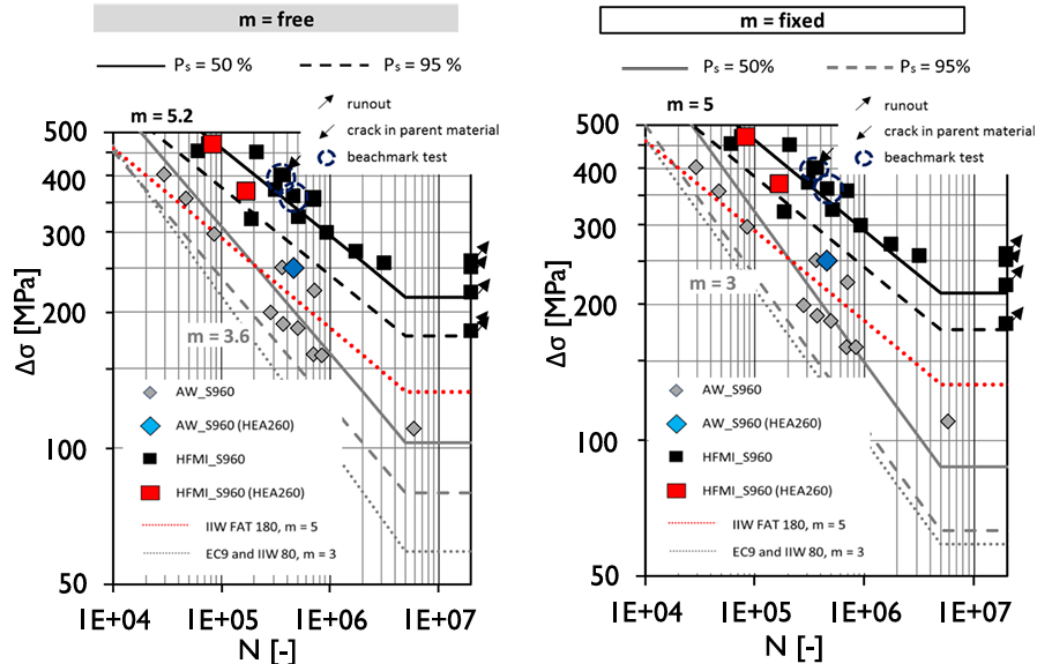


Figura 3.12: Risultato dei test di fatica su S960

trattati con HFMI. Per l'acciaio S355J2+N, è stata confermata la classe FAT 140, mentre per il S690QL è stata assegnata la classe FAT 160 e per il S960QL la classe FAT 180, tutte con una pendenza fissa di 5. Questo suggerisce che l'efficacia del trattamento HFMI è fortemente correlata al limite di snervamento del materiale trattato, con i materiali ad alta resistenza che mostrano miglioramenti più marcati. Tali osservazioni evidenziano come il trattamento HFMI possa essere particolarmente vantaggioso per le applicazioni industriali che richiedono materiali con elevate capacità di resistenza a fatica, come quelli utilizzati nel settore automobilistico, ferroviario e nella costruzione di strutture in acciaio.

Tuttavia, lo studio ha anche messo in evidenza la necessità di ulteriori indagini, in particolare riguardo all'influenza del trattamento HFMI sulla propagazione della frattura (Fatigue Crack Propagation, FCP). Le analisi condotte, sebbene utili, non sono state sufficienti a trarre conclusioni definitive sul comportamento della propagazione della frattura nei provini trattati con HFMI, in quanto i dati

disponibili erano ancora limitati. A tal fine, gli autori suggeriscono la realizzazione di ulteriori studi che comprendano un campione più ampio e includano test di riferimento su provini non trattati, appartenenti allo stesso lotto di materiale, al fine di ottenere un quadro più completo sull'efficacia del trattamento HFMI nel prevenire la propagazione delle cricche.

I metodi di miglioramento del cordone di saldatura, in particolare nella zona del piede di saldatura, sono stati oggetto di numerosi studi, con risultati generalmente positivi in termini di aumento della resistenza a fatica. Tuttavia, i miglioramenti effettivamente ottenuti possono variare significativamente a causa della mancanza di standardizzazione delle procedure ottimali, delle differenze nei materiali, nei carichi applicati e nei tipi di provini utilizzati. Inoltre, l'efficacia del trattamento dipende dalle condizioni specifiche di applicazione.

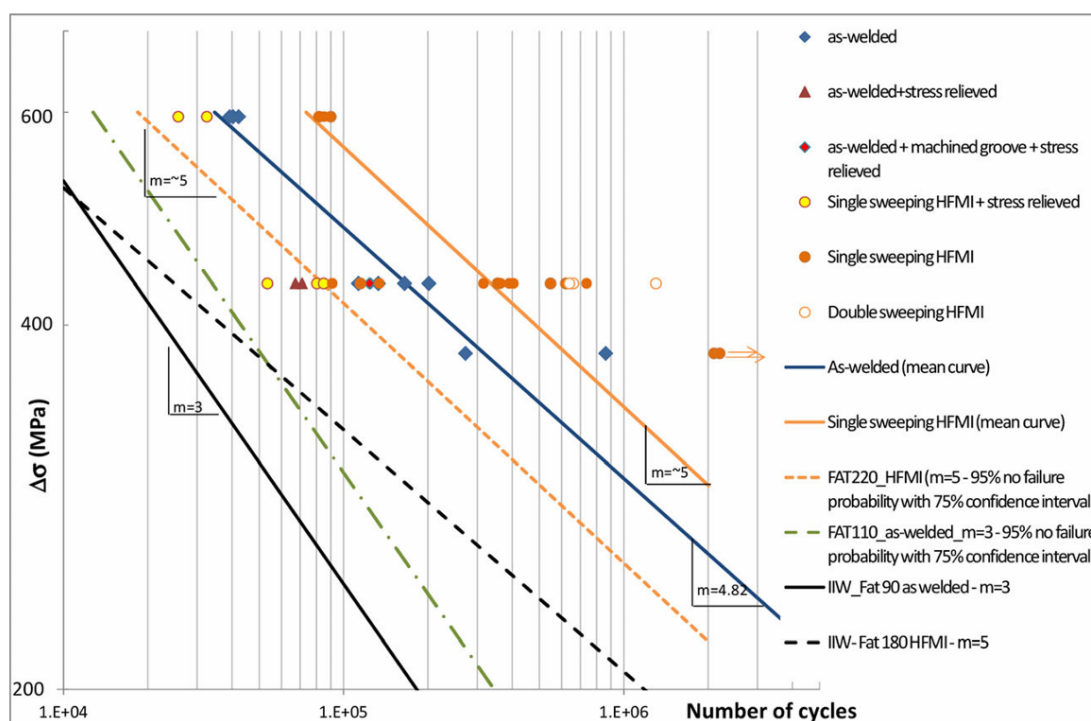


Figura 3.13: Risultati a fatica con le classi FAT[72]

Un ulteriore studio [72] esplora i meccanismi di miglioramento della vita a fatica e la riparazione delle strutture saldate tramite il trattamento HFMI. Il trattamento HFMI viene eseguito sulle piastre saldate utilizzando due sistemi principali:

- **Sistema PITEC©:** Un muscolo artificiale sviluppato da Festo© viene azionato ad aria compressa, trasferendo il movimento alla punta del martello. Il controllo separato di frequenza e pressione consente di ottimizzare l'intensità dell'impatto in base al materiale da trattare, garantendo il massimo effetto. Il martello vibra a una frequenza di circa 80 Hz.
- **Sistema Sonats©:** Un ultrasuono Hammering Stressonic® è eseguito dalla società SONATS. Un insieme di aghi sferici viene proiettato contro la saldatura grazie alla vibrazione del sonotrodo, con frequenze tipiche di 15, 20 o 40 kHz.

In entrambi i metodi, il trattamento HFMI ha dimostrato di migliorare significativamente la resistenza a fatica, fino a 3 volte rispetto alle saldature non trattate, e fino a 5 volte nel caso del trattamento con doppia passata, fig.3.13. La geometria della scanalatura generata durante il trattamento e il controllo delle tensioni residue sono fattori chiave per ottimizzare l'efficacia del trattamento.

Gli studi condotti da Gkatzogiannis et al. (2021) e Lefebvre (2017) hanno confermato l'efficacia del trattamento ad impatto meccanico ad alta frequenza (HFMI) nel migliorare la resistenza a fatica dei materiali saldati. In particolare, i risultati evidenziano incrementi significativi nella resistenza a fatica dei materiali trattati, con miglioramenti superiori al 120% per diversi acciai ad alta resistenza come S690QL e S960QL. Inoltre, il trattamento HFMI ha dimostrato di estendersi efficacemente anche a componenti di grandi dimensioni, senza effetti di scala rilevanti.

Anche in questo caso, un aspetto significativo è il cambiamento nella localizzazione delle cricche da fatica, che si spostano dal piede di saldatura al materiale base, suggerendo una potenziale applicabilità del trattamento anche per strutture più complesse.

Tuttavia, le ricerche hanno sottolineato la necessità di ulteriori studi per comprendere appieno l'influenza del trattamento sulla propagazione della frattura, in particolare per ottimizzare le applicazioni industriali. Le metodologie utilizzate, come i sistemi PITEC© e Sonats©, sono risultate particolarmente promettenti, ma l'efficacia del trattamento dipende dalle specifiche condizioni applicative e dalla standardizzazione delle procedure.

3.8.1 Costi

Lo studio di Iyer et al. (2023) ha analizzato i costi di ciclo di vita delle strutture saldate utilizzando un modello basato sulle attività, con un focus particolare sul trattamento automatizzato HFMI (High-Frequency Mechanical Impact). In questo

contesto, è stato confrontato il costo di ciclo di vita di una struttura saldata trattata con HFMI con quello di una struttura saldata senza trattamento, evidenziando le differenze significative nei costi di produzione tra le due.

L'analisi ha anche considerato l'influenza della geometria della saldatura, variando lo spessore delle lamiere e la lunghezza della saldatura. I risultati ottenuti hanno mostrato che la lunghezza della saldatura ha un impatto determinante sui costi di produzione del campione saldato. In particolare, il trattamento HFMI ha comportato un incremento significativo dei costi rispetto al campione saldato non trattato.

Tabella 3.5: Life-cycle Costs

Costs (€ / part)	6mm AW	6mm HFMI treated	12mm AW	12mm HFMI treated
Material	5.1	5.1	10.4	9.2
Production	35.7	790	49.6	1151.4
Use-phase	627,500	627,500	627,500	627,500
EOL	-0.97	-0.97	-1.94	-1.94

Inoltre, la vita a fatica della struttura saldata, calcolata utilizzando il metodo dello stress effettivo da intaglio, ha avuto un impatto rilevante nel determinare i costi complessivi durante la fase di utilizzo della struttura. I risultati indicano che la fase di utilizzo, rispetto alle altre fasi come la produzione e la fine della vita (EOL), è quella che maggiormente incide sui costi di ciclo di vita.

Tabella 3.6: Evaluated fatigue life (weld length: 500 mm)

Applied Stress	6mm AW (years)	6mm HFMI treated (years)	12mm AW (years)	12mm HFMI treated (years)
100 MPa	98	738	49	232
150 MPa	29.1	97	14.5	30.6

Infine, i dati mostrano che l'aggiunta del trattamento HFMI ha un effetto positivo sulla durata della vita a fatica delle strutture, come evidenziato dal confronto tra la vita a fatica delle saldature trattate e non trattate (Figura 2). Nonostante l'incremento dei costi di produzione dovuto al trattamento, l'estensione della vita utile delle strutture giustifica l'investimento nel trattamento HFMI, specialmente in applicazioni in cui la resistenza a fatica è cruciale per la sicurezza e la durabilità della struttura.

In sintesi, il trattamento HFMI, pur comportando un incremento dei costi di produzione, si rivela vantaggioso nel lungo termine per l'estensione della durata a fatica delle strutture saldate, rendendo giustificato l'investimento nel trattamento.

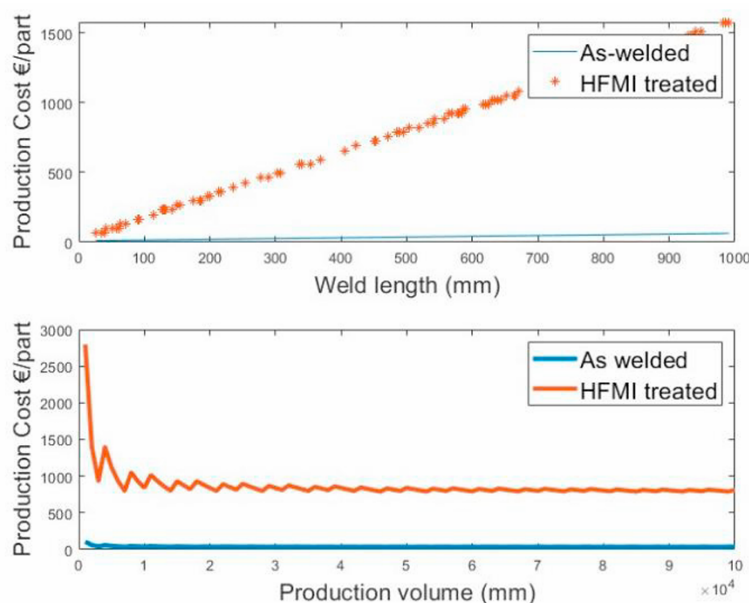


Figura 3.14: Variazione del costo di produzione rispetto a (a) Lunghezza della saldatura (b) Volume di produzione

3.9 Dati e ipotesi per il caso in esame

Al termine di questo capitolo, si riportano i principali dati e assunzioni che verranno adottati per l'analisi del caso di studio sviluppato nel capitolo successivo. L'obiettivo è valutare l'efficacia del trattamento HFMI in termini di incremento della resistenza a fatica di un dettaglio saldato.

Come evidenziato dalle raccomandazioni dell'IIW e dai risultati sperimentali presenti in letteratura, il trattamento HFMI determina un significativo aumento della classe FAT del dettaglio analizzato. In particolare, nel presente lavoro si assume che:

- il dettaglio saldato allo stato as-welded appartenga alla classe **FAT 90**;
- dopo il trattamento HFMI, la classe di resistenza a fatica venga incrementata fino a **FAT 180**, con pendenza della curva $S-N$ pari a $m = 5$, come definito nella Tab.3.4;
- il numero di cicli di riferimento per la definizione della curva sia $N = 2 \times 10^6$;
- il limite di snervamento del materiale sia compreso nell'intervallo $550 \text{ MPa} < f_y < 750 \text{ MPa}$, coerente con la classe di acciai altoresistenziali per cui tale incremento è confermato sperimentalmente;

- il coefficiente minimo di concentrazione di tensione strutturale di hot-spot sia pari a $K_{S,\min} = 1.15$;
- la pendenza della curva nella regione di vita infinita ($N > 10^7$) sia $m' = 9$;

Per la valutazione della vita a fatica, si farà riferimento alle curve caratteristiche fornite dalle raccomandazioni IIW e ai modelli di correlazione tra tensione nominale e tensione di hot-spot, includendo i fattori di correzione per lo spessore e per il rapporto di tensione R . L'approccio di confronto consentirà di quantificare il beneficio introdotto dal trattamento HFMI in termini di incremento della vita a fatica e di riduzione dei costi di manutenzione lungo il ciclo di vita della struttura. I risultati dell'analisi verranno discussi nel capitolo successivo, dove sarà presentato il caso in esame con le relative condizioni di carico, geometria del dettaglio, proprietà del materiale e parametri di calcolo adottati.

Capitolo 4

Analisi FEM

L'analisi numerica è essenziale per ottimizzare le strutture saldate trattate con HFMI, in quanto permette di prevedere e analizzare con precisione il comportamento delle strutture sottoposte a carichi variabili. In particolare, l'analisi FEM consente di simulare la risposta meccanica delle saldature, migliorando il processo di progettazione in funzione delle condizioni di fatica.

4.1 Obiettivi dell'analisi numerica

Basandosi sulle condizioni di carico descritte nel Capitolo 2, l'analisi numerica presentata in questo capitolo ha lo scopo di valutare il comportamento statico lineare del telaio del carrello ferroviario sotto le principali sollecitazioni operative. Queste sollecitazioni sono classificate come carichi di servizio normali e carichi eccezionali, in conformità con le normative EN 13749, EN 15827:2011 ed EN 15663. L'analisi è eseguita utilizzando la simulazione agli elementi finiti (FEM), con un modello tridimensionale importato in ANSYS Workbench e successivamente definito in Mechanical e Mechanical APDL, grazie alla licenza fornita dal Politecnico di Torino. Questo approccio consente di esaminare la distribuzione degli sforzi e degli spostamenti nel telaio, individuando le eventuali zone critiche e verificando la conformità ai criteri di integrità strutturale richiesti dalle normative. Le condizioni di carico sono state implementate come casi di carico semplificati, in modo da rappresentare in modo efficace le sollecitazioni reali agenti durante l'esercizio, incluse le forze verticali, trasversali e longitudinali, nonché carichi da torsione e da spinta longitudinale. Nel presente studio, si è inoltre considerata l'ipotesi di un alleggerimento del telaio tramite ottimizzazione topologica e scelta di materiali ad alta resistenza. Tuttavia, al fine di garantire un'impostazione progettuale prudente e conservativa, si è scelto di mantenere invariati i carichi applicati rispetto alla configurazione originaria. Ciò consente di verificare che il telaio

ottimizzato sia comunque in grado di sopportare sollecitazioni almeno equivalenti a quelle previste per una struttura di massa maggiore. Particolare attenzione è stata riservata alla corretta definizione dei materiali strutturali presenti nel telaio. In particolare, sono stati distinti due tipi di acciaio:

- Acciaio S355: utilizzato per il telaio originale, con tensione di snervamento pari a 355 MPa;
- Acciaio S690QL: impiegato per il telaio modificato, con tensione di snervamento pari a 690 MPa.

Tali materiali sono stati definiti manualmente all'interno dell'ambiente Engineering Data di ANSYS Workbench, attribuendo a ciascuno le proprietà meccaniche corrispondenti, tra cui modulo di elasticità, densità, coefficiente di Poisson e resistenze caratteristiche.

