



**Politecnico
di Torino**

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.A. 2023/2024

Studio delle sospensioni di un carrello ferroviario a tre assi per locomotive

Relatori:
Prof. Aurelio Somà
Prof. Nicola Bosso

Candidato:
Antonio Mitrugno

Ottobre 2024

Abstract

The main purpose of the following report is, as indicated by the title, the "Study of the suspensions of a three-axle railway bogie"; this study was necessary for the development of a locomotive project with a C0-C0 wheel arrangement, commissioned by the Turkish state company TÜRASAŞ to the BLUE Engineering company in Rivoli (TO). Since this project was in its initial phase, several other preliminary activities were necessary before proceeding with the analysis of the suspensions.

First of all, as this type of vehicle had never been designed by the company before, a market research was conducted, with the aim of identifying and cataloging the main six-axle locomotives currently present in Europe and around the world. This activity proved to be essential for analyzing, even if in a visual content only, the main building solutions and any design differences in three-axle bogies.

The second step, equally important in setting up the project, was to search for and identify any specific regulatory references for these types of vehicles and applications.

A thorough analysis of the building solutions adopted by competitors for various parts of the bogie and the complete vehicle was then carried out. In particular, the vehicles identified in the benchmarking activity, that most closely matched the required design parameters, were taken as references. Once the main building solutions were analyzed, design choices and preliminary sizing for the main components were made, culminating in the creation of a first two-dimensional layout of the bogie.

At this point, the purpose of the thesis could finally be addressed, by performing a careful analytical sizing of the bogie suspensions. This sizing was carried out using a parametric Excel spreadsheet, set up to automatically perform all the checks required by European standards EN 13298 and EN 13906-1, based on varying input geometric parameters.

To conclude the suspension study, numerical analyses using the FEM method were performed with the Ansys Workbench software. As for the helical springs in the primary suspension stage, only a modal analysis was conducted, while a more detailed study was carried out on the rubber pads of the secondary stage. Concerning the pads, composed of alternating layers of rubber and steel, that are two materials with extremely different properties, a static analysis was first performed to evaluate the stress intensification at the rubber-steel interface. Subsequently, the modal behavior of these components was also investigated, and the study was concluded by simulating a dynamic load condition, combining vertical compression and lateral displacement to simulate the suspension behavior in curves.

Sommario

Lo scopo principale della seguente relazione è, come indicato dal titolo, lo studio delle sospensioni di un carrello ferroviario a tre assi; tale studio è stato necessario per la realizzazione di un progetto di una locomotiva con schema di rodiggio C0-C0, commissionato dalla compagnia di stato turca TÜRASAŞ all'azienda BLUE Engineering di Rivoli (TO). Essendo un progetto in fase iniziale, prima di poter procedere con l'analisi delle sospensioni, si sono rese necessarie una serie di altre attività preliminari.

Prima di tutto, trattandosi di una tipologia di veicolo mai progettata prima in azienda, è stata eseguita una ricerca di mercato, con lo scopo di individuare e catalogare le principali locomotive a sei assi presenti attualmente in Europa e nel mondo; questa attività si è rivelata fondamentale per poter analizzare, anche solo visivamente, le principali soluzioni costruttive e le eventuali differenze progettuali presenti nei carrelli a tre assi.

Il secondo passaggio, altrettanto importante nell'impostazione del progetto, è stato quello di ricercare ed individuare eventuali riferimenti normativi specifici per queste tipologie di veicoli e di applicazioni.

È stata a questo punto eseguita un'attenta analisi delle soluzioni costruttive adottate dai competitors per le varie parti del carrello e del veicolo completo. In particolare, sono stati presi come riferimento i veicoli individuati nell'attività di benchmarking che più corrispondevano, per caratteristiche, ai parametri progettuali richiesti. Una volta analizzate le principali soluzioni costruttive, sono state effettuate delle scelte progettuali e dei dimensionamenti preliminari per i principali componenti, fino ad arrivare alla realizzazione di un primo layout bidimensionale del carrello.

A questo punto si è finalmente potuto passare al vero scopo della tesi, eseguendo un attento dimensionamento analitico delle sospensioni del carrello. Questo dimensionamento è stato eseguito mediante un foglio di calcolo excel parametrico, impostato per eseguire autonomamente, al variare dei parametri geometrici di input, tutte le verifiche richieste nelle normative europee EN 13298 e EN 13906-1.

Per concludere lo studio delle sospensioni sono state eseguite delle analisi numeriche con metodo FEM sfruttando il software Ansys Workbench. Per quanto riguarda le molle ad elica dello stadio primario di sospensione è stato eseguita esclusivamente un'analisi modale, mentre uno studio più dettagliato è stato fatto sui tasselli in gomma dello stadio secondario. Su quest'ultimi, essendo costituiti da strati alternati di gomma e acciaio, ovvero due materiali dalle proprietà estremamente differenti, è stata prima di tutto eseguita un'analisi statica per valutare l'intensificazione delle tensioni all'interfaccia gomma-acciaio. Successivamente anche per questi componenti è stato indagato il comportamento modale, per poi concludere lo studio simulando una condizione di carico dinamico con la composizione di uno schiacciamento verticale e uno spostamento laterale, a simulare il comportamento in curva delle sospensioni.

Indice

1	Introduzione	15
1.1	Cenni storici	15
1.2	Classificazione del materiale rotabile	19
1.2.1	Materiale motore	19
1.2.2	Materiale trainato	21
1.3	Schemi di rodiggio	22
1.4	Il carrello ferroviario	23
1.4.1	Classificazione dei carrelli ferroviari	23
1.4.2	Componenti principali	25
2	Benchmark	31
2.1	Locomotive C0-C0	32
2.2	Carrelli ferroviari a tre assi	42
3	Specifiche tecniche e requisiti normativi europei	47
3.1	Telaio	48
3.1.1	Confronto dei carichi di un carrello a due assi con uno a tre assi	51
3.2	Wheelset	52
3.3	Molle ad elica ed elementi in gomma	52
3.4	Sagoma limite	53
3.5	Condizioni di carico	53
4	Principali soluzioni costruttive per carrelli a tre assi	55
4.1	Boccola e sospensioni primarie	55
4.1.1	Cuscinetti	57
4.2	Sospensioni secondarie	58
4.3	Trascinamento sale - telaio	61
4.4	Trascinamento carrello - cassa	64
4.5	Altri componenti	68
4.5.1	Smorzatori	68
4.5.2	Freni	68
4.5.3	Drive unit	68
5	Definizione del layout preliminare del carrello	69
5.1	Dimensionamento preliminare del raggio ruota	70
5.2	Dimensionamento preliminare della drive unit	72
5.3	Dimensionamento preliminare dei cuscinetti	74

5.4	Dimensionamento preliminare degli smorzatori verticali	78
5.5	Layout 2D preliminare del carrello	79
6	Dimensionamento analitico delle sospensioni	83
6.1	Condizioni di carico delle sospensioni	83
6.2	Dimensionamento delle sospensioni primarie	88
6.2.1	Dimensionamento geometrico	89
6.2.2	Definizione del materiale e calcolo dei parametri elastici	92
6.2.3	Verifica degli spostamenti laterali e verticali	93
6.2.4	Verifica a snervamento	95
6.2.5	Verifica a fatica	96
6.2.6	Verifica dell'instabilità elastica	98
6.3	Risultati della soluzione a doppia elica	99
6.4	Risultati della soluzione mono-elica	106
6.5	Verifica analitica delle sospensioni secondarie	111
6.6	Analisi delle frequenze del sistema e considerazioni finali	114
7	Analisi con metodo FEM delle sospensioni	119
7.1	Analisi modale delle sospensioni primarie	120
7.1.1	Soluzione a doppia elica	120
7.1.2	Soluzione monoelica	128
7.2	Analisi delle sospensioni secondarie	135
7.2.1	Analisi statica	138
7.2.2	Analisi modale	141
7.2.3	Analisi della risposta in frequenza	147
7.2.4	Analisi dinamica transiente	148
	Conclusioni	155

Elenco delle figure

1.1	L'antica pista Diolkos sul canale di Corinto	15
1.2	Funicolare Reiszug della cittadina austriaca di Salisburgo	16
1.3	Evoluzione dei primi binari ferroviari in legno e delle ruote	17
1.4	Il 27 settembre 1825 la Locomotion n.1 traina il primo treno commerciale con a bordo delle persone	18
1.5	Locomotiva Rocket esposta al Museo delle Scienze di Londra	19
1.6	Esempio di una locomotiva - Stadler Euro Dual	20
1.7	Esempio di una composizione bloccata - Elettrotreno Stadler EC250	21
1.8	Esempi di veicoli ferroviari meno diffusi	23
1.9	Esempio di carrello ferroviario a due assi (prodotto da Bombardier)	24
1.10	Esempio di carrello ferroviario a tre assi (prodotto da Bombardier)	24
1.11	Capacità di sterzata dei carrelli ferroviari	25
1.12	Telaio per un carrello ferroviario a tre assi	26
1.13	Profilo ruota S1002 definito dalla normativa EN 13715	27
1.14	Esempio di boccola a braccio prodotta da FAG (Schaeffler Group)	27
1.15	Esempio di un veicolo ferroviario con un doppio stadio di sospensioni	28
1.16	Esempio di uno smorzatore verticale sul primo stadio	29
1.17	Esempio di drive unit con riduttore di velocità	30
2.1	Locomotiva Stadler Euro DUAL	32
2.2	Locomotiva Softronic Phoenix	33
2.3	Locomotiva CRRC SDD17	34
2.4	Locomotiva CRRC HXD2C	35
2.5	Locomotiva Dalian Locomotive & Rolling Stock HXD3B	36
2.6	Locomotiva General Motors EMD SD90MAC	37
2.7	Locomotiva Bryansk Engineering Works 2TE25A	38
2.8	Locomotiva GE Transportation & CRRC HXN5	39
2.9	Locomotiva GE Transportation ES44DC	40
2.10	Locomotiva GE Transportation SD70ACe	41
2.11	Carrello Stadler per la locomotiva Euro DUAL	42
2.12	Carrello Siemens Vectron SF6 per la locomotiva ER20CF	42
2.13	Carrello CZ Loko per la locomotiva indiana WAG9	43
2.14	Carrello Bombarider per la locomotiva Blue Tiger	43
2.15	Carrello EMD per la locomotiva indiana WDG/P4	43
2.16	Carrello HTSC per la locomotiva indiana GT46 PAC	44
2.17	Carrello 160 km/h di CRRC	45
2.18	Carrello HXD3C di CRRC	46

3.1	Sagoma statica G2 + GI2 estratta dalla EN15273-2:2013 + A1:2016	53
3.2	Elenco dei PCD e PCO indicati dalla normativa EN 15663	54
4.1	Carrello GE di tipo Commonwealth	55
4.2	Carrello ad alta aderenza della locomotiva indiana WDG2	56
4.3	Carrello GE U28C	56
4.4	Esempi di boccola modello europeo	57
4.5	Carrello nord-americano di prima generazione	58
4.6	Carrello della locomotiva GE U28C con traversa a H e ralla centrale	59
4.7	Carrello CZ Loko con sistema di sospensione flexicoil totale	60
4.8	Carrello Mark-1 con sistema di sospensione flexicoil totale e ralla di trasci- namento	60
4.9	Guida boccola a doppia biella brevettata da Alstom	62
4.10	Guida boccola a singola biella articolata	62
4.11	Guida boccola con biella articolata a tre punti	63
4.12	Esempio di trascinamento basso tramite biella posta sotto il telaio carrello	66
4.13	Telaio con bussola per il sistema di trascinamento tramite pivot	67
5.1	Caratteristiche di coppia e potenza del nuovo motore	74
5.2	Valori tipici di vita di servizio e rapporto C/P	77
5.3	Modello dinamico semplificato del sistema boccola	78
5.4	Layout preliminare 2D - vista laterale con boccole	80
5.5	Layout preliminare 2D del carrello - vista laterale con drive unit	80
5.6	Layout preliminare 2D del carrello - vista in pianta	80
5.7	Layout preliminare 2D del carrello - vista trasversale	80
5.8	Layout boccola per il modello 3D	81
5.9	Dettaglio laterale dalla messa in tavola del modello 3D	81
6.1	Quote dei baricentri di motore, riduttore e drive unit completa	85
6.2	Punti di vincolo del sistema drive unit	86
6.3	Molla sottoposta ad una simultanea applicazione di un carico verticale e di uno trasversale	95
6.4	Diagramma di lettura della tensione ammissibile di snervamento $\tau_{c,zul}$	95
6.5	Schema di oscillazione di una molla soggetta a carico dinamico	97
6.6	Diagramma di Goodman-Smith in funzione del diametro del filo per con- dizione di fatica a vita infinita	97
6.7	Deformate della molla soggetta ad instabilità e relativi coefficienti di insta- bilità ν	98
6.8	Altezza delle molle interna ed esterna al variare del carico applicato	102
6.9	Verifica con diagramma di Goodman-Smith della resistenza a fatica della molla esterna della doppia elica	104
6.10	Verifica con diagramma di Goodman-Smith della resistenza a fatica della molla interna della doppia elica	104
6.11	Altezza della molla monoelica al variare del carico applicato	108
6.12	Verifica con diagramma di Goodman-Smith della resistenza a fatica della molla monoelica	110

6.13	Vista in sezione del tassello in gomma e metallo impiegato per il secondo stadio di sospensione	111
6.14	Caratteristica elastica forza-altezza del tassello	112
6.15	Caratteristica dei tamponi laterali del carrello	113
6.16	Sistema dinamico del veicolo a due gradi di libertà	115
7.1	Modello CAD 3D del pacco molla a doppia elica delle sospensioni primarie	120
7.2	Mesh del pacco molla a doppia elica con elementi tetraedrici	122
7.3	Modi di vibrare della sospensione primaria a doppia elica	123
7.4	Rapporto tra massa effettivamente messa in movimento e massa totale della sospensione primaria a doppia elica al variare del numero di modi considerati per l'analisi	126
7.5	Fattori di partecipazione modale dei primi sei modi di vibrare della sospensione primaria a doppia elica	127
7.6	Modello CAD 3D del pacco molla monoelica delle sospensioni primarie . .	128
7.7	Mesh del pacco molla monoelica con elementi tetraedrici	129
7.8	Modi di vibrare della sospensione primaria monoelica	130
7.9	Rapporto tra massa effettivamente messa in movimento e massa totale della sospensione primaria monoelica al variare del numero di modi considerati per l'analisi	133
7.10	Fattori di partecipazione modale dei primi sei modi di vibrare della sospensione primaria monoelica	134
7.11	Modello CAD 3D del tassello in gomma-metallo impiegato per le sospensioni secondarie	135
7.12	Caratteristica forza - altezza del tassello	136
7.13	Deflessione verticale del tassello sottoposto al carico di ordine di marcia con modulo elastico della gomma pari a 3,36 MPa	137
7.14	Mesh del tassello gomma-metallo delle sospensioni secondarie	138
7.15	Deformazione totale del tassello sottoposto al carico statico misto assiale-trasversale	139
7.16	Tensioni equivalenti sviluppate nel tassello a seguito dell'applicazione del carico statico	140
7.17	Tensioni equivalenti degli strati in gomma del tassello a seguito dell'applicazione del carico statico	140
7.18	Modi di vibrare del tassello in gomma-metallo delle sospensioni secondarie	142
7.19	Rapporto tra massa effettivamente messa in movimento e massa totale del tassello in gomma-metallo al variare del numero di modi considerati per l'analisi	145
7.20	Fattori di partecipazione modale dei primi sei modi di vibrare del tassello in gomma-metallo	146
7.21	Risposta in frequenza su una scala da 0 a 5 Hz del tassello in gomma-metallo sottoposto ad un carico misto assiale-trasversale	147
7.22	Risposta in frequenza su una scala da 0 a 5 Hz del tassello in gomma-metallo sottoposto ad un carico misto assiale-trasversale	148
7.23	Carico dinamico applicato sul tassello costituito da un impulso verticale e una sollecitazione laterale costante	149

7.24	Deformazione verticale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente	149
7.25	Deformazione laterale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente	150
7.26	Deformazione totale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente	151
7.27	Stato di tensione equivalente degli strati in gomma del tassello a seguito dell'applicazione del carico dinamico	151
7.28	Deformazione verticale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente con fattore smorzante del 15%	152
7.29	Deformazione laterale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente con fattore smorzante del 15%	152
7.30	Deformazione totale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente con fattore smorzante del 15%	153
7.31	Stato di tensione equivalente degli strati in gomma del tassello a seguito dell'applicazione del carico dinamico con fattore smorzante del 15%	153

Elenco delle tabelle

2.1	Caratteristiche della locomotiva Stadler Euro DUAL	32
2.2	Caratteristiche della locomotiva Softronic Phoenix	33
2.3	Caratteristiche della locomotiva CRRC SDD17	34
2.4	Caratteristiche della locomotiva CRRC HXD2C	35
2.5	Caratteristiche della locomotiva Dalian Locomotive & Rolling Stock HXD3B	36
2.6	Caratteristiche della locomotiva General Motors EMD SD90MAC	37
2.7	Caratteristiche della locomotiva Bryansk Engineering Works 2TE25A	38
2.8	Caratteristiche della locomotiva GE Transportation & CRRC HXN5	39
2.9	Caratteristiche della locomotiva GE Transportation ES44DC	40
2.10	Caratteristiche della locomotiva GE Transportation SD70ACe	41
2.11	Caratteristiche del carrello 160 km/h di CRRC	45
2.12	Caratteristiche del carrello HXD3C di CRRC	46
3.1	Requisiti tecnici di progetto comuni per le tre versioni di locomotiva	48
3.2	Masse utilizzate nel confronto tra due assi e tre assi	51
3.3	Confronto delle condizioni di carico eccezionali	51
3.4	Confronto delle condizioni di carico di servizio normale	52
4.1	Esempio di variazione di carico sugli assi a causa del cabraggio	65
4.2	Valori teorici di riduzione di aderenza in funzione della quota di altezza h del trascinamento cassa-carrello	66
5.1	Prestazioni del motore utilizzato per definire il raggio ruota	71
5.2	Minimo raggio ruota necessario in condizioni di avviamento e di moto continuativo	71
5.3	Dati di input per il dimensionamento del motore	72
5.4	Specifiche del motore dopo l'incremento delle prestazioni	74
5.5	Dati di input per la verifica del cuscinetto	75
5.6	Caratteristiche del cuscinetto SKF CRU 160x270	75
6.1	Massa e coordinate del baricentro del motore	85
6.2	Massa e coordinate del baricentro del riduttore	85
6.3	Mass budget dei componenti non sospesi per asse	87
6.4	Condizioni di carico per il dimensionamento delle sospensioni	88
6.5	Caratteristiche meccaniche dell'acciaio per molle 51CrV4	92
6.6	Parametri geometrici di input della soluzione a doppia elica	99
6.7	Caratteristiche geometriche delle molle della soluzione a doppia elica	99

6.8	Coefficienti per il calcolo delle rigidzze laterali del pacco molla a doppia elica	101
6.9	Altezze e schiacciamenti verticali del pacco molla a doppia elica al variare delle condizioni di carico	101
6.10	Dati di input per il calcolo delle tensioni di fatica nella soluzione a doppia elica	103
6.11	Tensione massima e tensione minima per la verifica a fatica della soluzione a doppia elica	103
6.12	Parametri geometrici di input della soluzione monoelica	106
6.13	Caratteristiche geometriche della molla della soluzione monoelica	106
6.14	Coefficienti per il calcolo della rigidzza laterale del pacco molla monoelica	107
6.15	Altezze e schiacciamenti verticali del pacco molla monoelica al variare delle condizioni di carico	108
6.16	Dati di input per il calcolo delle tensioni di fatica nella soluzione monoelica	109
6.17	Tensione massima e tensione minima per la verifica a fatica della soluzione monoelica	109
6.18	Masse, rigidzze equivalenti e frequenze proprie del sistema con soluzione a doppia elica sullo stadio primario	116
6.19	Masse, rigidzze equivalenti e frequenze proprie del sistema con soluzione monoelica sullo stadio primario	116
7.1	Proprietà fisiche e meccaniche dell'acciaio per molle 51CrV4 e dell'acciaio strutturale standard	121
7.2	Frequenze di oscillazione dei primi sei modi di vibrare del pacco molla a doppia elica	122
7.3	Fattori di partecipazione dei primi sei modi di vibrare del pacco molla a doppia elica	124
7.4	Percentuale di massa effettiva della molla a doppia elica traslata o ruotata nelle varie direzioni da ogni singolo modo	125
7.5	Frequenze di oscillazione dei primi sei modi di vibrare del pacco molla monoelica	129
7.6	Fattori di partecipazione dei primi sei modi di vibrare del pacco molla monoelica	131
7.7	Percentuale di massa effettiva della molla monoelica traslata o ruotata nelle varie direzioni da ogni singolo modo	131
7.8	Frequenze di oscillazione dei primi sei modi di vibrare del tassello in gomma-metallo	141
7.9	Fattori di partecipazione dei primi sei modi di vibrare del tassello in gomma-metallo	143
7.10	Percentuale di massa effettiva della molla monoelica traslata o ruotata nelle varie direzioni da ogni singolo modo	143

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Cenni storici

I primi sistemi ferroviari a trazione motorizzata vedono la loro origine all'inizio del XIX secolo, tuttavia, il concetto di base, ovvero quello di un percorso definito da apposite guide, sulle quali poteva spostarsi un veicolo dotato di ruote, ha delle origini ben più lontane; queste guide venivano definite "viottoli" o "solchi carrai".

La prima idea di infrastruttura ferroviaria la si può attribuire addirittura all'antica Grecia, dove nel VI secolo a.C. fu costruito il sistema "Diolkos" mostrato in figura 1.1: si trattava di una pista di trasporto lunga 7 km, lastricata in pietra, che collegava il Golfo di Corinto con quello di Saronico [10]. Questa primitiva idea di binario ferroviario consentiva a dei carri trainati da schiavi di muoversi lungo un percorso curvo che evitava le pendenze più ripide. Con tale sistema si riuscivano a trasportare le imbarcazioni via terra da un golfo all'altro, risparmiando ai naviganti un tragitto via mare di circa 900 km necessario per circumnavigare la penisola del Peloponneso.



Figura 1.1: L'antica pista Diolkos sul canale di Corinto

Successivamente infrastrutture simili iniziarono a comparire in altre parti dell'antica Grecia, e sull'isola di Malta. Qualche secolo dopo, iniziarono a diffondersi anche in varie parti dell'Impero Romano.

Nel 50 d.C. fu realizzato un il primo "solco carraio" in Italia, a Pompei, sulla Via Magna. Si trattava di vere e proprie scanalature realizzate nel terreno, che fungevano da guida per le ruote dei carri, migliorandone lo scorrimento e riducendo lo sforzo dei cavalli che trainavano il mezzo. Altre tracce di sistemi similari furono ritrovate in Svizzera, sulla Via d'Etraz [22].

Oltre alle infrastrutture, si possono attribuire a questo periodo storico anche alcune idee embrionali di mezzi ferroviari. Sempre in epoca romana infatti, nelle miniere, venivano utilizzati dei piccoli convogli costituiti da più carrelli concatenati tra loro; questi tuttavia, non venivano trainati su delle piste scavate nella pietra, ma su delle semplici guide di legno.

Nei secoli successivi le infrastrutture continuarono a svilupparsi e si passò dai solchi sulla pietra ai primi binari in legno; a muoversi su di questi però, erano ancora carri trainati da cavalli. Nel 1515 ad esempio, fu costruita a Salisburgo la funicolare Reiszug (mostrata in figura 1.2) per raggiungere agevolmente il castello di Hohensalzburg tramite un carro trainato da cavalli su appositi binari in legno [5]. Anche in Inghilterra e in Germania si adottarono dei sistemi con binari in legno per la movimentazione dei carrelli nelle miniere di carbone.



Figura 1.2: Funicolare Reiszug della cittadina austriaca di Salisburgo

I binari in legno furono introdotti per facilitare la realizzazione dei percorsi per i carrelli da traino rispetto ai solchi nella pietra; inoltre un ulteriore vantaggio era quello di rendere possibili eventuali modifiche dei tracciati, operazione impossibile sulla pietra. Ben presto però si riscontrarono alcuni problemi. In primo luogo il legno subiva una rapida usura al passaggio dei carri, che si cercò di limitare utilizzando dei rivestimenti metallici sui binari. In secondo luogo invece, non essendoci più dei veri e propri solchi per le ruote,

queste non venivano più guidate lateralmente e c'era il rischio che potessero fuoriuscire dal piano i scorrimento; a tal proposito si pensò di aggiungere delle tavole laterali come guide esterne. Quest'ultima soluzione però, introduceva una nuova problematica, ovvero l'accumulo di detriti nell'angolo interno della guida: per semplificare lo scorrimento delle ruote, i binari dovevano essere delle superfici lisce e regolari, ma l'accumulo di materiale su di questi finiva per compromettere il corretto funzionamento del sistema.

Fu così che nel 1738, nelle miniere di carbone di New Castle in Inghilterra, nacquero le prime ruote con il "bordino", del tutto simili a quelle che vengono utilizzate ancora oggi in ambito ferroviario. Queste ruote erano provviste di un risalto in grado di mantenerle all'interno delle guide anche in presenza di notevoli sforzi laterali.

Nel 1760, a causa di un'importante crisi economica dell'industria siderurgica inglese, ci fu un notevole abbattimento del prezzo del ferro, accompagnato da una sovrabbondanza del minerale. Si pensò dunque di utilizzare il materiale metallico per sostituire le vecchie rotaie in legno rivestito da lamiere con delle nuove guide interamente in ferro.

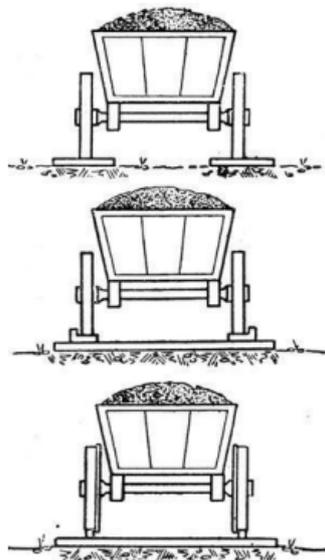


Figura 1.3: Evoluzione dei primi binari ferroviari in legno e delle ruote

Un significativo punto di svolta per i sistemi ferroviari avvenne durante la rivoluzione industriale, a cavallo tra il XVIII e il XIX secolo: nel 1769 fu brevettata la prima forma di automobile con motore a vapore, il carro stradale di Nicolas Cugnot [8]. Ben presto, questo e altri mezzi simili iniziarono a diffondersi in Europa, facendo aumentare notevolmente la richiesta di carbone sul mercato. Per rendere più efficiente e veloce il trasporto del materiale estratto nelle miniere, si pensò allora di rimpiazzare i vecchi carri trainati da cavalli con dei nuovi convogli con in testa un carrello motorizzato a vapore.

Fu così che, dopo anni i tentativi, nel 1804 l'inventore inglese Richard Trevithick arrivò a costruire la prima locomotiva a vapore della storia, la Coalbrookdale, utilizzata negli anni seguenti nelle miniere di carbone di Penryn, nel Galles. Questa locomotiva era in grado di trainare un convoglio di carri lungo un percorso di 16 km arrivando a raggiungere velocità di 4 km/h.

I successivi sviluppi nel campo dei motori a vapore ad opera di George Stephenson e del figlio Robert portarono alla realizzazione di altri mezzi locomotori. Nel 1814 fu prodotta la Blücher, che riusciva a trainare fino a 30 tonnellate raggiungendo velocità di 5-6 km/h [4].

Nel 1825 fu realizzata dallo stesso George Stephenson la Locomotion n.1, la prima locomotiva ad operare regolarmente su una linea ferroviaria, costruita dallo stesso Stephenson, tra le città inglesi di Stockton on Tees e Darlington. Il 27 settembre 1825 la Locomotion n.1 trainò il primo treno commerciale della storia. Come mostrato in figura 1.4, il convoglio era composto da alcuni carri da miniera su cui viaggiavano dei passeggeri "comuni" e dalla prima vera carrozza passeggeri della storia, l'Experiment, con a bordo dei notabili inglesi.



Figura 1.4: Il 27 settembre 1825 la Locomotion n.1 traina il primo treno commerciale con a bordo delle persone

La velocità massima che si poteva raggiungere con la Locomotion era di 24 km/h, ma mediamente l'intero convoglio viaggiava sui 9 km/h. Un grande miglioramento si raggiunse solo quattro anni più tardi con la locomotiva Rocket, in grado di raggiungere, in media, una velocità di 48 km/h.

Grazie al gran successo della Locomotion n.1 e della carrozza passeggeri, iniziò a diffondersi il concetto di treno come mezzo di trasporto. Nel giro di 30 anni si diffuse in gran parte d'Europa e raggiunse anche notevoli sviluppi e innovazioni¹.

In Italia la prima tratta ferroviaria, la Napoli-Portici, fu costruita nel 1839 dal Regno delle Due Sicilie; questa rete era lunga 7 km, aveva un doppio binario e le velocità raggiunte dalle locomotive erano i circa 60 km/h. Prima dell'unificazione della nazione, anche il regno di Sardegna iniziò a costruire numerose reti ferroviarie [6].

Il sistema ferroviario arrivò ovviamente anche negli Stati Uniti, dove subì il maggiore sviluppo. Già nel 1850 l'America vantava 14000 km di reti ferroviarie. Nel 1869 fu completata la prima rete ferroviaria transcontinentale, da San Francisco a New York, lunga circa 4600 km, che veniva percorsa in appena 4 giorni.

¹Già nel 1835 alcuni treni erano in grado di superare la velocità di 100 km/h



Figura 1.5: Locomotiva Rocket esposta al Museo delle Scienze di Londra

Un altro passo fondamentale fu compiuto nel 1879 dal tedesco Werner Von Siemens che ideò il primo treno movimentato da una locomotiva elettrica, alimentata tramite un terzo binario posizionato al centro dei due classici necessari per le ruote². Qualche decennio dopo comparvero invece le prime locomotive ad alimentazione diesel. Queste due nuove tipologie di alimentazione finirono per sostituire integralmente le primordiali locomotive a vapore. Negli anni seguirono poi una serie di altre migliorie e innovazioni che portarono il settore ferroviario a svilupparsi ed a raggiungere gli standard tecnologici odierni.

1.2 Classificazione del materiale rotabile

I veicoli ferroviari ad oggi esistenti, spesso indicati come "materiale rotabile", possono essere classificati [7] in vari modi (per tipologia, per funzione, per alimentazione ecc...), ma la prima grande distinzione che bisogna fare è quella tra:

- Materiale motore
- Materiale trainato (o rimorchiato)

1.2.1 Materiale motore

All'interno del materiale motore è possibile fare un'ulteriore distinzione tra:

- Locomotive
- Composizioni bloccate (EMU, DMU o miste)

²Nel tempo il binario centrale è stato rimpiazzato da un sistema di cavi posti in alto. Il treno tramite il pantografo va in contatto con i cavi e ne riceve la corrente necessaria per l'alimentazione

Le locomotive sono delle unità singole che possono essere utilizzate per trainare convogli di treni merci o passeggeri. Possono essere distinte in base al tipo di alimentazione:

- a vapore (ormai non più utilizzate)
- elettrica
- diesel - elettrica
- dual

o in base alla funzione:

- da traino
- da manovra³

Per quanto riguarda l'alimentazione è importante sottolineare la differenza tra la versione "diesel - elettrica", spesso indicata semplicemente come "diesel", dove si ha un motore termico che produce l'energia necessaria per alimentare il motore elettrico della locomotiva, e la versione dual, ovvero un ibrido tra l'elettrica e la diesel - elettrica.



Figura 1.6: Esempio di una locomotiva - Stadler Euro Dual

Le composizioni bloccate invece, sono dei veicoli costituiti da più unità interconnesse, dotate di appositi equipaggiamenti di trazione e di spazi necessari per il trasporto dei passeggeri. Si distinguono in:

- EMU: elettromotrici
- DMU: automotrici
- miste EMU-DMU

Fanno parte di questa categoria di veicoli, ad esempio, i treni ad alta velocità, ormai largamente diffusi, come quello mostrato in figura 1.7.

³Alcune locomotive da traino possono essere utilizzate anche nella fase di manovra



Figura 1.7: Esempio di una composizione bloccata - Elettrotreno Stadler EC250

1.2.2 Materiale trainato

Anche per quanto riguarda il materiale trainato, è possibile fare una prima distinzione in due macro-famiglie:

- Carrozze passeggeri
- Carrozze merci

Le carrozze di ciascuna categoria vengono realizzate o personalizzate in base alle diverse esigenze di servizio, per cui è possibile fare ulteriori distinzioni. Per quanto riguarda le carrozze per il trasporto di passeggeri, ad esempio, si possono distinguere:

- Vagoni "standard" con semplici posti a sedere (a singolo o doppio piano)
- Vagoni "letto" con apposite stanze per i passeggeri
- Vagoni per il servizio di ristorazione

Per il trasporto delle merci invece, il termine più corretto sarebbe "carro", e anche in questo caso ne esistono molteplici tipologie che si distinguono in base alla struttura e/o alla funzione. Per citarne alcuni:

- Carro per merce varia
- Carro per merce lunga
- Carri pianali
- Carri a sponde laterali
- Carri a tetto rimovibile
- Carri articolati
- Carri cisterna/tramoggia/silo
- Carri bisarca
- Carri porta container

1.3 Schemi di rodiggio

Il complesso costituito dalle ruote e dagli assi dei veicoli ferroviari viene comunemente chiamata rodiggio. Il numero di rodiggi varia a seconda del peso totale del veicolo che va a ripartirsi su di essi, definendo il tonnello per asse. Inoltre poi, gli assi possono essere motorizzati, cioè collegati direttamente ad un motore, oppure movimentati tutti da un motore comune.

Per distinguere le diverse configurazioni possibili, la *International union of railways* o *UIC* ha definito un sistema di identificazione alfanumerica basata su delle semplici convenzioni [2]:

1. Ad ogni lettera maiuscola corrisponde un carrello
2. Gli assi motorizzati sono indicati mediante lettere maiuscole
 - A: 1 asse motorizzato
 - B: 2 assi motorizzati
 - C: 3 assi motorizzati
3. Gli assi portanti sono indicati tramite numeri
 - 1: 1 asse portante
 - 2: 2 assi portanti
 - 3: 3 assi portanti
4. Nel caso gli assi motorizzati abbiano ciascuno il proprio motore, ovvero siano movimentati in modo indipendente, alla lettera maiuscola segue uno "0" o una "o". Se invece il motore è unico per tutti gli assi, è sufficiente la sola lettera maiuscola.

Di seguito vengono riportati gli schemi di rodiggio tipici per locomotive [22]:

- B-B : due carrelli a due assi motorizzati; un motore per ogni carrello
- B0-B0 : due carrelli a due assi motorizzati; un motore per ogni asse
- B-B-B : tre carrelli a due assi motorizzati; un motore per ogni carrello
- B0-B0-B0 : tre carrelli a due assi motorizzati; un motore per ogni asse
- 2-B0 : un carrello a due assi portanti e un carrello a due assi motorizzati con motori indipendenti sui due assi
- C-C : due carrelli a tre assi motorizzati; un motore per ogni carrello
- C0-C0 : due carrelli a tre assi motorizzati, un motore per ogni asse

1.4 Il carrello ferroviario

Il veicolo ferroviario si può suddividere in due macro-famiglie, quella del carrello e quella del compartimento o cassa.

Il carrello, spesso indicato con il suo appellativo inglese "bogie", è il vero protagonista del veicolo: esso è responsabile del sistema di trazione e di guida dell'intero materiale rotabile.

Tendenzialmente ogni cassa viene sostenuta e guidata da due carrelli che possono essere di vario tipo (paragrafo 1.4.1). Non sono rare però alcune eccezioni come i carrelli di tipo "Jakobs", condivisi tra l'estremità finale di un convoglio e quella iniziale del successivo, e le casse sorrette da tre carrelli (ad esempio la locomotiva B0-B0-B0).



(a) Carrello Jakobs impiegato in un treno per l'alta velocità prodotto da Alstom per la compagnia italiana Italo



(b) Locomotiva DF200 prodotta da JR Freight (Japan Railway Company) con configurazione Bo-Bo-Bo

Figura 1.8: Esempi di veicoli ferroviari meno diffusi

1.4.1 Classificazione dei carrelli ferroviari

In letteratura esistono diversi modi per classificare i carrelli ferroviari. Di seguito vengono riportati i più comuni.

Classificazione in base al numero di assi

Questa prima classificazione è la più comune e si rifà agli schemi di rodiggio definiti dalla normativa UIC 612 [2], già discussi nel paragrafo 1.3. Anche se esistono alcune eccezioni, i carrelli di uso comune sono quelli:

- a due assi (figura 1.9)
- a tre assi (figura 1.10)

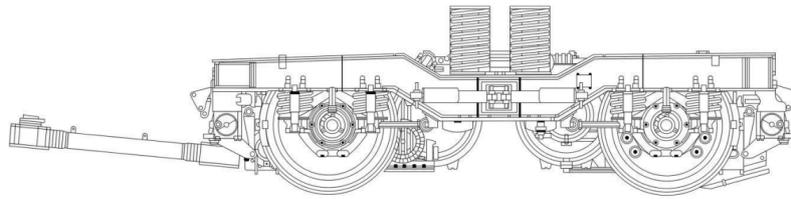


Figura 1.9: Esempio di carrello ferroviario a due assi (prodotto da Bombardier)

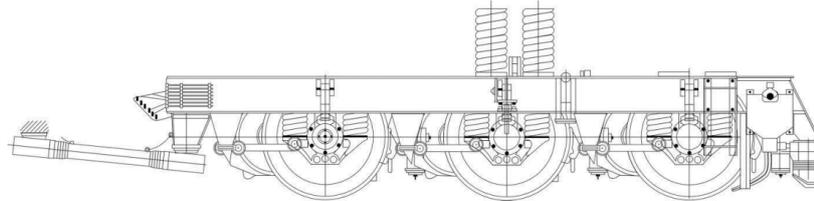


Figura 1.10: Esempio di carrello ferroviario a tre assi (prodotto da Bombardier)

Classificazione in base alla motorizzazione

Questa seconda tipologia di classificazione si basa sulla funzione effettivamente svolta dai carrelli, distinguendoli in:

- carrelli motorizzati
- carrelli portanti

Mentre la prima tipologia si occupa sia di sostenere la cassa che di movimentarla fornendo gli opportuni sforzi di trazione, la seconda tipologia è utilizzata esclusivamente per la funzione di supporto.

Classificazione in base alla capacità di sterzata

Un'altra importante distinzione tra le varie tipologie di carrelli è quella tra:

- carrelli a passo rigido
- carrelli sterzanti

Fanno parte della prima tipologia quei carrelli che si iscrivono in curva e ruotano seguendo esclusivamente il tracciato definito dai binari, senza alcun movimento relativo degli assi rispetto al resto del carrello. Come sarà discusso nel seguito dell'elaborato, nel caso di carrelli a tre assi a passo rigido, spesso l'asse centrale è lasciato libero di compiere spostamenti laterali per migliorare l'iscrizione in curva dell'intero veicolo e ridurre il rischio di deragliamento.

Per la categoria di carrelli sterzanti invece è possibile effettuare un'ulteriore classificazione, distinguendo tra:

- carrelli semi-sterzanti
- carrelli auto-sterzanti
- carrelli sterzati forzatamente

La particolarità di queste tipologie di carrello è quella di avere il passo flessibile; il veicolo sarà quindi in grado di girare in modo automatico, semi-automatico o forzato gli assi rispetto al resto del carrello, garantendo una serie di vantaggi come una migliore iscrizione in curva, un ridotto rischio di deragliamento e una minore usura delle ruote. Chiaramente la scelta di realizzare un carrello sterzante risulta molto più complessa e dispendiosa, per cui spesso non viene adottata.

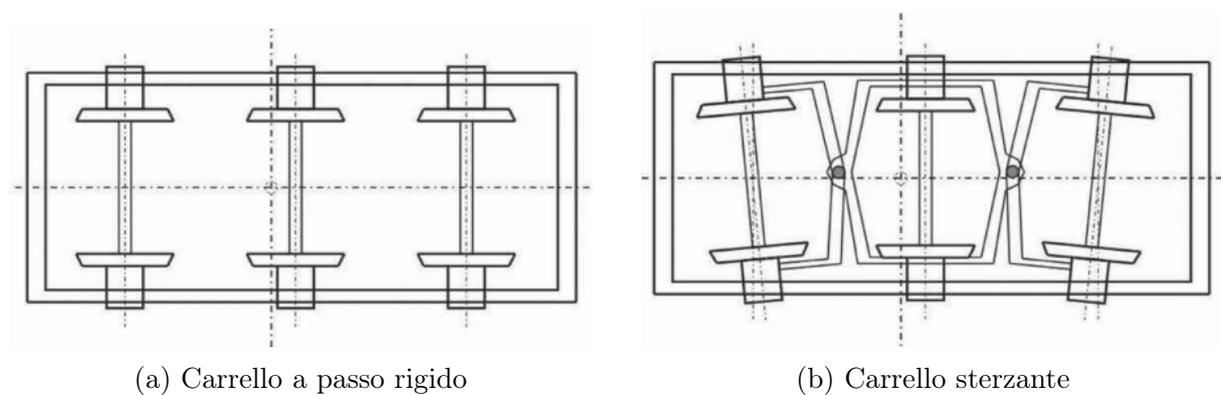


Figura 1.11: Capacità di sterzata dei carrelli ferroviari

Classificazione in base agli stadi di sospensione

Un'ultima classificazione diffusa dei carrelli ferroviari è quella basata sugli stadi di sospensione del veicolo. Si distinguono dunque:

- carrelli a singolo stadio di sospensione
- carrelli a doppio stadio di sospensione
- carrelli a più stadi di sospensione

Con questa classificazione è importante considerare anche l'orientamento delle sospensioni che può essere in direzione longitudinale, trasversale o, più comunemente, verticale.

1.4.2 Componenti principali

Ogni carrello ferroviario ha le proprie caratteristiche e soluzioni costruttive, ma ci sono alcuni componenti che, seppur in configurazioni diverse, sono sempre presenti e ne costituiscono l'architettura di base.

Telaio

Il telaio costituisce l'ossatura dell'intero carrello. Si tratta generalmente di una struttura costituita da due longheroni interconnessi mediante una o più traverse. Viene tipicamente realizzato con scatolati metallici e ha il compito di sorreggere e trasmettere il peso della cassa alle sale montate.



Figura 1.12: Telaio per un carrello ferroviario a tre assi

Sale montate

Le sale montate, spesso chiamate semplicemente sale, costituiscono l'elemento principale del carrello ferroviario. Esse hanno il duplice compito di guidare il veicolo lungo il tracciato definito dai binari e trasmettere gli sforzi di trazione e frenatura su quest'ultimi. La sala non è in realtà un componente unico, ma un assieme costituito da:

- ruote
- assile
- eventuale ruota dentata calettata sull'assile⁴

Le ruote hanno una forma geometrica ben definita, prevalentemente troncoconica e con una flangia laterale; l'obiettivo è quello di minimizzare gli strisciamenti e garantire il mantenimento del veicolo sul tracciato. Il profilo della ruota ha molte particolarità, per cui viene definito nel dettaglio dalla normativa UNI EN 13715 che offre numerose varianti. Uno dei profili più utilizzati è l'S1002 mostrato in figura 1.13.

Le ruote possono essere realizzate in due modi:

- ruote monoblocco: sono realizzate da un unico pezzo fuso; una volta usurate devono essere sostituite integralmente
- ruote con cerchione: sono costituite da due pezzi, una interna (il corpo) e una esterna (il cerchione) che può essere sostituito una volta usurato

⁴Nel caso di assili motorizzati collegati ad un motore tramite un apposito riduttore

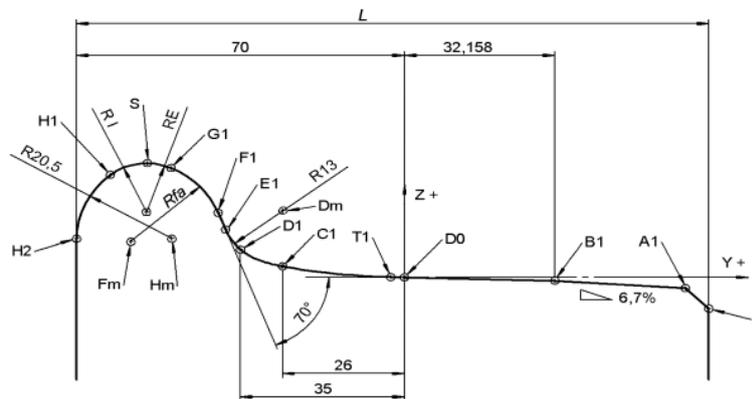


Figura 1.13: Profilo ruota S1002 definito dalla normativa EN 13715

Boccole

Le boccole sono gli elementi di supporto e collegamento delle sospensioni primarie sulle sale montate; possono avere diverse forme, come ad esempio a braccio singolo, a doppio braccio sfalsato o a doppio braccio simmetriche. Vengono calettate sul fusello degli assili tramite cuscinetti (i più comuni sono quelli a doppia corona di rulli conici o cilindrici) e collegate al telaio per mezzo di una o più bielle rigide. Sui piattelli terminali dei bracci delle boccole vengono posizionate le sospensioni primarie, le quali si collegano al telaio con l'estremo opposto.



