



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2024/2025

Sessione di laurea Ottobre 2025

Analisi strutturale della cassa di un Tram Storico effettuata con codici FEM

Relatore:

Prof. Nicola Bosso

Candidato:

Maria Chiara Suppa

Correlatori:

Prof. Nicolò Zampieri

Ing. Matteo Magelli

Abstract

This thesis focuses on the structural design and verification of light rail transport systems, with particular reference to the case study of the historic tram motor car 614, currently being restored by the Associazione Torinese Tram Storici (ATTS). The main objective is to assess, through static finite element analysis (FEM) carried out in ANSYS Workbench, the structural adequacy of the vehicle with respect to current regulatory requirements. The study is divided into two parts: a global analysis of the floor, aimed at evaluating the overall behavior of the structure, and a local analysis of the coupling components between car body and bogie, specifically designed for this application. Following an introduction to the tramway system, ATTS, and the restoration projects undertaken by the association—with a specific focus on the tram under study—the work continues with the preparation of models for FEM simulations. The methodology involved CAD modeling, the conversion of geometries into SHELL elements where appropriate, the definition of materials, connections, and mesh, as well as the application of constraints and load conditions established by standards EN 13749 and EN 15663. Four normal load cases were analyzed for the floor and two cases for each local model, including exceptional load configurations, in order to ensure structural safety under extreme operating scenarios. The results show plausible deformation limits and a regular stress distribution, both at the global level and in the coupling components, without highlighting any structural criticalities. The simulations therefore confirm the design suitability of the adopted solutions, verifying the integrity and safety of motor car 614. The work thus represents a concrete contribution to its restoration and return to service as a historic tram.

Sommario

La presente tesi si colloca nell'ambito della progettazione e della verifica strutturale dei sistemi di trasporto su rotaia leggera, con specifico riferimento al caso studio della motrice storica 614, oggetto di restauro da parte dell'Associazione Torinese Tram Storici (ATTS). L'obiettivo principale è valutare, mediante analisi statica agli elementi finiti (FEM) condotta in ANSYS Workbench, l'idoneità strutturale del veicolo rispetto ai requisiti normativi vigenti. Lo studio si articola in due fasi: l'analisi globale del pianale, volta a descriverne il comportamento complessivo, e l'analisi locale dei componenti di accoppiamento tra cassa e carrello, progettati appositamente per questa applicazione. Dopo una prima introduzione al sistema tramviario, ad ATTS e ai restauri da essa condotti - con particolare riferimento al tram oggetto di studio - il lavoro prosegue con la preparazione dei modelli per le simulazioni FEM. La metodologia ha previsto la modellazione CAD, la conversione ove necessario delle geometrie in elementi SHELL, la definizione dei materiali, delle connections e della mesh, nonché l'applicazione dei vincoli e delle condizioni di carico stabilite dalle normative EN 13749 e EN 15663. Sono stati analizzati quattro casi di carico normali per il pianale e due casi per ciascun modello locale, includendo anche le configurazioni di carico eccezionale, al fine di garantire la sicurezza della struttura in scenari operativi estremi. I risultati mostrano limiti di deformazione plausibili e una distribuzione regolare delle sollecitazioni, sia a livello globale sia nei componenti di accoppiamento, senza evidenziare criticità strutturali. Le simulazioni confermano quindi l'idoneità progettuale delle soluzioni adottate, verificando l'integrità e la sicurezza della motrice 614. Il lavoro si configura come un contributo concreto al restauro e al ritorno in servizio del veicolo come tram storico.

Indice

Elenco delle tabelle	v
Elenco delle figure	vi
1 Introduzione	1
2 Progetto e memoria: struttura e restauro del tram	3
2.1 Architettura meccanica generale dei tram	3
2.2 Il restauro come operazione tecnica e culturale: storia di ATTS . . .	5
2.3 Storia e tipologie di tram storici	6
2.3.1 ATM TORINO, n°116	7
2.3.2 ATM TORINO, n°502	7
2.3.3 ATM TORINO, n° 2592 e la Linea Storica 7	8
2.4 Il caso studio del Tram ATM TORINO, n°614	9
2.4.1 Storia della vettura	9
2.4.2 Il restauro	10
2.4.3 Struttura del veicolo restaurato	12
3 Preparazione all'analisi FEM del pianale	14
3.1 Modellazione CAD del pianale del tram	14
3.2 Il metodo degli elementi finiti (FEM)	17
3.3 Importazione del modello in ANSYS Workbench	19
3.4 Definizione del materiale	19
3.5 Connections	20
3.6 Mesh	21
3.6.1 Fondamenti teorici della discretizzazione	21
3.6.2 Implementazione della mesh	23
3.6.3 Valutazioni sulla qualità della mesh	26
3.6.4 Ottimizzazione della mesh	29
3.7 Analisi modale: scopo e risultati	30

4	Analisi strutturale statica del pianale	33
4.1	Introduzione all'analisi strutturale	33
4.2	Definizione dei vincoli	35
4.3	Classificazione dei carichi agenti	37
4.3.1	Normativa EN 12663-1	38
4.3.2	Normativa EN 15663	39
4.3.3	Normativa EN 13749	40
4.4	Valutazione delle masse	40
4.4.1	Massa di riferimento per il carico distribuito	40
4.4.2	Massa di riferimento per il carico localizzato	43
4.5	Definizione dei casi di carico nel modello	44
4.5.1	Caso I - Peso della struttura	47
4.5.2	Caso II - Scambi	48
4.5.3	Caso III - Marcia in rettilineo	50
4.5.4	Caso IV - Percorrenza in curva	51
4.6	I risultati	52
4.6.1	Caso I - Peso della struttura	53
4.6.2	Caso II - Scambi	55
4.6.3	Caso III - Marcia in rettilineo	56
4.6.4	Caso IV - Percorrenza in curva	57
4.7	Discussione e verifica dei risultati	57
4.7.1	Normativa EN 12663	58
4.7.2	Le deformazioni	59
4.7.3	Le tensioni	60
4.8	Considerazioni sull'idoneità strutturale	63
5	Verifica dei componenti di accoppiamento cassa-carrello	64
5.1	Modellazione dei componenti	65
5.1.1	Modello <i>Supporto</i>	67
5.1.2	Modello <i>Trave</i>	68
5.2	Preparazione dei modelli per l'analisi FEM	69
5.3	Condizioni di vincolo e carico specifiche	70
5.3.1	Definizione dei vincoli	71
5.3.2	Definizione dei carichi	72
5.4	Modello <i>Supporto</i>	76
5.4.1	I risultati	76
5.4.2	Discussione e verifica dei risultati	78
5.5	Modello <i>Trave</i>	79
5.5.1	I risultati	79
5.5.2	Discussione e verifica dei risultati	81
5.6	Considerazioni sull'idoneità dei componenti	83

6	Considerazioni finali	85
	Bibliografia	87

Elenco delle tabelle

3.1	Tipologie di elementi finiti utilizzati nella mesh del pianale	25
3.2	Frequenze dei primi 30 modi modali (in Hz)	31
4.1	Riproduzione della <i>Tab.F.5</i> – Carichi di servizio normali (unità: m/s^2)	45
5.1	Riproduzione della <i>Tab.F.4</i> – Carichi di servizio eccezionali (unità di misura: m/s^2)	73

Elenco delle figure

1.1	Articolo del quotidiano <i>La Stampa</i> del 16 gennaio 2023 dedicato al progetto di restauro del <i>tram 614</i> [1]	2
2.1	Logo di ATTS [3]	5
2.2	Tram a cavalli [6]	6
2.3	Tram 116, anno 1982 - foto di Roberto Amori [8]	7
2.4	Tram 502, interni [10]	7
2.5	Motrice 2592 restaurata e in servizio sulla Linea Storica 7 [12]	8
2.6	Tram 614 in servizio sulla linea 4 barrata, via Po [1]	9
2.7	La vettura 614 riadattata a gazebo nel parco comunale di Gabiano (AL) [1]	10
2.8	Tram 614 in fase di restauro [1]	11
2.9	Tram 614, disegno con quote originarie [14]	12
2.10	Tram 614, rendering complessivo [2, Cap. 5.2]	13
3.1	Tram 614, CAD cassa, a cura dell'Ing. Federico Tripoli	15
3.2	Tram 614, CAD pianale	15
3.3	CAD tubolare sospensione secondaria	16
3.4	CAD trave a C	16
3.5	Esempio di Contact di tipo Bonded	20
3.6	Qualità della mesh sul pianale con elementi finiti	23
3.7	Qualità della mesh in assenza di elementi finiti	24
3.8	Raffinamento della mesh in corrispondenza dei fori di montaggio . .	24
3.9	Distribuzione dello Jacobian Ratio-Gauss Points(in ascissa) per le diverse tipologie di elementi della mesh	26
3.10	Distribuzione della Element Quality per le diverse tipologie di elementi della mesh	27
3.11	Distribuzione dell'Aspect Ratio(in ascissa) per le diverse tipologie di elementi della mesh	28
3.12	Distribuzione della Skewness per le diverse tipologie di elementi della mesh	28

3.13	Andamento qualitativo nel caso di mesh ottimizzata	29
4.1	Utilizzo del comando <i>Named Selection</i>	35
4.2	Vincolo longitudinale (X)	36
4.3	Vincolo verticale (Z)	36
4.4	Vincolo trasversale (Y)	37
4.5	Sedile originale presente sul tram 614 [1]	41
4.6	Rielaborazione interni, a cura di Flavio Castagno [1]	42
4.7	Introduzione dell'accelerazione gravitazionale	44
4.8	Applicazione del carico distribuito sulle superfici del pianale	47
4.9	Applicazione del carico localizzato sulle superfici laterali del pianale	48
4.10	Applicazione del momento di trasporto	49
4.11	Caso I - Risultati in termini di deformazioni totali	53
4.12	Caso I - Risultati in termini di tensioni equivalenti di Von Mises . .	54
4.13	Caso I - Massimo della tensione	54
4.14	Caso II - Risultati in termini di deformazioni totali	55
4.15	Caso II - Risultati in termini di tensioni equivalenti di Von Mises .	55
4.16	Caso III - Risultati in termini di deformazioni totali	56
4.17	Caso III - Risultati in termini di tensioni equivalenti di Von Mises .	56
4.18	Caso IV - Risultati in termini di deformazioni totali	57
4.19	Caso IV - Risultati in termini di tensioni equivalenti di Von Mises .	57
4.20	Caso II - Dettaglio con massimo della tensione	61
5.1	Carrelli compatibili della serie 2700, dal sito di <i>ATTS</i> [1]	64
5.2	Sezione del complessivo - Dettaglio sul sistema di montaggio cassa-carrello	66
5.3	Pianale - in evidenza gli elementi di collegamento cassa-carrello . .	67
5.4	Modello CAD per analisi supporto	68
5.5	Modello CAD per analisi trave	68
5.6	Modello <i>Supporto</i> – configurazione dei vincoli lungo i tre assi cartesiani: <i>in alto</i> il vincolo applicato lungo l'asse X, <i>al centro</i> quello lungo l'asse Y, <i>in basso</i> quello lungo l'asse Z.	71
5.7	Modello <i>Trave</i> – configurazione dei vincoli lungo i tre assi cartesiani: <i>in alto</i> il vincolo applicato lungo l'asse X, <i>al centro</i> quello lungo l'asse Y, <i>in basso</i> quello lungo l'asse Z.	72
5.8	Modello <i>Trave</i> - definizione dei carichi	75
5.9	Modello <i>Supporto</i> -definizione dei carichi	75
5.10	Modello <i>Supporto</i> - Caso I - Risultati in deformazione	76
5.11	Modello <i>Supporto</i> – Caso I – Risultati in tensione	76
5.12	Modello <i>Supporto</i> - Caso II - Risultati in deformazione	77
5.13	Modello <i>Supporto</i> - Caso II - Risultati in tensione	77

5.14	Modello <i>Trave</i> - Caso I - Risultati in deformazione	79
5.15	Modello <i>Trave</i> - Caso I - Risultato in tensione	79
5.16	Modello <i>Trave</i> - Caso II - Risultati in deformazione	80
5.17	Modello <i>Trave</i> - Caso II - Risultato in tensione	80
5.18	Modello secondario <i>Trave</i> - Caso I - Risultati in deformazione . . .	81
5.19	Modello secondario <i>Trave</i> - Caso II - Risultati in deformazione . . .	81
5.20	Modello secondario <i>Trave</i> - Caso I - Risultati in tensione	82
5.21	Modello secondario <i>Trave</i> - Caso II - Risultati in tensione	82
5.22	CAD - introduzione di trave di collegamento tra supporti	83

Capitolo 1

Introduzione

Il presente elaborato ha l'obiettivo di illustrare i risultati dell'analisi strutturale statica condotta sul *tram storico n. 614*, costruito nel 1928, attraverso simulazioni numeriche basate sull'analisi agli elementi finiti (FEM), implementata tramite il software *ANSYS Workbench*.

Il progetto di recupero del tram è promosso e coordinato dall'*Associazione Torinese Tram Storici ETS (ATTS)*, la quale si occupa del restauro conservativo della sola cassa, l'unico componente originale giunto fino ai giorni nostri in condizioni sufficientemente integre [1]. Gli altri elementi strutturali e meccanici — come carrelli, sale e sospensioni — vengono invece recuperati da altre serie tranviarie, in particolare dalla serie 2700, opportunamente adattati per integrarsi con la cassa originale [2].

Lo scopo del lavoro di tesi è duplice. In primo luogo, si affronta l'ispezione strutturale del pianale della cassa, per valutarne la solidità e la resistenza meccanica nelle diverse condizioni di carico e nelle più comuni situazioni operative. L'analisi è finalizzata a garantire che la struttura, seppur storica, sia compatibile con le normative attualmente vigenti e possa sostenere l'uso previsto, sebbene limitato. Infatti, il tram non presumibilmente reimmesso in servizio come mezzo di trasporto pubblico regolare, ma sarà destinato a un utilizzo occasionale e simbolico, principalmente durante eventi culturali, manifestazioni, rievocazioni storiche e iniziative promosse dalla città. In questo contesto, il tram 614 si propone come un vero e proprio "*museo in movimento*", capace di offrire ai passeggeri un'esperienza immersiva in un viaggio d'altri tempi [3].

La prima fase dello studio prevede dunque la modellazione della cassa e del suo pianale, e la successiva verifica FEM mediante *ANSYS Workbench*, al fine di valutarne la risposta strutturale e garantire che le sollecitazioni rientrino nei limiti di sicurezza stabiliti dalle normative.

In secondo luogo, l'analisi si concentra su due componenti strutturali progettati *ex novo*, destinati a garantire la connessione tra la cassa del tram 614 e il carrello

Il recupero con un finanziamento di 35mila euro della Fondazione Crt rappresenta l'unico esemplare sopravvissuto della serie 600

Nella Cascina di Falchera le donne restaurano l'ultimo tram centenario

LA STORIA / 2
ANDREA PARODI

Domeni mattina uno speciale trasporto eccezionale partirà da un deposito di Collegno con destinazione Falchera. Sarà l'ultimo viaggio, da rudere abbandonato, di uno straordinario reperto storico di Torino. Si tratta del 614, l'unico esemplare di tram sopravvissuto della serie 600. È un paziente, quasi centenario, che all'interno della Cascina Falchera, nell'ambito di un progetto sociale assolutamente innovativo, tornerà a nuova vita grazie a un finanziamento di Fondazione CRT.

Per la prima volta un tram dell'ATTS, Associazione Torinese Tram Storici, verrà restaurato con un importante contributo proveniente dal bando «Restauri Cantieri Difusi». Trentacinquemila euro la cifra stanziata dalla fondazione bancaria di via XX Settembre. Il lavoro sarà svolto dal Consorzio Kairos, nell'ot-

terrore che impedisce la marcia con le porte aperte. Presterà servizio fino agli anni '50, quando i tram serie 600 vengono gradualmente dismessi (lo stesso destino che è riservato alla serie 2800, quella dei tram arancioni tuttora in uso, nei prossimi mesi). Nei primi anni '60 un esemplare diventerà un tram pulci-binari. La vettura 614 sopravvissuta è stata acquistata da ATTS sessant'anni fa.

Le artigiane scelte nell'ambito di un progetto di reinserimento sociale

Il finanziamento coperto da CRT, infatti, interesserà tutta la parte interna lineare, mentre il carrello (ovvero la struttura che per-

metterà al tram di poter tornare a circolare su rotaia) sarà interessato da un nuovo intervento di restauro, del costo di circa 200 mila euro, che ATTS dovrà recuperare per una seconda parte di restauro, probabilmente non prima del 2024.

Il progetto del Consorzio Kairos non si limiterà alla sola parte operativa. «Presto saranno attivati percorsi di visita e avvicinamento con i bambini e i ragazzi», precisa Zanchetta – in modo da educarli al tema del trasporto sostenibile in città.

Costruita insieme ad altri 24 tram dalle officine dell'Atm alla fine degli anni '20, la vettura numero 614 oggetto del restauro è l'ultimo esemplare nato e realizzato a Torino. Nasce con la colorazione rosso-crema, ma pochi mesi dopo l'immissione in servizio il governo emana un decreto in cui si stabilisce il colore bi-verde dei tram urbani. Così si ricolgono tutte le vetture con queste tonalità (così come viene ricordato ancora dai torinesi meno giovani). Curiosità: sono i primi tram in cui si inserisce un in-



Costruita insieme ad altri 24 tram dalle officine Atm alla fine degli anni Venti, la vettura numero 614 è l'ultimo esemplare nato a Torino

terrore che impedisce la marcia con le porte aperte. Presterà servizio fino agli anni '50, quando i tram serie 600 vengono gradualmente dismessi (lo stesso destino che è riservato alla serie 2800, quella dei tram arancioni tuttora in uso, nei prossimi mesi). Nei primi anni '60 un esemplare diventerà un tram pulci-binari. La vettura 614 sopravvissuta è stata acquistata da ATTS sessant'anni fa.

Si configura, dunque, una situazione molto simile a

quella che ATTS sta cercando di perseguire per i tram arancioni serie 2800, che tanto ha appassionato i torinesi negli

Il tram costruito negli anni Venti ha viaggiato in città fino al 1950

ultimi mesi: conservare il numero maggiore possibile di esemplari per operare futuri restauri. Non è detto, infatti,

che tutti i tram debbano essere rimessi a nuovo subito. Secondo alcuni dati GTT, dei 55 tram arancioni attualmente in circolazione ne rimarranno 46 a fine 2023 e 16 a fine 2024, per scomparire dalle rotaie nel 2025. Tre esemplari saranno sicuramente salvati. Salvo sorprese (come l'idea della Circoscrizione 2 di esporre uno in piazzale Caio Mario, eventualità ancora da verificare) tutti gli altri saranno demoliti. —

Figura 1.1: Articolo del quotidiano *La Stampa* del 16 gennaio 2023 dedicato al progetto di restauro del tram 614 [1]

recuperato dalla serie 2700. Dal momento che i due elementi provengono da veicoli di epoche e caratteristiche costruttive differenti, è necessaria una progettazione specifica di interfacce meccaniche di accoppiamento. Questi componenti devono non solo rispettare le geometrie di interfaccia, ma anche garantire un'adeguata capacità portante e resistenza alle sollecitazioni meccaniche nelle diverse condizioni operative previste. Anche in questo caso, la verifica strutturale viene svolta mediante simulazioni FEM su *ANSYS Workbench*, analizzando la risposta statica sotto carichi distribuiti e concentrati.

L'intero progetto parte da una serie di rilievi sperimentali effettuati presso il deposito temporaneo della cassa, situato a Cascina Falchera, nella periferia di Torino. I dati acquisiti durante i rilievi, unitamente al lavoro di tesi [2] precedentemente svolto dall'ingegnere Federico Tripoli, costituiscono le fondamenta su cui si basa lo sviluppo del presente studio.

Capitolo 2

Progetto e memoria: struttura e restauro del tram

2.1 Architettura meccanica generale dei tram

Il tram è un veicolo ferroviario vincolato alle rotaie, alimentato da un sistema elettrico mediante linea aerea. Questa modalità di trasporto offre un impatto ambientale favorevole, con basse emissioni e rumore contenuto. Sebbene sia impiegato essenzialmente in ambito urbano, può operare anche in zone suburbane su percorsi ridotti, trasportando fino a circa 2.000 passeggeri all'ora per direzione.

Questo tipo di veicolo condivide normalmente il percorso stradale con altri mezzi, e l'alto numero di fermate che lo caratterizzano riducono la velocità media operativa a circa 25–30 km/h, nonostante le caratteristiche tecniche consentano di raggiungere punte di 100 km/h.

I tram moderni sono progettati per favorire l'accessibilità: presentano un pianale ribassato che facilita l'entrata e l'uscita, specialmente per persone con limitata mobilità. L'utilizzo della trazione distribuita e la presenza di strutture articolate migliora la manovrabilità e mantiene uniformità di marcia anche su percorsi complessi.

Il sistema tranviario si articola in numerosi sottosistemi chiave, che vengono illustrati di seguito:

- **Sale montate:** costituite da un assile longitudinale con due ruote, trasferiscono al binario le forze verticali e laterali derivanti dal veicolo. Sono realizzate tipicamente con materiali ad alta resistenza e assemblate mediante calettamenti a interferenza, integrando ruote, dischi freno e altri componenti.
- **Boccole:** collegano l'assile alle sospensioni e assolvono funzioni sia di trasmissione delle forze sia di smorzamento delle vibrazioni. Si dividono in:

- *A strisciamento*: più semplici e meno costose, ma inadatte alle alte velocità a causa dell'attrito e del surriscaldamento;
- *A corpi volenti*: più sofisticate e costose, ma garantiscono prestazioni migliori in termini di attrito e capacità di carico.

La durata e l'efficienza delle boccole dipendono fortemente da lubrificazione, materiali e carichi applicati.

- **Guide boccola**: elementi che impediscono movimenti indesiderati tra boccola e telaio del carrello.
- **Telaio del carrello**: struttura che supporta ruote, sospensioni e motori. Deve essere sufficientemente rigida da resistere alle sollecitazioni e al tempo stesso leggera per non gravare sul sistema.
- **Sospensioni primarie**: collocate tra boccole e telaio, hanno il compito di assorbire urti e vibrazioni trasmesse dalla ruota alla rotaia. Nei tram storici si impiegavano balestre, mentre nei modelli contemporanei si utilizzano molle elicoidali, elementi in gomma o sistemi a rigidità variabile per migliorare la risposta dinamica.
- **Sospensioni secondarie**: installate tra telaio carrello e cassa, migliorano il comfort dei passeggeri e attenuano le irregolarità del percorso. Sono spesso integrate con smorzatori per ridurre movimenti oscillatori (rollio e beccheggio).
- **Cassa**: racchiude lo spazio per i passeggeri. La progettazione richiede un equilibrio fra leggerezza strutturale e robustezza, nonché una distribuzione ottimale dei carichi e piena accessibilità, nel rispetto delle restrizioni dimensionali imposte dall'infrastruttura.
- **Collegamento cassa-carrello**: nei tram articolati, la cassa è connessa al carrello mediante snodi meccanici (giunti articolati o quadrilateri) che consentono movimenti relazionali, essenziali per affrontare curve strette.
- **Organi di trazione**: i tram sono dotati di motori elettrici, generalmente montati sui carrelli. Il moto viene trasmesso alle ruote tramite riduttori o ingranaggi, e un sistema elettronico di controllo regola accelerazione e frenata per garantire fluidità operativa.
- **Sistema frenante**: può includere vari sottosistemi, come i freni a ceppi, a disco o i freni elettromagnetici. Ciascuna di queste soluzioni comporta compromessi in termini di efficacia, manutenzione, ingombro e usura.
- **Pantografo**: componente per il prelievo di corrente dalla linea aerea. Le configurazioni più utilizzate sono:

- A parallelogramma: stabile e moderno;
- A compasso: compatto e semplice;
- Trolley: diffuso nella dotazione dei tram storici, semplice ma meno affidabile.

Il sistema tranviario moderno è il risultato di una sintesi tra tradizione e innovazione tecnologica. La progettazione e la manutenzione dei suoi sottosistemi devono perseguire elevate prestazioni, sicurezza e comfort, mantenendo al contempo la sostenibilità ambientale e la compatibilità con l'infrastruttura cittadina.

Questa introduzione tecnica costituisce la base per comprendere l'evoluzione dei tram e le principali sfide che si manifestano nelle operazioni di restauro e nelle simulazioni realizzate sul veicolo. [2, Cap. 2]

2.2 Il restauro come operazione tecnica e culturale: storia di ATTS

Il restauro dei tram d'epoca è un'attività che va oltre la mera conservazione tecnica: costituisce un'operazione volta a preservare e valorizzare la memoria storica collettiva. Ogni veicolo recuperato diviene un ponte tra passato e presente, incarnando un'eredità tecnologica che si riscopre come un autentico *"museo in movimento"*.

Nata nel 2005, l'**ATTS – Associazione Torinese Tram Storici ETS** è "un ente del terzo settore senza scopo di lucro" [4], nato in collaborazione con l'azienda di trasporto pubblico torinese *GTT*. Si compone di volontari e appassionati che condividono l'obiettivo di tutelare e valorizzare i tram storici quale patrimonio storico e culturale della città di Torino.



Figura 2.1: Logo di ATTS [3]

Tra le attività principali di ATTS si ritrovano la tutela dei veicoli storici dall'abbandono o demolizione e il loro restauro conservativo e funzionale. Non si tratta di semplice stoccaggio museale: i tram restaurati tornano a circolare in occasione di eventi culturali, iniziative didattiche e manifestazioni benefiche, grazie a partnership con enti pubblici, musei, organizzazioni del terzo settore e associazioni culturali. In tal modo, i cittadini e i passeggeri possono rivivere l'esperienza di "un viaggio d'altri tempi".

Parallelamente al recupero materiale, l'ATTS promuove un'attività di ricerca storica, sociale e iconografica sul trasporto pubblico locale. Vengono infatti raccolti

documenti, fotografie, biglietti d'epoca, divise e oggetti, realizzati modelli in scala fedeli agli originali e vengono promossi progetti come la *Linea Storica 7*, il *Tram della Cultura* e *Histram*. [3]

In particolare, con il progetto *Histram*, l'ATTS partecipa a una rete europea che include città come Monaco di Baviera, Stoccolma e Rotterdam, con l'obiettivo di riconoscere e promuovere le tranvie storiche come parte del patrimonio culturale europeo, favorendo cooperazione, scambio di conoscenze e tutela delle motrici storiche a livello transnazionale [5].

2.3 Storia e tipologie di tram storici

Il trasporto pubblico torinese ha origine nel 1846, con la nascita delle prime vetture trainate da cavalli circolanti in città – *figura 2.2*. Tuttavia, il vero servizio tranviario ha inizio nel 1872, con l'impiego di mezzi meccanici.

Una svolta decisiva si verifica nel 1897 con l'elettificazione della rete tranviaria, che favorisce l'introduzione dei primi tram elettrici e l'espansione rapida del sistema.

Nel secondo dopoguerra, la gestione è affidata all'**ATM** (Azienda Tranviaria Municipale), che introduce modelli più avanzati su carrelli. In quegli anni, il sistema raggiunge il massimo sviluppo, coprendo 144 km attraverso 27 linee. Dalla metà del XX secolo, gli autobus iniziano a competere e in parte sostituire il trasporto su rotaia.

Negli anni Settanta, fenomeni come la crisi petrolifera del 1973 e una crescente sensibilità ambientale stimolano un ritorno verso il ferro: si avviano progetti di recupero di linee dismesse e rinnovo del parco mezzi.

Attualmente il parco tramviario torinese consta dell'adozione dei tram serie 8000 di Hitachi Rail [2, Cap. 1] [7].

ATTS, dalla sua nascita, ha promosso il restauro di tram costruiti fra il 1904 e il 1970, provenienti da città italiane come Roma, Bologna, Trieste e naturalmente Torino, e da altre città come Napoli, Milano e Monaco di Baviera. Al momento, l'associazione ha completato il restauro di diciannove vetture storiche, mentre altri quattro, tra cui il tram storico n°614, sono in fase avanzata di riqualificazione [4].

Vengono di seguito presentate alcune delle vetture più emblematiche restaurate dall'ATTS, che si possono ritrovare periodicamente per le vie della città.



Figura 2.2: Tram a cavalli [6]

2.3.1 ATM TORINO, n°116



Figura 2.3: Tram 116, anno 1982 - foto di Roberto Amori [8]

Realizzato nel 1911, il **tram n°116** fa parte di un lotto di 130 vetture commissionate alle officine *Diatto* dalla città di Torino in occasione dell'Esposizione Internazionale delle Industrie e del Lavoro.

Un primo intervento di restauro è stato eseguito nel 1976, con l'obiettivo di riportare il veicolo all'aspetto originale degli anni Venti. L'unica modifica rispetto alla configurazione storica riguarda il sistema di captazione dell'energia: nel 1991 l'asta originaria è stata sostituita con un pantografo.

Con l'inizio del nuovo millennio, a causa delle normative più restrittive in materia di sicurezza, il veicolo è stato limitato a un ruolo puramente espositivo, poiché il suo impiego in servizio avrebbe richiesto modifiche strutturali sostanziali, ritenute incompatibili con la sua integrità storica.

Nel 2006, tuttavia, è stato eseguito un intervento di revisione tecnica volto a ripristinarne la piena funzionalità, consentendone nuovamente l'utilizzo in occasione di eventi e manifestazioni.

Attualmente, il tram n°116 rappresenta il veicolo dinamico più antico dell'intero parco storico gestito da GTT. [9] [8] [2, Cap. 3.2]

2.3.2 ATM TORINO, n°502

Il **tram n°502** ha prestato servizio passeggeri fino al periodo bellico, al termine del quale è stato convertito in veicolo di servizio con la sigla *T433*. La sua attività operativa è proseguita fino ai primi anni Novanta, quando è stato ufficialmente dismesso e trasferito presso la *Metalmecchanica Milanese*, dove nel 2000 è stato sottoposto a un intervento di restauro volto a riportarlo alle condizioni d'origine.

Per alcuni anni, il veicolo è rimasto esposto staticamente nella rimessa di Sassi. Tuttavia, nel 2008, le ottime condizioni generali



Figura 2.4: Tram 502, interni [10]

della struttura, unite alla completa presenza degli organi elettromeccanici originali, hanno convinto ATTS a procedere con il ripristino funzionale della vettura.

Per consentirne la circolazione nel rispetto delle normative vigenti, sono state necessarie alcune modifiche strutturali e l'adozione degli aggiornamenti richiesti dagli standard di sicurezza attuali.