4.2 Modellazione geometrica

La modellazione geometrica del telaio del carrello è stata realizzata partendo dal modello CAD tridimensionale, successivamente importato e modificato all'interno dell'ambiente SpaceClaim di ANSYS. Tale ambiente ha consentito di effettuare una serie di semplificazioni geometriche finalizzate a ridurre la complessità del modello mantenendo inalterata la rappresentatività strutturale della geometria. Le semplificazioni introdotte sono state guidate da un approccio comparativo, volto a garantire la possibilità di eseguire analisi numeriche confrontabili tra diverse configurazioni del telaio. In particolare, sono stati rimossi tutti quei dettagli geometrici non influenti ai fini dell'analisi statica globale, come piccoli raccordi, fori non strutturali e raggi marginali di giunzione. Inoltre, al fine di ridurre il numero di elementi e ottimizzare il tempo di calcolo, sono state eliminate le piastre di rinforzo interne e i supporti dei motori di trazione, poiché la loro presenza avrebbe inciso solo marginalmente sulla distribuzione degli sforzi globali, a fronte di un notevole incremento della complessità della mesh. Il modello semplificato conserva comunque la corretta rappresentazione delle zone maggiormente sollecitate, in corrispondenza delle traverse centrali, dei longheroni principali e dei punti di connessione con le sospensioni primarie e secondarie. Tale impostazione consente di mantenere una buona accuratezza nel calcolo delle tensioni e delle deformazioni globali, garantendo al contempo una significativa riduzione del tempo di risoluzione. La mesh è stata generata mediante il metodo Patch Conforming, scelto in quanto adatto a gestire geometrie complesse e a garantire una buona qualità degli elementi anche in presenza di raccordi e superfici irregolari. Sono stati utilizzati diversi tipi di elementi finiti, selezionati in funzione della natura delle superfici e delle interazioni presenti nel modello:

- **SOLID187**, elemento tetraedrico a 10 nodi con formulazione quadratica, impiegato per la discretizzazione della maggior parte del telaio;
- **SOLID186**, elemento esaedrico a 20 nodi, utilizzato in alcune zone regolari dove è stato possibile ottenere una mesh più ordinata e compatta;
- **SHELL281**, elemento shell a 8 nodi utilizzato per la modellazione di superfici sottili, quali piastre di ancoraggio o zone di spessore ridotto;
- **CONTA174**, elemento di contatto tridimensionale, impiegato per modellare le interfacce tra componenti accoppiati;
- **SURF154**, elemento di superficie utilizzato per la definizione di carichi e vincoli distribuiti.

La combinazione di questi elementi ha permesso di ottenere una discretizzazione bilanciata tra accuratezza numerica e costi computazionali, con un numero totale di elementi adeguato a rappresentare in modo fedele il comportamento meccanico del telaio. Il modello è stato infine esportato in ANSYS Mechanical e in Mechanical APDL per l'applicazione dei carichi e delle condizioni al contorno, al fine di consentire una successiva verifica comparativa tra le diverse configurazioni materiali e geometriche studiate.

4.2.1 Mesh e tipologia di elementi

La generazione della mesh è stata effettuata in ANSYS Mechanical utilizzando il metodo Patch Conforming, selezionato per la sua capacità di gestire geometrie complesse e garantire una transizione regolare tra regioni con densità di mesh differenti. Tale approccio consente di ottenere elementi di buona qualità anche in presenza di superfici non planari o raccordi geometrici, evitando distorsioni eccessive che potrebbero compromettere l'accuratezza dei risultati. La discretizzazione del telaio è stata impostata in modo da bilanciare la risoluzione delle zone critiche e i tempi computazionali dell'analisi. In particolare, è stata adottata una mesh più fitta nelle aree soggette a elevate concentrazioni di tensione, come le giunzioni tra traverse e longheroni, i punti di vincolo e le sedi di ancoraggio delle sospensioni. Al contrario, le regioni meno sollecitate sono state discretizzate con una densità di elementi inferiore, mantenendo comunque un rapporto di aspetto adeguato per preservare la qualità della mesh. La dimensione media degli elementi tetraedrici **SOLID187** è compresa tra 8 e 12 mm, mentre nelle zone di contatto e nei raccordi critici la dimensione è stata ridotta fino a 4 mm. Gli elementi esaedrici **SOLID186**, utilizzati in alcune aree regolari, hanno consentito di migliorare la stabilità numerica e di ridurre il numero complessivo di nodi, mantenendo un'accuratezza paragonabile ai tetraedri quadratici. Per la definizione dei contatti tra superfici interagenti, sono

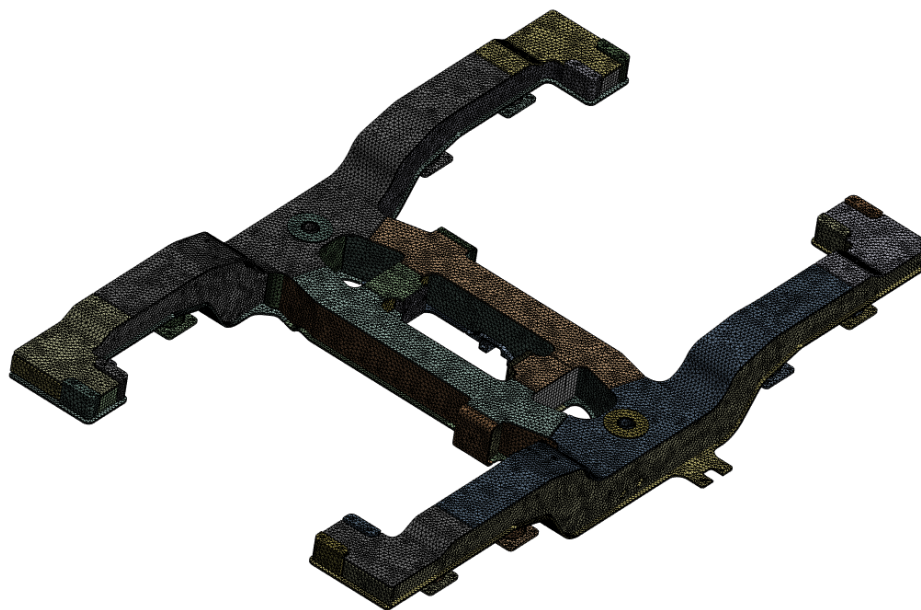


Figura 4.1: Mesh finale del telaio

stati impiegati gli elementi **CONTA174**, che permettono di modellare l'interfaccia con formulazione simmetrica e con un adeguato controllo delle penetrazioni. Tali elementi sono stati utilizzati, ad esempio, nei punti di appoggio del telaio e nelle connessioni con i componenti secondari. L'elemento **SURF154** è stato invece utilizzato per l'applicazione di carichi distribuiti e pressioni equivalenti, garantendo una corretta trasmissione delle sollecitazioni alle superfici solide sottostanti. In alcune zone caratterizzate da spessori ridotti, come piastre di connessione o pareti sottili, è stato adottato l'elemento **SHELL281**, a 8 nodi con formulazione quadratica. Tale scelta consente di ridurre il numero di gradi di libertà, mantenendo una rappresentazione fedele del comportamento flessionale locale. La qualità della mesh è stata verificata mediante i principali indicatori forniti da ANSYS, tra cui lo skewness, il Jacobian ratio e il aspect ratio. Tutti i valori ottenuti rientrano nei limiti raccomandati, con un valore medio di skewness inferiore a 0.25 e un rapporto Jacobiano compreso tra 0.7 e 1.3, a conferma della bontà della discretizzazione. È stato inoltre condotto uno studio di convergenza preliminare, volto a verificare la stabilità dei risultati in termini di spostamenti massimi e tensioni di Von Mises al variare della dimensione degli elementi. La variazione relativa dei risultati tra due raffinamenti successivi è risultata inferiore al 3%, valore considerato accettabile per l'analisi comparativa oggetto di questo studio. Complessivamente, la mesh finale, illustrata nell'Fig.4.1, risulta costituita da circa 250 mila elementi e 530 mila nodi, garantendo un livello di dettaglio adeguato per la valutazione del comportamento statico del telaio e per

le successive verifiche a fatica. Tale discretizzazione rappresenta un compromesso efficace tra accuratezza numerica e tempo di calcolo, risultando coerente con le pratiche di modellazione comunemente adottate nelle analisi FEM di strutture ferroviarie complesse. La mesh del modello alleggerito (spessore 10 mm) è stata generata utilizzando le impostazioni riassunte nella Figura 4.2. In questo caso, il controllo principale è stato impostato su Element Size pari a 20 mm, con ordine dell'elemento gestito automaticamente dal programma (Program Controlled) e preferenza fisica impostata su Mechanical. Il processo di Mesh Defeaturing è stato abilitato per eliminare automaticamente piccoli dettagli geometrici con dimensione inferiore a 1×10^{-4} m, evitando un'eccessiva densificazione della mesh in zone di scarso interesse meccanico. Il tasso di crescita degli elementi (Growth Rate) è stato mantenuto al valore di default (1.85), garantendo una transizione regolare tra le regioni fitte e quelle più coarse. Le opzioni di cattura della curvatura e della prossimità non sono state attivate, poiché la geometria del modello risulta già semplificata e priva di spigoli sottili o superfici di piccolo raggio. La mesh finale risulta composta da 253 320 elementi e 531 094 nodi, valori che assicurano un buon compromesso tra accuratezza e tempo computazionale. Tali caratteristiche permettono di ottenere una discretizzazione sufficientemente fine per catturare in modo accurato la distribuzione delle tensioni, mantenendo una dimensione media degli elementi compatibile con lo spessore ridotto di 10 mm. La qualità complessiva risulta adeguata per analisi di tipo statico lineare e per le successive verifiche a fatica.

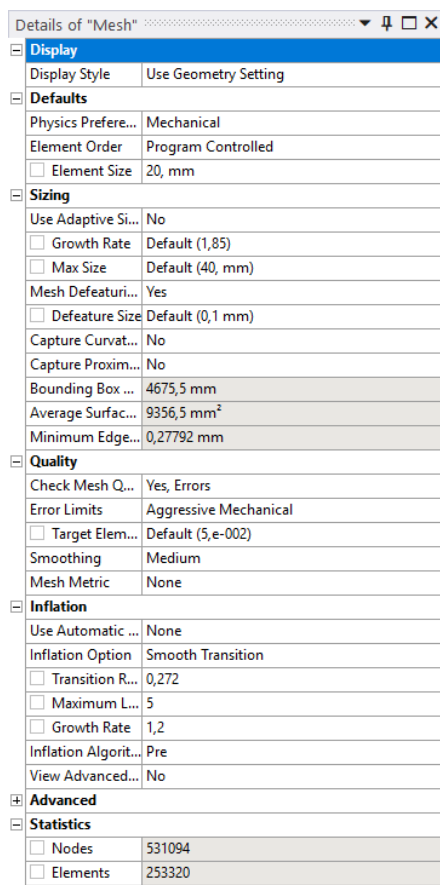


Figura 4.2: Parametri principali della mesh

4.3 Condizioni di carico durante l'Esercizio del Carrello

Durante il servizio, i carrelli ferroviari sono soggetti a una serie di sollecitazioni meccaniche dovute a molteplici fattori. È fondamentale che tali carichi vengano considerati nella fase di progettazione per garantire l'affidabilità e la sicurezza del veicolo. I carichi principali sono generati da:

- il peso del veicolo supportato, incluso ogni carico utile;
- variazioni nel carico utile;
- irregolarità del binario;
- percorrenza in curva;

- accelerazione e frenatura;
- applicazione improvvisa del carico (es. carri merci);
- deragliamenti minori (es. discesa su ballast a bassa velocità, se previsto);
- urti di compressione (buffing);
- condizioni ambientali estreme (cfr. EN 50125-1);
- condizioni di guasto (es. coppia da cortocircuito del motore);
- operazioni di manutenzione o recupero (es. sollevamento).

In pratica, questi carichi si combinano in modo complesso, rendendo difficile una modellazione analitica esatta. Per tale motivo, è consuetudine rappresentare i carichi reali tramite una serie di casi di carico semplificati che includano gli effetti sopra citati, singolarmente o in combinazione. È essenziale che tali semplificazioni non sottostimino le reali sollecitazioni.

I casi di carico risultanti sono classificati come carichi eccezionali o carichi da servizio normale.

4.3.1 Carichi Eccezionali

Forze Verticali Applicate a ciascun telaio laterale:

$$F_{z1max} = F_{z2max} = \frac{F_{zmax}}{2} = \frac{1,4 \cdot g \cdot (M_V + P_1 - 2m^+)}{4} \quad (4.1)$$

Dove:

- M_V è la massa del veicolo in ordine di marcia;
- P_1 è la massa sotto carico eccezionale (EN 15663);
- m^+ è la massa del carrello;
- g è l'accelerazione gravitazionale.

Forze Trasversali Nel caso delle forze trasversali, che agiscono sugli assi del carrello, la forza massima applicata su ciascun lato del carrello è calcolata come segue:

$$F_{y1max} = F_{y2max} = 10^4 + \frac{(M_V + P_1) \cdot g}{12} \quad (4.2)$$

In questa formula, M_V rappresenta la massa del veicolo, mentre P_1 è la massa aggiuntiva sotto carico, e g è l'accelerazione dovuta alla gravità. La somma di questi fattori fornisce il valore massimo delle forze trasversali che agiscono sul carrello durante il suo movimento.

Forze Longitudinali (lozenging) Le forze longitudinali, che si verificano in direzione opposta su ciascun lato del carrello, vengono calcolate per ogni ruota. La formula per la forza massima applicata su ogni ruota è la seguente:

$$F_{x_{max}} = \frac{0,4 \cdot (M_V + P_1) \cdot g}{8} \quad (4.3)$$

In questo caso, la forza longitudinale massima è il risultato della combinazione della massa del veicolo, del carico aggiuntivo e dell'accelerazione gravitazionale. La forza longitudinale si distribuisce tra le ruote in modo che ogni lato del carrello riceva una porzione di essa.

Carichi Longitudinali da Spinta Per quanto riguarda i carichi longitudinali da spinta, è previsto un test statico o un'analisi che simuli l'applicazione di una forza longitudinale pari a $3g$ per i carrelli motorizzati e a $5g$ per i carrelli portanti. Questo tipo di test rappresenta un carico eccezionale, che verifica la resistenza del carrello a forze estreme. Nei casi in cui si considerano convogli bloccati, è sufficiente applicare un carico di $3g$ su tutti i carrelli.

Carico da Torsione – Caso 1 Nel caso di carichi eccezionali, il carrello è progettato per sopportare una torsione del binario pari a 1%. Questo scenario riflette condizioni di carico estreme, in cui il carrello deve essere in grado di gestire sollecitazioni torsionali elevate senza compromettere la sua integrità.

Carico da Torsione – Caso 2 Nel caso di un veicolo scarico, si simula una situazione in cui una ruota viene sollevata fino all'altezza del binario, simulando un deragliamenti a bassa velocità. In questa condizione, sono ammesse deformazioni permanenti, purché siano previste nel progetto. Questo test serve a verificare la resistenza del carrello a fenomeni di deragliamenti e a garantire la sicurezza in tali situazioni.

4.3.2 Carichi di Servizio Normale

Forze Verticali Per quanto riguarda il telaio laterale, le forze verticali che agiscono su di esso vengono distribuite in modo uniforme tra i due lati del telaio.

La forza verticale applicata su ciascun lato può essere espressa con la seguente formula:

$$F_{z1} = F_{z2} = \frac{F_z}{2} = \frac{(M_V + 1,2P_2 - 2m^+) \cdot g}{4} \quad (4.4)$$

In questa equazione, P_2 rappresenta la massa sotto carico normale, che è definita dalla norma EN 15663. Questa formula tiene conto sia della massa del veicolo che dei carichi aggiuntivi che influenzano il comportamento del telaio durante il servizio.

Forze Trasversali Per quanto riguarda le forze trasversali, queste agiscono sull'asse del telaio. La loro distribuzione tra i due lati è simmetrica e può essere calcolata utilizzando la seguente espressione:

$$F_{y1} = F_{y2} = \frac{F_y}{2} = \frac{F_z + m^+g}{8} \quad (4.5)$$

In questo caso, F_y rappresenta la forza trasversale totale, mentre F_z e m^+g sono i contributi legati al carico verticale e alla massa aggiuntiva che influenzano la forza trasversale complessiva.

Forze Longitudinali (lozenging) Nel contesto delle forze longitudinali, che si verificano durante il fenomeno del lozenging, la forza applicata viene calcolata tenendo conto della massa del veicolo e dei carichi laterali. L'espressione che descrive la forza longitudinale è la seguente:

$$F_x = \frac{0,2 \cdot (M_V + P_2) \cdot g}{8} \quad (4.6)$$

Questa formula riflette l'effetto combinato del peso del veicolo e della massa sotto carico normale, contribuendo alla generazione della forza longitudinale durante l'operazione del veicolo.

Carico da Torsione Infine, per quanto riguarda il carico da torsione, si considera un valore che rappresenta una torsione del binario pari a 0,5%. Questo valore è determinato in base alle condizioni di carico e alle caratteristiche del binario, che influiscono sulla distribuzione delle forze all'interno del sistema.

4.4 Metodi di Analisi e Criteri di Accettazione

I carrelli dei veicoli ferroviari devono essere in grado di sopportare i carichi massimi associati alle condizioni operative previste, garantendo al contempo una vita utile adeguata in servizio con un livello accettabile di affidabilità. È pertanto necessario dimostrare, attraverso analisi, che non si verifichino deformazioni eccessive, deformazioni permanenti o rotture della struttura, sia nel suo insieme che nei singoli componenti, sotto i casi di carico prescritti. Tali analisi devono essere verificate secondo i seguenti criteri:

- a) I carichi di esercizio o ciclici, che possono generare danni da fatica, devono essere sopportati per tutta la vita utile senza compromettere la sicurezza strutturale.
- b) I carichi eccezionali o di progetto limite, ossia i carichi massimi che devono essere sopportati garantendo la piena funzionalità del sistema. Questi possono includere, se previsto dalla specifica, i carichi derivanti da lievi deragliamenti a bassa velocità (inferiore a 12 km/h).
- c) Deve essere garantito un margine di sicurezza tale da evitare un cedimento catastrofico immediato anche nel caso in cui i carichi eccezionali vengano superati.

4.4.1 Carichi di Progetto

Tutti i carichi utilizzati per il progetto dei carrelli devono includere un margine adeguato per tener conto delle incertezze nella loro valutazione. I carichi specificati nella sezione precedente includono già tali margini. È fondamentale che i carichi di progetto siano espressi in una forma compatibile con il metodo di analisi e con i livelli di tensione ammissibili per i materiali utilizzati.

4.4.2 Criteri di Accettazione Strutturale

La norma EN 15827:2011 richiede che venga dimostrata l'integrità strutturale di tutti i componenti del carrello, al fine di soddisfare i Requisiti Essenziali delle Specifiche Tecniche di Interoperabilità (TSI). Tale dimostrazione deve basarsi su un processo coerente di progettazione e validazione, che includa valutazioni di resistenza statica e durata a fatica mediante analisi numeriche e/o prove sperimentali. La strategia di accettazione può includere diverse varianti, come l'utilizzo di un elevato fattore di sicurezza con prove di tipo limitate oppure un fattore di sicurezza inferiore accompagnato da test estensivi.

Utilizzo del Componente

L'utilizzo U di un componente deve essere minore o uguale a 1, secondo la formula:

$$U = \frac{R_d \cdot S}{R_c} \leq 1$$

dove:

- R_d è il valore calcolato (da analisi o prova);
- R_c è il limite fisico del materiale (ad esempio, tensione di snervamento o di rottura);
- S è il fattore di sicurezza.

Fattori di Sicurezza

I fattori di sicurezza devono coprire le seguenti incertezze:

- tolleranze dimensionali (in particolare per componenti fusi o lavorati);
- variabilità nei processi produttivi e nella qualità della manodopera;
- approssimazioni nei modelli analitici;
- criticità del componente (ridondanza, accessibilità, ispezionabilità, frequenza di manutenzione, conseguenze del cedimento).

In generale, un valore minimo di $S = 1,0$ è accettabile per metodi consolidati, con fattori impliciti già integrati nel metodo di calcolo.

4.4.3 Resistenza dei Materiali

Resistenza Statica

Deve essere dimostrato che, sotto i carichi eccezionali, non si verifichino instabilità, deformazioni permanenti o rotture. Il valore inferiore del range di resistenza del materiale deve essere utilizzato per la progettazione.