Figura 1.14: Esempio di boccola a braccio prodotta da FAG (Schaeffler Group)

Sospensioni

Le inevitabili irregolarità nelle superfici delle ruote e nel tracciato rendono necessario per il veicolo ferroviario la presenza di uno o più stadi di sospensioni. Il compito di queste è chiaramente quello di attenuare le sollecitazioni e le vibrazioni, a favore della stabilità di marcia del veicolo e del comfort dei passeggeri. Generalmente, almeno per i treni che trasportano passeggeri, gli stadi di sospensione sono almeno due:

- le sospensioni primarie sono quelle tra il telaio del carrello e le sale; su di esse grava tutto il peso del veicolo, ad eccezione delle masse non sospese
- le sospensioni secondarie sono quelle tra il telaio del carrello e la cassa del veicolo; queste sorreggono solo il peso della cassa e sono generalmente utilizzate per aumentare il livello di comfort dei passeggeri



Figura 1.15: Esempio di un veicolo ferroviario con un doppio stadio di sospensioni

Il primo stadio è quello che interviene per primo nell'assorbire le eccitazioni dovute alle irregolarità, trasmettendole tramite oscillazioni periodiche al resto del veicolo. Per migliorare il comfort dei passeggeri poi, viene spesso aggiunto il secondo stadio di sospensioni, con lo scopo di ridurre la frequenza dell'oscillazione trasmessa alla cassa.

Il secondo stadio non è sempre necessario; in alcuni veicoli come ad esempio le locomotive, il comfort non è un aspetto predominante non essendoci passeggeri a bordo⁵, per cui il secondo stadio può essere facoltativo.

In altri veicoli invece, per incrementare ancor di più la comodità dei viaggiatori, possono essere presenti anche più di due stadi di sospensione.

Sistemi di trascinamento

Questi componenti servono per trasmettere il moto dalle ruote a tutto il resto del veicolo. Sono normalmente presenti due sistemi di trascinamento:

- il trascinamento basso, ovvero quello tra le sale e il telaio del carrello: come già accennato questo avviene tramite delle bielle di collegamento rigido tra le boccole (calettate sugli assili) e il telaio del carrello
- il trascinamento alto, ovvero quello tra il telaio del carrello e la cassa: questo viene in genere realizzato per mezzo di un perno detto "pivot" che scende dalla cassa e si colloca in una opportuna sede nel telaio. Non mancano comunque delle alternative costruttive che verranno dettagliate in seguito (capitolo 4)

⁵Fatta eccezione per il conducente che però ha quasi sempre un sedile ammortizzato che, di fatto, ha lo stesso scopo del secondo stadio di sospensioni per un classico treno passeggeri

Smorzatori

In aggiunta alle sospensioni sono ovviamente presenti anche gli smorzatori, ovvero dei componenti con il compito di attenuare progressivamente le oscillazioni trasmesse dalle sospensioni, fino a farle cessare. Generalmente in un veicolo ferroviario si trovano tre tipologie di smorzatori: verticali, laterali e anti-serpeggio o anti-yaw. Questi vengono ovviamente utilizzati nello smorzamento delle vibrazioni nelle direzioni analoghe. Normalmente sullo stadio di sospensione primaria si usano solo smorzatori verticali, come mostrato in figura 1.16, mentre sul secondario possono essere presenti tutte e tre le tipologie.

In alcuni casi, come ad esempio i carrelli a tre assi, lo smorzatore anti-serpeggio può non essere presente in quanto non strettamente necessario.



Figura 1.16: Esempio di uno smorzatore verticale sul primo stadio

Drive unit

La drive unit è l'unità di motorizzazione del veicolo ferroviario: non è presente in tutti i carrelli, ma esclusivamente in quelli motorizzati. È fondamentalmente composta da due componenti: il motore e il sistema di trasmissione.

Il motore può essere di differenti tipologie in base all'alimentazione (diesel, elettrico o ibrido). Il collegamento con le sale avviene per mezzo dei sistemi di trasmissione che sono sostanzialmente due:

- **Riduttore di velocità:** è il metodo più convenzionale, che prevede la trasmissione tramite un sistema di ingranaggi appositamente dimensionati. La ruota dentata finale è calettata sull'assile o talvolta costruita di pezzo, mentre il pignone viene collegato all'uscita del motore. Spesso il riduttore è monostadio, ma ne esistono anche alcuni a doppio stadio, utilizzati quando il rapporto di trasmissione è più elevato. Con questo sistema di trasmissione, il motore è sostenuto parzialmente dall'appoggio sulla sala (tramite il riduttore), mentre dall'altro lato è collegato rigidamente o elasticamente al telaio. Questo tipo di collegamento viene definito sospensione "a naso" poiché appunto ha un appoggio sulla sala (naso) e dei collegamenti con il telaio. La drive unit dunque, risulterà solo parzialmente sospesa sulle primarie.

- Trasmissione ad asse cavo: In questo caso non è presente una gearbox per la trasmissione del moto; il motore è collegato direttamente all'assile della sala tramite un albero cavo calettato su di questa. L'accoppiamento è quindi diretto, con il vantaggio di ridurre le vibrazioni durante il funzionamento. Con questo sistema di trasmissione il peso del motore viene totalmente sospeso da collegamenti elastici sul telaio.

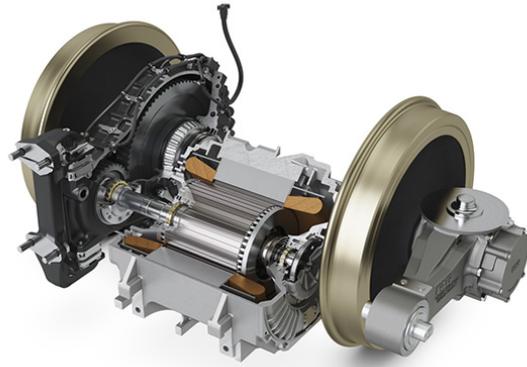


Figura 1.17: Esempio di drive unit con riduttore di velocità

Sistema frenante

Il sistema frenate ha principalmente il compito di regolare la velocità del veicolo e provvedere ad arrestare il moto quando necessario. Si parla giustamente di "sistema" frenante poiché questo non è costituito unicamente dai freni meccanici, ma anche dall'azione frenante del motore; in particolare nel caso di motori elettrici si parla proprio di "elettrofreni".

Per quanto riguarda la parte meccanica, i freni sono dei dispositivi pneumatici e ne esistono sostanzialmente tre tipologie:

- a ceppi: si tratta di pattini che vengono premuti radialmente contro le ruote rallentandole
- a dischi: sono presenti dei dischi sull'assile o direttamente sulle ruote che vengono frenati tramite l'azione di apposite pinze
- integrato: sistema misto tra ceppi e dischi

Capitolo 2

Benchmark

L'oggetto della presente relazione è lo studio delle sospensioni per un carrello ferroviario a tre assi. L'esigenza di questa attività nasce a seguito del commissionamento, da parte della compagnia turca TÜRASAŞ, di un progetto di una locomotiva con schema di rodiggio C0-C0 all'azienda BLUE Engineering di Rivoli (TO).

Prima di entrare nello specifico con lo studio delle sospensioni, è stata necessaria una fase di progettazione preliminare del carrello, con la definizione degli ingombri, dei pesi e delle prestazioni di tutti i componenti principali.

Non avendo riferimenti di progetti precedenti realizzati in azienda, il primo passo è stato quello di raccolta dati; è stata dunque eseguita una attività di benchmarking per analizzare i prodotti presenti sul mercato europeo e mondiale.

Lo scopo era quello di confrontare i dati dei vari prodotti con le specifiche di progettazione richieste dal cliente che verranno presentate nel capitolo 3, al fine di individuare i veicoli più simili e analizzarne le soluzioni costruttive.

2.1 Locomotive C0-C0

Locomotiva Stadler Euro-DUAL

Produttore	Stadler
Alimentazione	Elettrica-Diesel (Dual)
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Lunghezza	23,02 m
Larghezza	2,9 m
Altezza	4,29 m
Peso del veicolo completo	123 ton
Carico massimo per asse	20,5 ton/asse
Diametro ruote	1067 mm (a nuovo)
Velocità operativa massima	120 km/h
Coppia massima allo spunto	500 kN
Coppia massima continuativa	300 kN
Tipologia di sistema frenante	Freni a disco

Tabella 2.1: Caratteristiche della locomotiva Stadler Euro DUAL



Figura 2.1: Locomotiva Stadler Euro DUAL

Locomotiva Softronic Phoenix

Produttore	Softronic
Alimentazione	Elettrica
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Lunghezza	19,8 m
Larghezza	3 m
Altezza	4,5 m
Peso del veicolo completo	126 ton
Carico massimo per asse	21 ton/asse
Diametro ruote	1250/1210 mm (nuovo/usurato)
Velocità operativa massima	120 km/h
Coppia massima allo spunto	440 kN
Coppia massima continuativa	300 kN
Tipologia di sistema frenante	Freni a ceppi

Tabella 2.2: Caratteristiche della locomotiva Softronic Phoenix



Figura 2.2: Locomotiva Softronic Phoenix

Locomotiva CRRC SDD17

Produttore	CRRC
Alimentazione	Diesel
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Lunghezza	21,62 m
Larghezza	3,25 m
Altezza	5,38 m
Peso del veicolo completo	150 ton
Carico massimo per asse	25 ton/asse
Diametro ruote	1050 mm (a nuovo)
Velocità operativa massima	100 km/h
Coppia massima allo spunto	556 kN
Coppia massima continuativa	369,1 kN
Tipologia di sistema frenante	Freni a ceppi

Tabella 2.3: Caratteristiche della locomotiva CRRC SDD17



Figura 2.3: Locomotiva CRRC SDD17

Locomotiva CRRC HXD2C

Produttore	CRRC
Alimentazione	Elettrica
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Lunghezza	xxx m
Larghezza	xx m
Altezza	xx m
Peso del veicolo completo	138 ton
Carico massimo per asse	23 ton/asse
Diametro ruote	1250/1150 mm (nuovo/usurato)
Velocità operativa massima	120 km/h
Coppia massima allo spunto	520 kN
Coppia massima continuativa	370 kN
Tipologia di sistema frenante	Freni a ceppi

Tabella 2.4: Caratteristiche della locomotiva CRRC HXD2C



Figura 2.4: Locomotiva CRRC HXD2C

Locomotiva Dalian Locomotive & Rolling Stock HXD3B

Produttore	Dalian Locomotive & Rolling Stock
Alimentazione	Elettrica
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Lunghezza	22,9 m
Larghezza	2,95 m
Altezza	4,25 m
Peso del veicolo completo	150 ton
Carico massimo per asse	25 ton/asse
Diametro ruote	1250 mm (a nuovo)
Velocità operativa massima	120 km/h
Coppia massima allo spunto	570 kN
Coppia massima continuativa	300 kN
Tipologia di sistema frenante	Freni ad aria

Tabella 2.5: Caratteristiche della locomotiva Dalian Locomotive & Rolling Stock HXD3B



Figura 2.5: Locomotiva Dalian Locomotive & Rolling Stock HXD3B

Locomotiva General Motors EMD SD90MAC

Produttore	General Motors Electro-Motive Diesel
Alimentazione	Diesel-Elettrica
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Lunghezza	24,43 m
Larghezza	3,13 m
Altezza	4,78 m
Peso del veicolo completo	189,6 ton
Carico massimo per asse	31,6 ton/asse
Diametro ruote	1118 mm (a nuovo)
Velocità operativa massima	128 km/h
Coppia massima allo spunto	890 kN
Coppia massima continuativa	734 kN
Tipologia di sistema frenante	Freni a ceppi

Tabella 2.6: Caratteristiche della locomotiva General Motors EMD SD90MAC



Figura 2.6: Locomotiva General Motors EMD SD90MAC

Locomotiva Bryansk Engineering Works 2TE25A

Produttore	Bryansk Engineering Works
Alimentazione	Diesel-Elettrica
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Lunghezza	20 m
Larghezza	3,12 m
Altezza	5,01 m
Peso del veicolo completo	144 ton
Carico massimo per asse	24 ton/asse
Diametro ruote	1050 mm (a nuovo)
Velocità operativa massima	120 km/h
Coppia massima allo spunto	441,5 kN
Coppia massima continuativa	390 kN
Tipologia di sistema frenante	Freni a ceppi

Tabella 2.7: Caratteristiche della locomotiva Bryansk Engineering Works 2TE25A



Figura 2.7: Locomotiva Bryansk Engineering Works 2TE25A

Locomotiva GE Transportation & CRRC Qishuyan Locomotive Company HXN5

Produttore	GE Transportation & CRRC
Alimentazione	Diesel-Elettrica
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Lunghezza	22,3 m
Larghezza	3,12 m
Altezza	4,76 m
Peso del veicolo completo	150 ton
Carico massimo per asse	25 ton/asse
Diametro ruote	1050 mm (a nuovo)
Velocità operativa massima	120 km/h
Coppia massima allo spunto	620 kN
Coppia massima continuativa	565 kN
Tipologia di sistema frenante	Freni a disco

Tabella 2.8: Caratteristiche della locomotiva GE Transportation & CRRC HXN5



Figura 2.8: Locomotiva GE Transportation & CRRC HXN5

Locomotiva GE Transportation ES44DC

Produttore	GE Transportation
Alimentazione	Diesel-Elettrica
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Lunghezza	22,3 m
Larghezza	3,02 m
Altezza	4,7 m
Peso del veicolo completo	189,6 ton
Carico massimo per asse	31,6 ton/asse
Diametro ruote	1067 mm (a nuovo)
Velocità operativa massima	121 km/h
Coppia massima allo spunto	632 kN
Coppia massima continuativa	470 kN
Tipologia di sistema frenante	Freni a ceppi

Tabella 2.9: Caratteristiche della locomotiva GE Transportation ES44DC



Figura 2.9: Locomotiva GE Transportation ES44DC

Locomotiva GE Transportation SD70ACe

Produttore	GE Transportation
Alimentazione	Diesel-Elettrica
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Lunghezza	22,63 m
Larghezza	3,17 m
Altezza	4,85 m
Peso del veicolo completo	195 ton
Carico massimo per asse	32,5 ton/asse
Diametro ruote	1067 mm (a nuovo)
Velocità operativa massima	113 km/h
Coppia massima allo spunto	850 kN
Coppia massima continuativa	698 kN
Tipologia di sistema frenante	Freni a disco

Tabella 2.10: Caratteristiche della locomotiva GE Transportation SD70ACe



Figura 2.10: Locomotiva GE Transportation SD70ACe

2.2 Carrelli ferroviari a tre assi

Oltre alla catalogazione delle principali locomotive C0-C0, è stata eseguita anche una ricerca specifica per i carrelli a tre assi. Sfortunatamente questa non ha fornito una quantità di informazioni altrettanto cospicua, almeno per quanto riguarda i parametri costruttivi, ma in questa fase del progetto, anche delle semplici immagini possono essere di supporto nella valutazione delle possibili soluzioni costruttive di layout.

In figura 2.11 viene mostrato il carrello attualmente più diffuso in Europa, prodotto da Stadler in collaborazione con l'azienda tedesca Vossloh, impiegato nelle locomotive Euro DUAL presentate nel benchmark precedente.

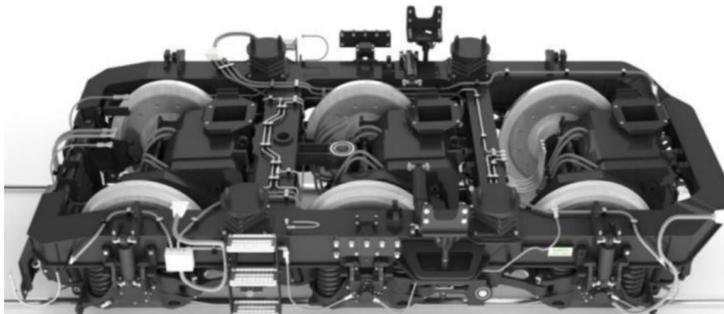


Figura 2.11: Carrello Stadler per la locomotiva Euro DUAL

Un'altra soluzione interessante è invece quella mostrata in figura 2.12, prodotta da Siemens per le loro locomotive ER20CF.



Figura 2.12: Carrello Siemens Vectron SF6 per la locomotiva ER20CF

Rimanendo in campo europeo, una terza soluzione è quella proposta dall'azienda ceca CZ Loko, uno dei principali costruttori di locomotive. La loro proposta di carrello a tre assi viene riportata in figura 2.13 ed è utilizzata nelle locomotive indiane WAG9.

Rivolgendo l'attenzione al continente americano, sono due le soluzioni di carrelli ferroviari a tre assi individuate e ritenute valide anche per applicazioni europee: il carrello FLEXXX Power 120 (figura 2.14) prodotto dall'azienda canadese Bombardier e installato nelle locomotive Blue Tiger (alcune delle quali presenti anche in Europa) e il carrello americano (figura 2.15) prodotto dalla divisione EMD (Electro-Motive Diesel) di General Motors e impiegato nelle locomotive indiane WDG/P4.

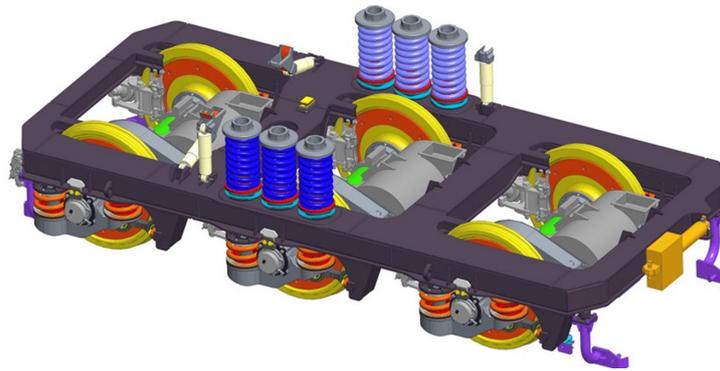


Figura 2.13: Carrello CZ Loko per la locomotiva indiana WAG9

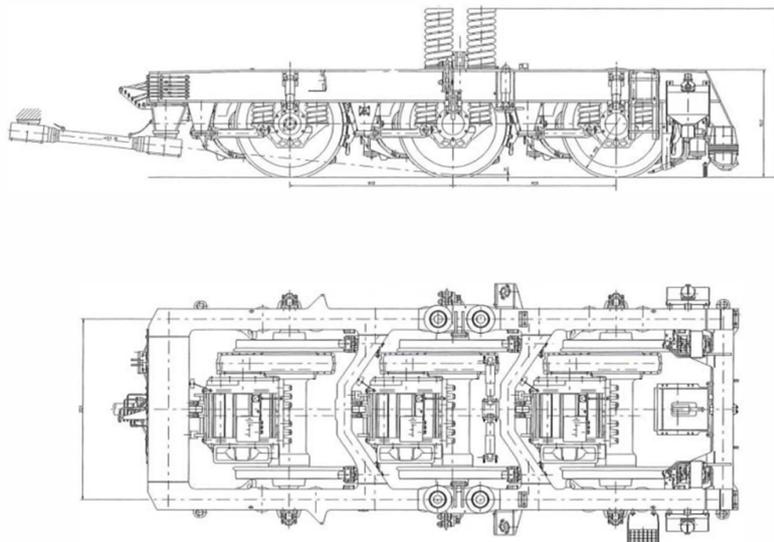


Figura 2.14: Carrello Bombarider per la locomotiva Blue Tiger

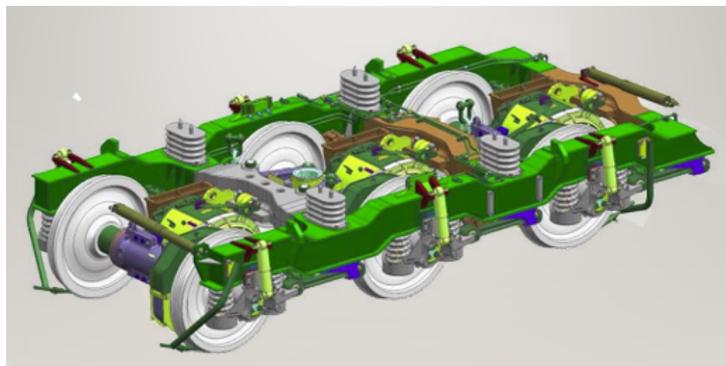


Figura 2.15: Carrello EMD per la locomotiva indiana WDG/P4

Un'altra configurazione utilizzata nelle locomotive C0-C0 indiane come la GT46 PAC è mostrata in figura 2.16. Questo carrello è molto simile a quello di Stadler mostrato in precedenza (2.11) e viene definito HTSC (High Tensile Steel Cast)

Di tutti i carrelli elencati finora non è stato possibile ricavare specifiche tecniche accurate, ma un'attenta analisi delle diverse configurazioni di layout ha permesso una serie di considerazioni sulle soluzioni costruttive che vengono tradizionalmente adottate in questa tipologia di carrelli. Queste considerazioni riguardano i principali elementi dei carrelli (boccole, sospensioni primarie e secondarie, trascinamento alto e basso, telaio e altro ancora) saranno riportate nel capitolo 4 dedicato appunto alle soluzioni costruttive.

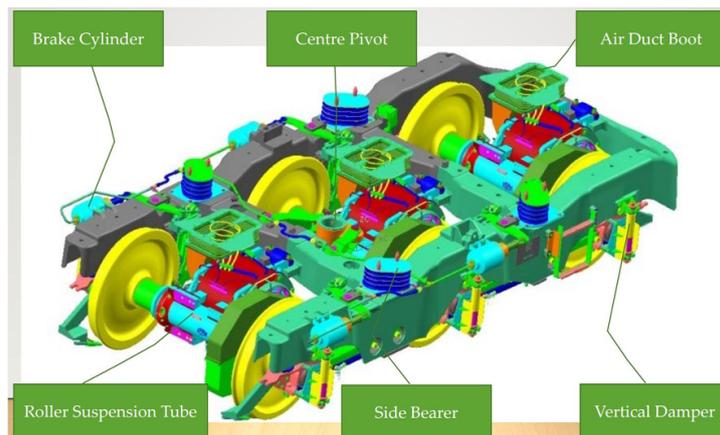


Figura 2.16: Carrello HTSC per la locomotiva indiana GT46 PAC

Qualche informazione più dettagliata è stata invece ricavata per due carrelli dell'azienda cinese CRRC, il più grande produttore mondiale di materiale rotabile in termini di fatturato. Di seguito vengono riportate schematicamente le specifiche tecniche più rilevanti.

Particolarmente interessante è l'informazione sul gioco assiale che viene consentito agli assili tramite i cuscinetti delle boccole, da cui si nota che l'asse centrale è lasciato libero di compiere degli spostamenti laterali per migliorare la stabilità in curva del veicolo. Questo aspetto verrà ripreso più avanti nella trattazione.

Carrello CRRC 160 km/h

Nome	160 km/h Bogie
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Velocità operativa massima	160 km/h
Velocità operativa di progetto	176 km/h
Diametro ruote	1250/1150 mm (nuovo/usurato)
Carico massimo per asse	21 ton/asse
Peso del carrello	28,4 ton
Massa non sospesa	3,07 ton
Passo ruote	2000-2350 mm
Interperno	12,72 m
Potenza dei motori di trazione	1250 kW
Rapporto di trasmissione	3,769
Forza di trazione allo spunto	210 kN
Sospensione del motore	Collegamento rigido al telaio
Raggio di curvatura minimo	125 m ($v \leq 5$ km/h)
Tipologia di freni	Freni a disco
Gioco assiale dei cuscinetti	0-±10-0 mm

Tabella 2.11: Caratteristiche del carrello 160 km/h di CRRC



Figura 2.17: Carrello 160 km/h di CRRC

Carrello CRRC HXD3C

Nome	HXD3C Bogie
Schema di rodiggio	C0-C0
Scartamento	1435 mm
Velocità operativa massima	120 km/h
Velocità operativa di progetto	132 km/h
Diametro ruote	1250/1150 mm (nuovo/usurato)
Carico massimo per asse	23 ton/asse
Peso del carrello	28,6 ton
Massa non sospesa	5,8 ton
Passo ruote	2250-2000 mm
Interperno	10,52 m
Potenza dei motori di trazione	1250 kW
Rapporto di trasmissione	4,81
Forza di trazione allo spunto	≤ 260 kN
Sospensione del motore	Sospensione a naso
Raggio di curvatura minimo	125 m ($v \leq 5$ km/h)
Tipologia di freni	Freni a disco
Gioco assiale dei cuscinetti	$0 \pm 15 - 0$ mm

Tabella 2.12: Caratteristiche del carrello HXD3C di CRRC



Figura 2.18: Carrello HXD3C di CRRC

Capitolo 3

Specifiche tecniche e requisiti normativi europei

Come già accennato nel capitolo 2, lo scopo della presente relazione è il dimensionamento analitico e lo studio mediante simulazioni numeriche delle sospensioni di un carrello ferroviario a tre assi. Tale carrello dovrà essere integrato nella realizzazione di una locomotiva con schema di rodiggio C0-C0, il cui progetto è affidato all'azienda piemontese BLUE Engineering.

L'attività prevede inizialmente la realizzazione di una versione concept del veicolo, con un primo dimensionamento delle prestazioni e degli ingombri delle parti principali e con la definizione di un layout preliminare.

La richiesta del cliente è inoltre articolata nella progettazione di tre versioni alternative di locomotore: una con alimentazione elettrica, una con alimentazione ibrida elettrica e diesel e un'ultima dual (sia alimentazione elettrica che alimentazione ibrida elettrica-diesel).

Sono ovviamente stati forniti una serie di parametri di input e di requisiti tecnici da rispettare nella progettazione dei veicoli, evidenziando anche le eventuali differenze tra le tre versioni richieste. In particolare, oltre il tipo di alimentazione, la differenza principale è la potenza complessiva del locomotore:

- 7350 kW per la locomotiva elettrica
- 3000 kW per la locomotiva diesel elettrica
- 9000 kW per la locomotiva dual

In tabella 3.1 vengono invece riportate le caratteristiche comuni alle tre tipologie di veicolo.

Schema di rodiggio	C0-C0
Velocità operativa massima	120 km/h
Massimo carico per asse	22,5 ton
Raggio minimo di curvatura in corsa	150 m
Raggio minimo di curvatura in deposito	80 m
Potenza del motore di trazione	Max 1200 kW
Sforzo di trazione massimo	Min 500 kN
Sforzo di trazione continuativo	Min 350 kN
Forza d'attrito allo spunto	500 kN
Coefficiente d'attrito allo spunto	0,38
Sagoma limite	G2+GI2 da EN 15273-2
Numero di macchinisti	2
Periodo di esercizio	30 anni, media di 300000 km annui

Tabella 3.1: Requisiti tecnici di progetto comuni per le tre versioni di locomotiva

I veicoli ferroviari dovranno essere progettati secondo le normative e le specifiche tecniche vigenti in campo europeo. In particolare dovranno essere rispettati tutti gli standard presenti nelle normative del CEN (Comité Européen de Normalisation), dell'UIC (Union internationale des chemins de fer) e della TSI (Technical Specifications for Interoperability).

Trattandosi di una tipologia di veicolo mai realizzata prima in azienda, è stata fondamentale una prima analisi delle principali normative con lo scopo di evidenziare requisiti specifici per la progettazione di locomotive e, in particolare, per i carrelli a tre assi.

In particolare sono stati cercati eventuali riferimenti per la progettazione dei principali componenti e aspetti chiave del veicolo:

- telaio
- wheelset (assili e ruote)
- molle ad elica
- elementi in gomma
- sagoma limite
- condizioni di carico

3.1 Telaio

Il telaio del carrello non richiede particolari accortezze normative, tuttavia nella specifica EN 13749 [16] riguardante questo componente, in allegato C, sono state individuate delle formule di calcolo per i carichi dovuti alla corsa del carrello. In particolare le procedure vengono separate in base alla tipologia di veicolo ed è ovviamente presente una sezione relativa alle locomotive.

Vengono differenziate due condizioni di calcolo, una relativa ai carichi eccezionali e una ai carichi normali di servizio. La differenza, come verrà evidenziato nel paragrafo 3.5 riguardante le condizioni di carico, è dovuta al peso dei materiali di consumo e dello staff; questi carichi aggiuntivi non compaiono in modo diretto in ognuna delle formule di calcolo, ma sono talvolta considerati intrinsecamente nei parametri.

Di seguito vengono riportate le formule di calcolo dei vari carichi nelle due condizioni sopraelencate.

Forze verticali

Queste forze vanno applicate su ciascun lato del telaio e il loro calcolo si basa sull'assunzione che la massa della cassa sia equamente distribuita tra i due carrelli e che poggia direttamente sulle traverse laterali degli stessi.

Nel caso di carico eccezionale la formula è la seguente:

$$F_{z1\max} = F_{z2\max} = \frac{F_{z\max}}{2} = \frac{1,4g(M_v - 2m^+)}{4} \quad (3.1)$$

dove:

- M_v è la massa della locomotiva in ordine di marcia
- m^+ è la massa del carrello al netto delle sospensioni secondarie

mentre nel caso di carico in condizioni di servizio normale:

$$F_{z1} = F_{z2} = \frac{F_z}{2} = \frac{(M_v - 2m^+)g}{4} \quad (3.2)$$

Forze trasversali

Le forze trasversali sono quelle che agiscono lateralmente sul veicolo e devono essere applicate all'asse terminale di ciascun carrello.

Nel caso di carico eccezionale vengono calcolate come:

$$F_{y1\max} = F_{y2\max} = \frac{F_{y\max}}{2} = 10^4 + \frac{(M_v + c_1)g}{3n_a n_b} \quad (3.3)$$

dove:

- c_1 è la massa del macchinista
- n_a è il numero di assi di ciascun carrello
- n_b è il numero di carrelli della locomotiva

Per la condizione di carico normale invece:

$$F_{y1} = F_{y2} = \frac{F_y}{2} = \frac{F_z + m^+g}{8} \quad (3.4)$$

Forze longitudinali

Queste forze sono quelle che agiscono nella direzione di marcia, sono dovute allo sforzo di trazione e vanno considerate applicate su ciascuna ruota del carrello.

In condizioni di carico eccezionale la normativa non fornisce una vera e propria formula di calcolo, bensì un valore di accelerazione per la massa del carrello pari ad almeno $3g$, ovvero tre volte l'accelerazione di gravità. Le forze longitudinali possono allora essere calcolate come:

$$F_{xT_{\max}} = \frac{3g \times m^+}{n_w} \quad (3.5)$$

dove n_w è il numero di ruote complessivo del veicolo.

In condizioni di carico normale invece, la formula da utilizzare è:

$$F_{xT} = 0,4 \times \frac{(F_z + m^+g)}{2n_a} \quad (3.6)$$

dove:

- $0,4$ è un valore indicativo del coefficiente di attrito allo spunto μ
- n_a è il numero di assi di ciascun carrello

In questo caso la formula restituisce già il valore di carico applicato alla singola ruota, per cui non è necessario ridividerlo per il numero totale di ruote del carrello.

Forze di torsione longitudinali

Un'ulteriore condizione di carico in direzione longitudinale è quella generata da delle forze di torsione; queste si considerano applicate direttamente sulle ruote, con versi opposti da un lato all'alto del carrello.

In condizioni di carico eccezionale tali carichi si calcolano come:

$$F_{xl_{\max}} = 0,4 \times \frac{(F_z + m^+g)}{2n_a} \quad (3.7)$$

con n_a che indica, ancora una volta, il numero di assi di ciascun carrello.

Nel caso di carichi di servizio normali invece, la formula diventa:

$$F_{xl} = 0,2 \times \frac{(F_z + m^+g)}{2n_a} \quad (3.8)$$

Carico di twist

In questo caso la normativa non fornisce una specifica formula di calcolo, in quanto il twist è una condizione difficile da quantificare analiticamente. Tendenzialmente tale valore viene ricavato da analisi dinamiche su modelli multibody del veicolo. La normativa fornisce però dei limiti percentuali di dislivello dei binari nei quali il veicolo deve ancora essere in grado di mantenere la sua stabilità. Nel caso di carico eccezionale tale valore è dell'1%, mentre si riduce a 0,5% in condizioni di servizio normali.

3.1.1 Confronto dei carichi di un carrello a due assi con uno a tre assi

Un'osservazione particolarmente rilevante, è che alcune delle formule di calcolo riportate nella normativa hanno come variabile il numero di assi del carrello.

Si è dunque pensato di realizzare un confronto numerico tra i carichi che si sviluppano in un generico carrello ferroviario a due assi e quelli che invece sono applicati sul carrello a tre assi.

Per il carrello a due assi sono stati considerati i dati di un vecchio progetto realizzato in azienda. Bisogna notare che questo carrello non era progettato per una locomotiva, ma è stato analizzato come tale al fine di rendere più significativo il confronto.

Per il carrello a tre assi invece sono stati inizialmente utilizzati dei dati approssimativi estratti dal benchmark; successivamente, terminata la fase di progettazione preliminare e realizzata una prima bozza di mass budget, tali valori sono stati aggiornati con quelli reali del carrello in esame.

In tabella 3.2 sono riportati i dati principali dei due carrelli utilizzati nei calcoli.

		2 assi	3 assi	
Massa del veicolo funzionante	M_v	70854	135000	[kg]
Massa del carrello	m^+	8511	28686	[kg]

Tabella 3.2: Masse utilizzate nel confronto tra due assi e tre assi

Va evidenziata fin da subito la notevole differenza di peso che c'è tra i due mezzi, sia nel complesso, sia sul semplice carrello. Tale differenza influenzerà di certo i valori dei carichi.

Nelle successive tabelle 3.3 e 3.4 vengono riportati i risultati nelle due condizioni di carico indicate dalla norma.

Come già accennato, i carichi maggiori che si ottengono per il carrello a tre assi sono dovuti alla grande differenza delle masse dei veicoli e dei carrelli; questo è particolarmente evidente nei carichi verticali e longitudinali eccezionali, e in quelli trasversali di servizio normale.

Condizioni di carico eccezionale		2 assi	3 assi	
Forze verticali	$F_{z1,max}$	186,7	269,2	[kN]
Forze trasversali	$F_{y1,max}$	68,6	84,3	[kN]
Forze longitudinali	$F_{xT,max}$	31,6	71,0	[kN]
Forze longitudinali di torsione	$F_{xl,max}$	35,1	44,6	[kN]

Tabella 3.3: Confronto delle condizioni di carico eccezionali

Condizioni di servizio normale		2 assi	3 assi	
Forze verticali	F_{z1}	133,3	192,3	[kN]
Forze trasversali	F_{y1}	43,9	83,6	[kN]
Forze longitudinali	F_{xT}	35,1	44,6	[kN]
Forze longitudinali di torsione	F_{xl}	17,5	22,3	[kN]

Tabella 3.4: Confronto delle condizioni di carico di servizio normale

3.2 Wheelset

Per quanto riguarda la sala montata completa e i suoi componenti sono state analizzate diverse normative:

- EN 13260 [20]
- EN 13261 [15]
- EN 13262 [19]
- UIC 510-2 [3]
- EN 13103-1 [17]
- EN 13103-2 [18]

Non sono state evidenziate indicazioni specifiche per le locomotive, dunque si sono presi in considerazione i criteri progettuali standard presenti nelle normative sopraelencate.

In particolar modo è stato evidenziato dal codice UIC 510-2 la necessità di avere un diametro ruota di minimo 1000 mm per veicoli con carichi per assi da 22,5 tonnellate e velocità fino a 120 km/h. Questa informazione verrà ripresa nella definizione del layout del carrello, trattata nel capitolo 5.

Le normative EN 13103-1 e EN 13103-2 sono invece state utilizzate, sempre in fase di layout, per la definizione dettagliata della geometria degli assili.

Per quanto riguarda il profilo ruota, tra i diversi disponibili, è stato scelto di adottare uno dei più diffusi, ovvero l'S1002.

3.3 Molle ad elica ed elementi in gomma

Per lo studio delle sospensioni e il loro dimensionamento analitico sono state prese in considerazione le normative relative alle molle ad elica e agli elementi in gomma. Per le prime le norme di riferimento sono la EN 13298 [13] e la EN 13906-1 [11], che verranno ampiamente discusse nel capitolo 6, mentre per gli elementi in gomma non sono state trovate indicazioni rilevanti nell'analisi delle specifiche tecniche di riferimento.

Anche in questo caso, non sono state evidenziate differenze di trattazione tra veicoli passeggeri e locomotive, né tantomeno indicazioni specifiche per i carrelli a tre assi.

3.4 Sagoma limite

La sagoma limite è un concetto chiave nella progettazione di un veicolo ferroviario, un perimetro entro il quale ogni componente del mezzo deve rientrare. La normativa di riferimento è la EN 15273-2:2013+A1:2016 [12] e la sagoma indicata dalle richieste del cliente (capitolo 3) è la G2 + GI2 mostrata in figura 3.1. Anche in questo caso non ci sono indicazioni specifiche per le locomotive.

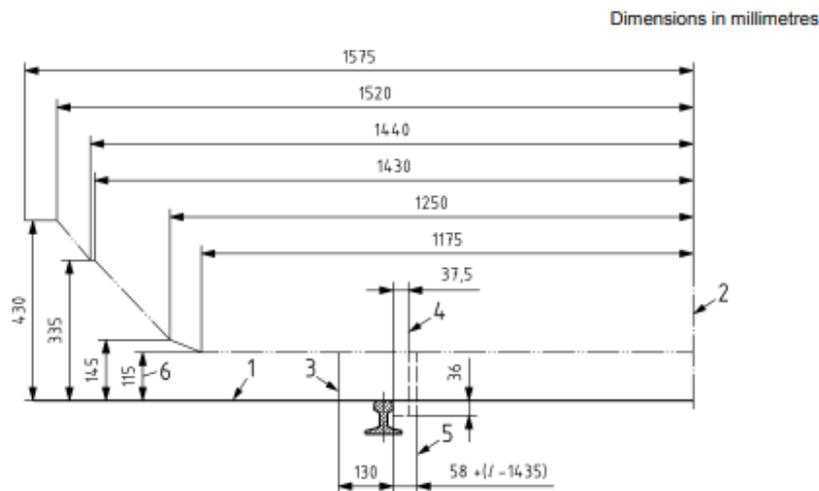


Figura 3.1: Sagoma statica G2 + GI2 estratta dalla EN15273-2:2013 + A1:2016

3.5 Condizioni di carico

Delle indicazioni particolarmente importanti sono state ricavate nella EN 15663:2017+A1:2018 [14] in merito alle condizioni di carico da considerare nel dimensionamento del veicolo.

Generalmente nei treni passeggeri viene definita una condizione di ordine di marcia corrispondente al peso del veicolo in tutte le sue componenti; vanno poi presi in considerazione una serie di fattori aggiuntivi dovuti al carico pagante, ovvero i passeggeri, le merci il carburante ed eventuali altri oggetti di consumo.

Per quanto riguarda le locomotive, la normativa EN 15663 indica che questi veicoli vadano trattati come semplici treni passeggeri, ma senza considerare le aggiunte dovute al carico pagante dei passeggeri. Vengono inoltre differenziate due casistiche per il calcolo delle condizioni di carico: il caso di progetto o "design" e il caso operativo o "operational".

La "design mass in working order" (MVD) viene ricavata dalla "dead mass" (MU), cioè il peso delle varie parti del veicolo, più una maggiorazione dovuta a "consumables, staff and wear allowance" (PCD), ovvero il peso del personale presente sul locomotore e una serie di materiali di consumo normalmente presenti su tutti i veicoli ferroviari, tra cui ad esempio il carburante (per i mezzi alimentati a diesel o con alimentazione ibrida), la sabbia e il liquido lavavetri.

Lo stesso procedimento deve essere seguito per il calcolo della "Operational mass in working order" (MVO), ovvero la somma di MU e PCO.

L'elenco dei PCD e PCO viene riportato in una tabella della normativa mostrata in figura 3.2.

Item	Design consumables (PCD)	Operational consumables (PCO)
Staff (Driver(s), train crew, catering personnel)	80 kg per person (an allowance for personal equipment and belongings is included in this value)	
Fuel	Maximum design quantity	$\frac{2}{3}$ maximum design quantity
Sand	Maximum design quantity	$\frac{2}{3}$ maximum design quantity
Food and beverages including water for drinking and cooking	Maximum design quantity	$\frac{1}{2}$ maximum design quantity
Clean water for washbasins, toilets or dishwashing (shared or independent supply tanks)	Maximum value of the: Design quantity of all clean water tanks or	Maximum value of the: Design quantity of all clean water tanks or
Content of the controlled emission toilet (CET) storage tanks with or without recirculation	Design quantity of all waste water tanks	$\frac{1}{2}$ design quantity of all waste water tanks
Windscreen washer fluid	Maximum design quantity	$\frac{2}{3}$ maximum design quantity
Unlisted consumables	Maximum design quantity	$\frac{2}{3}$ maximum design quantity
Wear allowance	No reduction	Reduction by $\frac{1}{2}$ of the maximum wear

Figura 3.2: Elenco dei PCD e PCO indicati dalla normativa EN 15663

La normativa elenca poi una serie di "normal payload" (PND e PNO) e di "exceptional payload" (PXD), ma in accordo a quanto precedentemente affermato, questi non sono da prendere in considerazione per le locomotive.

Le condizioni di working order o ordine di marcia sono condizioni di carico statico; nel dimensionamento di specifici componenti, come ad esempio le sospensioni, vengono tradizionalmente adottati anche dei sovraccarichi dinamici, che non sono tuttavia indicati nella normativa. Questo aspetto verrà approfondito meglio nel capitolo 6 con il dimensionamento analitico delle sospensioni.

Capitolo 4

Principali soluzioni costruttive per carrelli a tre assi

Prima di poter procedere con la realizzazione di un layout preliminare del carrello, è necessario analizzare quelle che sono le principali soluzioni costruttive storicamente adottate per le varie componenti meccaniche di questo.

Molte delle informazioni sono state ricavate dal materiale presentato al capitolo 2, altre invece sono presenti in letteratura.

4.1 Boccola e sospensioni primarie

Storicamente le prime locomotive C0-C0 erano dotate di un unico stadio di sospensione, il primario. Ancora oggi le sospensioni primarie sono considerate i principali elementi elastici per questi veicoli, ma con il tempo è stato introdotto anche lo stadio secondario.

La soluzione che veniva inizialmente adottata per garantire una migliore ripartizione dell'aderenza è quella del carrello tipo Commonwealth mostrata in figura 4.1. Le sospensioni invece di essere collegate direttamente tra telaio e boccola, sono posizionate su delle barre "equalizzatrici" poste tra un asse e il successivo. Tali barre poggiano sulle boccole degli assili e hanno il compito di ripartire in egual misura il carico verticale su di queste, migliorando le condizioni di aderenza del carrello. Con questa soluzione, i sistemi di guida boccola sono sostanzialmente a parasale rigido.

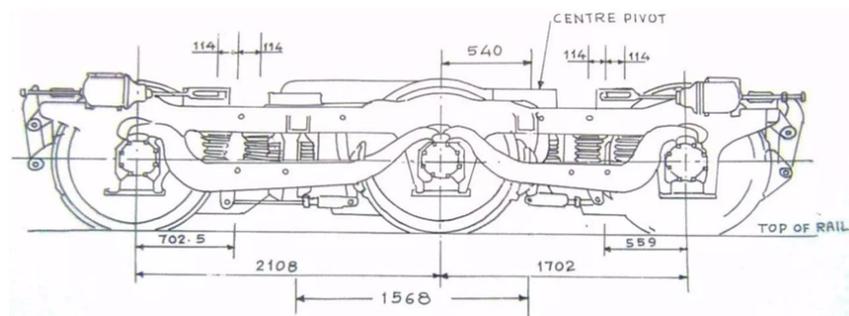


Figura 4.1: Carrello GE di tipo Commonwealth

Una successiva evoluzione di questo carrello ad aderenza migliorata è quella presentata in figura 4.2. In questo caso le barre equalizzatrici, invece di essere semplicemente appoggiate sulla sommità delle boccole, sono incernierate nella parte inferiore. Anche in questo caso le sospensioni primarie sono posizionate tra le barre e il telaio del carrello.

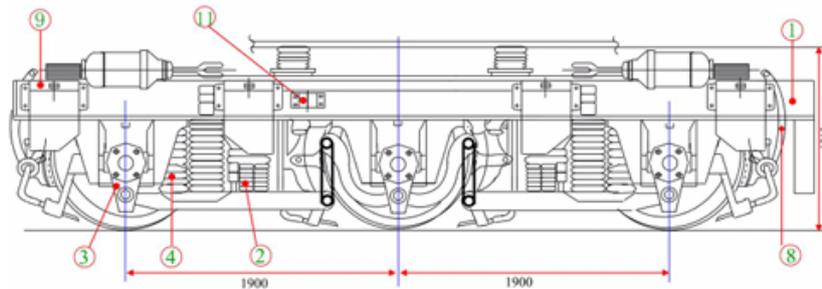


Figura 4.2: Carrello ad alta aderenza della locomotiva indiana WDG2

Con lo sviluppo negli anni successivi dei sistemi elettronici anticabraggio e di controllo della trazione, in grado di ripartire in modo differenziato sul carrello la coppia erogata dai tre motori, sono state eliminate le barre equalizzatrici a favore di una soluzione costruttiva più semplice. La nuova tipologia di carrelli mantiene ancora il sistema di guida boccola a parasale rigido, ma le sospensioni primarie, costituite da semplici molle ad elica della tipologia flexicoil¹, sono montate direttamente tra boccola e telaio. Un esempio è quello del carrello GE U28C mostrato in figura 4.3, simile anche al carrello di produzione indiana per la locomotiva WAP4 MK1.