Nel dicembre 2009, dopo quasi vent'anni di inattività, il tram n°502 è tornato a circolare sulla rete torinese, distinguendosi per la sua caratteristica livrea rosso-crema. [10]

2.3.3 ATM TORINO, n° 2592 e la Linea Storica 7

Tra le vetture storiche restaurate e aggiornate, particolare rilievo assumono le otto motrici impiegate a rotazione sulla *Linea Storica 7*, un percorso circolare di circa 7 km. Il tracciato attraversa i grandi viali perimetrali e il centro storico di Torino, con capolinea in piazza Castello, toccando nodi nevralgici della città come la stazione di Porta Nuova e piazza Vittorio Veneto.

Questa linea rappresenta un'opportunità non solo turistica ma anche funzionale, poiché si integra perfettamente nella rete urbana, offrendo un servizio regolare con mezzi d'epoca. [11]

I tram utilizzati sulla Linea 7 risalgono al periodo 1930–1960, tra cui la *Motrice 2592* e la *Motrice 2595*, primi modelli torinesi a carrelli, ispirati al design statunitense "Peter Witt". Le vetture furono progettate da ATM Torino e costruite nel 1933 dalla compagnia ferroviaria *Fiat Materfer*, in una serie di 100 esemplari.



Figura 2.5: Motrice 2592 restaurata e in servizio sulla Linea Storica 7 [12]

La **motrice n°2592** rimase in servizio regolare fino alla fine degli anni Sessanta, dopodiché fu accantonata presso il deposito di Venaria. Nel 1973, in seguito alla crisi petrolifera, tornò temporaneamente in circolazione, per essere poi definitivamente ritirata nel 1983.

Il restauro della vettura ha preso avvio nella primavera del 2007, con lo smontaggio e il recupero degli arredi interni in legno, seguito dalla revisione meccanica dei carrelli e da interventi strutturali. Già alla fine del 2008, la 2592 ha ottenuto l'autorizzazione alla circolazione con passeggeri, sebbene alcuni lavori di finitura (come la verniciatura) fossero ancora in corso. [13] [2, Cap. 3.2] [12]

2.4 Il caso studio del Tram ATM TORINO, n°614

2.4.1 Storia della vettura

La **motrice ATM Torino n°614** rappresenta oggi l'unico esemplare superstite di una serie di ventiquattro tram a due assi, numerati da 601 a 625, realizzati nel 1928 presso le officine interne dell'ATM di Torino. All'epoca della loro costruzione, queste vetture introdussero significative novità sia dal punto di vista tecnico che stilistico: la cassa interamente metallica, lunga oltre nove metri, presentava un'estetica curata, con la tipica livrea **rosso-crema**, e una configurazione **bidirezionale** che prevedeva l'accesso da entrambe le estremità tramite due piattaforme.



Figura 2.6: Tram 614 in servizio sulla linea 4 barrata, via Po [1]

Poco tempo dopo l'entrata in servizio, un *Regio Decreto* del 1927 rese necessarie importanti modifiche all'intera serie: le vetture vennero convertite in **monodirezionali**, furono introdotte porte a comando pneumatico e predisposto un posto fisso per il bigliettaio. In parallelo, anche l'aspetto estetico fu aggiornato: la livrea originale fu sostituita da una colorazione in doppia tonalità di verde, conforme ai nuovi standard stilistici nazionali dell'epoca.

Dal punto di vista tecnico, la *serie 600* introdusse per la prima volta il sistema di **blocco trazione**, un meccanismo di sicurezza progettato per impedire l'avvio del tram con le porte ancora aperte. Questo dispositivo, inizialmente sperimentato su questa serie, venne successivamente adottato come dotazione standard su tutti i tram torinesi.

Le motrici della *serie 600* rimasero operative fino alla metà degli anni Sessanta. Con l'avvento dei tram articolati, furono progressivamente relegate a linee secondarie o impiegate come rinforzi nelle ore di punta, fino alla loro dismissione definitiva nel 1966. Questa serie segnò la fine di un'epoca, essendo l'ultima ad essere progettata e costruita interamente all'interno delle officine ATM.

La vettura n°614 ha avuto un destino singolare rispetto alle sue "sorelle": dopo il ritiro dal servizio, fu trasferita nel comune di Gabiano (AL), dove venne trasformata in un **gazebo** all'interno di un parco pubblico lungo le rive del Po. Una copertura realizzata appositamente contribuì a proteggerla dalle intemperie, rallentando il processo di degrado e permettendo di conservare, almeno in parte, la struttura originaria della cassa. [1] [14] [2, Cap. 5.1]



Figura 2.7: La vettura 614 riadattata a gazebo nel parco comunale di Gabiano (AL) [1]

2.4.2 Il restauro

La fase di restauro ha inizio nel 2012, quando la *vettura 614* è stata recuperata e trasferita temporaneamente presso il terreno di un socio ATTS. Dal 2015 è custodita nel deposito GTT della metropolitana di Collegno, dove sono raccolti i mezzi storici in attesa di restauro. Negli anni successivi sono stati eseguiti interventi di conservazione preventiva, tra cui la rimozione di parti danneggiate, la pulizia generale e l'applicazione di vernici protettive.

Nel 2020, ATTS ha presentato un progetto di restauro al bando *Restauri – Cantieri Diffusi 2021*, promosso da Fondazione CRT, ottenendo un finanziamento

per l'avvio dei lavori. Per la prima volta, un tram storico è stato riconosciuto come parte del patrimonio storico-artistico collettivo.



Figura 2.8: Tram 614 in fase di restauro [1]

I lavori sono ufficialmente iniziati nel 2023. L'unico componente originale recuperabile è risultato essere la cassa. In primavera sono iniziate le operazioni di smontaggio e catalogazione, con l'obiettivo di restaurare o riprodurre fedelmente gli elementi principali. Per la riproduzione dei finestrini e dei montanti interni è stato effettuato un rilievo dettagliato tramite tecnologia laser scanner e macchina di misura, mentre l'intero interno è stato rilevato per produrre modelli 2D e 3D utili alla ricostruzione degli arredi storici.

Per garantire la stabilità durante le operazioni, sono stati installati supporti metallici provvisori alle cabine. Particolare attenzione è stata riservata alla pavimentazione originale, composta da uno strato in listellare misto pino/olmo da 32 mm con incastro semplice, sovrastato da listelli in faggio disposti trasversalmente. Tale configurazione sarà adattata in funzione del nuovo allestimento.

All'inizio del 2024, la cassa è stata trasferita presso l'officina *B. V. F. srl*, dove sono stati eseguiti i principali interventi strutturali: risanamento del telaio e delle lamiere, sabbiatura, trattamento protettivo, ricostruzione del tetto, paraurti, gradini con incisione "ATM", oltre al montaggio delle strutture lignee interne e alla preparazione del nuovo piano di calpestio.

A metà maggio 2024, la sagoma esterna della vettura risultava pressoché completa. Nell'agosto successivo sono stati trasferiti presso Cascina Falchera i carrelli della motrice 2758, destinati al riutilizzo sul tram 614 dopo le opportune verifiche e modifiche.

Nel frattempo, sono stati completati il ripristino delle parti lignee del tetto, il montaggio del controsoffitto e la predisposizione degli attacchi per le travi di supporto del pantografo, seguiti dall'applicazione di resina protettiva sul tetto. [1]

Nel settembre 2025, la vettura si trova ancora nel deposito di Cascina Falchera, in attesa del trasferimento nel Salernitano dove verrà sottoposta all'ultima fase dei lavori, comprendente la finitura della carrozzeria e l'allestimento interno sulla base dei componenti già restaurati.

2.4.3 Struttura del veicolo restaurato

Le principali dimensioni originarie sono:

- lunghezza (senza aste di traino): 9230 mm
- larghezza: 2140 mm
- altezza: 3230 mm
- passo carrello: 2800 mm

Di seguito si sintetizzano le principali scelte strutturali adottate nel restauro, concentrandosi sulla cassa e sull'accoppiamento cassa-carrello.

Per il restauro verranno utilizzati assi, ruote, boccole, sospensioni secondarie e carrelli provenienti dalla prima serie 2700.

L'assile, in acciaio 30NiCrMoV12, è lungo 1978 mm con diametri differenziati: 119 mm nella parte centrale, 110 mm nei calettamenti e 80 mm ai fuselli. Le ruote cerchiate hanno diametro di rotolamento 680 mm e larghezza 84 mm, conformi alla norma UNIFER 3332. La massa complessiva della sala montata è di circa 376 kg.

Le boccole, realizzate per fusione, guidano l'assile mediante parasale che garantiscono giochi controllati. La lubrificazione avviene tramite bagno d'olio e cuscinetti conici; ciascuna boccola pesa circa 16 kg.

Il carrello, a forma di "H" con longheroni e traverse centrali, pesa 1160 kg e sostiene fino a 10000 kg. Le sedi delle sale sono rinforzate da piastroni da 30 mm e chiuse con perni in trazione. Il carrello originale aveva passo 2800 mm, ma per il restauro si utilizzerà un carrello con passo 2500 mm.

Le sospensioni primarie sono a balestra simmetrica, composte da 8 foglie larghe 60 mm, con una freccia a vuoto di 61 mm; due pendini laterali aumentano la rigidità. Ogni balestra pesa circa 24 kg.

Le sospensioni secondarie sono asimmetriche, formate da 12 foglie larghe 65 mm, alcune rastremate per l'alloggiamento nelle staffe, con molle di 500 mm e 410 mm di corda a vuoto, e frecce di 122 mm e 131 mm. Ogni molla pesa circa 48 kg.

Il pantografo, montato sul tetto, è un modello a compasso SOCIMI del 1991, con presa bidirezionale. È fissato su due travi in legno distanziate di 550 mm, ancorate tramite staffe metalliche e piedini antivibranti in gomma. Il peso complessivo del sistema è di circa 300 kg.

La trazione sarà assicurata da due motori recuperati dalla serie 2800 (RETAM RT45 o TIBB GDTM 1252), alimentati a 750 V in corrente continua tramite

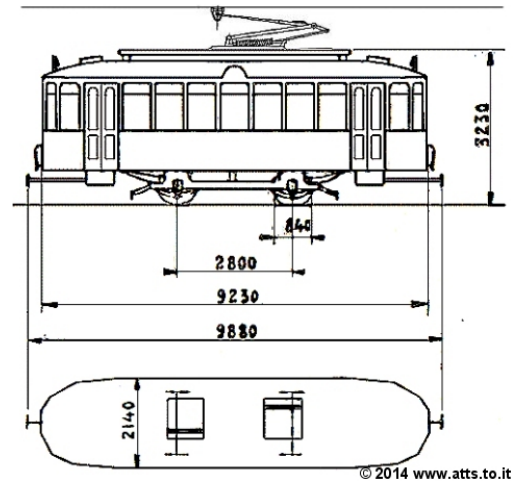


Figura 2.9: Tram 614, disegno con quote originarie [14]



Figura 2.10: Tram 614, rendering complessivo [2, Cap. 5.2]

pantografo, con potenza continuativa di 23–24 kW ciascuno. I motori sono collegati agli assili tramite un riduttore ad assi paralleli con corona e pignone. Per mantenere costante l'interasse ed evitare usura, i motori sono montati su cuscinetti e collegati elasticamente al carrello tramite molle elicoidali.

La cassa, unico elemento originale recuperato, presenta una struttura mista in metallo e legno: la scocca metallica e l'intelaiatura assicurano la resistenza strutturale, mentre gli interni sono interamente in legno. Il telaio è costituito da una parte centrale rinforzata da quattro longheroni principali, traverse, e due pianali ribassati alle estremità, sostenuti da travi e da strutture semicircolari.

Sui fianchi della parte centrale si trovano sette finestrini apribili per lato; quelli dei pianali ribassati sono fissi, tranne uno vicino alla postazione del manovratore. La sezione centrale è separata da quella ribassata tramite pareti divisorie con porta di comunicazione.

All'interno sono presenti circa venti posti a sedere, disposti longitudinalmente lungo le pareti e in senso di marcia nella parte centrale. Il tetto è costituito da listelli di legno su centine metalliche, rivestito in vetroresina, con due travi in legno distanziate 55 cm per il montaggio del pantografo.

L'ancoraggio tra carrello e cassa avviene tramite un quadrilatero di Watt, con asta sagomata e due biellette incernierate dotate di Silent Block per smorzare le vibrazioni. Il sistema consente il movimento laterale, assorbito da tamponi o altri dispositivi. [14] [2, Cap. 5.2]

Capitolo 3

Preparazione all'analisi FEM del pianale

Questo capitolo è dedicato ad una trattazione generale del modello che viene tradotta nell'**analisi agli elementi finiti (FEM)** con cui viene effettuata la verifica strutturale sul **tram 614**. Il primo punto fondamentale da affrontare riguarda la scelta del componente effettivo oggetto dell'analisi: come visto, il veicolo in restauro presenta solamente la componente della cassa come elemento originario del tram 614, mentre gli altri componenti vengono recuperati ed eventualmente adeguati alle caratteristiche di quest'ultima. Il primo passo consiste quindi nel verificare che le capacità di resistenza della struttura originaria rientrino nelle attuali normative o se sono necessari eventuali interventi di modifiche o integrazioni.

3.1 Modellazione CAD del pianale del tram

Nella *figura 3.1* è riportato il CAD preliminare realizzato su *SolidWorks* dall'Ing. Federico Tripoli, e rappresenta la cassa del tram nella sua interezza. Si è svolto un sopralluogo preliminare sulla cassa momentaneamente sita in deposito, che ha accertato l'aderenza di quanto rappresentato alla reale geometria del tram, e, in seguito alle modifiche del caso, si è iniziato facendo le dovute valutazioni su quali elementi siano effettivamente responsabili nella resistenza della struttura in oggetto. Per semplificare la geometria del modello, si concentra l'attenzione sui soli componenti la cui dimensione, posizione e rigidezza siano portanti nello scheletro della struttura. Si assume di trascurare gli elementi sovrastanti al pianale, quindi il tetto e le pareti laterali, gli scalini che consentono ai passeggeri di salire a bordo ed altre parti costituenti del pianale che possono essere considerati come secondarie. Nella realtà la rigidezza di alcuni componenti, come ad esempio i longheroni laterali(mancanti in *fig 3.2*) e le rispettive pareti che sono ancorate

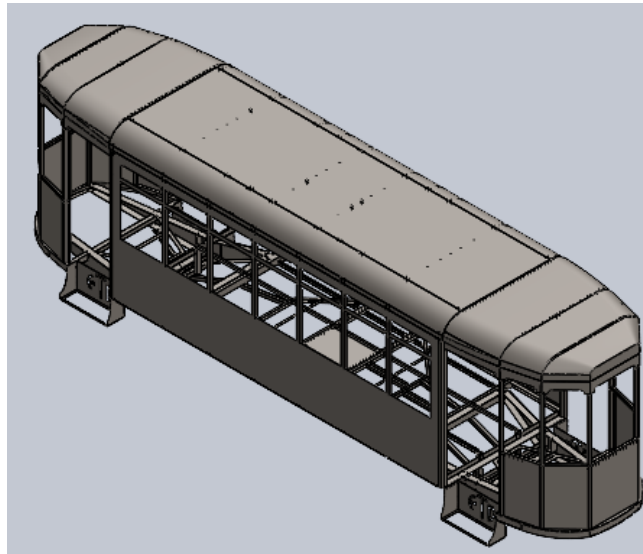


Figura 3.1: Tram 614, CAD cassa, a cura dell'Ing. Federico Tripoli

a questi, conferirebbero una maggiore rigidezza alla zona centrale del pianale, ma la loro presenza nel modello causerebbe l'insorgere di altri fattori secondari la cui effettiva incidenza sui risultati dell'analisi sarebbe complessa da stimare. Inoltre, vista la complessità geometrica e soprattutto la quantità elevata di elementi coinvolti nell'analisi, si sceglie di trascurare tutti questi elementi ed effettuare delle valutazioni dei risultati ottenuti che siano coerenti con gli elementi presenti nella geometria snellita.

Il risultato, visibile in *figura 3.2*, è una geometria quasi simmetrica, a meno delle due travi a C presenti solo sulla parte anteriore del pianale centrale nel veicolo.

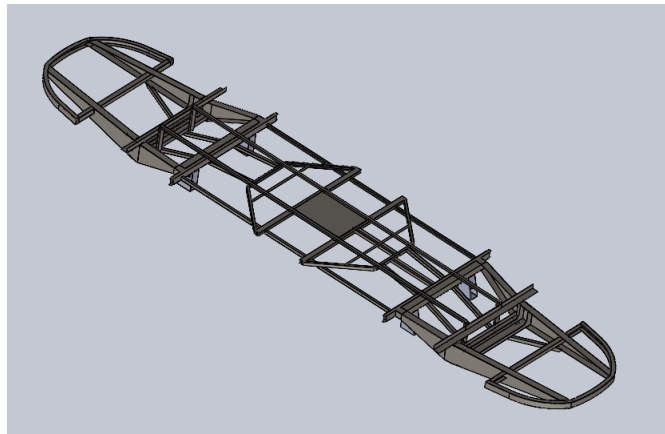


Figura 3.2: Tram 614, CAD pianale

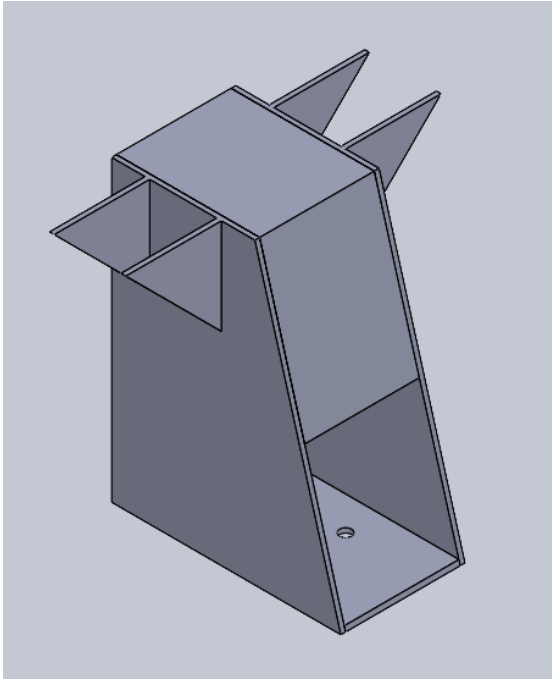


Figura 3.3: CAD tubolare sospensione secondaria

la zona tra il corpo centrale della struttura e le parti ribassate anteriori e posteriori del pianale, e presentano una leggera convergenza che segue lo scheletro della cassa. Anche questo componente viene saldato alla cassa nella zona in contatto sulle facce laterali e alla trave ad esso adiacente sulla lunghezza, mentre la parte sottostante presenta una serie di fori che consentono l'accoppiamento bullonato con l'altro capo della sospensione secondaria che collega cassa e carrello.

La presenza di questi componenti consente di bloccare il moto della cassa sia nella direzione trasversale sia in quella verticale, mentre il vincolo di trascinamento longitudinale viene assicurato tramite degli snodi meccanici, come giunti o quadrilateri articolati, che permettono il movimento relativo rispetto al telaio, e che sono nella zona centrale della struttura della cassa e del telaio, in corrispondenza della piastra quadrangolare centrale. In questo caso, piuttosto che rappresentare questi componenti, ne si riporta esclusivamente la traccia sul pianale; traccia indispensabile per poter vincolare adeguatamente l'intera struttura.

Nel CAD del pianale sono inoltre riportati degli elementi aggiuntivi ideati per poter adeguare l'accoppiamento tra la cassa del tram 614 e il carrello recuperato dal tram 2758, ai quali verrà dedicata una sezione specifica atta a verificarne la solidità strutturale.

Un primo elemento è quello riportato in dettaglio in *figura 3.3*. Di questi sono presenti quattro componenti orientati nella direzione longitudinale del tram. La parte superiore è saldata al pianale, mentre la piastra in basso presenta 4 fori mediante i quali viene bullonata al supporto della sospensione secondaria che collega cassa e telaio, e che presenta una sede analoga.

Il secondo componente, visibile in *figura 3.4*, consiste invece in una trave a C che si pone in direzione trasversale rispetto all'orientazione del tram. Ne sono presenti due elementi collocati nel-

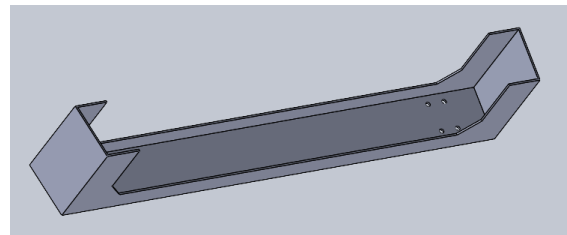


Figura 3.4: CAD trave a C

Entrambi i componenti saranno approfonditi successivamente al *capitolo 5*, dove la *figura 5.2* consente di visionare il montaggio degli elementi permettendo di comprendere maggiormente come questi siano disposti. Si specifica inoltre che la modellazione dei componenti non è oggetto di questa tesi.

3.2 Il metodo degli elementi finiti (FEM)

In questa sezione si intende motivare l'adozione del *metodo degli elementi finiti* (FEM, *Finite Element Method*) come approccio numerico più adeguato per l'analisi del problema strutturale considerato. Il metodo FEM si dimostra infatti particolarmente efficace nella risoluzione di problemi fisici complessi modellabili mediante equazioni differenziali alle derivate parziali (PDE), che descrivono il comportamento continuo dei sistemi reali.

Il principio fondamentale del metodo consiste nella discretizzazione del dominio continuo in un insieme finito di sotto-domini semplici, detti *elementi finiti*, connessi tra loro tramite *nodi*. Nel caso in esame, il dominio fisico è costituito da un insieme di travi, e viene suddiviso automaticamente dal software di calcolo mediante un processo di *mesh generation*. La mesh ottenuta è una griglia composta da elementi finiti di forma geometrica semplice (triangoli, quadrilateri in 2D; tetraedri, esaedri in 3D), attraverso i quali è possibile rappresentare anche geometrie complesse.

In corrispondenza dei nodi vengono definite le variabili fisiche di interesse — nel caso specifico, lo *spostamento* e le *tensioni* — che rappresentano le incognite del problema. All'interno di ciascun elemento, la soluzione continua viene localmente approssimata mediante opportune *funzioni di forma* (*shape functions*), generalmente polinomi di ordine variabile a seconda della precisione richiesta.

Nel contesto dell'analisi strutturale, l'incognita principale è rappresentata dal campo di spostamento $u(x)$, che viene espresso come combinazione lineare delle funzioni di forma associate ai nodi:

$$u(x) \approx \sum_{i=1}^n N_i(x) u_i \quad (3.1)$$

dove $N_i(x)$ sono le funzioni di forma locali e u_i sono i valori dello spostamento nei nodi. Questa approssimazione consente di trasformare un problema continuo, descritto da equazioni differenziali, in un problema discreto, rappresentabile da un sistema di equazioni algebriche lineari.

A partire da tale formulazione, si procede alla costruzione del sistema globale del problema, secondo il principio di sovrapposizione dei contributi dei singoli elementi. Il risultato è un sistema matriciale del tipo:

$$\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (3.2)$$

dove $\mathbf{K}$ rappresenta la *matrice di rigidezza globale*, $\mathbf{u}$ il vettore degli spostamenti nodali incogniti e $\mathbf{f}$ il vettore dei carichi nodali applicati. Il sistema così ottenuto viene risolto numericamente, tenendo conto delle condizioni al contorno, per ottenere la risposta strutturale del sistema sotto le azioni considerate.

Il metodo in **ambito strutturale** si fonda su una serie di ipotesi semplificative, tra cui:

- la struttura si comporta come un mezzo continuo e deterministico;
- il materiale segue una legge costitutiva nota, generalmente elastica lineare;
- le deformazioni e gli spostamenti sono piccoli, permettendo una linearizzazione del problema;
- il campo di spostamento è continuo e compatibile tra gli elementi;
- le condizioni al contorno sono definite correttamente e garantiscono l'unicità della soluzione;
- le funzioni di forma impiegate garantiscono un'interpolazione adeguata del campo di spostamento;
- la formulazione si basa su un principio variazionale valido (lavori virtuali o energia potenziale).

risultando applicabile al caso in esame.

La formulazione si basa su un principio variazionale valido (lavori virtuali o energia potenziale), risultando applicabile al caso in esame. [15]

A seconda della natura strutturale del componente da modellare, il metodo FEM consente l'utilizzo di diverse tipologie di elementi. Tra quelli maggiormente impiegati in ambito strutturale vi sono gli elementi LINK, utilizzati per rappresentare elementi soggetti esclusivamente a sforzi assiali, come tiranti o puntoni. Gli elementi BEAM sono più versatili e permettono di simulare travi e strutture snelle capaci di resistere a sforzi assiali, taglio, flessione e torsione. Gli elementi SHELL, infine, sono adatti per modellare strutture a parete sottile, come lamiere o gusci, in cui è rilevante il comportamento sia nel piano sia fuori piano. La scelta della tipologia di elemento più adeguata incide sensibilmente sull'accuratezza dell'analisi e sull'efficienza computazionale.[16]

L'analisi statica, che consiste nel verificare la risposta del pianale quando sollecitato dalle forze nelle condizioni massime operative, è effettuata mediante un modello agli elementi finiti realizzato con il software *ANSYS Workbench*.

3.3 Importazione del modello in ANSYS Workbench

Il modello tridimensionale dell'assieme è stato realizzato in *SolidWorks* e successivamente esportato in formato STEP (.step) per garantirne la compatibilità con *ANSYS Workbench*. La geometria dell'assieme risulta piuttosto articolata, caratterizzata dalla presenza di numerose travi e da una struttura non perfettamente simmetrica, fattori che rendono meno immediata l'analisi numerica.

Al fine di migliorare l'efficienza computazionale, il modello è stato semplificato attraverso la rimozione di dettagli geometrici non strutturalmente significativi che avrebbero comportato un inutile aumento del numero di elementi finiti.

Inoltre, poiché molte delle travi presentano uno spessore ridotto, nell'ordine di pochi millimetri, si è optato per una modellazione mediante superfici medie (mid-surfaces) [17], convertendo tali elementi in elementi SHELL. Questa scelta permette di mantenere un buon livello di accuratezza nei risultati, riducendo al contempo la complessità della mesh e i tempi di calcolo.

3.4 Definizione del materiale

Nel contesto della verifica strutturale del *tram storico 614*, il materiale assegnato nel modello FEM su *ANSYS Workbench* è stato scelto per rappresentare al meglio le caratteristiche meccaniche degli acciai dolci impiegati nella costruzione dei veicoli tranviari degli anni Venti. Si è optato per un acciaio S235J a basso tenore di carbonio, con proprietà meccaniche tipiche della produzione industriale dell'epoca. In particolare, sono stati assunti i seguenti valori medi: modulo di Young pari a 200 GPa, coefficiente di Poisson di 0.3, densità di 7850 kg/m³ e resistenza a snervamento pari a 235 MPa. Questi parametri riflettono una configurazione rappresentativa del comportamento elastico-lineare del materiale originario, ma che si pone in un'ottica conservativa. L'assegnazione del materiale ai corpi modellati rappresenta un passaggio fondamentale, infatti le proprietà meccaniche del materiale, come il modulo di Young, il coefficiente di Poisson, la densità i limiti di snervamento e rottura, determinano il comportamento strutturale del sistema sotto carico. L'accurata definizione del materiale consente di riprodurre fedelmente la risposta del componente alle sollecitazioni esterne, permettendo valutazioni affidabili su resistenza, deformabilità, sicurezza e durabilità. Inoltre, si è ipotizzato un comportamento isotropo e linearmente elastico, coerente con la fase di prima analisi statica. Questa scelta consente di valutare le sollecitazioni e deformazioni strutturali sotto carichi verticali statici e dinamici, in vista di eventuali integrazioni con acciai strutturali moderni nelle fasi successive del restauro.

3.5 Connections

Il passaggio preliminare alla generazione della mesh consiste nella definizione delle *connections*, con la definizione dei contatti - *contact* - che regolano l'interazione tra le diverse parti dell'assieme strutturale. I contatti svolgono un ruolo fondamentale nella simulazione, in quanto permettono di rappresentare le modalità effettive con cui i componenti sono uniti nel sistema reale, influenzando in maniera significativa la trasmissione di forze, vincoli e deformazioni.

In ANSYS, è possibile definire differenti tipologie di connessione, a seconda della natura del giunto presente tra i componenti. Tra le opzioni principali si trovano [18]:

- Bonded: unione rigida tra le superfici, senza possibilità di distacco o scorrimento relativo;
- No Separation: consente scorrimento tangenziale ma impedisce la separazione normale;
- Frictional: consente interazione con attrito tra le superfici;
- Frictionless: consente contatto senza attrito, ma impedisce compenetrazione.

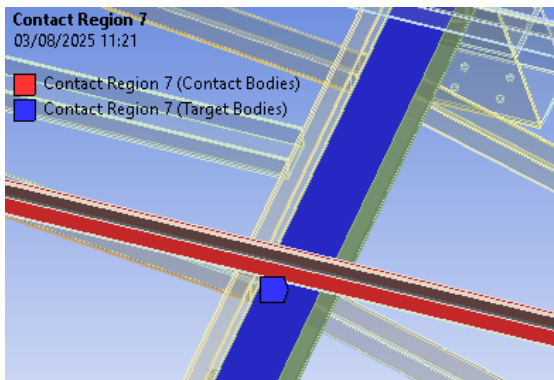


Figura 3.5: Esempio di Contact di tipo Bonded

una modellazione semplificata mediante l'utilizzo della *contact* di tipo **bonded**, che rappresenta l'approccio più conservativo e coerente con la necessità di garantire continuità strutturale nel modello. Questo tipo di connessione vincola completamente le superfici a contatto, simulando una perfetta aderenza tra i componenti, come nel caso di una saldatura continua lungo tutta l'area di giunzione. In *figura 3.5* è riportato un esempio in cui due travi risultano connesse tramite le superfici laterali, modellate come perfettamente incollate.

Nel caso specifico analizzato, si è scelto di considerare tutti i componenti strutturali come saldati tra loro. Tuttavia, trattandosi di una struttura piuttosto datata, realizzata in gran parte con tecniche artigianali e senza una documentazione progettuale dettagliata, risulta particolarmente difficile ricostruire con precisione le caratteristiche geometriche e meccaniche delle saldature effettivamente presenti (ad esempio la lunghezza dei cordoni, la loro sezione o il tipo di giunto impiegato).