La deformazione permanente è ammessa solo entro i limiti specificati, generalmente:

$$U = \frac{\sigma_c \cdot S_1}{R_{p0,2}} \leq 1$$

dove σ è la tensione determinata, $R_{p0,2}$ è la tensione di snervamento e S è il fattore di sicurezza.

Rottura Ultima e Stabilità

È necessario garantire un margine di sicurezza rispetto al carico ultimo. Questo può essere verificato tramite:

$$U = \frac{\sigma_c \cdot S_2}{R_m} \leq 1$$

oppure, con analisi non lineari o test distruttivi, con:

$$U = \frac{L_E \cdot S_2}{L_C} \leq 1$$

dove:

- L_E : carico eccezionale massimo;
- L_C : carico ultimo (a inizio frattura o instabilità);
- S_2 : fattore di sicurezza per carico ultimo, tipicamente $S_2 = 1,5$.

4.5 Vincoli e condizioni al contorno

La definizione dei vincoli rappresenta una fase fondamentale dell'analisi agli elementi finiti, in quanto influenza in modo diretto la distribuzione delle sollecitazioni e il comportamento globale del telaio del carrello. In questo studio, le condizioni al contorno sono state implementate mediante un approccio semplificato ma meccanicamente coerente con il reale comportamento del carrello ferroviario durante il servizio.

Per la rappresentazione del contatto tra telaio e organi di sospensione sono stati introdotti vincoli equivalenti di tipo RBE3, ottenuti tramite la creazione di punti remoti (remote points) posizionati nel punto medio tra i due attacchi di ciascuna sospensione (4.3). In totale sono stati definiti quattro punti remoti, due per le sospensioni anteriori e due per quelle posteriori, corrispondenti alle reali zone di connessione tra il telaio e gli elementi elastici di supporto. Ciascun punto remoto è stato collegato rigidamente ai nodi circostanti attraverso una media ponderata dei gradi di libertà, in modo da riprodurre un trasferimento realistico delle forze senza introdurre un'eccessiva rigidità locale, come avverrebbe con i vincoli di tipo RBE2. Questa impostazione consente di distribuire in maniera uniforme le reazioni provenienti dalle sospensioni, simulando correttamente la deformabilità globale della struttura. Per quanto riguarda le condizioni di vincolo imposte, tutti i punti remoti sono stati bloccati nelle traslazioni lungo l'asse verticale (direzione z), al fine di riprodurre l'appoggio del telaio sulle sospensioni e garantire l'equilibrio statico

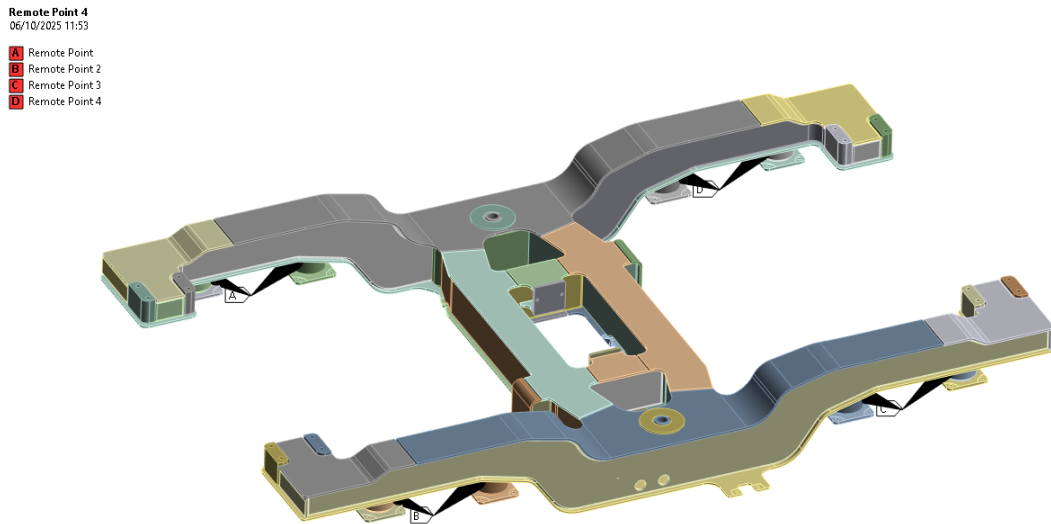


Figura 4.3: Remote points

del modello. Oltre a tale condizione comune, sono stati introdotti ulteriori vincoli cinematici differenziati tra la parte anteriore e quella posteriore del telaio:

- sulle ruote anteriori (punti remoti anteriori) è stata vincolata anche la traslazione lungo la direzione longitudinale (x), così da impedire lo spostamento in avanti o indietro del carrello e definire un riferimento per il sistema di coordinate globale;
- su tutte le ruote è stata vincolata la traslazione lungo la direzione trasversale (y), in modo da evitare il moto laterale del telaio e stabilizzare la soluzione numerica.

Questa combinazione di vincoli consente di eliminare i gradi di libertà rigidi del sistema (movimenti globali di corpo rigido) senza introdurre sovraccarichi artificiali o vincoli ridondanti. Il telaio mantiene quindi la possibilità di ruotare attorno al proprio asse longitudinale e trasversale, riproducendo il comportamento cinematico effettivo durante le fasi di carico statico e torsionale. L'approccio basato su vincoli equivalenti di tipo RBE3 garantisce una trasmissione delle forze realistica e distribuita, riducendo la concentrazione di reazioni sui nodi vincolati e assicurando una buona stabilità numerica del modello. La verifica dell'equilibrio globale ha confermato la corretta bilanciatura tra le forze applicate e le reazioni vincolari, con un errore inferiore all'1%, a testimonianza della coerenza e dell'efficacia dell'impostazione adottata.

4.6 Analisi statica lineare

L'analisi statica lineare costituisce la fase principale dello studio numerico, finalizzata a valutare il comportamento del telaio del carrello sotto le condizioni di carico previste dalla normativa EN 13749. Tale analisi consente di ottenere la distribuzione degli spostamenti, delle tensioni equivalenti e dei principali indicatori strutturali, necessari per la successiva verifica a fatica e per il confronto tra le diverse configurazioni del telaio. Il modello FEM, opportunamente vincolato come descritto nella sezione precedente, è stato risolto assumendo il comportamento elastico lineare dei materiali, con modulo di Young pari a 210 GPa e coefficiente di Poisson pari a 0.3 per entrambe le tipologie di acciaio considerate. La scelta di un'analisi lineare è giustificata dal fatto che le sollecitazioni previste nei carichi di servizio e nei casi eccezionali non determinano superamento del limite di snervamento, rendendo quindi non necessario l'impiego di modelli costitutivi non lineari. Le condizioni di carico applicate sono state definite in accordo ai casi di carico descritti nelle sezioni 3.3.1 e 3.3.2, e comprendono:

- forze verticali equivalenti al peso statico del veicolo e del carico , $F_{z_1} = F_{z_2} = \frac{F_z}{2} = 222923N$;
- forze trasversali e longitudinali derivate da accelerazioni in frenata e in curva, $F_y = 144260N$;
- momenti torcenti applicati per simulare la torsione del binario;
- combinazioni di carichi simultanei (verticali, longitudinali e trasversali) per la valutazione delle condizioni di esercizio più gravose.

Tutti i carichi sono stati applicati come pressioni equivalenti o forze concentrate sulle superfici di interfaccia del telaio, tramite elementi **SURF154**, in modo da ottenere una distribuzione realistica delle sollecitazioni. È stata inoltre verificata la corretta bilanciatura dei carichi, assicurando che il sistema complessivo risultasse in equilibrio statico. L'analisi è stata condotta, studiando il caso più gravoso, ovvero quando il telaio è soggetto a forze verticali, laterale e al track twist, come illustrato in 4.4, per entrambe le configurazioni del telaio:

1. modello originale in acciaio S355J2 con spessore medio pari a 14 mm;
2. modello alleggerito in acciaio S690QL con spessore ridotto a 10 mm.

Questa impostazione ha permesso di eseguire un confronto diretto tra le due versioni, mantenendo invariati i carichi applicati e le condizioni di vincolo, così da isolare l'effetto dovuto esclusivamente alla variazione del materiale e dello spessore. Le grandezze di interesse analizzate includono:

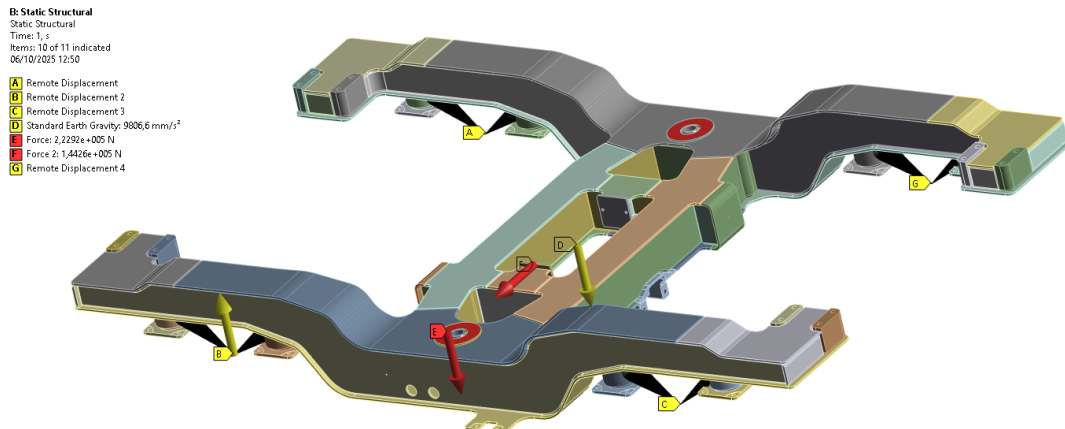


Figura 4.4: Applicazione dei carichi

- lo spostamento massimo verticale, indicativo della rigidità globale del telaio;
- le tensioni equivalenti di Von Mises, utilizzate per la verifica statica e la localizzazione delle zone critiche;
- la distribuzione delle deformazioni principali, utile per la valutazione del comportamento a fatica.

I risultati ottenuti, illustrati nel paragrafo successivo, mostrano che la configurazione in acciaio S690QL, pur presentando una leggera diminuzione di rigidità dovuta alla riduzione dello spessore, garantisce una resistenza equivalente o superiore rispetto al modello originario in S355J2. Le tensioni massime risultano inferiori al limite elastico del materiale in entrambi i casi, confermando la validità dell'approccio lineare adottato. Tale comportamento evidenzia come l'utilizzo di un acciaio altoresistenziale consenta di ottenere un alleggerimento strutturale significativo, senza compromettere la sicurezza e la funzionalità del telaio. I risultati dell'analisi statica costituiscono quindi la base per la successiva valutazione del comportamento a fatica, presentata nel capitolo seguente.

4.7 Discussione dei risultati

L'analisi statica lineare ha permesso di valutare la risposta strutturale del telaio del carrello in termini di rigidità, distribuzione delle tensioni e comportamento globale sotto le principali condizioni di carico previste. I risultati ottenuti sono stati analizzati sia in termini assoluti, sia in forma comparativa tra la configurazione originaria in acciaio S355J2 e la versione alleggerita in acciaio S690QL con spessore

ridotto. Dal punto di vista deformativo, lo spostamento massimo verticale del telaio nella configurazione in S355J2 risulta pari a circa 33 mm (Figura 4.5), mentre nella versione alleggerita in S690QL si osserva una riduzione della deformazione, con un valore massimo di circa 1-2 mm (Figura 4.6). Tale diminuzione evidenzia l'incremento di rigidità globale associato al maggiore modulo elastico del materiale ad alta resistenza, che compensa efficacemente la riduzione di spessore adottata. La deformata mantiene inoltre una distribuzione analoga tra le due configurazioni, con gli spostamenti massimi localizzati nella parte inferiore del telaio in corrispondenza delle traverse centrali.

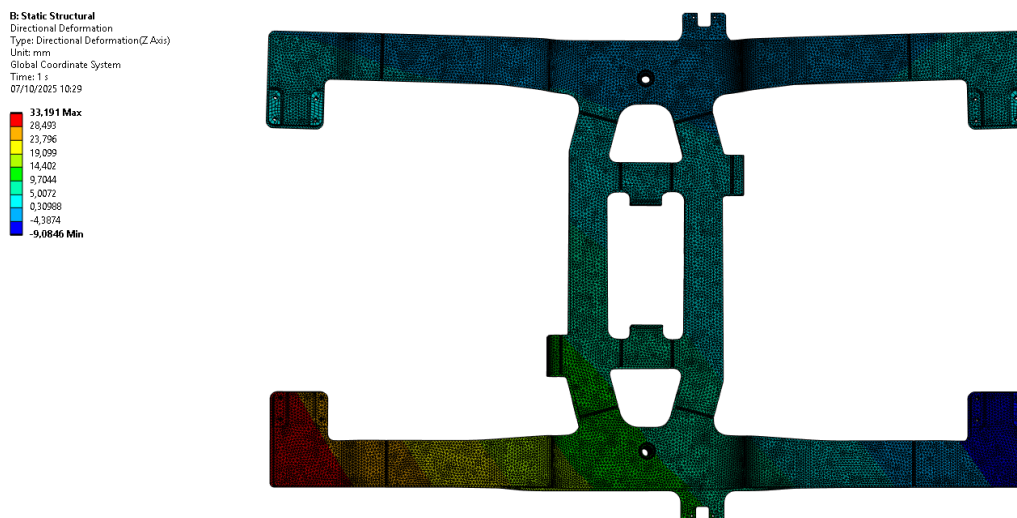


Figura 4.5: Deformazione verticale del telaio originale in S355J2.

Per quanto riguarda le tensioni equivalenti di Von Mises, il modello in S355J2 mostra concentrazioni significative nelle zone di raccordo tra traverse e longheroni e in corrispondenza dei punti di fissaggio delle sospensioni (Figura 4.7). I valori massimi raggiungono circa 480–500 MPa nelle aree più sollecitate, superando il limite di snervamento del materiale. Nella configurazione alleggerita in S690QL, le tensioni massime aumentano localmente fino a circa 600–650 MPa, in corrispondenza dei raccordi interni e delle sedi di vincolo (Figura 4.8), ma rimangono ampiamente inferiori al limite elastico del materiale ($\sigma_y = 690$ MPa), garantendo un adeguato margine di sicurezza. Un'analisi puntuale dei risultati ha inoltre evidenziato che le regioni in cui la tensione equivalente supera il limite di snervamento, arrivando fino alla tensione massima illustrata, rappresentano meno dello 0,2% del totale dei nodi del modello, indicando che i superamenti locali sono limitati e circoscritti a zone geometricamente complesse, senza effetti strutturali rilevanti.

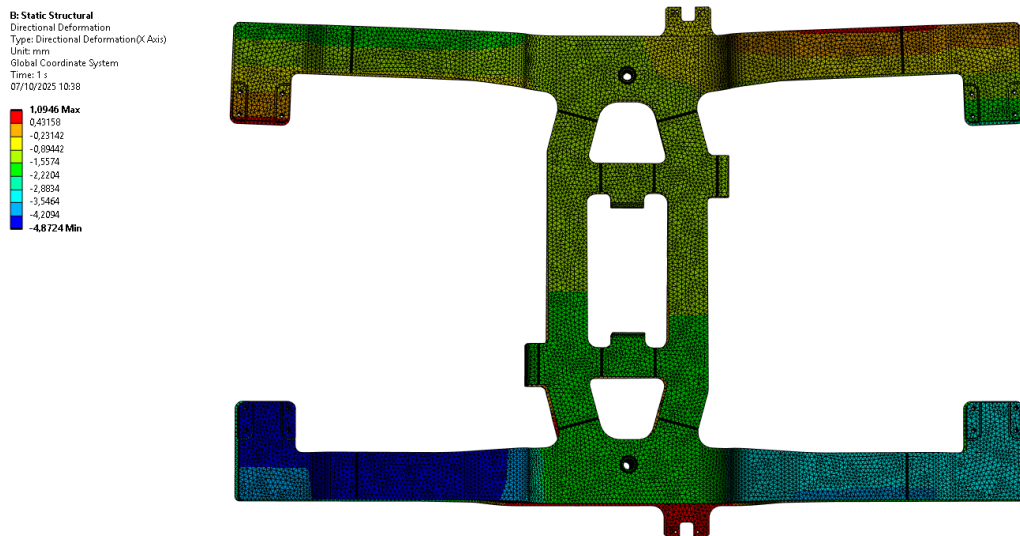


Figura 4.6: Deformazione verticale del telaio alleggerito in S690QL.

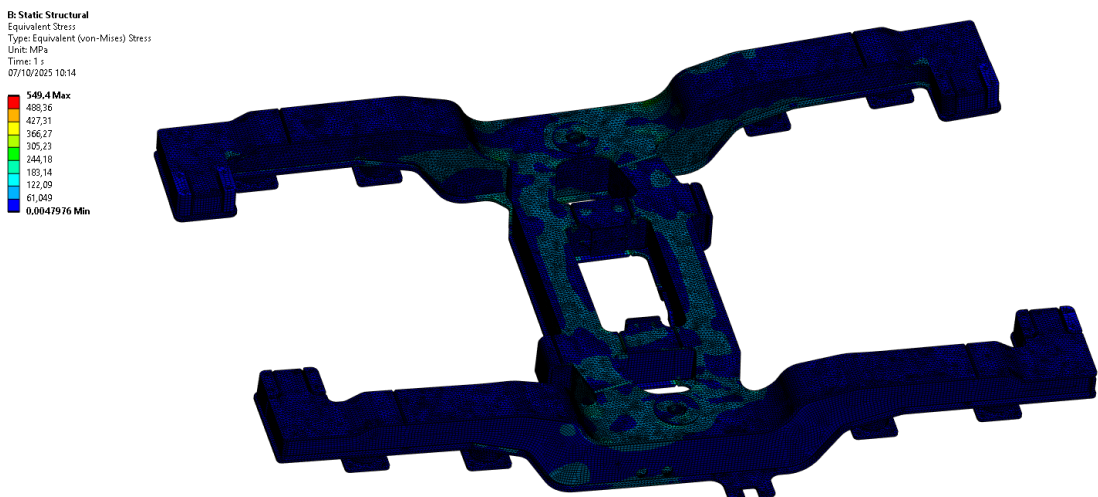


Figura 4.7: Distribuzione delle tensioni equivalenti nel modello originale in S355J2.