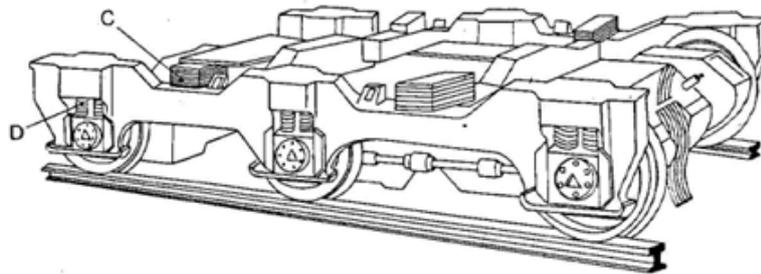


Figura 4.3: Carrello GE U28C

Le soluzioni finora analizzate, tipiche del mondo dell'"Heavy Haul", sono tutte accomunate dal sistema di guida boccola a parasale rigido. Questo sistema viene sfruttato in alcune locomotive anche per la trasmissione dei carichi di trazione, ma richiede una attenta analisi dei giochi longitudinali e laterali tra boccola e telaio, al fine di garantire una adeguata iscrizione in curva (specialmente su curve strette). All'aumentare della velocità tuttavia, questa soluzione tende a compromettere le performance dinamiche, per cui può essere adottata per locomotive con velocità massime fino a 160 km/h e operative nettamente inferiori.

¹Il flexicoil è una particolare tipologia di molle ad elica in grado di lavorare sia in compressione che a taglio

In Europa negli ultimi anni stanno prendendo quota le locomotive a sei assi e con esse è stato sviluppato anche un modello europeo per lo stadio primario di sospensione.

Questo modello prevede l'utilizzo di una boccola a doppio braccio (4.4): le molle possono essere disposte in modo simmetrico sulle due estremità (boccola "a cappello di carabinieri"), o non simmetrico, con lo scopo di meglio regolare l'altezza del pacco molla e quindi la sua rigidità.

Il sistema di guida boccola non è più a parasale rigido, ma come sarà spiegato nel paragrafo 4.3, sono presenti una o più bielle di collegamento con il telaio.



(a) Boccola simmetrica



(b) Boccola asimmetrica

Figura 4.4: Esempi di boccola modello europeo

4.1.1 Cuscinetti

Uno dei componenti più rilevanti dell'intero carrello è sicuramente il cuscinetto della boccola: questo ha il compito principale di consentire la rotazione relativa dell'assile rispetto al corpo della boccola stessa.

Tendenzialmente per applicazioni ferroviarie si utilizzano cuscinetti non troppo elaborati, come ad esempio dei semplici cuscinetti a sfere o a rulli. Nel caso di applicazioni più pesanti, come appunto le locomotive o i treni merci, vengono preferiti cuscinetti a doppia corona, con una maggiore portata in termini di carico radiale. Normalmente sono due le tipologie di cuscinetti utilizzati nei carrelli delle locomotive:

- TBU (Tapered roller bearing unit) - cuscinetti a doppia corona di rulli conici
- CRU (Cylindrical roller bearing unit) - cuscinetti a doppia corona di rulli cilindrici

La differenza tra le due tipologie è che i TBU sono più indicati nel caso di spinte assiali di grande entità, mentre i CRU, per quanto offrano un minimo di resistenza in direzione assiale, sono principalmente scelti per grandi carichi assiali.

Nel caso del carrello a tre assi un ruolo fondamentale lo gioca il comportamento dinamico del carrello in curva. Durante l'iscrizione e l'attraversamento di una curva, essendo i carrelli più lunghi ed avendo anche un ulteriore asse in posizione centrale, avranno una maggiore resistenza e un rischio di deragliamento più elevato.

Storicamente si è fin da subito cercato di risolvere tale problema pensando anche a delle configurazioni sterzanti o semi-sterzanti del carrello; una soluzione molto valida e sicuramente meno dispendiosa però è quella di consentire una spostabilità laterale più o meno libera all'asse centrale.

Idealmente, per avere un ottimo comportamento dinamico, la sala centrale di entrambi i carrelli andrebbe lasciata "flottante"². Questo non è ovviamente possibile in applicazioni reali, soprattutto per il rischio di instabilità in fase di marcia rettilinea (l'asse flottante potrebbe oscillare lateralmente sbilanciando il resto del carrello). Ad ogni modo sono stati sviluppati dei cuscinetti "speciali" a doppia corona di rulli cilindrici, in grado di consentire uno spostamento laterale dell'assile all'interno della stessa boccola, con range fino anche a 20 mm per lato (± 20 mm).

In definitiva dunque, nelle attuali locomotive con carrelli a tre assi, vengono impiegati cuscinetti CRU "speciali" per la sala centrale di ciascun carrello e dei cuscinetti CRU o TBU standard sulle sale esterne.

4.2 Sospensioni secondarie

Inizialmente i carrelli a tre assi non erano dotati di uno stadio secondario di sospensione, ma semplicemente di una ralla rigida per il collegamento tra cassa e carrello; questa non poteva essere posta sul centro carrello a causa della presenza del terzo asse, per cui veniva collocata in una traversa tra il primo e il secondo asse. Altri due appoggi erano invece posizionati sui longheroni laterali tra il secondo e il terzo asse: questi consistevano in delle vaschette dalla forma pseudo-ellittica contenenti olio. I tre punti di appoggio andavano a formare una geometria triangolare con il baricentro corrispondente al centro carrello; un esempio di questa architettura è mostrato in figura 4.5

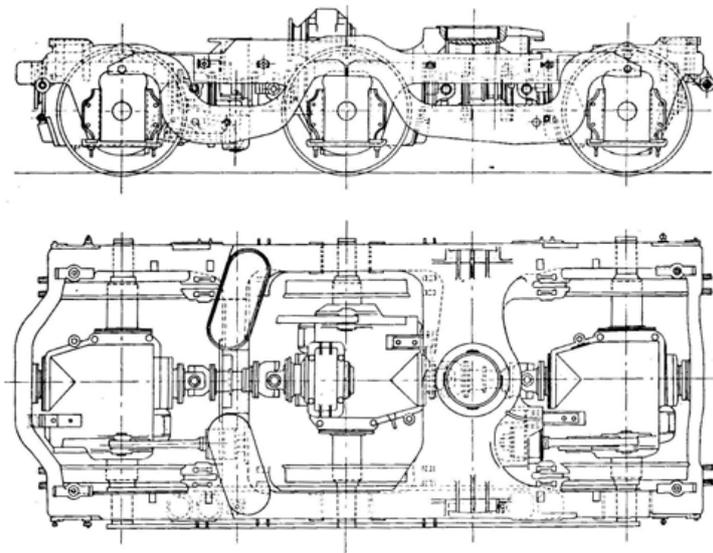


Figura 4.5: Carrello nord-americano di prima generazione

²Completamente libera di spostarsi lateralmente

Il problema di questa soluzione era costituito da una asimmetria di comportamento del carrello nei due sensi di marcia e una peggiore capacità di iscrizione in curva. Quest'ultimo aspetto veniva in parte risolto consentendo un maggiore gioco laterale all'asse più vicino alle vaschette e un passo differenziato tra i tre assi.

In seguito, per risolvere completamente il problema, si cercarono delle soluzioni per riportare in posizione centrale la ralla del collegamento cassa-carrello. Una configurazione rilevante a tal proposito è quella presentata in figura 4.6: in questo caso è presente una traversa con geometria a "H" che poggia sui longheroni del telaio carrello tramite quattro tasselli in gomma armata. Al centro della traversa è presente la ralla per il trascinamento.

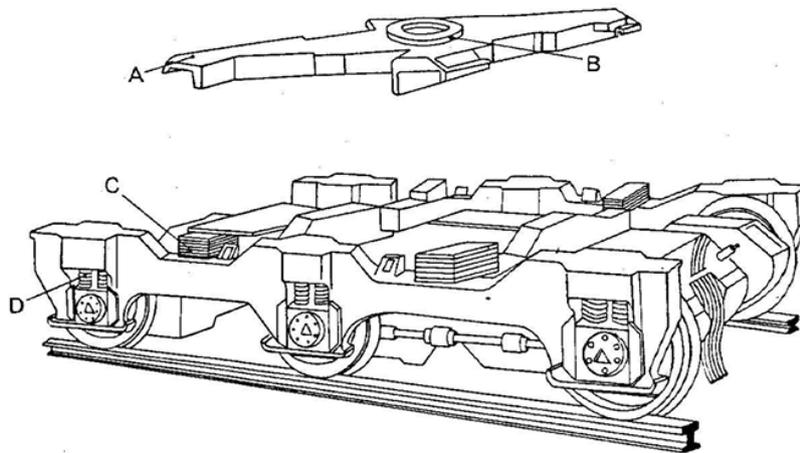


Figura 4.6: Carrello della locomotiva GE U28C con traversa a H e ralla centrale

Bisogna evidenziare che i tasselli in gomma non costituivano un vero e proprio stadio di sospensione secondario a causa della loro rigidità notevolmente elevata (fino a 10-20 volte superiore a quella delle molle ad elica normalmente impiegate nello stadio primario). La loro funzione principale quindi, non era quella di assorbire le oscillazioni, ma di ripartire uniformemente sul carrello il carico trasmesso dalla cassa tramite la ralla. La sospensione del veicolo è ancora da considerarsi, almeno in direzione verticale, monostadio.

In entrambe le soluzioni viste finora, la presenza della ralla e il fatto di avere delle sospensioni sostanzialmente monostadio garantivano una buona capacità di iscrizione in curva, unicamente limitata alle caratteristiche delle molle primarie e dei giochi presenti tra boccola e parasale.

Una notevole differenza è invece stata introdotta sui primi modelli europei di carrelli a tre assi, dove si è ampiamente diffusa la soluzione a doppio stadio di sospensione con molle ad elica flexicoil anche sul secondario (figura 4.7).

Gli esempi più noti sono quelli dei carrelli FLEXXX Power 120 di Bombardier, SF6 di Siemens e il carrello prodotto da CZ Loko per la locomotiva indiana WAG9.

In queste tre soluzioni con sistema flexicoil totale (molle ad elica sia per lo stadio primario che per quello secondario), non è presente alcuna ralla e l'accoppiamento cassa carrello avviene direttamente sulle molle secondarie.

Sia la rigidità laterale che quella ad imbardata sono completamente affidate alle sospensioni secondarie; in direzione longitudinale è invece necessario un sistema di trascinamento che limiti l'escursione tra cassa e carrello in fase di trazione e di frenata.

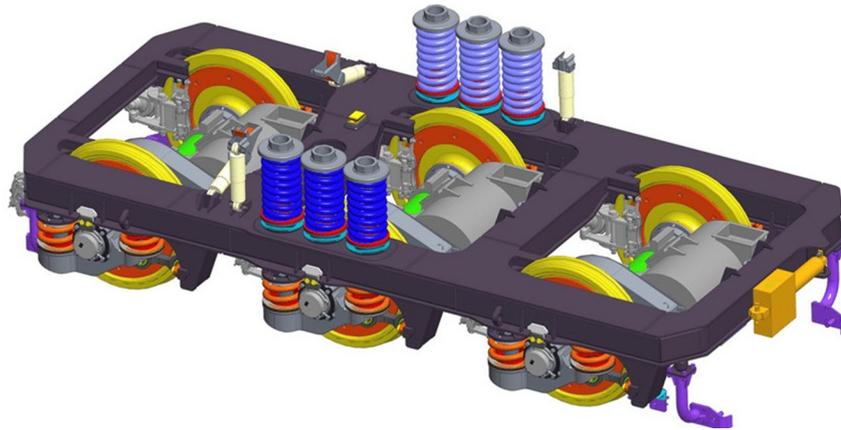


Figura 4.7: Carrello CZ Loko con sistema di sospensione flexicoil totale

Uno dei grandi vantaggi della soluzione con flexicoil totale è il richiamo elastico delle sospensioni, che viene sfruttato per riportare il carrello in assetto dopo le curve. Bisogna poi aggiungere dei tamponi laterali per mantenere il veicolo in sagoma e verificare che la rigidità verticale sia sufficiente per limitare il rollio o, in alternativa, aggiungere delle barre anti-rollio (non presenti normalmente nei carrelli delle locomotive analizzate).

Il principale svantaggio di questa configurazione è invece l'inevitabile innalzamento della cassa del veicolo a causa della maggiore altezza delle molle ad elica rispetto ai tasselli in gomma o semplicemente ad una traversa con la ralla.

Tendenzialmente, i carrelli con entrambi gli stadi di sospensione con molle flexicoil, prevedono per il trascinamento carrello-cassa una lunga asta di trascinamento, in modo da realizzare quest'ultimo ad una quota sufficientemente bassa. Questo aspetto sarà però analizzato nel paragrafo 4.4

Una soluzione ibrida a quelle finora presentate è quella del carrello Mark-1 per la locomotiva indiana WAP-1, mostrato in figura 4.8. Questa soluzione presenta sospensioni con molle ad elica flexicoil su entrambi gli stadi e, in aggiunta, anche la traversa superiore con geometria ad "H" con ralla centrale per il collegamento cassa-carrello.



Figura 4.8: Carrello Mark-1 con sistema di sospensione flexicoil totale e ralla di trascinamento

Bisogna comunque notare che il trascinamento mediante ralla non può scaricare le forze longitudinali di trazione e frenatura sulle molle ad elica secondarie, onde evitare problemi quale l'imbardata del veicolo. Per risolvere tale problema allora, la traversa superiore viene vincolata rigidamente con dei tamponamenti in direzione longitudinale. Questo sistema quindi non si può definire flexicoil totale ma è più corretto indicarlo come un flexicoil parziale in quanto le sospensioni secondarie lavorano solo in direzione verticale e laterale.

Solo di recente, anche nei modelli europei, si è scelto di sostituire le molle ad elica dello stadio secondario con dei tasselli in gomma multistrato. Questa rivoluzione è probabilmente dovuta al fatto che il doppio stadio di sospensione risultava inefficace per garantire l'aderenza in caso di discontinuità del tracciato e per migliorare le caratteristiche di sicurezza del veicolo in curva.

Con questa soluzione si torna dunque ad un sistema di sospensione verticale sostanzialmente monostadio, mentre in direzione laterale e longitudinale, grazie alla nuova configurazione dei tasselli con geometria multistrato, è possibile mantenere proprietà di rigidità più "soft". Ovviamente è richiesta una accurata valutazione delle rigidità dei tasselli sia a taglio che in direzione assiale.

Inoltre non è presente alcuna traversa per la ralla di trascinamento, ma la cassa poggia direttamente sui tasselli che ne scaricano il peso sul telaio del carrello. Il trascinamento avviene mediante un perno che scende dalla cassa e si innesta in una bussola elastica collegata al telaio del carrello tramite una o più bielle.

L'esempio più importante di questo moderno modello europeo di carrello a tre assi è quello prodotto da Stadler e Vossloh per la locomotiva Euro DUAL.

4.3 Trascinamento sale - telaio

I sistemi di trascinamento adottati tra il telaio del carrello e le sale sono i sistemi di guida boccola in parte già analizzati nel paragrafo 4.1. La soluzione costruttiva in questo caso è quindi strettamente correlata al tipo di boccola che si vuole utilizzare.

Nei veicoli meno recenti e tipicamente americani la configurazione più utilizzata era quella del sistema a parasale rigido: in questo caso alla boccola è consentito solo lo spostamento verticale, mentre nelle altre direzioni è il telaio stesso a fare da vincolo. Come già accennato questa soluzione garantisce una buona trasmissione dei carichi di trazione, ma necessita di particolare attenzione nella definizione dei giochi longitudinali. Altrettanto importanti sono gli spostamenti laterali tra boccola e telaio, fondamentali per migliorare l'iscrizione del veicolo nelle curve più strette. Ad ogni modo, questa tipologia di trascinamento peggiora notevolmente le performance dinamiche del veicolo all'aumentare della velocità, per cui non viene impiegata in locomotive con velocità massime oltre i 160 km/h.

Nettamente diversi sono i sistemi di trascinamento adottati nei modelli europei. Vengono in questo caso utilizzate boccole a doppio braccio e il sistema di guida boccola è costituito da bielle di collegamento con il telaio.

Nei primi modelli la soluzione tipica era quella a doppia biella articolata a quadrilatero di Watt (figura 4.9), brevettata da Alstom per locomotive ad alte prestazioni.

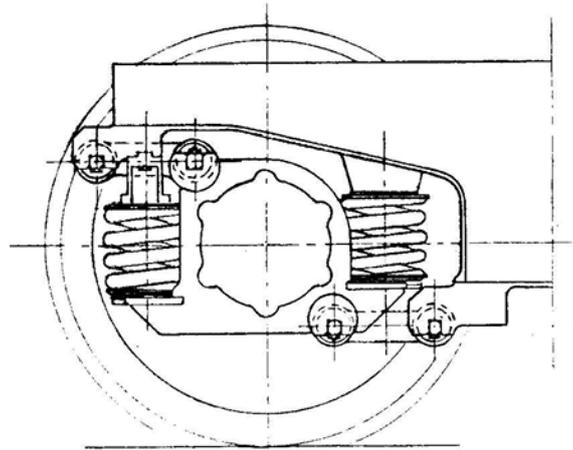


Figura 4.9: Guida boccola a doppia biella brevettata da Alstom

Il vantaggio di questa soluzione era quello di mantenere la boccola sostanzialmente orizzontale, eliminando completamente la possibilità di beccheggio del componente al variare dello schiacciamento delle sospensioni. Inoltre la doppia biella garantiva spostamenti longitudinali molto ridotti anche in caso di applicazione di trazione all'asse. In direzione coassiale ai perni delle bielle erano poi previsti dei tasselli in gomma; una buona progettazione di questi consentiva la regolazione del rapporto tra le rigidità longitudinali (k_x) e trasversali (k_y) del guida boccola, permettendo così di raggiungere elevati valori di velocità critica.

Lo svantaggio di questa soluzione è che, nonostante i tasselli in gomma, ha delle rigidità laterali piuttosto alte: queste limitano lo spostamento consentito alle sale (in particolare la centrale) nell'iscrizione in curva, peggiorando le prestazioni dinamiche del carrello.

Per ovviare a questo problema è stato realizzato il sistema di guida boccola ad oggi più diffuso per i carrelli delle locomotive, ovvero quello a singola biella articolata mostrato in figura 4.10.

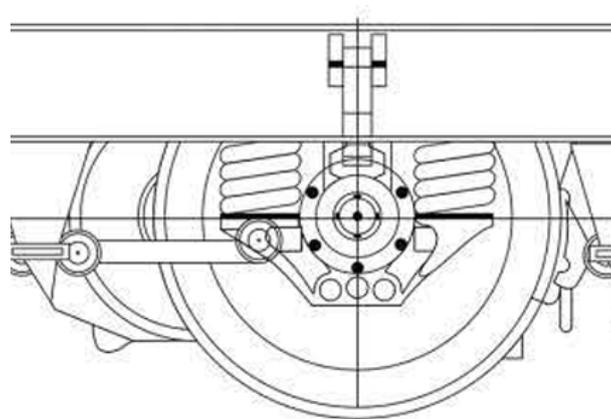


Figura 4.10: Guida boccola a singola biella articolata

Questa soluzione presenta una sola biella con due snodi, uno collegato alla boccola e l'altro al telaio del carrello. Anche in questo caso sono presenti dei tasselli in gomma toroidali sui perni di collegamento della biella. Con questa configurazione, il contenimento del beccheggio della boccola è affidato soprattutto alle sospensioni primarie; la disposizione più adottata per quest'ultime è quella simmetrica e in questo caso la biella per il trascinamento va posizionata quanto più possibile in linea con l'asse delle sale (come mostrato in figura 4.10). Nel caso di una disposizione asimmetrica delle molle invece, la biella viene posta sotto la molla più elevata per compensare eventuali effetti di beccheggio della boccola (figura 4.4b).

La particolarità di questo sistema è che, essendo molto basse le rigidità rotazionali degli snodi della biella, non viene influenzata in alcun modo la rigidità verticale tra boccola e carrello, che risulta completamente affidata alle sospensioni primarie.

In direzione laterale la biella incontra una resistenza piuttosto limitata, che le consente dunque di ruotare; questo fa sì che anche la rigidità laterale del carrello sia completamente affidata alle sospensioni primarie. Queste dovranno avere una rigidità k_y sufficiente a garantire stabilità di marcia a velocità elevate del veicolo, o altrimenti sarà necessario procedere con soluzioni alternative (ad esempio la biella a tre punti presentata in seguito).

In direzione longitudinale infine, la rigidità della biella è sufficientemente elevata e contribuisce a trasferire gli sforzi di trazione e frenatura senza significative escursioni della boccola. Questa resistenza può essere anche "regolata" agendo sulla rigidità radiale dei tasselli in gomma della biella. Bisogna comunque sottolineare che una rigidità longitudinale eccessivamente alta incrementerebbe troppo la resistenza ad imbardata della sala, con il rischio di compromettere l'assetto nell'iscrizione in curva del carrello. Questa rigidità risulta quindi la più difficile da gestire e il suo valore va indagato attraverso opportune simulazioni numeriche.

Un'ultima soluzione possibile (figura 4.11) è quella proposta nel carrello SF2 prodotto da Siemens per la locomotiva Vectron. In questo caso la biella semplice è sostituita da una a tre punti, cioè con geometria a "Y": la differenza fornisce al sistema di trascinamento una maggiore rigidità laterale e una migliore resistenza all'imbardata longitudinale.

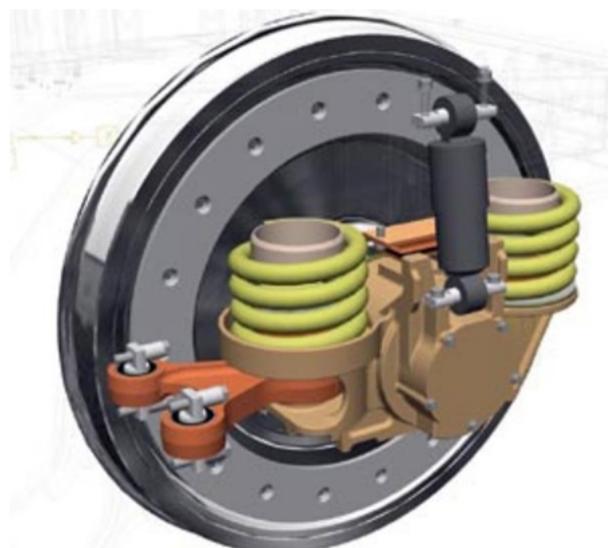


Figura 4.11: Guida boccola con biella articolata a tre punti

4.4 Trascinamento carrello - cassa

Di fondamentale importanza è sicuramente il sistema impiegato per il collegamento e la trasmissione dei carichi longitudinali di trazione e frenata tra il carrello e la cassa del veicolo, ovvero il dispositivo di trascinamento. Le soluzioni possibili sono numerose e, come già accennato, la scelta va fatta anche in relazione alla tipologia di sospensioni adottate nello stadio secondario. L'aspetto chiave è comunque l'effetto del cabraggio che deve necessariamente essere preso in considerazione nella scelta del sistema di trascinamento.

Nelle locomotive più datate non erano presenti i moderni sistemi di controllo della trazione, in grado di ripartire in modo differente lo sforzo sui 6 assi: una eventuale riduzione di carico verticale, e quindi di aderenza, su uno degli assi, comportava una riduzione del carico di trazione dell'intero veicolo.

Uno dei parametri che maggiormente influenza la riduzione di aderenza è proprio l'altezza h cui avviene il trascinamento tra cassa e carrello. Per calcolare tale riduzione si può seguire un approccio semplificato che prevede di partire dal momento di cabraggio della cassa della locomotiva.

Considerando il veicolo in completa aderenza, il tiro complessivo è quello dato dalla somma dei tiri T di ciascun asse, quindi 6 volte T . Tale forza di trazione espressa normalmente in kN viene trasmessa proprio alla quota h cui si trova l'elemento di collegamento longitudinale tra cassa e carrello. Il tiro complessivo è in parte equilibrato da quello trasferito al convoglio all'altezza H dei respingenti (normalmente $H = 1500$ mm). In definitiva quindi si genera un momento di cabraggio della cassa della locomotiva pari a:

$$M_c^* = 6T \times (H - h) \quad (4.1)$$

Tale momento è poi compensato dalla differenza di schiacciamento verticale dei collegamenti cassa - carrelli in corrispondenza delle ralle (o della mezzeria delle molle), e può quindi essere calcolato anche come:

$$M_c^* = 3\Delta Q^* \times i \quad (4.2)$$

dove i è l'interperno e ΔQ^* corrisponde allo scaricamento degli assi del carrello opposto alla direzione di tiro, o in alternativa, al sovraccarico degli assi del carrello nella direzione di tiro. Tale variazione di carico è normalmente differente in base all'asse considerato, ma per semplicità viene considerato di egual misura su tutti gli assi dello stesso carrello.

Eguagliando le due espressioni precedenti si può ricavare lo scaricamento o il sovraccarico verticale degli assi:

$$\Delta Q^* = \frac{2T \times (H - h)}{i} \quad (4.3)$$

Oltre questa variazione di carico dovuta al cabraggio della cassa, va considerata anche quella dovuta al cabraggio del solo carrello. La procedura di calcolo da seguire è pressoché la stessa, ma in questo caso il tiro complessivo è solo di tre volte T , ovvero il contributo dei tre assi del singolo carrello, ed avviene alla quota h :

$$M_c^+ = 3T \times h \quad (4.4)$$

Supponendo che questo momento di cabraggio sia applicato all'asse centrale, sarà equilibrato da un sovraccarico del primo asse e dallo scaricamento opposto del terzo asse

(o viceversa). In questo caso la variazione di carico non ha come braccio di applicazione l'interperno del veicolo, ma semplicemente il passo carrello a :

$$M_c^+ = \Delta Q^+ \times a \quad (4.5)$$

Bisogna notare che quest'ultima equazione è applicabile solo nel caso si carrelli con passo costante tra i tre assi; nel caso di passo differenziato va opportunamente modificata.

Eguagliando le due equazioni si ricava la variazione di carico:

$$\Delta Q^+ = \frac{3T \times h}{a} \quad (4.6)$$

Complessivamente dunque, nel calcolo dello scaricamento o del sovraccarico verticale dei singoli assi, vanno tenuti in conto sia i contributi del momento di cabraggio della cassa che quelli del carrello. Tendenzialmente però, il contributo maggiore è quello dovuto al cabraggio del carrello ΔQ^+ .

In tabella 4.1 viene mostrata una situazione riepilogativa: i segni + stanno ad indicare un effetto di sovraccarico sull'asse, mentre i - uno scaricamento.

Come si nota, l'effetto generato dal cabraggio della cassa è quello di scaricamento di tutti e tre gli assi di uno dei due carrelli (carrello 1 nell'esempio) e sovraccarico dei tre assi dell'altro (carrello 2). Il cabraggio del carrello invece produce effetti differenti sui tre assi dello stesso carrello; come già detto sopra, se si considera l'asse centrale neutro, si ottiene lo scaricamento di uno dei due assi (nell'esempio l'asse 1) e il sovraccarico di quello opposto (asse 3).

I contributi negativi giocano ovviamente un ruolo a sfavore dell'aderenza, contribuendo a ridurre il carico verticale sull'asse. La situazione peggiore nell'esempio mostrato in tabelle 4.1 è certamente quello dell'asse 1 del carrello 1 che ha entrambi i contributi negativi.

	Carrello 1			Carrello 2		
	Asse 1	Asse 2	Asse 3	Asse 1	Asse 2	Asse 3
ΔQ^*	-	-	-	+	+	+
ΔQ^+	-	0	+	-	0	+
ΔQ_{tot}	--	-	- +	+ -	+	++

Tabella 4.1: Esempio di variazione di carico sugli assi a causa del cabraggio

In tabella 4.2 vengono riportati i valori teorici di riduzione di aderenza in funzione dell'altezza h del trascinamento cassa-carrello, per una locomotiva C0-C0, con carico per asse di 22,5 tonnellate, passo carrello costante di 2 metri e interperno tra i carrelli di 14 metri.

In generale si evidenzia il beneficio nell'utilizzo di una "trazione bassa", cioè posta ad una quota h non troppo elevata. Questo consentirà di limitare il momento di cabraggio dei carrelli, limitando dunque il contributo di scaricamento verticale più gravoso ΔQ^+ . Ad oggi comunque, sono stati sviluppati dei sistemi di controllo elettronici (sistemi anticabraggio) in grado di ripartire in modo differenziato lo sforzo di trazione complessivo fornito dai motori agli assi; in questo modo è possibile compensare gli eventuali effetti di scaricamento dovuto al cabraggio senza necessariamente ricorrere ad un trascinamento basso (che resta ad ogni modo una soluzione decisamente consigliata).

h [m]	Riduzione di aderenza
0,1	5 %
0,2	8 %
0,3	10 %
0,4	13 %
0,5	16 %
0,6	18 %
0,7	21 %
0,8	23 %
0,9	26 %
1,0	28 %
1,1	31 %
1,2	34 %

Tabella 4.2: Valori teorici di riduzione di aderenza in funzione della quota di altezza h del trascinamento cassa-carrello

Nei carrelli delle locomotive e dei treni merci, visti gli elevati sforzi da dover trasferire con continuità, sono pensate delle configurazioni ad hoc per il trascinamento tra cassa e carrello.

La prima soluzione, che è anche la più efficace nel ridurre lo scaricamento degli assi, è quella di una trazione bassa realizzata mediante una biella posta sotto il telaio carrello: un esempio è presente nel carrello Bombardier FLEXXX 120 mostrato in figura 4.12. La quota h di questa tipologia di sistema di trazione si può valutare in modo semplificato considerando la proiezione dell'asse della biella fino al punto della rotaia in contatto con le ruote dell'asse centrale. La lunghezza della biella è normalmente intorno a 2 metri o oltre e la sua rigidità è pertanto trascurabile sulla valutazione complessiva della rigidità laterale del veicolo, ma va invece considerata nelle valutazioni dinamiche perché causa un assetto simmetrico che potrebbe comportare problemi nell'iscrizione in curva.

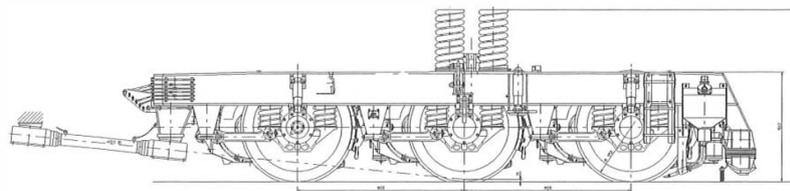


Figura 4.12: Esempio di trascinamento basso tramite biella posta sotto il telaio carrello

Lo svantaggio principale della soluzione con biella di trascinamento è che aumenta gli ingombri, già notevoli, dei carrelli. Normalmente un carrello a tre assi è più grande di uno a due assi, con lunghezze che arrivano facilmente intorno ai 6 metri; l'aggiunta delle bielle di minimo due metri, contribuisce ad allungare ulteriormente l'ingombro del carrello, comportando una riduzione dello spazio utile sotto-cassa necessario per il posizionamento dei serbatoi o di altre componenti del veicolo.

Una soluzione alternativa alla biella di trascinamento è la ralla posizionata su una traversa rigida a forma di H che poggia direttamente sul telaio o, se presenti, sulle sospensioni secondarie (normalmente tasselli in gomma). Questa soluzione non è ovviamente considerabile come "trascinamento basso", perché la quota h cui avviene la trasmissione degli sforzi di trazione è di fatto quella della ralla. In abbinata con questa soluzione saranno dunque indispensabili dei sistemi elettronici di controllo della trazione, necessari per ripartire in modo differenziato lo sforzo ed evitare il cabraggio.

L'ultima soluzione è quella sviluppata nei moderni modelli europei di carrelli a tre assi, ovvero la cosiddetta soluzione con "pivot", ovvero un perno che scende direttamente dalla cassa e si innesta in una bussola elastica collegata al telaio del carrello tramite una o più bielle. Con questa soluzione è possibile mantenere la quota del trascinamento relativamente bassa ed evitare dispositivi che aumentino gli ingombri longitudinali del carrello.

Lo svantaggio di questa soluzione è che, a causa della presenza del terzo asse, il collegamento non può avvenire nel centro carrello, ma avrà sempre una certa eccentricità. Questa viene in parte ridotta perché la sede del perno non è realizzata direttamente su una traversa del telaio, ma è posta all'estremità di una o più bielle di supporto. Come si può notare nell'esempio di figura 4.13 le bielle sono decisamente corte e inoltre la loro presenza è anche vantaggiosa per gestire la quota h del collegamento. La biella o le bielle sono anche in grado di fornire una opportuna resistenza laterale che, insieme con quella degli altri componenti, contribuisce ad impedire le escursioni laterali del carrello.

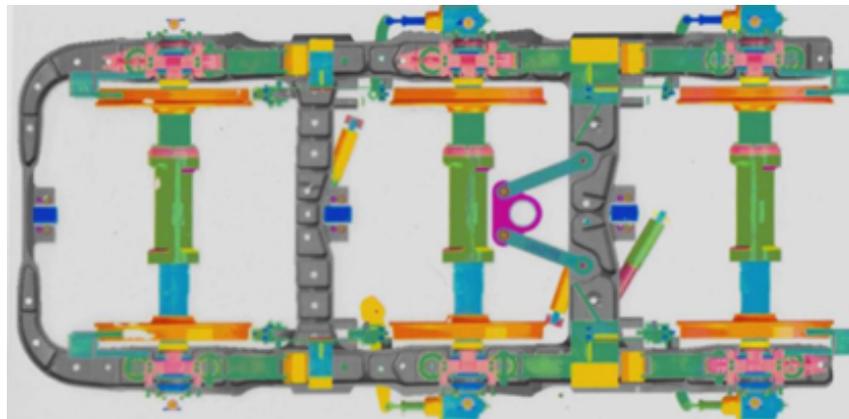


Figura 4.13: Telaio con bussola per il sistema di trascinamento tramite pivot

Per concludere bisogna sottolineare che, nelle soluzioni più recenti e in particolare quelle con sospensioni flexicoil sullo stadio secondario, al sistema di trascinamento è richiesto anche il compito di limitare il molleggio della cassa in direzione longitudinale. Anche nel caso di utilizzo di tasselli multistrato in gomma, se impiegati in modalità analoga la flexicoil, quindi con rigidzze trasversali non molto elevate, è richiesto che il sistema di trascinamento limiti le escursioni longitudinali. Per quanto riguarda quelle in direzione laterale invece, i dispositivi che intervengono sono i tamponi laterali.

4.5 Altri componenti

4.5.1 Smorzatori

Sono sempre presenti degli smorzatori verticali sullo stadio primario di sospensione. tendenzialmente si utilizza uno smorzatore per ogni boccola e questo viene posto centralmente o lateralmente.

Per quanto riguarda lo stadio secondario invece, le soluzioni con molle ad elica flexicoil richiedono l'installazione di smorzatori sia verticali che laterali, mentre per la soluzione con tasselli in gomma sono sufficienti solo gli smorzatori laterali.

4.5.2 Freni

Non ci sono particolari indicazioni sulla parte meccanica del sistema frenante. L'unica osservazione che si può fare è che per velocità fino ad un massimo di 120 km/h si può scegliere di impiegare o dei freni a disco o dei freni a ceppi, mentre al disopra di tali velocità è sempre preferibile l'impiego di freni a disco.

4.5.3 Drive unit

Per quanto riguarda il moto-riduttore le osservazioni da fare sono relativamente poche: per il riduttore si utilizza in genere un solo stadio di ingranaggi con cui si può arrivare a raggiungere rapporti di trasmissione anche abbastanza notevoli, fino a poco più di 5. Il pignone può essere collegato all'albero di uscita del motore o essere già incluso nel case del riduttore; quest'ultimo può avere un prolungamento che avvolge completamente l'asse della sala che ruota al suo interno grazie ad appositi cuscinetti.

Il motore può essere di differente tipologia in base all'alimentazione; il metodo di sospensione più diffuso per i carrelli di locomotive è quello con una biella rigida di collegamento al telaio, ma è talvolta impiegata anche la più diffusa sospensione "a naso".

Capitolo 5

Definizione del layout preliminare del carrello

Una volta analizzate le principali soluzioni costruttive adottate per i carrelli ferroviari a tre assi per locomotive, si sono scelte le architetture dei componenti da utilizzare nel progetto aziendale.

Il carrello di maggiore interesse, per modernità e somiglianza con i parametri progettuali richiesti dal cliente, è risultato essere quello prodotto da Stadler e Vossloh per la locomotiva Stadler Euro DUAL (figura 2.11), una delle poche con configurazione C0-C0 attualmente in circolazione nel continente europeo.

Per lo stadio primario si è scelto di utilizzare una boccola simmetrica a doppio braccio, collegata al telaio mediante una singola biella di trascinamento a due punti, montata in linea con l'asse della sala. Da un catalogo trovato online della casa produttrice SKF è stato individuato un modello di boccola con caratteristiche e prestazioni simili a quelle richieste, per cui si è scelto di utilizzare questa come modello di riferimento. La boccola in oggetto montava dei cuscinetti CRU 160x270, che di conseguenza sono stati riutilizzati, dopo attenta verifica, anche nel progetto attuale. L'unica eccezione, come già accennato nel capitolo 4, va fatta per gli assili centrali dei due carrelli, dove dovranno essere dimensionati dei cuscinetti speciali, che consentano uno spostamento assiale della sala di circa 15 mm per lato (± 15 mm); questa attività ad ogni modo sarà svolta in una fase più avanzata del progetto e con il supporto del fornitore designato, per cui al momento ci si è basati esclusivamente sul cuscinetto semplice CRU 160x270.

Come sospensioni si sono ovviamente adottate delle molle ad elica flexicoil e, come verrà esposto nel capitolo 6, sono state dimensionate due possibili configurazioni: una con molle mono-elica semplici e una con doppia elica concentrica. Come sarà ampiamente discusso, non c'è una grande differenza in termini di ingombro e nemmeno a livello di rigidità verticale del pacco molla, ma cambia invece molto la rigidità laterale che risulta più alta nel caso dei pacchi molla a doppia elica. Inizialmente si è scelto di utilizzare la soluzione a doppia elica, ma come verrà spiegato, a seguito di analisi del comportamento dinamico del carrello, tale scelta potrebbe essere modificata.

Per lo stadio di sospensione secondario si sono adottati quattro tasselli in gomma multistrato con lamierini di rinforzo metallici. Per il trascinamento cassa carrello è stato scelto il sistema con "pivot" che scende dalla cassa e va ad allocarsi in una apposita sede collegata al telaio per mezzo di una biella rigida. Questa biella è posta al disotto della

struttura del telaio, in modo da mantenere il più possibile bassa la quota dove avviene il trascinarsi.

A livello dimensionale si è scelto di partire con un passo ruote costante di 2 metri, successivamente aumentato a 2,15 per esigenze costruttive; l'interperno è stato invece fissato a 13 metri.

Il profilo ruota adottato è il più comune, ovvero l'S1002, e il diametro è stato scelto pari a 1250 mm come verrà evidenziato nel seguito della trattazione. Per l'assile, una volta scelto (in base al cuscinetto) il diametro del fusello pari a 160 mm, si sono seguite le indicazioni della normativa EN 13103-1 per definire accuratamente le proporzioni e le geometrie delle varie parti.

Per la drive unit si è scelto di concentrarsi unicamente sulla versione elettrica della locomotiva, scegliendo dunque a catalogo un motore adatto alle specifiche indicate nel capitolato del progetto. Il riduttore scelto è ad un solo stadio di trasmissione, con il case coassiale all'assile delle sale; in questo modo è facilitata la sospensione del motore direttamente sulle sale e solo parzialmente sul telaio tramite una lunga biella posta nella parte posteriore.

Per i freni si era inizialmente scelto di partire dalla tipologia a ceppi. Successivamente, per una maggiore precauzione progettuale, si è scelto di sostituirli con dei freni a dischi montati direttamente sulle ruote; quest'ultimi risultavano decisamente più affidabili in veicoli di tali portate, anche se la ridotta velocità richiesta al veicolo (120 km/h), rendeva comunque possibile l'impiego dei ceppi. Al sistema frenante pneumatico è stata poi integrata l'azione del freno motore.

Sono infine stati inseriti degli smorzatori verticali su ciascuna boccola e due smorzatori laterali sulla parte superiore del telaio. Non è presente una barra anti-rollio poiché non viene convenzionalmente adottata in questo tipo di veicoli, mentre sono ovviamente presenti dei tamponi laterali laterali

5.1 Dimensionamento preliminare del raggio ruota

La scelta del raggio delle ruote e il dimensionamento delle prestazioni del moto-riduttore sono strettamente correlate: solo ipotizzando un dato di partenza è possibile ricavare tutto il resto. Generalmente allora si ipotizza un valore per il raggio delle ruote e di conseguenza si ricavano i dati preliminari delle prestazioni della drive unit.

In questo caso l'approccio seguito è leggermente diverso, infatti si è scelto di partire da un motore esistente con potenza simile a quella indicata nel capitolato, ma senza verificare se riuscisse a soddisfare le prestazioni di trazione richieste, e di ipotizzare un rapporto di trasmissione. Così facendo si hanno a disposizione sufficienti dati per stimare un raggio minimo delle ruote e, una volta stabilito tale limite, scegliere quello effettivo.

Una volta dimensionate le ruote, si può utilizzare la dimensione fissata come dato di partenza per valutare le prestazioni del moto-riduttore.

Prendendo in considerazione la versione elettrica di locomotiva, le specifiche tecniche indicano una potenza complessiva del veicolo di massimo 7350 kW. Supponendo per semplicità che tale potenza sia imputabile esclusivamente ai motori di trazione e suddividendola per il numero di questi, ne risulta una potenza di 1225 kW per motore. Nel capitolato è tuttavia indicato che la massima potenza dei motori di trazione non debba

eccedere i 1200 kW, per cui questo approccio semplificato di considerare la potenza complessiva pari alla somma delle potenze dei soli motori è certamente penalizzante in quanto sovrastima le prestazioni degli stessi. In questa prima fase tuttavia, dovendo solo stimare il raggio delle ruote, una stima più cautelativa delle prestazioni del motore può essere accettata; questa verrà corretta già nel passo successivo della trattazione.

Prendendo per buona una potenza di 1225 kW per motore, è stato individuato da vecchi progetti aziendali un dispositivo aventi le seguenti caratteristiche:

Potenza continuativa del motore	1224,5	kW
Sforzo continuativo di trazione	66,7	kN
Coppia di trazione all'avviamento	9774	Nm
Coppia di trazione continuativa	7819	Nm

Tabella 5.1: Prestazioni del motore utilizzato per definire il raggio ruota

È stato inoltre ipotizzato un rapporto di trasmissione pari a 4,5, grazie al quale si sono ricavate le coppie di trazione allo spunto e continuative che agiscono sugli assili, ovvero:

- Coppia di trazione sull'asse all'avviamento = 43983 Nm
- Coppia di trazione sull'asse continuativa = 35186 Nm

Nelle specifiche progettuali erano infine indicati i valori di sforzo di trazione dell'intero veicolo, pari a 500 kN allo spunto (83,33 kN per asse) e 350 kN continuativi (58,33 kN per asse). In condizione limite, con un carico di 22,5 tonnellate per asse, tali valori corrispondono ai minimi sforzi di trazione necessari per vincere le resistenze dell'attrito e far muovere il veicolo senza slittare.

Mettendo allora in relazione le coppie di trazione trasmesse dal moto-riduttore sugli assi e gli sforzi di trazione minimi richiesti dalle specifiche progettuali, si possono ricavare i valori minimi di raggio ruota richiesti nelle due condizioni:

$$\text{Raggio ruota}_{\min} = \frac{\text{Coppia di trazione per asse}}{\text{Sforzo di trazione per asse}} \quad (5.1)$$

I risultati sono riportati in tabella 5.2; chiaramente la situazione predominante sarà quella in cui risulta un raggio minimo più alto, ovvero la condizione continuativa con un valore di 0,60 m.

Minimo raggio ruota in condizioni di avviamento	0,53	m
Minimo raggio ruota in condizioni continuative	0,60	m

Tabella 5.2: Minimo raggio ruota necessario in condizioni di avviamento e di moto continuo

Considerando poi la necessaria ritornitura delle ruote a causa dell'usura, con un'inevitabile diminuzione del raggio, per non inficiare sulle prestazioni di trazione si è scelto di sovradimensionare leggermente tale valore, optando per un raggio di 0,625 m.

In definitiva dunque le ruote avranno un diametro di 1250 mm a nuovo, mentre per le condizioni di usura si è scelto di lavorare con 1210 mm in condizioni di usura parziale e 1170 mm in condizioni di usura totale.

5.2 Dimensionamento preliminare della drive unit

Una volta stabilita la dimensione delle ruote nei tre diversi stati di usura è necessario fare un passo indietro e valutare le prestazioni richieste ai motori per riuscire a coprire gli sforzi di trazione e le coppie necessarie al veicolo per muoversi.