Per questa ragione, si è optato per

Va infine osservato che tale modellazione introduce inevitabilmente un'idealizzazione: nella realtà, le saldature sono spesso localizzate solo lungo i bordi accessibili e non sempre garantiscono una perfetta continuità. Di conseguenza, la modellazione di una connessione bonded su tutta la superficie di contatto tra le travi può comportare un'eccessiva rigidità locale del sistema nei punti di connessione, influenzando il comportamento globale del modello numerico con un impatto potenziale sulla distribuzione degli sforzi e sulle deformazioni previste. Per questa ragione, è opportuno tener conto di questa semplificazione valutando con attenzione, caso per caso, l'influenza che tali approssimazioni possono avere sui risultati dell'analisi, soprattutto qualora si tratti di componenti soggetti a sollecitazioni critiche o con requisiti di deformabilità elevata.

3.6 Mesh

3.6.1 Fondamenti teorici della discretizzazione

Il processo di generazione della mesh consiste nella discretizzazione di un dominio continuo in un insieme finito di sotto-dominii, detti *elementi finiti*, connessi tra loro tramite *nodi*. Questo passaggio è fondamentale nel metodo degli elementi finiti (FEM), poiché consente di trasformare le equazioni differenziali che descrivono il comportamento fisico del sistema in un sistema algebrico risolvibile numericamente.

La precisione del modello numerico dipende in maniera significativa dalla strategia di discretizzazione adottata. In particolare, l'accuratezza può essere migliorata secondo due direzioni principali:

- **Aumento dell'ordine degli elementi:** utilizzando elementi con funzioni di forma polinomiali di grado superiore, è possibile rappresentare in modo più fedele curvature, discontinuità locali e gradienti di tensione.
- **Affinamento della mesh:** riducendo la dimensione media degli elementi e aumentando il loro numero, si ottiene una migliore risoluzione spaziale delle grandezze fisiche.

In linea teorica, la soluzione di un modello FEM tende alla soluzione esatta del problema continuo al crescere del numero di elementi, purché si mantenga una buona qualità della mesh e si utilizzino elementi adeguati. Questo comportamento è noto come *convergenza numerica* [15] [19].

Un esempio pratico può essere rappresentato dalla modellazione di una piastra piana in regime membranale. In questo caso, si possono adottare diversi tipi di elementi bidimensionali [20]:

- **Elementi triangolari a 3 nodi**, con funzioni di forma lineari. Essi generano una distribuzione costante delle deformazioni all'interno di ciascun elemento (modello CST – Constant Strain Triangle) e risultano poco adatti a rappresentare campi con elevati gradienti di tensione.
- **Elementi quadrilateri a 4 nodi**, anch'essi basati su interpolazioni lineari, offrono una rappresentazione leggermente migliore ma comunque limitata nelle zone con variazioni rapide.
- **Elementi a più nodi (es. quadrilateri a 8 nodi o triangoli a 6 nodi)**, con funzioni di forma quadratiche, permettono una descrizione più accurata dei campi di spostamento e deformazione, risultando più efficaci in presenza di discontinuità geometriche o carichi concentrati.

Tuttavia, il semplice aumento del numero di elementi o dell'ordine polinomiale non è sufficiente a garantire l'accuratezza della simulazione. La qualità geometrica della mesh gioca un ruolo altrettanto cruciale. Una mesh mal condizionata può introdurre errori numerici significativi, tra cui [19]:

- **Shear locking**: fenomeno numerico che si manifesta come un irrigidimento artificiale, tipicamente in elementi sottili soggetti a flessione. È causato da una cattiva rappresentazione delle deformazioni da taglio, in particolare quando si utilizzano elementi a basso ordine (lineari), che sovrastimano la rigidità a taglio. Questo porta a una sottostima degli spostamenti e a risultati non realistici.
- **Volumetric locking**: si verifica in presenza di materiali quasi incompressibili portando a una sovrastima della rigidità volumetrica. È causato da una rappresentazione inadeguata delle deformazioni di volume, tipica di elementi FEM lineari, che non riescono a soddisfare correttamente il vincolo di incompressibilità. Il risultato è un irrigidimento artificiale della struttura e una sottostima degli spostamenti.
- **Distorsione geometrica**: è una deformazione indesiderata della forma degli elementi della mesh rispetto alla loro configurazione ideale (es. cubi, tetraedri regolari). Elementi molto distorti possono compromettere l'accuratezza e la stabilità dell'analisi FEM, portando a risultati numerici non affidabili.

Per prevenire tali problematiche, si adottano metriche di valutazione della qualità della mesh, tra cui [21]:

- **Aspect ratio**: rapporto tra le dimensioni caratteristiche dell'elemento; valori elevati indicano elementi allungati, che possono generare errori numerici. [22]

- **Skewness:** misura della deviazione dell'elemento dalla forma ideale; alti valori di skewness indicano elementi distorti, con conseguente perdita di precisione. [23]

Il processo di generazione della mesh è quindi intrinsecamente *iterativo*: si parte da una discretizzazione iniziale che viene successivamente affinata o modificata in base ai risultati delle simulazioni e alle analisi di sensibilità. Lo scopo è ottenere un compromesso ottimale tra accuratezza numerica e costi computazionali, evitando sia una mesh troppo grossolana, sia un'eccessiva densità di elementi che potrebbe rallentare inutilmente i calcoli.

3.6.2 Implementazione della mesh

Le *figure 3.6 e 3.7* mostrano il risultato qualitativo della mesh realizzata, composta da **328165 nodi** e **126556 elementi**.

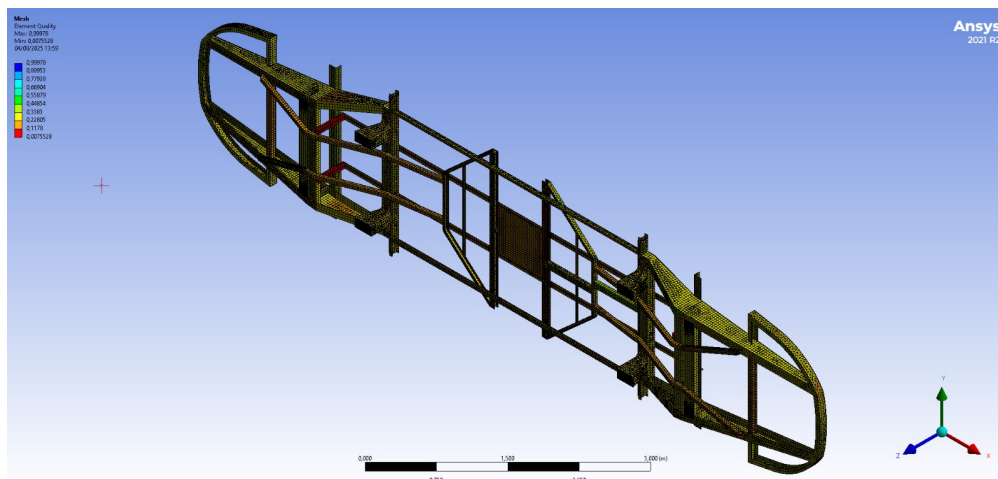


Figura 3.6: Qualità della mesh sul pianale con elementi finiti

In fase di modellazione, ANSYS genera una mesh automatica preliminare sulla base di una dimensione media degli elementi, tenendo conto della geometria e della topologia dei componenti. Sebbene tale approccio garantisca una discretizzazione iniziale coerente, in presenza di componenti sottili possono generarsi elementi distorti. Tali distorsioni compromettono la qualità numerica della mesh, influenzando negativamente la stabilità e l'accuratezza della simulazione.

Una strategia comune per migliorare la qualità della mesh è aumentare la densità degli elementi, riducendone la dimensione media. Questo approccio, però, porta a un significativo incremento del numero totale di elementi e nodi, con conseguenti

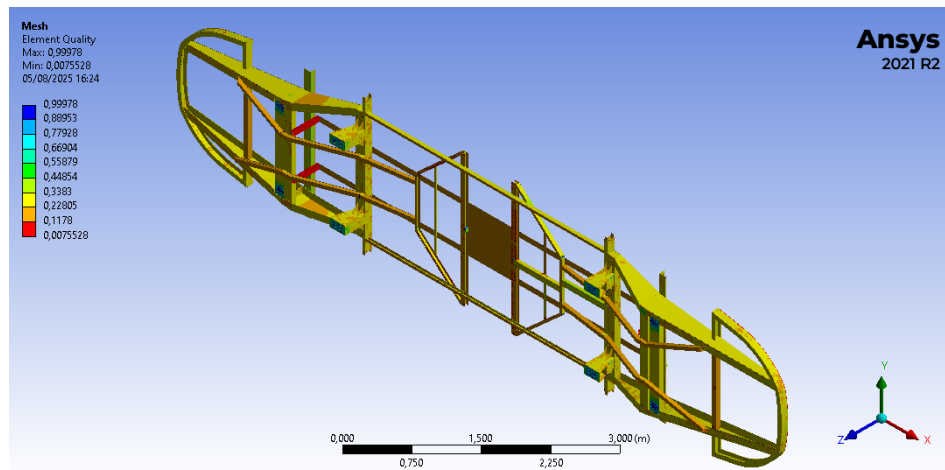


Figura 3.7: Qualità della mesh in assenza di elementi finiti

costi computazionali elevati. Nel caso in esame, la complessità del modello rende impraticabile una raffinazione globale della mesh.

Si è quindi adottata una strategia *ibrida e localizzata*, incrementando la densità della mesh solo in corrispondenza di aree critiche, soggette a elevate concentrazioni di sforzo o con geometrie complesse. Questo consente di migliorare localmente l'accuratezza del modello mantenendo un buon equilibrio tra precisione e tempi di calcolo.

Nel modello realizzato, è stata impostata una dimensione media della mesh pari a **3 cm**, giudicata un compromesso ottimale. Per alcune componenti, è stato inoltre applicato un raffinamento locale tramite i comandi **Method**, **Sizing** e **Refinement**. [24] [25]

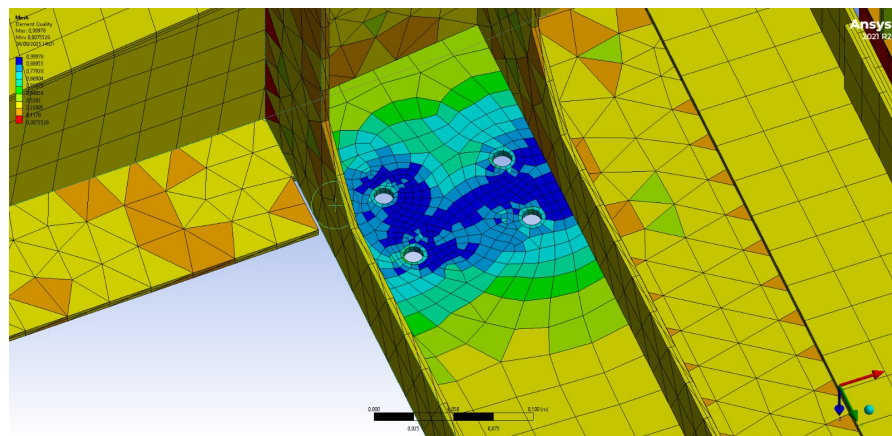


Figura 3.8: Raffinamento della mesh in corrispondenza dei fori di montaggio

In *figura 3.8* è visibile il dettaglio della mesh in corrispondenza dei fori per il montaggio sul carrello, dove si nota un'elevata qualità e regolarità della discretizzazione.

La mesh è costituita da una combinazione di elementi 3D e 2D, selezionati in base alla geometria locale e ai requisiti di accuratezza dell'analisi. In particolare:

- **TET10** (tetraedrici a 10 nodi): utilizzati in regioni a geometria complessa;
- **HEX20** (esaedrici a 20 nodi): adottati nelle zone regolari;
- **WED15** (prismatici a 15 nodi): impiegati in aree di transizione;
- **TRI3** e **QUAD4** (triangolari e quadrilateri piani): utilizzati per superfici sottili, con predominanza dei quadrilateri per motivi di efficienza numerica.

Questa combinazione di elementi quadrilateri e triangolari (2D), lineari e quadratici, consente di rappresentare in modo accurato la geometria del modello, mantenendo al contempo un buon compromesso tra precisione dei risultati, stabilità numerica e costi computazionali.

La *Tabella 3.1* riepiloga le principali tipologie di elementi finiti utilizzati, specificando forma geometrica, numero di nodi, ordine dell'interpolazione e una rappresentazione schematica. [20]

Tabella 3.1: Tipologie di elementi finiti utilizzati nella mesh del pianale

Elemento	Tipo	Forma	Nodi	Ordine	Grafico
TET10	3D	Tetraedro	10	Quadratico	
HEX20	3D	Esaedro	20	Quadratico	
WED15	3D	Prisma	15	Quadratico	
TRI3	2D	Triangolo	3	Lineare	
QUAD4	2D	Quadrilatero	4	Lineare	

3.6.3 Valutazioni sulla qualità della mesh

Per verificare la bontà della discretizzazione, si procede con la valutazione di alcune delle opzioni della *Mesh Metric* [21], cioè degli indicatori numerici calcolati automaticamente da ANSYS Workbench, che consentono di valutare la qualità della mesh stessa.

La selezione di una metrica di mesh permette di ottenere i risultati che vengono riportati in un grafico a barre. Questo presenta etichette con barre colorate per ogni forma di elemento rappresentata nella mesh del modello e può essere manipolato per visualizzare statistiche di mesh specifiche di interesse.

Un criterio spesso utilizzato per valutare la qualità della mesh in un'analisi FEM è il **Jacobian Ratio** [26], indice che misura quanto la forma di un elemento si discosta da quella ideale. Il calcolo può essere effettuato in tre modalità diverse: **Corner Nodes**, basato sui soli nodi d'angolo ed estremamente restrittivo; **Gauss Points**, basato sui punti di integrazione di Gauss e quindi più vicino alla formulazione numerica del solver; e **MAPDL**, definito come l'inverso del rapporto ai corner nodes. In tutti i casi, un valore di *Jacobian Ratio* ≤ 0 indica un elemento non valido o invertito, mentre valori prossimi a 1 rappresentano la condizione ottimale che il solver riesce a integrare senza problemi.

Per gli elementi solidi quadratici, come TET10 e HEX20, la valutazione più rappresentativa è il **Gauss Points**, poiché riflette direttamente la formulazione del calcolo agli elementi finiti e consente di intercettare eventuali distorsioni interne. Per quanto riguarda gli elementi bidimensionali lineari, come il QUAD4, il Jacobian Ratio risulta sempre costante e non fornisce indicazioni significative sulla qualità della mesh. In questo caso è più opportuno utilizzare altri indicatori, come l'*Element Quality*, impiegando comunque il *Jacobian Ratio* come verifica preliminare per individuare elementi invertiti (con valore ≤ 0).

Questa distinzione permette di sfruttare correttamente le diverse metriche in funzione della tipologia di elemento, garantendo una valutazione affidabile della qualità della mesh e quindi una maggiore robustezza dei risultati numerici.

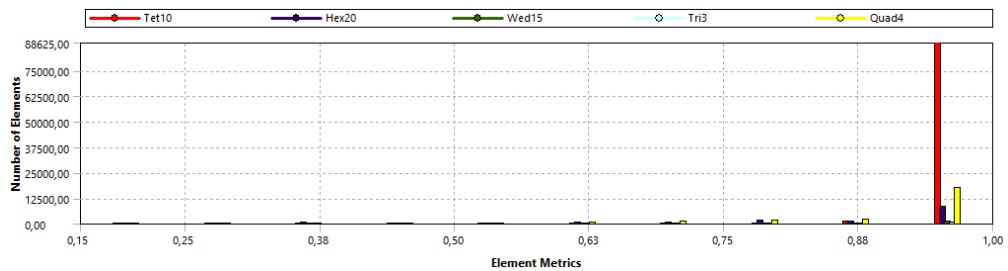


Figura 3.9: Distribuzione dello Jacobian Ratio-Gauss Points(in ascissa) per le diverse tipologie di elementi della mesh

La distribuzione in *figura 3.9* mostra che la quasi totalità degli elementi si colloca nei pressi del valore ideale di 1, circa a 0.9 e ciò è indicativo di una forma regolare e ben condizionata, quindi di una mappatura regolare e assenza di elementi invertiti.

Si procede con la metrica **Element Quality** [27] al fine di valutare la forma geometrica degli elementi, quindi la loro regolarità in termini di allungamento, schiacciamento o presenza di angoli acuti. L'*Element Quality* assume valori compresi tra 0 e 1: un valore pari a 1 corrisponde a un elemento ideale quadrato o cubo regolare, mentre 0 indica un elemento con volume nullo o negativo. Per gli elementi bidimensionali, la misura è calcolata a partire dal rapporto tra l'area e la somma dei quadrati delle lunghezze dei lati; per quelli tridimensionali, si utilizza invece la radice cubica del volume rapportata al cubo della somma dei quadrati delle lunghezze. Una distribuzione con valori concentrati in prossimità di 1 indica quindi una mesh ben condizionata e stabile per l'analisi FEM.

Nel presente modello si è posta particolare attenzione agli elementi QUAD4 e TET10, le tipologie maggiormente diffuse. La distribuzione riportata in *figura 3.10* mostra un accumulo significativo di elementi QUAD4 nelle fasce superiori a 0,75, a testimonianza di una qualità complessivamente soddisfacente. Gli elementi TET10, invece, risultano concentrati attorno a valori medi di circa 0,25: ciò implica che, pur essendo gli elementi numericamente validi e senza rischi di instabilità, la precisione locale delle soluzioni potrebbe risentirne, specialmente in corrispondenza di forti gradienti di tensione.

Quindi la mesh nel suo complesso presenta una qualità moderata, con potenziale degrado dell'accuratezza dei risultati. Per migliorarne le prestazioni, si può prevedere un refinement mirato mediante sizing locali e strategie di ottimizzazione nelle zone più critiche del modello, ma si preferisce procedere con una verifica puntuale delle aree in cui si osservano discontinuità nei risultati, così da identificare eventuali regioni da rimodellare o discretizzare con tecniche di mesh più adatte.

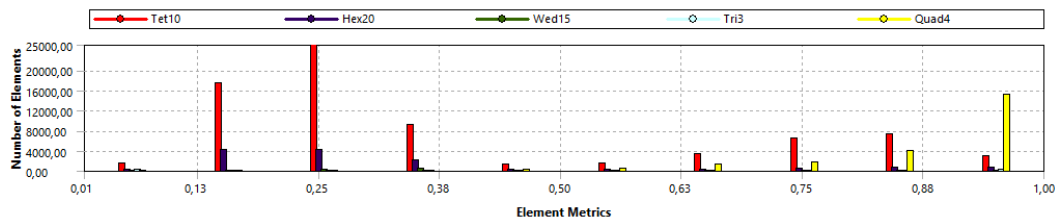


Figura 3.10: Distribuzione della Element Quality per le diverse tipologie di elementi della mesh

L'**Aspect Ratio** [22] è il rapporto tra la dimensione massima e quella minima di un elemento, e viene calcolato in modo differente a seconda che gli elementi siano triangoli, quadrilateri o tetraedri. Idealmente, dovrebbe essere vicino a 1 per

garantire una buona qualità degli elementi. Valori elevati (>10) indicano distorsioni che influenzano negativamente la precisione dell'analisi FEM. Il grafico riportato in *figura 3.11* mostra la distribuzione del numero di elementi in funzione del loro Aspect Ratio e si osserva che la maggior parte degli elementi TET10 presenta un aspect ratio compreso tra 1 e 7.5, con un picco significativo tra 6.25 e 7.5. Anche gli elementi esagonali quadratici HEX20 sono concentrati in questa fascia, mantenendosi entro limiti generalmente accettabili. Gli elementi QUAD4 mostrano un *aspect ratio* ottimale, prevalentemente inferiore a 2. È tuttavia presente una quantità marginale di elementi con aspect ratio superiore a 10, indicativi di elevati livelli di distorsione della mesh. Considerando però la loro incidenza trascurabile, si può concludere che la qualità globale della mesh sia buona.

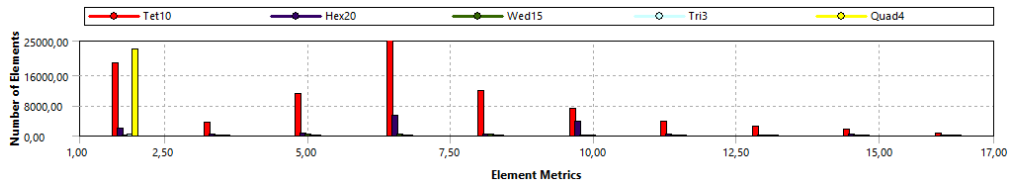


Figura 3.11: Distribuzione dell'Aspect Ratio(in ascissa) per le diverse tipologie di elementi della mesh

La **Skewness** misura la deviazione di un elemento dalla sua forma ideale (e.g. triangolo equilatero per gli elementi 2D o tetraedro regolare per gli elementi 3D). Il valore varia tra 0 e 1: valori prossimi a 0 indicano elementi di buona qualità, mentre valori vicini a 1 segnalano elementi altamente distorti, che possono compromettere l'accuratezza e la stabilità numerica dell'analisi FEM.

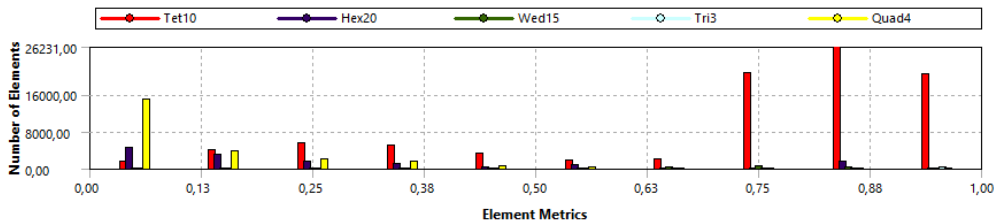


Figura 3.12: Distribuzione della Skewness per le diverse tipologie di elementi della mesh

Dal grafico si osserva che la mesh è dominata da elementi Tet10, con valori di skewness compresi principalmente tra 0.75 e 0.9, indicativi di una distorsione moderata ma accettabile. Gli elementi esaedrici (Hex20) mostrano in generale una qualità migliore (0.1–0.3), mentre Quad4, Tri3 e Wed15 risultano meno numerosi e distribuiti su valori contenuti. Nel complesso, la qualità della mesh può considerarsi adeguata all'analisi FEM.

I valori ottenuti rientrano complessivamente entro le soglie considerate accettabili, consentendo di valutare la mesh come globalmente di buona qualità.

Si è comunque proseguito con una verifica puntuale delle aree in cui si manifestano discontinuità nei risultati, così da individuare eventuali regioni da rimodellare o discretizzare mediante tecniche di mesh più adeguate alla complessità locale della geometria e delle sollecitazioni. In termini pratici, non è necessario che la totalità degli elementi presenti valori prossimi all'ideale, poiché nelle mesh reali è fisiologico che ci sia una parte con caratteristiche meno regolari. È accettabile tollerare la presenza di elementi di qualità inferiore purché non si trovino in zone critiche. In questo modo è possibile mantenere un approccio che garantisce un'affidabilità adeguata dei risultati senza ricorrere a un raffinamento eccessivo della mesh, che comporterebbe un costo computazionale non giustificato.

3.6.4 Ottimizzazione della mesh

Nella *figura 3.13* viene infine riportato l'andamento qualitativo della mesh ottimizzata con elementi finiti non visibili, così da poter apprezzare a pieno il miglioramento rispetto alla condizione in analisi. In questo caso la *size* della mesh è stata ridotta a *1cm*. Una dimensione più in linea con lo spessore delle travi che consente di ottenere elementi meno distorti e già visibilmente una qualità migliore della mesh stessa. Purtroppo questo è solamente un esercizio pratico, infatti non è possibile proseguire l'analisi con questa discretizzazione a causa dell'insufficienza computazionale che impedisce il proseguimento lungo questa strada.

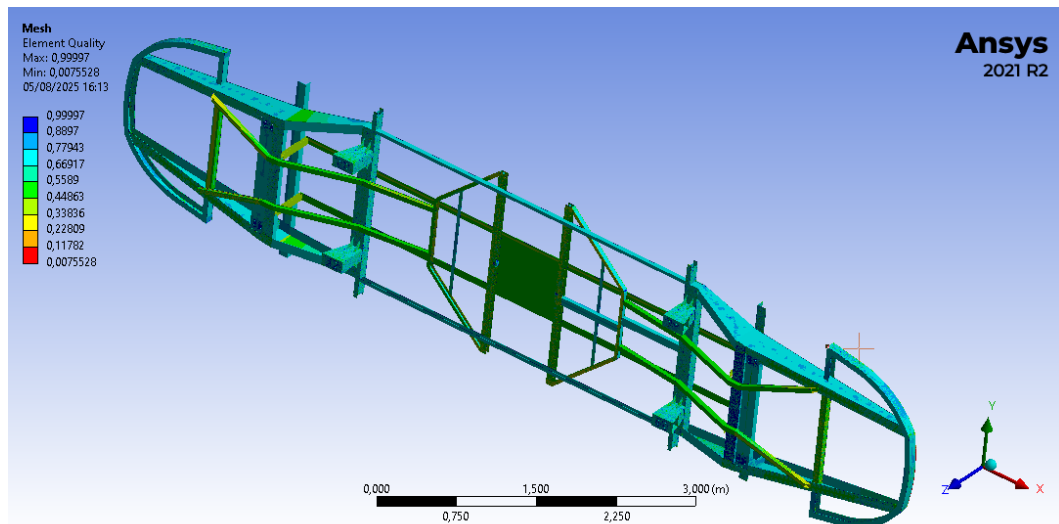


Figura 3.13: Andamento qualitativo nel caso di mesh ottimizzata

3.7 Analisi modale: scopo e risultati

L'ultimo passo prima di focalizzare la trattazione sull'analisi strutturale statica consiste nell'affrontare l'analisi modale.

L'**analisi modale** [15] è una tecnica fondamentale in ingegneria strutturale, finalizzata alla determinazione delle *frequenze naturali* di vibrazione di un sistema e delle corrispondenti *forme modali*. Tali parametri descrivono come e a quali frequenze una struttura tende a vibrare liberamente, in assenza di forze esterne, sulla base della sua geometria, dei materiali e delle condizioni al contorno. Le informazioni derivanti da questa analisi risultano essenziali per prevedere fenomeni di risonanza, valutare il comportamento dinamico e orientare eventuali interventi correttivi sul progetto.

In questo contesto specifico, l'analisi modale è stata eseguita preliminarmente a quella statica per diverse ragioni. In primo luogo, essa ha permesso di verificare la correttezza della modellazione FEM, identificando eventuali discontinuità nelle connessioni o errori nella mesh, grazie alla rapidità di esecuzione anche in assenza di carichi. Inoltre, ha consentito di individuare le zone a maggiore flessibilità del pianale del tram, evidenziando aree critiche attraverso i primi modi di vibrazione. L'assenza di modi a frequenza nulla (o anomala) ha fornito una conferma preliminare della stabilità globale del modello e della coerenza meccanica del sistema. Pertanto, l'analisi modale assume un ruolo cruciale come fase di validazione del modello e supporto all'analisi statica successiva.

Una volta completati i passaggi di importazione del modello CAD, assegnazione dei materiali, definizione delle *connections* e generazione della mesh, è possibile introdurre il modulo *Modal Analysis* in ANSYS Workbench per procedere con la ricerca dei modi propri.

Per l'impostazione iniziale, è necessario definire il numero di modi da calcolare. Idealmente, si desidera includere un numero sufficiente di modi tali da coprire almeno il 90% della massa partecipante in ciascuna direzione significativa (X, Y, Z). Ciò è giustificato dal fatto che non tutti i modi di vibrazione partecipano con la stessa intensità al moto globale della struttura quando questa è soggetta a sollecitazioni dinamiche. La **massa partecipante** rappresenta la porzione di massa effettivamente coinvolta nel movimento lungo una certa direzione, ed è quindi un indicatore dell'importanza dinamica di ciascun modo.

In *ANSYS Workbench*, i valori di massa partecipante vengono forniti automaticamente al termine dell'analisi modale. Il software genera una tabella riepilogativa contenente, per ciascun modo: il numero del modo, la frequenza (Hz), la massa partecipante nelle direzioni X, Y, Z (in percentuale) e la massa cumulativa corrispondente. Questo consente di verificare che la massa cumulativa raggiunga almeno

il 90% in ogni direzione; in caso contrario, è necessario incrementare il numero di modi estratti.

Nel presente caso studio, sono stati estratti 100 modi. È stato verificato che già i primi modi risultano sufficienti ad eccitare oltre il 97% della massa totale in tutte le direzioni. Successivamente, ciascun modo è stato esaminato singolarmente per accertare l'assenza di componenti non vincolati, assicurando la coesione meccanica del modello.

Tabella 3.2: Frequenze dei primi 30 modi modali (in Hz)

Modo	Frequenza	Modo	Frequenza
1	0.0000000000	16	101.2018673564
2	0.0000000000	17	101.5896135185
3	0.1094996152	18	114.4539501452
4	15.1889480410	19	118.3345923459
5	17.3403987966	20	121.2405872569
6	47.5732423384	21	125.2620141408
7	48.8705896360	22	127.6726984460
8	61.4433069519	23	136.4732122679
9	63.8632185933	24	135.9727740803
10	70.3046063419	25	143.4575714390
11	74.0457758219	26	148.7901486745
12	83.0934233000	27	150.1040232038
13	89.3349617745	28	153.8044600282
14	93.2742280354	29	164.6231293433
15	98.0156071670	30	167.3169644637

Particolare attenzione è stata posta ai modi a frequenza nulla o prossima allo zero, che corrispondono a spostamenti rigidi (traslazioni e rotazioni globali). Tali modi, pur essendo fisicamente accettabili, possono mascherare errori di modellazione come componenti isolati o non adeguatamente vincolati. Pertanto, si è proceduto

ad analizzarli nel dettaglio per identificare e correggere, mediante nuovi *contacts* (vedi *paragrafo 3.5*), eventuali discontinuità. Dopo ogni correzione, l'analisi modale è stata ripetuta per confermare l'efficacia dell'intervento.

Un'ulteriore verifica è stata condotta mediante l'analisi visuale delle deformate modali, utile per individuare componenti apparentemente collegati, ma in realtà non perfettamente uniti al resto della struttura. Anche in questo caso si è intervenuti iterativamente, introducendo opportune *boundaries conditions* fino alla completa integrazione strutturale del modello.

La *tabella 3.2* riporta le prime 30 frequenze proprie ottenute al termine del processo iterativo di validazione. Si osserva che i primi tre modi corrispondono a traslazioni rigide lungo gli assi principali, mentre i successivi tre sono associabili ai moti rigidi di rotazione: beccheggio (rotazione attorno all'asse Y), rollio (attorno all'asse X) e imbardata (attorno all'asse Z), coerentemente con la dinamica globale di un corpo esteso come il pianale del tram.