L'analisi delle mappe di tensione evidenzia come la distribuzione degli sforzi sia pressoché invariata tra le due configurazioni, confermando che la geometria principale del telaio conserva la propria efficienza strutturale anche dopo la riduzione di spessore. Le zone maggiormente sollecitate coincidono con le regioni di collegamento tra le traverse centrali e i longheroni e con i punti di vincolo delle sospensioni primarie, dove si concentrano gli sforzi dovuti ai carichi verticali e trasversali. Nelle aree più critiche si registra un incremento medio delle tensioni

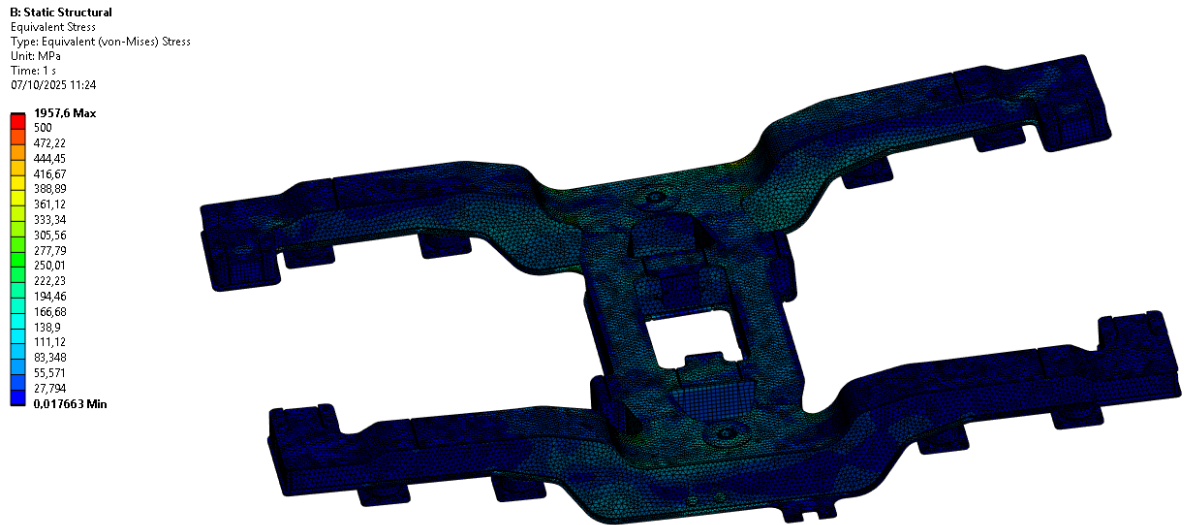


Figura 4.8: Distribuzione delle tensioni equivalenti nel modello alleggerito in S690QL.

dell'ordine del 15-20% rispetto al modello di riferimento, ampiamente compensato dalla maggiore resistenza del materiale ad alta prestazione.

Le reazioni vincolari calcolate ai punti di appoggio e alle sospensioni risultano coerenti con i valori teorici imposti dalle condizioni di carico, confermando la corretta trasmissione delle forze e l'assenza di sovraccarichi localizzati dovuti a vincoli rigidi.

Le tabelle seguenti riassumono i dati relativi alle proprietà dei materiali impiegati e ai risultati numerici derivati dagli studi FEM e sperimentali.

Tabella 4.1: Proprietà meccaniche dei materiali impiegati

Materiale	f_y (MPa)	f_u (MPa)	E (GPa)	ν
S355J2	355	510	210	0.3
S690QL	690	770	210	0.3

Tabella 4.2: Risultati sintetici dell'analisi FEM del telaio del carrello

Parametro	S355J2 (14 mm)	S690QL (10 mm)	Variazione
Peso telaio [kg]	1406	1087	-23%
Spostamento max [mm]	33	2	-94%
$\sigma_{VM,max}$ [MPa]	500	650	+30%
$\sigma_{VM,max}/f_y$	1.41	0.94	Sicuro

Questi valori rappresentano la base dei dati di input per il caso in esame, in cui verrà analizzato l'effetto del trattamento HFMI sul telaio ferroviario, con passaggio dalla classe FAT 90 (as-welded) a FAT 180 (dopo HFMI).

Complessivamente, i risultati indicano che la soluzione in acciaio S690QL con spessore ridotto consente un alleggerimento complessivo di circa il 23%, rispetto alla versione originale, passando dal telaio iniziale di peso 1406 kg a quello alleggerito di 1087kg, migliorando al contempo la risposta deformativa e mantenendo livelli di tensione entro limiti pienamente accettabili. La combinazione tra l'aumento della resistenza meccanica e la riduzione di massa complessiva rappresenta dunque un miglioramento efficace in ottica di ottimizzazione strutturale del carrello. Questi risultati confermano la validità dell'approccio adottato e costituiscono la base per le successive analisi a fatica, volte a verificare che le variazioni di spessore e materiale non comportino effetti negativi sulla durata a vita del telaio, tema approfondito nel capitolo seguente.

4.8 Considerazioni per il miglioramento del design

L'analisi numerica condotta ha evidenziato come l'adozione dell'acciaio S690QL, in combinazione con la riduzione degli spessori da 14 mm a 10 mm, consenta un alleggerimento strutturale significativo del telaio del carrello, mantenendo un comportamento meccanico conforme ai requisiti di sicurezza e resistenza previsti dalla normativa EN 13749. Tuttavia, i risultati ottenuti suggeriscono alcune possibili strategie di miglioramento del design, orientate sia alla riduzione delle masse che all'aumento della durabilità a fatica. Un primo ambito di intervento riguarda l'ottimizzazione topologica delle traverse centrali e dei longheroni principali. Un secondo aspetto rilevante riguarda la geometria delle giunzioni saldate. Le zone di transizione tra longheroni e traverse, dove si concentrano le tensioni di Von Mises più elevate, possono beneficiare di un incremento locale dei raggi di raccordo o dell'aggiunta di piccole piastre di rinforzo con spessori ottimizzati. Inoltre, l'impiego di trattamenti superficiali come l'High-Frequency Mechanical Impact (HFMI) rappresenta una soluzione efficace per incrementare la resistenza a fatica delle

saldature, riducendo il rischio di innesco di cricche in corrispondenza dei cordoni. Dal punto di vista del processo produttivo, la sostituzione dell'acciaio S355J2 con S690QL richiede un controllo più accurato delle procedure di saldatura, in particolare per quanto riguarda i pre- e post-trattamenti termici. È pertanto consigliabile introdurre protocolli di saldatura qualificati e un'analisi di sensitività sulle proprietà termiche e meccaniche del materiale, al fine di garantire la ripetibilità e la qualità del processo. Infine, si suggerisce di estendere lo studio a configurazioni ibride, in cui l'acciaio S690QL sia impiegato soltanto nelle zone critiche ad alta sollecitazione, mentre nelle aree meno sollecitate sia mantenuto l'acciaio S355J2. Tale soluzione permetterebbe di ottimizzare ulteriormente il rapporto resistenza/peso e di contenere i costi di produzione, offrendo un compromesso efficace tra efficienza strutturale ed economicità.

In sintesi, i risultati ottenuti dimostrano la fattibilità tecnica dell'alleggerimento proposto e indicano la direzione per ulteriori sviluppi progettuali. Le strategie di ottimizzazione suggerite potranno essere oggetto di studi futuri, volti a migliorare la durabilità, la producibilità e la sostenibilità del telaio del carrello, nel rispetto delle specifiche prestazionali e normative del settore ferroviario.

Capitolo 5

Comportamento a Fatica

La resistenza a fatica costituisce uno degli aspetti più critici nella progettazione dei carrelli ferroviari, in quanto questi componenti sono soggetti a sollecitazioni cicliche derivanti sia dal peso proprio del veicolo che dalle forze dinamiche generate durante la marcia. Tali sollecitazioni, pur rientrando entro i limiti della resistenza statica del materiale, possono portare nel tempo all'innesco e alla propagazione di cricche, compromettendo l'integrità strutturale dell'intero sistema.

In questo capitolo si analizza il comportamento a fatica del carrello di riferimento, con particolare attenzione all'applicazione della norma BS EN 13749:2021+A1:2023, che fornisce le linee guida per la valutazione della durata a fatica delle strutture saldate nei veicoli ferroviari. Dopo una panoramica sui principali criteri di verifica, verranno applicati i risultati ottenuti dall'analisi FEM per valutare la durata del componente nelle diverse condizioni di esercizio.

5.1 Norma di Riferimento: BS EN 13749-2021+A1:2023

Prove con carichi eccezionali

Si devono considerare due casi:

- carichi eccezionali derivanti dal comportamento dinamico del carrello durante la marcia;
- carichi generati da componenti fissati al telaio del carrello.

Le sollecitazioni misurate durante queste prove devono essere confrontate con il limite di snervamento (o di prova) del materiale. Inoltre, non devono verificarsi deformazioni permanenti al termine delle applicazioni dei carichi. Se necessario, si devono confrontare le frecce sotto carico con i valori massimi ammessi.

Carichi eccezionali dovuti alla marcia del carrello

Il telaio del carrello è sottoposto ai carichi eccezionali, e alle loro combinazioni, definiti nei casi di carico di progetto. Inoltre, mentre il carrello è caricato come veicolo vuoto, esso è sottoposto alla torsione eccezionale dovuta ad un deragliamento di esercizio.

Carichi provenienti da componenti fissati al telaio del carrello

In generale, mentre il telaio è soggetto al carico verticale eccezionale massimo $F_{z\ max}$, i vari carichi eccezionali (ad esempio: carichi da frenatura, smorzatori, rollo della cassa, masse fissate al telaio) devono essere applicati singolarmente o in combinazione, a seconda delle condizioni operative eccezionali reali.

Prove con carichi di esercizio normali

Si considerano due casi:

- carichi derivanti dalla marcia del carrello;
- carichi causati da componenti fissati al telaio del carrello.

Carichi derivanti dalla marcia del carrello

La prova si compone di diverse fasi, ciascuna delle quali rappresenta uno stato di carico facilmente applicabile al telaio del carrello. I carichi derivano dalle forze di esercizio normali e dalla torsione del binario: $F_{z1}, F_{x1}, F_{y1}, F_{z2}$, ecc., più il momento torcente.

Il rollo e il beccheggio, che inducono variazioni quasi-statiche e dinamiche delle forze verticali, sono rappresentati dai coefficienti α e β , i cui valori tipici sono:

$$\alpha = 0,1 \quad \text{e} \quad \beta = 0,2$$

Tali valori possono essere modificati in funzione delle condizioni di esercizio (es. qualità della via, dislivello, posizione del baricentro, scartamento, treno pendolante o basculante).

La prova statica, relativa alla combinazione di forze verticali e trasversali, è definita dai nove casi elencati nella Tabella 5.4. I risultati delle misure effettuate durante la prova sono analizzati registrando le tensioni in tutti i punti per ciascun caso di carico, e confrontati con i limiti di fatica del materiale.

Alla prova statica è aggiunta la torsione, applicata in entrambe le direzioni per i casi di carico n. 3, 5, 7 e 9 della Tabella 5.4. Per i casi di carico longitudinali, il telaio del carrello è sottoposto alle forze verticali F_{z1} e F_{z2} , e alle forze longitudinali

Tabella 5.1: Combinazioni di carico statico per il telaio del carrello

Load case	F_{z1}	F_{z2}	F_y	Twist
1	$\frac{F_z}{2}$	$\frac{F_z}{2}$	0	
2	$(1 + \alpha - \beta) \frac{F_z}{2}$	$(1 - \alpha - \beta) \frac{F_z}{2}$	0	
3	$(1 + \alpha - \beta) \frac{F_z}{2}$	$(1 - \alpha - \beta) \frac{F_z}{2}$	$+F_y$	Track twist 0.5%
4	$(1 + \alpha + \beta) \frac{F_z}{2}$	$(1 - \alpha + \beta) \frac{F_z}{2}$	0	
5	$(1 + \alpha + \beta) \frac{F_z}{2}$	$(1 - \alpha + \beta) \frac{F_z}{2}$	$+F_y$	Track twist 0.5%
6	$(1 - \alpha - \beta) \frac{F_z}{2}$	$(1 + \alpha - \beta) \frac{F_z}{2}$	0	
7	$(1 - \alpha - \beta) \frac{F_z}{2}$	$(1 + \alpha - \beta) \frac{F_z}{2}$	$-F_y$	Track twist 0.5%
8	$(1 - \alpha + \beta) \frac{F_z}{2}$	$(1 + \alpha + \beta) \frac{F_z}{2}$	0	
9	$(1 - \alpha + \beta) \frac{F_z}{2}$	$(1 + \alpha + \beta) \frac{F_z}{2}$	$-F_y$	Track twist 0.5%

applicate in entrambe le direzioni, come illustrato nella Tabella 5.7. I risultati sono analizzati nello stesso modo delle prove per le forze verticali e trasversali.

Un'ulteriore modalità di analisi dei risultati consiste nel calcolo del danno cumulativo per ciascun caso di carico, con il relativo numero di cicli previsto dalla specifica.

Carichi dovuti a componenti fissati al telaio del carrello

Le prove relative ai carichi generati dai componenti fissati devono essere effettuate nel rispetto dei seguenti criteri:

- il telaio del carrello è sottoposto alle due forze verticali F_{z1} e F_{z2} della Tabella 5.7;

Tabella 5.2: Casi di carico longitudinali per il telaio del carrello

Load Case	F_{z1}	F_{z2}	F_{x1}
1	$\frac{F_z}{2}$	$\frac{F_z}{2}$	0
10	$\frac{F_z}{2}$	$\frac{F_z}{2}$	$+F_{x1}$
11	$\frac{F_z}{2}$	$\frac{F_z}{2}$	$-F_{x1}$

- i carichi generati da smorzatori, masse applicate, trazione, freni o barre antirollio sono applicati alternativamente in direzioni opposte (ciò consente la costruzione di una tabella dei casi di carico analoga a quella per le forze longitudinali);
- i risultati delle misure delle deformazioni sono analizzati come descritto in precedenza.

5.2 Cicli di fatica

Le prove sono state eseguite tra le seguenti combinazioni di casi di carico, in riferimento alla Tabella 5.4:

- 1° ciclo: Caso 2 + Caso 5
- 2° ciclo: Caso 5 + Caso 7
- 3° ciclo: Caso 6 + Caso 9

Inoltre, come indicato nella tabella seguente estratta dalla norma EN 13749, paragrafo F.2.2.2, Tabella 5.7, il 4° ciclo di fatica viene eseguito combinando il carico verticale da esercizio con il carico longitudinale a losanga (longitudinal lozenging load):

- 4° ciclo: Caso 11 + Caso 12

5.3 Verifica a fatica con i risultati FEM

Nel presente lavoro di tesi è stato sviluppato un codice in MATLAB, descritto nell'Appendice B, con l'obiettivo di analizzare il comportamento a fatica del telaio

del carrello, utilizzando i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche condotte in ANSYS. Lo scopo principale del codice è quello di costruire i diagrammi di Goodman–Smith per diverse condizioni del materiale, valutare la resistenza a fatica in funzione della tensione media e alternata, e determinare il coefficiente di sicurezza a fatica per ciascun nodo del modello numerico.

Per il calcolo del limite di fatica, è stato fatto riferimento a un numero di cicli pari a 2×10^6 . Questo valore è stato scelto in quanto rappresenta un criterio comune nelle normative per la progettazione di strutture soggette a sollecitazioni cicliche, come nel caso dei carrelli ferroviari. Tale scelta consente di garantire che il materiale possa sopportare le sollecitazioni cicliche senza rischiare cedimenti prematuri.

In primo luogo, sono stati definiti i parametri meccanici dei materiali considerati, illustrati nella tabella 5.3:

- materiale base (S690QL),
- materiale saldato,
- materiale trattato mediante tecnologia HFMI (High-Frequency Mechanical Impact), che verrà però analizzato nel capitolo 6.

Materiale	(σ_R) [MPa]	(σ_e) [MPa]	(σ_y) [MPa]
Materiale Base - S690QL	900	350	690
Materiale Saldato	900	90	690
Materiale Saldato + HFMI	900	180	690

Tabella 5.3: Dati Materiali utilizzati per il calcolo della durata a fatica [56]

Dove:

- σ_R è la tensione a rottura del materiale;
- σ_e è il limite di fatica alternato;
- σ_y è il limite di snervamento.

Per ciascun materiale sono stati inseriti la tensione di rottura S_r , il limite di snervamento S_y e il limite di fatica alternato $S_{e,alt}$. A partire da questi dati, il

programma genera automaticamente i diagrammi di Goodman–Smith per ciascun materiale, tracciando la relazione tra la tensione media σ_m e la tensione alternata σ_a , secondo la legge:

$$\sigma_a = S_e \left(1 - \frac{|\sigma_m|}{S_r} \right).$$

Le aree ammissibili vengono graficamente evidenziate, delimitate dai valori di snervamento $\pm S_y$ e dalle curve σ_{max} e σ_{min} , così da rappresentare il dominio di sicurezza a fatica. Viene inoltre generato un diagramma comparativo che sovrappone le tre configurazioni materiali, consentendo di osservare l'effetto migliorativo del trattamento HFMI sulla resistenza a fatica.

Vengono importati i risultati delle simulazioni FEM da due file, contenenti le tensioni equivalenti nodali per due differenti condizioni di carico. A partire da tali dati, per ciascun nodo vengono calcolate:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \max(\sigma_{LC_2}, \sigma_{LC_5}), & \sigma_{min} &= \min(\sigma_{LC_2}, \sigma_{LC_5}), \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}, & \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}. \end{aligned}$$

Il programma determina quindi la tensione alternata ammissibile dal diagramma di Goodman–Smith:

$$\sigma_{a,disp} = \sigma_e \left(1 - \frac{|\sigma_m|}{\sigma_R} \right),$$

e calcola per ogni nodo il coefficiente di sicurezza a fatica:

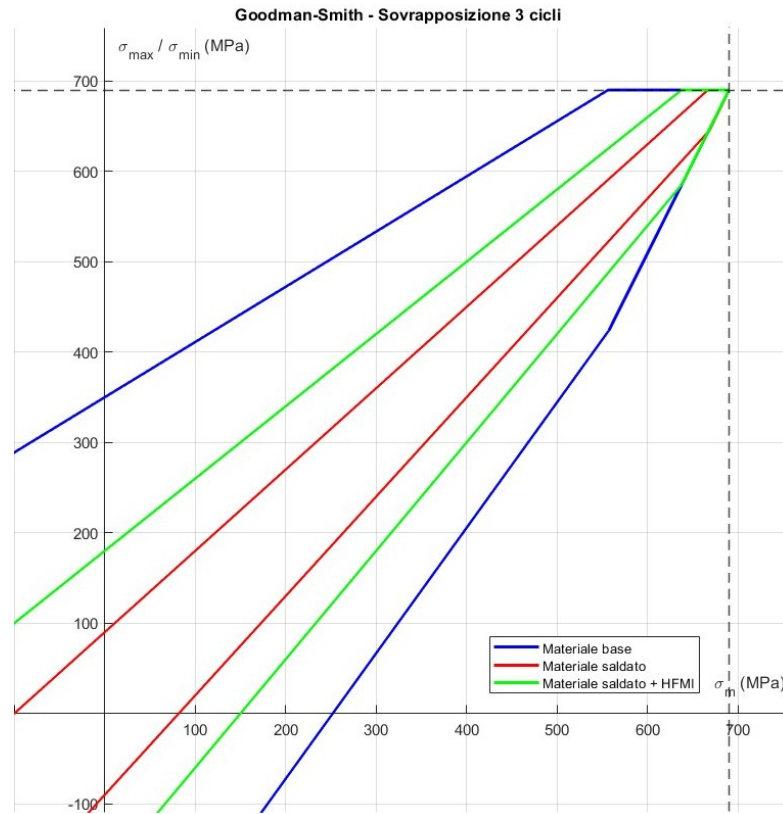
$$k = \frac{\sigma_a}{\sigma_{a,disp}}.$$

Il coefficiente k rappresenta il rapporto tra la tensione alternata reale, ottenuta dalle simulazioni numeriche, e la tensione alternata ammissibile, definita teoricamente dal diagramma di Goodman–Smith. In questo modo, è possibile identificare:

$$k \leq 1 \quad \Rightarrow \text{nodo sicuro}, \quad k > 1 \quad \Rightarrow \text{nodo critico}.$$

Infine, il codice elabora una tabella contenente i nodi più sollecitati, ordinati in base ai valori crescenti di k , e calcola la percentuale di nodi critici rispetto al totale, fornendo così una valutazione quantitativa del rischio di cedimento a fatica del componente.