In questa fase il cliente a richiesto di valutare l'adattamento di un motore già disponibile, montato su un veicolo simile prodotto negli anni precedenti. Tale motore ha una potenza di 1280 kW, dunque leggermente superiore al limite massimo di 1200 kW imposto dalle specifiche tecniche, inoltre era stato progettato per lavorare insieme ad un riduttore ad un solo stadio di trasmissione con un rapporto di trasmissione pari a 4,82. Le ultime informazioni disponibili su questo motore sono il valore di coppia erogata allo spunto di 10060 Nm e il numero di giri alla massima velocità di progetto pari a 3501 rpm; entrambi questi valori fanno riferimento ad una condizione di metà usura delle ruote, cioè ad un diametro di 1210 mm.

Per valutare l'adattabilità di questo moto-riduttore al veicolo di progetto, ovvero per stabilire se sia o meno in grado di coprire i 500 kN di sforzo di trazione richiesti all'avviamento, sono stati svolti dei calcoli di dimensionamento preliminare per individuare i valori di coppia richiesti in erogazione a ciascun motore.

Nello svolgere questi calcoli le informazioni prese in considerazione come dati di input sono quelli riportati in tabella 5.3:

Massima velocità operativa	120	km/h
Massima velocità di progetto	132	km/h
Diametro ruota a nuovo	1250	mm
Diametro ruota a nuovo	1210	mm
Diametro ruota a nuovo	1170	mm
Rapporto di trasmissione	4,82	/

Tabella 5.3: Dati di input per il dimensionamento del motore

Partendo dalla massima velocità di progetto (10% in più della velocità operativa massima) e dai raggi delle ruote nelle tre condizioni di usura, si sono ricavati i numeri di giri massimi delle ruote che sono rispettivamente:

- 560,23 rpm con ruote a nuovo
- 578,75 rpm con ruote a metà usura
- 598,53 rpm con ruote completamente usurate

Prendendo questi valori e moltiplicandoli per il rapporto di trasmissione, si ottengono i numeri di giri che il motore deve erogare per consentire al veicolo di raggiungere la velocità massima di progetto. Nel caso di ruote a metà usura, tale valore è di 2789,55 rpm, quindi al disotto dei 3501 rpm che è in grado di raggiungere il motore fornito dal cliente: quest'ultimo si può dunque considerare adatto a raggiungere le prestazioni di velocità imposte dalle specifiche progettuali.

Per quanto riguarda invece la valutazione della coppia che il motore deve erogare è necessario partire dallo sforzo di trazione di 500 kN richiesto allo spunto per l'intero veicolo: a questo corrisponde uno sforzo di circa 83,33 kN per asse. Moltiplicando lo sforzo di trazione per il raggio delle ruote (che funge da braccio del momento), si passa alla coppia di trazione sull'asse, rispettivamente di:

- 52083 Nm con ruote a nuovo
- 50417 Nm con ruote a metà usura
- 48750 Nm con ruote completamente usurate

Dividendo poi tali valori per il rapporto di trasmissione, si ottengono i valori di coppia all'avviamento che devono essere erogati da ciascun motore:

- 10806 Nm con ruote a nuovo
- 10460 Nm con ruote a metà usura
- 10114 Nm con ruote completamente usurate

Confrontando la coppia richiesta al motore nelle condizioni di metà usura delle ruote (10460 Nm), con la coppia che questo può effettivamente erogare in tali condizioni (10060 Nm), si nota come il dispositivo proposto dal cliente non sia in grado di soddisfare le prestazioni richieste per il veicolo in oggetto e debba quindi essere modificato o sostituito da uno più prestante.

In linea di massima, non essendo eccessivamente grande la differenza di coppia necessaria, si è pensato di poter incrementare le prestazioni del dispositivo senza modificare eccessivamente le geometrie dello stesso, agendo cioè esclusivamente sul numero di avvolgimenti interni del motore. Per arrivare a soddisfare il requisito dei 500 kN come sforzo di trazione complessivo, mantenendo un rapporto di trasmissione pari a 4,82 e considerando un'efficienza del motore elettrico di 0,98, è necessario che quest'ultimo arrivi ad erogare una coppia di 10671 Nm con ruote in condizioni di metà usura; per avere un minimo di margine si è però scelto di incrementare tale valore fino a 10700 Nm.

Potenza massima (taglia)	1280	kW	
Massimo numero di giri di progetto	3501	rpm	(ruote a metà usura)
Massima coppia di trazione	10700	Nm	(ruote a metà usura)
Rapporto di trasmissione	4,82	/	
Efficienza	0,98	/	

Tabella 5.4: Specifiche del motore dopo l'incremento delle prestazioni

Il nuovo moto-riduttore proposto al cliente, sulla base del modello già esistente, avrà allora le specifiche tecniche riportate in tabella 5.4.

In figura 5.1 sono inoltre riportate le caratteristiche di coppia e di potenza tracciate per il nuovo motore.

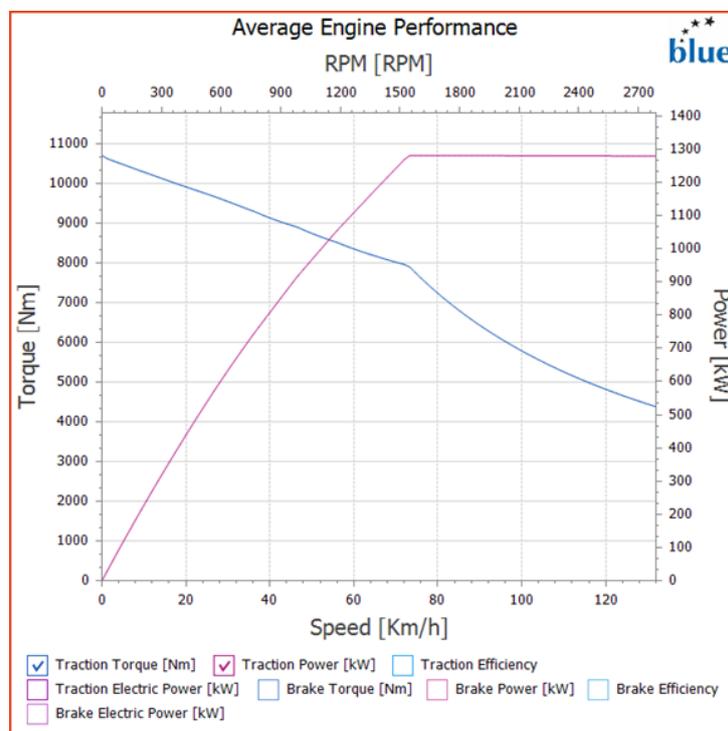


Figura 5.1: Caratteristiche di coppia e potenza del nuovo motore

5.3 Dimensionamento preliminare dei cuscinetti

Come già discusso, in questa prima fase ci si è concentrati esclusivamente sul dimensionamento dei cuscinetti standard CRU 160x270 utilizzati sul primo e sul terzo asse. Per verificare se questo componente potesse essere utilizzato per il veicolo in esame, è stata seguita la procedura di calcolo riportata nel manuale SKF per applicazioni ferroviarie [9] che verrà di seguito riportata.

Per prima cosa la procedura viene differenziata, oltre che dal tipo di cuscinetto, dal tipo di boccola, per cui ci si è riferiti ad una boccola a doppio braccio simmetrica con biella di trascinamento.

I dati di input per la verifica sono riportati nella tabella 5.5. Nel peso del wheelset è stato considerato anche il contributo dovuto alla frazione di massa della drive unit che scarica su di questo, per cui sarebbe più corretto parlare di massa non sospesa. Quest'ultima era stata stimata inizialmente attorno alle 3 tonnellate; successivamente, una volta raggiunto uno stato più avanzato del progetto e definito un mass budget preliminare, tale valore è stato aggiornato a 5,3 t.

Carico statico sull'asse	G_{00}	22,5	ton
Peso del wheelset	G_r	5,3	ton
Diametro ruota (usurata)	D_w	1,17	m
Massima velocità di progetto	v	132	km/h

Tabella 5.5: Dati di input per la verifica del cuscinetto

I parametri caratteristici del cuscinetto indicati dal catalogo SKF sono invece riportati nella tabella 5.6.

Coefficiente di carico statico	C_0	1830	kN
Coefficiente di carico dinamico	C	1080	kN
Diametro interno	d	160	mm
Diametro esterno	D	270	mm
Larghezza corona superiore	B	146	mm
Larghezza corona inferiore	C	170	mm

Tabella 5.6: Caratteristiche del cuscinetto SKF CRU 160x270

Il primo passo della verifica è il calcolo del carico statico G sulla boccola, il quale sarà successivamente impiegato, insieme ad alcuni fattori correttivi, per la valutazione dei carichi radiali ed assiali equivalenti K_r e K_a .

$$G = \frac{G_{00} - G_r}{2} = 84,22 \text{ kN} \quad (5.2)$$

I fattori correttivi da impiegare a questo punto sono rispettivamente:

- Fattore di carico pagante f_0 : questo fattore correttivo è necessario per tenere in considerazione la variazione di carico statico dovute al carico pagante (passeggeri, bagagli ecc). Nel caso delle locomotive non si verificano variazioni significative del "payload", per cui generalmente si assume $f_0=1$.
- Fattore dinamico radiale f_{rd} : questo fattore è utilizzato per tenere in considerazione effetti quasi-statici come il rollio e il beccheggio ed effetti dinamici derivati dal

contatto ruota-rotaia. Generalmente per le locomotive i valori consigliati sono tra 1,2 e 1,4, dunque è stato assunto un valore intermedio $f_{rd}=1,3$.

- Fattore dinamico assiale f_{ad} : ha lo stesso significato del fattore dinamico radiale, ma in questo caso il fattore serve per limitare il carico assiale equivalente. Per le locomotive il valore consigliato è $f_{ad}=0,12$.
- Fattore dinamico di trazione f_{tr} : questo fattore serve per tenere conto di eventuali sovraccarichi radiali dovuti alla motorizzazione del veicolo. Nel caso in esame si è utilizzato $f_{tr}=1,05$.

Definiti i fattori correttivi si può dunque procedere al calcolo dei carichi radiali ed assiali equivalenti:

$$K_r = f_0 \cdot f_{rd} \cdot f_{tr} \cdot G = 114,96 \text{ kN} \quad (5.3)$$

$$K_a = f_0 \cdot f_{ad} \cdot G = 10,11 \text{ kN} \quad (5.4)$$

Lo step successivo è quello di passare dai carichi equivalenti ai carichi medi F_r e F_a , ed infine al carico dinamico equivalente complessivo sul cuscinetto P.

Per prima cosa il carico radiale medio viene calcolato da una composizione dei carichi equivalenti assiale e radiale, che nel caso di boccola simmetrica a due assi è:

$$F_r = K_r + 2 \cdot f_c \cdot K_a \quad (5.5)$$

dove f_c è un fattore geometrico correttivo calcolato come:

$$f_c = \frac{h \cdot D_a}{l} \quad (5.6)$$

I parametri che vengono utilizzati per definire questo fattore sono:

- Diametro medio dell'assile $D_a=212$ mm
- Distanza tra i due punti di applicazione del carico sulla boccola e quindi sul cuscinetto (corrispondente all'interasse tra le sospensioni) $l=516$ mm
- Parametro dipendente dall'altezza del punto di applicazione del carico sul cuscinetto; $h=0,25$ se il carico è applicato al disopra o al disotto dell'anello del cuscinetto, mentre $h=0,10$ se è applicato nel piano centrale di quest'ultimo. Nel caso in oggetto è stato utilizzato $h=0,25$.

In definitiva dunque si ottiene un fattore $f_c=0,10$ con cui si calcola il carico radiale di $F_r=117$ kN. Per quanto riguarda il carico assiale invece viene assunto semplicemente $F_a = K_a = 10,11$ kN.

Generalmente il carico dinamico equivalente viene calcolato come somma del carico radiale e del carico assiale moltiplicato per un fattore di carico proprio del cuscinetto. In questo caso però, trattandosi di un cuscinetto a rulli cilindrici e quindi non progettato per resistere a grandi sollecitazioni assiali, il carico dinamico equivalente viene semplicemente fatto coincidere con quello radiale, ovvero:

$$P = F_r = 117 \text{ kN} \quad (5.7)$$

Per valutare infine la capacità del cuscinetto scelto di resistere agli sforzi cui sarà sottoposto viene calcolato un ultimo fattore, ovvero il rapporto tra il coefficiente di carico dinamico C del componente e il carico dinamico equivalente P cui questo sarà sottoposto:

$$\frac{C}{P} = 9,23 \quad (5.8)$$

L'altra grandezza che interessa poi valutare è la vita di servizio del cuscinetto, che può essere valutata in milioni di giri:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = 1648 \text{ milioni di giri} \quad (5.9)$$

oppure in milioni di km:

$$L_{10s} = \pi \cdot \frac{L_{10} \cdot D_w}{1000} = 6,1 \text{ milioni di km} \quad (5.10)$$

Considerando che secondo le indicazioni di progetto il veicolo dovrà compiere mediamente 300000 km l'anno e dovrà rimanere in funzione per 30 anni, l'impiego di questi cuscinetti consentirebbe di effettuare un unico ciclo di sostituzione intorno ai 15 anni, cioè a metà della vita del veicolo¹.

Per concludere in figura 5.2 vengono riportati dei valori tipici di vita utile e di rapporto C/P per le principali tipologie di veicoli. Come si può facilmente notare il cuscinetto appena dimensionato risulta avere dei valori leggermente maggiori di entrambi i parametri; trovandosi tuttavia in una fase preliminare del progetto, questo sovradimensionamento può ritenersi sicuramente apprezzabile.

Typical basic life and C/P values and mean wheel diameters			
Vehicle type	Basic rating life, million km	C/P value	Mean wheel diameter D_w [m]
Freight cars ¹⁾	0,8	6,8 ⁴⁾	0,9
Mass transit vehicles like suburban trains, underground and metro vehicles, light rail and tramway vehicles	1,5	7,1÷7,7	0,7
Passenger coaches ²⁾	3 ³⁾	7,2÷8,8	0,9
Multiple units	3÷4	7,8÷9,1	1,0
Locomotives	3÷5	6,6÷8,6	1,2

¹⁾ According to UIC International Union of Railways / Union Internationale des Chemins de fer codex, under continuously acting maximum axleload
²⁾ According to UIC codex
³⁾ Some operators require up to 5 million km
⁴⁾ Tapered roller bearing units for AAR Association of American Railroads applications can have, in some specific cases, a lower C/P value down to 5

Figura 5.2: Valori tipici di vita di servizio e rapporto C/P

¹In realtà con una media di 300000 km l'anno si potrebbe tranquillamente lavorare con i cuscinetti scelti per 20 anni, ma essendo comunque necessaria almeno una sostituzione per coprire l'arco di vita prestabilito di 30 anni, è preferibile che questa venga effettuata a metà del ciclo di lavoro

5.4 Dimensionamento preliminare degli smorzatori verticali

Gli smorzatori verticali sono indispensabili per attenuare l'entità delle oscillazioni verticali della cassa rispetto al resto del carrello. Sono montati in corrispondenza dello stadio primario, tra la boccia e il telaio. Ne sono presenti 6 per ogni carrello (uno per ciascuna boccia) e il loro dimensionamento è necessario non tanto per gli ingombri geometrici dei componenti, ma per le loro prestazioni.

L'approccio seguito è molto semplice e consiste nell'approssimare lo stadio primario di sospensione in un sistema dinamico ad un grado di libertà con massa, molla e smorzatore (figura 5.3). Per semplicità si è scelto di ragionare su una singola boccia, in modo da ottenere direttamente lo smorzamento del singolo smorzatore verticale.

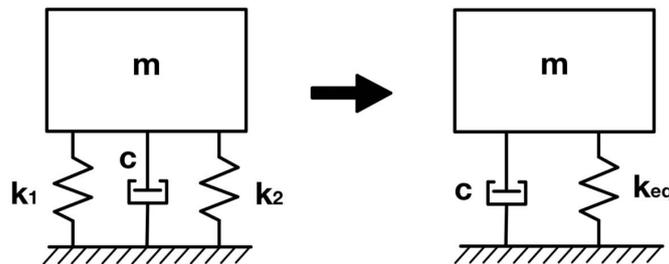


Figura 5.3: Modello dinamico semplificato del sistema boccia

Considerando la condizione di carico più gravosa, ovvero quella in cui agiscono 22,5 tonnellate su ciascun asse, il peso complessivo del veicolo è equivalente a 135 tonnellate; queste vanno a scaricarsi tutte sulle sospensioni primarie, ad eccezione delle masse "non sospese", che scaricano il loro peso direttamente al suolo. Tra le masse non sospese si hanno le ruote, gli assili, le stesse boccole, una frazione della massa totale della drive unit, i dischi dei freni e anche la metà del peso dei pacchi molla delle primarie.

Inizialmente, in assenza di dati più accurati, il valore complessivo delle masse non sospese per ciascun asse era stato stimato pari a 3 tonnellate; successivamente, dopo aver definito meglio il layout preliminare del carrello, scelto i vari componenti e stimato un primo mass budget, tale valore è stato aggiornato, arrivando a circa 5334 kg di massa non sospesa per ciascun asse.

Sottraendo dunque alle 135 tonnellate di peso massimo del veicolo il peso delle masse non sospese moltiplicato per il numero di assi, si ottiene il carico totale che grava sul primo stadio di sospensione. Dividendo poi questo per 6 assi e 2 boccole per ciascuno di questi, si ottiene il carico che agisce su ciascuna boccia, pari a 8583 kg: questo corrisponde alla massa del sistema dinamico ipotizzato.

Per quanto riguarda la rigidità del sistema, essendo la boccia a doppio braccio, bisognerà considerare la rigidità equivalente data dalla somma delle rigidità dei due pacchi molla che lavorano in parallelo. Prendendo ad esempio la rigidità verticale del pacco molla a doppia elica, pari a 816 N/mm, si ottiene una rigidità equivalente per boccia di 1632 N/mm.

Si può a questo punto impostare l'equazione del moto del sistema in forma esplicita:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_{eq}x = 0 \quad (5.11)$$

e passare poi alla forma canonica della stessa:

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 0 \quad (5.12)$$

dove:

$$\xi = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (5.13)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}} \quad (5.14)$$

Si calcola dunque la pulsazione naturale del sistema pari a $\omega_n = 13,8$ rad/s e di conseguenza si stima il valore dello smorzamento critico $c_{cr} = 2m\omega_n = 236706$ Ns/mm.

Tendenzialmente il fattore di smorzamento adimensionale ξ per applicazioni ferroviarie si aggira su valori del 10-15%; scegliendo ad esempio $\xi = 0,1$ si ottiene un valore del coefficiente di smorzamento necessario per ciascuno smorzatore verticale del veicolo pari a $c=23671$ Ns/m. In altri termini, ipotizzando una velocità di oscillazione di 0,1 m/s, si richiedono degli smorzatori verticali in grado di applicare delle forze smorzanti di circa 2367,1 N.

5.5 Layout 2D preliminare del carrello

Di seguito vengono riportate alcune immagini del layout 2D preliminare realizzato mediante il software AutoCAD. Come già più volte accennato, tale layout è stato indispensabile per poter definire e stabilire con sufficiente accuratezza le dimensioni e gli ingombri dei principali componenti, a supporto di una successiva modellazione 3D del carrello. Nonostante non sia generata della messa in tavola del modello tridimensionale, il layout presenta comunque un notevole livello di dettaglio di alcuni componenti, questo perché, per renderlo fin da subito ben definito, non sono state semplicemente abbozzate le forme delle varie parti, ma dove possibile, sono stati riprese dai layout di altri carrelli e riadattate all'applicazione e alle dimensioni di questo progetto.

È importante notare che quella riportata nelle immagini non è la versione più aggiornata del layout preliminare, infatti come si può notare presenta ancora dei freni a ceppi anziché a dischi, la boccola è semplicemente schematizzata e non corrisponde a quella che è stata fornita successivamente, i cuscinetti della boccola (seppur rispettino tutte le geometrie del CRU 160x270) sono dei TBU e anche i tasselli in gomma per lo stadio secondario di sospensione sono differenti da quelli che sono stati adottati successivamente. Ad ogni modo questa versione di layout è sufficiente per valutare gli ingombri della drive unit, del telaio, le lunghezze delle bielle di trascinamento e per definire il passo tra le sale.

Tutte le discrepanze tra il layout riportato in figura e quello descritto nei paragrafi precedenti, sono il frutto di scelte progettuali che sono state modificate o aggiornate durante l'evoluzione del progetto, ma che, non influenzando le geometrie del carrello, non sono state riportate nel layout preliminare bidimensionale, ma direttamente nel modello 3D.

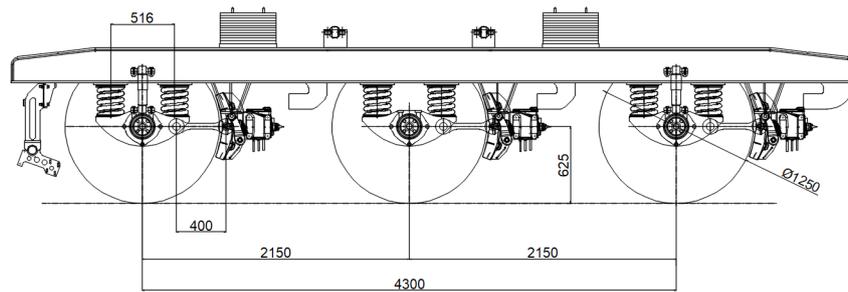


Figura 5.4: Layout preliminare 2D - vista laterale con bocche

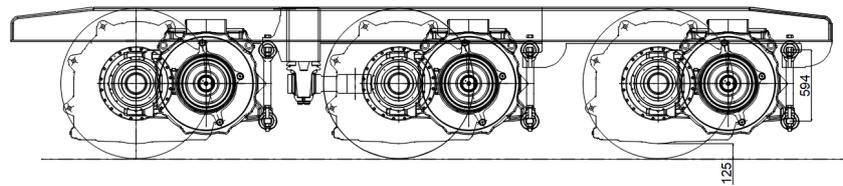


Figura 5.5: Layout preliminare 2D del carrello - vista laterale con drive unit

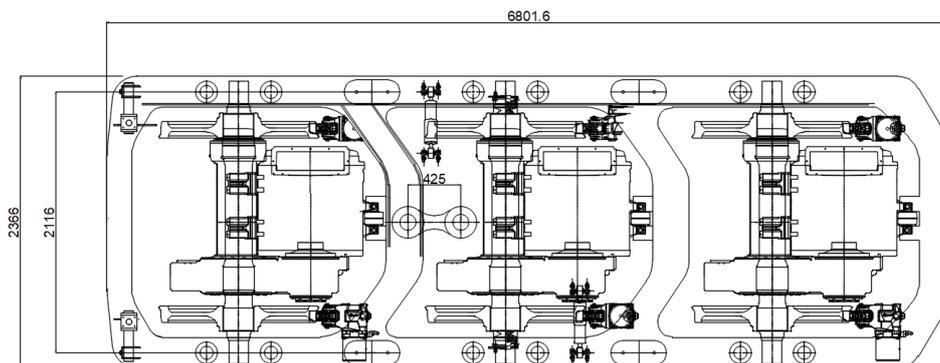


Figura 5.6: Layout preliminare 2D del carrello - vista in pianta

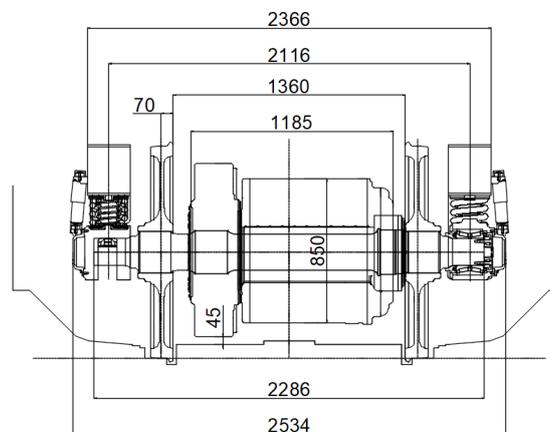


Figura 5.7: Layout preliminare 2D del carrello - vista trasversale

Per concludere in figura 5.8 viene riportata, nelle sue varie viste, la boccola realmente impiegata nella realizzazione del modello 3D, messa a disposizione da un noto fornitore; oltre ad avere una geometria leggermente più definita della boccola mostrata in figura 5.4, presenta anche il cuscinetto corretto, ovvero il CRU 160x270. In figura 5.9 è invece riportato un dettaglio ottenuto dalla messa in tavola del modello tridimensionale, da cui si possono notare, tra le altre cose, la presenza dei dischi freno sulle ruote e delle apposite pinze, la nuova boccola e una geometria più veritiera del tassello in gomma del lo stadio secondario.

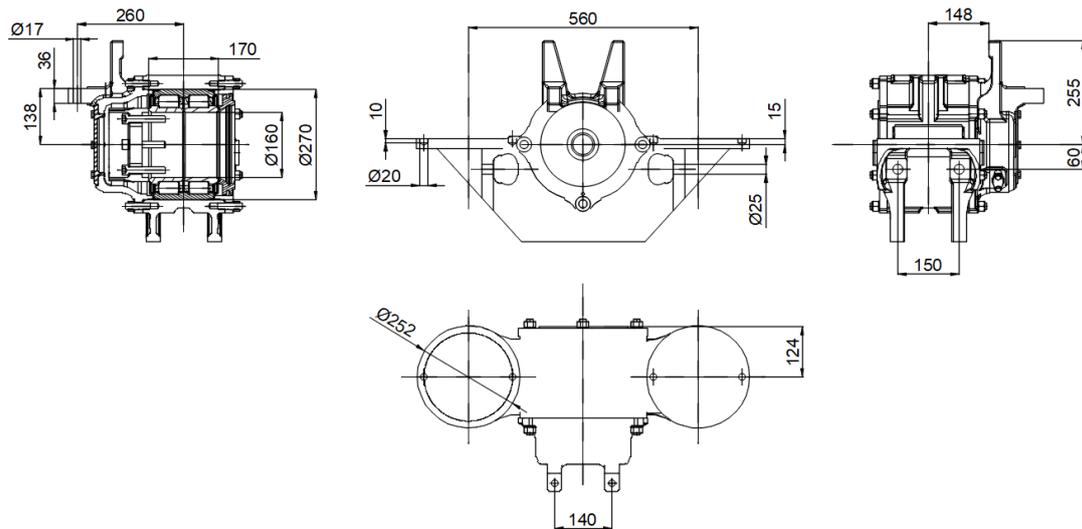


Figura 5.8: Layout boccola per il modello 3D

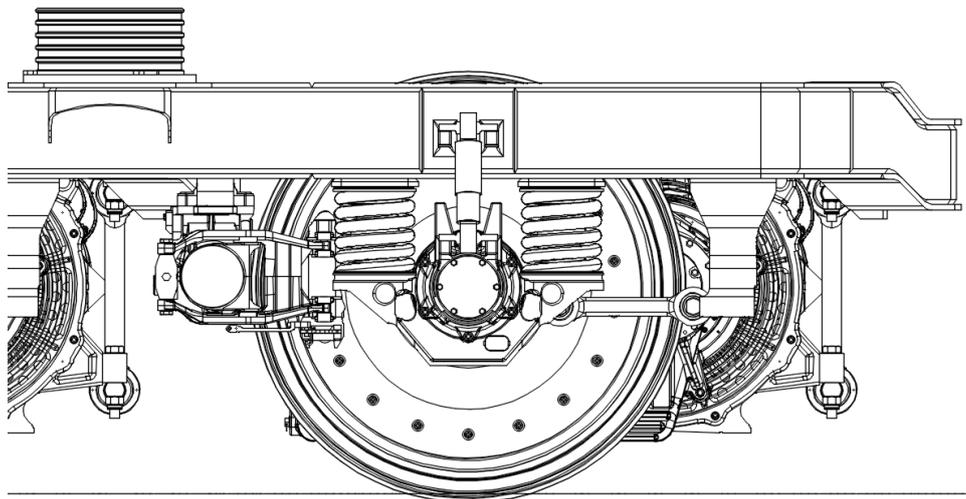


Figura 5.9: Dettaglio laterale dalla messa in tavola del modello 3D

Capitolo 6

Dimensionamento analitico delle sospensioni

Una volta definito il layout preliminare del carrello e stimato un primo mass budget dei componenti, è finalmente possibile passare all'argomento principale della presente relazione, ovvero lo studio delle sospensioni del carrello.

In questa prima fase, verrà descritta tutta la procedura di dimensionamento analitico delle molle ad elica dello stadio primario, eseguita secondo i canoni specificati nelle normative di riferimento EN 13298 e EN 13906-1. Questa è stata implementata e automatizzata in un foglio di calcolo del programma Excel, nel quale al variare di alcuni specifici parametri di input, vengono aggiornate tutti i calcoli di dimensionamento geometrico e di verifica strutturale imposti dalle normative. Come verrà esposto più avanti, per lo stadio primario sono state individuate due differenti soluzioni, una con pacco molla a "doppia elica", ovvero costituito da due molle ad elica concentriche con avvolgimenti opposti, e una con pacco molla semplice, indicata come soluzione "monoelica". Queste versioni alternative differiscono non tanto per la geometria (gli ingombri di massima dei due pacchi molla sono sostanzialmente identici), ma per le prestazioni, soprattutto in termini di rigidità laterale. Al termine del capitolo verranno dunque riportate delle considerazioni per la scelta di una soluzione piuttosto che un'altra.

Infine verrà anche descritta brevemente la procedura di verifica analitica dei tasselli in gomma adottati per lo stadio secondario.

6.1 Condizioni di carico delle sospensioni

Il primo passo da fare per poter dimensionare le sospensioni è quello di calcolare il peso che queste dovranno sostenere nella configurazione statica di partenza detta "ordine di marcia"; di conseguenza verranno poi definite le diverse condizioni di carico statico e dinamico necessarie per le verifiche strutturali. Bisogna notare che le tre versioni di veicolo richieste potrebbero avere dei carichi leggermente differenti; per evitare allora di ripetere più volte il dimensionamento, ci si è tarati direttamente sulla configurazione più pesante, ovvero quella del veicolo con motorizzazione dual.

Nei veicoli ferroviari a due stadi di sospensione le masse in gioco sono normalmente tre:

- massa non sospesa: è la massa di tutti quei componenti che non vengono supportati da nessuno dei due stadi di sospensione e perciò scaricano tutto il loro peso sui binari
- massa semplicemente sospesa: è la massa di tutte le parti del veicolo che gravano direttamente o indirettamente sul primo stadio di sospensione del carrello
- massa doppiamente sospesa: è la massa di tutte le parti del veicolo che gravano esclusivamente sul secondo stadio di sospensione.

Partendo allora dal massimo carico per asse dei carrelli nella configurazione dual, cioè 22,5 tonnellate, e sottraendo il peso delle masse non sospese, si potrà ricavare il carico verticale agente sulle sospensioni primarie. Allo stesso modo, partendo dal peso complessivo del veicolo e sottraendo quello dei due carrelli, si ricava la massa sospesa esclusivamente dal secondo stadio di sospensioni.

Come già accennato nel capitolo 5, inizialmente non si aveva a disposizione un mass budget accurato delle varie parti del carrello, per cui come base di partenza si è scelto di stimare il peso complessivo delle masse non sospese pari a 3 tonnellate per asse. Successivamente, con l'avanzamento del progetto, i valori di massa inizialmente stimati sono stati aggiornati con quelli reali dei componenti, arrivando ad ottenere l'effettiva massa non sospesa di 5,33 tonnellate per asse. I componenti che costituiscono la massa non sospesa sono:

- Assili: 3 per carrello
- Ruote: 6 per carrello
- Boccole: 6 per carrello
- Dischi freno: 12 per carrello (2 per ruota)
- Sospensioni primarie: 12 per carrello; metà del loro peso va considerato come massa non sospesa
- Drive unit: 3 per carrello; una parte del peso complessivo di ciascuna drive unit viene scaricato direttamente sulle sale, per cui va considerato nel calcolo delle masse non sospese

Il peso delle sospensioni è stato ovviamente aggiunto alla fine di un dimensionamento di primo tentativo necessario per poter modellare le molle e valutarne le masse. Ad ogni modo tale contributo non è particolarmente rilevante rispetto alle altre grandezze in gioco e si sarebbe anche potuto trascurare.

Differente è invece il discorso per il peso della parte non sospesa della drive unit, che costituisce uno dei contributi più rilevanti del calcolo. Per individuare la frazione di massa che scarica il suo peso sui binari anziché sul telaio è stato in primo luogo ricercato il baricentro del sistema.

Prendendo come punto di origine l'intersezione tra l'asse della sala e il centro delle ruote dentate del riduttore, sono state ricavate le quote dei baricentri di motore e riduttore, riportate nelle tabelle 6.1 e 6.2 e mostrate in figura 6.1.

m_{motore}	2373	kg
$x_{B,motore}$	578	mm
$y_{B,motore}$	558	mm

Tabella 6.1: Massa e coordinate del baricentro del motore

$m_{riduttore}$	1438	kg
$x_{B,riduttore}$	141	mm
$y_{B,riduttore}$	206	mm

Tabella 6.2: Massa e coordinate del baricentro del riduttore

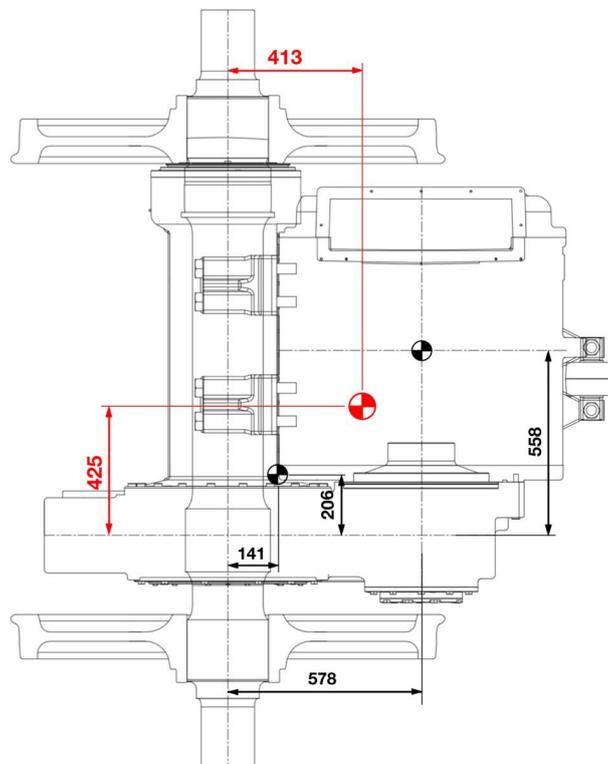


Figura 6.1: Quote dei baricentri di motore, riduttore e drive unit completa

Successivamente, con una semplice media pesata delle coordinate, è stato individuato il centro di massa del sistema completo:

$$x_G = \frac{x_{B,motore}m_{motore} + x_{B,riduttore}m_{motore}}{m_{motore} + m_{riduttore}} = 413 \text{ mm} \quad (6.1)$$

$$y_G = \frac{y_{B,motore}m_{motore} + y_{B,riduttore}m_{motore}}{m_{motore} + m_{riduttore}} = 425 \text{ mm} \quad (6.2)$$

A questo punto non resta che impostare le equazioni di equilibrio della drive unit sui suoi tre punti di appoggio, ovvero i due cuscinetti che collegano la scatola del riduttore e l'assile della sale e la biella tra motore e telaio. Il sistema completo è mostrato in figura 6.2, mentre le tre equazioni di equilibrio impiegate sono:

$$M \cdot (413 + 677) = W \cdot 413 \quad (6.3)$$

$$T \cdot (599,5 + 381) + M \cdot (59,5 + 381) = W \cdot 381 \quad (6.4)$$

$$G + M + T = W \quad (6.5)$$

dove G e T sono le reazioni vincolari sui cuscinetti, M quella sulla biella tra motore e telaio e W il peso totale della drive unit.

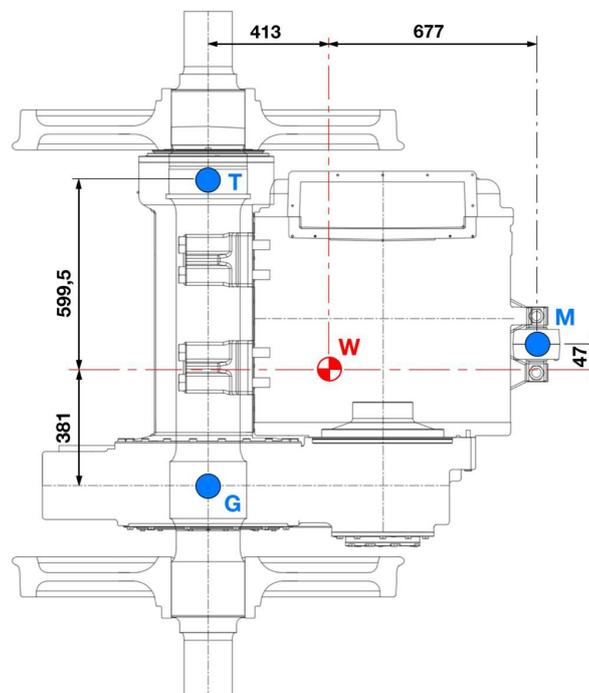


Figura 6.2: Punti di vincolo del sistema drive unit

Risolvendo il sistema di equazioni si ottengono i seguenti risultati:

1. $G = 1535 \text{ kg}$
2. $T = 832 \text{ kg}$
3. $M = 1444 \text{ kg}$

La frazione di massa non sospesa della drive unit sarà quindi data dalla somma dei contributi G e T , per un totale di 2367 kg .

In tabella 6.3 è riportato un mass budget complessivo dei componenti che costituiscono la massa non sospesa; per semplicità si fa già riferimento alle quantità per singolo asse.

Componente	Peso unitario [kg]	Unità per sala
Assile	605	1
Ruota	670	2
Boccola	141	2
Disco freno	158,5	4
Sospensione primaria (parte non sospesa)	26,5	4
Drive unit (parte non sospesa)	2367	1

Tabella 6.3: Mass budget dei componenti non sospesi per asse

Nella condizione statica di riferimento, detta anche "working order" o, come detto sopra, ordine di marcia (ODM), il carico che verrà sostenuto da ciascun pacco molla dello stadio primario di sospensione è:

$$ODM_{\text{primaria}} = \frac{\text{Carico per asse} - \text{Massa non sospesa per asse}}{n^{\circ} \text{ pacchi molla per asse}} = 4291 \text{ kg} \quad (6.6)$$

Passando invece al carico delle sospensioni secondarie, dopo numerose revisioni è stato stimato un peso complessivo del carrello di circa 28520 kg ; il peso del veicolo completo può invece essere ricavato moltiplicando il massimo carico per asse di $22,5$ tonnellate, per il numero complessivo di assi, cioè 6 , ottenendo un valore di 135 tonnellate. Sottraendo dunque al peso totale della locomotiva quello dei due carrelli, si ottiene la massa doppiamente sospesa, ovvero quella della cassa che va a scaricarsi sui 4 tasselli di ciascun carrello. In definitiva allora:

$$ODM_{\text{secondaria}} = \frac{\text{Peso del veicolo} - 2 \cdot \text{Peso del carrello}}{n^{\circ} \text{ tasselli in gomma}} = 9745 \text{ kg} \quad (6.7)$$

Come già spiegato nel paragrafo 3.5 del capitolo 3, la normativa EN 15663:2017+A1:2018 non prevede delle condizioni di sovraccarico eccezionale per la categoria delle locomotive, per cui sarebbe sufficiente considerare la condizione di ordine di marcia e, al massimo, una sua maggiorazione del $10-15\%$ per effetti dinamici. Il motivo per cui non vengono considerati sovraccarichi è che questi sono normalmente dovuti al carico pagante (passeggeri e bagagli), ma nelle locomotive questo non è presente; l'unica variazione di carico rispetto alla ODM è rappresentata dal peso del macchinista (80 kg per la normativa) e dal livello del serbatoio (solo per i veicoli con motore diesel o diesel-elettrico).

Ad ogni modo, per il dimensionamento di specifici componenti del veicolo, come ad esempio le sospensioni, la scelta di adottare delle maggiorazioni rispetto al carico di ODM, può ritenersi cautelativa. Le condizioni di carico fittizie utilizzate per le sospensioni di questo progetto sono:

- ODM: condizione di carico in ordine di marcia
- ODM -35%: condizione di carico all'arresto superiore delle sospensioni¹
- ODM +20%: condizione di carico dovuta ad un sovraccarico statico o dinamico del 20% rispetto all'ordine di marcia
- ODM +30%: condizione di carico dovuta ad un sovraccarico statico o dinamico del 30% rispetto all'ordine di marcia
- ODM +40%: condizione di carico a tamponamento inferiore²
- Montaggio: condizione di carico puramente indicativa, riferita al pre-carico cui la sospensione deve essere sottoposta per consentirne il corretto montaggio (questo deve essere necessariamente superiore all'ODM).

Applicando tali condizioni ai valori di ODM ricavati precedentemente per le sospensioni primarie e secondarie, si ottengono i carichi riportati in tabella 6.4

Condizione di carico	Unità	Sospensione primaria	Sospensione secondaria
ODM -35% (A.S.)	kg	2789	6334
ODM	kg	4291	9745
ODM +20%	kg	5150	11694
ODM +30%	kg	5579	12669
ODM +40% (T.I.)	kg	6008	13643
Montaggio	kg	4800	11271

Tabella 6.4: Condizioni di carico per il dimensionamento delle sospensioni

6.2 Dimensionamento delle sospensioni primarie

Il primo passo del dimensionamento è ovviamente quello di definire i parametri geometrici iniziali e il materiale di cui saranno costituite le molle. Sfruttando poi le condizioni di carico precedentemente definite, si procede al calcolo dei parametri elastici di rigidità verticale e laterale. Per concludere infine, seguendo le indicazioni delle normative, si svolgono tutte le verifiche geometriche, quelle di resistenza ai fenomeni di snervamento, fatica e instabilità elastica, e si valuta l'entità degli spostamenti laterali e verticali.

¹L'arresto superiore è una condizione che si verifica quando le sospensioni, anziché lavorare in compressione, si trovano a lavorare in trazione, producendo uno scaricamento rispetto all'ODM

²Il tamponamento inferiore è la condizione che si raggiunge quando la sospensione raggiunge il massimo schiacciamento consentito, oltre il quale intervengono i tamponi inferiori per evitare che le molle lavorino a pacco

6.2.1 Dimensionamento geometrico

Come grandezze di input, viene richiesto nel foglio di calcolo di assegnare quattro valori dimensionali:

- d : diametro del filo della molla
- D : diametro medio della molla
- n : numero di spire attive della molla
- L_0 : lunghezza libera della molla (senza nessun carico applicato)

Questi valori possono essere scelti arbitrariamente ed eventualmente modificati per far sì che tutte le verifiche normative siano rispettate. Per evitare di procedere in modo del tutto casuale però, possono essere fatte alcune considerazioni:

1. Il diametro medio della molla è inversamente proporzionale alla sua rigidezza: più D aumenta e più la rigidezza diminuisce. Al contrario la flessibilità aumenta all'aumentare del diametro medio.
2. Il diametro del filo al contrario, è direttamente proporzionale alla rigidezza della molla: aumentando d aumenta di conseguenza anche la rigidezza. Un diametro del filo troppo grande tuttavia, provoca una riduzione della resistenza a snervamento e potrebbe portare problemi a livello geometrico.
3. Il numero di spire attive è proporzionale alla resistenza a snervamento e a fatica della molla: aumentando n quindi, vengono incrementate le prestazioni di lavoro del componente, rendendo più facile la verifica dei requisiti normativi. Di contro tuttavia, un eccessivo numero di spire attive, comporterebbe una elevata flessibilità della molla, con conseguente riduzione delle rigidezza.
4. L'altezza libera infine, è il parametro che meno influenza le prestazioni in termini di rigidezza e resistenza. Questa grandezza va tuttavia scelta con accuratezza, poiché se troppo grande potrebbe portare a problemi di altezza eccessiva del carrello, mentre se troppo basso rischierebbe di influire negativamente nelle verifiche dimensionali richieste dalla normativa.

Una volta attribuiti dei valori ai quattro parametri di input, una serie di altre grandezze possono essere ricavate, fino a caratterizzare completamente la molla dal punto di vista geometrico e dimensionale.

Diametro interno e diametro esterno:

$$D_i = D - d \quad (6.8)$$

$$D_e = D + d \quad (6.9)$$

Numero di spire totali:

$$n_{tot} = n + n_m + n_e \quad (6.10)$$

dove $n_m = 0,2$ è il numero di spire morte e $n_e = 1,5$ quello delle spire di estremità. I valori di queste due grandezze sono indicati direttamente dalla normativa EN 13906-1.

Spring index

$$w = \frac{D}{d} \quad (6.11)$$

questo coefficiente è un indicatore dimensionale che sarà impiegato nel seguito per la verifica a fatica.

Fattore correttivo degli stress

$$k = \frac{w + 0,5}{w - 0,75} \quad (6.12)$$

questo è un fattore correttivo degli stress delle molle da utilizzare nel caso in cui le tensioni siano dovute a carichi dinamici.