Capitolo 4

Analisi strutturale statica del pianale

4.1 Introduzione all'analisi strutturale

L'analisi strutturale statica costituisce uno strumento cardine per lo studio del comportamento meccanico dei componenti soggetti a carichi esterni in condizioni di equilibrio. Essa si basa sull'applicazione congiunta di tre insiemi di relazioni fondamentali [28]:

- Le **equazioni di equilibrio** descrivono la condizione necessaria affinché un corpo solido deformabile sia in stato di equilibrio statico. Nella formulazione locale, differenziale, esse si esprimono imponendo che la somma delle forze interne (tensore degli sforzi σ_{ij}) e delle forze di volume f_i sia nulla in ogni punto del corpo:

$$\sigma_{ij,j} + f_i = 0 \quad (i = 1,2,3)$$

- Le **equazioni di compatibilità** esprimono le condizioni necessarie affinché il campo delle deformazioni sia derivabile da un campo di spostamenti continuo, impedendo la comparsa di discontinuità o deformazioni incompatibili come sovrapposizioni o aperture non fisiche. Queste garantiscono quindi che le deformazioni siano congruenti con un comportamento meccanico realistico del corpo deformabile.
- Le **leggi costitutive** collegano sforzi e deformazioni. Per materiali isotropi e omogenei, sono espresse mediante la legge di Hooke generalizzata, che assume forma lineare e dipende da due parametri meccanici: il modulo di Young E e il coefficiente di Poisson ν .

Questa legge consente di determinare gli sforzi interni a partire dalle deformazioni, sotto l'ipotesi che il materiale segua un comportamento elastico lineare. In notazione tensoriale, si esprime come:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}$$

dove ε_{kl} è il tensore delle deformazioni, σ_{ij} il tensore degli sforzi, e C_{ijkl} è il tensore di elasticità del quarto ordine, che tiene conto delle proprietà meccaniche del materiale.

Queste tre famiglie di equazioni, con le adeguate condizioni al contorno, costituiscono un sistema completo del problema elastico statico lineare, che può essere risolto analiticamente solo in casi semplici, mentre in applicazioni complesse si ricorre a metodi numerici come il *metodo degli elementi finiti (FEM)* già visto, che consente di approssimare la soluzione del problema mediante la discretizzazione del dominio continuo in un numero finito di elementi, su cui vengono formulate localmente le equazioni di equilibrio, compatibilità e costitutive. [15]

Lo scopo principale dell'analisi strutturale è quello di valutare la risposta meccanica di un componente o sistema strutturale in termini di resistenza, rigidezza e stabilità, al fine di garantirne la sicurezza, l'affidabilità e la funzionalità durante l'esercizio. Nella pratica l'analisi consiste nella determinazione di grandezze come **tensioni** e **deformazioni** che vengono confrontate con i **valori limite ammissibili**, definiti in base alle caratteristiche del materiale, ai fattori di sicurezza e alle normative tecniche di riferimento. La verifica di resistenza strutturale avviene confrontando lo stato tensionale ottenuto dall'analisi con le caratteristiche del materiale attraverso l'applicazione di criteri come il criterio di von Mises per i materiali duttili, che verrà utilizzato nel caso in esame. In aggiunta, si valutano anche le deformazioni, che devono rientrare entro limiti progettuali tali da non compromettere la funzionalità meccanica del componente o l'eventuale accoppiamento con altri elementi. [29]

L'*analisi agli elementi finiti (FEM)* è stata condotta utilizzando **ANSYS Workbench**. Una volta definiti i principali dati di input, il software consente di ottenere una mappatura spaziale dei campi di tensione e deformazione, individuando in modo sistematico le aree critiche soggette a sollecitazioni o deformazioni eccessive. Nel contesto dell'intervento di restauro considerato, l'analisi strutturale e le relative verifiche rappresentano una fase imprescindibile per la validazione del progetto.

È infatti essenziale accertarsi che l'elemento portante della cassa del tram – ovvero il pianale – presenti caratteristiche strutturali adeguate, conformi alle normative vigenti, condizione necessaria per garantire la futura operatività del mezzo.

Di seguito vengono presentati i principali dati di input utilizzati all'interno dell'ambiente ANSYS, accompagnati da spiegazioni e motivazioni riguardo alle scelte effettuate durante la modellazione.

Si parte dalla definizione dei vincoli applicati al modello, necessari per bloccare fisicamente il componente ed evitare movimenti rigidi che comprometterebbero l'analisi.

Una volta impostati i vincoli, si passa all'introduzione delle diverse tipologie di carico considerate sulla struttura, scelte in conformità con le normative di riferimento.

Successivamente, vengono individuate le masse di riferimento, da cui derivano i carichi distribuiti e concentrati applicati al modello nei vari casi di carico.

Infine, si analizzano i risultati ottenuti dall'elaborazione FEM, valutandone la coerenza con quanto previsto nelle normative e verificando la validità generale del modello sviluppato.

4.2 Definizione dei vincoli

I vincoli rappresentano le condizioni al contorno che definiscono come la struttura è supportata o vincolata. Questi sono fondamentali per garantire la stabilità del modello numerico, evitando movimenti rigidi indesiderati e consentendo una soluzione univoca e coerente nell'analisi agli elementi finiti.

La fase preliminare dell'analisi strutturale consiste nella definizione dei vincoli, che vengono applicati nei punti di contatto tra il pianale e il carrello, considerando le tre direzioni spaziali X, Y e Z.

Si adotta una modellazione semplificata che prevede l'impiego di supporti rigidi in corrispondenza dei punti meccanici attraverso cui la cassa del tram si collega al carrello. Questa semplificazione è funzionale all'esecuzione di prove statiche, in quanto consente di riprodurre in modo coerente le condizioni di appoggio del pianale senza introdurre la complessità dinamica del sistema di sospensione reale.

L'ancoraggio della cassa viene realizzato attraverso il comando *Displacement*, che consente di imporre spostamenti nulli nelle regioni in cui si desidera vincolare il modello.

Dopodiché si procede selezionando le superfici o gli elementi di riferimento che fungono da vincolo.

La selezione di alcune superfici di contatto è facilitata dall'impiego della funzione **Named Selection**

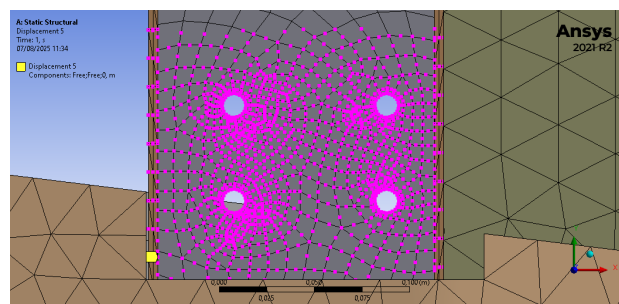


Figura 4.1: Utilizzo del comando *Named Selection*

[30] di ANSYS - *figura 4.1*. Questa tecnica è stata impiegata per definire parte dei vincoli lungo le direzioni Z e Y, in quanto permette di identificare esclusivamente i nodi della mesh localizzati nella zona effettiva di contatto tra carrozzeria e telaio.

A seguire si evidenziano le condizioni di vincolo nelle tre direzioni principali:

- **Direzione X:** per il vincolo longitudinale, si è mirato a garantire il corretto trascinarsi tra la cassa e il carrello. Come già discusso, il collegamento è realizzato mediante un sistema di perni verticali che vincolano le zone centrali di carrello e cassa. In fase di modellazione, è stata introdotta nella geometria delle *tracce* del sistema sul pianale, tramite l'aggiunta di due elementi cubici. Le superfici su cui si ancorano i perni sono vincolate assialmente. La *figura 4.2* mostra i volumi cubici (tracce) e, in verde, le superfici di riferimento vincolate.

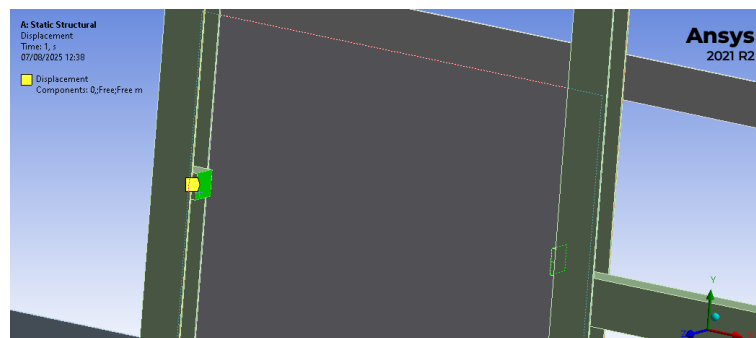


Figura 4.2: Vincolo longitudinale (X)

- **Direzione Z:** il vincolo alla traslazione verticale è imposto fissando il pianale nelle aree di contatto con il telaio, in corrispondenza degli elementi aggiuntivi di collegamento che verranno approfonditi nel capitolo successivo. In *figura 4.3* sono evidenziate le superfici soggette a vincolo: le quattro superfici inferiori dei supporti (in giallo) e le aree localizzate sulle travi a C (in magenta). Per la selezione di queste ultime è stato utilizzato il comando *Named Selection*.

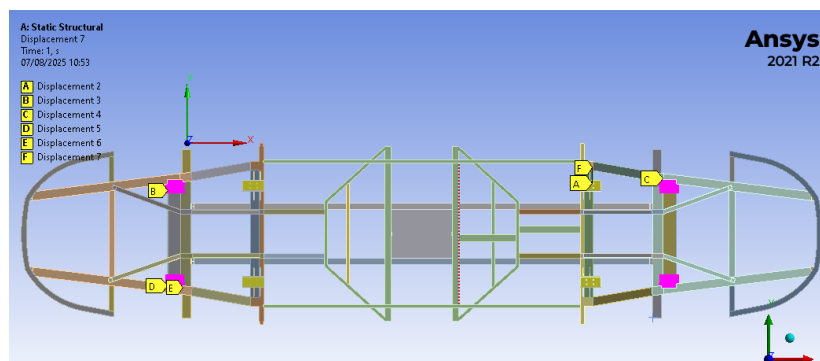


Figura 4.3: Vincolo verticale (Z)

- **Direzione Y:** la traslazione trasversale viene limitata vincolando le superfici di contatto con il telaio, in corrispondenza dei punti di inserimento dei bulloni di collegamento. In questo caso, è sufficiente applicare il vincolo a un solo semiasse del sistema, anziché su entrambi. Il vincolo trasversale applicato su un solo lato è sufficiente a impedire lo spostamento complessivo del pianale lungo l'asse Y, evitando al contempo la sovrapposizione di vincoli che potrebbero introdurre iperstaticità indesiderata. La *figura 4.4* mostra le superfici interessate dal vincolo, evidenziate in magenta e in giallo.

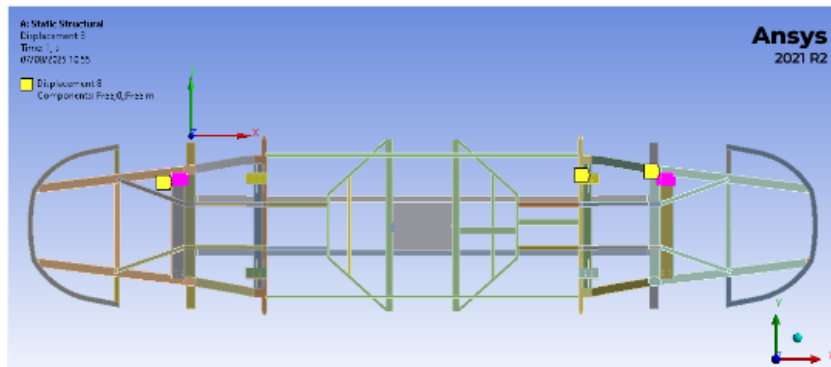


Figura 4.4: Vincolo trasversale (Y)

4.3 Classificazione dei carichi agenti

Ai fini della verifica strutturale del pianale, è fondamentale procedere con una corretta stima dei carichi agenti, in quanto essi rappresentano la base per l'analisi agli elementi finiti (FEM) e per la valutazione della resistenza e dell'idoneità meccanica della struttura.

L'accurata definizione dei carichi permette di simulare in modo realistico le condizioni di esercizio, garantendo che il pianale sia in grado di sopportare sia le sollecitazioni statiche sia quelle dinamiche, nel rispetto delle normative vigenti.

La determinazione dei carichi viene condotta considerando due contributi principali:

- Da un lato, il **carico distribuito** dovuto agli elementi posti sopra il pianale, quali la pavimentazione, eventuali rivestimenti o finiture, e il peso dei passeggeri. Questo contributo viene considerato come uniformemente distribuito sulle superfici superiori dello scheletro del pianale.
- Dall'altro lato, si considera il peso proprio della cassa del veicolo, applicato come **carico concentrato** nei punti di giunzione tra il pianale e le strutture sovrastanti, e comprende le pareti laterali, il tetto e il pantografo.

La definizione di questi carichi avviene seguendo approcci differenti:

- Le **forze concentrate** vengono determinate sulla base del peso effettivo delle componenti strutturali e delle relative superfici di interfaccia con il pianale.
- I **carichi distribuiti**, invece, vengono ricavati facendo riferimento a specifiche normative tecniche, tra cui:
 - la *BS EN 12663-1:2010+A2:2023*, che definisce i requisiti strutturali per le casse dei veicoli ferroviari,
 - e la *BS EN 15663:2017+A1:2018*, che specifica i dati di riferimento dei veicoli, comprese le masse da utilizzare per i calcoli strutturali e le prove.

Le forze agenti sul pianale vengono inizialmente trattate in modo distinto, in funzione della loro natura, ma successivamente convergono in un'unica configurazione complessiva di carico che rappresenta la sintesi delle condizioni reali di esercizio. È infatti questa risultante globale delle forze che determina la distribuzione dei campi di tensione e deformazione all'interno del pianale, e che consente di identificare eventuali criticità strutturali, verificare il rispetto dei limiti normativi e validare la robustezza dell'intero sistema.

A queste valutazioni, va aggiunta l'introduzione di una terza normativa, la *BS EN 13749-2011-[2020-01-24-01-43-58 PM]*, che risulta essenziale per la definizione dei *carichi inerziali* che tengono conto delle *condizioni dinamiche* a cui è sottoposto il tram durante il periodo di attività. La normativa indica le accelerazioni di riferimento associate alle condizioni di esercizio, sia ordinarie che straordinarie, che definiscono il comportamento della struttura nelle principali fasi operative: passaggio sugli scambi, marcia in rettilineo e percorrenza in curva.

La definizione dei carichi all'interno del modello di simulazione tiene quindi conto di questi fattori aggiuntivi.

Si procede con un approfondimento delle normative precedentemente citate, al fine di chiarire i criteri di riferimento adottati. Successivamente, si passa alla valutazione quantitativa dei carichi agenti, innanzitutto mediante una stima delle masse di riferimento effettuata sulla base delle indicazioni normative e delle caratteristiche specifiche del veicolo in esame.

4.3.1 Normativa EN 12663-1

La norma europea *BS EN 12663-1:2010+A2:2023* stabilisce i requisiti strutturali per le casse dei veicoli ferroviari destinati al trasporto passeggeri, includendo locomotive, carrozze, unità multiple elettriche e diesel, metropolitane e, in particolare, tram. Il suo scopo principale è assicurare che la cassa sia progettata e verificata in modo

da resistere in sicurezza a tutte le sollecitazioni tipiche dell'esercizio, garantendo contemporaneamente sia la resistenza statica, quindi l'assenza di deformazioni permanenti o cedimenti sotto i carichi massimi di progetto, sia la resistenza a fatica, cioè la durabilità nei confronti dei cicli di carico ripetuti durante l'intera vita utile del veicolo.

Nel caso specifico del tram, l'applicazione di tale norma risulta particolarmente significativa poiché l'esercizio urbano impone condizioni più gravose rispetto ad altri veicoli ferroviari. I tram, infatti, sono soggetti a frequenti cicli di accelerazione e frenatura, a variazioni rapide e consistenti del carico passeggeri, a raggi di curvatura ridotti che generano elevate sollecitazioni trasversali, nonché alla presenza di numerose aperture strutturali dovute alle porte di accesso. Tali caratteristiche rendono la cassa esposta a sollecitazioni complesse che devono essere adeguatamente considerate in fase di progettazione e verificate mediante calcolo e prova.

La *EN 12663-1* definisce in maniera sistematica i casi di carico da considerare (verticali, longitudinali, trasversali, di sollevamento e combinati), i criteri di accettazione relativi a tensioni e deformazioni, nonché le metodologie di verifica attraverso analisi numeriche, come nel caso in esame mediante modello FEM, e prove sperimentali su prototipi.

Nel contesto del pianale del tram, ciò significa verificare che la struttura sia in grado di sostenere il peso proprio della cassa e la massa dei passeggeri, che le deformazioni restino entro limiti prefissati, e che non si manifestino fenomeni di cedimento locale. [31]

4.3.2 Normativa EN 15663

La norma *BS EN 15663:2017+A1:2018-[2020-01-24-11-57-35 AM]* definisce le masse di riferimento dei veicoli ferroviari, fornendo un quadro metodologico unificato per la progettazione, l'omologazione e l'esercizio. Le masse standardizzate – a vuoto, in ordine di servizio, con carico normale o eccezionale – consentono di simulare in modo coerente le condizioni operative dei rotabili.

Tra le categorie presenti, maggiore attenzione è posta alla categoria M-II, che include i tram, per i quali vengono stabilite densità di passeggeri in piedi e criteri di calcolo delle aree di stazionamento. La norma specifica inoltre il contributo di personale, consumabili e usura, e fornisce linee guida per la determinazione del baricentro dei carichi. Tali definizioni rappresentano la base per le analisi statiche previste dalla *EN 12663-1*, assicurando che la verifica strutturale dei veicoli sia eseguita in condizioni realistiche e comparabili. [32]

4.3.3 Normativa EN 13749

Ai fini della validazione strutturale del pianale, è necessario definire i casi di carico di esercizio in modo coerente con la normativa di riferimento. Sebbene la norma principale applicabile alla cassa di veicoli ferroviari sia la *EN 12663-1*, nella presente analisi si è fatto ricorso anche alla *EN 13749 - Structural requirements of bogie frames*. Essa stabilisce i criteri di progettazione in termini di carichi statici, dinamici ed eccezionali, i metodi di verifica strutturale (resistenza statica, comportamento a fatica, stabilità) e le procedure di validazione tramite calcoli numerici e prove sperimentali. Lo scopo principale è garantire la sicurezza, l'affidabilità e la durabilità delle strutture ferroviarie.

Pur essendo la norma focalizzata sui carrelli, le appendici (in particolare le espressioni per i carichi del carbody) vengono usate in questo contesto come riferimento per valutazioni preliminari e per la definizione delle accelerazioni da usare come termine di confronto nella verifica della carrozzeria.

Quindi questa normativa viene utilizzata per la stima delle *azioni inerziali* agenti sul pianale, effettuata mediante l'individuazione dei livelli di accelerazione rappresentativi delle condizioni tipiche di marcia dei tram. La *Tabella F.5* della normativa fornisce infatti i valori di accelerazione di esercizio (longitudinali, trasversali e verticali) relativi a tre scenari caratteristici di funzionamento, cioè passaggio in scambio, marcia in rettilineo e percorrenza in curva, oltre ai contributi da vento e frenatura. Questi valori, opportunamente trasformati in forze inerziali opportunamente applicati alla cassa, consentono di riprodurre nel modello FEM le effettive sollecitazioni trasmesse dalla marcia reale del veicolo. [33]

4.4 Valutazione delle masse

Si procede determinando le masse di riferimento, da cui si ricavano i carichi distribuiti e concentrati. Tali carichi sono rispettivamente correlati agli allestimenti interni del tram e alla struttura posta sopra il pianale, la cui modellazione è stata omessa per favorire una semplificazione analitica.

L'adozione delle normative presentate permette di definire un insieme di carichi coerente, conservativo e conforme agli standard europei, costituendo una base solida per l'analisi agli elementi finiti condotta in ambiente ANSYS Workbench.

4.4.1 Massa di riferimento per il carico distribuito

Si procede addentrando la trattazione nell'applicazione delle norme al primo caso di carico considerato, quindi il carico distribuito.

Vengono adottate le *condizioni di progetto (design conditions)*, in quanto più idonee alla verifica strutturale. In realtà, nel caso in esame, la normativa *EN 15663*

prevede risultati coincidenti tra condizioni di progetto e quelli di carico eccezionale (exceptional payload).

La normativa *EN 15663* [32] indica vari distinti insiemi di masse standardizzate, la cui combinazione consente di ottenere le condizioni di carico per ciascuna categoria di veicolo.

L'obiettivo è l'ottenimento della *massa di progetto con carico utile normale - MND*, che si ricava mediante la somma dei contributi della *massa di progetto in ordine di marcia- MVD* e del *carico utile normale di progetto - PND*.

Il primo contributo di massa **MVD** comprende la massa a vuoto del veicolo ed il personale di servizio, mentre il contributo di **PND** include il carico passeggeri previsto.

Si procede ricavando i contributi delle masse così da ottenere la massa di progetto.

Carico utile normale di progetto - PND

Nel caso del tram in esame, il tram rientra tra i veicoli di categoria *M-II*.

Si fa riferimento alla *Tabella 8* (paragrafo 7.3) e alla combinazione di condizioni di carico normale (Normal Payload) e di Design Condition. La norma fornisce valori standardizzati per la massa di bagagli e passeggeri.

Nel caso dei passeggeri seduti, è assunta una massa media di 70 kg ciascuno, con 100% di sedili occupati, mentre la massa dei passeggeri in piedi viene stimata con un valore di 280 kg/m², fino a 420 kg/m², così da considerare da 2 a 6 persone/m². Le considerazioni sui bagagli vengono tralasciate in quanto il tipo di soluzione in esame non prevedeva nemmeno originariamente alcun tipo di vano o area dedicata, e anche l'utilizzo cui è destinato non rientra nel mero trasporto pubblico e quindi non prevede la presenza di bagagli personali il cui peso possa incidere significativamente sulla struttura.

Nel caso specifico del tram storico oggetto di restauro, è stato necessario adattare tali indicazioni alle condizioni operative reali, tenendo conto del fatto che il veicolo sarà impiegato esclusivamente per scopi culturali o turistici,

e non in esercizio commerciale regolare. Pertanto, si è esclusa la presenza di passeggeri in piedi, considerando che siano presenti soltanto i passeggeri seduti.

All'interno del tram erano originariamente presenti dei sedili in legno (*figura 4.5*) disposti lateralmente, in modo da consentire il passaggio ai passeggeri lungo il corridoio centrale. I sedili presentavano disposizione



Figura 4.5: Sedile originale presente sul tram 614 [1]

e orientazione sia nella direzione longitudinale, sia in quella trasversale rispetto alla configurazione del tram.

Obiettivo del restauro è quello di ripristinare integralmente questo tipo di disposizione, così da mantenere gli interni analoghi a quelli originali - nella *figura 4.6* è presente la rielaborazione degli interni realizzata da Flavio Castagno.

Con questa disposizione dei sedili, il tram presentava e presenterà - una volta ultimato il restauro - una capacità di circa 20 posti a sedere. Seguendo la normativa *EN 15663*, quindi assumendo un peso medio di 70kg per ciascun passeggero seduto, si ottiene una massa **MND** pari a:



Figura 4.6: Rielaborazione interni, a cura di Flavio Castagno [1]

$$\mathbf{MND} = 70 \text{ kg} \times 20 = \mathbf{1400 \text{ kg}}$$

Massa di progetto in ordine di marcia - **MVD**

La massa di progetto in ordine di massa **MVD** include gli elementi permanenti presenti a bordo del tram che definiscono la *massa morta* - **MU**, i materiali di consumo di progetto ed il personale di servizio **PCD**.

Si analizzano separatamente i contributi, ottenendo che:

- La *massa morta* - **MU** rappresenta la massa del veicolo nella configurazione "come costruito", escludendo materiali di consumo e personale. Include finiture, arredi interni, quantità fisse di fluidi (come oli, grassi, liquidi refrigeranti o isolanti), attrezzature di bordo (es. utensili, dispositivi di emergenza, dotazioni per la ristorazione) e tutte le componenti soggette a usura nello stato nuovo. Gli elementi considerati e i rispettivi contributi in termini di massa sono estrapolati dal lavoro di tesi svolto dall'Ing. Federico Tripoli[2], e sono i seguenti:
 - " Ornamenti interni in legno comprendenti i sedili, con una massa stimata di 100 kg;
 - Pavimento, con una massa stimata di circa 100 kg;
 - Quattro piastroni di acciaio, che hanno la funzione di zavorra, con una massa di 250 kg l'uno;
 - Banco di manovra, gravante 100 kg; "

- Il secondo contributo è correlato ai *materiali di consumo di progetto* - **PCD**, e considera lo staff e materiali di consumo come carburante o sabbia. Nel caso in esame, si semplifica la trattazione considerando sole due persone in servizio a bordo, ciascuna pesante 80 kg (incluse attrezzature ed effetti personali), come riportato nella *Tabella 6 della norma EN 15663* (paragrafo 5);

La somma di questi contributi dà una massa totale **MVD** pari a:

$$\mathbf{MVD} = 100 \text{ kg} + 100 \text{ kg} + (250 \text{ kg} \times 4) + 100 \text{ kg} + (80 \text{ kg} \times 2) = \mathbf{1460 \text{ kg}}$$

Massa di progetto con carico utile normale - MND

Determinati i contributi delle masse **MVD** e **MND**, si ricava la massa complessiva **MND** ottenuta dalla somma delle due:

$$\mathbf{MND} = 1460 \text{ kg} + 1400 \text{ kg} = \mathbf{2860 \text{ kg}}$$

4.4.2 Massa di riferimento per il carico localizzato

Un ulteriore aspetto da considerare nell'analisi riguarda i carichi localizzati trasmessi al pianale dalla struttura sovrastante. In questa fase dell'analisi FEM, si è scelto di focalizzare lo studio esclusivamente sul pianale della cassa, escludendo deliberatamente altri componenti (come pareti, tetto e accessori) che, da un lato, non apportano un contributo significativo alla rigidità globale, e dall'altro avrebbero complicato inutilmente il modello, aumentando i tempi di calcolo senza benefici proporzionati in termini di precisione.

Tuttavia, pur non modellandoli geometricamente, è fondamentale tenere conto dei carichi indotti dalla loro presenza. A tal fine, si è stimata la massa complessiva della sovrastruttura mediante l'utilizzo della funzione "*Proprietà di massa*" all'interno di *SolidWorks*, ottenendo i seguenti valori:

- Massa della cassa completa (incluso pianale): 2551 kg
- Massa aggiuntiva di componenti esterni (pantografo e due travi in legno di sostegno): 300 kg

Per cui si ricava una massa totale del modello di:

$$2551 \text{ kg} + 300 \text{ kg} = \mathbf{2851 \text{ kg}}$$

La massa del solo pianale (parte già considerata separatamente nell'analisi) risulta invece essere di 596 kg.

Da ciò si ricava la massa della struttura sovrastante il pianale:

$$m = 2851 \text{ kg} - 596 \text{ kg} = \mathbf{2255 \text{ kg}}$$

4.5 Definizione dei casi di carico nel modello

La realizzazione dell'analisi statica è stata condotta utilizzando il modulo *Static Structural* di *ANSYS Workbench*.

Come prima operazione, si introduce l'*accelerazione gravitazionale* nel modello, al fine di tenere conto del **peso proprio della struttura**: nota la geometria del pianale (in particolare, i volumi occupati dalle travi portanti e dagli elementi secondari) e definito il materiale assegnato, è sufficiente abilitare la forza gravitazionale nel software per ottenere automaticamente la componente peso della struttura, calcolata come prodotto tra massa e accelerazione di gravità. La *figura 4.7* riporta l'introduzione del vettore di accelerazione gravitazionale.

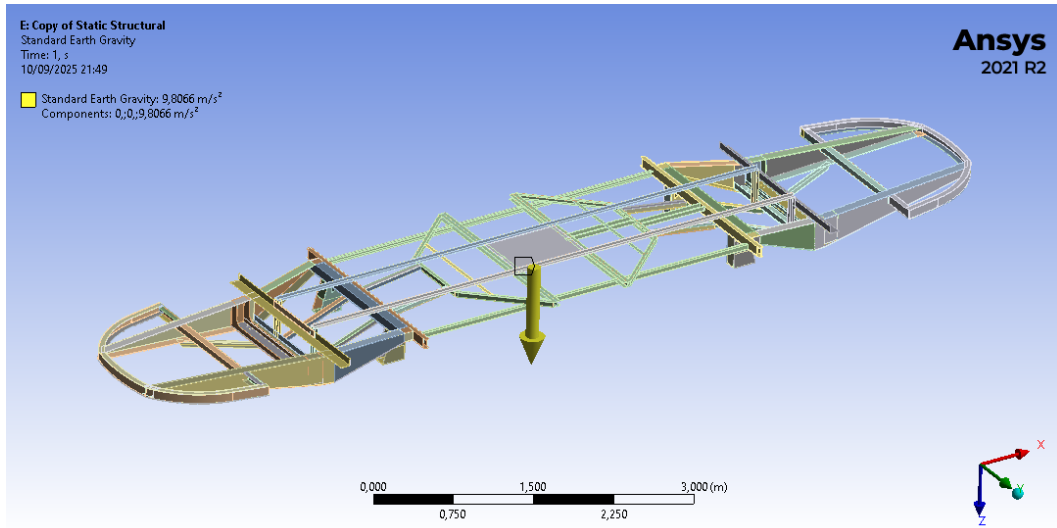


Figura 4.7: Introduzione dell'accelerazione gravitazionale

In questa fase, un ruolo centrale è ricoperto dalla normativa *EN 13749* [33], che consente di verificare le prestazioni del pianale non solo sotto l'azione dei carichi statici, ma anche nelle condizioni di esercizio effettive. In particolare, l'*Appendice C.5.3* della norma fornisce le espressioni generali per i casi di carico di base. Per il *carbody*, vengono definite le forze risultanti nelle tre direzioni principali — longitudinale, trasversale e verticale — come segue:

$$F_{xc} = a_{xc} \cdot m_1 \quad (4.1)$$

$$F_{yc} = (a_{yc} + a_{yc,c}) \cdot m_1 \quad (4.2)$$

$$F_{zc} = (a_{zc} + g) \cdot m_1 \quad (4.3)$$

dove:

- m_1 = massa efficace della cassa;
- a_{xc} , a_{yc} , a_{zc} = accelerazioni lungo gli assi longitudinale, trasversale e verticale;
- $a_{yc,c}$ = accelerazione centrifuga quasi-statica;
- g = accelerazione gravitazionale.