Nel presente studio sono riportate le analisi condotte con la classe di resistenza a fatica FAT 90, corrispondente alla condizione as-welded del materiale, e i risultati relativi alla classe FAT 180, ottenuta in seguito all'applicazione del trattamento HFMI descritto nel Capitolo 3. I diagrammi di Goodman-Smith per il materiale base, materiale saldato e materiale saldato e trattato con tecnica HFMI sono di seguito illustrati.



5.3.1 1° ciclo di Fatica

Per il primo ciclo di fatica sono stati selezionati due casi di carico rappresentativi, corrispondenti al caso 2 e al caso 5 del set di simulazioni complessivo. La scelta di tali configurazioni è stata effettuata con l'obiettivo di riprodurre le condizioni di esercizio maggiormente significative dal punto di vista delle sollecitazioni indotte sulla struttura, sia in termini di entità dei carichi verticali, sia per la presenza di componenti torsionali che influenzano la risposta globale del telaio.

Tabella 5.4: Primo ciclo di fatica: casi di carico selezionati

Load case	F_{z1}	F_{z2}	F_y	Twist
2	138852 N	107996 N	0 N	
5	200564 N	169708 N	97753 N	$z = 12\text{ mm}$

Nel caso 2, le forze verticali applicate alle due estremità del telaio risultano differenti, ma non sono presenti componenti trasversali o torsionali. Tale configurazione rappresenta una condizione di carico tipica di esercizi statici o quasi-statici, in cui il carrello opera in equilibrio sotto il peso dei passeggeri distribuito in maniera uniforme lungo la struttura.

Il caso 5, invece, introduce una componente laterale significativa ($F_y = 97753\text{ N}$) e una torsione del telaio pari a $z = 12\text{ mm}$. Questa condizione rappresenta una situazione di esercizio più severa, associabile a manovre dinamiche o alla presenza di irregolarità del binario, che determinano stati tensionali più complessi nelle zone di giunzione e nei punti di connessione strutturale. La combinazione di flessione e torsione in questo caso costituisce una condizione di carico particolarmente rilevante ai fini della valutazione della resistenza a fatica.

Le immagini riportate di seguito illustrano la distribuzione dei carichi nei due casi analizzati, evidenziando la diversa natura delle sollecitazioni applicate alla struttura.

Dalle analisi di verifica a fatica condotte sul modello numerico è emerso che, nel caso in cui il telaio venga realizzato impiegando esclusivamente acciaio S690QL non trattato, il numero di nodi critici, ovvero quelli per i quali la vita a fatica risulta inferiore al limite di progetto, ammonta a 4896 su un totale di 531094 nodi.

L'applicazione del trattamento HFMI (High-Frequency Mechanical Impact), finalizzato al miglioramento delle proprietà meccaniche superficiali e alla riduzione delle tensioni residue di trazione nelle zone saldate, comporta una significativa riduzione dei nodi critici, che scendono a 1817, pari a meno dello 0,35% dei nodi totali, come illustrato in Fig.5.2.

Tale risultato evidenzia in maniera chiara l'efficacia del trattamento HFMI nel mitigare il rischio di cedimento a fatica, incrementando la durabilità strutturale del componente e consentendo un approccio progettuale più efficiente e sostenibile, in linea con gli obiettivi generali del presente studio.

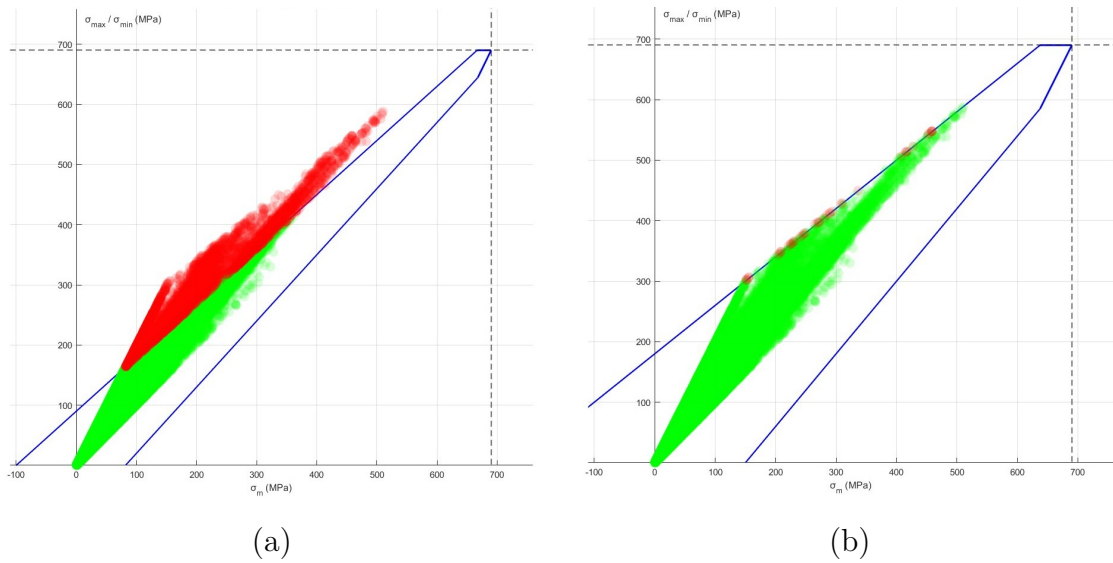


Figura 5.2: Distribuzione dei punti sicuri (verde) e dei punti critici (rosso) per il materiale S690: (a) giunto as welded, (b) giunto trattato con HFMI.

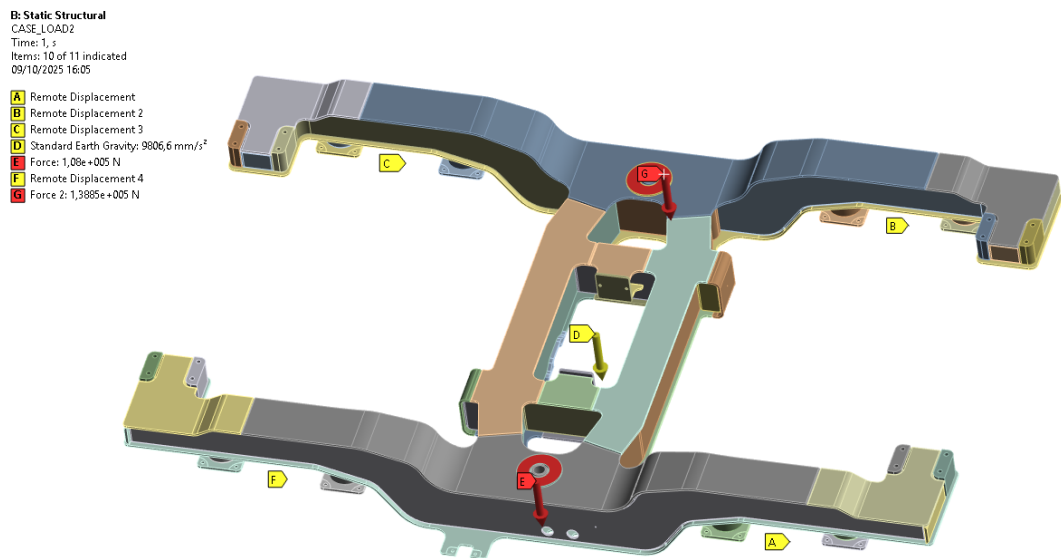


Figura 5.3: Distribuzione delle forze nel primo ciclo di fatica – caso 2

5.3.2 2° ciclo di fatica

Per il secondo ciclo di fatica sono stati selezionati i casi di carico 7 e 5, individuati come particolarmente rappresentativi delle condizioni di esercizio cicliche che interessano la struttura del telaio durante il servizio. Tali configurazioni consentono

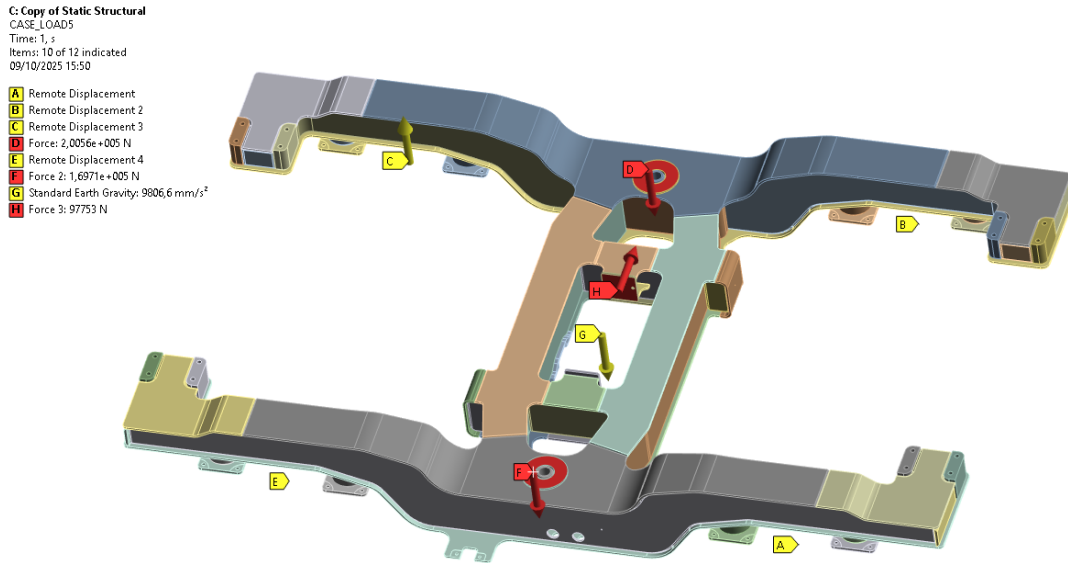


Figura 5.4: Distribuzione delle forze nel primo ciclo di fatica – caso 5

di analizzare il comportamento del componente in presenza di sollecitazioni di natura alternata, in grado di riprodurre efficacemente le condizioni di carico variabile che si verificano durante la marcia del veicolo ferroviario.

Tabella 5.5: Secondo ciclo di fatica: casi di carico selezionati

Load case	F_{z1}	F_{z2}	F_y	Twist
5	200564 N	169708 N	97753 N	$z = 12\text{ mm}$
7	107996 N	138852 N	-97753 N	$z = 12\text{ mm}$

Nel caso 5 le forze verticali e trasversali applicate determinano una deformazione complessiva del telaio caratterizzata da una torsione positiva, corrispondente a una rotazione verso l'alto di uno dei longheroni principali. Tale configurazione è stata già analizzata nel ciclo precedente, ma in questo contesto viene considerata come parte di una sequenza ciclica di carico.

Nel caso 7, al contrario, si verifica una condizione di torsione opposta rispetto al caso 5, dovuta all'inversione del segno della componente laterale F_y . La struttura è quindi soggetta a un'alternanza di deformazioni torsionali di uguale entità ma

di segno opposto, condizione che rispecchia fedelmente l'andamento ciclico delle sollecitazioni durante la marcia del treno, specialmente in presenza di oscillazioni laterali o disallineamenti del binario.

Le immagini seguenti mostrano la disposizione delle forze applicate nei due casi di carico analizzati, evidenziando la simmetria e l'alternanza delle direzioni di applicazione.

Le analisi di verifica a fatica condotte sui due casi di carico hanno mostrato risultati coerenti con quanto osservato nel primo ciclo. Nel caso in cui il telaio venga realizzato utilizzando acciaio S690QL non trattato, il numero di nodi critici risulta pari a 8503 su un totale di 153091 nodi.

L'applicazione del trattamento HFMI (High-Frequency Mechanical Impact) comporta una significativa riduzione di tali nodi, che scendono a 2073, pari a meno dello 0,4% del totale, come illustrato in Fig.5.5. Questo risultato conferma nuovamente l'efficacia del trattamento HFMI nel migliorare la resistenza a fatica delle saldature, riducendo la concentrazione delle tensioni e incrementando la vita utile del componente.

Tale evidenza sperimentale rafforza la validità dell'approccio progettuale adottato e sottolinea come l'integrazione di acciai alto-resistenziali con trattamenti superficiali mirati rappresenti una strategia efficace per il miglioramento delle prestazioni strutturali e della durabilità dei telai ferroviari moderni.

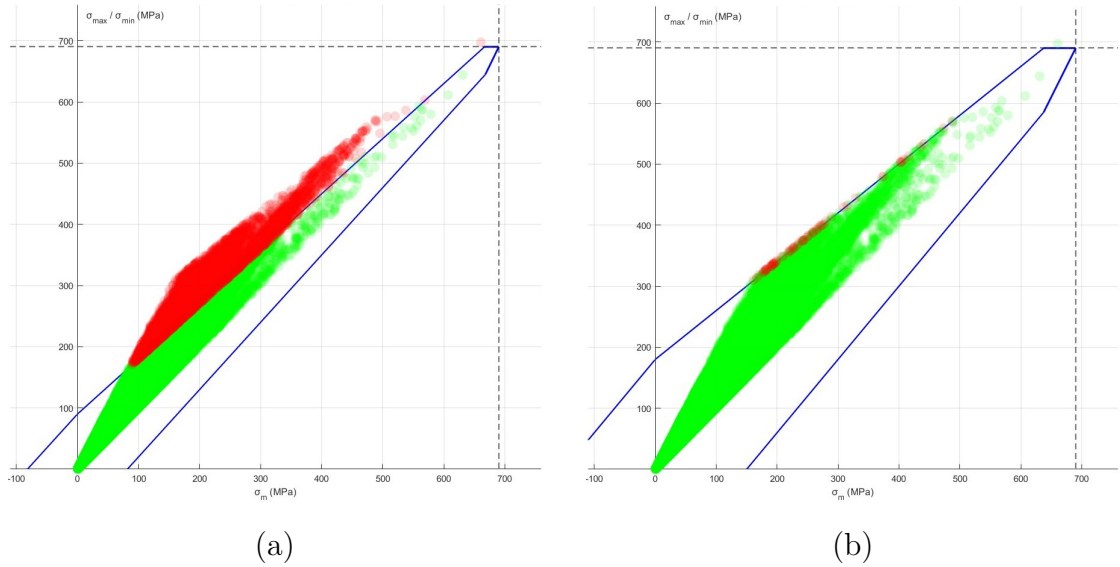


Figura 5.5: Distribuzione dei punti sicuri (verde) e dei punti critici (rosso) per il materiale S690: (a) giunto as welded, (b) giunto trattato con HFMI.

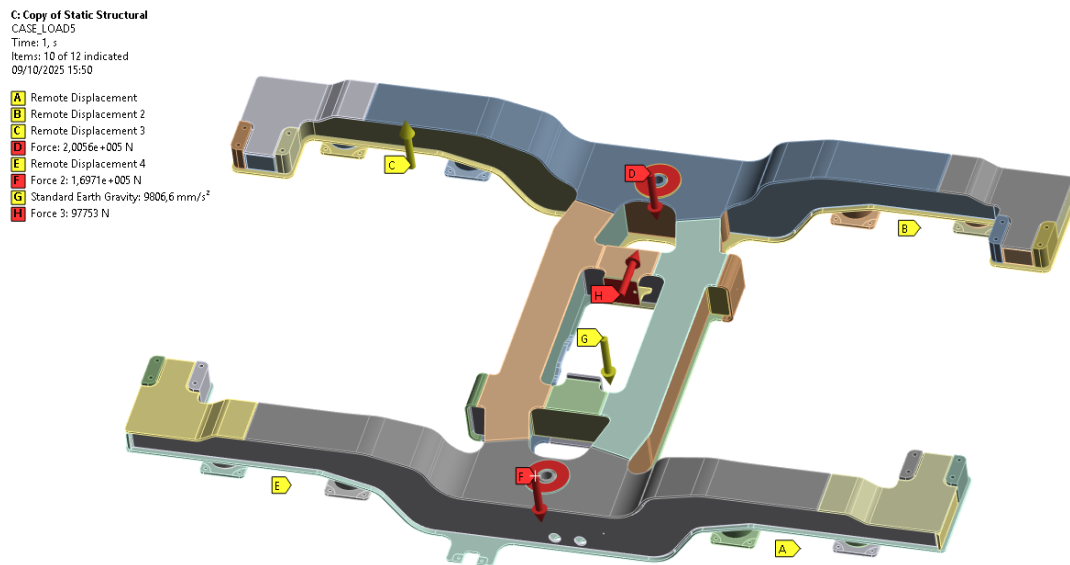


Figura 5.6: Distribuzione delle forze nel secondo ciclo di fatica – caso 5

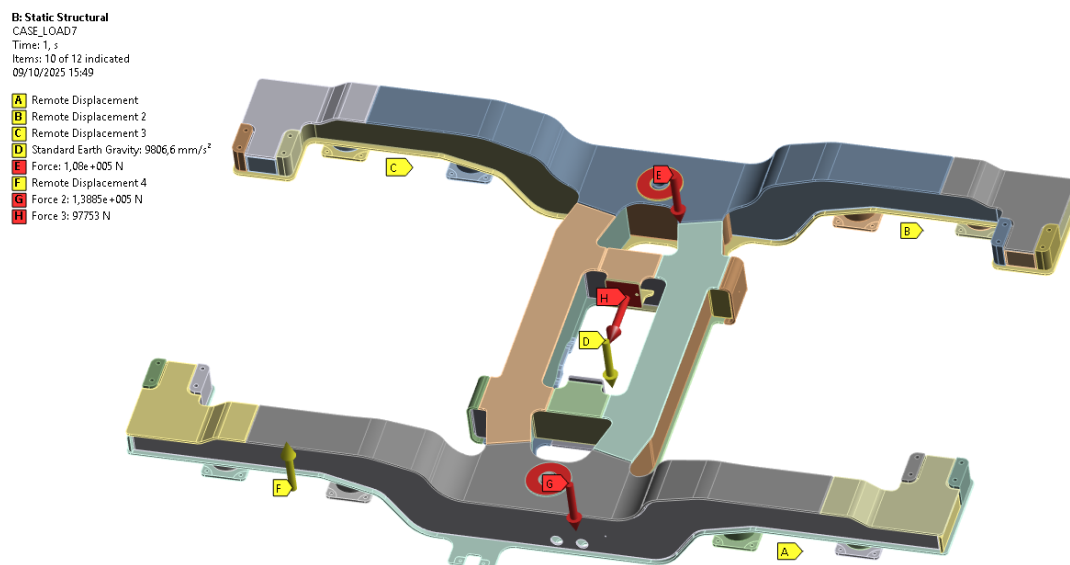


Figura 5.7: Distribuzione delle forze nel secondo ciclo di fatica – caso 7

5.3.3 3° ciclo di fatica

Per il terzo ciclo di fatica sono stati scelti i casi di carico 6 e 9, selezionati in base alla loro capacità di rappresentare condizioni di carico particolarmente sfidanti

per il telaio. Questi casi sono stati studiati per analizzare la risposta strutturale in presenza di carichi verticali e laterali alternati, con l'intento di valutare il comportamento a fatica del componente in scenari che simulano carichi elevati e oscillazioni torsionali.