Altezza a pacco della molla

$$L_c = (n_{tot} - 0,3) \cdot d \quad (6.13)$$

questa formula di calcolo è riportata nella EN 13906 per le molle formate a caldo con estremità chiuse e rettificate

Massimo incremento del diametro esterno sotto carico

$$\Delta D_e = 0,1 \cdot \frac{m^2 - 0,8md - 0,2d^2}{D} \quad (6.14)$$

dove il coefficiente m, per molle con estremità chiuse, è:

$$m = \frac{s_c + nd}{n} \quad (6.15)$$

con $s_c = L_0 - L_c$ che rappresenta la massima deflessione della molla (dall'altezza libera fino ad arrivare a pacco).

A questo punto del dimensionamento, tutta la geometria del componente è stata caratterizzata e si può di conseguenza procedere ad una serie di verifiche.

1. Numero di spire attive

Come indicato nella normativa EN 13906-1, il numero di spire attive deve essere $n \geq 3$

2. Spring index

Sempre in accordo con la normativa EN 13906-1, il rapporto tra il diametro medio della molla e il diametro del filo, ovvero il coefficiente dimensionale w , deve essere $3 \leq w \leq 12$.

3. Distanza tra le molle

Questa verifica va fatta solo nel caso della soluzione a doppia elica e serve per stabilire se tra la molla esterna e la molla interna vi sia un distanziamento sufficiente, che non consenta eventuali interferenze durante il funzionamento. Non esiste in questo caso un valore limite stabilito dalle normative, ma ci si basa sull'esperienza del progettista. In questo caso, per la soluzione doppia elica, si è ritenuta sufficiente come valore limite una distanza di 8 mm. La verifica imposta è allora:

$$\frac{D_{molla\ esterna} - D_{molla\ interna}}{2} \geq 8\ \text{mm} \quad (6.16)$$

4. Altezza minima ammissibile

Le molle per applicazioni ferroviarie lavorano normalmente in compressione. durante il funzionamento dunque vengono sottoposte a degli schiacciamenti che ne riducono l'altezza. Fisicamente la lunghezza più bassa si raggiunge quando le molle arrivano a pacco, cioè alla massima compressione possibile, con le spire adiacenti che arrivano a toccarsi. Quest'ultima condizione può tuttavia risultare pericolosa per la resistenza del componente elastico e va assolutamente evitata. La normativa EN 13906-1 definisce a tal proposito una altezza minima ammissibile per le molle elicoidali, calcolata come:

$$L_n = L_c + S_a \quad (6.17)$$

dove L_c è l'altezza a pacco e S_a la sommatoria dei minimi gap accettabili tra le spire attive, che per una molla formata a caldo si calcola come:

$$S_a = 0,02n \cdot (D + d) \quad (6.18)$$

Nel caso di molle sollecitate con carichi dinamici come nel caso in esame, la normativa richiede di raddoppiare il valore di S_a .

In definitiva quindi la verifica da effettuare è che l'altezza a pacco sia inferiore all'altezza minima ammissibile e che l'altezza a tamponamento inferiore, cioè la minima altezza che la molla può effettivamente raggiungere durante il funzionamento, sia maggiore o uguale all'altezza limite:

$$L_c < L_n \leq L_{T.I.} \quad (6.19)$$

5. Distanza tra le spire

L'ultima verifica su parametri geometrici è indicata nell'allegato 1 della normativa EN 13298 e serve per valutare se la distanza tra le spire attive è sufficiente per garantire il corretto funzionamento della molla. Per questa verifica la normativa specifica due possibili metodi alternativi; per considerare accettabile la distanza tra le spire è sufficiente che la verifica sia soddisfatta da almeno uno dei due metodi.

Il primo metodo è basato su un coefficiente di distanza che valuta lo spazio tra le spire attive rispetto al diametro del filo. La verifica prevede che tale coefficiente debba essere maggiore di un valore minimo:

$$\alpha \geq \alpha_{min} \quad (6.20)$$

con $\alpha_{min} = 0,4$.

Il coefficiente di distanza viene calcolato come:

$$\alpha = \frac{L_j - (n + 1) \cdot d}{n \cdot d} \quad (6.21)$$

dove L_j è l'altezza della molla quando è sottoposta ad un carico di riferimento F_j e n il numero di spire che è stato imposto o che, in alternativa, si può calcolare come:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{K_s \cdot (D_i + D_e)^3} \quad (6.22)$$

con K_s rigidità verticale della molla.

In assenza di altre indicazioni la normativa stabilisce anche le formule di calcolo del carico di riferimento F_j per le diverse tipologie di veicolo; per le locomotive tale formula è:

$$F_j = m_{VOM} \cdot g \quad (6.23)$$

dove m_{VOM} è la massa del veicolo in condizioni di ordine di marcia.

Il secondo metodo è leggermente più articolato e si basa sulla misura della differenza di deflessione della molla tra la condizione di carico che la porta a tamponamento inferiore e quella che la porta a pacco. La differenza di schiacciamento viene calcolata semplicemente come differenza delle lunghezze della molla nelle due condizioni:

$$\Sigma e = L_{T.I.} - L_c \quad (6.24)$$

A questo punto la verifica del secondo metodo prevede che debba essere rispettata la seguente disequazione:

$$\Sigma e \geq 0,04 \cdot D_e \cdot n \quad (6.25)$$

6.2.2 Definizione del materiale e calcolo dei parametri elastici

Concluso il dimensionamento geometrico e svolte tutte le verifiche relative, si può passare al calcolo delle grandezze caratterizzanti delle molle, ovvero la rigidità verticale e quella laterale. Prima di poter procedere con il calcolo però, è necessario scegliere il materiale da utilizzare per gli elementi elastici ed esplicitare le sue caratteristiche meccaniche principali.

Il materiale scelto per questo progetto è uno dei più comuni per queste applicazioni, il 51CrV4. Si tratta di un acciaio per molle appartenente alla categoria elencata nella normativa EN 10089. Le sue caratteristiche meccaniche principali sono:

Modulo elastico di Young	E	206000	MPa
Modulo di elasticità trasversale	G	78500	MPa
Resistenza a rottura	R_m	1350	MPa
Densità	ρ	7,85	kg/dm ³

Tabella 6.5: Caratteristiche meccaniche dell'acciaio per molle 51CrV4

Una volta definite le caratteristiche meccaniche del materiale, si passa a quelle elastiche. Per prima viene calcolata la rigidità verticale della molla, che in accordo con la normativa EN 13906-1 è:

$$R = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (6.26)$$

La stessa equazione può essere ricavata anche dalla normativa EN 13298, dove però la rigidità è indicata come K_s e corrisponde al gradiente delle curve forza-deflessione.

Il calcolo della rigidità laterale risulta leggermente più complesso, poiché questa viene ricavata a partire dalla rigidità assiale, con l'aggiunta di un fattore correttivo:

$$R_Q = \eta \cdot R \quad (6.27)$$

Il fattore η , detto rapporto di velocità della molla (spring rate ratio in inglese), ha una formula di calcolo piuttosto articolata:

$$\eta = \xi \left[\xi - 1 + \frac{\frac{1}{\lambda}}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}} \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1-\xi}{\xi}\right)} \cdot \tan \left(\lambda \cdot \xi \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1-\xi}{\xi}\right)} \right) \right]^{-1} \quad (6.28)$$

In questa equazione compaiono inoltre altri due fattori, il rapporto di "snellezza" della molla λ e la deflessione relativa della molla ξ :

$$\lambda = \frac{L_0}{D} \quad (6.29)$$

$$\xi = \frac{s}{L_0} \quad (6.30)$$

dove s è la deflessione della molla sotto il carico F di ordine di marcia, calcolata come:

$$s = \frac{F}{R} = \frac{8 \cdot D^3 \cdot n \cdot F}{G \cdot d^4} \quad (6.31)$$

Nel caso della soluzione a doppia elica, essendo il pacco molla costituito da due elementi elastici concentrici che lavorano in serie, le rigidità equivalenti verticale e laterale si calcolano sommando algebricamente le rigidità della molla interna e di quella esterna.

Lo stesso ragionamento si può applicare, sia per la soluzione a doppia elica che per quella monoelica, qualora si volesse ricavare la rigidità delle sospensioni primarie di una boccia completa, di un assile o di tutto lo stadio primario del carrello: i pacchi molla sono disposti in modo da lavorare in parallelo, per cui le eventuali rigidità equivalenti si ottengono sommando algebricamente i valori delle singole rigidità.

6.2.3 Verifica degli spostamenti laterali e verticali

Il passaggio successivo al calcolo delle rigidità è quello di verificare che l'entità degli spostamenti verticali e assiali delle molle sia accettabile e che l'estremità della molla rimanga nella sua sede dopo l'applicazione di un carico misto tra assiale e trasversale.

La prima verifica risulta abbastanza semplice: in primo luogo è necessario calcolare lo schiacciamento verticale subito dal pacco molla sotto l'applicazione dei diversi carichi definiti nel paragrafo 3.5:

$$s_i = \frac{F_i}{R} \quad (6.32)$$

Nel caso della soluzione a doppia elica bisogna far attenzione ad utilizzare la rigidità equivalente dell'intero pacco molla.

Un'ulteriore grandezza che potrebbe essere calcolata a questo punto è l'altezza della molla sotto carico, ottenibile sottraendo all'altezza libera del componente la deflessione subita sotto carico:

$$L_i = L_0 - s_i \quad (6.33)$$

Considerando che la molla si trova costantemente sottoposta al carico di ordine di marcia, la deflessione di quest'ultimo sarà sempre presente e perciò non deve essere presa in considerazione nel calcolo della freccia massima della molla; quest'ultima corrisponderà dunque alla differenza di schiacciamento tra la condizione di ODM e quella di massimo carico raggiunta al tamponamento inferiore (ODM +40%):

$$freccia_{max} = s_{max} = s_{T.I.} - s_{ODM} \quad (6.34)$$

Per quanto riguarda lo spostamento laterale invece, le normative EN 12663-1 [21] e EN 13749 [16] definiscono una serie di accelerazioni laterali da impiegare per trasformare i carichi verticali espressi come masse, in carichi trasversali. La condizione più gravosa prevede un'accelerazione laterale a_{yc} di 2,2 m/s²; il carico che ne risulta, diviso per la rigidità laterale del pacco molla, corrisponde al massimo spostamento laterale:

$$s_{Q,max} = \frac{a_{yc} \cdot m}{R_Q} \quad (6.35)$$

Avendo già utilizzato la condizione peggiore in termini di accelerazione, per il carico verticale si potrebbe utilizzare anche la massa in condizioni di ordine di marcia. Per essere cautelativi tuttavia, si è scelto di impiegare la condizione di carico maggiorata del 20% rispetto all'ODM.

Calcolati i massimi spostamenti verticali e trasversali, non resta che verificare che questi siano inferiori ai valori limite oltre i quali entrano in funzione i tamponi. Questi dispositivi, presenti sia in direzione verticale che laterale, servono per limitare lo schiacciamento delle molle ed impedire che queste arrivino a deformarsi in modo pericoloso.

Per questo progetto, i limi massimi di spostamento sono stati imposti a 40 mm in direzione verticale e 20 mm in direzione trasversale, dunque:

$$s_{max} \leq 40mm \quad (6.36)$$

$$s_{Q,max} \leq 20mm \quad (6.37)$$

La seconda verifica da effettuare è indicata nella normativa EN 13906-1 e serve per valutare se l'estremità della molla, quando questa viene sottoposta ad un carico misto assiale-trasversale, rimane all'interno del proprio supporto. La situazione di riferimento è quella mostrata in figura 6.3.

La condizione che deve essere rispettata è:

$$F_Q \cdot \frac{L}{2} \leq F \cdot \frac{D - s_Q}{2} \quad (6.38)$$

Imponendo come spostamento laterale s_Q quello massimo consentito, ovvero 20 mm, si ricava il carico trasversale come:

$$F_Q = s_Q \cdot R_Q \quad (6.39)$$

Per il carico verticale F e l'altezza della molla sotto carico L si utilizzano invece le condizioni di ordine di marcia.

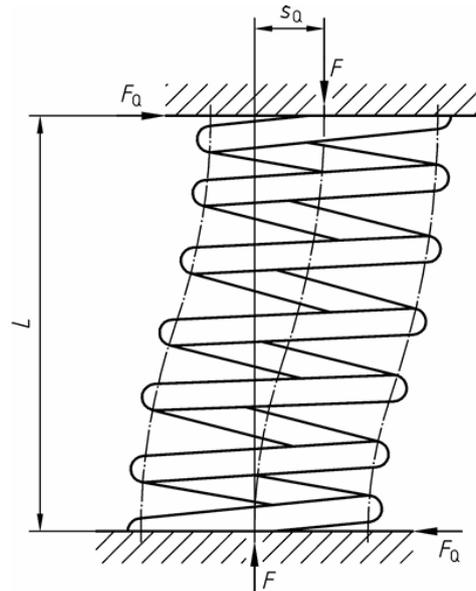


Figura 6.3: Molla sottoposta ad una simultanea applicazione di un carico verticale e di uno trasversale

6.2.4 Verifica a snervamento

La procedura per la verifica a snervamento delle molle è ben dettagliata all'interno della normativa EN 13906-1. L'obiettivo è quello di stabilire se la tensione generata all'interno della molla caricata a pacco, sia o meno inferiore rispetto ad una tensione ammissibile che dipende dal tipo di materiale e dalla misura del diametro del filo.

Come noto le molle ferroviarie sono elementi che lavorano in compressione, ma essendo costituite da una barra avvolta ad elica, l'effetto che viene generato nel componente durante la compressione corrisponde ad una torsione. Le tensioni con cui si lavora dunque non saranno delle σ di compressione ma delle τ torsionali.

Per gli acciai della categoria indicata dalla EN 10089, la tensione ammissibile $\tau_{c,zul}$ deve essere ricavata graficamente dal diagramma riportato in figura 6.4, in funzione del diametro del filo d :

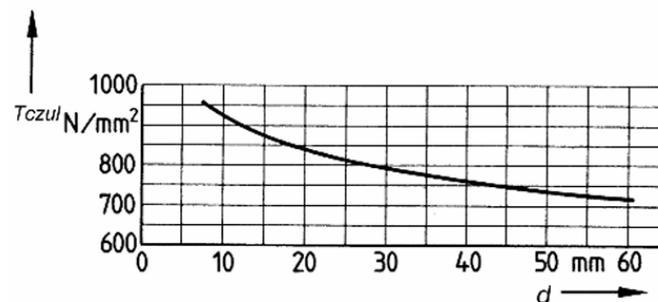


Figura 6.4: Diagramma di lettura della tensione ammissibile di snervamento $\tau_{c,zul}$

Il calcolo della tensione a pacco della molla avviene secondo la formula:

$$\tau_c = \frac{8 \cdot D \cdot F_c}{\pi \cdot d^3} \quad (6.40)$$

o in alternativa:

$$\tau_c = \frac{G \cdot d \cdot s_c}{\pi \cdot n \cdot D^2} \quad (6.41)$$

dove F_c e s_c sono rispettivamente il carico e la deflessione della molla a pacco.

Normalmente per una molla sottoposta a carichi dinamici, le tensioni dovrebbero essere corrette con il fattore k visto in precedenza (paragrafo 6.2.1). Essendo però lo snervamento un fenomeno di tipo statico, nella verifica relativa non è richiesto l'utilizzo di tale fattore.

Bisogna inoltre sottolineare che in una condizione di carico statico, la molla non sarà sottoposta ad alcuna sollecitazione laterale, per cui la tensione τ_c sarà generata esclusivamente dal carico verticale.

La verifica di resistenza a snervamento della molla si considera superata se:

$$\tau_c \leq \tau_{c,zul} \quad (6.42)$$

6.2.5 Verifica a fatica

Durante l'esercizio le molle saranno ovviamente sottoposte a sollecitazioni di tipo dinamico, per cui si rende necessaria una verifica della resistenza a fatica. In questo caso non viene definito un valore unico di tensione ammissibile, ma un intervallo di sollecitazione consentito, limitato dal numero minimo di cicli di lavoro richiesti e dal diametro del filo della molla. Questo intervallo costituisce il diagramma di Goodman-Smith riportato in figura 6.6.

In base al numero di cicli N si distinguono due differenti tipologie di verifica a fatica:

- fatica a basso numero di cicli quando $N \leq 10^5$
- fatica ad alto numero di cicli o a vita infinita quando $N \geq 2 \cdot 10^6$

In questo caso si è svolta la verifica per la seconda tipologia.

Per carico dinamico si intende una sollecitazione che oscilla periodicamente da un valore massimo ad un valore minimo (figura 6.5). Per soddisfare la verifica di resistenza a fatica, l'ampiezza delle sollecitazioni deve rientrare completamente all'interno dell'intervallo di verifica, cioè deve ricadere all'interno del diagramma di Goodman-Smith.

Come sollecitazioni verticali si sono utilizzate le condizioni di carico definite al paragrafo 3.5. Per la sollecitazione minima si è fatto riferimento a quella di ordine di marcia ridotta del 35% (condizione di arreso superiore delle molle), mentre per quella massima si è impiegata la condizione di ordine di marcia maggiorata del 20%.

Per le sollecitazioni laterali invece si è scelto un range di scostamento trasversale s_Q da 0 mm a 10 mm. A questi valori corrispondo i carichi laterali minimo e massimo che definiscono la sollecitazione ciclica.

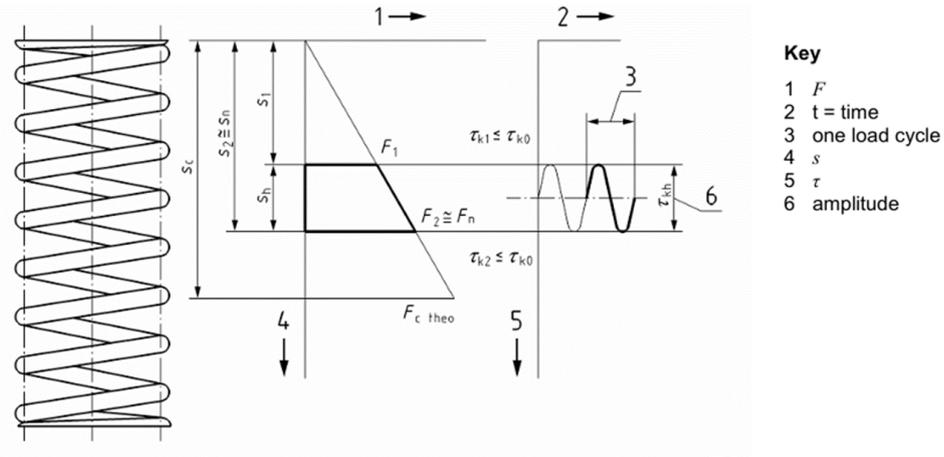


Figura 6.5: Schema di oscillazione di una molla soggetta a carico dinamico

A questo punto la normativa EN 13906-1 fornisce una formula per il calcolo della tensione tangenziale dovuta all'applicazione di un carico combinato verticale e laterale:

$$\tau = \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot [F_j(D + s_{Q,i}) + F_{Q,i}(L_j - d)] \quad (6.43)$$

Sostituendo i valori di carico verticale massimo e minimo e le relative altezze della molla e facendo lo stesso per i carichi laterali e i relativi scostamenti, si calcolano i valori di τ_{max} e τ_{min} . A differenza della verifica a snervamento, trattandosi ora di un fenomeno dinamico, le tensioni torsionali dovranno essere amplificate con il fattore correttivo degli stress k .

Non resta ora che tracciare il diagramma di Goodman-Smith in funzione del diametro del filo, facendo riferimento a quello riportato in figura 6.6 relativo ad un acciaio della categoria EN 10089.

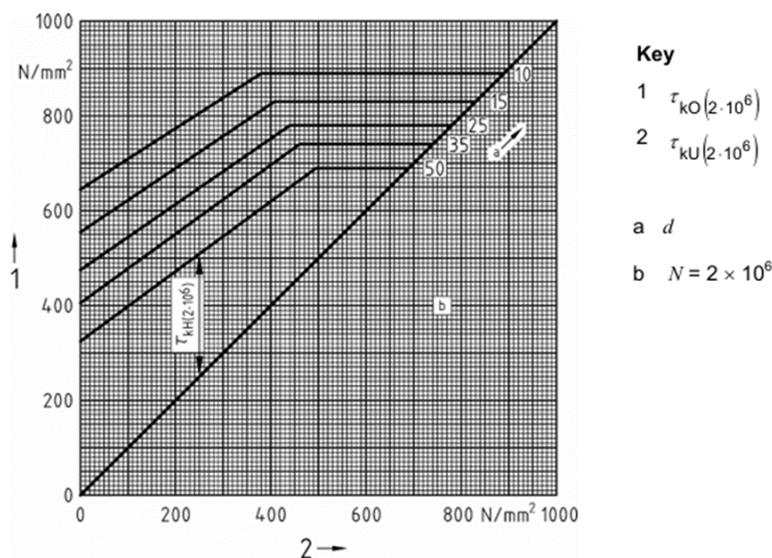


Figura 6.6: Diagramma di Goodman-Smith in funzione del diametro del filo per condizione di fatica a vita infinita

A questo punto, fissato $\tau_{k,min} = \tau_{kU}$, si va a verificare che la tensione $\tau_{k,max}$ sia inferiore alla τ_{kO} delimitata dalla retta di Goodman. In altri termini si va a verificare che il segmento che rappresenta l'oscillazione di sollecitazione tra τ_{min} e τ_{max} sia completamente contenuto all'interno del diagramma di fatica.

6.2.6 Verifica dell'instabilità elastica

L'ultima verifica da effettuare è quella necessaria a valutare l'insorgere di eventuali fenomeni di instabilità elastica. Questa condizione è estremamente pericolosa poichè una volta innescata provoca un cedimento catastrofico del componente. Si verifica quando la molla, sottoposta a compressione, raggiunge la lunghezza critica L_K sotto una deflessione detta deflessione di instabilità s_K .

La normativa EN 13906-1 fornisce la formula di calcolo per questo schiacciamento critico:

$$s_K = L_0 \cdot \frac{0,5}{1 - \frac{G}{E}} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \left(\frac{\pi \cdot D}{\nu \cdot L_0} \right)^2} \right] \quad (6.44)$$

Dove il parametro ν è un coefficiente che dipende dalla forma della deformata assunta dalla molla soggetta ad instabilità. In figura 6.7 sono riportate le possibili deformate al variare delle condizioni di vincolo e i relativi valori del parametro: quella che meglio rappresenta la casistica del progetto è la penultima da sinistra, con un coefficiente $\nu = 0,7$.

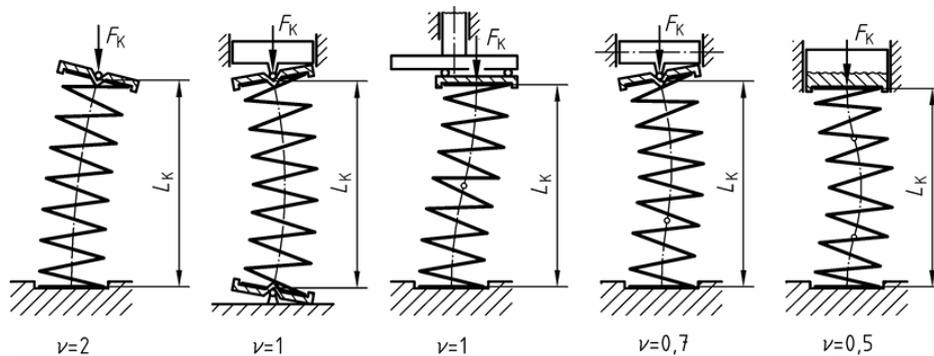


Figura 6.7: Deformate della molla soggetta ad instabilità e relativi coefficienti di instabilità ν

La verifica a questo punto è abbastanza immediata: per far sì che la molla non entri in instabilità elastica è sufficiente che il massimo schiacciamento che può essere raggiunto sia comunque superiore allo schiacciamento critico s_K , o in altri termini:

$$\frac{s_K}{s_{max}} > 1 \quad (6.45)$$

6.3 Risultati della soluzione a doppia elica

Per prima cosa, dopo una serie di numerosi tentativi di ottimizzazione, sono stati individuati i quattro parametri geometrici di input (riportati in tabella 6.6) con cui caratterizzare le molle.

			Molla interna	Molla esterna
Diametro del filo	d	mm	35	25
Diametro medio	D	mm	205	120
Altezza libera	L_0	mm	294	294
Numero di spire attive	n	/	3,8	5,8

Tabella 6.6: Parametri geometrici di input della soluzione a doppia elica

Sfruttando questi parametri è stata definita completamente la geometria dei componenti elastici; i risultati sono riportati in tabella 6.7

			Molla interna	Molla esterna
Diametro esterno	D_e	mm	240	145
Diametro interno	D_i	mm	170	95
Numero di spire totali	n_{tot}	/	5,5	7,5
Altezza molla a pacco	L_c	mm	182	180
Incremento del diametro esterno	ΔD_e	mm	1	0,8
Spring index	w	/	5,86	4,80
Fattore correttivo degli stress	k	/	1,25	1,31

Tabella 6.7: Caratteristiche geometriche delle molle della soluzione a doppia elica

A questo punto si è potuto procedere con le verifiche geometriche richieste dalle normative:

1. Numero di spire attive

Sia per la molla interna ($n = 5,8$) che per quella esterna ($n = 3,8$) il numero di spire attive scelto è superiore al limite normativo di 3.

2. Spring index

Entrambi i coefficienti dimensionale w della molla esterna e di quella interna, pari rispettivamente a 5,86 e 4,80, sono contenuti nel range tra 3 e 12 imposto dalla normativa.

3. Distanza tra le molle

Per la soluzione a doppia elica, come già sottolineato, è necessario verificare che ci sia sufficiente distanziamento tra la molla interna e quella esterna. Il limite è stato arbitrariamente fissato a 8 mm, anche in funzione della geometria della sede delle molle sulla boccia fornita. La distanza risultate con le molle dimensionate è pari a 12,5 mm, dunque decisamente accettabile.

4. Altezza minima ammissibile

Per il calcolo della lunghezza minima ammissibile è stata prima necessaria la valutazione della sommatoria dei minimi gap accettabili tra le spire S_a . I valori ottenuti sono rispettivamente:

- $S_a = 36,5$ mm per la molla esterna
- $S_a = 33,6$ mm per la molla interna

che sommate alle lunghezze delle molle a pacco forniscono i valori di altezza minima ammissibile delle molle:

- $L_n = 218,5$ mm per la molla esterna
- $L_n = 213,6$ mm per la molla interna

La minima altezza raggiunta dal pacco molla durante il funzionamento, ovvero l'altezza in cui entra in gioco il tampone inferiore, è stata calcolata dopo aver ricavato la rigidezza verticale equivalente ed è pari a 221,8 mm. Essendo questo valore superiore all'altezza minima ammissibile di entrambe le molle, si ritiene la verifica soddisfatta.

5. Distanza tra le spire

Per quanto riguarda il primo metodo di verifica, cioè quello basato sul coefficiente α , è necessario ricavare l'altezza delle molle sottoposte al carico di riferimento, cioè quello di ordine di marcia. Per farlo si è passati ovviamente dalla rigidezza verticale, il cui calcolo verrà riportato in seguito. L'altezza sotto carico è stata stimata pari a 242,4 mm e utilizzando gli altri dati si sono ricavati i coefficienti della verifica:

- $\alpha = 0,56$ per la molla esterna
- $\alpha = 0,50$ per la molla interna

Per entrambi i componenti elastici il valore è superiore al minimo di 0,4 imposto dalla normativa, quindi la verifica è rispettata.

Per il secondo metodo è stata calcolata la differenza di altezza tra la molla a pacco e quella a tamponamento inferiore, che è risultata essere rispettivamente:

- $\Sigma e = 39,8$ mm per la molla esterna
- $\Sigma e = 41,8$ mm per la molla interna

Per rispettare la verifica queste differenze dovevano essere superiori a dei valori limiti calcolati come $0,04 \cdot D_e \cdot n$, pari a:

- $\Sigma e_{min} = 36,5$ mm per la molla esterna
- $\Sigma e_{min} = 33,6$ mm per la molla interna

Si può quindi affermare che, anche con il secondo metodo, la verifica di accettabilità della distanza tra le spire è superata.

Si passa a questo punto al calcolo delle caratteristiche elastiche delle due molle. In primo luogo è stata calcolata la rigidezza verticale utilizzando la formula indicata dalla normativa e riportata sopra. I valori ottenuti sono:

- $R = 45,0 \text{ kg/mm} = 441,2 \text{ N/mm}$ per la molla esterna
- $R = 38,2 \text{ kg/mm} = 375,2 \text{ N/mm}$ per la molla interna
- $R_{eq} = 83,2 \text{ kg/mm} = 816,4 \text{ N/mm}$ per il pacco molla completo

Si sono poi calcolati il rapporto di snellezza λ , la deflessione relativa ξ e il rapporto di velocità ν della molla, i cui valori sono riportati in tabella 6.8

	Molla esterna	Molla interna
λ	1,43	2,45
ξ	0,20	0,20
ν	1,09	0,40

Tabella 6.8: Coefficienti per il calcolo delle rigidzze laterali del pacco molla a doppia elica

Con i suddetti coefficienti si sono poi ricavate anche la rigidezza trasversali delle molle:

- $R_Q = 49,2 \text{ kg/mm} = 482,7 \text{ N/mm}$ per la molla esterna
- $R_Q = 15,1 \text{ kg/mm} = 148,4 \text{ N/mm}$ per la molla interna
- $R_{Qeq} = 64,3 \text{ kg/mm} = 631,1 \text{ N/mm}$ per il pacco molla completo

Definite le rigidzze e le condizioni di carico, è possibile calcolare l'altezza del pacco molla al variare delle sollecitazioni e il conseguente schiacciamento verticale rispetto all'altezza libera. I risultati ottenuti sono riportati sia in tabella 6.9 in forma numerica, che in figura 6.8 in forma grafica.

Condizione di carico	Altezza molla [mm]	Schiacciamento [mm]
Montaggio	236	58
ODM -35% (Arresto superiore)	260	34
ODM	242	52
ODM +20%	232	62
ODM +30%	227	67
ODM +40% (Tampone inferiore)	222	72
A pacco	182	112

Tabella 6.9: Altezze e schiacciamenti verticali del pacco molla a doppia elica al variare delle condizioni di carico

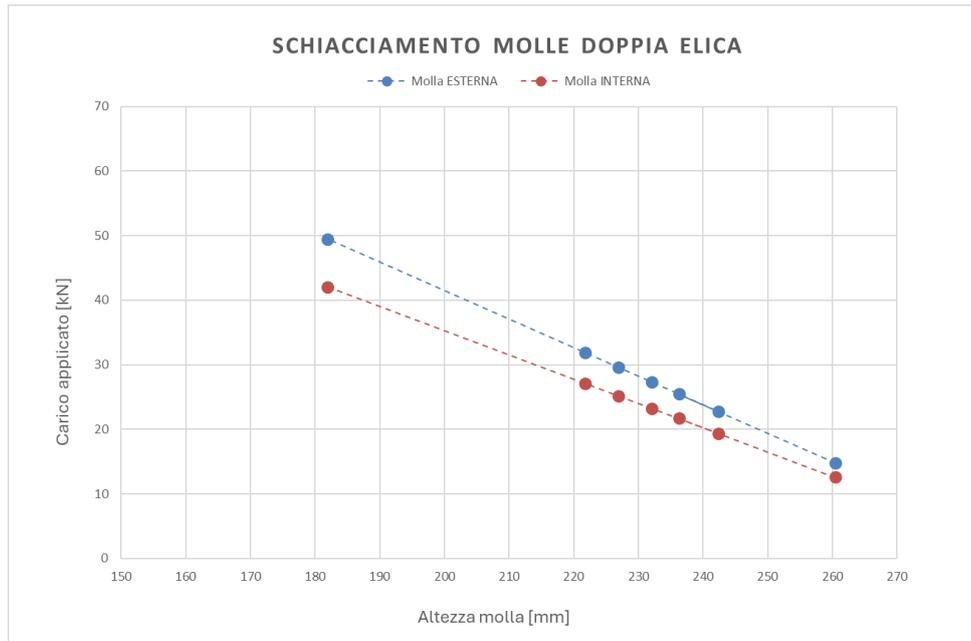


Figura 6.8: Altezza delle molle interna ed esterna al variare del carico applicato

Si procede dunque alla verifica dei massimi spostamenti verticali e laterali del pacco molla. Per quanto riguarda il verticale, sottraendo allo schiacciamento in ODM +40% (tamponamento inferiore) quello costante di ODM si ottiene la freccia massima, mentre per il laterale si accelera la massa di ODM di $2,2 \text{ m/s}^2$ e si divide il tutto per la rigidità relativa.

I risultati ottenuti sono:

- $s_{max} = 20,6 \text{ mm}$
- $s_{Q,max} = 18,0 \text{ mm}$

ed entrambi sono inferiori ai relativi limiti massimi imposti per la verifica, rispettivamente di 40 mm sul verticale e 20 mm sul laterale.

L'ultima verifica necessaria sugli spostamenti è quella necessaria a valutare se l'estremità della molla, quando questa viene sottoposta ad un carico misto verticale-laterale, rimane all'interno del proprio supporto. La condizione da verificare è la disuguaglianza:

$$F_Q \cdot \frac{L}{2} \leq F \cdot \frac{D - s_Q}{2} \quad (6.46)$$

che risulta effettivamente valida sia per la molla interna che per quella esterna.

Si passa dunque alle verifiche di resistenza strutturale delle molle e la prima è quella di snervamento.

Dal diagramma delle normative si leggono i valori di tensione ammissibile in funzione del diametro del filo delle molle, i cui valori approssimativi sono rispettivamente:

- $\tau_{c,zul} = 775 \text{ MPa}$ per la molla esterna
- $\tau_{c,zul} = 830 \text{ MPa}$ per la molla interna

Le tensioni tangenziali generate dal carico verticale che porta la molla a pacco sono invece pari a:

- $\tau_c = 602$ MPa per la molla esterna
- $\tau_c = 822$ MPa per la molla interna

Essendo questi ultimi due valori inferiori ai limiti precedentemente riportati, la verifica si ritiene soddisfatta e si può affermare che le molle saranno in grado di resistere staticamente.

Si passa poi alla verifica a fatica: i valori di forze, spostamenti e altezza molle utilizzati per il calcolo delle tensioni massima e minima sono riportati in tabella 6.10.

		Molla esterna	Molla interna
$L_{F_{min}}$	mm	260	260
$L_{F_{max}}$	mm	232	232
F_{min}	N	14790	12575
F_{max}	N	27303	23216
$s_{Q,min}$	mm	0	0
$s_{Q,max}$	mm	10	10
$F_{Q,min}$	N	0	0
$F_{Q,max}$	N	4827	1484

Tabella 6.10: Dati di input per il calcolo delle tensioni di fatica nella soluzione a doppia elica

Le tensioni invece, corrette con il fattore degli stress dinamici k , sono riportate in tabella 6.11.

		Molla esterna	Molla interna
$\tau_{k,min}$	MPa	224,1	321,8
$\tau_{k,max}$	MPa	504,3	709,2

Tabella 6.11: Tensione massima e tensione minima per la verifica a fatica della soluzione a doppia elica

Con questi valori si sono potuti tracciare i segmenti di lavoro all'interno dei relativi diagrammi di Goodman-Smith; le curve di questi ultimi sono state parametrizzate in funzione del diametro del filo. Nei grafici in figura 6.9 e 6.10 sono riportati rispettivamente i risultati di resistenza a fatica per la molla esterna e per quella interna. In entrambe la sollecitazione dinamica è contenuta all'interno del diagramma di Goodman, quindi la verifica si considera soddisfatta.

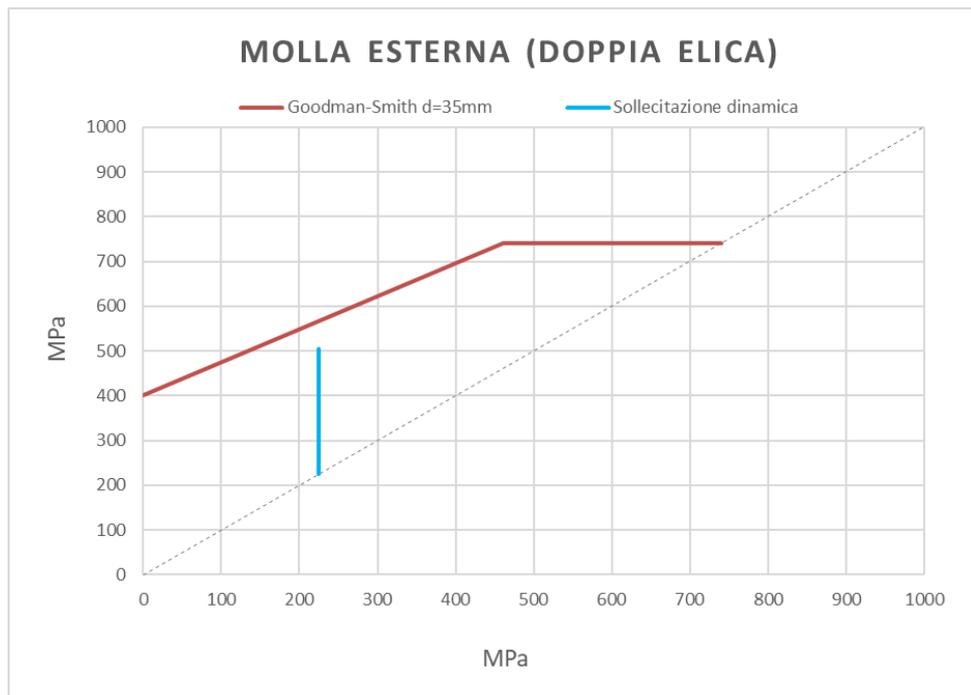


Figura 6.9: Verifica con diagramma di Goodman-Smith della resistenza a fatica della molla esterna della doppia elica

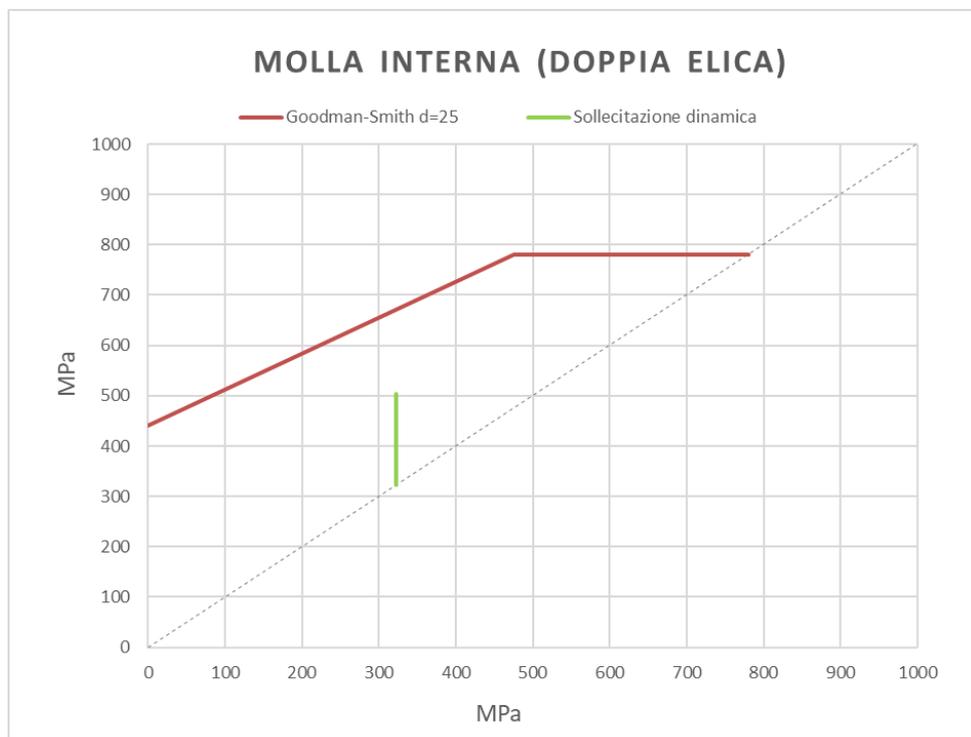


Figura 6.10: Verifica con diagramma di Goodman-Smith della resistenza a fatica della molla interna della doppia elica

In conclusione è stato valutato il rischio delle molle di andare incontro al fenomeno dell'instabilità elastica. Come indicato dalla normativa è stato ricavato il valore di deflessione critica che porta in instabilità, pari rispettivamente a:

- $s_K = 213,0$ mm per la molla esterna
- $s_K = 218,7$ mm per la molla interna

Essendo il massimo schiacciamento consentito, quando le molle arrivano ai tamponi inferiori, pari a 72,2 mm, si può affermare che il rischio di entrare in instabilità è scongiurato e anche con sufficiente margine.

6.4 Risultati della soluzione mono-elica

Tutto il procedimento e i risultati numerici precedentemente esposti per una soluzione con doppia molla ad elica, sono stati sviluppati anche per una soluzione alternativa con singola molla elicoidale.

Per prima cosa, dopo ripetuti tentativi di ottimizzazione, sono stati individuati i quattro parametri geometrici di input (riportati in tabella 6.12) con cui caratterizzare la molla.

Diametro del filo	d	mm	42,5
Diametro medio	D	mm	214
Altezza libera	L_0	mm	297
Numero di spire attive	n	/	3,3

Tabella 6.12: Parametri geometrici di input della soluzione monoelica

Sfruttando questi parametri è stata definita completamente la geometria del componente elastico; i risultati sono riportati in tabella 6.13

Diametro esterno	D_e	mm	256,5
Diametro interno	D_i	mm	171,5
Numero di spire totali	n_{tot}	/	5
Altezza molla a pacco	L_c	mm	199,8
Incremento del diametro esterno	ΔD_e	mm	1,1
Spring index	w	/	5,04
Fattore correttivo degli stress	k	/	1,29

Tabella 6.13: Caratteristiche geometriche della molla della soluzione monoelica

A questo punto si è potuto procedere con le verifiche geometriche richieste dalle normative:

1. Numero di spire attive

Il numero di spire attive scelto, pari a $n=3,3$ è superiore al limite normativo di 3.

2. Spring index

Il coefficiente dimensionale w della molla, pari a 5,04, è contenuto nel range tra 3 e 12 imposto dalla normativa.

3. Distanza tra le molle

Per la soluzione a monoelica questa verifica non è ovviamente necessaria.

4. Altezza minima ammissibile

La sommatoria dei minimi gap accettabili tra le spire è pari a $S_a=33,9$ mm, che sommata all'altezza della molla a pacco fornisce il valore di altezza minima ammissibile della molla: $L_n= 233,6$ mm.

La minima altezza raggiunta dal pacco molla durante il funzionamento, ovvero l'altezza in cui entra in gioco il tampone inferiore, è stata calcolata dopo aver ricavato la rigidità verticale ed è pari a 236,3 mm. Essendo questo valore superiore all'altezza minima ammissibile, si ritiene la verifica soddisfatta.

5. Distanza tra le spire

Per quanto riguarda il primo metodo di verifica, utilizzando l'altezza sotto il carico di ordine di marcia pari a 254 mm e le altre grandezze della formula, si è ricavato il coefficiente della verifica: $\alpha= 0,51$. Essendo il valore superiore al minimo di 0,4 imposto dalla normativa, la verifica si considera rispettata.

Per il secondo metodo la differenza di altezza tra la molla a pacco e quella a tampone inferiore è risultata essere pari a $\Sigma e= 36,6$ mm. Il valore limite da superare era invece pari a $\Sigma e_{min}= 33,9$ mm. Si può quindi affermare che, anche con il secondo metodo, la verifica di accettabilità della distanza tra le spire è superata.

Si passa a questo punto al calcolo delle caratteristiche elastiche delle due molle. In primo luogo è stata calcolata la rigidità verticale ottenendo un valore di:

- $R= 99,0$ kg/mm = 971,1 N/mm

Si sono poi calcolati il rapporto di snellezza λ , la deflessione relativa ξ e il rapporto di velocità ν della molla, i cui valori sono riportati in tabella 6.14

λ	1,39
ξ	0,16
ν	1,13

Tabella 6.14: Coefficienti per il calcolo della rigidità laterale del pacco molla monoelica

Con i suddetti coefficienti si è poi ricavata anche la rigidità trasversale della molla:

- $R_Q= 111,4$ kg/mm = 1092,5 N/mm

Definite le rigidità e le condizioni di carico si passa al calcolo dell'altezza della molla al variare delle sollecitazioni e il conseguente schiacciamento verticale rispetto all'altezza libera. I risultati ottenuti sono riportati sia in tabella 6.15 in forma numerica, che in figura 6.11 in forma grafica.