I valori di accelerazione riportati nelle equazioni 4.1, 4.2 e 4.3 sono specificati nell'Appendice F.5.3 della norma. Di seguito si riporta la tabella di riferimento:

Load case	a_{zc}	a_{yc}	$a_{yc,c}$	a_{xc}
Switches	2.4	1.6	—	—
Straight track	1.2	0.9	—	Service braking rate ^a
Running through curves	1.2	0.9	1.0	Service braking rate ^a

Tabella 4.1: Riproduzione della *Tab.F.5* – Carichi di servizio normali (unità: m/s²)

^a 1.1 volte i carichi di frenatura in condizioni di servizio normale.

Dalla *tabella 4.1* si nota come il riferimento di accelerazione longitudinale dipendano dai carichi di frenatura in condizioni di servizio normale. I valori di forza nominale di frenatura sono determinati a partire dalla norma *EN 12663-1*. In particolare, la *clausola 6.6.6 (Traction and braking)* e la *Tabella 18* riportano le accelerazioni longitudinali di riferimento da assumere in assenza di dati specifici di progetto. Per i tram (categoria P-V), la norma prescrive un valore nominale di accelerazione pari a $\pm 0,2$ g, con un valore massimo di $1,96m/s^2$.

Questi valori rappresentano le nominal forces, che si calcolano moltiplicando la massa di progetto del veicolo (secondo *EN 15663*) per l'accelerazione prescritta. Successivamente, la norma *EN 13749* stabilisce che, per fini di progetto, tali forze debbano essere moltiplicate per opportuni coefficienti di sicurezza: 1,1 per la frenatura di servizio. Il risultato è un'accelerazione complessiva - che viene utilizzata in questa analisi - $a_{xc} = 2,16m/s^2$.

Le formulazioni 4.1–4.3 sono quindi fondamentali per ricavare le varie condizioni di carico. Secondo la *EN 13749*, queste andrebbero applicate direttamente al baricentro della struttura. Tuttavia, per semplicità applicativa, si procede imponendo che le forze agiscano in corrispondenza delle superfici su cui effettivamente si esplicano.

L'unica eccezione è quella costituita dalla forza trasversale F_y , per la quale si genera un *momento di trasporto*, cioè il momento generato dall'applicazione di una forza in una posizione eccentrica rispetto al baricentro. Come si vedrà in seguito, in questo caso oltre al carico laterale, viene considerato il contributo esercitato dal momento generato dalla distanza della forza rispetto al baricentro stesso (braccio = $1.2m$).

È importante sottolineare che la massa della cassa indicata nelle espressioni 4.1–4.3 deve essere interpretata, nel caso specifico, differenziando tra la massa degli interni (considerata come *carico distribuito*, vedi Sezione 4.4.1) e la massa della carrozzeria (modellata come *carico localizzato*, vedi Sezione 4.4.2).

Le formulazioni riportate vengono quindi applicate a entrambe le componenti, distinguendo opportunamente tra le due diverse modalità di carico.

Si riportano di seguito i principali casi di carico di riferimento, alcuni già elencati nella *Tabella 4.1* [33]. In particolare, sono stati considerati i seguenti scenari:

- **Peso della struttura:** rappresenta la condizione di base da cui partire per l'analisi strutturale, legata esclusivamente all'azione della gravità sulla massa propria del veicolo.
- **Scambi (Switches)** [34]: condizione dinamica associata al transito del tram sugli scambi, ovvero i dispositivi che consentono il passaggio da un binario all'altro. Si tratta di una fase particolarmente sollecitante dal punto di vista strutturale, per la quale la norma fornisce specifici valori di accelerazione.
- **Marcia in rettilineo (Straight track)** [35]: condizione operativa in cui il tram percorre un tratto di binario rettilineo, privo di curve o discontinuità. È utilizzata come riferimento per la valutazione delle sollecitazioni in condizioni di esercizio regolare e stabile.
- **Percorrenza in curva (Running through curves):** fase di marcia in cui il veicolo affronta una curva del tracciato. In tale condizione si manifestano accelerazioni trasversali e forze centrifughe quasi-statiche, che incidono significativamente sul comportamento strutturale e devono essere adeguatamente considerate nell'analisi [33].

4.5.1 Caso I - Peso della struttura

Il primo caso di carico riguarda la forza agente sul pianale a causa del solo peso della stessa struttura, che si esplica esclusivamente in direzione verticale (Z).

Carico distribuito

Partendo dal contributo di massa, si ricava con la formula:

$$F = MND \cdot g = 2860 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \approx \mathbf{28\,000 \text{ N}} \quad (4.4)$$

Tale forza distribuita viene quindi considerata come applicata sulle superfici di appoggio del pianale, evidenziate in rosso in *figura 4.8*.

Si ipotizza una distribuzione uniforme del carico sulle superfici selezionate, trascurando eventuali concentrazioni localizzate (ad esempio in corrispondenza del banco di manovra). Tale semplificazione è giustificata dal carattere preliminare dell'analisi e dal fatto che l'obiettivo principale è valutare il comportamento globale della struttura sotto carichi rappresentativi.

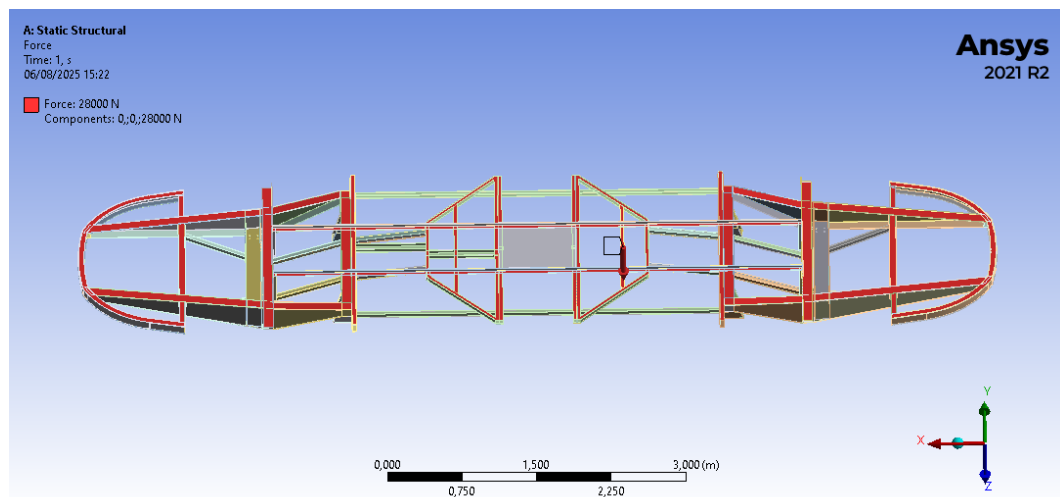


Figura 4.8: Applicazione del carico distribuito sulle superfici del pianale

Carico localizzato

La massa di riferimento ottenuta è di **2255 kg**, mentre il corrispettivo carico gravitazionale si calcola come:

$$P = m \cdot g = 2255 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 22\,123 \text{ N} \approx \mathbf{22\,200 \text{ N}} \quad (4.5)$$

Tale forza rappresenta il carico localizzato trasmesso dal resto della cassa al pianale e, di conseguenza, ai *punti di saldatura* tra questi elementi. Poiché la cabina

è completamente vincolata al pianale tramite saldature e non sono presenti ulteriori zone di appoggio strutturale, si assume che l'intero peso della sovrastruttura si scarichi attraverso tali connessioni. Questo valore viene quindi tenuto in considerazione per la corretta definizione delle condizioni di carico nell'analisi statica agli elementi finiti.

Nella *figura 4.9* sono evidenziate in verde alcune delle zone di contatto su cui sono saldate le pareti del tram, che vengono indicate come superfici su cui è localizzato il carico.

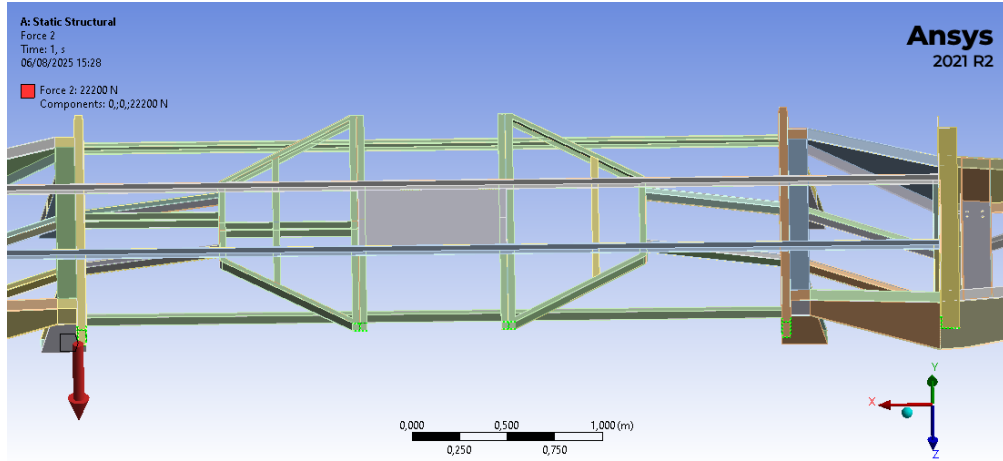


Figura 4.9: Applicazione del carico localizzato sulle superfici laterali del pianale

4.5.2 Caso II - Scambi

Gli scambi costituiscono il transito del tram su dei dispositivi che consentono il passaggio da un binario all'altro.[34] Dal punto di vista dinamico, si tratta di una fase critica, in quanto il veicolo è soggetto a sollecitazioni verticali e trasversali elevate, dovute alle discontinuità geometriche e strutturali del tracciato. La normativa *EN 13749* prevede per questo scenario specifici valori di accelerazione, che devono essere considerati nella modellazione per valutare correttamente il comportamento strutturale del pianale [33].

In particolare, la *tabella 4.1* riporta valori di accelerazione verticale $a_z = 2.4m/s^2$ e accelerazione trasversale $a_y = 1.6m/s^2$, per cui si generano forze verticali e trasversali. Si ricavano quindi le formulazioni nelle due condizioni di riferimento.

Carico distribuito

Considerando la massa di $2860kg$, si ottengono:

$$F_{yc} = (a_{yc} + a_{yc,c}) \cdot m_1 = (1.6 + 0) \cdot 2860 = 4576 \text{ N} \quad (4.6)$$

$$F_{zc} = (a_{zc} + g) \cdot m_1 = (2.4 + 9.81) \cdot 2860 = 34921 \text{ N} \quad (4.7)$$

I valori ottenuti rappresentano le forze trasversale e verticale agenti sulla cassa durante il transito sugli scambi.

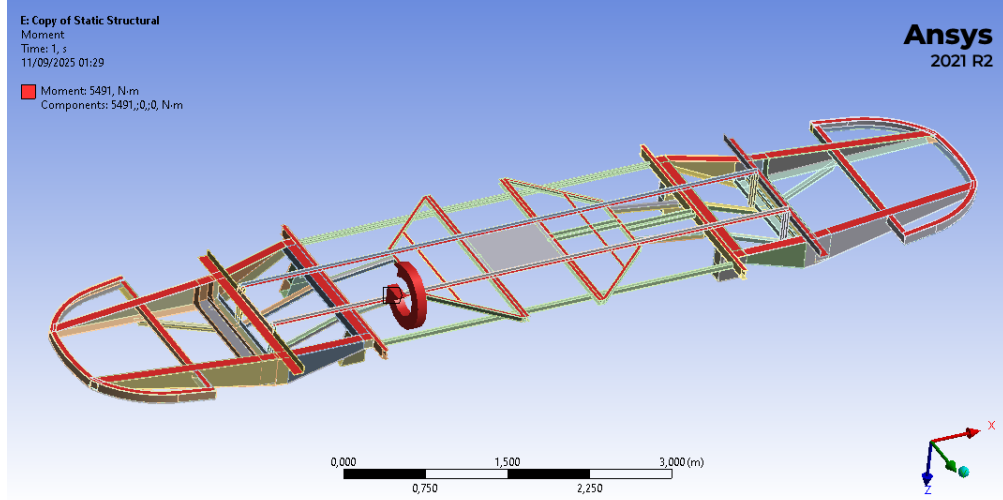


Figura 4.10: Applicazione del momento di trasporto

L'applicazione di queste forze al modello viene effettuata in modo differente: il carico verticale si considera applicato alle superfici di contatto tra il pianale e la pavimentazione, similmente a quanto visto per il carico distribuito del *Caso I*; l'applicazione del carico trasversale alle stesse superfici, implica invece la generazione di un *momento di trasporto* rispetto al baricentro, che va introdotto nella simulazione. Considerando una distanza di 1.2m dal baricentro, si ottiene un momento torcente di 5491Nm. Nella *figura 4.10* viene riportato il caso applicativo di riferimento.

Carico localizzato

Le forze agenti risultano:

$$F_{yc} = (a_{yc} + a_{yc,c}) \cdot m_1 = (1.6 + 0) \cdot 2255 = 3608 \text{ N} \quad (4.8)$$

$$F_{zc} = (a_{zc} + g) \cdot m_1 = (2.4 + 9.81) \cdot 2255 = 27534 \text{ N} \quad (4.9)$$

Questi valori rappresentano le forze trasversale e verticale agenti sulla cassa durante il transito sugli scambi, applicate alle superfici di collegamento tra pianale e pareti della cassa, similmente a quanto visto con il *Caso I*.

Anche in questo caso la presenza della forza trasversale implica la genesi di un momento di trasporto, dal valore di 4330Nm.

4.5.3 Caso III - Marcia in rettilineo

La marcia in rettilineo (Straight track) rappresenta la condizione di esercizio in cui il veicolo tranviario percorre un tratto di binario perfettamente rettilineo, in assenza di curve o scambi. Dal punto di vista dinamico, questa situazione è caratterizzata da sollecitazioni più contenute rispetto ad altri casi di carico, e viene assunta come scenario di riferimento per la valutazione delle prestazioni strutturali in condizioni di esercizio regolare [35]. La normativa *EN 13749* [33] assegna a questa condizione valori specifici di accelerazione lungo gli assi verticale, trasversale e longitudinale, utili per derivare le forze da applicare nel modello agli elementi finiti.

In particolare, la *tabella 4.1* riporta valori di accelerazione verticale $a_z = 1.2m/s^2$, accelerazione trasversale $a_y = 0.9m/s^2$ e accelerazioni correlate a condizioni di frenata normale pari a $a_x = 2.16m/s^2$, per cui si generano forze verticali, trasversali e longitudinali.

Si ricavano quindi le formulazioni nelle due condizioni di riferimento.

Carico distribuito

Nel caso del carico distribuito, le forze agenti risultano essere pari a:

$$F_{xc} = a_{xc} \cdot m_1 = 2.16 \cdot 2860 = 6178 \text{ N} \quad (4.10)$$

$$F_{yc} = (a_{yc} + a_{yc,c}) \cdot m_1 = (0.9 + 0) \cdot 2860 = 2574 \text{ N} \quad (4.11)$$

$$F_{zc} = (a_{zc} + g) \cdot m_1 = (1.2 + 9.81) \cdot 2860 = 31489 \text{ N} \quad (4.12)$$

Mentre il momento di trasporto è di $3089Nm$.

L'applicazione dei carichi al modello viene effettuata in maniera analoga a quanto fatto precedentemente.

Carico localizzato

Con la massa della struttura, si ottiene invece:

$$F_{xc} = a_{xc} \cdot m_1 = 2.16 \cdot 2255 = 4871 \text{ N} \quad (4.13)$$

$$F_{yc} = (a_{yc} + a_{yc,c}) \cdot m_1 = (0.9 + 0) \cdot 2255 = 2029 \text{ N} \quad (4.14)$$

$$F_{zc} = (a_{zc} + g) \cdot m_1 = (1.2 + 9.81) \cdot 2255 = 24827 \text{ N} \quad (4.15)$$

Mentre il momento di trasporto è di $2434Nm$.

4.5.4 Caso IV - Percorrenza in curva

Questa condizione operativa rappresenta la marcia del veicolo su tratti curvilinei del tracciato, in cui si generano effetti dinamici aggiuntivi rispetto alla marcia su rettilineo. In particolare, oltre alle consuete accelerazioni verticale e trasversale, è necessario considerare la presenza di un'accelerazione centrifuga quasi-statica ($a_{yc,c}$), dovuta al raggio di curvatura del binario e alla velocità di avanzamento. La somma di queste accelerazioni produce forze trasversali più elevate, che possono influenzare significativamente il comportamento strutturale del pianale. Tale condizione di carico è quindi fondamentale per la verifica della rigidità laterale e della resistenza della cassa nelle situazioni di esercizio più severe [33]. La normativa *EN 13749* fornisce valori specifici per le accelerazioni da adottare in questo scenario, in particolare accelerazione verticale $a_z = 1.2m/s^2$, accelerazione trasversale $a_y = 0.9m/s^2$, accelerazione centrifuga $a_{yc,c} = 1.0m/s^2$ e accelerazioni correlate a condizioni di frenata normale pari a $a_x = 2.16m/s^2$. In questo caso, l'unico valore di forza che subirà variazione rispetto al *Caso III*, è quella trasversale e il momento ad essa associato.

Similmente a quanto già fatto, si effettuano le stime dei carichi nelle condizioni di riferimento.

Carico distribuito

$$F_{xc} = a_{xc} \cdot m_1 = 2.16 \cdot 2860 = 6178 \text{ N} \quad (4.16)$$

$$F_{yc} = (a_{yc} + a_{yc,c}) \cdot m_1 = (0.9 + 1.0) \cdot 2860 = 5434 \text{ N} \quad (4.17)$$

$$F_{zc} = (a_{zc} + g) \cdot m_1 = (1.2 + 9.81) \cdot 2860 = 31489 \text{ N} \quad (4.18)$$

E momento del trasporto pari a $6521Nm$.

Carico localizzato

$$F_{xc} = a_{xc} \cdot m_1 = 2.16 \cdot 2255 = 4871 \text{ N} \quad (4.19)$$

$$F_{yc} = (a_{yc} + a_{yc,c}) \cdot m_1 = (0.9 + 1.0) \cdot 2255 = 1.9 \cdot 2255 = 4285 \text{ N} \quad (4.20)$$

$$F_{zc} = (a_{zc} + g) \cdot m_1 = (1.2 + 9.81) \cdot 2255 = 11.01 \cdot 2255 = 24827 \text{ N} \quad (4.21)$$

E momento pari a $5142Nm$.

4.6 I risultati

Il passo successivo consiste nell'avviare l'analisi per ottenere i risultati. In particolare, per ciascuno dei casi di carico considerati, *ANSYS Workbench* elabora le sollecitazioni distribuite e localizzate in modo da convergere a una soluzione definita in termini di **deformazioni totali** e di **tensioni equivalenti** (di Von Mises). Questi due parametri si possono considerare sufficienti per avere una visione complessiva della risposta del pianale nelle condizioni di progetto.

Le **deformazioni** rappresentano la misura della variazione geometrica subita da un corpo in seguito all'applicazione di carichi esterni e sono espresse in forma adimensionale come rapporto tra l'allungamento e la lunghezza iniziale del componente [36].

In ambiente ANSYS, le deformazioni possono essere calcolate in due forme:

- **Deformazioni direzionali**, corrispondenti agli spostamenti lungo gli assi globali U_x, U_y, U_z ;
- **Deformazione totale**, definita come lo spostamento risultante:

$$U = \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2}. \quad (4.22)$$

Nel presente lavoro sono state considerate esclusivamente le **deformazioni totali**, in quanto forniscono un parametro sintetico e intuitivo per la valutazione della risposta elastica del pianale sotto i diversi scenari di carico. Le deformazioni ottenute da ANSYS sono fornite come mappatura cromatica sul modello, che consente di individuare immediatamente le aree maggiormente sollecitate. [37]

Per quanto riguarda l'ambito delle tensioni, ANSYS calcola lo stato tensionale tridimensionale in termini di tre componenti normali ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$) e tre componenti tangenziali ($\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$), riferite al sistema di riferimento globale del modello. Da queste si ricavano le **tensioni principali** e la **tensione di taglio massima**, che costituiscono invarianti, cioè non dipendono dall'orientamento del sistema di riferimento.

Per l'analisi strutturale, il parametro utilizzato è la **tensione equivalente di Von Mises**, calcolata a partire dallo stato tensionale tridimensionale secondo la relazione [38]:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (4.23)$$

Questa formulazione restituisce un unico valore scalare equivalente che condensa l'intero stato di sollecitazione, rendendo possibile il confronto diretto con i limiti ammissibili del materiale. La tensione equivalente di Von Mises è infatti alla base

della **teoria della massima energia di distorsione**, ampiamente impiegata per prevedere la condizione di snervamento nei materiali duttili. Per questo motivo è uno dei criteri più diffusi nelle analisi FEM, in quanto consente di rappresentare qualsiasi stato tensionale tridimensionale attraverso un singolo valore positivo, direttamente utilizzabile nelle verifiche di resistenza e nei calcoli di sicurezza strutturale. [39]

Di seguito sono presentati i risultati dell'analisi in termini di tensioni e deformazioni per ciascun caso di carico. Le immagini mostrano il modello del pianale con mappatura cromatica sovrapposta, utile per visualizzare l'intensità locale delle grandezze analizzate. La scala di colori, riportata nella legenda laterale, permette di identificare rapidamente le zone più sollecitate: il blu indica i valori minimi, mentre il rosso i massimi.

4.6.1 Caso I - Peso della struttura

Le deformazioni

Nel campo delle deformazioni totali, visibili in *figura 4.11*, si evidenziano valori compresi tra $8.5 \cdot 10^{-6}$ m e $4.1 \cdot 10^{-3}$ m, con un massimo localizzato nella zona centrale del pianale.

La configurazione di vincoli e carichi applicati conferiscono un andamento simmetrico della deformata rispetto all'asse longitudinale del veicolo. La distribuzione delle deformazioni mostra valori minimi in corrispondenza delle estremità e un incremento progressivo verso la zona centrale, dove è presente una maggiore luce libera tra gli appoggi. Infatti, il pianale è vincolato lateralmente e le zone anteriore e posteriore del veicolo presentano una maggiore rigidità rispetto al cuore del componente, caratterizzato da una rete di travi più sottili caratterizzate da rigidità flessionale minore.

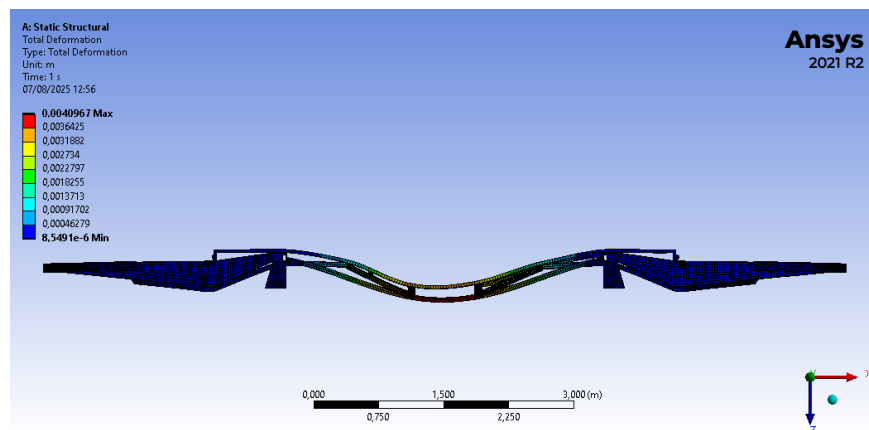


Figura 4.11: Caso I - Risultati in termini di deformazioni totali

Le tensioni

La condizione tipica di verifica strutturale prevede che quando la tensione risultante σ_{VM} eguaglia o supera la tensione di snervamento del materiale σ_{sn} , si considera che il punto abbia raggiunto il limite plastico, e che quindi si rientri in condizioni critiche per la struttura.

I risultati sono riportati in *figura 4.12*, dove si evidenzia un valore massimo pari a 1.22×10^8 Pa (circa 122 MPa), localizzato in prossimità di un nodo strutturale nella zona centrale del pianale, evidenziato con un'etichetta identificativa. La distribuzione delle tensioni mostra un andamento coerente con la configurazione di vincoli e carichi applicati.

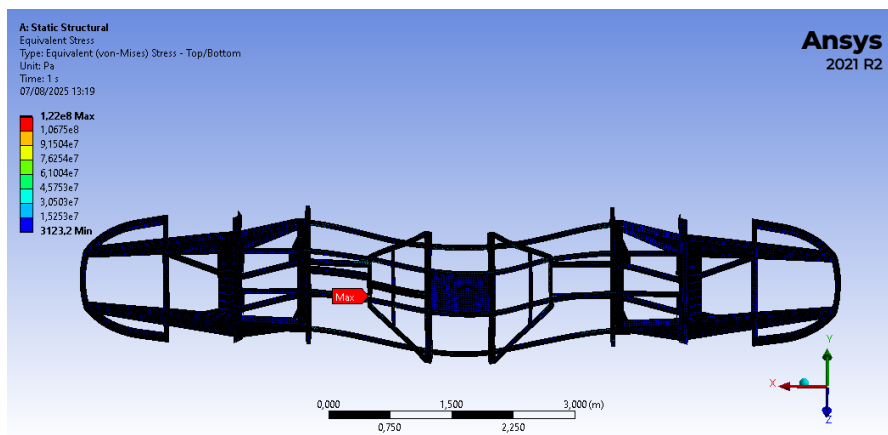


Figura 4.12: Caso I - Risultati in termini di tensioni equivalenti di Von Mises

I valori più elevati di tensione sono concentrati in corrispondenza di discontinuità geometriche e variazioni di sezione, come visibile in *figura 4.13*. Si hanno invece valori sensibilmente inferiori nelle zone periferiche della struttura, specialmente in prossimità dei vincoli.

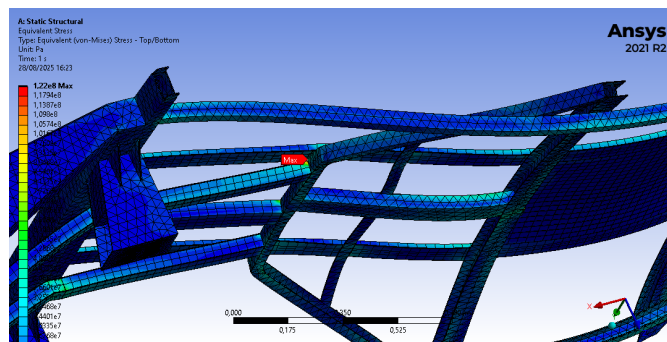


Figura 4.13: Caso I - Massimo della tensione

4.6.2 Caso II - Scambi

Le deformazioni

I risultati in termini di deformazioni ottenuti nel caso di scambi, riporta un valore massimo di $5.7mm$ collocato nella zona centrale del pianale ma in corrispondenza di travi laterali. Questo risultato è coerente con la disposizione delle forze e in particolare con l'applicazione del momento di trasporto - vedi *punto 4.5.2*.

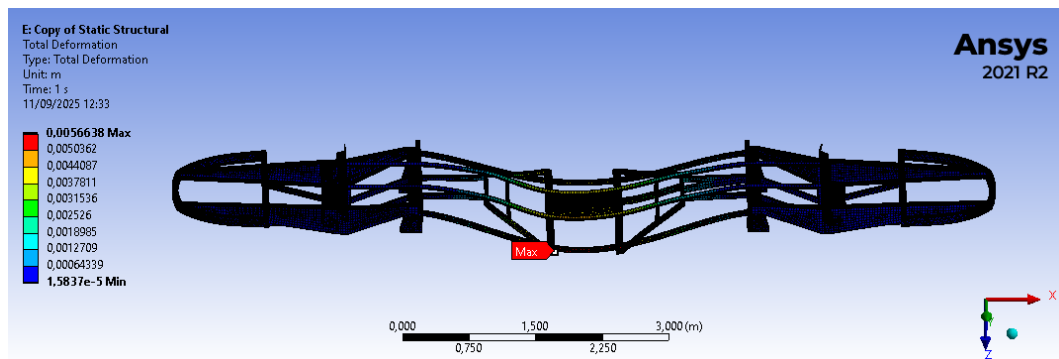


Figura 4.14: Caso II - Risultati in termini di deformazioni totali

Le tensioni

Nel caso delle sollecitazioni, si ottiene un massimo di $150MPa$ in corrispondenza di una zona di discontinuità geometrica, il cui punto è indicato dall'etichetta rossa 'Max'.

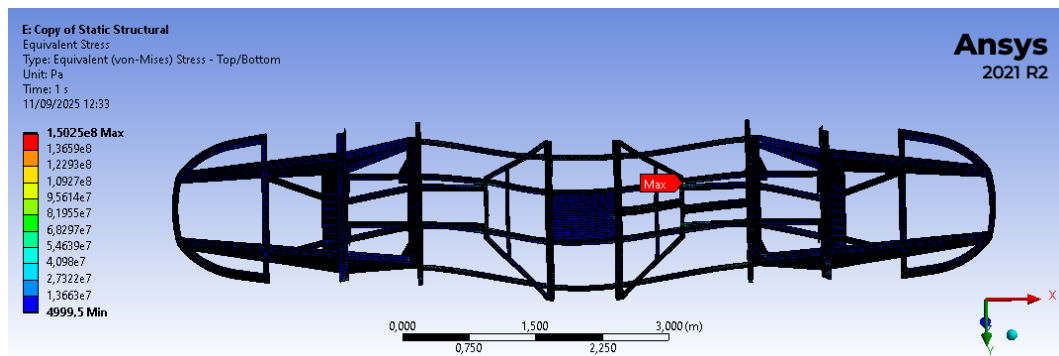


Figura 4.15: Caso II - Risultati in termini di tensioni equivalenti di Von Mises

4.6.3 Caso III - Marcia in rettilineo

Le deformazioni

Nel presente caso, la condizione di spostamento massimo è identificata con un valore di 4.9mm , locato lateralmente alla struttura in modo coerente con i carichi applicati.

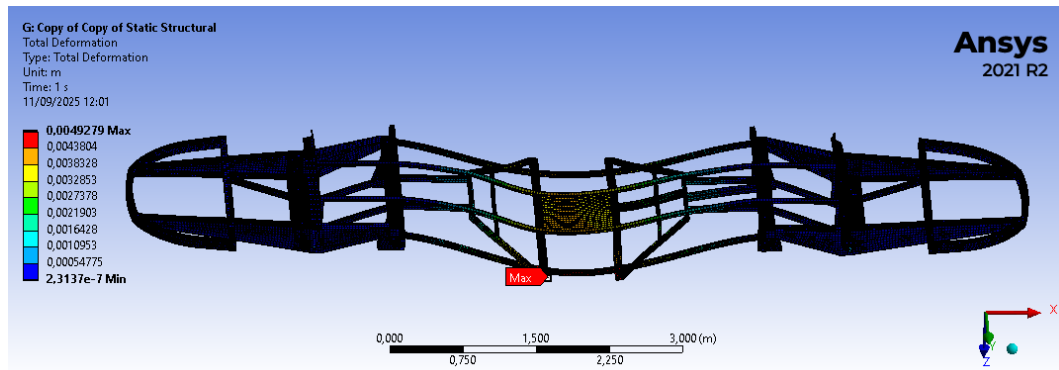


Figura 4.16: Caso III - Risultati in termini di deformazioni totali

Le tensioni

La tensione massima ha un valore di 135MPa , si trova anche in questo caso in corrispondenza della discontinuità geometrica.