Tabella 5.6: Terzo ciclo di fatica: casi di carico selezionati

Load case	F_{z1}	F_{z2}	F_y	Twist
6	107996 N	138852 N	0 N	
9	169708 N	200564 N	-97753 N	$z = 12\text{ mm}$

Nel caso 6, le forze verticali agiscono sulle estremità del telaio in modo simmetrico, senza l'intervento di forze laterali o torsionali. Questa configurazione rappresenta una situazione di carico relativamente semplice, ma utile per esaminare il comportamento del telaio sotto sollecitazioni prevalentemente verticali.

Il caso 9, invece, combina forze verticali significativamente più elevate ($F_{z1} = 169708\text{ N}$ e $F_{z2} = 200564\text{ N}$) con una componente torsionale negativa ($F_y = -97753\text{ N}$) che induce una rotazione del telaio verso l'interno. Questo scenario si avvicina maggiormente a condizioni di carico ciclico più severe, simili a quelle che si possono verificare in presenza di disallineamenti o vibrazioni più accentuate.

Le immagini seguenti mostrano la distribuzione delle forze applicate nei due casi di carico, evidenziando la differenza tra la sollecitazione verticale pura e quella complessa, caratterizzata da torsione e flessione.

Le analisi condotte sui due casi di carico mostrano che, nel caso in cui venga impiegato esclusivamente acciaio S690QL non trattato, il numero di nodi critici è pari a 11319 su un totale di 531094 nodi.

L'applicazione del trattamento HFMI (High-Frequency Mechanical Impact) porta a una riduzione significativa dei nodi critici, che scendono a 3098, ovvero meno dello 0,6% dei nodi totali, come illustrato in Fig.5.8. Questo dato conferma ancora una volta l'efficacia del trattamento HFMI nel migliorare la resistenza a fatica della struttura, riducendo in maniera marcata la probabilità di cedimenti prematuri e aumentando la durabilità complessiva del telaio.

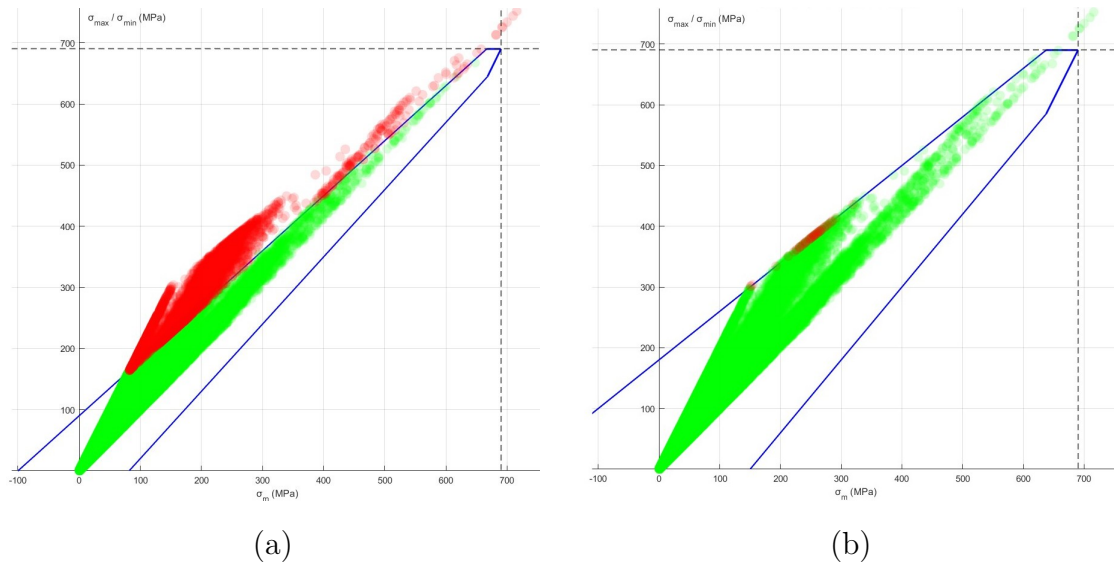


Figura 5.8: Distribuzione dei punti sicuri (verde) e dei punti critici (rosso) per il materiale S690: (a) giunto as welded, (b) giunto trattato con HFMI.

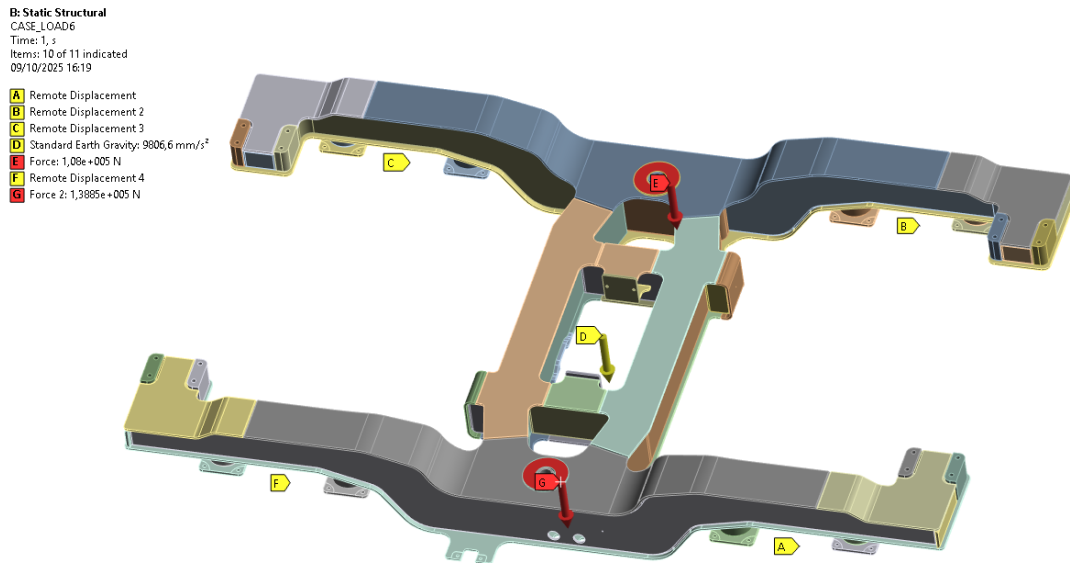


Figura 5.9: Distribuzione delle forze nel terzo ciclo di fatica – caso 6

5.3.4 4° ciclo di fatica

Per il quarto ciclo di fatica sono stati scelti i casi di carico 10 e 11, che sono stati analizzati per valutare la risposta del telaio a carichi longitudinali alternati. Questi

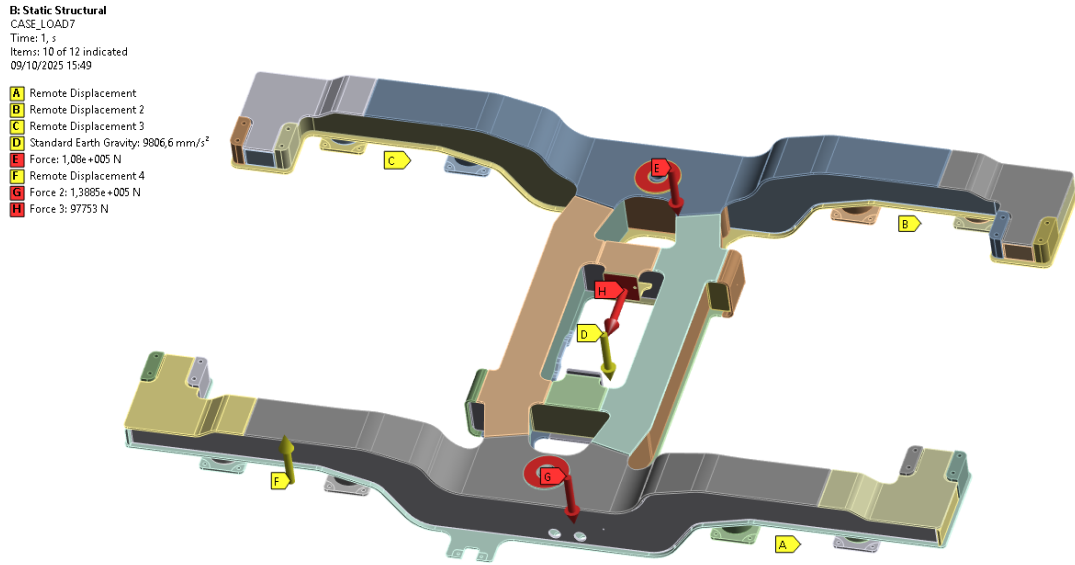


Figura 5.10: Distribuzione delle forze nel terzo ciclo di fatica – caso 9

casi sono particolarmente significativi, in quanto simulano condizioni di sollecitazione che combinano carichi verticali simmetrici e forze longitudinali variabili, comuni durante la marcia del treno su binari che presentano discontinuità o irregolarità.

Tabella 5.7: Quarto ciclo di fatica: casi di carico selezionati

Load case	F_{z1}	F_{z2}	F_{x1}	Twist
10	154280 N	154280 N	19551 N	
11	154280 N	154280 N	-19551 N	

Nel caso 10, le forze verticali applicate sulle due estremità del telaio sono simmetriche, mentre la componente longitudinale F_{x1} agisce in direzione positiva. Questo scenario simula una condizione di carico in cui la struttura è sottoposta a una spinta longitudinale uniforme, con carichi verticali uguali e distribuiti simmetricamente lungo il componente.

Il caso 11 rappresenta una configurazione simile, ma con la componente longitudinale che agisce in direzione opposta ($F_{x1} = -19551 N$). La combinazione di carichi verticali simmetrici e di forze longitudinali contrapposte genera una situazione di

carico alternato che può essere particolarmente critica per la fatica del materiale nelle zone di giunzione saldata.

Le immagini seguenti illustrano la distribuzione delle forze applicate nei due casi di carico, evidenziando la differenza nelle direzioni delle forze longitudinali applicate. Dalle verifiche effettuate sui due casi di carico risulta che, nel caso in cui venga impiegato esclusivamente acciaio S690QL non trattato, il numero di nodi critici è pari a 2078 su un totale di 153091 nodi.

L'applicazione del trattamento HFMI (High-Frequency Mechanical Impact) ha portato a una significativa riduzione dei nodi critici, che sono scesi a 412, ovvero meno dello 0,1% dei nodi totali, come illustrato in Fig.5.11. Questo risultato conferma ulteriormente l'efficacia del trattamento HFMI nel migliorare la resistenza a fatica della struttura, riducendo drasticamente la possibilità di cedimenti prematuri e incrementando la durata complessiva della componente.

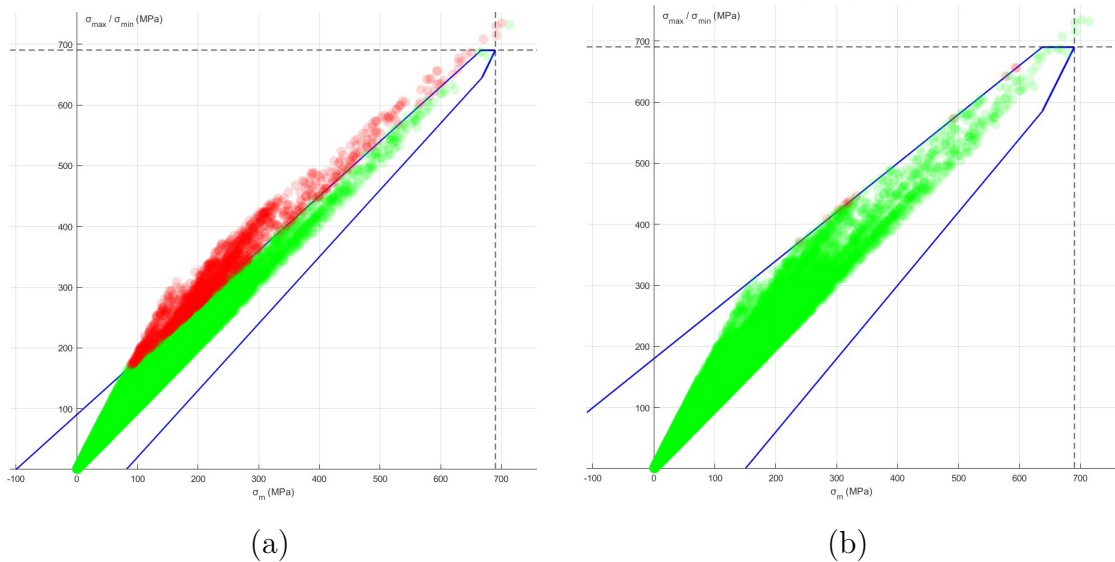


Figura 5.11: Distribuzione dei punti sicuri (verde) e dei punti critici (rosso) per il materiale S690: (a) giunto as welded, (b) giunto trattato con HFMI.

C: Copy of Static Structural
CASE_LOAD10
Time: 1, s
Items: 10 of 19 indicated
09/10/2025 16:40

- A Remote Displacement
- B Remote Displacement 2
- C Remote Displacement 3
- D Force: 1,5428e+005 N
- E Remote Displacement 4
- F Remote Force: 19551 N
- G Remote Force 2: 19551 N
- H Remote Force 3: 19551 N
- I Remote Force 4: 19551 N
- J Force 2: 1,5428e+005 N

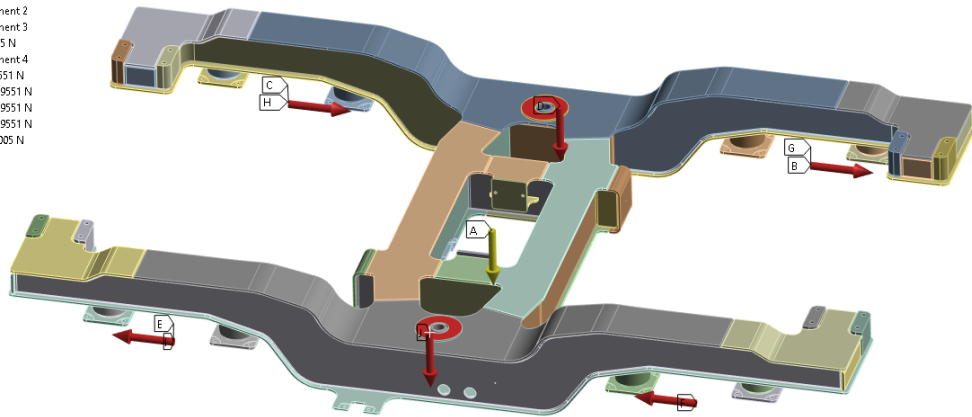


Figura 5.12: Distribuzione delle forze nel quarto ciclo di fatica – caso 10

B: Static Structural

CASE_LOAD11
Time: 1, s
Items: 10 of 19 indicated
09/10/2025 16:38

- A Remote Displacement
- B Remote Displacement 2
- C Remote Displacement 3
- D Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²
- E Force: 1,5428e+005 N
- F Remote Displacement 4
- G Remote Force: 19551 N
- H Remote Force 2: 19551 N
- I Remote Force 3: 19551 N
- J Remote Force 4: 19551 N

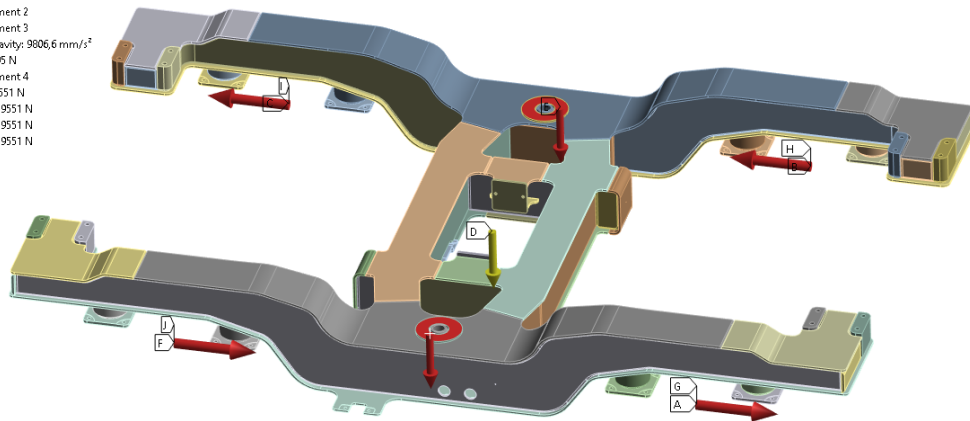


Figura 5.13: Distribuzione delle forze nel quarto ciclo di fatica – caso 11

5.4 Definizione delle Aree Critiche

Le zone critiche individuate nell'analisi strutturale corrispondono principalmente ai giunti saldati tra la parte superiore e quella inferiore dei longheroni. Questi punti risultano particolarmente sollecitati a causa delle forze di compressione e tensione

che si concentrano in modo non uniforme, generando alte tensioni equivalenti (von Mises). In particolare, le aree evidenziate dalle analisi mostrano picchi di stress nei giunti, che sono critici per la durata e la resistenza del componente strutturale. Le immagini mostrano i risultati relativi al ciclo 3 di fatica, ma le zone critiche evidenziate sono rappresentative anche degli altri cicli. Sebbene i picchi di tensione nei cicli successivi siano inferiori rispetto al ciclo 3, le aree vulnerabili rimangono le stesse. In tutte le simulazioni, infatti, i giunti saldati tra la parte superiore e inferiore dei longheroni si confermano come i punti più sollecitati, con tensioni massime che potrebbero compromettere la resistenza a lungo termine della struttura. Una nuova zona critica, visibile nella figura seguente, è stata individuata in un'ulteriore area di stress concentrato, sempre in prossimità di un giunto saldato. Questo punto mostra tensioni elevate che potrebbero influire negativamente sulla resistenza e durabilità del componente strutturale.

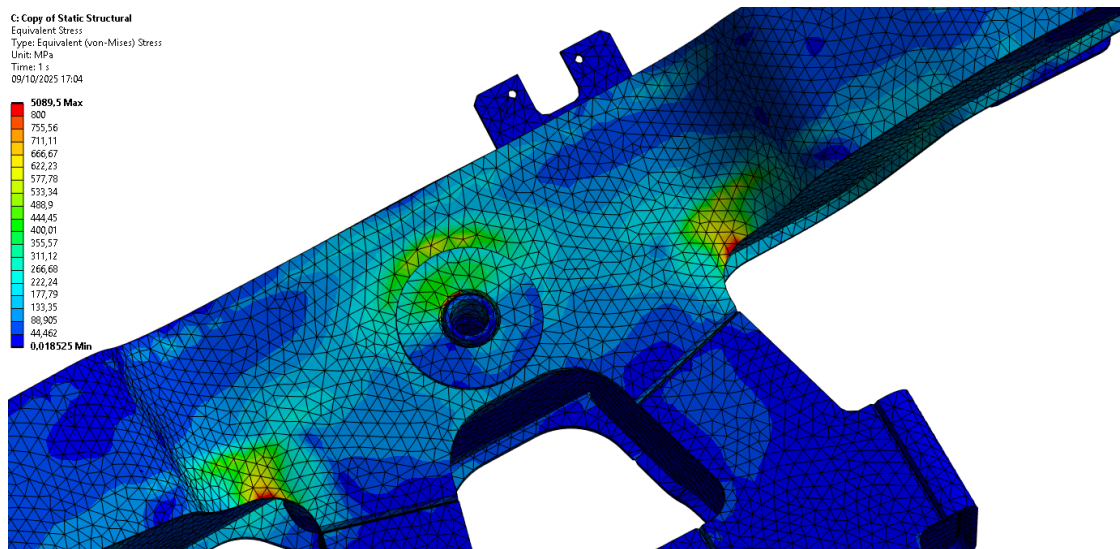


Figura 5.14: Zona critica 1: giunti saldati con tensioni elevate (Ciclo 3 di fatica)

Le immagini sovrastanti riportano le zone in cui si concentrano le massime tensioni, evidenziate dalla colorazione calda (rossa e arancione), che corrispondono ai punti di giunzione tra le due parti del longherone. Sebbene la tensione massima sviluppata nel ciclo 3 sia la più alta, anche nei cicli successivi, pur essendo inferiore, le aree critiche non cambiano. Tuttavia, i nodi critici individuati sono pochissimi e, di conseguenza, potrebbero essere trascurati in una valutazione complessiva del componente.