Condizione di carico	Altezza molla [mm]	Schiacciamento [mm]
Montaggio	249	48
ODM -35% (Arresto superiore)	269	28
ODM	254	43
ODM +20%	245	52
ODM +30%	241	56
ODM +40% (Tampone inferiore)	236	61
A pacco	200	97

Tabella 6.15: Altezze e schiacciamenti verticali del pacco molla monoelica al variare delle condizioni di carico

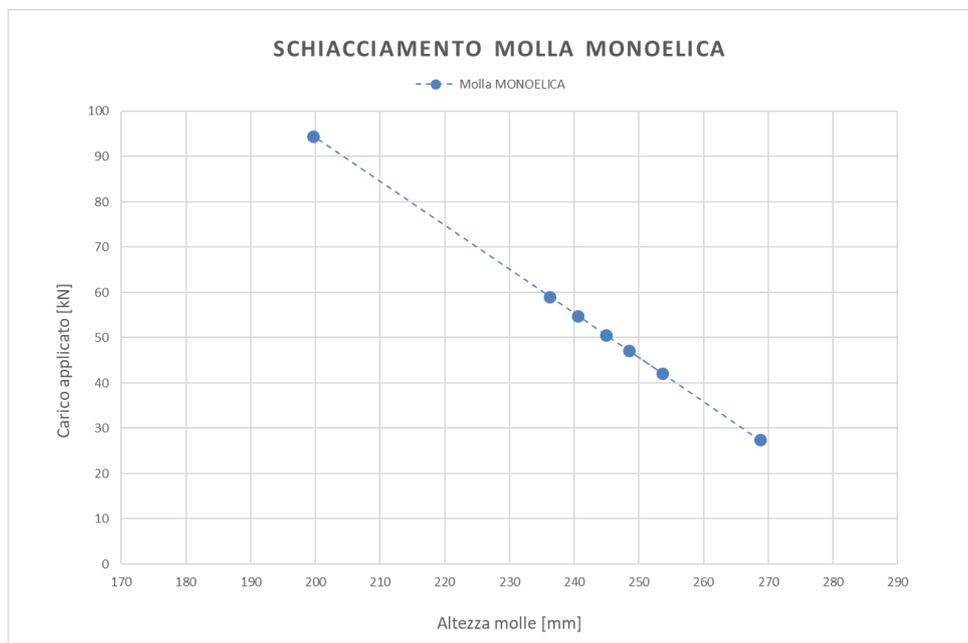


Figura 6.11: Altezza della molla monoelica al variare del carico applicato

Si procede dunque alla verifica dei massimi spostamenti verticali e laterali della molla, pari rispettivamente a:

- $s_{max} = 17,3$ mm
- $s_{Q,max} = 10,4$ mm

Entrambi sono inferiori ai relativi limiti massimi imposti per la verifica, rispettivamente di 40 mm sul verticale e 20 mm sul laterale.

L'ultima verifica sugli spostamenti è quella necessaria a valutare se l'estremità della molla, quando questa viene sottoposta ad un carico misto verticale-laterale, rimane all'interno del proprio supporto. La condizione da verificare è ancora una volta la disuguaglianza:

$$F_Q \cdot \frac{L}{2} \leq F \cdot \frac{D - s_Q}{2} \quad (6.47)$$

che risulta, anche in questo caso, rispettata.

Si passa dunque alle verifiche di resistenza strutturale delle molle e la prima è quella di snervamento.

Dal diagramma delle normative si leggono i valori di tensione ammissibile in funzione del diametro del filo della molla, il cui valore approssimativo è $\tau_{c,zul} = 755$ MPa.

La tensione tangenziale generata dal carico verticale che porta la molla a pacco è invece pari a $\tau_c = 670$ MPa, quindi inferiore al limite della verifica.

Si passa poi alla verifica a fatica: i valori di forze, spostamenti e altezza molle utilizzati per il calcolo della tensione massima e minima sono riportati in tabella 6.16.

L_{Fmin}	mm	269
L_{Fmax}	mm	245
F_{min}	N	27365
F_{max}	N	50520
$s_{Q,min}$	mm	0
$s_{Q,max}$	mm	5,5
$F_{Q,min}$	N	0
$F_{Q,max}$	N	6009

Tabella 6.16: Dati di input per il calcolo delle tensioni di fatica nella soluzione monoelica

Le tensioni invece, corrette con il fattore degli stress dinamici k , sono riportate in tabella 6.17.

$\tau_{k,min}$	MPa	250,9
$\tau_{k,max}$	MPa	527,3

Tabella 6.17: Tensione massima e tensione minima per la verifica a fatica della soluzione monoelica

Con questi valori si è tracciato poi il segmento di lavoro all'interno del diagramma di Goodman-Smith di riferimento mostrato in figura 6.12. Come si può vedere la sollecitazione dinamica è contenuta all'interno del diagramma di Goodman, quindi la verifica si considera, anche in questo caso, soddisfatta.

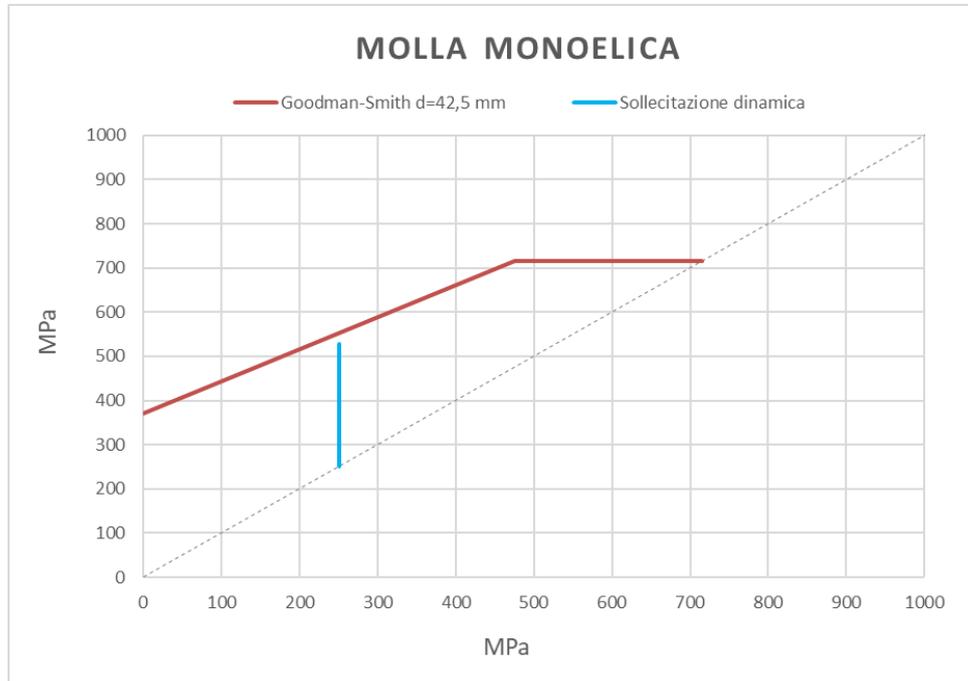


Figura 6.12: Verifica con diagramma di Goodman-Smith della resistenza a fatica della molla monoelica

In conclusione è stato valutato il rischio della molla di andare incontro al fenomeno dell'instabilità elastica. Come indicato dalla normativa è stato ricavato il valore di deflessione critica che porta in instabilità, pari a $s_K = 214,9$ mm.

Essendo il massimo schiacciamento consentito, quando la molla arriva ai tamponi inferiori, pari a 60,7 mm, si può affermare che il rischio di entrare in instabilità è scongiurato e anche in questo caso con sufficiente margine.

6.5 Verifica analitica delle sospensioni secondarie

Decisamente più complesso sarebbe il dimensionamento dei tasselli in gomma e metallo impiegati per lo stadio secondario di sospensione; per questi componenti infatti non è presente una procedura analitica normata, per non considerare la difficile trattazione delle proprietà meccaniche della gomma.

L'approccio seguito in questo caso allora, è stato quello di scegliere da catalogo un tassello adeguato all'ordine di grandezza dei carichi applicati e andare poi a verificare che l'entità degli spostamenti verticali e laterali rientrasse nei limiti progettuali scelti.

Dal catalogo di un noto fornitore nell'ambito degli elementi elastici in gomma è stato individuato un tassello dalla geometria toroidale, composto da strati in gomma alternati da lamierini metallici, in grado di resistere a carichi verticali fino a 180 kN. La vista in sezione di tale tassello è riportata in figura 6.13

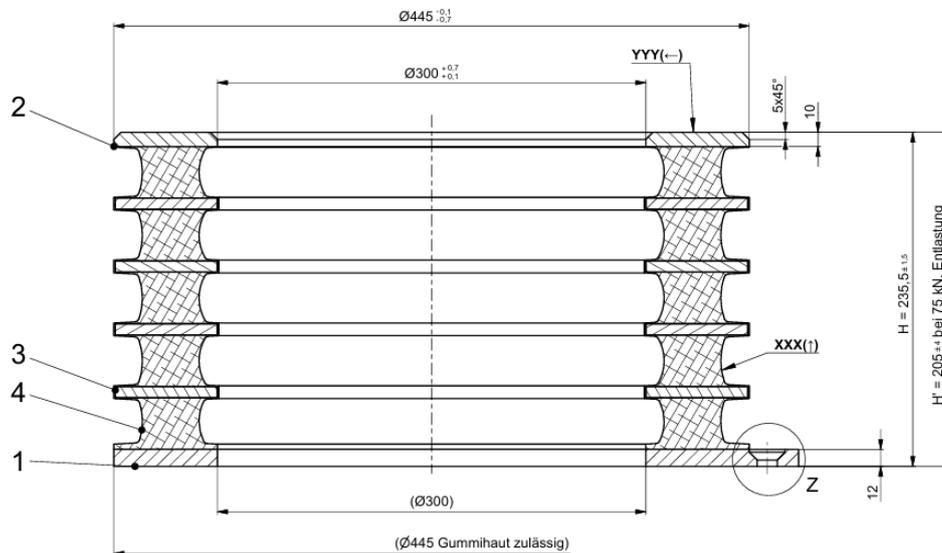


Figura 6.13: Vista in sezione del tassello in gomma e metallo impiegato per il secondo stadio di sospensione

Essendo il massimo carico applicato sul singolo tassello pari a 13643 kg (paragrafo 3.5), cioè circa 134 kN, si è ritenuto l'elemento elastico scelto adeguato a resistere ai carichi di progetto.

Si è poi passati al calcolo delle rigidzze, partendo come sempre da quella verticale. Tra le varie informazioni recepite dal fornitore, vi era anche la caratteristica elastica del tassello riportata in figura 6.14. Su di questa veniva mostrata la variazione dell'altezza del tassello al variare del carico verticale applicato.

Come verrà descritto nel capitolo 7, questa caratteristica è stata sfruttata in un processo iterativo di simulazioni numeriche volte a ricavare, seppur in modo decisamente approssimativo, un valore medio del modulo elastico della gomma. Questo era indispensabile per definire al meglio le proprietà del modello, rendendole quanto più vicine possibile a quelle reali.

A questo punto sul modello è stato applicato il carico di ordine di marcia pari a 9745 kg (circa 95600 N), ottenendo uno schiacciamento approssimativo del tassello di 30 mm.

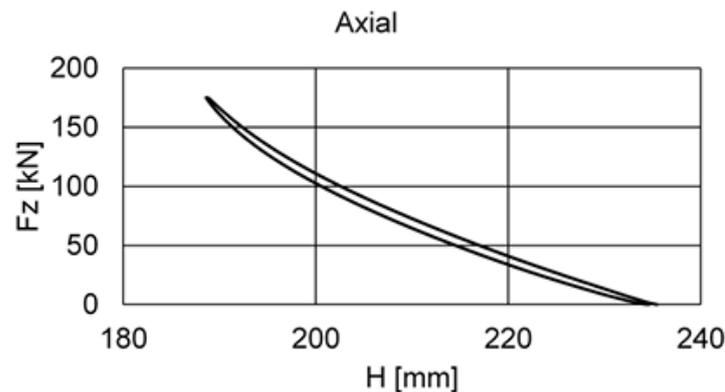


Figura 6.14: Caratteristica elastica forza-altezza del tassello

Facendo il rapporto tra la forza e lo spostamento si è quindi ricavato il valore di rigidità verticale del tassello, pari a 3186,7 N/mm e approssimato poi a 3200 N/mm.

Questo valore si sarebbe potuta ricavare anche utilizzando direttamente la caratteristica in figura 6.14 per leggere l'altezza del tassello all'applicazione del carico di ODM. Questo approccio tuttavia avrebbe portato ad un risultato meno accurato, data soprattutto la scarsa risoluzione del diagramma.

Salta subito all'occhio la grande differenza rispetto alla rigidità verticale delle sospensioni primarie (circa quattro volte inferiore), che sottolinea quanto già espresso nel capitolo 4, ovvero che un doppio stadio di sospensione con tasselli in gomma sul secondario, avendo questi una rigidità verticale molto elevata, è da considerarsi sostanzialmente come un monostadio.

Bisogna infine sottolineare che, come si può notare anche dalla caratteristica, la relazione tra carico e schiacciamento (o altezza) del tassello non è lineare. La rigidità quindi non rimane costante, ma varia a seconda del carico applicato (o dello schiacciamento raggiunto dal tassello). Per semplicità, nei successivi calcoli analitici, si è assunta la rigidità calcolata con il carico di ordine di marcia come fosse una rigidità media costante del tassello.

Per quanto riguarda la rigidità laterale invece, è stato osservato che questa è spesso correlata a quella verticale, anche se può essere leggermente variata agendo sulla geometria degli strati in gomma con apposite scanalature. La correlazione non è univoca poiché dipende dalle caratteristiche della miscela, per cui andrebbe comunicata direttamente dal produttore. Non avendo in questo caso ricevuto l'informazione dal fornitore, si è scelto in prima approssimazione di basarsi su tasselli simili di altri progetti, ed è stata stimata una proporzione tra verticale e laterale di 8 a 1. La rigidità trasversale dei tasselli è stata dunque stimata pari a circa 400 N/mm.

Al contrario della rigidità verticale, questo valore è invece decisamente in linea con quello delle sospensioni primarie: mentre in direzione verticale si può considerare il sistema di sospensioni come monostadio, in direzione laterale questo è certamente a doppio stadio.

Stabiliti i valori di rigidità dei tasselli, si è potuto valutare, analogamente a quanto fatto per le sospensioni primarie, se i massimi spostamenti rientrassero entro i limiti di sicurezza stabiliti, pari rispettivamente a 30 mm sul verticale e 40 mm sul laterale.

In direzione verticale lo spostamento massimo è quello generato dall'applicazione di

un carico maggiorato del 40% rispetto all'ordine di marcia. Bisogna però notare che la condizione di ordine di marcia e il relativo schiacciamento sono costantemente applicati sul tassello, per cui la deflessione che bisogna valutare è pari alla differenza tra lo schiacciamento massimo e quello costante di ordine di marcia. Il valore che si è ottenuto è pari a 12 mm, abbondantemente inferiore al limite dei 30 mm imposto.

Per quanto riguarda il carico laterale invece si è considerata la sollecitazione maggiorata del 20% rispetto all'ordine di marcia, accelerata secondo indicazioni normative di $2,2 \text{ m/s}^2$. Così facendo si è ottenuta una deflessione laterale di circa 16,1 mm, valore certamente inferiore al limite stabilito di 40 mm.

È in realtà necessaria una precisazione per quanto riguarda il limite laterale: uno spostamento di tale entità infatti potrebbe causare delle lacerazioni degli strati in gomma dei tasselli, o peggio potrebbe risultare pericolosa per la stabilità laterale della cassa. Per tali motivi, questi 40 mm di deflessione non sono completamente affidati ai tasselli, ma sono presenti anche due tamponi laterali (uno per lato), che entrano in gioco dopo i primi 15 mm di deflessione, incrementando progressivamente la rigidità, come mostrato dalla caratteristica in figura 6.15.

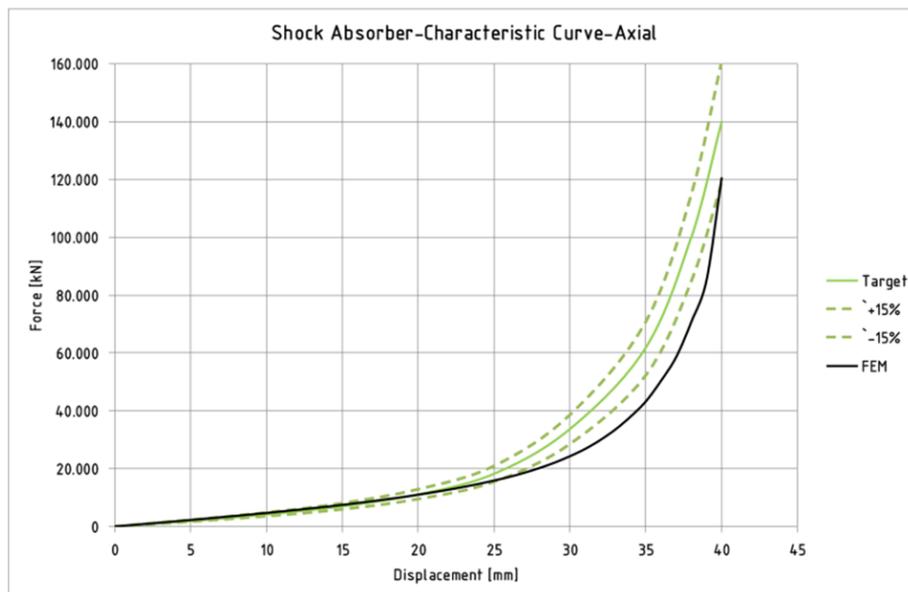


Figura 6.15: Caratteristica dei tamponi laterali del carrello

Complessivamente quindi lo spostamento laterale massimo consentito sarà pari a 40 mm, ma solo per i primi 15 mm la rigidità in gioco è quella dei tamponi, mentre per i restati 25 mm si ha una rigidità equivalente che considera anche il tampone.

Dai calcoli effettuati tenendo in conto esclusivamente i tasselli, si è ricavato uno spostamento laterale di 16,1 mm, quindi leggermente al di sopra dei 15 mm in cui lavora solo quest'ultimo. Per essere precisi nei calcoli, dal quindicesimo millimetro andrebbe considerato anche l'incremento di rigidità apportato dal tampone, ma questo ad ogni modo contribuirebbe in modo positivo, limitando ulteriormente lo spostamento laterale complessivo. Per tale motivo dunque, visto che 16,1 mm rientra abbondantemente entro il limite massimo stabilito e vista anche la complessità del calcolo con l'incremento di rigidità, si è scelto di trascurare quest'ultimo adottando un approccio meno preciso ma più cautelativo.

6.6 Analisi delle frequenze del sistema e considerazioni finali

Una volta dimensionate sia le sospensioni dello stadio primario che quelle dello stadio secondario, è indispensabile fare un'analisi delle frequenze proprie del veicolo per valutare se ci sia risonanza tra carrello e cassa. Un aspetto fondamentale è infatti quello del disaccoppiamento delle frequenze tra le due parti, per far sì che le normali oscillazioni cui sarà sottoposto il veicolo durante la marcia non vadano a sovrapporsi, creando effetti amplificati e potenzialmente catastrofici.

Tendenzialmente si ritengono sufficientemente disaccoppiate le frequenze quando tra queste vi è una distanza pari o superiore a 5 Hz. Oltre a ciò però, è fondamentale valutare anche che la frequenza della cassa sia sufficientemente bassa (tra 1,5 e 2,5 Hz), in modo da contenere le oscillazioni cui saranno sottoposti eventuali passeggeri (o nel caso delle locomotive, macchinisti).

Se si considerassero tutte le rigidità e le masse in gioco nel veicolo, la procedura di calcolo diventerebbe molto articolata e sarebbe probabilmente necessaria un'analisi numerica o multibody. In questa fase preliminare tuttavia è sufficiente valutare analiticamente il disaccoppiamento tra la massa doppiamente sospesa, cioè la cassa, e quella semplicemente sospesa, cioè il telaio del carrello.

Il veicolo può quindi essere schematizzato con un semplicissimo sistema meccanico a due gradi di libertà su cui andare ad eseguire l'analisi modale. Il sistema in questione è riportato in figura 6.16 insieme ai relativi diagrammi di corpo libero delle due masse; le grandezze in gioco sono:

- $k_{1,eq}$: è la rigidità verticale equivalente delle 12 sospensioni primarie presenti nel singolo carrello
- m_{1s} : è la massa semplicemente sospesa del veicolo, ovvero il peso del carrello al netto delle masse non sospese
- $k_{2,eq}$: è la rigidità verticale equivalente dei 4 tasselli in gomma impiegati come sospensioni secondarie del carrello
- m_{2s} : è la massa doppiamente sospesa per carrello, ovvero il peso di metà della cassa della locomotiva

Nel sistema non compaiono ovviamente gli smorzatori poiché l'obiettivo è quello di svolgere un'analisi del comportamento modale, cioè analizzare le oscillazioni naturali del sistema al netto di smorzamenti e forzanti.

Il primo passo dello studio è quello di ricavare dai diagrammi di corpo libero delle due masse le relative equazioni del moto, pari rispettivamente a:

$$m_{1s} \cdot \ddot{x}_1 + (k_{1,eq} + k_{2,eq}) \cdot x_1 - k_{2,eq} \cdot x_2 = 0 \quad (6.48)$$

$$m_{2s} \cdot \ddot{x}_2 + k_{2,eq} \cdot (x_2 - x_1) = 0 \quad (6.49)$$

Queste due equazioni vanno poi riportate all'interno di un sistema matriciale:

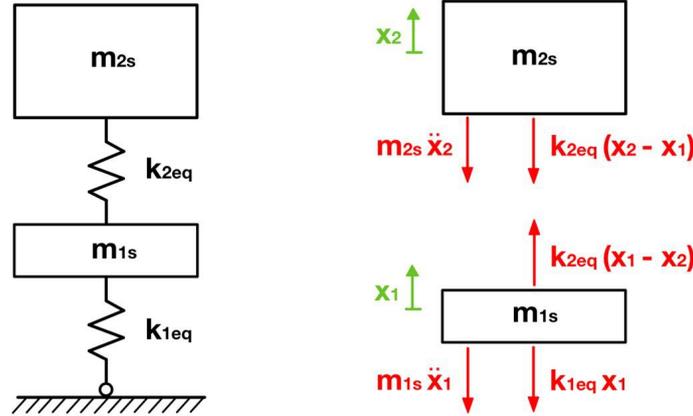


Figura 6.16: Sistema dinamico del veicolo a due gradi di libertà

$$\begin{bmatrix} m_{1s} & 0 \\ 0 & m_{2s} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{1,eq} + k_{2,eq} & -k_{2,eq} \\ -k_{2,eq} & k_{2,eq} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.50)$$

Da quest'ultimo si imposta l'autoproblema da risolvere per individuare i quadrati delle pulsazioni naturali del sistema, ovvero i suoi autovalori:

$$([K] - \omega^2 \cdot [M]) \cdot \{x_0\} = \{0\} \quad (6.51)$$

dove $[K]$ è la matrice delle rigidzze e $[M]$ quella delle masse.

Per trovare gli autovalori è necessario porre uguale a zero il determinante della matrice risultante dal termine tra parentesi tonde, vale a dire:

$$\det([K] - \omega^2 \cdot [M]) = 0 \quad (6.52)$$

che sviluppato sarebbe:

$$\det \left(\begin{bmatrix} k_{1,eq} + k_{2,eq} - \omega^2 m_{1s} & -k_{2,eq} \\ -k_{2,eq} & k_{2,eq} - \omega^2 m_{2s} \end{bmatrix} \right) = 0 \quad (6.53)$$

Da questo determinante, svolgendo gli opportuni passaggi algebrici, si ricava l'equazione caratteristica dell'autoproblema:

$$m_{1s} m_{2s} \cdot \omega^4 - (k_{1,eq} m_{2s} + k_{2,eq} m_{2s} + k_{2,eq} m_{1s}) \cdot \omega^2 + k_{1,eq} k_{2,eq} = 0 \quad (6.54)$$

Risolvendo l'equazione in funzione della variabile ω^2 si ricavano i quadrati delle pulsazioni naturali e, di conseguenza, le pulsazioni stesse. Per passare poi da quest'ultime alle frequenze naturali si applica la semplice conversione:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (6.55)$$

Ovviamente tutta la procedura di calcolo appena dettagliata è stata ripetuta sia per il caso con soluzione monoelica sullo stadio primario di sospensione che per quello con doppia elica. Sullo stadio secondario invece i tasselli utilizzati sono sempre gli stessi.

Massa semplicemente sospesa	m_{1s}	kg	12517
Massa doppiamente sospesa (per carrello)	m_{2s}	kg	38981
Rigidezza equivalente primaria	$k_{1,eq}$	kN/m	9797
Rigidezza equivalente secondaria	$k_{2,eq}$	kN/m	12800
Frequenza di oscillazione del telaio carrello	$f_{carrello}$	Hz	7,13
Frequenza di oscillazione della cassa	f_{cassa}	Hz	1,80

Tabella 6.18: Masse, rigidezze equivalenti e frequenze proprie del sistema con soluzione a doppia elica sullo stadio primario

Massa semplicemente sospesa	m_{1s}	kg	12517
Massa doppiamente sospesa (per carrello)	m_{2s}	kg	38981
Rigidezza equivalente primaria	$k_{1,eq}$	kN/m	11653
Rigidezza equivalente secondaria	$k_{2,eq}$	kN/m	12800
Frequenza di oscillazione del telaio carrello	$f_{carrello}$	Hz	7,36
Frequenza di oscillazione della cassa	f_{cassa}	Hz	1,90

Tabella 6.19: Masse, rigidezze equivalenti e frequenze proprie del sistema con soluzione monoelica sullo stadio primario

Nelle tabelle 6.18 e 6.19 sono riportati i principali dati dei due calcoli e i risultati in termini di frequenze di cassa e carrello.

In entrambe le soluzioni è presente un buon disaccoppiamento tra la frequenza di oscillazione del telaio carrello e quella della cassa, inoltre per quest'ultima i valori ottenuti rientrano pienamente nel range di accettabilità prefissato.

Con il calcolo delle frequenze proprie si chiude il dimensionamento analitico delle sospensioni. A questo punto è dunque possibile fare una serie di considerazioni finali, in particolare per valutare quale tra le due soluzioni proposte per lo stadio primario sia la migliore.

A livello puramente geometrico non c'è una distinzione che porta a preferire l'una piuttosto che l'altra: entrambe le configurazioni rispettano i canoni di forma e le verifiche geometriche richieste dalla normativa, inoltre sono entrambe adatte per il tipo di boccola che si è scelto di utilizzare. L'unica differenza che potrebbe rivelarsi rilevante riguarda gli ingombri in altezza delle due soluzioni: in condizioni di ordine di marcia il pacco molla a doppia elica presenta un'altezza di circa 242 mm, contro i 254 mm della monoelica. I 12 mm di differenza sono decisamente trascurabili in questa fase preliminare del progetto, ma potrebbero essere rilevanti in un secondo momento nel valutare l'altezza raggiunta dalla cassa e il rispetto della sagoma limite.

Per quanto riguarda le verifiche strutturali invece, bisogna segnalare una resistenza a snervamento migliore della soluzione monoelica; al contrario la soluzione a doppia elica risulta nettamente superiore per le sollecitazioni di fatica. Entrambe le soluzioni mostrano

poi una resistenza all'instabilità elastica decisamente elevata.

L'aspetto riguardo le frequenze proprie di cassa e carrello è praticamente irrilevante nella scelta di una soluzione piuttosto che l'altra, in quanto si sono ottenuti dei risultati pressoché identici.

In definitiva si deve quindi affermare che nessuna delle due soluzioni è nettamente migliore dell'altra da un punto di vista geometrico o resistenziale: gli unici parametri davvero rilevanti nella scelta saranno quindi i valori di rigidezza verticale e laterale. In realtà poi, dato che le rigidezze verticali delle due soluzioni sono molto vicine (816 N/mm per la doppia elica e 971 N/mm per la monoelica), i parametri maggiormente determinanti saranno le rigidezze laterali (631 N/mm per la doppia elica contro 1093 N/mm per la monoelica).

Capitolo 7

Analisi con metodo FEM delle sospensioni

Il metodo degli elementi finiti o FEM [1] è un processo di simulazione numerica ampiamente utilizzato nel campo delle analisi strutturali di sistemi più o meno complessi.

L'obiettivo iniziale è quello di creare un modello virtuale di un dato componente o sistema di componenti, cercando di riprodurre in modo scrupolosamente fedele le caratteristiche geometriche e fisiche dello stesso. A questo punto il modello viene suddiviso in un numero più o meno elevato di elementi dalla forma geometrica semplice (triangoli o quadrilateri se 2D, tetraedri o esaedri se 3D) e quanto più possibile regolare. Così facendo il sistema complesso iniziale viene scomposto in numerosi sottosistemi più semplici da analizzare; andando poi a sommare le singole soluzioni ottenute si ottiene il risultato totale del modello.

Si tratta in definitiva di uno strumento di analisi strutturale¹ dalle grandi potenzialità, che consente di simulare le conseguenze di applicazione di determinati carichi e vincoli su un componente, senza dover necessariamente passare da prove fisiche e potenzialmente distruttive. L'unica condizione strettamente necessaria al fine di poter ritenere attendibili i risultati delle simulazioni, è quella di definire un modello sufficientemente accurato, sia per quanto riguarda l'aspetto geometrico, sia per le proprietà meccaniche e fisiche dei materiali.

Numerosi sono i software di simulazione FEM disponibili in commercio: per la presente relazione si è scelto di utilizzare il programma Ansys disponibile nella versione Student². Le estensioni del software principalmente impiegate sono state Ansys Workbench e Ansys Mechanical. Per la modellazione geometrica delle molle e dei tasselli in gomma si è invece utilizzato il software di progettazione CAD SolidWorks: tutte le sospensioni sono state modellate nella condizione di altezza libera e solo successivamente sono stati aggiunti i carichi di ordine di marcia cui sono costantemente sottoposte. In questo modo non vengono trascurati gli stati tensionali e le deformazioni introdotte dal pre-carico dei componenti.

¹In questa relazione si fa riferimento esclusivamente alle applicazioni strutturali dei metodi FEM, ma questi sono in realtà impiegati in molteplici ambiti, come quello termodinamico, fluidodinamico e altri ancora.

²La licenza student del software Ansys introduce alcune limitazioni nel numero di nodi ed elementi che è possibile simulare, di conseguenza non sarà possibile svolgere simulazioni altamente accurate

7.1 Analisi modale delle sospensioni primarie

Per quanto riguarda le molle ad elica dello stadio primario, le normative EN 13298 e EN 13906 stabiliscono una procedura di dimensionamento analitico già sufficientemente accurata, con molte verifiche sul componente anche a livello strutturale. Per questo motivo non sono normalmente necessarie delle analisi numeriche per valutare la resistenza delle molle a carichi statici o dinamici.

Per le sospensioni primarie si è dunque scelto di non svolgere simulazioni numeriche dei componenti sotto carico, ma esclusivamente un'analisi modale per stabilire i principali modi di vibrare e le relative frequenze proprie delle molle.

7.1.1 Soluzione a doppia elica

Per prima cosa è stato realizzato un modello CAD tridimensionale del componente mediante il software SolidWorks. Le due molle sono state realizzate mediante uno schizzo a spirale ed una sua estrusione in rivoluzione. Le variabili di dimensionamento utilizzate sono state l'altezza libera e il numero di rivoluzioni (corrispondente al numero totale delle spire della molla). Particolare attenzione va posta all'orientamento degli avvolgimenti: normalmente le normative consigliano un avvolgimento destrorso, ma nel caso di doppia molla è preferibile che queste abbiano avvolgimenti opposti, per cui è stato adottato quello destrorso per la molla esterna e quello sinistrorso per l'interna.

Oltre agli elementi elastici, sono state modellate anche delle semplici basi d'appoggio superiore ed inferiore, che vanno a completare il pacco molla.

In figura 7.1 è riportato il modello finale della soluzione a doppia elica.



Figura 7.1: Modello CAD 3D del pacco molla a doppia elica delle sospensioni primarie

Si è a questo punto potuto passare al software di simulazione: per prima cosa è stata importata la geometria del componente tramite il formato IGES del suddetto modello CAD. In secondo luogo si sono definite le proprietà fisiche e le caratteristiche meccaniche

dei materiali delle varie parti: in Ansys è integrata una libreria in cui sono raccolti i dati delle principali categorie di materiali; questa è però piuttosto limitata nella versione student del software, e molti materiali specifici, tra cui ad esempio il 51CrV4 impiegato per le molle, non sono presenti. Le principali caratteristiche dell'acciaio per molle sono allora state definite manualmente utilizzando le informazioni indicate nella normativa di riferimento EN 10089. Per gli alloggiamenti invece è stato utilizzato l'acciaio strutturale standard presente in libreria.

In particolar modo, dovendo eseguire un'analisi modale del pacco molla, è stato fondamentale inserire le informazioni relative alla densità dei materiali, che verrà utilizzata dal software per definire la matrice di massa del sistema dinamico.

In tabella 7.1 sono riportate le principali proprietà fisiche e meccaniche dei due materiali impiegati:

			Acciaio 51CrV4	Acciaio strutturale
Modulo di Young	E	MPa	206000	200000
Modulo di taglio	G	MPa	78500	76923
Coefficiente di Poisson	ν	/	0,312	0,300
Densità	ρ	kg/m ³	7850	7850

Tabella 7.1: Proprietà fisiche e meccaniche dell'acciaio per molle 51CrV4 e dell'acciaio strutturale standard

Si è passati a questo punto nell'ambiente Ansys Mechanical, dove è stato preparato il modello per l'analisi numerica assegnando i materiali ai vari componenti dell'assieme. È stata inoltre aggiunta alla geometria una massa distribuita di 4291 kg sul piattello superiore della molla: questa rappresenta il peso del veicolo che viene costantemente scaricato sulla sospensione primaria, ovvero il carico di ordine di marcia.

Il modello è stato successivamente discretizzato in una serie di numerosi elementi tetraedrici che definiscono la mesh: essendo l'analisi modale incentrata sullo studio del comportamento globale del componente, non è normalmente necessaria una discretizzazione molto fitta (indispensabile invece per analisi di dettaglio come quella statica strutturale). La mesh ottenuta è riportata in figura 7.2

L'ultimo passaggio prima di poter procedere con l'analisi numerica riguarda l'applicazione di carichi e vincoli. Per quanto riguarda i carichi, trattandosi di un'analisi modale, quindi al netto di effetti forzanti e smorzanti sul componente, non sono state applicate forze o momenti; è stato però applicato al modello l'effetto della gravità, in modo da prendere in considerazione la massa propria del corpo e quella distribuita sull'estremità superiore. Per quanto riguarda i vincoli invece, è stata definita come supporto fisso l'estremità inferiore del pacco molla. Questa condizione di vincolo poteva anche essere riprodotta imponendo spostamenti nulli nelle tre direzioni del piattello inferiore della sospensione.

Si è infine potuto procedere con l'analisi del comportamento modale dell'assieme, andando a ricavare i principali modi di vibrare dello stesso, le relative frequenze, la percentuale di massa spostata e i fattori di partecipazione nei movimenti del corpo nei sei gradi di libertà spaziali.

Come noto ogni corpo può avere, in base alle condizioni di vincolo, numerosissimi modi di vibrare: tra questi tuttavia, solo alcuni sono rilevanti. Per stabilire quanti modi è neces-

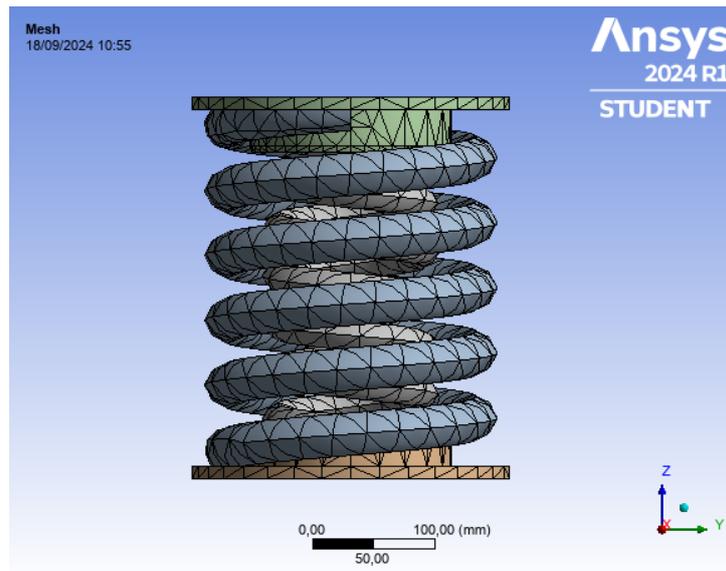


Figura 7.2: Mesh del pacco molla a doppia elica con elementi tetraedrici

sario indagare per riprodurre fedelmente il comportamento dinamico di un componente, viene in genere utilizzato un parametro ottenuto dal rapporto tra la massa effettivamente messa in movimento da un modo e la massa totale del modello. Normalmente si prendono in considerazione i primi modi di vibrare fino ad arrivare ad un valore del suddetto rapporto uguale o superiore al 90% in tutti i gradi di libertà.

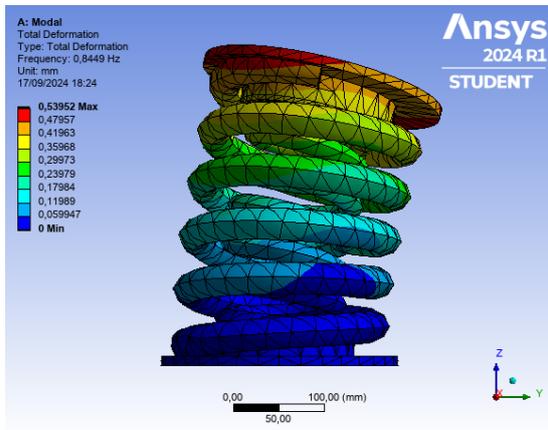
Come verrà evidenziato nel seguito, per il pacco molla a doppia elica tale soglia veniva raggiunta considerando anche solo i primi 4 modi di vibrare, anzi per alcuni dei gradi di libertà si raggiungevano anche valori superiori al 98%. Aumentando invece a 6 il numero di modi considerati, si ottenevano in ogni direzione dei rapporti del 99%, per cui si è scelto di seguire questa seconda strada.

In figura 7.3 sono riportati i primi sei modi di vibrare del pacco molla a doppia elica delle sospensioni primarie, in tabella 7.2 invece, le relative frequenze di oscillazione.

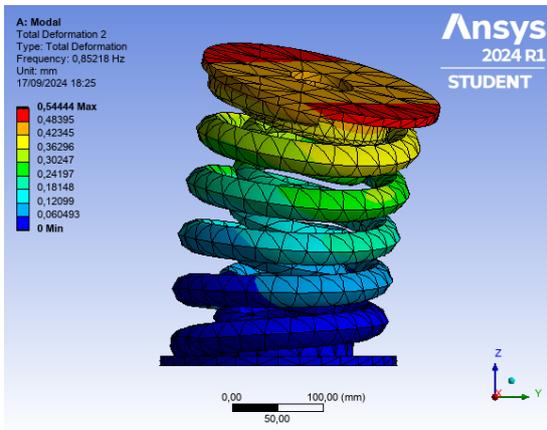
Modo	Frequenza [Hz]
1	0,845
2	0,852
3	1,831
4	1,840
5	4,754
6	4,802

Tabella 7.2: Frequenze di oscillazione dei primi sei modi di vibrare del pacco molla a doppia elica

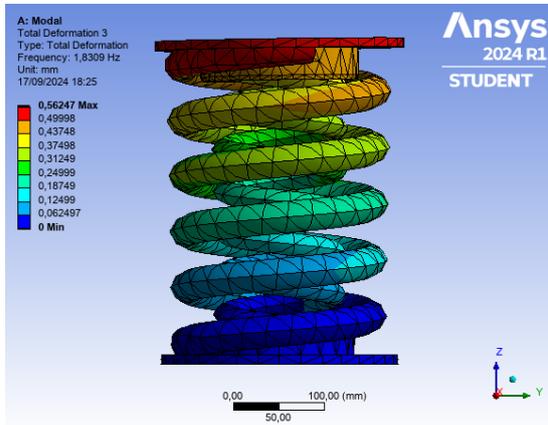
Come si può già intuire dai valori delle frequenze e dall'analisi visiva degli spostamenti, si hanno delle coppie di modi sostanzialmente simmetrici (non si ottengono valori esattamente identici delle frequenze poiché le molle non sono propriamente assialsimmetriche). Questa affermazione viene poi confermata dai fattori di partecipazione riportati in tabella 7.3 e diagrammati (in modulo) negli istogrammi in figura 7.5.



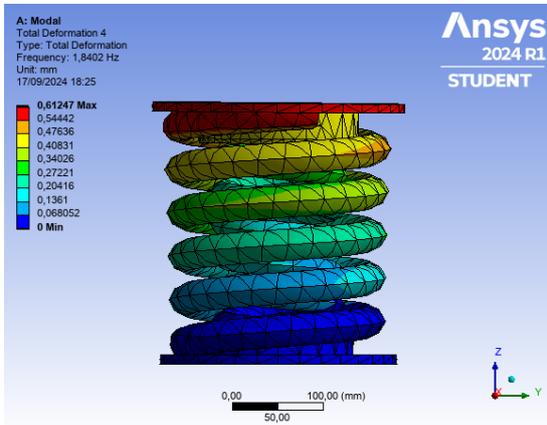
(a) Modo 1



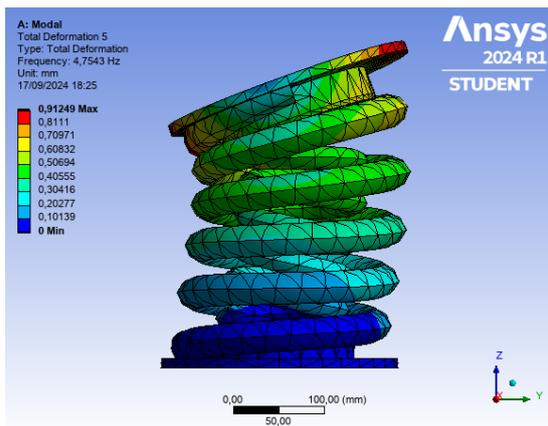
(b) Modo 2



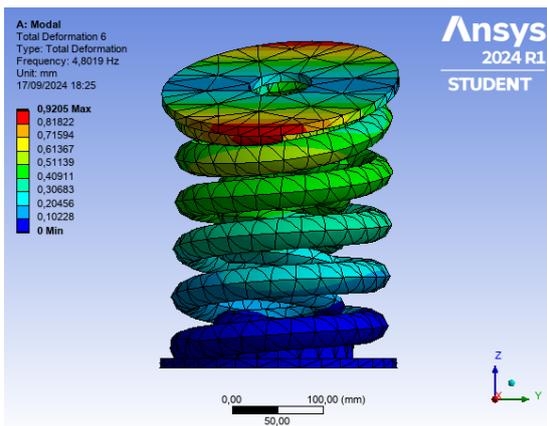
(c) Modo 3



(d) Modo 4



(e) Modo 5



(f) Modo 6

Figura 7.3: Modi di vibrare della sospensione primaria a doppia elica

I fattori di partecipazione sono un'indicazione numerica di quanto un certo modo sia rilevante per lo spostamento del corpo in un dato grado di libertà. Nella tabella sono riportati i valori di ogni modo relativi alle traslazioni e alle rotazioni nelle tre direzioni della terna cartesiana.

Come si può notare, i valori del primo e del secondo modo sono speculari sia per le traslazioni che per le rotazioni in direzione x e y. Lo stesso accade, seppur in modo meno evidente, per il quinto e il sesto. Questo testimonia appunto la simmetria che è stata individuata tra i modi 1 e 2 e i modi 5 e 6.

Il terzo e quarto modo invece non sono simmetrici tra loro, ma sono sostanzialmente gli unici che definiscono gli spostamenti o le rotazioni della molla in direzione z.

Modo	Trasl. x	Trasl. y	Trasl. z	Rot. x	Rot. y	Rot. z
1	-1.39	1.40	-0.01	-470.88	-468.17	-0.13
2	1.40	1.39	0.04	-468.02	470.67	0.34
3	0.02	-0.01	1.71	6.60	-8.59	112.68
4	0.01	0.01	-1.18	-3.74	4.98	162.82
5	0.16	0.62	-0.04	-64.32	17.05	0.19
6	-0.62	0.15	0.03	-15.66	-64.05	0.74

Tabella 7.3: Fattori di partecipazione dei primi sei modi di vibrare del pacco molla a doppia elica

Di seguito saranno brevemente analizzati i sei gradi di libertà in relazione ai modi di vibrare del componente.

In figura 7.4 sono invece riportati i grafici, per ognuno dei gradi di libertà del sistema, che mostrano come aumenta il rapporto tra massa effettivamente spostata e massa totale del sistema all'aumentare del numero di modi considerati nell'analisi. Come già anticipato si vede come in realtà sarebbero stati sufficienti i primi quattro modi per arrivare, in ogni direzione, alla soglia prefissata del 90% di massa spostata. È però anche evidente come aggiungendo altri due modi allo studio si riesca a superare il 99% in ognuno dei gradi di libertà del corpo.

Le curve in figura 7.4 mostrano solo come aumenta la percentuale di massa spostata all'aumentare del numero di modi analizzati: il software di simulazione invece, fornisce anche i valori percentuali di massa effettivamente spostata da ogni singolo modo. Quest'ultimi sono riportati nella tabella 7.4 e una volta sommati restituiscono i valori diagrammati in figura 7.4.

Traslazione in direzione x

Per lo spostamento in direzione x risulta evidente come i modi predominanti siano il primo e il secondo con un contributo sostanzialmente identico. Come viene evidenziato dai dati in tabella 7.4 e dalla curva in figura 7.4, tramite questi due modi viene già raggiunta la soglia del 90% di massa spostata. Anche il sesto modo, seppur non in modo predominante, contribuisce alla traslazione del sistema in direzione x, consentendo di movimentare fino al 99% della massa. Il terzo e quarto modo sono praticamente ininfluenti per questo grado di libertà.