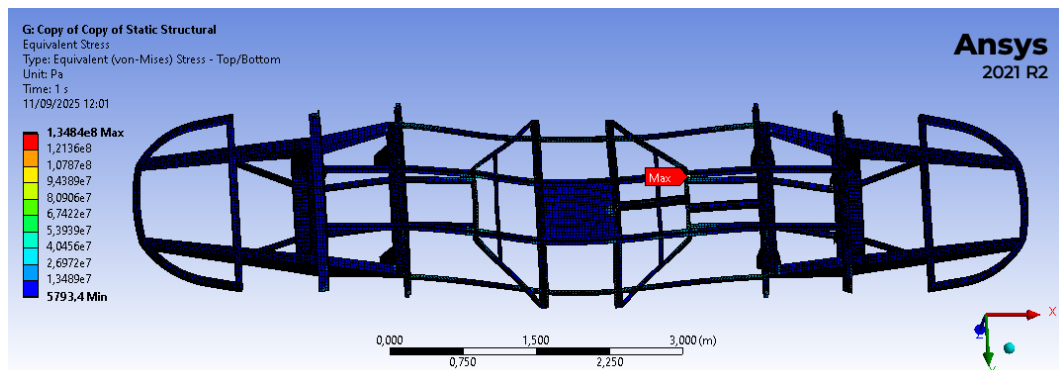


Figura 4.17: Caso III - Risultati in termini di tensioni equivalenti di Von Mises

4.6.4 Caso IV - Percorrenza in curva

Le deformazioni

L'ultimo caso presenta una freccia massima dal valore di $5.4mm$.

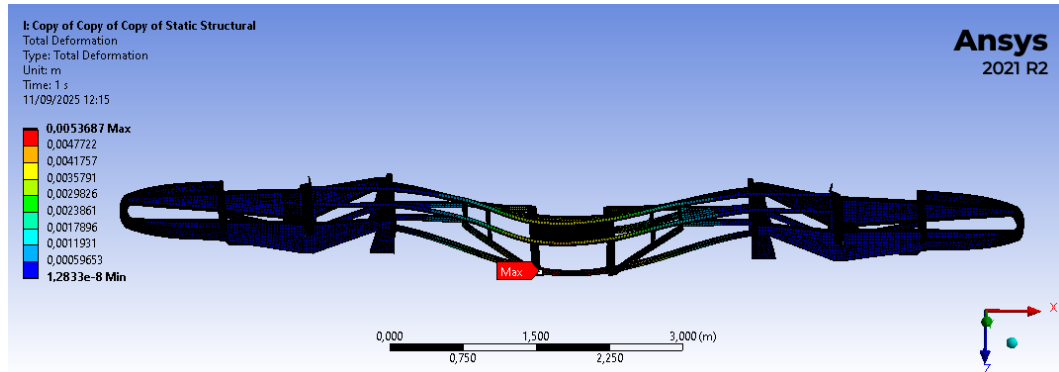


Figura 4.18: Caso IV - Risultati in termini di deformazioni totali

Le tensioni

La condizione di tensione risultante si traduce in un valore massimo di $137MPa$.

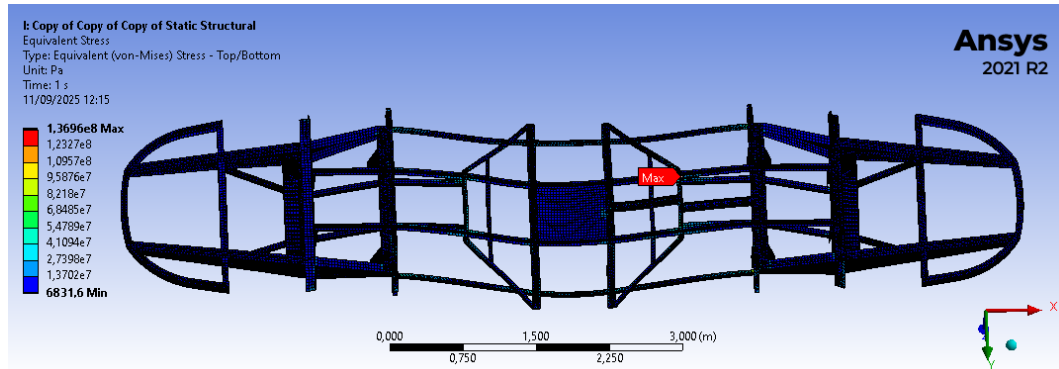


Figura 4.19: Caso IV - Risultati in termini di tensioni equivalenti di Von Mises

4.7 Discussione e verifica dei risultati

La discussione dei risultati viene effettuata confrontando quanto ottenuto con le normative vigenti che definiscono i requisiti minimi che le casse dei veicoli ferroviari devono rispettare.

Si utilizza principalmente la normativa *EN 12663* [31], di cui si è già introdotta la prima parte per la definizione dei carichi al *paragrafo 4.3.1*. In questa sezione,

viene utilizzata per applicare criteri comuni come limiti di deflessione e criteri di prova, verificando il rispetto dei requisiti di snervamento e deformazione massima.

Successivamente, vengono analizzati i risultati relativi ai diversi casi di carico considerati, ponendo particolare attenzione a quelli che generano le sollecitazioni più significative. Tra questi, si è scelto di approfondire in modo specifico il *Caso II* (si veda la *Sezione 4.6.2*), poiché rappresenta la condizione di carico più gravosa tra tutte quelle esaminate, secondo le combinazioni previste dalla norma *EN 13749*.

La verifica dell'ammissibilità del *Caso II* risulta pertanto particolarmente rilevante, in quanto consente, per estensione, di confermare implicitamente anche la sicurezza strutturale degli altri scenari di carico analizzati, i quali risultano meno severi in termini di sollecitazioni indotte.

4.7.1 Normativa EN 12663

La normativa *EN 12663* definisce i requisiti strutturali dei veicoli ferroviari, con l'obiettivo di garantire sicurezza, rigidezza e durabilità della cassa durante l'intera vita utile del veicolo. Essa si compone di due parti: la *EN 12663-1*, già esposta nel paragrafo 4.3.1, dedicata ai veicoli passeggeri e di trazione, e la *EN 12663-2*, specifica per i carri merci. Entrambe stabiliscono i criteri di resistenza statica — quindi l'assenza di rotture o deformazioni permanenti significative sotto i carichi massimi di progetto.

La parte 1 definisce in particolare i casi di carico da considerare, i metodi di verifica (dalle analisi FEM alle prove statiche su prototipi, o a prove a fatica) e i criteri di accettazione, in particolare i requisiti di limite di snervamento e di cedimento ultimo a cui si fa riferimento nell'analisi delle tensioni.

La parte 2, invece, fornisce prescrizioni quantitative più dettagliate per i limiti di deformazione, fissando il limite di freccia massima della cassa sotto carico verticale a 3‰ della distanza tra gli assi o tra i pivot dei bogie (quando presente più di un carrello).

Nella pratica progettuale, sebbene il valore del 3‰ sia esplicitato solo per i carri merci, esso viene comunemente adottato anche per i veicoli passeggeri come i tram, poiché le due parti della norma sono armonizzate e condividono la stessa filosofia di sicurezza strutturale.

In tal modo, la *EN 12663* fornisce un quadro completo e coerente per una prima validazione del tram in esame. Si sfrutta infatti la parte 2 della normativa come riferimento per il requisito di deformazione e la parte 1 per la valutazione dei requisiti di resistenza statica. [31] [40]

4.7.2 Le deformazioni

Come evidenziato dai risultati ottenuti tramite simulazione, la condizione di carico più gravosa si verifica durante la fase di scambio (*Caso II*). Per tale motivo, si procede con un'analisi più approfondita di questa specifica casistica.

In *figura 4.14* è riportata la distribuzione delle deformazioni, dalla quale si osserva una freccia massima pari a 5.7 mm. Il punto di massima flessione si localizza lateralmente, nella zona centrale del pianale, in accordo con le condizioni di carico imposte. Tale comportamento è attribuibile principalmente al momento generato dalle forze trasversali agenti sul veicolo durante la manovra di cambio.

Per verificare se questo valore rientri o meno nei limiti accettabili di deformazione, si utilizza la normativa *EN 12663-2* [40], che include nel paragrafo 6.2.2.1 un limite esplicito alla freccia massima pari al 3‰ dell'interasse ruote.

Dalla struttura del veicolo riportata al sottoparagrafo 2.4.3, è noto che il carrello originale presentava un passo di 2800 mm, ma il carrello recuperato dalla *serie 2700* su cui verrà montato il corpo della vettura restaurata, presenta un passo di 2500 mm, per cui si utilizza questo valore come riferimento.

Il valore corrispondente al 3‰ di 2500 mm è calcolato come segue:

$$\delta_{\text{lim}} = \frac{3}{1000} \times 2500 \text{ mm} = 7,5 \text{ mm}$$

Quindi, il 3‰ di 2500 mm corrisponde a **7,5 mm**. Dal confronto con il valore ottenuto in simulazione si ottiene che:

$$\delta_{\text{max}} = 5.7 \text{ mm} < \delta_{\text{lim}} = 7.5 \text{ mm}$$

Il valore massimo di deformazione verticale ottenuto dall'analisi agli elementi finiti (FEM) risulta pari a 5.7 mm, significativamente inferiore al limite di 7.5 mm previsto dalla norma *EN 12663-2* per la configurazione di riferimento considerata. Tale risultato dimostra in maniera chiara che la struttura analizzata soddisfa pienamente i requisiti di rigidezza imposti dalla normativa vigente, garantendo che le deflessioni indotte dai carichi verticali rimangano contenute entro margini di sicurezza accettabili.

Dal punto di vista strutturale, il contenimento della deformazione entro valori così moderati riveste un duplice significato: da un lato assicura che le prestazioni statiche siano compatibili con le funzionalità richieste dal veicolo, dall'altro conferma che il comportamento meccanico della struttura rimane nel campo elastico lineare, condizione necessaria affinché le assunzioni alla base del modello FEM e delle relative verifiche siano valide.

In particolare, l'assenza di fenomeni di snervamento o non linearità meccaniche consente di ritenere che il materiale non abbia superato il proprio limite elastico,

e che le deformazioni indotte siano completamente reversibili. Questo aspetto rafforza la validità dell'intero percorso metodologico seguito, giustificando l'impiego del modello di calcolo lineare adottato e confermando l'affidabilità delle conclusioni ottenute.

I risultati ottenuti dall'analisi FEM sulle deformazioni rappresentano una stima cautelativa, in quanto non includono completamente il contributo alla rigidità fornito da alcuni elementi reali della struttura. In particolare, nel veicolo restaurato verranno applicate sul pianale quattro grandi lastre calpestabili che, oltre a fungere da zavorra, contribuiscono in maniera significativa all'irrigidimento globale del pianale. Pertanto, il valore di freccia calcolato può essere considerato leggermente sovrastimato rispetto al comportamento reale.

Oltre alle lastre, è opportuno considerare anche altri componenti strutturalmente rilevanti che concorrono ad aumentare la rigidità complessiva della cassa, quali:

i rivestimenti del pavimento, le pareti laterali e i telai delle porte, che forniscono irrigidimento trasversale, il tetto, che contribuisce alla chiusura della sezione e quindi al comportamento a "scatola" della struttura, eventuali longheroni e traverse secondarie non modellate esplicitamente ma presenti nella costruzione reale.

Questi elementi, pur non essendo sempre considerati nei modelli semplificati di analisi, esercitano un ruolo positivo nel limitare le deformazioni. Ne consegue che la rigidità effettiva del veicolo restaurato risulterà con buona probabilità superiore a quella stimata nel modello numerico preliminare.

4.7.3 Le tensioni

La verifica strutturale correlata al campo tensionale, viene effettuata con una preventiva valutazione del coefficiente di sicurezza che caratterizza la simulazione. Anche in questo caso si fa riferimento alla simulazione che presenta una condizione più gravosa, quindi al *Caso II*.

In questo caso il valore di tensione massima è di 150MPa - si veda la *figura 4.15*. Il punto di tensione massima si trova in corrispondenza di una discontinuità geometrica, ed è posto nella semi-metà anteriore del veicolo - visionabile in *figura 4.20*.

La validità del campo tensionale viene valutata mediante la stima del **coefficiente di sicurezza n** e la valutazione del **fattore di utilizzazione** (secondo normativa) [31]. Il coefficiente di sicurezza viene introdotto per tenere conto delle incertezze progettuali, delle approssimazioni del modello numerico, delle tolleranze costruttive e di possibili variazioni nei carichi applicati.

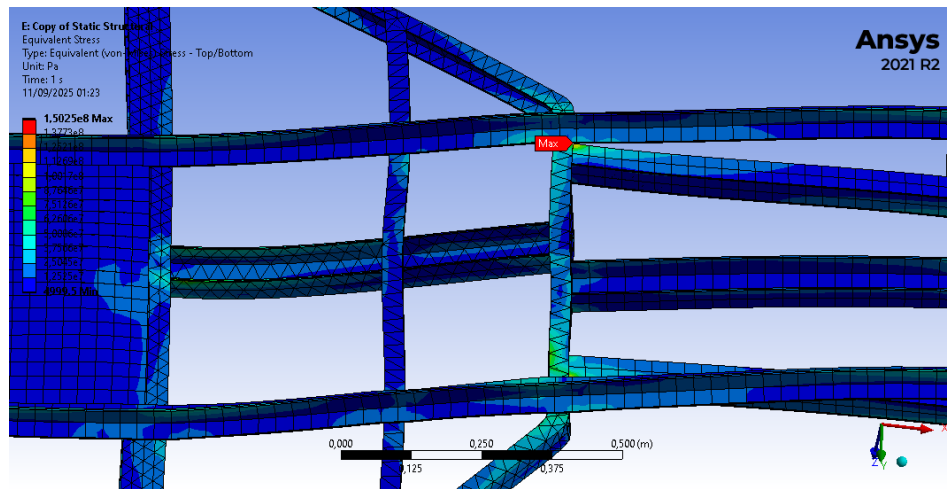


Figura 4.20: Caso II - Dettaglio con massimo della tensione

Il coefficiente di sicurezza

Il coefficiente di sicurezza viene utilizzato per tenere conto delle incertezze che possono influenzare le prestazioni reali della struttura.

Tali incertezze possono derivare da molteplici fattori, tra cui:

- imprecisioni nei carichi applicati, con errori nei valori stimati o per carichi leggermente variabili;
- variabilità nei materiali, che possono presentare proprietà meccaniche reali inferiori a quelle teoriche adottate;
- tolleranze dimensionali e imperfezioni di fabbricazione;
- approssimazioni nel modello FEM.

Applicando un coefficiente di sicurezza, si introduce un margine aggiuntivo tra il carico effettivo che una struttura può sopportare e il carico massimo previsto in esercizio. Questo approccio aumenta l'affidabilità del progetto, riducendo il rischio di guasto. Affinché il complessivo sia considerato sicuro, si richiede che:

$$\sigma_{VM} \leq \frac{\sigma_{sn}}{n} \quad (4.24)$$

dove n è il **coefficiente di sicurezza**.

Il superamento della soglia di snervamento ($\sigma_{VM} \geq \sigma_{sn}$) indica l'inizio della plasticizzazione nel punto analizzato, condizione che, quando diffusa o localizzata in zone sensibili, può compromettere l'integrità strutturale. [29]

Il valore massimo rilevato risulta nettamente inferiore al limite di snervamento tipico dell' acciaio impiegato per tale struttura, definito nella sezione 3.4. Viene considerato un acciaio con tensione di snervamento $R_e \approx 235$ MPa. La scelta del materiale è dovuta al fatto che questo tipo di struttura, essendo realizzata negli anni Venti del secolo scorso, è certamente un metallo con una buona resistenza in ambito strutturale sebbene risulti di scarsa qualità tipicamente per la presenza di impurità diffuse.

Considerando quindi la tensione di snervamento del materiale pari a $\sigma_{sn} = 235$ MPa e la tensione equivalente di Von Mises ricavata dalla simulazione di $\sigma_{VM} = 150$ MPa, è possibile determinare il **coefficiente di sicurezza** come rapporto tra la tensione di snervamento e la tensione agente:

$$n = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma_{VM}} = \frac{235}{150} \approx 1.57 \quad (4.25)$$

Un fattore di sicurezza di 1.57 si colloca sopra i valori minimi richiesti dalle normative per le verifiche statiche, garantendo un margine di sicurezza adeguato per la struttura soggetta eventualmente a carichi moderatamente variabili.

Fattore di utilizzazione

Alla luce della normativa vigente, in particolare del paragrafo **5.4.2 “Limite di snervamento o di prova”** [31], è opportuno valutare la conformità dei risultati ottenuti anche secondo i criteri codificati, al fine di rafforzare la validità dell'analisi numerica condotta.

Secondo quanto previsto, per verifiche eseguite esclusivamente tramite calcolo, come nel caso in esame, si assume un **fattore di sicurezza** $S_1 = 1,15$ per ciascun caso di carico.

In questo contesto, l'*utilizzazione* U del componente deve essere ≤ 1 . La condizione di sicurezza imposta è pertanto espressa dalla seguente relazione:

$$U = \frac{\sigma_c}{S_1 \cdot R} \leq 1 \quad (4.26)$$

dove:

- σ_c è la tensione calcolata, ovvero la tensione equivalente di Von Mises risultante dalla simulazione;
- R è la tensione di snervamento del materiale impiegato (235 MPa);
- S_1 è il fattore di sicurezza associato al metodo di verifica, pari a 1,15.

Applicando i valori ottenuti:

Sostituendo i valori noti, si ottiene:

$$U = \frac{150}{1,15 \cdot 235} \approx 0,555 \quad (4.27)$$

Poiché $U \approx 0,555 \leq 1$, la verifica risulta soddisfatta. Il componente può quindi essere considerato conforme rispetto al criterio di snervamento, tenuto conto del margine di sicurezza previsto dalla normativa di riferimento.

Inoltre, la normativa specifica che, per materiali duttili come l'acciaio utilizzato nella struttura analizzata, non è necessario soddisfare il criterio nei punti in cui si verificano concentrazioni locali di tensione, a condizione che tali zone plastiche siano limitate. Nel presente caso, tuttavia, la tensione massima risulta inferiore al limite elastico del materiale, rendendo tale eccezione inapplicabile, ma al contempo confermando un margine di sicurezza ancora più elevato.

4.8 Considerazioni sull'idoneità strutturale

Dallo studio dei casi di carico definiti dalla normativa *EN 13749*, si ottiene che la struttura in esame, quindi il pianale della carrozzeria del tram, sopporta perfettamente le condizioni statiche e dinamiche di esercizio più frequenti, infatti i valori di tensioni e deformazioni massimi ottenuti mediante le simulazioni **rientrano** perfettamente nei limiti normativi.

È fondamentale specificare che la struttura considerata per le simulazioni abbia subito delle semplificazioni per non appesantire l'analisi. Sono stati infatti esclusi componenti come travi secondarie ed elementi che caratterizzano la base del tram, oltre che componenti il cui contributo strutturale è fondamentale, quali le pareti e il tetto. I risultati ottenuti dalle simulazioni si discostano dalle condizioni reali, ma ne costituiscono un'approssimazione accettabile.

In ultimo, è interessante notare come gli elementi che in questa trattazione hanno funto da vincolo, costituiscano componenti fondamentali per il restauro. Questi elementi, come già accennato, vengono realizzati appositamente per collegare la base del tram della *serie 600* al telaio recuperato dalla *serie 2700*.

La seconda parte dell'analisi verterà quindi sullo studio di questi componenti di collegamento, in modo tale da verificarne la resistenza strutturale durante le condizioni di sollecitazioni già citate.

Capitolo 5

Verifica dei componenti di accoppiamento cassa-carrello

Nell'ambito della verifica strutturale del *tram storico 614*, il cui restauro è ad opera dell'*Associazione Torinese Tram Storici ETS (ATTTS)*, si è finora esaminata la cassa del veicolo, unico componente strutturalmente ancora integro.

Come visto, la simulazione si è basata su un'intelaiatura della carrozzeria alleggerita da componenti secondarie ed elementi la cui presenza incide negativamente sulle capacità computazionali del software utilizzato: *ANSYS Workbench*. Si è quindi focalizzata l'analisi sul pianale del tram, cioè la struttura di base sulla quale vengono posti pavimentazione, sedili, arredi, nonché la parte calpestabile del veicolo.

L'obiettivo di ripristinare il veicolo non può prescindere dalla presenza degli altri elementi essenziali per riportare il tram in condizioni operative, per cui

sono stati previsti gli **elementi di accoppiamento** mediante i quali collegare la cassa al carrello sottostante (in *figura 5.1*), che nell'ambito del restauro viene recuperato da un tram storico compatibile con quello in esame. Tali elementi di collegamento sono già stati integrati nel pianale analizzato, permettendo così di effettuare le verifiche sul modello nella sua completezza; tuttavia in questa sezione si procede introducendoli in maniera più dettagliata, creando dei modelli di simulazione che isolano i comportamenti di questi elementi, così da verificarne le



Figura 5.1: Carrelli compatibili della serie 2700, dal sito di *ATTTS* [1]

prestazioni.

La seconda parte della trattazione è quindi dedicata all'analisi approfondita dei componenti di collegamento tra la cassa e il carrello, elementi che sono stati sviluppati *ex novo* appositamente per questa applicazione.

Questa sezione della tesi si configura, prima di tutto, come una proposta di **progettazione preliminare** di tali componenti, la cui forma e caratteristiche geometriche vengono definite tenendo in considerazione sia le esigenze strutturali del sistema, sia le particolari condizioni imposte dalla geometria dell'accoppiamento tra le due parti.

Va tuttavia precisato che, nell'ambito del presente lavoro, non si affronta nel dettaglio l'intero processo di ideazione e sviluppo progettuale di questi elementi. La fase progettuale vera e propria, infatti, esula dallo scopo di questa tesi e viene qui solo brevemente accennata.

L'attenzione è rivolta principalmente all'analisi dei modelli già sviluppati nella fase di progettazione. In particolare, lo studio si concentra sull'esecuzione delle **verifiche strutturali**, con l'obiettivo di valutare se i componenti progettati rispondano adeguatamente ai requisiti meccanici richiesti.

Il processo prevede, in una fase iniziale, la definizione di modelli semplificati in cui gli elementi oggetto di studio costituiscono la parte centrale dell'analisi. Successivamente, si procede con simulazioni agli elementi finiti (FEM), al fine di verificare che il comportamento meccanico dei componenti sia coerente con quanto osservato nell'analisi complessiva del pianale.

Attraverso queste verifiche si mira a determinare l'idoneità strutturale degli elementi rispetto alle condizioni di carico previste durante il servizio, nonché a confermare la coerenza e la validità delle scelte progettuali in relazione alle sollecitazioni attese e alle caratteristiche dell'interfaccia tra cassa e carrello.

5.1 Modellazione dei componenti

L'accoppiamento tra la cassa del *modello 614* e il carrello del tipo *2700* presenta come principale criticità l'assenza di elementi strutturali predisposti per il montaggio diretto. Poiché i due componenti appartengono a serie differenti, presentano geometrie e dimensioni non compatibili: in particolare, nel punto in cui il carrello è predisposto per l'attacco, manca sulla cassa un elemento corrispondente che possa fungere da base di appoggio.

Per ovviare a tale incompatibilità, si rende necessaria la progettazione di nuove componenti da integrare sulla cassa, in modo da soddisfare i requisiti di interfaccia richiesti dal carrello.

In questo contesto, l'attenzione è rivolta esclusivamente alla modifica della cassa del veicolo, attraverso l'aggiunta di elementi strutturali funzionali all'accoppiamento.

Non viene invece considerata la possibilità di intervenire sul carrello, né viene approfondita la modellazione di eventuali adattatori lato carrello.

Si ricorda inoltre che il collegamento tra telaio e cassa avviene tramite le sospensioni secondarie, posizionate tra i due elementi. Queste hanno la funzione di isolare la cassa dalle vibrazioni e dalle irregolarità provenienti dal carrello, contribuendo così a migliorare la sicurezza, la stabilità e il comfort del veicolo.

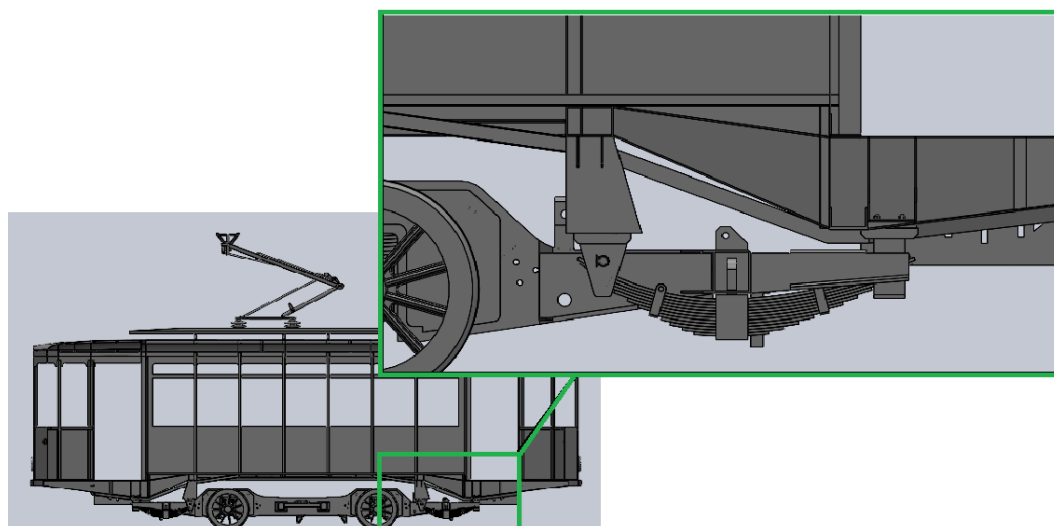


Figura 5.2: Sezione del complessivo - Dettaglio sul sistema di montaggio cassa-carrello

Nella *figura 5.2* è mostrato la sezione del complessivo del tram - realizzato dall' Ing. Federico Tripoli - post restauro, con il dettaglio del montaggio nella configurazione finale.

In primo piano si distinguono chiaramente la *sospensione secondaria a balestra* (al centro) e il sistema di *supporto con sezione trapezoidale* (sulla sinistra) al quale viene fissato il contropattino che consente il collegamento al pattino della sospensione secondaria. Meno evidente, ma comunque presente, è la *trave a C* di bloccaggio a cui è fissa l'estremità destra della sospensione.

In particolare, il primo elemento (*figura 3.3*) costituisce un supporto strutturale in lamiera piegata e saldata, con forma prismatica rastremata verso la base. Presenta alette di collegamento superiori, prolungamenti laterali a sezione rettangolare e presenta dei fori di fissaggio sulla base, in modo da agevolare il collegamento.

Il secondo elemento (*figura 3.4*) è una trave a sezione a C in lamiera piegata, allungata e rinforzata alle estremità mediante piegature inclinate verso l'alto. Sul fondo sono presenti fori di fissaggio che semplificano l'ancoraggio al carrello.

Nel prosieguo della trattazione, si farà riferimento agli elementi semplicemente con i termini di *supporto* e *trave*.

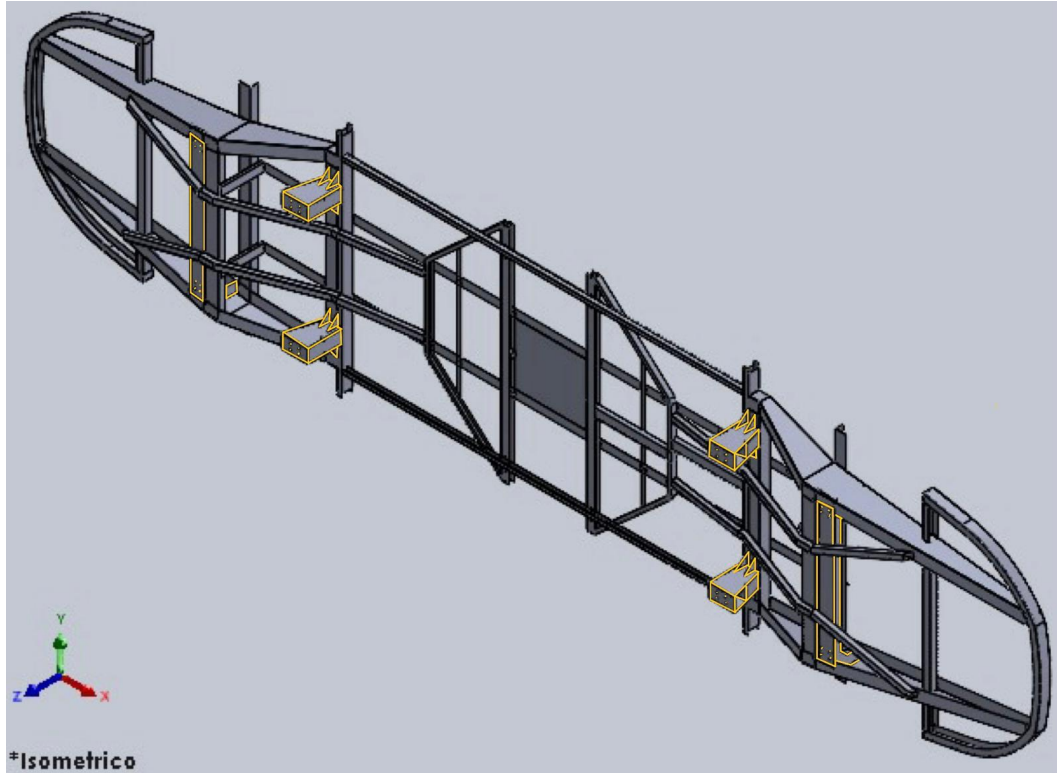


Figura 5.3: Pianale - in evidenza gli elementi di collegamento cassa-carrello

Nella *figura 5.3* è visibile il pianale nella configurazione completa, utilizzata nelle simulazioni riguardanti i capitoli precedenti. Sono messi in evidenza gli elementi di collegamento, cioè quattro elementi supporto e due elementi trave.