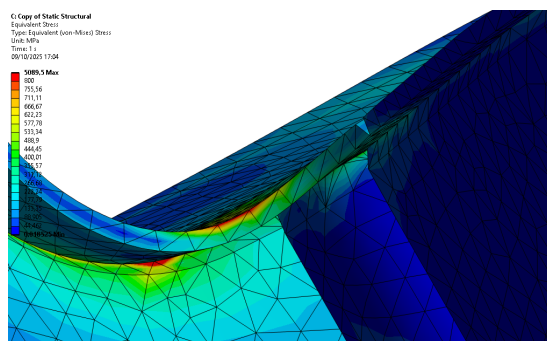


Figura 5.15: Zona critica 2

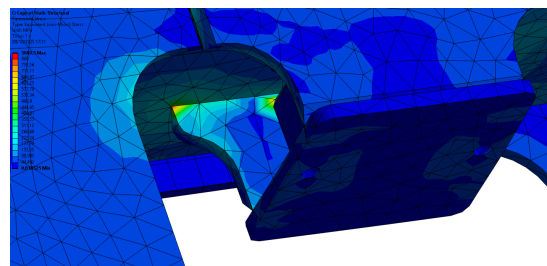


Figura 5.16: Zona critica 3

5.5 Confronti

Il confronto tra i materiali S690 e S355 evidenzia notevoli differenze in termini di resistenza e comportamento sotto carico eccezionale e di servizio.

Nel carico eccezionale, l'acciaio S690 mostra una resistenza significativamente superiore (510 MPa contro 220 MPa per l'S355), ma anche un fattore di sicurezza inferiore (0.77 contro 0.68). Questo indica che, pur avendo una resistenza superiore, S690 richiede una maggiore attenzione nella gestione dei carichi a causa delle tensioni più elevate, come riportato nella Tabella 5.8.

Per quanto riguarda il carico di servizio, S690 (sia in versione saldata che con trattamento HFMI) mostra un miglioramento sostanziale rispetto all'S355, con valori di fattore di sicurezza che superano quelli dell'S355 in quasi tutti i casi. Ad esempio, nel caso combinato LS-12-2 con LS-12-5, S690 ha un fattore di sicurezza di 1.45, mentre l'S355 si attesta a 0.52, dimostrando una resistenza maggiore del materiale S690. Inoltre, l'applicazione della tecnologia HFMI sui materiali S690 riduce ulteriormente il rischio di fatica, con un fattore di sicurezza vicino all'unità (0.71), che garantisce una durata ottimale nelle condizioni di esercizio. I dettagli di questi risultati sono riportati nella Tabella 5.9.

In generale, il materiale S690, pur essendo più resistente, può essere più suscettibile a carichi ciclici ripetitivi, ma il trattamento HFMI migliora significativamente il suo comportamento a fatica. L'S355, con la sua maggiore duttilità e minor resistenza, potrebbe essere preferibile in ambienti dove la propagazione delle cricche è una preoccupazione maggiore, ma l'S690 è vantaggioso quando è richiesta una resistenza superiore in termini di carico statico.

Tabella 5.8: Confronto tra S690 e S355 - Carico eccezionale

Load Case	S690 - Welded Material	k Factor (EN13749-Annex E)	S355 - Welded Material	k Factor (EN13749-Annex E)
Max vertical + Max Lateral + Twist Load	510 MPa	0.77	220 MPa	0.68

Tabella 5.9: Confronto tra S355, S690 e S690 con HFMI - Carico di servizio

Load Case	k S355 - WM	k S690 - WM	k S690 - WM + HFMI	Target - Safety Factor k
Combined cases LS-12-2 with LS-12-5	0.52	1.45	0.71	< 1
Combined cases LS-12-5 with LS-12-7	0.82	1.89	0.94	< 1
Combined cases LS-12-6 with LS-12-9	0.52	1.45	0.71	< 1
Combined cases LS-12-11 with LS-12-12	0.31	1.21	0.62	< 1

5.6 Sintesi dei risultati delle verifiche a fatica

Per fornire una visione complessiva dei risultati ottenuti dalle verifiche a fatica e delle analisi numeriche condotte, si riportano di seguito alcune tabelle riassuntive. Esse sintetizzano i principali dati relativi ai materiali impiegati, ai cicli di carico analizzati e agli effetti del trattamento HFMI (High-Frequency Mechanical Impact) sulla riduzione dei nodi critici e sull'incremento della durata a fatica.

Tabella 5.10: Sintesi dei cicli di carico analizzati (EN 13749)

Ciclo di fatica	Casi di carico	Tipo di sollecitazione	Note principali
1°	2 – 5	Carico verticale e torsione	Rappresenta esercizio statico e dinamico
2°	5 – 7	Torsione alternata ($\pm z$)	Simula oscillazioni laterali del telaio
3°	6 – 9	Carichi verticali alternati con torsione	Condizione più severa per la struttura
4°	10 – 11	Carichi longitudinali alternati	Riproduce discontinuità o frenature

Tabella 5.11: Confronto tra materiale saldato e trattato HFMI – nodi critici a fatica

Ciclo	Tot. nodi modello	Nodi critici (saldato)	Nodi critici (HFMI)
1°	531094	4896	1817
2°	153091	8503	2073
3°	531094	11319	3098
4°	153091	2078	412

Tabella 5.12: Effetto del trattamento HFMI sulla riduzione dei nodi critici

Ciclo	% Nodi critici	% Nodi critici residui post-HFMI
1°	63	0.35
2°	76	0.40
3°	73	0.60
4°	80	0.10

Tabella 5.13: Confronto sintetico tra materiali e trattamento – fattore di sicurezza k

Caso combinato	k S355 (AW)	k S690 (AW)	k S690 + HFMI
LS-12-2 + LS-12-5	0.52	1.45	0.71
LS-12-5 + LS-12-7	0.82	1.89	0.94
LS-12-6 + LS-12-9	0.52	1.45	0.71
LS-12-11 + LS-12-12	0.31	1.21	0.62

Le analisi condotte mostrano come l'applicazione del trattamento HFMI riduca in modo consistente il numero di nodi critici in tutti i cicli di carico esaminati, con una diminuzione compresa tra il 60% e l'80%. In particolare, il passaggio dalla condizione saldata (FAT 90) alla condizione trattata (FAT 180) comporta un incremento della resistenza a fatica pari al 100%, in linea con le raccomandazioni IIW e con gli studi sperimentali presenti in letteratura.

I valori del fattore di sicurezza k confermano che il trattamento HFMI consente di riportare i punti critici all'interno del dominio di sicurezza, garantendo un comportamento strutturale conforme ai requisiti della norma EN 13749.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi sperimentale ha affrontato in maniera sistematica il tema dell'alleggerimento strutturale di un telaio per carrello ferroviario destinato a veicoli passeggeri, in un'ottica di maggiore efficienza energetica, sostenibilità e innovazione tecnologica. La crescente attenzione del settore ferroviario verso la riduzione dei pesi strutturali, la diminuzione dei consumi energetici e la minimizzazione delle sollecitazioni trasmesse all'infrastruttura rende questo tipo di ricerca particolarmente attuale e di interesse industriale.

L'obiettivo principale del lavoro è stato la riprogettazione e l'ottimizzazione del telaio di riferimento, originariamente realizzato in acciaio S355J2, attraverso l'impiego di un materiale altoresistenziale, l'acciaio S690QL, e una conseguente riduzione degli spessori strutturali. Tutte le fasi progettuali e di verifica sono state condotte in conformità alle prescrizioni della norma EN 13749:2021 + A1:2023, che definisce i criteri per la specifica dei requisiti strutturali dei telai dei carrelli ferroviari.

L'analisi numerica condotta mediante il metodo degli elementi finiti (FEM) ha permesso di valutare in modo dettagliato il comportamento meccanico del nuovo telaio. La sostituzione del materiale, unita alla riduzione dello spessore da 14 mm a 10 mm, ha consentito di ottenere un significativo alleggerimento, con una riduzione di massa pari a circa il 23% (da 1406 kg a 1087 kg). Nonostante la riduzione della sezione resistente, le tensioni equivalenti massime nella configurazione ottimizzata (circa 600–650 MPa) si sono mantenute inferiori al limite di snervamento dell'acciaio S690QL (690 MPa), garantendo quindi margini di sicurezza adeguati anche nei casi di carico eccezionali previsti dalla normativa. Questi risultati confermano la validità del processo di ottimizzazione adottato e la possibilità di impiegare acciai altoresistenziali per la progettazione di telai ferroviari più leggeri ed efficienti.

Una delle principali criticità associate all'utilizzo di acciai altoresistenziali riguarda la loro sensibilità ai fenomeni di fatica, in particolare nelle giunzioni saldate, dove le tensioni residue e i difetti geometrici possono ridurre la vita utile del componente. Per mitigare tale problematica, è stato considerato l'impiego del trattamento post-saldatura High Frequency Mechanical Impact (HFMI), riconosciuto a livello internazionale come una tecnica efficace per il miglioramento della resistenza a fatica delle strutture saldate. L'applicazione del trattamento HFMI consente di

introdurre tensioni residue compressive nella zona critica del piede di saldatura e di migliorare la qualità superficiale, con un conseguente incremento significativo della vita a fatica.

I risultati ottenuti dalle analisi a fatica hanno mostrato che la combinazione del materiale S690QL con il trattamento HFMI non solo rispetta, ma in diversi casi supera i requisiti di durabilità imposti dalle normative europee di riferimento. L'effetto benefico del trattamento si è tradotto in un incremento delle classi FAT dei giunti saldati, garantendo una vita utile più estesa e un comportamento strutturale più affidabile nelle zone maggiormente sollecitate del telaio.

In conclusione, il lavoro ha dimostrato in modo chiaro e numericamente validato la fattibilità di realizzare telai per carrelli ferroviari più leggeri, sicuri e performanti attraverso l'impiego di acciai altoresistenziali e l'adozione di tecniche di miglioramento a fatica. L'alleggerimento conseguito si traduce direttamente in benefici operativi significativi: riduzione del consumo energetico, minore usura dell'infrastruttura e aumento dell'efficienza globale del sistema ferroviario. Tali risultati si inseriscono pienamente nel quadro delle strategie europee per la mobilità sostenibile e rappresentano un contributo concreto verso lo sviluppo di soluzioni tecniche innovative per il trasporto su rotaia.

Sviluppi Futuri

I risultati raggiunti nel presente lavoro costituiscono una base per ulteriori sviluppi di ricerca e approfondimento sperimentale, finalizzati a perfezionare l'approccio progettuale e a estenderne la validità ad altri componenti o tipologie di veicoli ferroviari. In particolare, si propongono le seguenti linee di indagine futura:

- **Analisi dinamica e del comfort:** L'integrazione del modello FEM del telaio ottimizzato all'interno di un modello multi-body del veicolo consentirebbe di analizzare in modo più completo il comportamento dinamico del carrello durante il servizio, considerando le masse sospese e non sospese, la risposta modale e il livello di comfort percepito dai passeggeri. Tale analisi permetterebbe inoltre di confrontare direttamente le prestazioni del telaio alleggerito con quelle della configurazione originale.
- **Ottimizzazione topologica avanzata:** L'elevata resistenza meccanica dell'acciaio S690QL offre la possibilità di estendere il processo di ottimizzazione oltre la semplice riduzione di spessore, mediante tecniche di ottimizzazione topologica e parametrica. Queste permetterebbero di individuare configurazioni geometriche più efficienti, in grado di massimizzare il rapporto rigidezza/peso e ulteriormente ridurre la massa complessiva del telaio.

- Validazione sperimentale: È auspicabile l'esecuzione di prove sperimentali su campioni reali o prototipi in scala del telaio trattato con HFMI, al fine di verificare sperimentalmente le prestazioni a fatica e calibrare le curve $S-N$ per l'acciaio S690QL trattato. Ciò permetterebbe di consolidare la correlazione tra le previsioni numeriche e il comportamento reale del componente.
- Analisi economica e sostenibilità: Un'analisi costi-benefici, che consideri il maggiore costo del materiale e del trattamento HFMI rispetto all'acciaio tradizionale, a fronte dei vantaggi operativi ottenuti (riduzione dei consumi, minore manutenzione e maggiore vita utile), consentirebbe di quantificare l'effettivo ritorno economico e ambientale dell'intervento. Tale valutazione sarebbe utile per supportare eventuali decisioni industriali e politiche di investimento.

In prospettiva, l'approccio metodologico sviluppato in questo lavoro può essere esteso a diverse tipologie di componenti ferroviari o a veicoli di nuova generazione, contribuendo all'evoluzione verso un sistema di trasporto su rotaia più leggero, efficiente e sostenibile dal punto di vista energetico e ambientale.

Appendice A

Norme di Riferimento

In questa appendice sono riportate le principali norme tecniche e linee guida consultate e utilizzate nel corso del lavoro di tesi, relative alla progettazione, saldatura e verifica strutturale dei carrelli ferroviari e dei giunti saldati. Le norme elencate costituiscono il quadro di riferimento tecnico-normativo a cui sono state rapportate le analisi strutturali, le verifiche di resistenza e le procedure di valutazione a fatica.

Norme Europee e Internazionali

- BS EN 1993-1-8:2024 — Eurocodice 3: Progettazione delle strutture in acciaio – Parte 1-8: Progettazione dei collegamenti.
- BS EN 13749:2021 + A1:2023 — Applicazioni ferroviarie – Assili e carrelli – Metodo per la specifica dei requisiti strutturali dei telai dei carrelli.
- BS EN 15085-3:2022 + A1:2023 — Applicazioni ferroviarie – Saldatura di veicoli ferroviari e loro componenti – Requisiti di progettazione.
- BS EN 15663:2017 + A2:2024 — Applicazioni ferroviarie – Definizione dei parametri principali dei veicoli ferroviari e loro valori nominali.
- BS EN ISO 5817:2014 — Saldatura – Giunti saldati a fusione in acciaio, nichel, titanio e loro leghe – Livelli di qualità per le imperfezioni.
- BS EN ISO 5817:2023 — Welding – Fusion-welded joints in steel, nickel, titanium and their alloys – Quality levels for imperfections.
- BS EN ISO 15085:2024 — Railway applications – Welding of railway vehicles and components – Requirements and quality levels.

Raccomandazioni IIW (International Institute of Welding)

- IIW Recommendations for the HFMI Treatment for Improving the Fatigue Strength of Welded Joints — Linee guida internazionali per l'applicazione del trattamento ad impatto meccanico ad alta frequenza (HFMI) per il miglioramento della resistenza a fatica delle saldature.
- IIW Recommendations on Methods for Improving the Fatigue Strength of Welded Joints (IIW-2142-110) — Raccomandazioni sui metodi di miglioramento della resistenza a fatica dei giunti saldati, incluse tecniche di molatura, rifusione TIG e trattamenti meccanici superficiali.

Le norme sopra elencate sono state utilizzate come riferimento per la definizione dei criteri di verifica, la selezione dei materiali, le metodologie di analisi e le procedure di miglioramento a fatica applicate nel presente lavoro di tesi.

Appendice B

Codice MATLAB: diagrammi di GOODMAN-SMITH

```
1 %% DIAGRAMMA GOODMAN-SMITH - MATERIALE BASE%%
2 close all; clear; clc;
3
4 %% DATI MATERIALI PER DIAGRAMMA - MATERIALE BASE
5 %Sr1 = 900;
6 %Se1 = 350;
7 %Sy1 = 690;
8 %% DATI MATERIALI PER DIAGRAMMA - MATERIALE SALDATO
9 %Sr1 = 900;
10 %Se1 = 90;
11 %Sy1 = 690;
12 %% DATI MATERIALI PER DIAGRAMMA - MATERIALE SALDATO+HFMI
13 Sr1= 900;
14 Se1 = 180;
15 Sy1 = 690;
16
17 sigma_m = linspace(-Sy1, Sy1, 1000);
18 sigma_a = Se1 * (1 - abs(sigma_m)/Sr1);
19 sigma_max = min(sigma_m + sigma_a, Sr1);
20 sigma_min = max(sigma_m - sigma_a, -Sr1);
21
22 % Calcolare la parte troncata orizzontalmente a sigma di
    snervamento
23 sigma_max_trunc = min(sigma_max, Sy1);
24 sigma_min_trunc = max(sigma_min, -Sy1);
25
26 figure; hold on;
```



```

27
28 % Tracciare la linea fino al punto di intersezione
29 idx_max = find(sigma_max_trunc == Sy1, 1);
30 sigma_m_intersection_max = sigma_m(idx_max);
31
32 % Limita la linea alla parte prima dell'intersezione
33 plot(sigma_m(sigma_m <= sigma_m_intersection_max), sigma_max_trunc
      (sigma_m <= sigma_m_intersection_max), 'b-', 'LineWidth', 2);
34 plot(sigma_m(sigma_m <= sigma_m_intersection_max), sigma_min_trunc
      (sigma_m <= sigma_m_intersection_max), 'b-', 'LineWidth', 2);
35
36 % Tracciare il limite di snervamento
37 yline(Sy1, 'k--', 'LineWidth', 1.2);
38 yline(-Sy1, 'k--', 'HandleVisibility', 'off');
39 xline(Sy1, 'k--', 'LineWidth', 1.2);
40 xline(-Sy1, 'k--', 'HandleVisibility', 'off');
41 % Calcolare la parte troncata orizzontalmente
42 sigma_max_trunc = min(sigma_max, Sy1);
43 % Troncamento orizzontale superiore
44 sigma_min_trunc = max(sigma_min, -Sy1);
45
46 plot([sigma_m_intersection_max, Sy1], [sigma_max_trunc(idx_max),
      Sy1], 'b-', 'LineWidth', 2);
47
48 plot([sigma_m_intersection_max, Sy1], [sigma_min_trunc(idx_max),
      Sy1], 'b-', 'LineWidth', 2);
49
50 % Impostare limiti e etichette
51 xlim([-300, Sy1] * 1.1);
52 ylim([-300, Sy1] * 1.1);
53 xlabel('_m (MPa)');
54 ylabel('_ {max} / _ {min} (MPa)');
55 title('Goodman-Smith - Materiale Base');
56
57 ax = gca;
58 ax.XAxisLocation = 'origin';
59 ax.YAxisLocation = 'origin';
60
61 grid on;
62 hold off;
63
64 % === INPUT ===
65 fileA = 'equivalent_stress_load6.xlsx'; % risultati LC6
66 fileB = 'equivalent_stress_load9.xlsx'; % risultati LC9
67
68 % === LETTURA DATI ===
69 dataA = readmatrix(fileA);
70 dataB = readmatrix(fileB);
71