Modo	Trasl.x	Trasl.y	Trasl.z	Rot.x	Rot.y	Rot.z
1	44.9%	45.4%	0.0%	49.8%	49.2%	0.0%
2	45.4%	44.8%	0.0%	49.2%	49.7%	0.0%
3	0.0%	0.0%	67.3%	0.0%	0.0%	32.3%
4	0.0%	0.0%	32.2%	0.0%	0.0%	67.4%
5	0.6%	8.8%	0.0%	0.9%	0.1%	0.0%
6	8.8%	0.5%	0.0%	0.1%	0.9%	0.0%

Tabella 7.4: Percentuale di massa effettiva della molla a doppia elica traslata o ruotata nelle varie direzioni da ogni singolo modo

Traslazione in direzione y

Per la traslazione in direzione y la situazione è sostanzialmente speculare: i modi predominanti sono il secondo e il primo con cui si mette in movimento circa il 90% della massa. Anche il quinto modo contribuisce alla traslazione lungo y, consentendo di raggiungere la soglia del 99% di massa spostata. Il terzo e quarto modo, ancora una volta, risultano praticamente ininfluenti per il grado di libertà in esame.

Traslazione in direzione z

Per la traslazione lungo z gli unici modi rilevanti sono il terzo e il quarto, con quest'ultimo che da un contributo leggermente inferiore (32% di massa spostata) rispetto al precedente (67% di massa spostata). Del tutto ininfluenti invece gli altri quattro modi di vibrare.

Rotazione in direzione x

Per la rotazione attorno all'asse x i modi che forniscono il maggior contributo sono il primo e il secondo, con il quale viene raggiunto circa il 98% del rapporto tra massa effettivamente spostata e massa totale. Un leggerissimo contributo, sufficiente a superare la soglia del 99%, viene invece fornito dal quinto modo di vibrare: quest'ultimo è prevalentemente un modo di traslazione in direzione y (quello meno significativo), ma come effetto secondario provoca anche una leggera torsione del pacco molla attorno all'asse x.

Rotazione in direzione y

La rotazione attorno all'asse y è sostanzialmente speculare a quella attorno ad x: i modi che contribuiscono a spostare oltre il 98% della massa del sistema sono il secondo e il primo. Il sesto modo provoca invece una leggera rotazione attorno all'asse y dovuta ad una traslazione della molla in direzione x: questa piccola torsione contribuisce a superare la soglia del 99% di massa movimentata.

Rotazione in direzione z

Come già avvenuto per la traslazione, anche per la rotazione in direzione z gli unici modi rilevanti sono il terzo e il quarto, con quest'ultimo predominante sul primo. Sono invece ininfluenti per questo grado di libertà i contributi di tutti gli altri modi di vibrare.

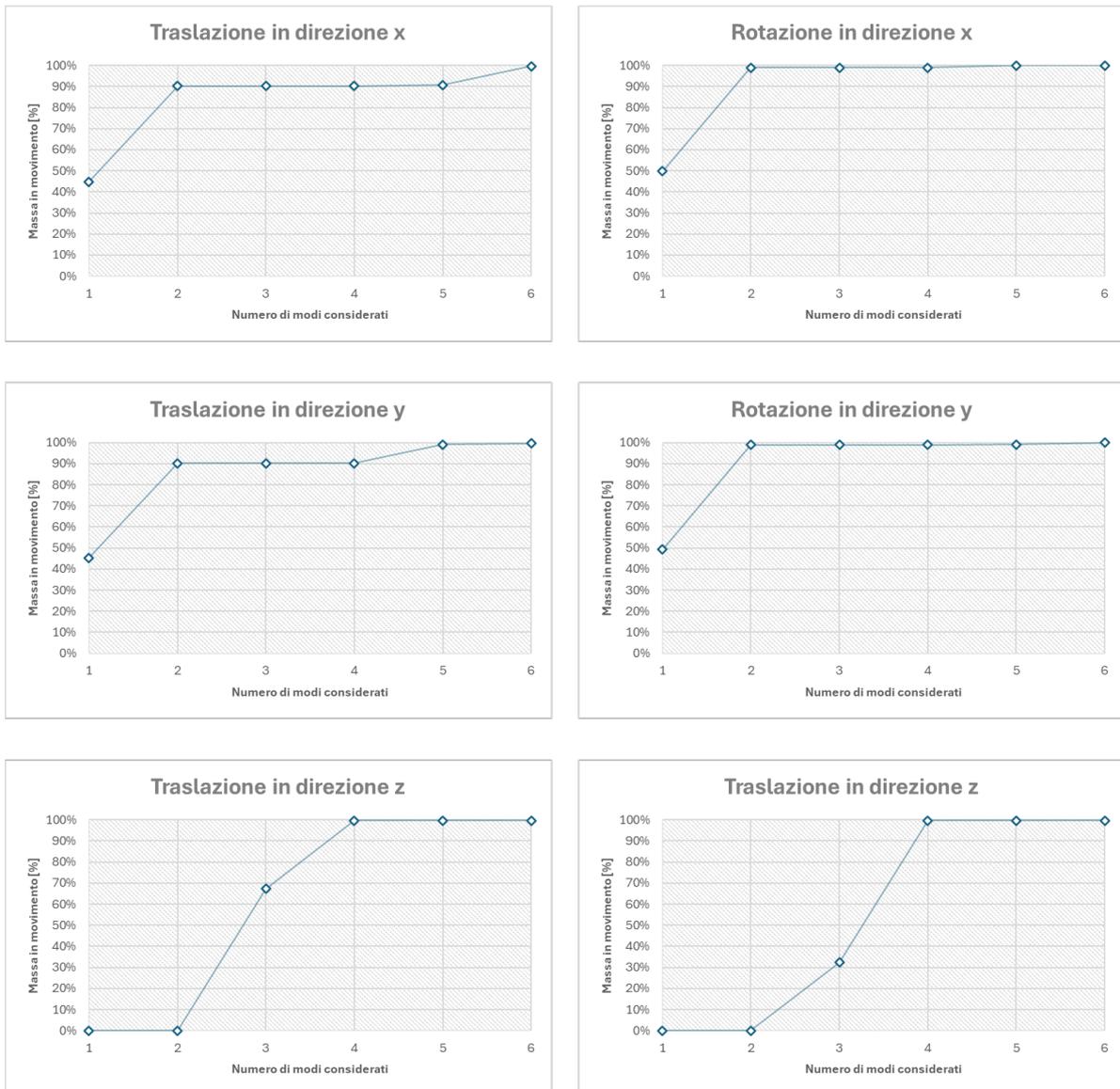


Figura 7.4: Rapporto tra massa effettivamente messa in movimento e massa totale della sospensione primaria a doppia elica al variare del numero di modi considerati per l'analisi

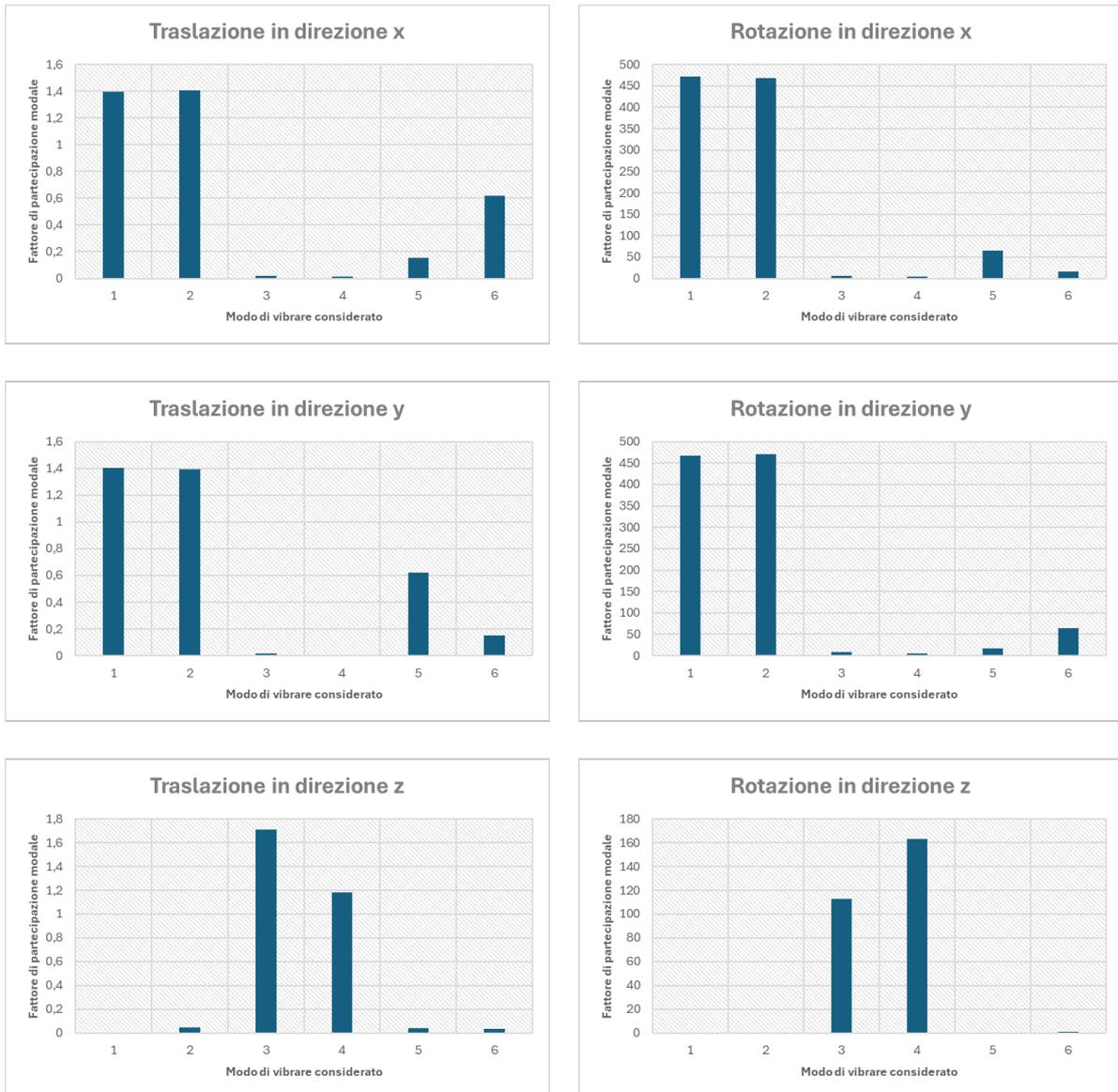


Figura 7.5: Fattori di partecipazione modale dei primi sei modi di vibrare della sospensione primaria a doppia elica

7.1.2 Soluzione monoelica

Tutto il procedimento e l'analisi descritta per la soluzione a doppia elica delle sospensioni primarie sono stati poi ripetuti per la configurazione monoelica.

In primo luogo si è realizzato il modello CAD del componente (figura 7.6) secondo le geometrie stabilite nel dimensionamento analitico. Essendo presente in questo caso un'unica molla, l'orientamento degli avvolgimenti è destrorso come da indicazioni della normativa. Anche in questo caso sono state modellati, oltre all'elemento elastico, i relativi alloggiamenti.



Figura 7.6: Modello CAD 3D del pacco molla monoelica delle sospensioni primarie

Come prima il modello è stato esportato in formato IGES ed importato successivamente nel software di simulazione Ansys. Il materiale utilizzato per le molle è sempre l'acciaio 51CrV4, le cui proprietà (tabella 6.5), non essendo presenti in libreria, sono state impostate manualmente nel modello. Per gli alloggiamenti invece, è stato ancora una volta utilizzato l'acciaio strutturale standard.

Entrando nell'ambiente Ansys Mechanical è stato assegnato il materiale ad ognuna delle parti dell'assieme e, come prima, è stata aggiunta alla geometria la massa distribuita di ordine di grandezza pari a 4291 kg. Il modello è stato quindi discretizzato, ancora una volta utilizzando elementi tetraedrici in una mesh non eccessivamente infittita. Quest'ultima è mostrata in figura 7.7

In ultimo sono stati poi applicati al modello l'effetto della gravità e il vincolo rigido sull'alloggiamento inferiore. A questo punto, con il modello completamente definito, è stata lanciata la simulazione per l'analisi modale.

Anche in questo caso, come per la soluzione a doppia elica, la soglia del 90% di massa messa in movimento nei vari gradi di libertà del sistema, la si raggiungeva prendendo in considerazione solo i primi quattro modi (arrivando anche attorno al 98% in alcuni casi). Utilizzando invece altri due modi, arrivando così a sei, si riesce a mettere in movimento più del 99% della massa del sistema in ognuno dei gradi di libertà dello spazio.

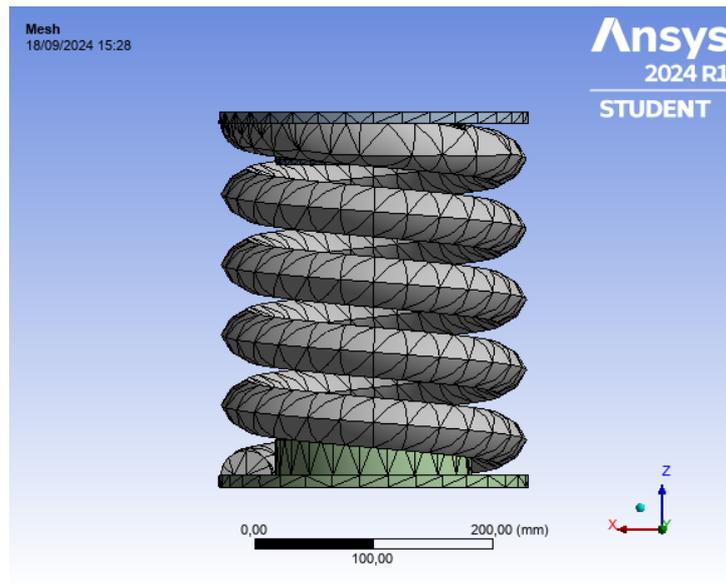


Figura 7.7: Mesh del pacco molla monoelica con elementi tetraedrici

In figura 7.8 sono riportati i primi sei modi di vibrare del pacco molla monoelica delle sospensioni primarie, in tabella 7.5 invece, le relative frequenze di oscillazione.

Modo	Frequenza [Hz]
1	1,083
2	0,092
3	1,875
4	2,382
5	5,807
6	5,991

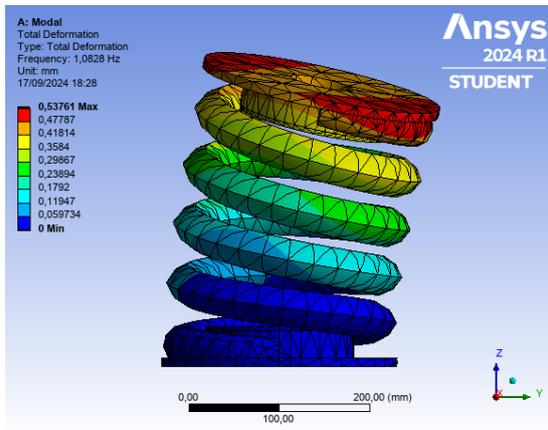
Tabella 7.5: Frequenze di oscillazione dei primi sei modi di vibrare del pacco molla monoelica

In questo caso, ancor più della soluzione a doppia elica, appare evidente dalle frequenze e dagli estratti visivi dei modi, come il primo con il secondo modo e il quinto con il sesto rappresentino delle coppie di modi sostanzialmente simmetrici. A confermare ciò, ancora una volta, i valori dei fattori di partecipazione riportati in tabella 7.6 e diagrammati (in modulo) negli istogrammi in figura 7.10.

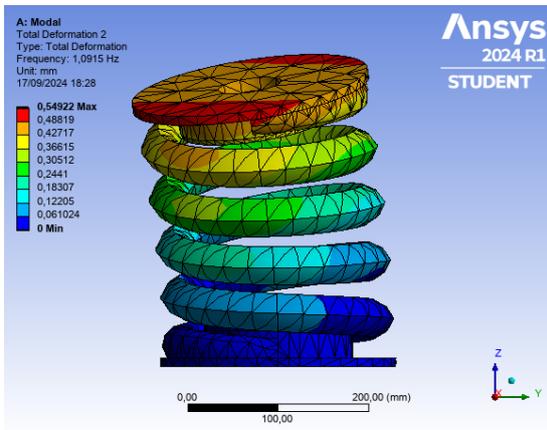
Come si può notare, i valori del primo e del secondo modo sono speculari sia per le traslazioni che per le rotazioni in direzione x e y . Lo stesso accade, seppur in modo meno evidente, per il quinto e il sesto. Questo testimonia appunto la simmetria che è stata individuata tra i modi 1 e 2 e i modi 5 e 6.

Il terzo e quarto modo invece non sono simmetrici tra loro e sono sostanzialmente gli unici a dare un contributo significativo per gli spostamenti e le rotazioni della molla in direzione z .

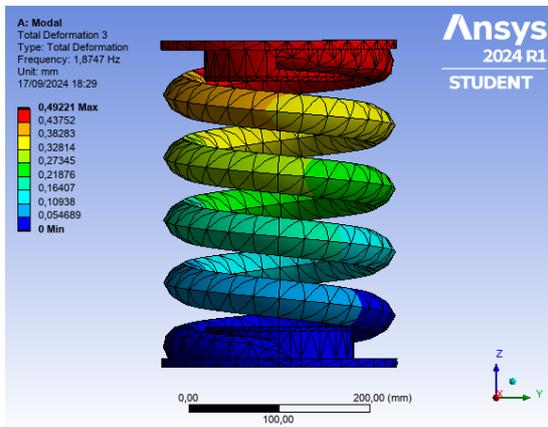
Di seguito, come fatto per la soluzione a doppia elica, saranno brevemente analizzati i sei gradi di libertà in relazione ai modi di vibrare del componente.



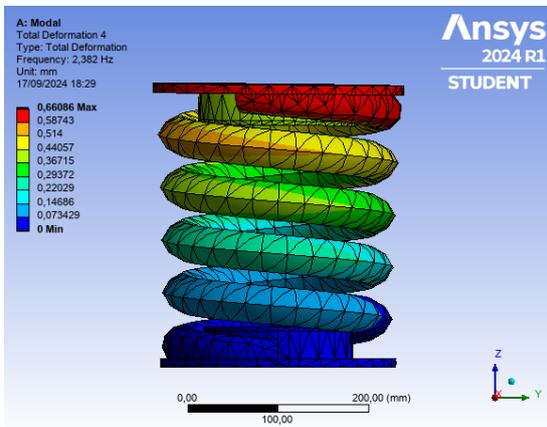
(a) Modo 1



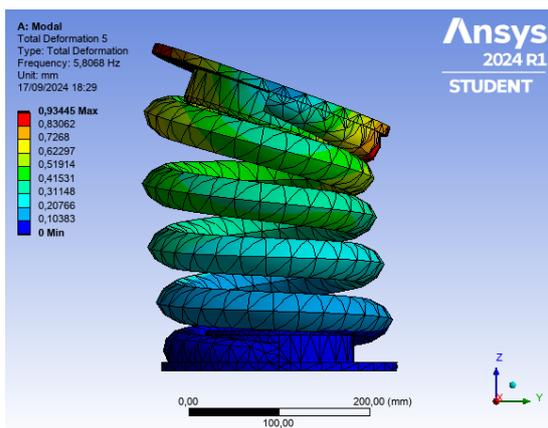
(b) Modo 2



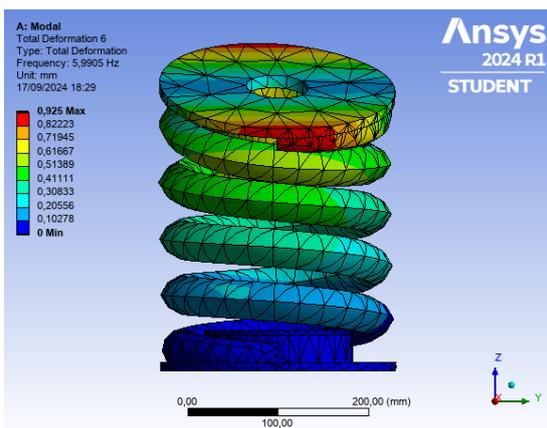
(c) Modo 3



(d) Modo 4



(e) Modo 5



(f) Modo 6

Figura 7.8: Modi di vibrare della sospensione primaria monoelica

Modo	Trasl. x	Trasl. y	Trasl. z	Rot. x	Rot. y	Rot. z
1	1.10	1.66	-0.02	-559.21	369.94	2.56
2	1.65	-1.09	-0.11	369.56	558.25	-1.47
3	0.10	-0.04	2.08	14.63	32.61	-8.19
4	0.00	0.02	-0.09	-9.40	-0.78	-197.93
5	0.09	0.61	0.00	61.26	9.73	3.72
6	-0.61	-0.08	0.03	8.50	-61.32	1.20

Tabella 7.6: Fattori di partecipazione dei primi sei modi di vibrare del pacco molla monoelica

In figura 7.9 sono invece riportati i grafici, per ognuno dei gradi di libertà del sistema, che mostrano come aumenta il rapporto tra massa effettivamente spostata e massa totale del sistema all'aumentare del numero di modi considerati nell'analisi. Come già anticipato si vede come in realtà sarebbero stati sufficienti i primi quattro modi per arrivare, in ogni direzione, alla soglia prefissata del 90% di massa spostata. È però anche evidente come aggiungendo altri due modi allo studio si riesca a superare il 99% in ognuno dei gradi di libertà del corpo.

Infine in tabella 7.7 si riportano le percentuali di massa effettivamente messa in movimento nelle varie direzioni da ogni singolo modo. Come prima, sommando progressivamente tali valori, si ottengono le curve in figura 7.9.

Modo	Trasl.x	Trasl.y	Trasl.z	Rot.x	Rot.y	Rot.z
1	27.6%	63.2%	0.0%	69.0%	30.2%	0.0%
2	62.9%	27.5%	0.3%	30.1%	68.7%	0.0%
3	0.2%	0.0%	99.1%	0.0%	0.2%	0.2%
4	0.0%	0.0%	0.2%	0.0%	0.0%	99.3%
5	0.2%	8.7%	0.0%	0.8%	0.0%	0.0%
6	8.7%	0.2%	0.0%	0.0%	0.8%	0.0%

Tabella 7.7: Percentuale di massa effettiva della molla monoelica traslata o ruotata nelle varie direzioni da ogni singolo modo

Traslazione in direzione x

Per lo spostamento in direzione x il modo 2 risulta quello maggiormente rilevante, in grado di mettere in movimento circa il 63% della massa del sistema. L'altro modo che fornisce un contributo importante e consente di arrivare alla soglia del 90% è il primo. Quest'ultimo risulta maggiormente rilevante per la traslazione in direzione y e la rotazione attorno a x, ma compiendo tali spostamenti una parte importante della massa del sistema viene anche traslata lungo x. Anche il sesto modo infine, fornisce un contributo su questo grado di libertà, seppur in quantità nettamente minore rispetto al secondo e al primo. Tramite quest'ultimo comunque si riesce a passare dal 90% della massa traslata lungo x al 99%.

Traslazione in direzione y

Per la traslazione in direzione y la situazione è sostanzialmente speculare: i modi predominanti sono questa volta il primo (circa il 63% di massa spostata) e il secondo, con il quale si raggiunge facilmente la soglia del 90% di massa traslata lungo y. L'ultimo modo a fornire un contributo, seppur meno rilevante dei primi due, è il modo 5: considerando anche quest'ultimo si riesce a mettere in movimento più del 99% della massa del componente in direzione y.

Traslazione in direzione z

In direzione z la situazione è decisamente netta: l'unico modo a fornire un contributo rilevante per le traslazioni in questa direzione è il terzo, con il quale viene movimentata più del 99% della massa del sistema. Gli altri modi sono sostanzialmente irrilevanti per le traslazioni in z.

Rotazione in direzione x

Per la rotazione attorno all'asse x due sono i modi che si possono ritenere rilevanti: il primo e il secondo, con quest'ultimo che fornisce un contributo minore rispetto al precedente. Con il primo modo infatti viene ruotata su x più del 69% della massa del sistema, mentre con il secondo se ne aggiunge circa un ulteriore 30%, raggiungendo in totale una soglia del 99%. Gli altri modi risultano sostanzialmente irrilevanti, ad eccezione del quinto che porta comunque un contributo minimo rispetto ai primi due.

Rotazione in direzione y

La rotazione attorno all'asse y è sostanzialmente speculare a quella attorno ad x: i modi che contribuiscono a ruotare circa il 99% della massa lungo y sono il secondo (circa il 69%) e il primo (circa il 30%). Già solo con questi due modi si supera abbondantemente la soglia del 90% arrivando a circa il 99% della massa spostata. Un ultimo contributo, seppur decisamente inferiore rispetto ai primi due e quasi trascurabile, lo fornisce il sesto modo. Tutti gli altri modi sono sostanzialmente irrilevanti per quanto riguarda la rotazione della molla attorno all'asse y.

Rotazione in direzione z

Infine per quanto riguarda la rotazione attorno all'asse z, il quarto modo mette in movimento più del 99% della massa, rappresentando dunque l'unico contributo effettivamente rilevante. Tutti gli altri modi hanno fattori di partecipazione molto bassi e non contribuiscono in modo significativo alla rotazione della molla attorno all'asse z.

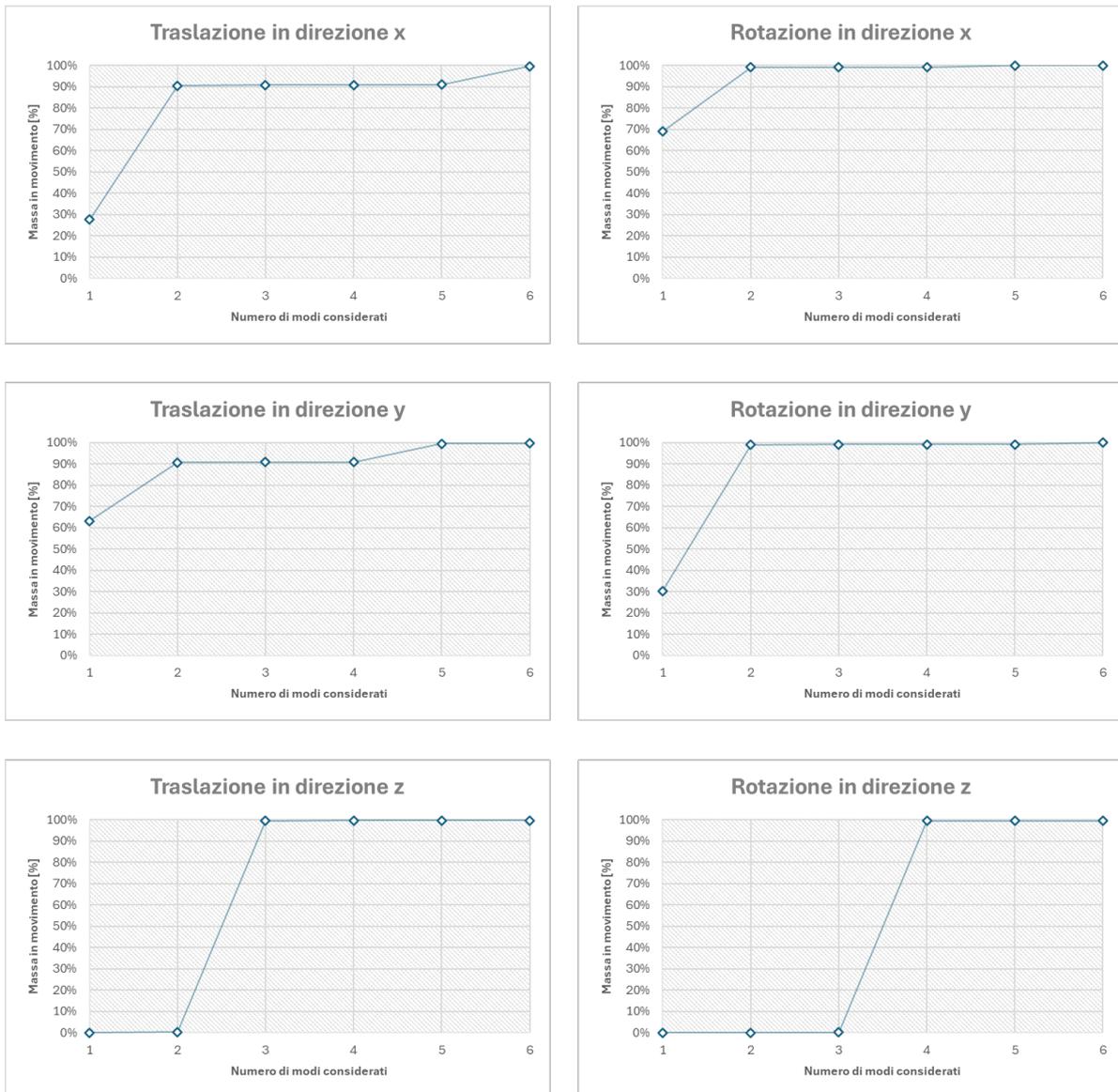


Figura 7.9: Rapporto tra massa effettivamente messa in movimento e massa totale della sospensione primaria monoelica al variare del numero di modi considerati per l'analisi

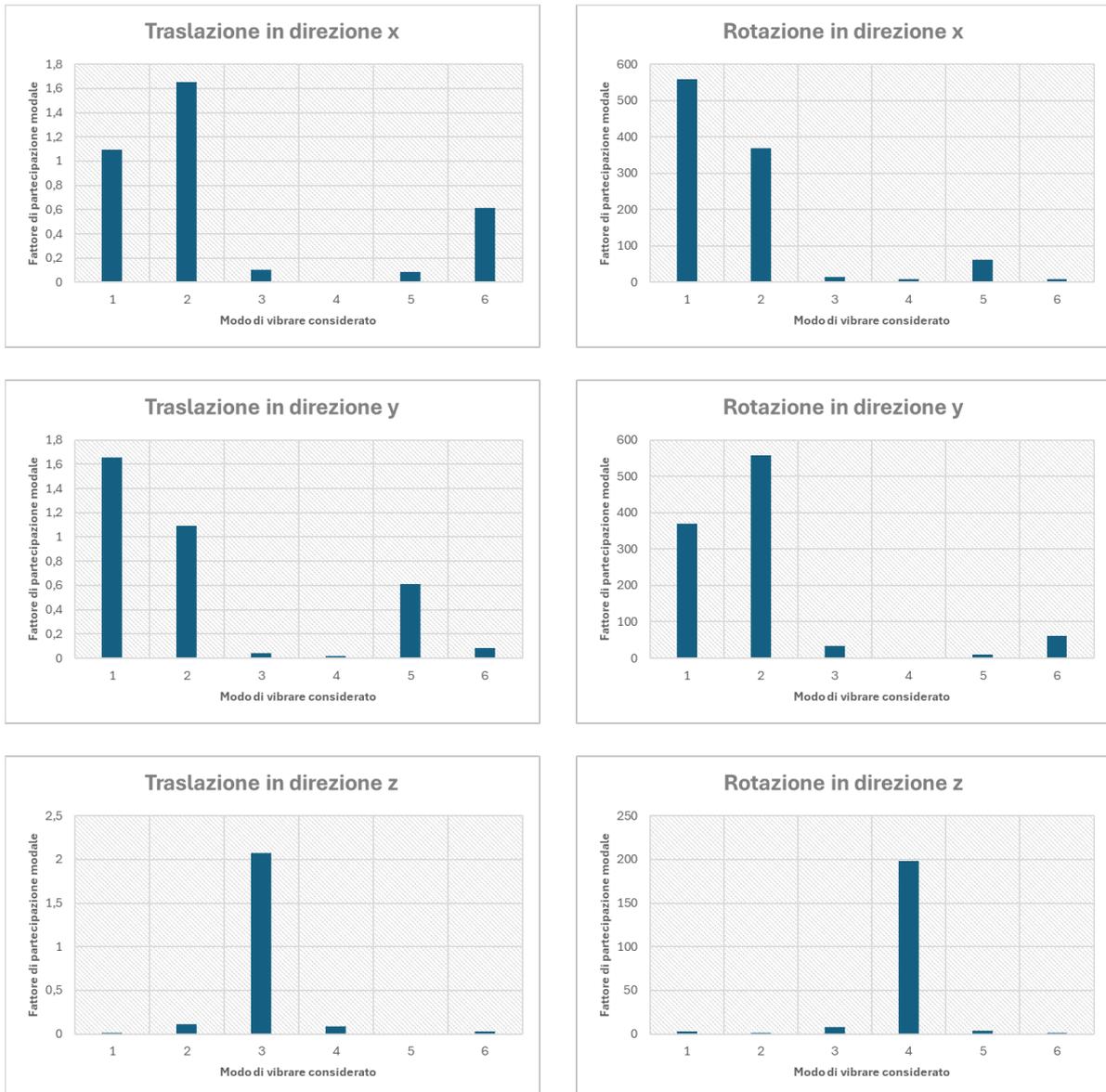


Figura 7.10: Fattori di partecipazione modale dei primi sei modi di vibrare della sospensione primaria monoelica

7.2 Analisi delle sospensioni secondarie

Terminate le analisi modali delle sospensioni primarie, si è passati ai tasselli in gomma impiegati sullo stadio secondario. A differenza delle molle, questi non erano stati dimensionati analiticamente seguendo le procedure e le verifiche normative, ma semplicemente scelti da catalogo in base ai range di carico e valutati analiticamente per gli schiacciamenti e le deflessioni subite sotto carico.

Per i suddetti motivi, in quest'ultima fase del progetto, si è scelto di non eseguire esclusivamente l'analisi modale dei tasselli, ma di sottoporre quest'ultimi anche a simulazioni di dettaglio sul comportamento statico e dinamico, valutando poi la risposta in frequenza e l'inserimento di un fattore di smorzamento.

Il primo passo comunque, che consiste nella realizzazione del modello geometrico e nell'assegnazione delle proprietà fisiche e meccaniche dei materiali, è comune a tutte le analisi, quindi è stato eseguito un'unica volta.

Bisogna comunque sottolineare che la geometria esatta del tassello e le caratteristiche specifiche della miscola della gomma non sono gestiti dal progettista, ma sono di competenza esclusiva del fornitore di tali elementi. Sarà quest'ultimo, basandosi sulle indicazioni di carico e di ingombro geometrico stabilite in fase di progetto preliminare, ad individuare o produrre la soluzione più adeguata e a fornire le relative indicazioni tecniche di rigidità, ingombro geometrico e resistenza meccanica e termica. Come riportato nel capitolo 6 comunque, è stato individuato da un catalogo disponibile, un tassello con delle proprietà prossime alle esigenze progettuali: questo elemento è stato dunque impiegato per la fase di "concept" del carrello ed è l'oggetto delle simulazioni presentate successivamente.

Per prima cosa, analogamente a quanto fatto per le molle primarie, è stato realizzato il modello CAD dei tasselli: la geometria di quest'ultimi è stata leggermente semplificata, eliminando quegli elementi di dettaglio troppo specifici che non avrebbero apportato, in questa fase del progetto, alcuna utilità ai risultati, ma anzi avrebbero appesantito il modello rendendo più complicato svolgere simulazioni. In figura 7.11 è riportato il tassello modellato in SolidWorks: come si vede quest'ultimo è costituito da una serie di strati in gomma (più scuri nel modello) alternati da lamierini metallici.

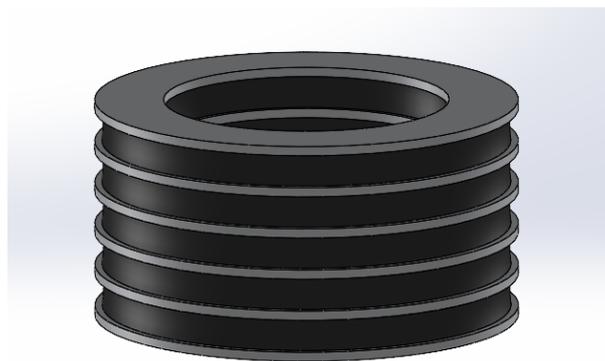


Figura 7.11: Modello CAD 3D del tassello in gomma-metallo impiegato per le sospensioni secondarie

Il modello è stato poi esportato in formato IGES e aperto nel software di simulazione Ansys dove sono state definite le proprietà dei materiali: per quanto riguarda i lamierini

metallici si è utilizzato l'acciaio strutturale standard presente nella libreria, per la gomma invece le proprietà sono state ricavate e poi inserite manualmente nel software. Come già accennato, le proprietà esatte della miscela della gomma sono gestite e conosciute esclusivamente dal fornitore dei tasselli; il progettista ha a disposizione esclusivamente il range di carico in cui l'elemento elastico può lavorare, la rigidità di quest'ultimo in determinate condizioni e la curva forza-schiacciamento.

Per ricavare le informazioni relative al modulo elastico della gomma è allora stata seguita una procedura iterativa di simulazioni numeriche basate proprio sulla curva forza-schiacciamento del tassello riportata in figura 7.12

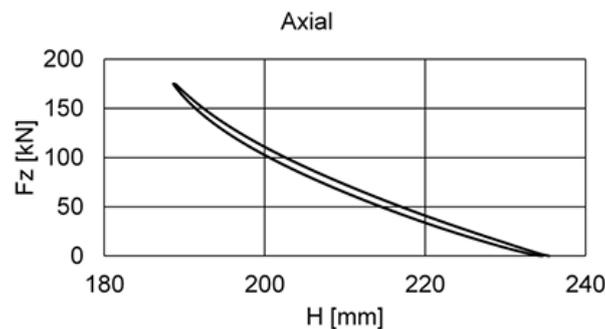


Figura 7.12: Caratteristica forza - altezza del tassello

Dalla suddetta caratteristica, imponendo un valore di carico è possibile leggere la conseguente altezza raggiunta dal tassello e, di conseguenza, il relativo schiacciamento.

La stessa procedura può essere eseguita sul modello mediante simulazioni: se quest'ultimo è ben definito, applicando un certo carico ci si aspetta di ottenere uno schiacciamento uguale (o comunque molto prossimo) a quello che si legge dalla caratteristica. Non conoscendo però le proprietà del materiale, in particolare il modulo elastico, si è pensato di assegnare un valore di primo tentativo e lanciare una prima simulazione, per poi iterare la procedura andando di volta in volta ad aggiornare gli input fino a convergere sullo schiacciamento auspicato.

Bisogna sottolineare che questo approccio non è assolutamente da ritenersi accurato, in quanto si basa sull'approssimazione della caratteristica isteretica³ del tassello con una perfettamente lineare. Questo introdurrà sul modello e sui risultati una certa percentuale di errore, sicuramente superiore a quella che si avrebbe utilizzando dei metodi di rilevazione sperimentale per la valutazione delle proprietà della gomma. Ad ogni modo, in assenza di altre informazioni, si è scelto di proseguire per questa strada, consci del fatto che, seppur globalmente l'approssimazione fatta sia piuttosto limitante, nell'intervallo di carico prossimo all'ordine di marcia si può ritenere sufficientemente valida.

Dopo una serie di numerosi tentativi è stato individuato un valore adeguato per il modulo elastico di Young, pari a $E=3,36$ MPa. Con tale valore impostato tra le caratteristiche della gomma, come si può vedere dalla figura 7.13, si ottiene uno schiacciamento verticale di circa 31 mm sotto il carico di ordine di marcia di 9745 kg (95600 N). Utilizzando tale carico nella caratteristica del tassello si ricava un'altezza di circa 205-206 mm,

³La gomma ha un comportamento differente in estensione e in rilassamento, per cui la caratteristica non è definita da un'unica curva ma da una isteresi. La differenza di comportamento è dovuta all'effetto smorzante della gomma, che entra in gioco principalmente durante il rilassamento della stessa.

ovvero uno schiacciamento di 30-31 mm rispetto all'altezza libera di 236 mm. Allo stesso modo, dividendo il carico di ODM per la rigidità verticale di 3200 N/mm si ottiene una deflessione di circa 30 mm. I valori delle simulazioni sono dunque decisamente in linea con quelli analitici e grafici.

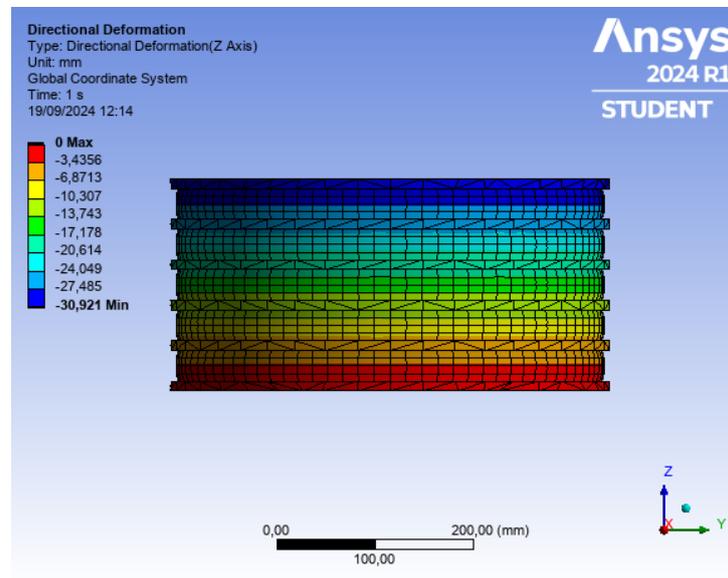


Figura 7.13: Deflessione verticale del tassello sottoposto al carico di ordine di marcia con modulo elastico della gomma pari a 3,36 MPa

Per quanto riguarda le altre proprietà della gomma, essendo quest'ultima un materiale molto rigido e quasi incompressibile, viene in genere utilizzato un coefficiente di Poisson pari a $\nu = 0,5$. Questo valore risulta però problematico per la definizione del modello, poiché va ad influire su altri parametri, come ad esempio il modulo di Bulk, rendendoli infiniti o nulli. Per ovviare a questa problematica dunque, si è utilizzato un valore molto prossimo a 0,5, nello specifico $\nu = 0,495$. Infine è stato inserito un valore medio di densità della gomma, pari a $\rho = 1500 \text{ kg/m}^3$, indispensabile per l'analisi modale.

Gli ultimi due passaggi necessari per avere un modello completamente definito e pronto per le analisi, sono la definizione della mesh e l'applicazione di carichi e vincoli. Entrambe queste operazioni sono tuttavia dipendenti dal tipo di analisi che si vuole svolgere. Come già detto, per analisi di dettaglio come ad esempio quella statica, si preferisce utilizzare una mesh più fitta, con elementi di dimensione ridotta; al contrario per le analisi globali come la modale, anche una mesh leggermente più grossolana può considerarsi valida. Nonostante ciò, nulla vieta di definire una discretizzazione adeguata alle analisi di dettaglio e impiegarla anche per le successive analisi globali, per cui si è scelto di optare per questa soluzione. La mesh realizzata, mostrata in figura 7.14, è costituita da due differenti tipologie di elementi: per gli strati in gomma, veri protagonisti delle analisi successive, sfruttando la regolarità della geometria, sono stati utilizzati elementi esagonali, più accurati dei tetraedri; quest'ultimi invece sono stati impiegati nei lamierini metallici, il cui comportamento statico o dinamico, come verrà spiegato in seguito, ha una rilevanza decisamente secondaria rispetto alla gomma.

In linea di massima sarebbe stato meglio utilizzare un'unica tipologia di elementi per tutto il componente, ma lo spessore molto ridotto dei lamierini ha reso difficile l'impiego

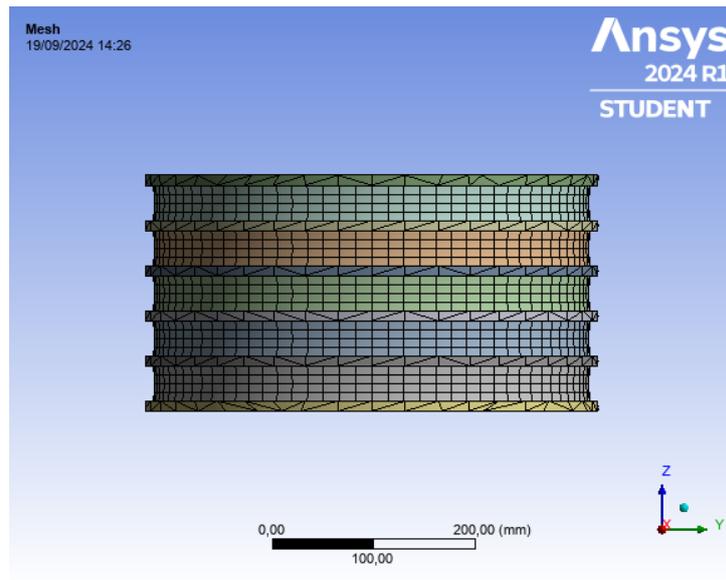


Figura 7.14: Mesh del tassello gomma-metallo delle sospensioni secondarie

degli esaedri. Ad ogni modo la mesh globale, pur essendo costituita da elementi misti, risulta essere congruente⁴.

Per quanto riguarda i carichi, sebbene questi siano specifici del tipo di analisi che si vuole effettuare, va ricordato che il peso del veicolo in condizioni di ordine di marcia è costantemente scaricato sui tasselli, dunque può essere aggiunto direttamente sul modello geometrico tramite una massa distribuita di 9745 kg applicata sull'estremità superiore.