Si procede presentando i due modelli CAD sui quali vengono condotte le simulazioni FEM. La scelta di analizzare separatamente i componenti nasce dall'impossibilità di valutarne il comportamento all'interno del modello globale del pianale, in cui risultavano insufficientemente caratterizzati.

La definizione di modelli dedicati, unita ad un'appropriata assegnazione di carichi e vincoli, consente di effettuare un'analisi più dettagliata e ottenere i risultati necessari per la verifica strutturale degli elementi in esame.

5.1.1 Modello *Supporto*

La *figura 5.4* riporta il modello CAD per il primo caso di analisi, quello riguardante gli elementi-supporto. Questo è stato ottenuto a partire dal complessivo del pianale,

sezionandolo opportunamente in modo da isolare i *supporti* per le sospensioni secondarie e gli elementi ad esso adiacenti. Sono infatti presenti anche le travi trasversali su cui vengono saldati gli elementi in analisi, ed alcune porzioni di travi la cui presenza è fondamentale per la verifica di questo modello.

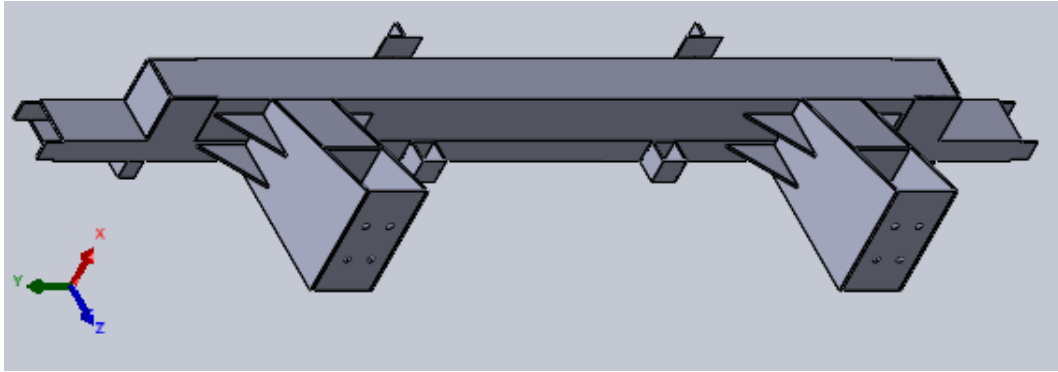


Figura 5.4: Modello CAD per analisi supporto

5.1.2 Modello *Trave*

La *figura 5.5* mostra il modello CAD utilizzato per il secondo caso di analisi, relativo all'elemento trave. Anche in questo caso, il modello è stato estratto dal complessivo del pianale. Oltre alla trave oggetto di studio, sono stati inclusi la trave a C adiacente, le componenti che ne supportano gli estremi, e altri elementi la cui presenza è risultata necessaria per garantire la coerenza geometrica e strutturale rispetto al modello completo del pianale.

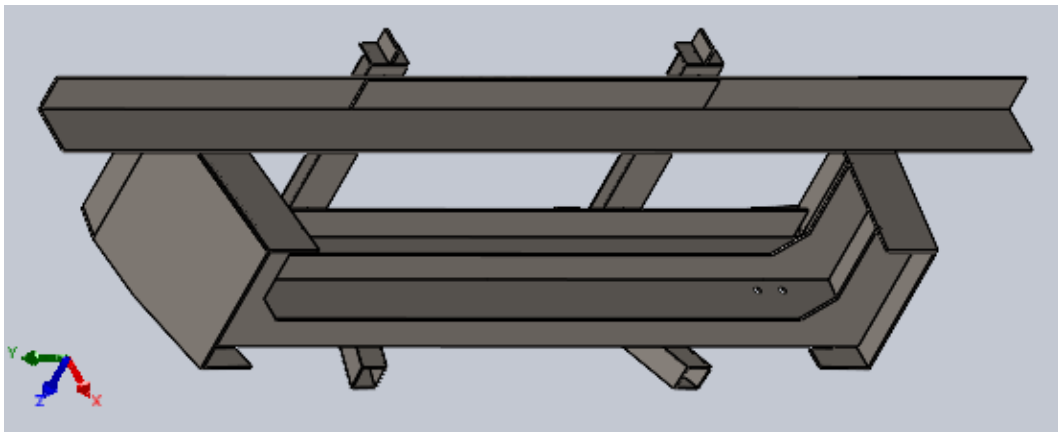


Figura 5.5: Modello CAD per analisi trave

5.2 Preparazione dei modelli per l'analisi FEM

Una volta definiti i modelli CAD, si procede seguendo gli stessi passaggi illustrati nel *Capitolo 3* per il pianale.

In questa sezione vengono riportate le principali considerazioni relative agli step preliminari per la preparazione dell'analisi agli elementi finiti di entrambi i modelli. Una trattazione dettagliata e approfondita risulterebbe infatti ridondante rispetto a quanto già discusso, pertanto si scelgono di fornire soltanto le informazioni essenziali per l'impostazione dei modelli:

- **Importazione dei modelli in ANSYS:**

I CAD, preparati in *Solidworks*, vengono importati in *ANSYS Workbench* in formato *STEP*. Considerata la natura degli elementi, caratterizzati da spessori ridotti, è stato utilizzato il comando *mid-surface* per convertirli in elementi *SHELL*, così da ottimizzare le prestazioni computazionali delle simulazioni.

- **Definizione del materiale:**

Per i componenti in analisi (elementi di supporto e trave), così come per le parti del pianale coinvolte nelle simulazioni, è stato scelto lo stesso materiale utilizzato per la cassa del tram: **S235J**. Tale scelta garantisce coerenza e compatibilità meccanica con la struttura portante, considerando che i componenti sono destinati a essere realizzati ex novo e saldati direttamente alla cassa.

- **Connections:**

Le connessioni tra i vari elementi sono state definite come *bonded*, così da simulare in maniera realistica le saldature e ottenere un comportamento rigido tra i componenti accoppiati.

- **Mesh:**

La discretizzazione della geometria è un aspetto critico per la qualità dei risultati. In questo caso, la presenza di un numero limitato di componenti ha consentito l'utilizzo di una dimensione media (*element size*) pari a **1.5 cm**, con un raffinamento locale in corrispondenza di dettagli geometrici rilevanti, come i fori destinati al montaggio dei bulloni. Non vengono qui approfonditi né il tipo di elementi finiti utilizzati né le metriche di qualità della mesh, già discusse nei capitoli precedenti.

- **Analisi modale:**

È stata condotta un'analisi modale preliminare per verificare l'integrità e la stabilità della struttura, assicurandosi che non fossero presenti instabilità numeriche o deformazioni anomale.

5.3 Condizioni di vincolo e carico specifiche

Come già anticipato, questa parte del lavoro è dedicata alla verifica strutturale degli elementi di accoppiamento tra carrello e cassa del tram, progettati appositamente per la presente applicazione.

Tali componenti erano già stati introdotti nell'analisi del pianale complessivo, dove sono stati modellati e utilizzati come vincoli all'interno delle simulazioni numeriche. In quel contesto, tuttavia, i risultati non hanno messo in evidenza particolari concentrazioni di deformazioni o sollecitazioni su questi elementi. Per tale motivo si è ritenuto opportuno sviluppare modelli specifici e circoscritti, con l'obiettivo di indagare in maniera più dettagliata il comportamento locale dei singoli componenti. I modelli di riferimento sono quelli descritti ai *paragrafi 5.1.1 e 5.1.2*.

Per quanto riguarda le condizioni di carico, il riferimento normativo adottato rimane principalmente la *EN 13749* (si veda *sezione 4.3.3*) [33]. In questo caso, si è scelto di considerare i **carichi eccezionali** definiti al *punto F.5.2* della norma, con i corrispondenti fattori di accelerazione riportati nella *Tabella F.4*.

L'impiego di condizioni eccezionali, sebbene più gravose rispetto a quelle ordinarie, è stato ritenuto più appropriato in questa fase per tre motivi principali:

1. i componenti considerati vengono realizzati *ex novo* per questa specifica applicazione, pertanto è necessario validarne accuratamente il comportamento strutturale prima della loro implementazione;
2. gli elementi di accoppiamento rappresentano organi strutturalmente sensibili, che trasmettono i carichi dal carrello alla cassa e ne garantiscono la corretta interazione;
3. l'adozione di carichi più severi consente di verificare la sicurezza e l'affidabilità della struttura anche in scenari di esercizio estremi, dove eventuali cedimenti locali avrebbero conseguenze critiche sulla tenuta complessiva del veicolo.

Un aspetto fondamentale riguarda la definizione dei carichi e dei vincoli. Rispetto all'analisi del pianale, si è scelto di modificare la disposizione adottata in precedenza: i carichi vengono applicati direttamente sulle superfici dei componenti in esame, mentre i vincoli sono stati assegnati alle superfici corrispondenti alle sezioni di taglio del pianale.

A seguire verranno opportunamente definite le condizioni di vincolo e di carico per i due modelli.

5.3.1 Definizione dei vincoli

Come già anticipato, in entrambi i modelli la definizione delle condizioni al contorno è stata effettuata vincolando le superfici corrispondenti alle sezioni di taglio utilizzate per isolare i modelli.

I vincoli sono stati applicati mediante il comando *Displacement* di *ANSYS*, che consente di azzerare gli spostamenti delle superfici cui si fa riferimento. Particolare attenzione è stata posta alla definizione dei vincoli lungo le tre direzioni principali (X, Y, Z), così da garantire la stabilità della struttura evitando, al tempo stesso, fenomeni di labilità o di iperstaticità.

Nelle figure seguenti sono riportate le condizioni al contorno adottate per i due modelli in entrambi i casi di carico(che si vedranno successivamente). Sono evidenziate in verde le superfici identificate come vincolo.

Modello *Supporto*

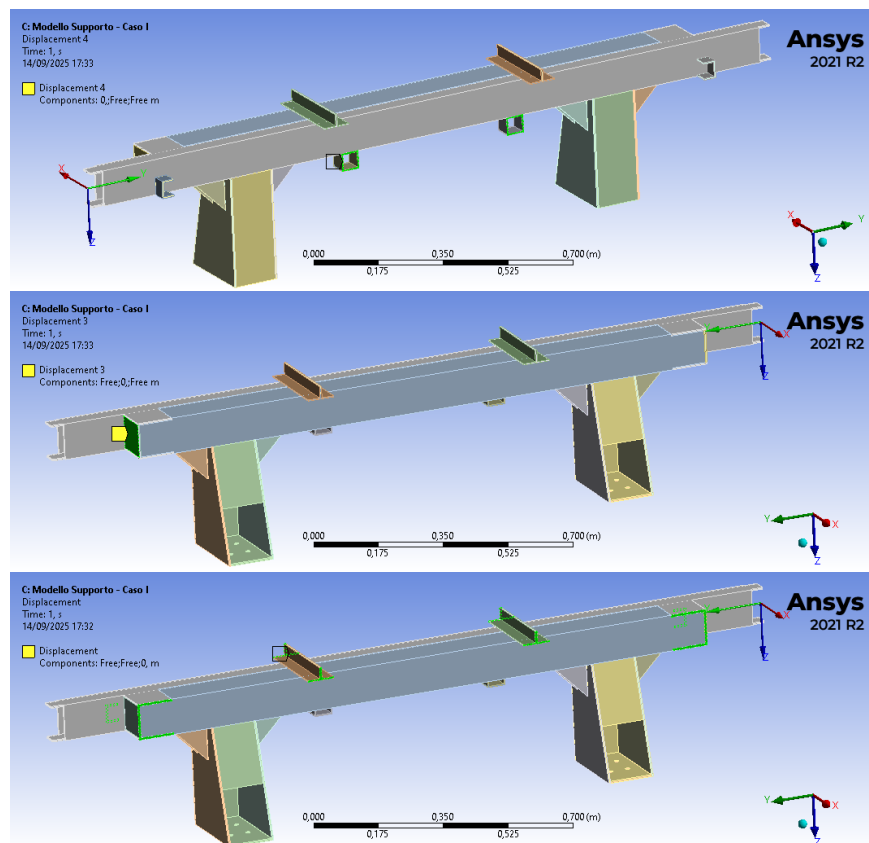


Figura 5.6: Modello *Supporto* – configurazione dei vincoli lungo i tre assi cartesiani: *in alto* il vincolo applicato lungo l’asse X, *al centro* quello lungo l’asse Y, *in basso* quello lungo l’asse Z.

Modello *Trave*

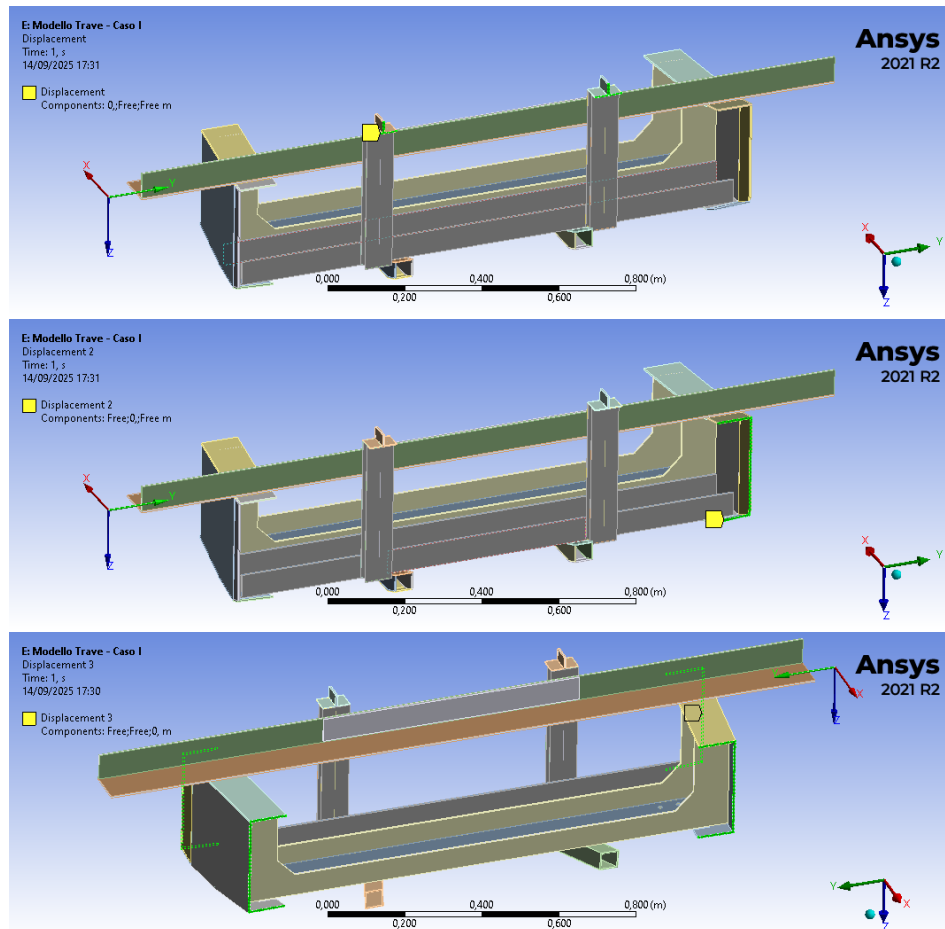


Figura 5.7: Modello *Trave* – configurazione dei vincoli lungo i tre assi cartesiani: *in alto* il vincolo applicato lungo l’asse X, *al centro* quello lungo l’asse Y, *in basso* quello lungo l’asse Z.

5.3.2 Definizione dei carichi

La definizione dei casi di carico avviene a partire dalla normativa *EN 13749* [33], già ampiamente utilizzata nei precedenti capitoli. Come introdotto nel *paragrafo 5.3*, in questa sezione del lavoro di tesi vengono utilizzati i **carichi eccezionali**, per cui i casi di carico vengono definiti sulla base dei dati forniti dalla normativa e riportati nella *tabella 5.1*.

L’utilizzo delle accelerazioni avviene mediante le *formulazioni 4.2 - 4.3* riportate nella *sezione 4.5*.

Load case	a_{zc}	a_{yc}	$a_{yc,c}$	a_{xc}
Switches	3.2	2.2	—	Emergency braking rate ^a
Running through curves	1.6	1.3	2.0	Emergency braking rate ^a

Tabella 5.1: Riproduzione della *Tab.F.4* – Carichi di servizio eccezionali (unità di misura: m/s²)

^a 1.3 volte i carichi di frenata di emergenza.

Si considerano esclusivamente le componenti di **forza verticale** e **forza laterale**, poiché i componenti in esame sono progettati per trasmettere unicamente queste tipologie di carico. La componente longitudinale, invece, viene assorbita dal sistema di trascinamento, costituito da un giunto meccanico che collega la zona centrale della cassa al carrello. Per questa ragione si trascura il supplemento di accelerazione a_{xc} correlato alla frenata di emergenza.

Per quanto riguarda i carichi verticali sono intesi come forze di compressione, poiché i componenti in esame sono posizionati in modo tale da risultare schiacciati dal peso della struttura sovrastante. I carichi laterali, invece, sono applicati facendo riferimento a un solo semi-asse, come da schema semplificato del modello.

Si definiscono dunque due casi di carico:

- Caso I - **Cambi**
- Caso II - **Percorrenza in curva**

In entrambi i casi, si deve fare riferimento alle masse caratterizzanti l'analisi, quindi la massa definita come 'distribuita' - *sezione 4.4.1* - e la massa definita 'localizzata' - *sezione 4.4.2*.

Una particolarità dei modelli analizzati è che essi costituiscono solo una sezione parziale dell'intera struttura. Di conseguenza, applicare i carichi eccezionali nella loro totalità porterebbe a una sovrastima delle sollecitazioni effettivamente sostenute dai componenti in esame.

Per ovviare a questo problema, si adotta una strategia semplice ma efficace, volta a ottenere una distribuzione realistica dei carichi all'interno dei modelli: si effettua dapprima una stima preliminare dei carichi eccezionali, che vengono poi suddivisi tra tutte le superfici coinvolte nella trasmissione delle forze. In questo modo, i carichi effettivi applicati nei modelli di simulazione risultano pari a circa un quarto del valore totale, riflettendo più accuratamente le condizioni reali.

A seguire vengono riportate le valutazioni per ciascun caso di carico. Vengono indicate con m_1 la massa associata ad un *carico distribuito* e con m_2 quella associata ai *carichi concentrati*.

Caso I - Cambi

- **Carico distribuito**

$$F_y = m_1 \cdot a_y = 2860 \text{ kg} \cdot 2.2 \text{ m/s}^2 = 6292 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F_y = 1573 \text{ N}$$

$$F_z = m_1 \cdot (a_z + g) = 2860 \text{ kg} \cdot (3.2 + 9.81) \text{ m/s}^2 = 37209 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F_z = 9302 \text{ N}$$

- **Carico concentrato**

$$F_y = m_1 \cdot a_y = 2255 \text{ kg} \cdot 2.2 \text{ m/s}^2 = 4961 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F_y = 1240 \text{ N}$$

$$F_z = m_1 \cdot (a_z + g) = 2255 \text{ kg} \cdot (3.2 + 9.81) \text{ m/s}^2 = 29338 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F_z = 7335 \text{ N}$$

Caso II - Percorrenza in curva

- **Carico distribuito**

$$F_y = m_2 \cdot (a_y + a_{yc}) = 2860 \text{ kg} \cdot (1.3 + 2.0) \text{ m/s}^2 = 9438 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F_y = 2360 \text{ N}$$

$$F_z = m_2 \cdot (a_z + g) = 2860 \text{ kg} \cdot (1.6 + 9.81) \text{ m/s}^2 = 32632 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F_z = 8158 \text{ N}$$

- **Carico concentrato**

$$F_y = m_1 \cdot (a_y + a_{yc}) = 2255 \text{ kg} \cdot (1.3 + 2.0) \text{ m/s}^2 = 7442 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F_y = 1861 \text{ N}$$

$$F_z = m_1 \cdot (a_z + g) = 2255 \text{ kg} \cdot (1.6 + 9.81) \text{ m/s}^2 = 25730 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F_z = 6433 \text{ N}$$

A seguire vengono riportate le applicazioni in ANSYS Workbench delle condizioni di carico.

Modello *Trave*

Nella *figura 5.8* sono identificati, in magenta, i nodi delle superfici sulle quali sono applicati i carichi di riferimento per il modello *trave*, rispettivamente sono riportate nella figura in alto le superfici per definire il carico verticale, nella figura in basso quello trasversale. In questo caso, si è reso necessario l'utilizzo del comando *Named Selection* per selezionare esclusivamente i nodi interessati alle sollecitazioni.

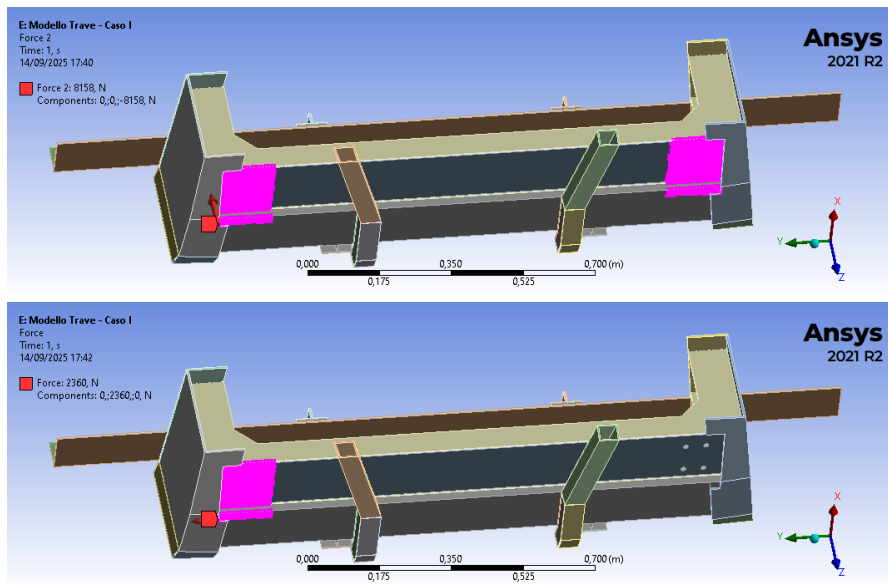


Figura 5.8: Modello *Trave* - definizione dei carichi

Modello *Supporto*

Nella *figura 5.9* sono identificate in rosso le superfici sulle quali sono applicati i carichi di riferimento per il modello *supporto*, rispettivamente in alto il carico verticale e in basso quello trasversale.

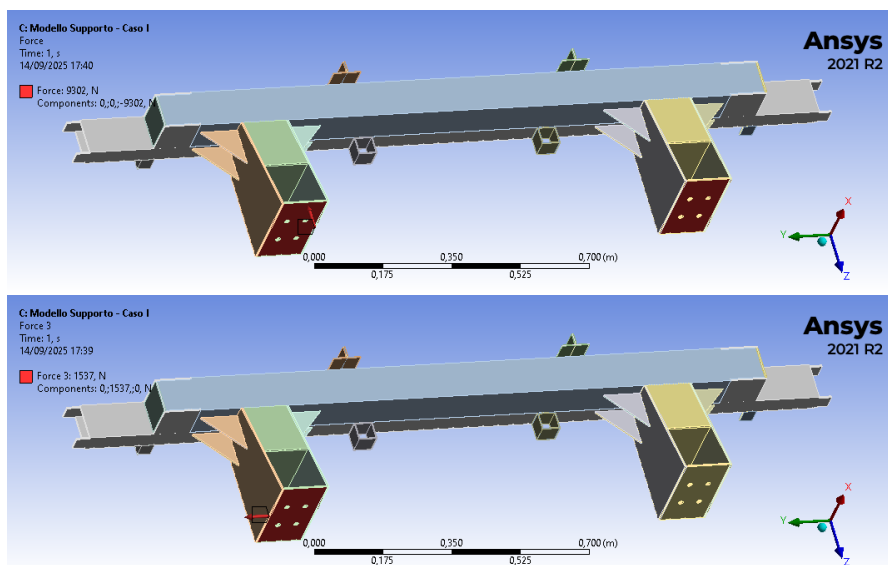


Figura 5.9: Modello *Supporto* -definizione dei carichi

5.4 Modello *Supporto*

Nella seguente sezione vengono riportati i risultati per ciascun caso di carico riguardanti il modello *Supporto*, sia in termini di deformazione sia di tensione, che vengono discussi in un secondo momento.

5.4.1 I risultati

Caso I - Cambi

- Le **deformazioni**: Il valore di deformazione massima è inferiore a $0.1mm$.

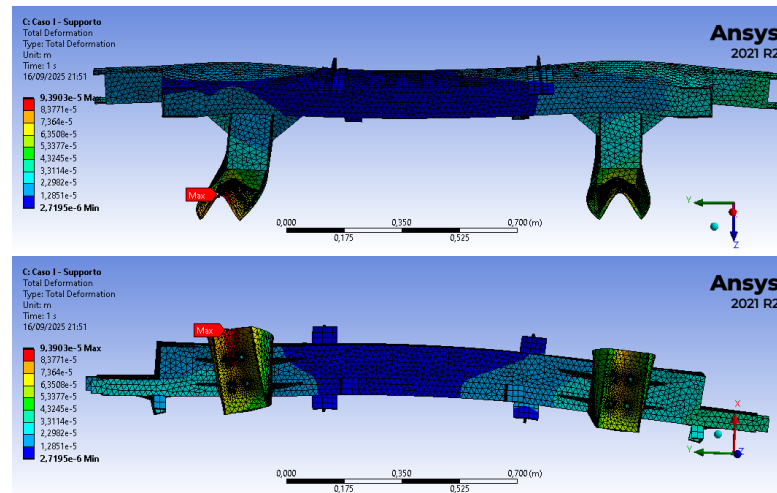


Figura 5.10: Modello *Supporto* - Caso I - Risultati in deformazione

- Le **tensioni**: Il valore di tensione massima ammonta a circa $46MPa$.

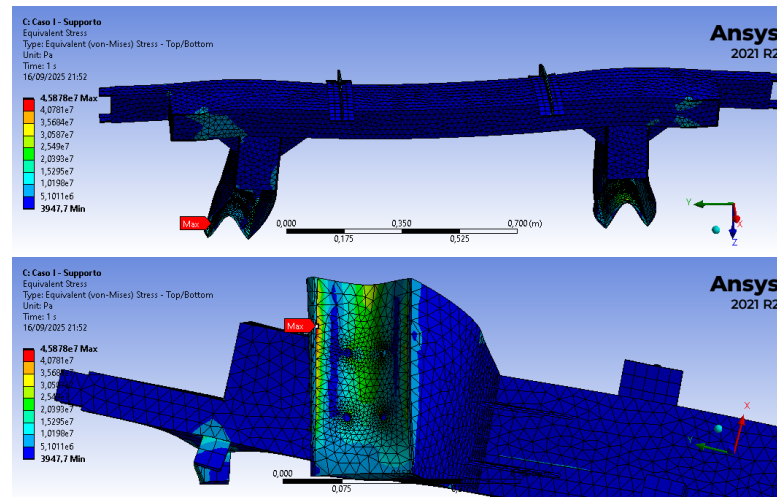


Figura 5.11: Modello *Supporto* – Caso I – Risultati in tensione

Caso II - Percorrenza in curva

- Le **deformazioni**: Il secondo caso di carico, presenta deformazione massima di entità irrisoria di circa $0.12mm$.

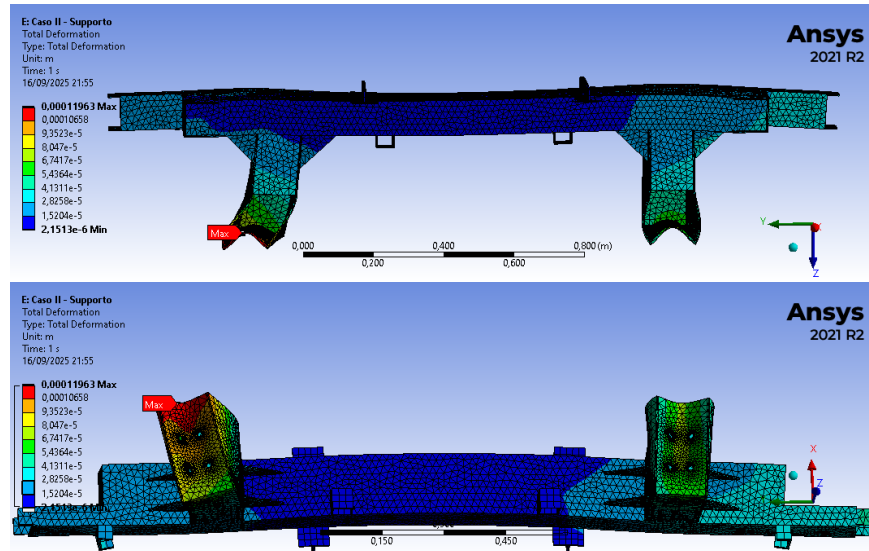


Figura 5.12: Modello *Supporto* - Caso II - Risultati in deformazione

- Le **tensioni**: Il valore di tensione massima nel secondo caso di carico ammonta a circa $45MPa$.

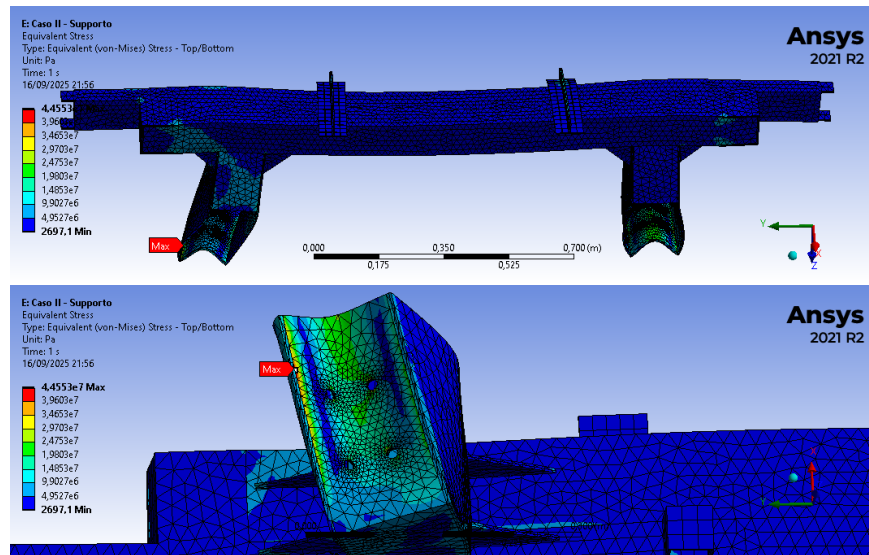


Figura 5.13: Modello *Supporto* - Caso II - Risultati in tensione

5.4.2 Discussione e verifica dei risultati

Le deformazioni

Il confronto tra i due casi di carico evidenzia un **comportamento deformativo** sostanzialmente analogo: in entrambi, gli spostamenti maggiori si concentrano nei supporti inferiori, mentre la parte superiore della struttura rimane pressoché indeformata. Tale distribuzione risulta coerente con la presenza di vincoli rigidi e con l'applicazione di carichi localizzati. I supporti manifestano una deformazione prevalentemente a compressione lungo le superfici di applicazione dei carichi, più marcata nella zona centrale dei componenti. Si rileva inoltre uno spostamento laterale asimmetrico di uno dei due supporti, che tende a deviare verso sinistra in risposta al carico trasversale imposto; ciò mette in evidenza una lieve perdita di simmetria deformativa localizzata nell'area dei vincoli inferiori. Nonostante tali fenomeni, le deformazioni risultano complessivamente contenute e pienamente compatibili con una buona stabilità strutturale. Considerando che il limite di spostamento definito nella *sezione 4.7.2* è pari a circa 7.5 mm, in entrambi i casi analizzati i valori calcolati si mantengono ampiamente al di sotto di tale soglia, con una lieve crescita osservata nel Caso II di percorrenza in curva (*sezione 5.4.1*). Questo margine di sicurezza conferma che, anche nelle condizioni di carico più gravose, questo tipo di soluzione garantisce un comportamento deformativo pienamente accettabile ai fini funzionali.