```

```
72 nodeID = dataA(:,1);
73 sigmaA = dataA(:,2); % stress da LC6
74 sigmaB = dataB(:,2); % stress da LC9
75
76 % === COSTRUZIONE CICLO ===
77 sigma_max = max(sigmaA, sigmaB);
78 sigma_min = min(sigmaA, sigmaB);
79 sigma_a = (sigma_max - sigma_min)/2;
80 sigma_m = (sigma_max + sigma_min)/2;
81 % === CALCOLO a DISPONIBILE CON GOODMAN-SMITH ===
82 sigma_a_disp = Se1 .* (1 - abs(sigma_m)./Sr1);
83
84 % === COEFFICIENTE DI SICUREZZA ===
85 k = sigma_a ./sigma_a_disp;
86
87 safe_nodes = find(k <= 1);
88 unsafe_nodes = find(k > 1);
89
90 fprintf('Nodi sicuri: %d\n', numel(safe_nodes));
91 fprintf('Nodi critici: %d\n', numel(unsafe_nodes));
92
93 % === Output tabella completa ===
94 results = table(unsafe_nodes, k(unsafe_nodes));
95 results = sortrows(results,"Var2","descend");
96 results.Properties.VariableNames(2) = "k";
97
98 percent_nodi_critici=(numel(unsafe_nodes)/(numel(safe_nodes)+numel(
    unsafe_nodes)))*100;
```


Bibliografia

- [1] A. S. T. Ahola. «Fatigue strength assessment of ultra-high-strength steel fillet weld joints using 4R method». In: *Journal of Constructional Steel Research* (2019).
- [2] P. S. Al-Emrani. *Post weld treatment—Implementation on bridges with special focus on HFMI*. Goteborg, Sweden, 2014 (cit. a p. 30).
- [3] Orcaloca. «La storia della ferrovia». In: *Orcaloca.it* (2024). Disponibile su: <https://www.orcaloca.it/joomla/la-storia-della-ferrovia>. Accesso effettuato il 10 ottobre 2025. (cit. a p. 4).
- [4] DaTrains. *Materiale rotabile*. Accesso effettuato il 10 ottobre 2025. 2011. URL: <https://www.datrains.eu/2011/10/5-materiale-rotabile/> (cit. a p. 12).
- [5] I. I. Andreja e R. R. Miletic. «Analysis of Influence of the Welding Procedure on Impact Toughness of Welded Joints of the High-Strength Low-Alloyed Steels». In: *Applied Sciences* (2020) (cit. a p. 30).
- [6] F. I. L. Boris. «Two-Stage Model for Fatigue Life Assessment of High Frequency Mechanical Impact (HFMI) Treated Welded Steel Details». In: *Metals* (2021) (cit. a p. 31).
- [7] E. S. D. Cecilia. *Composite bridge design optimisation using HFMI-treatment*. Gothenburg, Sweden, 2024.
- [8] T. D. M. Damir. «Post-Weld Heat Treatment of S690QL1 Steel Welded Joints: Influence on Microstructure, Mechanical Properties and Residual Stress». In: *Metals* (2023).
- [9] L. C. P.-G.-Y. Fabien. *HFMI: understanding the mechanisms for fatigue life improvement and repair of welded structures*. 2017.
- [10] B. Fikri e Z. B. Yalchiner. «Life Extension of Welded Structures Using HFMI Techniques - Potential Application to Offshore Structures». In: *Proceedings of the 2nd International Conference on Structural Integrity (ICSI)*. Madeira, 2017, pp. 377–384.

- [11] V. M. G. Gomes. «Additive Manufacturing in the Railway Rolling Stock: Current and Future Perspective». In: *Third European Conference on the Structural Integrity of Additively Manufactured Materials (ESIAM23)*. Porto, 2024, pp. 285–290.
- [12] C. Hailong e X. L. «Recent research progress on additive manufacturing of high-strength low-alloy steels: Focusing on the processing parameters, microstructures and properties». In: *Materials Today Communications* (2023).
- [13] J. Hendrik e J. U. «Material Behavior of High-Strength Low-Alloy Steel (HSLA) WAAM Walls in Construction». In: *Metals* (2023).
- [14] M. Ivan e A. I. «Analysis of Selected Properties of Welded Joints of the HSLA Steels». In: *Materials* (2020).
- [15] M. Jaromir e J. S. «Heat Input Influence on the Fatigue Life of Welds from Steel S460MC». In: *Metals* (2020).
- [16] S. Jung-Won e H.-M.-J. K.-H. «Effect of multiple weld repairs on fatigue strength of bogie frame of railroad vehicle». In: *Advances in Mechanical Engineering* (2023), pp. 1–16.
- [17] K. F. Chung e M. *Effective use of high-strength S690 steel in construction*. 2025.
- [18] I. Kaushik e Z. B. «Life-cycle Cost assessment of Post Weld treatments: Effect of local weld geometries». In: *Procedia Structural Integrity* 57 (2024), pp. 469–477.
- [19] S. Kodama e I. Y. «Improvement of Fatigue Strength of Arc Welded Joints Using High Strength Steel Sheets for Automobile Chassis Members». In: *Nippon Steel & Sumitomo Metal Technical Report* 119 (2018).
- [20] W. Lea e D. L. «Fatigue behaviour of automatically HFMI treated welds». In: *Welding in the World* 68 (2024), pp. 2125–2139.
- [21] L. Martin e S. G. «Fatigue strength of HFMI-treated and stress-relief annealed high-strength steel weld joints». In: *6th Fatigue Design Conference*. Leoben, 2015, pp. 477–484.
- [22] D. Medvecká e J. M. «Examination of fatigue life of HSLA Domex 700 MC welded joints». In: *14th International Scientific Conference on Sustainable, Modern and Safe Transport*. 2021, pp. 533–537.
- [23] Miao-Xia Xie e W.-K.-X.-M. Y.-Q. «Fatigue Resistance of Fillet Welds of Traction Rod Brackets on a Locomotive Bogie Based on International Union of Railways Standards and Improvement Measures Adopted». In: *Applied Sciences* (2023).

-
- [24] Milan Sága e M. B. «Research of the Fatigue Life of Welded Joints of High Strength Steel S960 QL Created Using Laser and Electron Beams». In: *Materials* (2020).
- [25] Miloš Mician e M. F. «Influence of Welding Parameters and Filler Material on the Mechanical Properties of HSLA Steel S960MC Welded Joints». In: *Metals* (2021).
- [26] Moritz Braun e J. H. «Fatigue strength of normal and high strength steel joints improved by weld profiling». In: *Engineering Structures* (2021).
- [27] Moritz Braun e X. W. «A review of fatigue test data on weld toe grinding and weld profiling». In: *International Journal of Fatigue* 145 (2021).
- [28] Nicolae Rodideal e C. M. «Mechanical characterization and fatigue assessment of wire and arc additively manufactured HSLA steel parts». In: *International Journal of Fatigue* (2022).
- [29] Noor Mazni Ismail e N. A. «The effect of heat treatment on the hardness and impact properties of medium carbon steel». In: *IOPscience* (2016).
- [30] Ozler Karakas e M. L. «Application of critical distance approach for fatigue assessment of welded and HFMI-treated steel joints». In: *International Journal of Fatigue* (2022).
- [31] Patricio G. Riofrío e F. A. «Fatigue Performance of Thin Laser Butt Welds in HSLA Steel». In: *Metals* (2021).
- [32] Salina Saidin e D. A. «Effects of High Frequency Mechanical Impact on Fatigue Life of Semi-Automated Gas Metal Arc Welding (GTAW) of HSLA Butt Weld». In: *MATEC Web of Conferences IIW 2018*. Vol. 269. 2019.
- [33] Sandeep Jindal e R. C. «Issues in Welding of HSLA Steels». In: *Advanced Materials Research* 365 (2012), pp. 44–49 (cit. alle pp. 13, 14).
- [34] Railway Gazette International. *Non-traditional materials to reduce bogie weights*. Accessed: 2025-09-26. 2025. URL: <https://www.railwaygazette.com/non-traditional-materials-to-reduce-bogie-weights/62646.article>.
- [35] A. Bracciali e G. M. «New wheels, new wheelsets, new bogies». In: *24th International Conference "Current Problems in Rail Vehicles - PRORAIL 2019"*. Žilina, Slovakia, 2019.
- [36] A. Ulbricht e F. Z. «Structural lightweight components for energy-efficient rail vehicles using high-performance composite materials». In: *Transportation Research Procedia* 72 (2023), pp. 1685–1692.
- [37] F. Tomaszewski e M. S. «Ultralight drive systems structures of freight wagons – Possibilities and limitations resulting from regulations». In: *Advances in Science and Technology Research Journal* (2025), pp. 209–222.

-
- [38] H. Shi e J. G. «European high-speed bogie technology review». In: *International Journal of Vehicle Design* (2019).
- [39] J. Hou e J. G. «A novel bogie design made of glass fibre reinforced plastic». In: *Materials and Design* 37 (2012), pp. 1–7.
- [40] J. S. Kim e H. J. Kim. «Structural behaviors of a GFRP composite bogie frame for urban subway trains under critical load conditions». In: *Procedia Engineering* 10 (2011), pp. 2375–2380.
- [41] J. S. Kim, W.-G. Lee e L.-K. J. Kim. «Natural frequency evaluation of a lightweight GFRP composite bogie frame». In: *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* (2015).
- [42] K. Iyer e P. W. «Life-cycle assessment of a composite railway bogie frame». In: *Procedia CIRP* 122 (2024), pp. 988–993.
- [43] D. Liviu. «Design a composite materials landing gear». In: *Journal of Physics: Conference Series* (2019).
- [44] A. Queguineur, A. Daareyni, H. Mokhtarian, M. Isakov, R. Rook, W. Ya e I. Ituarte. «Digital design and manufacturing of a railway bogie demonstrator via multi-material wire arc directed energy deposition». In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* (2025), pp. 5281–5303.
- [45] R. Miklasz e S. D. «Bogie design of 227M type rail vehicle». In: *Rail Vehicles / Pojazdy Szynowe* (2022), pp. 40–48.
- [46] R. Soni e R. V. «A critical review of recent advances in the aerospace materials». In: *Materials Today: Proceedings* (2024), pp. 180–184.
- [47] A. Saeedi e M. M. *Recent advancements in the applications of fiber-reinforced polymer structures in railway industry—A review*. Dubendorf, Switzerland, 2023.
- [48] J. Singh. *HHP Locomotive’s bogies*. 2019.
- [49] T. Nishimura e Y. Takahashi. «efWING — New-generation railway bogie». In: *Technical Review* 177 (2016).
- [50] S. Verma e S. H. «Analysis of bogie frame manufactured with different processes». In: *SSRG International Journal of Mechanical Engineering (SSRG-IJME)* 4.5 (2017).
- [51] Y. Kai e Y. Yu. «Material characterization of a multi-cavity composite structure for the bogie frame of urban maglev train». In: *Composites Part B* 99 (2016), pp. 277–287.
- [52] Davide Vargiu. «Analisi Dinamica di una Locomotiva con Carrelli a Tre Assi mediante Simulazione Multibody». Master’s thesis. Politecnico di Torino, 2023 (cit. alle pp. 4, 12).

- [53] Antonio Mitrugno. «Studio delle sospensioni di un carrello ferroviario a tre assi per locomotive». Master's thesis. Politecnico di Torino, 2024 (cit. alle pp. 4, 12).
- [54] *Documento di riferimento sul trattamento HFMI*. Technical reference document. 2024.
- [55] *Linee guida per la valutazione a fatica delle giunzioni HFMI*. Design and fatigue evaluation guidelines. 2024.
- [56] P. J. Haagensen e S. J. Maddox. *Raccomandazioni sulle tecniche di miglioramento post-saldatura*. IIW Recommendations. 2000 (cit. alle pp. 33, 34, 80).
- [57] *Studio sull'introduzione di tensioni residue compressive mediante HFMI*. Technical report. 2024.
- [58] *La riprofilatura delle ruote dei treni: la chiave per la sicurezza e l'efficienza ferroviaria*. Accessed: 2025-09-26. 2025. URL: <https://www.rail-services.it/la-riprofilatura-delle-ruote-dei-treni-la-chiave-per-la-sicurezza-e-lefficienza-ferroviaria/>.
- [59] Scalaenne. *Passo rigido ed il carrello italiano*. Accessed: 2025-09-26. 2017. URL: <https://scalaenne.wordpress.com/2017/02/04/passor-rigido-ed-il-carrello-italiano/> (cit. a p. 5).
- [60] *Carbon fibre rail bogie unveiled*. Accessed: 2025-09-26. 2025. URL: <https://www.jecomposites.com/news/spotted-by-jec/carbon-fibre-rail-bogie-unveiled/> (cit. a p. 13).
- [61] *Cetrovo new generation carbon fiber subway vehicles officially released - China CRRC*. Accessed: 2025-09-26. 2025. URL: <https://karboncomposites.com/cetrovo-new-generation-carbon-fiber-subway-vehicles-officially-released-china-crrc/> (cit. a p. 13).
- [62] *Leaf bogie*. Accessed: 2025-09-26. 2025. URL: <https://www.fordyno.com/leaf-bogie>.
- [63] SteelNumber. *S690 - Steel Number*. Accessed: 2025-10-06. 2025. URL: https://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=52 (cit. a p. 28).
- [64] L. Giovinazzo, A. Amodei, F. Merolla, M. Vitali e E. Placino. *Motor Bogie Frame Strength Analysis: Gaziray*. Technical Document. TURASAS Technical Document, Revision 00. Ott. 2022. URL: <https://www.turasas.com>.

- [65] Subhankar Haldar e Ravikant Verma. «Analysis of Bogie Frame Manufactured with Different Processes». In: *GD-Rungta College of Engineering & Technology, Bhilai* (n.d.). Research Scholar and Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, GD-Rungta College of Engineering & Technology, Bhilai, Chhattisgarh, India. (cit. a p. 13).
- [66] Tatravagonka a.s. *Bogie Y25 LsAL-C-K*. Accesso effettuato il 10 ottobre 2025. n.d. URL: <https://tatravagonka.sk/bogie/y25-lsal-c-k/?lang=en> (cit. a p. 14).
- [67] Gianluca Megna. «Application of Austempered Ductile Irons to Structural Components of Railway Vehicles». Supervisors: Prof. Andrea Bracciali. External Referees: Prof. Carlo Rosso, Prof. Angelo Mazzù. Dean of the Doctoral Programme: Prof. Maurizio De Lucia. PhD Thesis. Università degli Studi di Firenze, 2019 (cit. a p. 16).
- [68] SONATS. *HFMI Treatment*. 2025. URL: <https://sonats-et.com/en/hfmi-treatment/> (cit. alle pp. 46, 47).
- [69] Siemens Mobility. *Bogie Technology*. Accesso effettuato il 10 ottobre 2025. n.d. URL: <https://www.mobility.siemens.com/global/en/portfolio/rolling-stock-components/bogie-technology.html> (cit. a p. 17).
- [70] Topst Titanium. *Titanium Alloy in Rail Transit*. Accesso effettuato il 10 ottobre 2025. 2023. URL: <https://www.topstitanium.com/2023/09/29/titanium-alloy-in-rail-transit/> (cit. a p. 16).
- [71] Stefanos Gkatzogiannis, Jan Schubnell, Peter Knoedel, Majid Farajian, Thomas Ummenhofer e Michael Luke. «Investigating the fatigue behaviour of small scale and real size HFMI-treated components of high strength steels». In: *Engineering Failure Analysis* 121 (2021), p. 104118. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2020.104118. URL: <https://www.elsevier.com/locate/engfailanal> (cit. a p. 48).
- [72] Fabien Lefebvre, Catherine Peyrac, G. Elbel, C. Revilla-Gomez, Catherine Verdu e Jean-Yves Buffière. «HFMI: understanding the mechanisms for fatigue life improvement and repair of welded structures». In: *Fatigue Fracture of Engineering Materials Structures* 40 (2017), pp. 1621–1638. DOI: 10.1111/ffe.12648. URL: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1111/ffe.12648> (cit. alle pp. 51, 52).

Ringraziamenti

Come chi mi conosce sa, non sono esattamente la persona che si lancia volentieri in dichiarazioni pubbliche o sbandieramenti emotivi ma oggi proverò a fare un'eccezione.

Prima di ogni ringraziamento, c'è un pensiero che vorrei lasciare a tutti. Il mio augurio è che abbiate sempre il coraggio di essere ambiziosi, ma senza mai perdere l'ancora dell'umiltà. Spero che questa umiltà sia la vostra forza, quella che vi permetta di avere fiducia in voi stessi mantenendo sempre l'onestà e la misura, senza mai credevi superiori a nessuno.

Il primo grazie va alla mia famiglia, il mio rifugio più sicuro e la mia forza più grande. Grazie per non avermi mai lasciata sola, per avermi dato la certezza di essere sempre importante e capace di affrontare qualsiasi nuova sfida.

A Mamma e Papà, siete la mia bussola: la persona che sono oggi è il frutto dei valori che mi avete trasmesso e della fiducia sconfinata che riponete in me. A voi va il mio più profondo ringraziamento.

A Robi e Checca: la distanza non è un ostacolo per il nostro legame, che non si spezzerà mai. Siete il mio costante promemoria che, anche se siamo lontane, avremo sempre le nostre mani tese per aiutarci. Siete il mio orgoglio. Non avrei potuto desiderare sorelle migliori.

A tutte le persone speciali che ho avuto la fortuna di incontrare a Torino – e che evito di nominare individualmente solo per non stilare un elenco interminabile – va il mio più profondo ringraziamento. Voglio ringraziare non solo chi ho conosciuto qui, ma anche chi già faceva parte della mia vita e con cui, in questo contesto, ho costruito un legame ancora più solido. La verità è che, grazie a voi, mi sono innamorata di questa città. Mi sento incredibilmente fortunata ad aver condiviso questo tratto di percorso con voi: non avrei potuto desiderare compagni di viaggio migliori. Siete voi che mi avete permesso di affrontare questi due anni con una serenità e una leggerezza che non credevo mi appartenessero. È vero, forse Torino non sarà perfetta, non avrà il mare, ma mi ha regalato amici con cui ho condiviso

momenti che custodirò gelosamente per sempre.

Un grazie speciale è per Samu. La nostra sintonia è stata immediata e profonda, come quella che lega chi si conosce da sempre. La tua presenza è stata un sostegno costante: mi hai sempre incoraggiata e valorizzata. In questi due anni ho avuto il privilegio di conoscerti a fondo e ho scoperto in te una delle persone più autentiche, sensibili e belle che io abbia mai incontrato.

Alle mie amiche e ai miei amici "di giù", siete una parte fondamentale della mia vita. Grazie per aver saputo far sentire la vostra presenza e il vostro supporto anche a distanza. Sapere che, tornando a casa, ci sono persone che conosco da una vita e che continuano ad essermi vicine è una fortuna rara, che non tutti hanno il privilegio di vivere. Sapete bene che non sono la persona più assidua con i messaggi, ma il bene che vi voglio è immenso e costante.

Ad Ale, la mia stella polare. Questi anni ci hanno chiaramente mostrato quanto la distanza possa essere un enorme ostacolo, ma anche che, quando alla base c'è tanto amore, non esiste barriera che non si possa superare. Ti ringrazio per essere stato il mio rifugio sicuro, la telefonata che sapeva di casa e che spegneva ogni mia ansia, dandomi la forza quando la paura di fallire era più grande della volontà di riuscire. Il tuo sostegno è stato costante: grazie per aver saputo celebrare anche il mio più piccolo traguardo e per sognare instancabilmente un futuro insieme. Sei la mia certezza, ti amo.