Le tensioni

L'analisi delle **tensioni equivalenti di Von Mises** mostra che le sollecitazioni massime si concentrano nei supporti inferiori, in particolare nelle zone di raccordo con il corpo principale della struttura. La parte superiore rimane invece scarsamente sollecitata, con valori prossimi allo zero. In entrambi i casi di carico, il valore di tensione massima registrata è molto simile, con un'entità maggiore nel *Caso I*, che presenta tensione massima di circa 46 MPa.

Considerando che il limite di snervamento del materiale è pari a 235 MPa, è possibile definire il fattore di sicurezza nel caso di carico più gravoso (Caso II):

$$SF = \frac{235}{45} \approx 5.2.$$

Tale valore evidenzia un ampio margine di sicurezza, che conferma la capacità della struttura di resistere alle condizioni di carico senza rischi di snervamento. Le concentrazioni locali di sforzo, osservate principalmente nei vincoli inferiori, rappresentano comunque le zone più critiche e potenzialmente soggette a fenomeni di fatica o all'insorgere di cricche. Complessivamente, anche dal punto di vista delle sollecitazioni, questa soluzione presenta un comportamento meccanico soddisfacente, pienamente compatibile con i requisiti di resistenza e stabilità richiesti.

5.5 Modello *Trave*

La presente sezione riporta i risultati relativi a ciascun caso di carico per il modello *Trave*, sia in termini di deformazioni che di tensioni, che verranno poi analizzati.

5.5.1 I risultati

Caso I - Cambi

- Le **deformazioni**: Il massimo valore di deformazione è circa $0.08mm$.

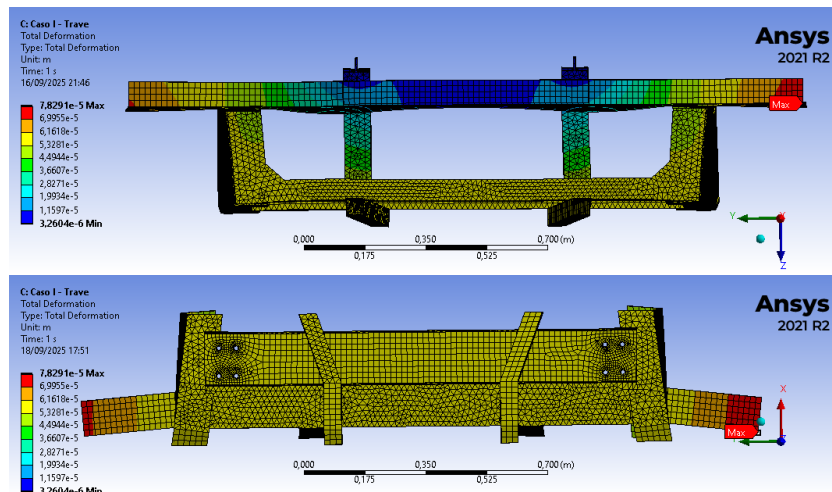


Figura 5.14: Modello *Trave* - Caso I - Risultati in deformazione

- Le **tensioni**: Il massimo valore di tensione è circa $19MPa$.

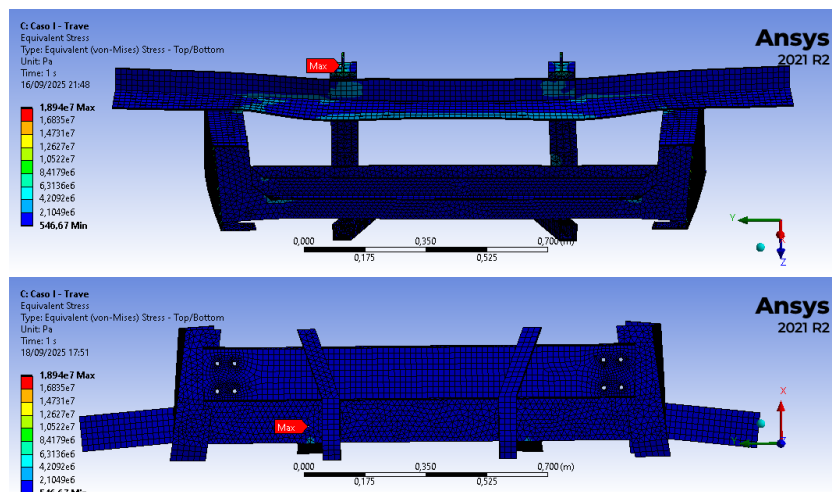


Figura 5.15: Modello *Trave* - Caso I - Risultato in tensione

Caso II - Percorrenza in curva

- Le **deformazioni**: Il secondo caso di carico, presenta deformazione massima analoga a quella del primo caso, ed è di entità irrisoria di circa $0.08mm$.

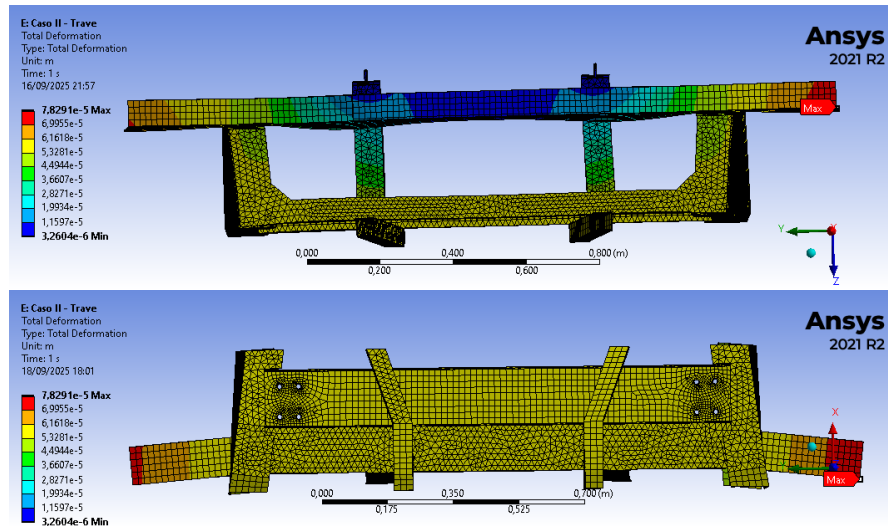


Figura 5.16: Modello *Trave* - Caso II - Risultati in deformazione

- Le **tensioni**: Anche il campo tensionale del secondo caso di carico presenta una distribuzione simile a quella del primo, con picco massimo coincidente e pari a $19MPa$

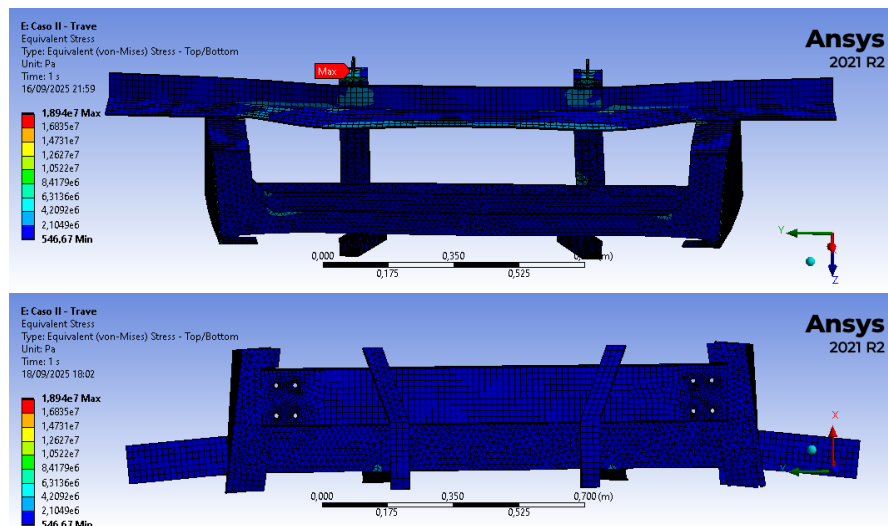


Figura 5.17: Modello *Trave* - Caso II - Risultato in tensione

5.5.2 Discussione e verifica dei risultati

Le deformazioni

L'analisi delle **deformazioni totali** relative al modello *Trave* mostra valori massimi pari a circa $0.08mm$, con una distribuzione delle deformazioni che in entrambi i modelli evidenzia spostamenti maggiori alle estremità della trave superiore, mentre il resto della struttura presenta deformazioni ancora più ridotte. Si ritrova una risposta complessiva simmetrica e priva di anomalie, con una buona coerenza rispetto alle condizioni di vincolo e di carico applicate.

L'assenza di gradienti marcati e di zone critiche nella trave oggetto di studio evidenzia un comportamento tipico di compressione con deformazioni distribuite in modo regolare. Questo tipo di modello risulta però poco adeguato alla valutazione del comportamento del componente, per cui si realizza un secondo modello che isola maggiormente la trave per approfondire l'analisi.

Si riportano sinteticamente i risultati dei **modelli alternativi** realizzati per ciascun caso di carico:

- **Caso I - Cambi**

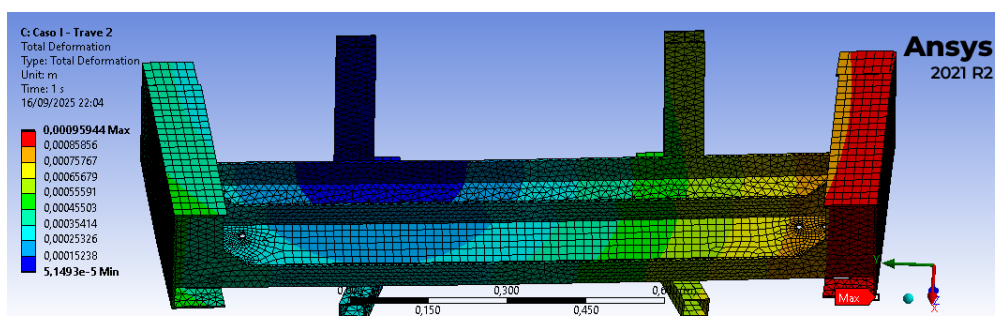


Figura 5.18: Modello secondario *Trave* - Caso I - Risultati in deformazione

- **Caso II - Percorrenza in curva**

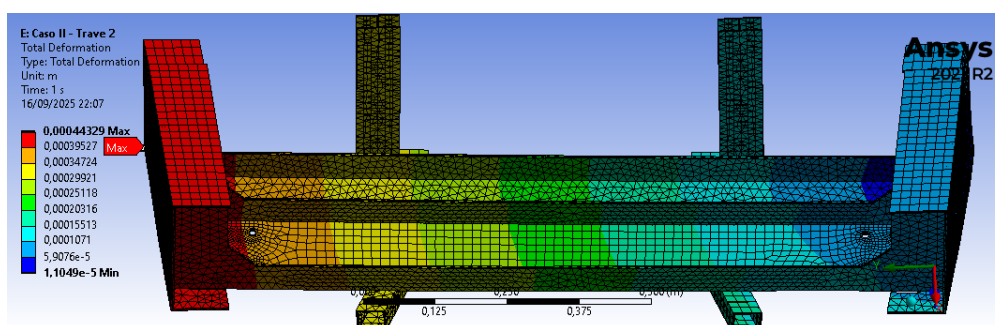


Figura 5.19: Modello secondario *Trave* - Caso II - Risultati in deformazione

I risultati nel modello secondario presentano un campo di deformazioni asimmetriche sull'intera struttura, con gradienti diffusi e valori massimi caratterizzanti più elementi, tra cui la trave oggetto di esame. La condizione più gravante è quella del primo caso di carico, con una deformazione di circa 1mm . Anche questo tipo di spostamento risulta ridotto, assicurando deformazioni molto contenute, per cui la trave mantiene un comportamento meccanico coerente con la funzione strutturale, senza evidenziare criticità locali.

Le tensioni

L'analisi tensionale mostra, in entrambi i casi di carico, una distribuzione pressoché omogenea delle sollecitazioni sulla struttura, con concentrazioni limitate e di entità ridotta (circa 19MPa) localizzate in corrispondenza di elementi secondari.

Per caratterizzare più nel dettaglio il comportamento della trave in esame sono stati considerati i modelli semplificati, riportati di seguito:

- **Caso I – Cambi**

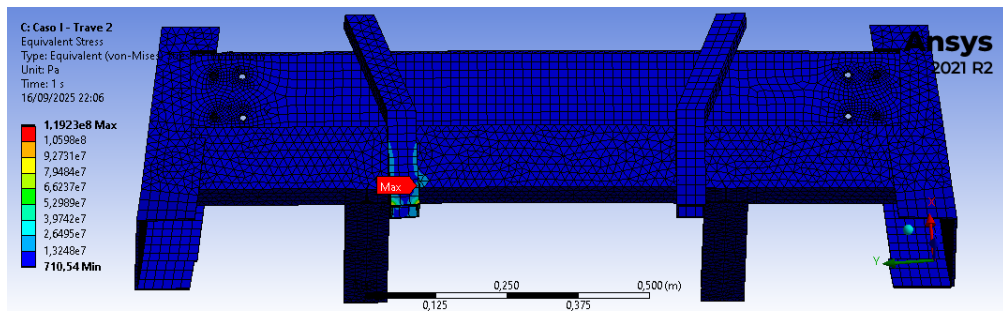


Figura 5.20: Modello secondario *Trave* – Caso I – Risultati in tensione

- **Caso II – Percorrenza in curva**

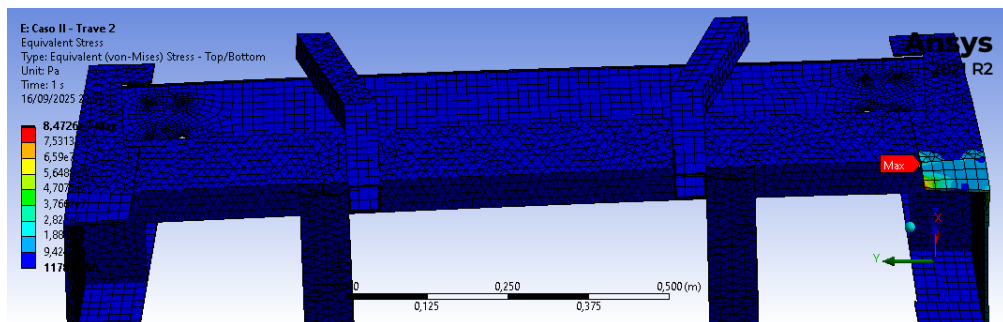


Figura 5.21: Modello secondario *Trave* – Caso II – Risultati in tensione

I risultati confermano una distribuzione complessivamente uniforme del campo tensionale lungo la trave, con massimi pari a circa 119 MPa per il primo caso di carico e 85 MPa per il secondo. Tali valori, seppur localmente elevati, sono circoscritti a zone di discontinuità geometrica e non interessano la trave principale.

La trave oggetto di analisi risulta quindi caratterizzata da una distribuzione regolare e priva di gradienti tensionali significativi, senza concentrazioni che possano comprometterne il funzionamento e con valori di tensione che rientrano largamente nei limiti di snervamento ammissibili. In combinazione con i risultati del primo modello analizzato, essa può essere considerata un elemento strutturalmente equilibrato, che si integra in modo efficace nella rigidità complessiva del pianale.

5.6 Considerazioni sull'idoneità dei componenti

Le analisi condotte sugli elementi *supporto* e *trave* hanno evidenziato un comportamento meccanico soddisfacente in entrambe le condizioni di carico considerate. Le deformazioni risultano contenute e compatibili con i requisiti di stabilità strutturale, mentre le tensioni massime si mantengono ben al di sotto del limite di snervamento del materiale, garantendo un adeguato margine di sicurezza.

Il *supporto* mostra deformazioni concentrate nei vincoli inferiori e una leggera asimmetria dovuta al carico trasversale, senza tuttavia raggiungere valori critici. Per limitarne ulteriormente la risposta laterale si potrebbe prevedere una trave di collegamento tra i supporti sullo stesso asse, come mostrato in *figura 5.22*.

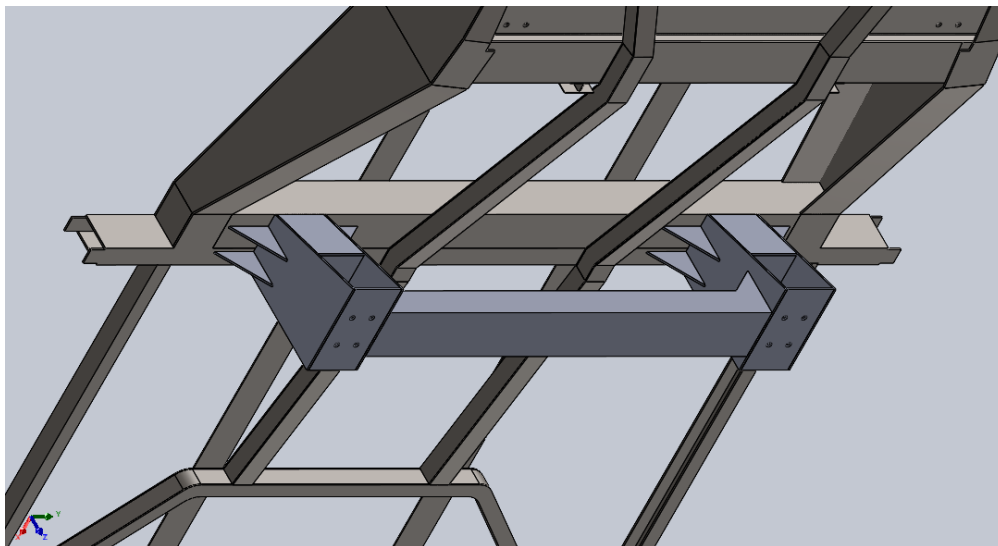


Figura 5.22: CAD – introduzione di trave di collegamento tra supporti

La *trave*, invece, presenta una distribuzione uniforme sia delle deformazioni sia delle tensioni, senza concentrazioni significative, e può essere considerata pienamente integrata nella rigidità del pianale del veicolo. In questo caso si potrebbe prevedere di alleggerirne la strutturale in quanto scarsamente sollecitata.

Potrebbe inoltre essere interessante approfondire lo studio dei collegamenti, in particolare delle saldature e delle giunzioni meccaniche e svolgere analisi aggiuntive a fatica e in campo dinamico, che consentirebbero di valutare la durabilità della struttura in esercizio e il suo comportamento vibrazionale, mentre una validazione sperimentale su prototipi permetterebbe di calibrare i modelli FEM e aumentarne l'affidabilità.

In sintesi, pur garantendo già un comportamento statico adeguato, i componenti analizzati offrono margini di ottimizzazione che potrebbero incrementare ulteriormente la sicurezza, la durabilità e l'efficienza globale della struttura.

Capitolo 6

Considerazioni finali

Le analisi numeriche svolte hanno consentito di esaminare in modo approfondito il comportamento strutturale del pianale e degli elementi ad esso collegati, in particolare il supporto e la trave. I risultati ottenuti sono nel complesso positivi: le deformazioni risultano contenute, le tensioni si mantengono ben al di sotto del limite di snervamento del materiale, e la rigidezza complessiva appare adeguata a garantire un buon margine di sicurezza. Questi aspetti confermano che la configurazione analizzata è coerente con gli obiettivi del progetto di restauro e risulta idonea a preservare le qualità statiche e funzionali richieste per un veicolo destinato alla valorizzazione storica.

Accanto a questi riscontri incoraggianti, l'analisi ha tuttavia evidenziato alcuni aspetti che meritano ulteriori approfondimenti. In particolare, sono emerse leggere deformazioni asimmetriche nei supporti, che potrebbero essere mitigate introducendo irrigidimenti o collegamenti aggiuntivi. Allo stesso modo, un'ottimizzazione delle geometrie potrebbe contribuire sia a ridurre le concentrazioni locali di tensione, sia ad alleggerire la struttura nelle aree meno sollecitate.

Un'attenzione specifica dovrebbe inoltre essere riservata ai collegamenti, in particolare alle saldature e alle giunzioni meccaniche, che rivestono un ruolo fondamentale nel trasferimento dei carichi. Una loro valutazione più dettagliata permetterebbe di garantire non solo la resistenza immediata, ma anche la durabilità nel tempo.

Va infine sottolineato che le analisi condotte si collocano in un contesto statico e lineare. Non sono stati considerati, per ora, gli effetti legati ai carichi ciclici tipici dell'esercizio ferroviario, alle vibrazioni o a eventuali fenomeni non lineari locali. Per una caratterizzazione più completa del comportamento strutturale, sarebbe opportuno estendere lo studio a questi ambiti.

In quest'ottica, si delineano alcuni sviluppi futuri di interesse progettuale: un'analisi a fatica per valutare la risposta della struttura sotto carichi ripetuti, uno studio più accurato delle saldature come possibili punti critici, e infine un

confronto con modelli sperimentali, che permetterebbe di validare le simulazioni FEM e aumentarne l'affidabilità.

In conclusione, il lavoro svolto fornisce una base solida per affermare l'idoneità del pianale e dei suoi collegamenti, in linea con gli obiettivi di restauro. Allo stesso tempo, le proposte di miglioramento e le prospettive di sviluppo rappresentano un'occasione per affinare ulteriormente la soluzione strutturale, garantendo nel lungo periodo maggiore sicurezza, efficienza e durabilità.

Bibliografia

- [1] Associazione Torinese Tram Storici. *Restauro tram 614*. 2023. URL: <https://www.atts.to.it/attivita/restauro-tram/restauri-in-corso/restauro614> (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. alle pp. 1, 2, 9–11, 41, 42, 64).
- [2] Federico Tripoli. «SIMULAZIONE DEL COMPORTAMENTO DINAMICO DI UN VEICOLO TRANVIARIO STORICO RESTAURATO». Tesi di laurea mag. Torino: Politecnico di Torino, 2023/2024 (cit. alle pp. 1, 2, 5–7, 9, 10, 13, 42).
- [3] Associazione Torinese Tram Storici. *Home page*. 2023. URL: <https://www.atts.to.it/home> (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. alle pp. 1, 5, 6).
- [4] Associazione Torinese Tram Storici. *Chi siamo*. 2023. URL: <https://www.atts.to.it/chi-siamo> (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. alle pp. 5, 6).
- [5] Associazione Torinese Tram Storici. *Histram – Historical Tramways as Common Heritage of Europe*. 2023. URL: <https://www.atts.to.it/attivita/progetti/histram> (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. a p. 6).
- [6] Associazione Torinese Tram Storici. *Tram a cavalli n° 197*. 2025. URL: <https://www.atts.to.it/veicoli/tram-statici/197> (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. a p. 6).
- [7] Tram di Torino. *Storia del tram a Torino 1871–1982*. 2025. URL: https://www.tramditorino.it/storia_tram.htm (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. a p. 6).
- [8] Tram di Torino. *Tram 116*. 2025. URL: https://www.tramditorino.it/tram_116.htm (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. a p. 7).
- [9] Associazione Torinese Tram Storici. *Tram dinamici 116*. 2025. URL: <https://www.atts.to.it/veicoli/tram-dinamici/116> (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. a p. 7).
- [10] Tram di Torino. *Tram 502*. 2025. URL: https://www.tramditorino.it/tram_502.htm (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. alle pp. 7, 8).

- [11] Associazione Torinese Tram Storici. *Linea storica 7*. 2022. URL: <https://www.atts.to.it/attivita/progetti/linea-storica-7> (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. a p. 8).
- [12] Associazione Torinese Tram Storici. *Tram dinamici 2592*. 2025. URL: <https://www.atts.to.it/veicoli/tram-dinamici/2592> (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. alle pp. 8, 9).
- [13] Tram di Torino. *Tram serie 2500*. 2025. URL: https://www.tramditorino.it/tram_serie_2500.htm (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. a p. 9).
- [14] Associazione Torinese Tram Storici. *Futuri tram – 614*. 2025. URL: <https://www.atts.to.it/veicoli/futuri-tram/614-2> (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. alle pp. 10, 12, 13).
- [15] Aurelio Somà. *Progettazione di prodotto e processo con metodi numerici*. Slides del corso, Politecnico di Torino. 2022/2023 (cit. alle pp. 18, 21, 30, 34).
- [16] ANSYS Inc. *ANSYS Workbench User's Guide*. Consultato il 29 settembre 2025. 2025. URL: <https://ansyshelp.ansys.com> (cit. a p. 18).
- [17] *ANSYS Workbench Documentation: Mid-Surface Extraction*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v251/en/wb_dm/dm_MidSurfSect2.html (visitato il giorno 29/09/2025) (cit. a p. 19).
- [18] *ANSYS Workbench Documentation: Contact Definition*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_sim/ds_Contact_Definition.html (visitato il giorno 30/09/2025) (cit. a p. 20).
- [19] Robert D. Cook, David S. Malkus, Michael E. Plesha e Robert J. Witt. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. 4th. John Wiley & Sons, 2002 (cit. alle pp. 21, 22).
- [20] *ANSYS Documentation: Element Library*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v252/en/ans_elem/Hlp_E_LIBRARY.html?q=element (visitato il giorno 04/10/2025) (cit. alle pp. 21, 25).
- [21] *ANSYS Workbench Documentation: Mesh Metrics*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_msh/msh_metrics.html (visitato il giorno 04/10/2025) (cit. alle pp. 22, 26).

- [22] *ANSYS Workbench Documentation: Mesh Aspect Ratio – Triangular Elements*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_msh/msh_aspect_triangle.html (visitato il giorno 04/10/2025) (cit. alle pp. 22, 27).
- [23] *ANSYS Workbench Documentation: Mesh Skewness*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_msh/msh_skewness.html (visitato il giorno 04/10/2025) (cit. a p. 23).
- [24] ANSYS Inc. *ANSYS Meshing User's Guide*. ANSYS Inc. 2025. URL: <https://www.ansys.com> (cit. a p. 24).
- [25] *ANSYS Workbench Documentation: Meshing Overview*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_msh/ds_Meshing_Overview.html (visitato il giorno 04/10/2025) (cit. a p. 24).
- [26] *ANSYS Workbench Documentation: Mesh Jacobian Ratio*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_msh/msh_jacobian_ratio.html (visitato il giorno 04/10/2025) (cit. a p. 26).
- [27] *ANSYS Workbench Documentation: Element Quality Metric*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_msh/msh_Element_Quality_Metric.html (visitato il giorno 05/10/2025) (cit. a p. 27).
- [28] Giovanni Petrucci. *Lezioni di Costruzione di Macchine: Equazioni del problema elastico – Lavoro di deformazione (Dispensa)*. Dispensa PDF disponibile online presso il sito dell'Università. Consultato il 2025-09-30. URL: <https://sites.unipa.it/giovanni.petrucci/Disp/Tensio1.pdf> (cit. a p. 33).
- [29] Richard G. Budynas e J. Keith Nisbett. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 11th. McGraw-Hill Education, 2020. ISBN: 9781260573688 (cit. alle pp. 34, 61).
- [30] *ANSYS Workbench Documentation: Named Selections*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v252/en/mech_obj/ds_Named_Selections_o_r.html (visitato il giorno 05/10/2025) (cit. a p. 36).

- [31] *BS EN 12663-1:2010+A2:2023. Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies – Part 1: Locomotives and passenger rolling stock (and alternative methods for freight wagons)*. Rapp. tecn. Norma europea recepita dal BSI. British Standards Institution (BSI), 2023 (cit. alle pp. 39, 57, 58, 60, 62).
- [32] *BS EN 15663:2017+A1:2018. Railway applications – Definition of vehicle reference masses*. Rapp. tecn. Norma europea recepita dal BSI. British Standards Institution (BSI), 2018 (cit. alle pp. 39, 41).
- [33] *EN 13749:2011. Railway applications – Wheelsets and bogies – Method of specifying structural requirements of bogie frames*. Rapp. tecn. Norma europea. European Committee for Standardization (CEN), 2011 (cit. alle pp. 40, 44, 46, 48, 50, 51, 70, 72).
- [34] Wikipedia. *Deviatoio (scambio ferroviario)*. 2025. URL: <https://it.wikipedia.org/wiki/Deviatoio> (visitato il giorno 01/10/2025) (cit. alle pp. 46, 48).
- [35] A. H. Wickens. *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics: Guidance and Stability*. CRC Press, 2003. ISBN: 9789058096809 (cit. alle pp. 46, 50).
- [36] Stephen P. Timoshenko e James N. Goodier. *Theory of Elasticity*. 3rd. McGraw-Hill, 1970. ISBN: 9780070647207 (cit. a p. 52).
- [37] *ANSYS Workbench Documentation: Deformation*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_sim/ds_Deformation.html (visitato il giorno 03/10/2025) (cit. a p. 52).
- [38] *ANSYS Workbench Documentation: Equivalent Stress*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_sim/ds_Equiv_Stress.html (visitato il giorno 04/10/2025) (cit. a p. 52).
- [39] *ANSYS Workbench Documentation: Stress and Strain*. Accesso riservato agli utenti registrati. ANSYS, Inc. 2025. URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_sim/ds_Stress_Strain.html (visitato il giorno 04/10/2025) (cit. a p. 53).
- [40] *BS EN 12663-2:2010+A1:2023. Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons*. Rapp. tecn. Norma europea recepita dal BSI. British Standards Institution (BSI), 2023 (cit. alle pp. 58, 59).