Il modello è adesso quasi pronto per svolgere le diverse analisi: resta solo da applicare le sollecitazioni specifiche delle varie prove e imporre al tassello eventuali condizioni di vincolo.

7.2.1 Analisi statica

La prima indagine che è interessante svolgere sul tassello riguarda l'intensità delle tensioni che si sviluppano all'interfaccia tra gli strati in gomma e i lamierini metallici. La gomma viene infatti vulcanizzata per poter aderire agli strati di acciaio, ma i due materiali hanno proprietà meccaniche e fisiche profondamente differenti, che ovviamente si ripercuotono sulle sollecitazioni che si sviluppano sotto carico. L'obiettivo ultimo è quello di stabilire se il tassello in gomma sarà in grado di resistere strutturalmente ai carichi massimi cui è soggetto durante il funzionamento.

Come detto in precedenza però, il modello non è ancora completo, ma bisogna aggiungere vincoli e carichi. Per quanto riguarda i primi è stato inserito un supporto rigido sul lamierino di estremità inferiore del tassello. Come condizione di carico invece si è

⁴Una mesh di un sistema composto da più corpi, oppure costituita da elementi misti o di dimensioni differenti può essere congruente o non congruente. Si dice congruente quando esiste una corrispondenza nodo a nodo degli elementi adiacenti della mesh, mentre si parla di non congruente quando questa corrispondenza viene meno, ad esempio tra le mesh di due elementi a contatto. Una mesh non congruente non è necessariamente peggiore di una congruente, ma anzi ha il vantaggio di essere più flessibile e meno pesante dal punto di vista computazionale. Di contro però, la mesh congruente consente di avere continuità della soluzione ed è più precisa, per cui viene normalmente preferita per le analisi strutturali.

scelto di sottoporre l'elemento elastico ad una sollecitazione mista verticale e laterale. Sul verticale è stato preso il carico più elevato tra quelli definiti nel paragrafo 3.5, ovvero quello corrispondente alla condizione di ordine di marcia, maggiorato del 40% (in realtà il carico di ODM era già stato imposto come massa distribuita sulla geometria, dunque sul modello è stato applicato solo il carico corrispondente alla maggiorazione). Lateralmente invece la sollecitazione è stata definita imponendo sull'estremità superiore del tassello uno spostamento laterale di 16 mm, ovvero quello ricavato nella verifica analitica (non avrebbe senso applicare uno spostamento più elevato perché, come già discusso, dopo i primi 15 mm di deflessione dei tasselli entra in gioco il tampone laterale).

Applicando tutte queste condizioni sul modello e lanciando una simulazione statica strutturale si ottiene la deformazione totale mostrata in figura 7.15.

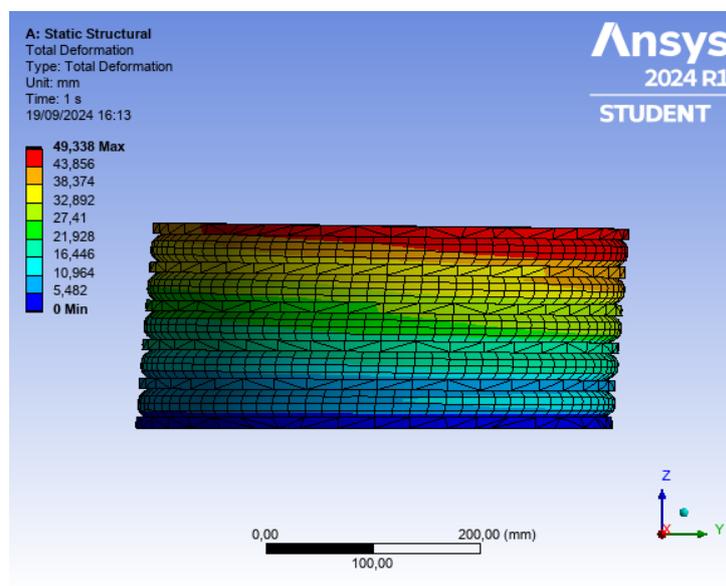


Figura 7.15: Deformazione totale del tassello sottoposto al carico statico misto assiale-trasversale

I valori di tensione equivalente sviluppati sul componente in seguito all'applicazione del carico sono invece mostrati in figura 7.16. Come si può notare dalla scala cromatica presente nell'immagine, il picco massimo di tensione è di circa 48 MPa, sviluppato sul bordo interno di uno dei lamierini metallici. Ovviamente per la resistenza strutturale dell'acciaio, valori di quest'ordine risultano del tutto irrilevanti. Questo risultato era sicuramente prevedibile: il carico applicato sul tassello infatti genera un effetto di compressione, cui l'acciaio resiste sempre in modo eccellente, e una traslazione laterale che finisce però per scaricarsi prevalentemente sugli strati in gomma, avendo questi un'elasticità nettamente superiore rispetto ai metalli.

Quello che potrebbe ingannare nell'immagine è invece il colore assunto dagli strati in gomma, che sembra suggerire, in accordo con la legenda sulla sinistra, che le tensioni equivalenti sviluppate su di questi siano nulle. Ovviamente non è affatto così, ma semplicemente i valori ottenuti sono inferiori alla fascia di colore successiva e non vengono dunque visualizzati con questa scala.

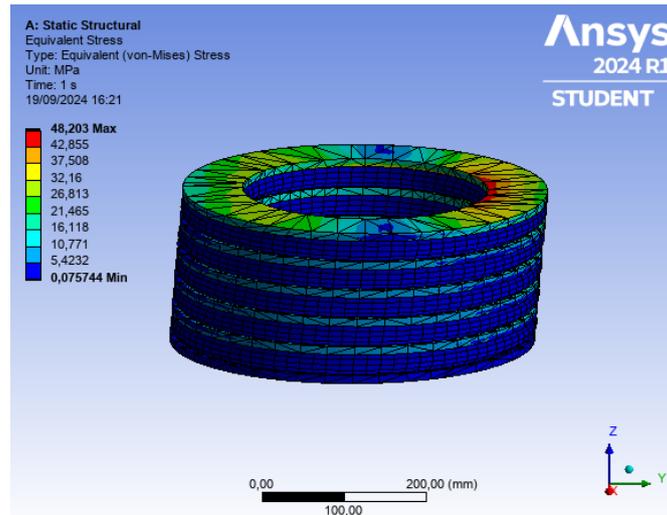


Figura 7.16: Tensioni equivalenti sviluppate nel tassello a seguito dell'applicazione del carico statico

Per poter apprezzare i valori esatti di tensione sulla gomma sarà allora necessario isolarne gli strati dai lamierini metallici e studiare la soluzione esclusivamente sui primi. Gli stati tensionali ottenuti sulle parti in gomma del tassello sono riportati in figura 7.17.

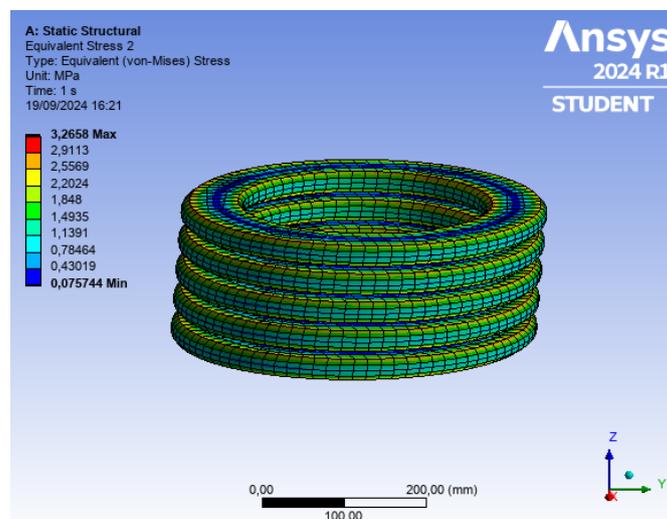


Figura 7.17: Tensioni equivalenti degli strati in gomma del tassello a seguito dell'applicazione del carico statico

Come si vede dai valori riportati in legenda, la massima tensione equivalente sviluppata dalla gomma è di circa 3,27 MPa. Questa grandezza è da considerarsi certamente adeguata per il materiale di riferimento, che ha mediamente⁵ resistenze a snervamento dell'ordine delle decine di MPa.

⁵Come già spiegato, in queste analisi non si dispone delle proprietà meccaniche esatte della mescola, dunque si fa riferimento a valori medi presenti in letteratura

7.2.2 Analisi modale

L'analisi modale è analoga a quella svolta sulle sospensioni primarie: sono stati indagati i principali modi di vibrare del tassello, le relative frequenze di oscillazione, i fattori di partecipazione modale e la percentuale di massa effettiva messa in movimento nelle diverse direzioni. Non sono stati considerati effetti forzanti e smorzanti, ma è stata inserita una condizione di vincolo rigido alla base inferiore del tassello.

Come prima, per capire quanti modi è necessario considerare per caratterizzare completamente il comportamento oscillatorio del corpo, viene preso in considerazione il rapporto tra la massa effettiva messa in movimento da ciascun modo e la massa totale del sistema. Si ritiene sufficiente un numero di modi i cui rapporti, sommati progressivamente tra di loro, arrivino almeno ad una soglia del 90% di massa messa in movimento in ognuno dei gradi di libertà dello spazio.

In questo caso, differenza delle sospensioni primarie, la soglia non viene raggiunta già con i primi quattro modi di vibrare, ma è necessario prendere in considerazione fino al sesto modo. Per le rotazioni attorno all'asse x e all'asse y infatti, come sarà meglio evidenziato di seguito, sono proprio il quinto e il sesto modo gli unici che contribuiscono a movimentare la massa del sistema in modo rilevante.

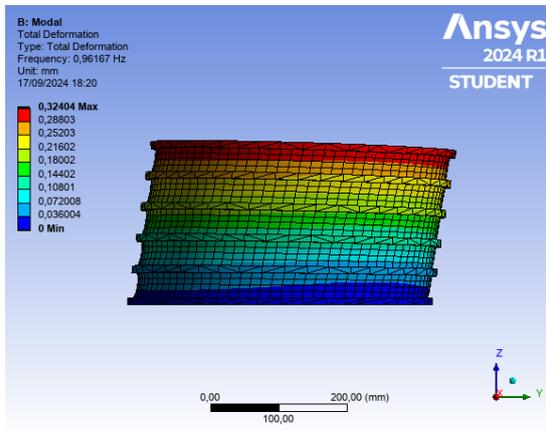
In figura 7.18 sono riportati i primi sei modi di vibrare del tassello delle sospensioni secondarie, in tabella 7.8 le relative frequenze di oscillazione.

Modo	Frequenza [Hz]
1	0,962
2	0,962
3	1,048
4	2,843
5	2,933
6	2,933

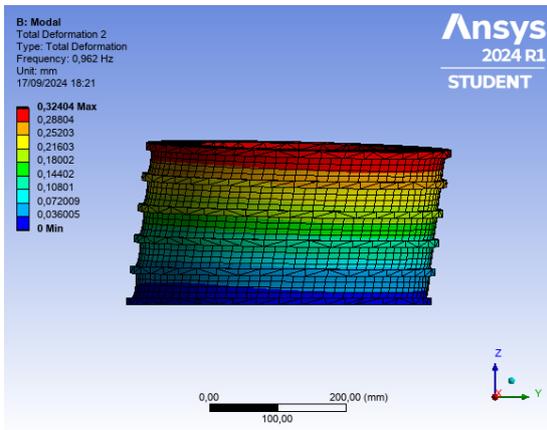
Tabella 7.8: Frequenze di oscillazione dei primi sei modi di vibrare del tassello in gomma-metallo

In questo caso, ancor più che nelle sospensioni ad elica, la geometria del componente e le condizioni di vincolo imposte sono assialsimmetriche. Ci si aspetta perciò di trovare dei modi di vibrare simmetrici rispetto agli assi x e y, ed in effetti è proprio quello che accade: come si vede sia dai valori di frequenza che dalle immagini in figura 7.18, le coppie di modi 1 e 2 e 5 e 6 risultano perfettamente speculari. Ad ogni modo, la simmetria dei modi viene come sempre confermata dai fattori di partecipazione riportati in tabella 7.9 e diagrammati (in modulo) in figura 7.20.

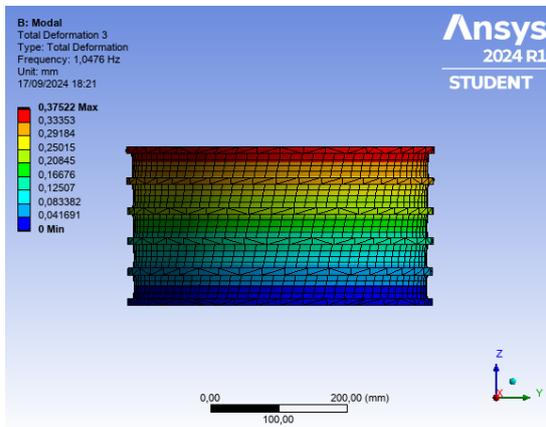
In figura 7.19 sono invece riportati i grafici, per ognuno dei gradi di libertà del sistema, che mostrano come aumenta il rapporto tra massa effettivamente spostata e massa totale del sistema all'aumentare del numero di modi considerati nell'analisi. Come già anticipato, si vede come sia assolutamente indispensabile considerare almeno i primi sei modi di vibrare per riuscire a raggiungere la soglia del 90% di massa spostata. In realtà poi, con sei modi di oscillazione tale soglia viene abbondantemente superata, arrivando oltre il 99% in ogni direzione.



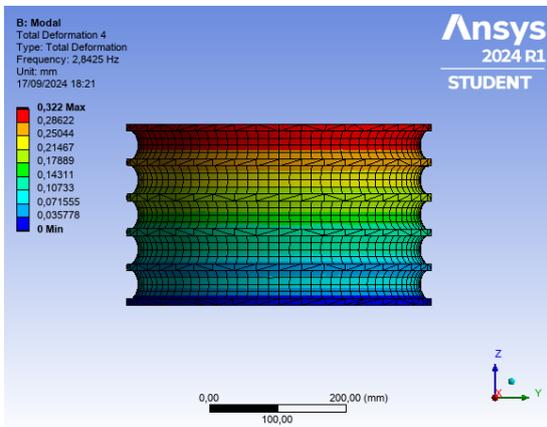
(a) Modo 1



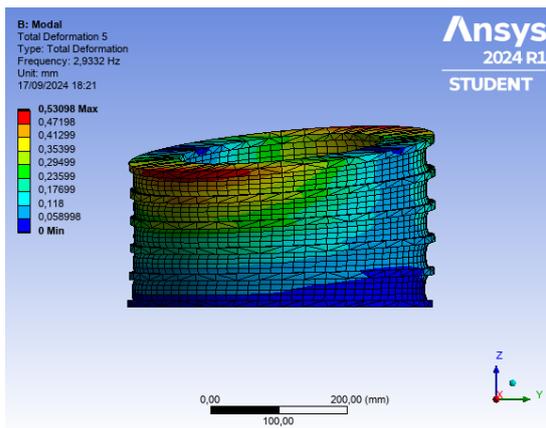
(b) Modo 2



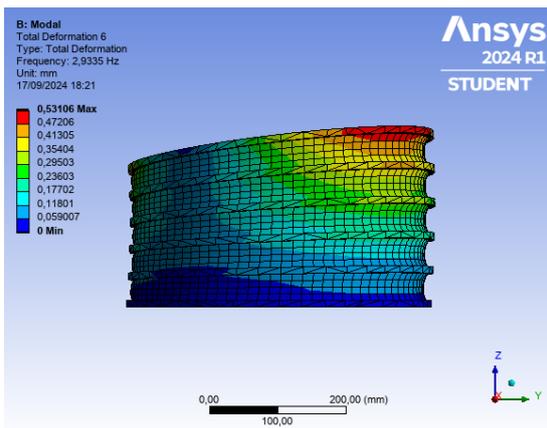
(c) Modo 3



(d) Modo 4



(e) Modo 5



(f) Modo 6

Figura 7.18: Modi di vibrare del tassello in gomma-metallo delle sospensioni secondarie

Modo	Trasl. x	Trasl. y	Trasl. z	Rot. x	Rot. y	Rot. z
1	-2,01	2,37	0,00	-60,89	-51,58	-0,01
2	2,37	2,01	0,00	-51,60	60,92	0,00
3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	593,49
4	0,00	0,00	3,13	-0,33	0,08	0,00
5	-0,29	0,23	0,00	261,15	320,42	0,00
6	0,23	0,29	0,00	320,42	-261,14	0,00

Tabella 7.9: Fattori di partecipazione dei primi sei modi di vibrare del tassello in gomma-metallo

Infine in tabella 7.10 si riportano le percentuali di massa effettivamente messa in movimento nelle varie direzioni da ogni singolo modo. Come prima, sommando progressivamente tali valori, si ottengono le curve in figura 7.19.

Modo	Trasl.x	Trasl.y	Trasl.z	Rot.x	Rot.y	Rot.z
1	41,1%	57,3%	0,0%	2,1%	1,5%	0,0%
2	57,3%	41,1%	0,0%	1,5%	2,1%	0,0%
3	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	99,8%
4	0,0%	0,0%	99,8%	0,0%	0,0%	0,0%
5	0,8%	0,6%	0,0%	38,2%	57,5%	0,0%
6	0,6%	0,8%	0,0%	57,5%	38,2%	0,0%

Tabella 7.10: Percentuale di massa effettiva della molla monoelica traslata o ruotata nelle varie direzioni da ogni singolo modo

Di seguito, come fatto per le sospensioni primarie, saranno brevemente analizzati i sei gradi di libertà in relazione ai modi di vibrare del componente.

Traslazione in direzione x

Per lo spostamento in direzione x, il modo 2 risulta quello con il fattore di partecipazione più alto: da solo questo modo mette in movimento circa il 57% della massa del sistema. L'altro modo che fornisce un contributo importante e consente di superare la soglia del 90% è il primo, che da solo trasla circa il 41% della massa in direzione x. Il quinto e il sesto modo forniscono poi un leggerissimo contributo per questo grado di libertà del sistema, mentre il terzo e il quarto sono totalmente irrilevanti.

Traslazione in direzione y

Per la traslazione in direzione y la situazione è sostanzialmente speculare rispetto all'asse x (come evidente dagli istogrammi in figura 7.20): il primo modo in questa direzione è simmetrico al secondo nell'altra e viceversa. In termini percentuali, il modo 1 trasla in y circa il 57% della massa del sistema e il modo 2 il 41%. Un leggero contributo, anche in questo caso in modo speculare rispetto all'asse x, lo apportano i modi 5 e 6.

Traslazione in direzione z

In direzione z la traslazione di oltre 99% della massa del sistema è ad opera del quarto modo di vibrare. Praticamente ininfluenti risultano invece gli altri modi analizzati.

Rotazione in direzione x

Per la rotazione attorno all'asse x il modo che fornisce il maggior contributo è il sesto, che da solo ruota più del 57% della massa del sistema attorno all'asse di riferimento. Un altro contributo notevole lo dà il quinto modo, contribuendo a spostare il 38% della massa nella direzione del grado di libertà analizzato. Prima di questi due modi, un leggerissimo contributo, che non supera però il 4% di massa spostata, viene apportato dai modi 1 e 2. Del tutto irrilevanti invece i modi 3 e 4.

Rotazione in direzione y

La rotazione attorno all'asse y è sostanzialmente speculare a quella attorno ad x: i contributi dati dai modi 5 e 6 in direzione y sono simmetrici a quelli dei modi 6 e 5 in x. Come prima, anche in questo caso un leggero contributo viene apportato dai primi due modi di vibrare del sistema. Del tutto ininfluenti invece il terzo e il quarto modo per la rotazione della massa attorno all'asse y.

Rotazione in direzione z

Come per la traslazione, anche per la rotazione in direzione z risulta fondamentale un unico modo che movimentata da solo più del 99% della massa del sistema: in questo caso il modo in questione è il terzo. Tutti gli altri modi di vibrare non apportano alcun contributo per questo grado di libertà del tassello.

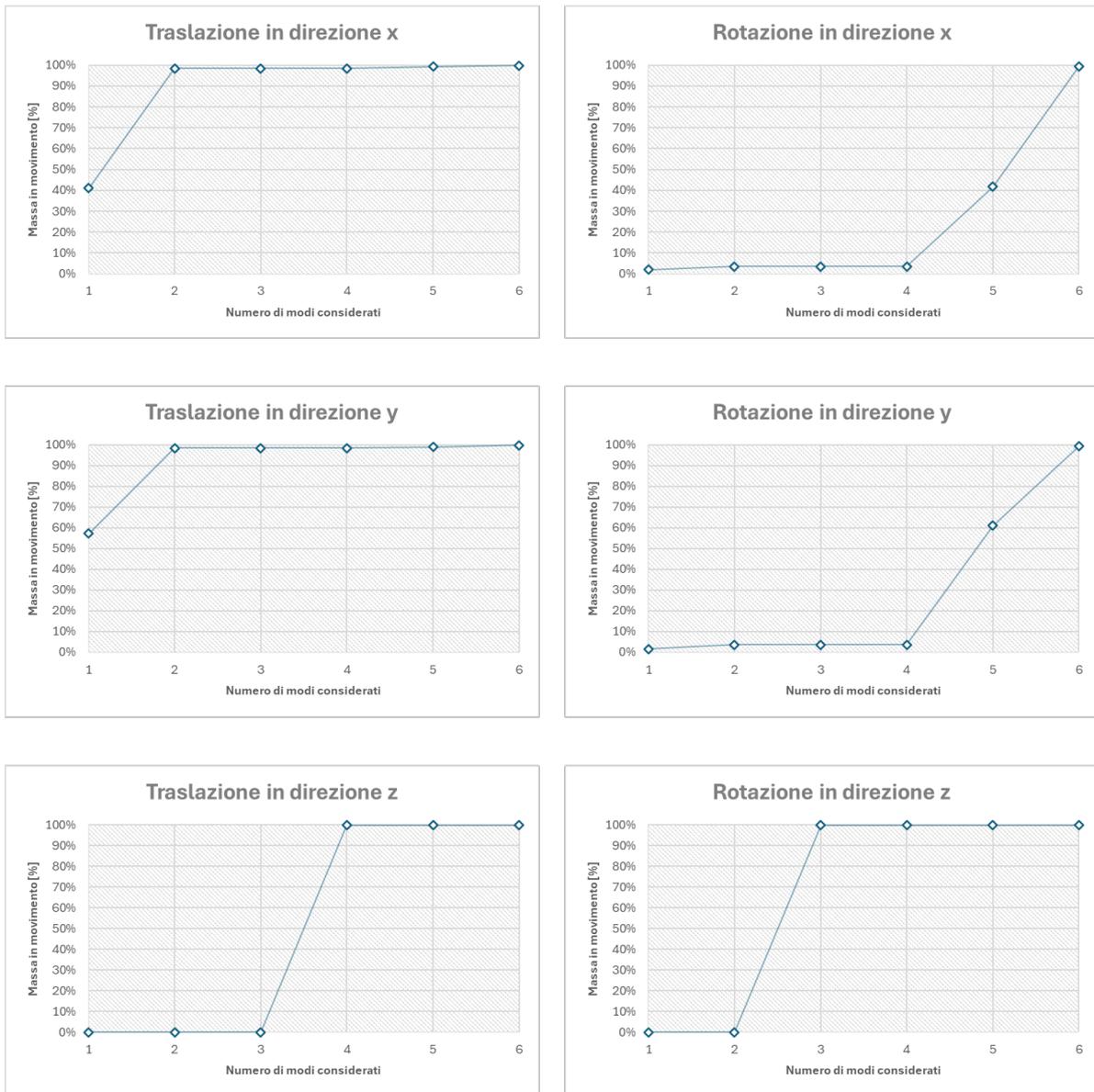


Figura 7.19: Rapporto tra massa effettivamente messa in movimento e massa totale del tassello in gomma-metallo al variare del numero di modi considerati per l'analisi

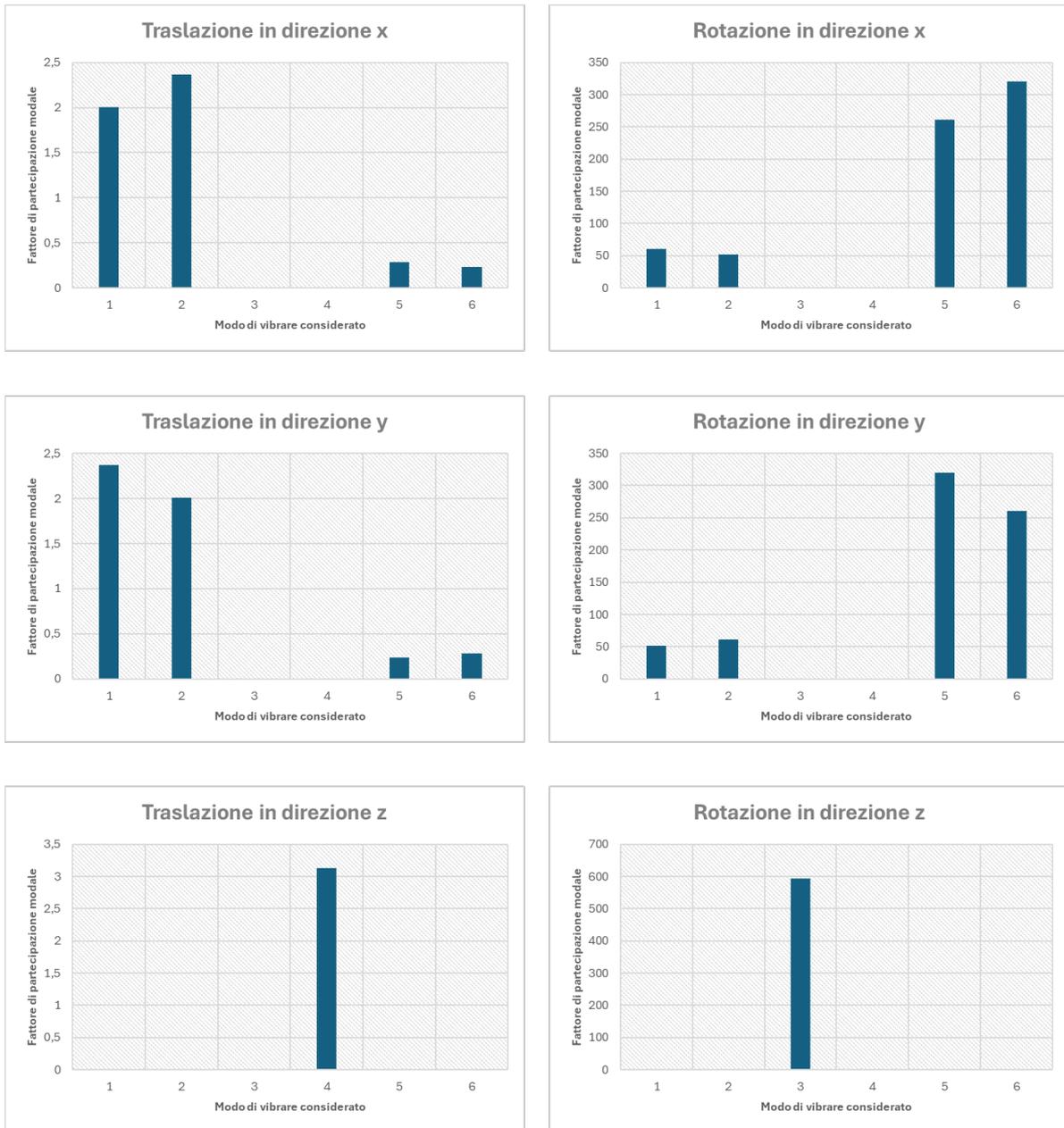


Figura 7.20: Fattori di partecipazione modale dei primi sei modi di vibrare del tassello in gomma-metallo

7.2.3 Analisi della risposta in frequenza

A completamento dell'analisi modale eseguita sul tassello, è ora possibile aggiungere una condizione di carico sul tassello e indagare la risposta in frequenza di quest'ultimo. Questo studio può essere utile sia per valutare se il comportamento armonico del sistema rispetta le frequenze dei principali modi di vibrare, sia per individuare eventuali ulteriori modi trascurati nell'analisi modale.

Mantenendo sempre la condizione di vincolo rigido alla base del tassello, sono stati imposti un carico verticale di 28680 N (pari alla maggiorazione del 30% rispetto all'ordine di marcia, il cui valore è costantemente considerato tramite la massa distribuita) e uno laterale in direzione y di 21500 N (corrispondente al carico di ordine di marcia accelerato lateralmente di $2,2 \text{ m/s}^2$ come previsto dalla normativa).

Con queste sollecitazioni la risposta armonica che ci si aspetta dal sistema dovrebbe avere dei picchi di ampiezza in corrispondenza delle frequenze dei modi più significativi per le traslazioni in y e z . In direzione laterale i modi più significativi erano il primo e il secondo, entrambi aventi frequenza di oscillazione pari a 0,962 Hz. In direzione assiale invece, l'unico modo di interesse è il quarto, con una frequenza di oscillazione di 2,843 Hz.

In figura 7.21 è mostrata la risposta del sistema alle sollecitazioni in questione. Come era stato previsto, sono presenti due picchi di ampiezza, uno più basso attorno a 1 Hz e l'altro, decisamente maggiore, poco prima dei 3 Hz. Essendo la frequenza propria dell'ultimo modo di interesse pari a 2,933 Hz, l'intervallo indagato per la risposta armonica è stato limitato da 5 Hz.

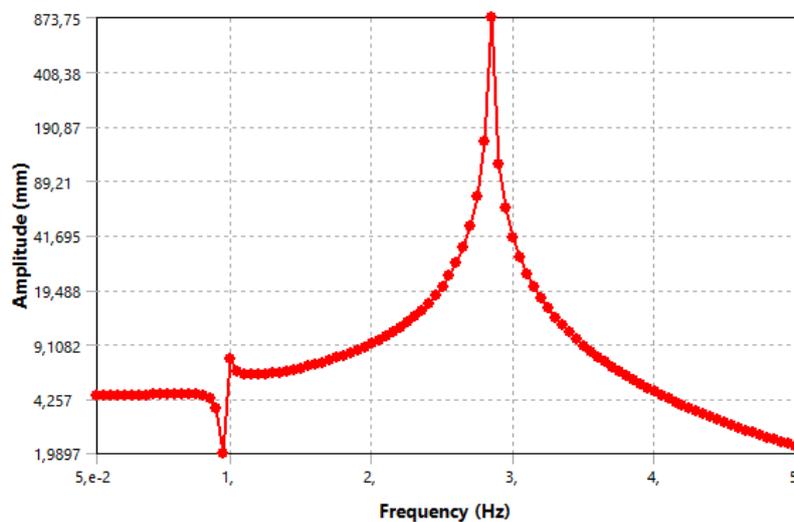


Figura 7.21: Risposta in frequenza su una scala da 0 a 5 Hz del tassello in gomma-metallo sottoposto ad un carico misto assiale-trasversale

Qualora ci fossero stati dei modi rilevati, con frequenze superiori a 2,933 Hz, non individuati nel corso dell'analisi modale, si sarebbe corso il rischio di non individuarli nemmeno con l'analisi della risposta in frequenza. Per questo motivo è stato allargato, in una successiva prova, l'intervallo di frequenze analizzato, arrivando fino a 10 Hz. Come mostrato in figura 7.22, anche ampliando l'intervallo, non sono stati individuati altri picchi

di ampiezza della risposta, il che sottolinea come non ci siano ulteriori modi rilevanti oltre i primi sei presi in considerazione.

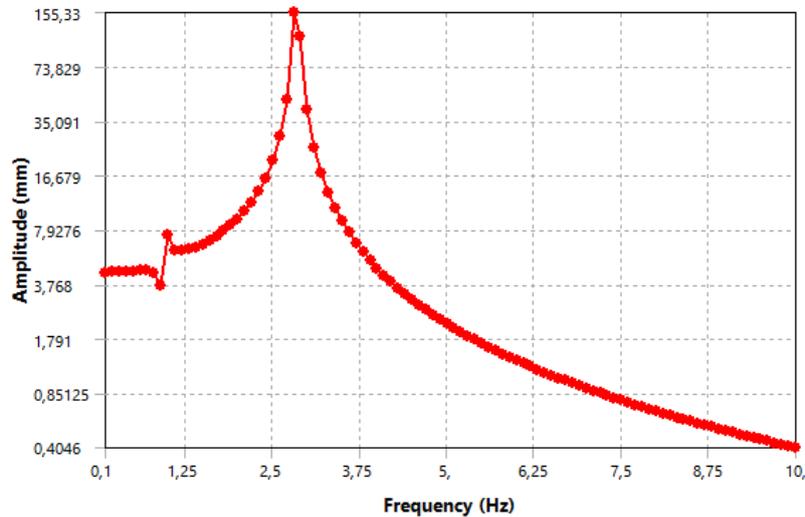


Figura 7.22: Risposta in frequenza su una scala da 0 a 5 Hz del tassello in gomma-metallo sottoposto ad un carico misto assiale-trasversale

7.2.4 Analisi dinamica transiente

L'ultima prova che si è deciso di svolgere su questo componente è stata un'analisi transiente per valutare la risposta del tassello ad una sollecitazione variabile nel tempo. A differenza delle prove precedenti dunque, si va in questo caso ad analizzare il comportamento dell'elemento elastico in una condizione di caricamento dinamica.

La situazione che si è voluta ricreare è stata quella di un improvviso sovraccarico verticale (dovuto ad esempio ad eventuali irregolarità del tracciato) ricevuto dal tassello mentre viene contemporaneamente sottoposto ad un carico laterale costante generato dall'attraversamento di una curva da parte del veicolo.

L'impulso verticale applicato corrisponde alla maggiorazione del 30% del carico di ordine di marcia (quest'ultimo, come sempre, è applicato tramite la massa distribuita sulla geometria), mentre come carico laterale costante si è considerato quello di ODM accelerato lateralmente di $2,2 \text{ m/s}^2$. La situazione complessiva è mostrata in figura 7.23.

Per prima cosa è stata analizzata la risposta transiente non smorzata del tassello.

In figura 7.24 è riportata la deformazione del sistema in direzione verticale; la curva rossa mostra le oscillazioni di deformazione massima, mentre la blu le medie. La scala temporale analizzata è di 2 secondi e come di può facilmente notare, per ogni secondo si contano circa tre oscillazioni in direzione verticale: come era stato analizzato infatti, la frequenza di oscillazione del modo di traslazione in z era proprio pari a 2,843 Hz, quindi 2,843 oscillazioni al secondo.

La figura 7.25 mostra invece la deformazione del tassello in direzione y. In questo caso le curve riportate sono tre: la verde riporta i valori di deformazione massimi, la rossa quelli minimi, mentre la blu è una semplice media tra le due. Come si nota la curva verde

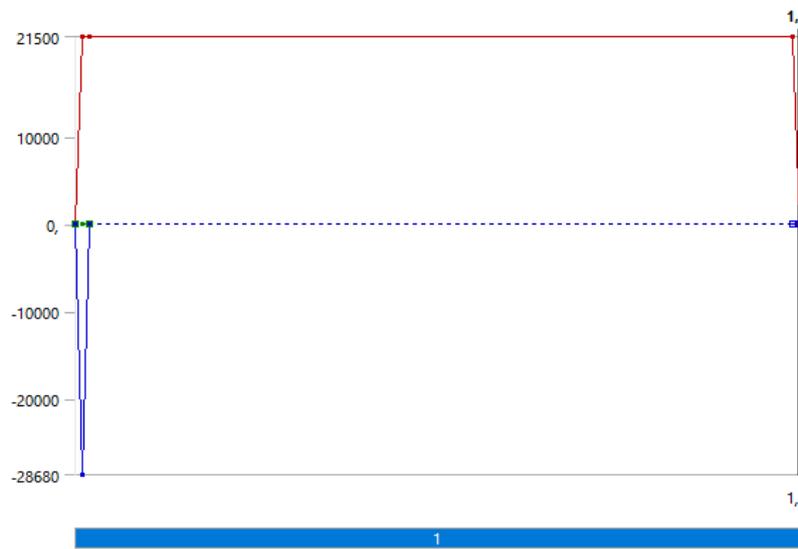


Figura 7.23: Carico dinamico applicato sul tassello costituito da un impulso verticale e una sollecitazione laterale costante

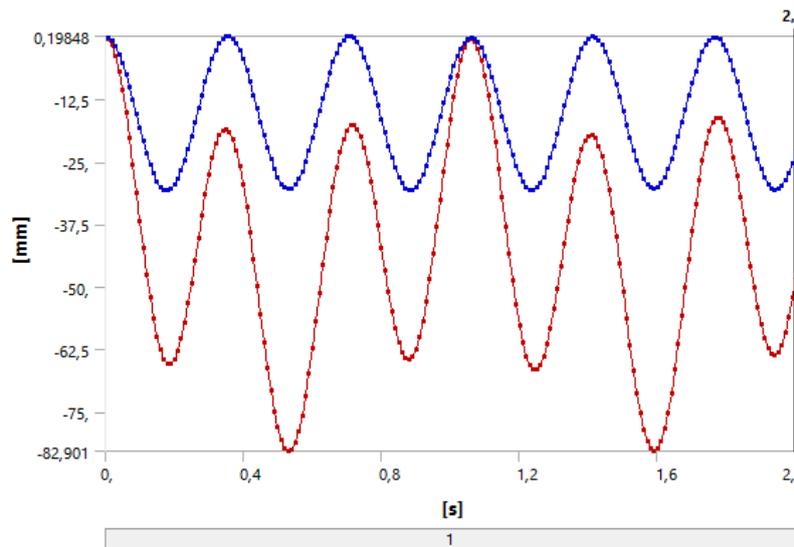


Figura 7.24: Deformazione verticale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente

definisce circa un picco di oscillazione al secondo ed è quindi quella correlata ai modi più rilevanti per la traslazione laterale, cioè il primo e il secondo, con una frequenza di 0,962 Hz. La curva dei minimi invece rappresenta il leggero contributo dato dai modi 5 e 6 per la traslazione in direzione y: questi hanno una frequenza di circa 2,933 Hz ed in effetti, la curva di riferimento compie circa 3 oscillazioni al secondo.

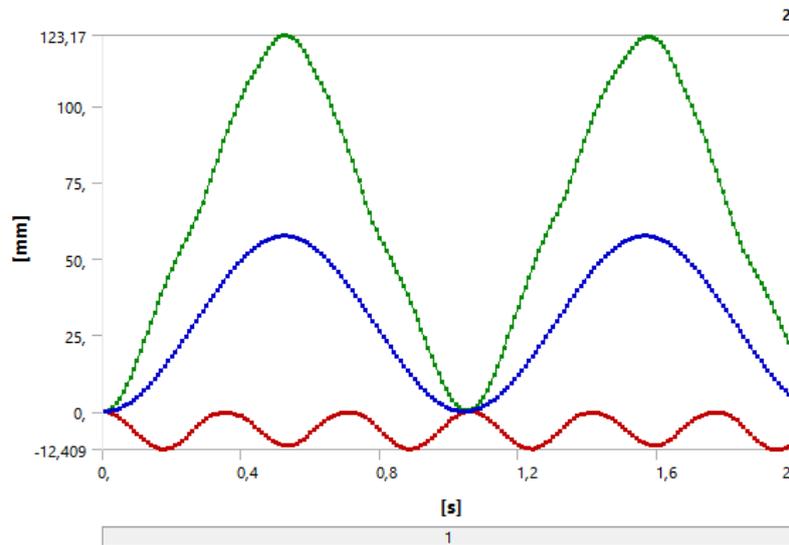


Figura 7.25: Deformazione laterale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente

Infine in figura 7.26 è mostrata la deformazione complessiva massima (in verde) e media (in blu). Come era facile intuire, si tratta di una sovrapposizione delle curve di deformazione verticale (figura 7.24) e laterale (figura 7.25). Per ogni secondo il tassello compie circa una oscillazione in direzione laterale e al contempo circa tre verticali.

Oltre alle deformazioni è stata poi analizzata la curva delle tensioni equivalenti degli strati in gomma mostrata in figura 7.27, da cui sono stati individuati dei picchi di sollecitazione superiori ai 7 MPa. Di certo valori di quest'ordine iniziano ad essere rilevanti per materiali elastomerici, ma bisogna anche considerare che l'effetto delle sollecitazioni è leggermente amplificato dal fatto di non considerare alcun effetto smorzante sul sistema.

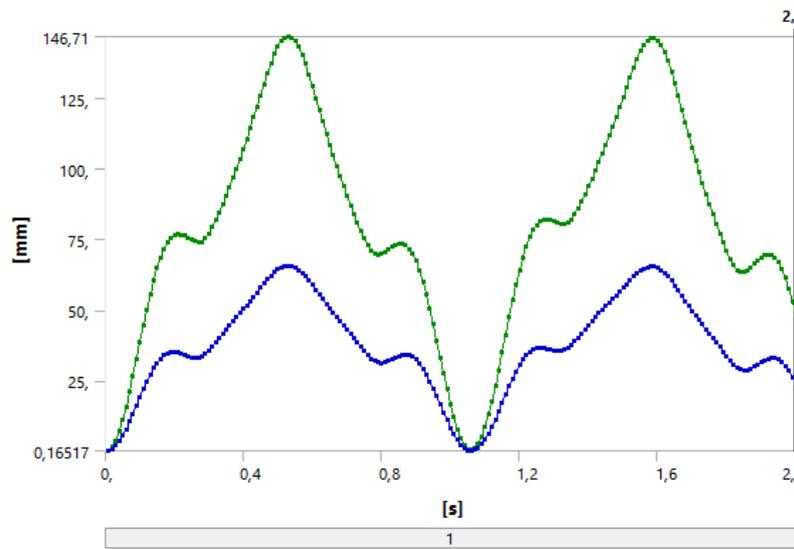


Figura 7.26: Deformazione totale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente

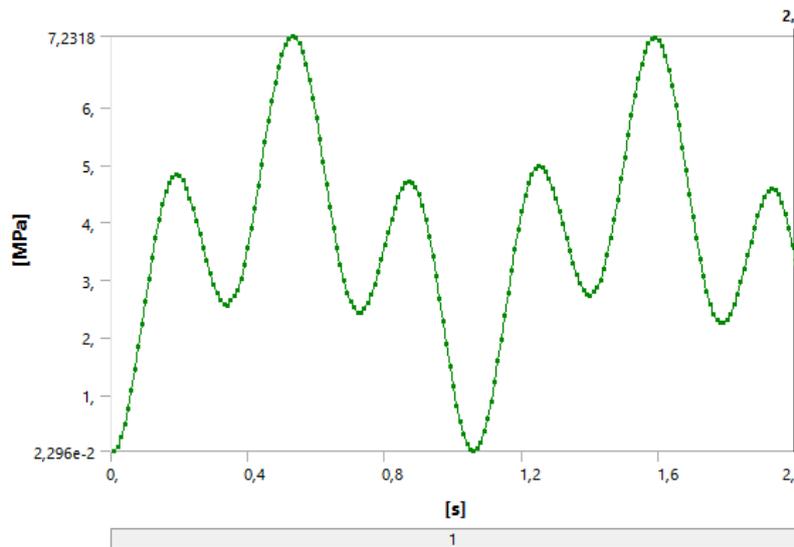


Figura 7.27: Stato di tensione equivalente degli strati in gomma del tassello a seguito dell'applicazione del carico dinamico

Per concludere le analisi dunque, si è ripetuta la prova transiente inserendo un effetto smorzante del 15% sul sistema. Per apprezzare appieno gli effetti di tale modifica, si è anche scelto di ampliare l'intervallo temporale di analisi della risposta da 2 a 5 secondi.

Nelle figure 7.28 e 7.29 sono riportate le curve di oscillazione delle deformazioni verticali e laterali del tassello. Come si può osservare le curve partono nello stesso modo delle prove non smorzate, ma tendono poi a ridurre l'ampiezza delle oscillazioni arrivando quasi ad annullarle del tutto dopo 5 secondi.

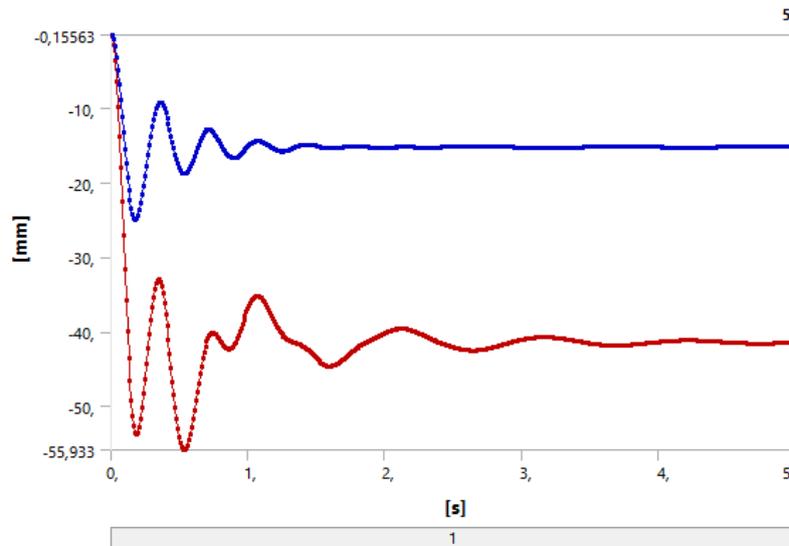


Figura 7.28: Deformazione verticale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente con fattore smorzante del 15%

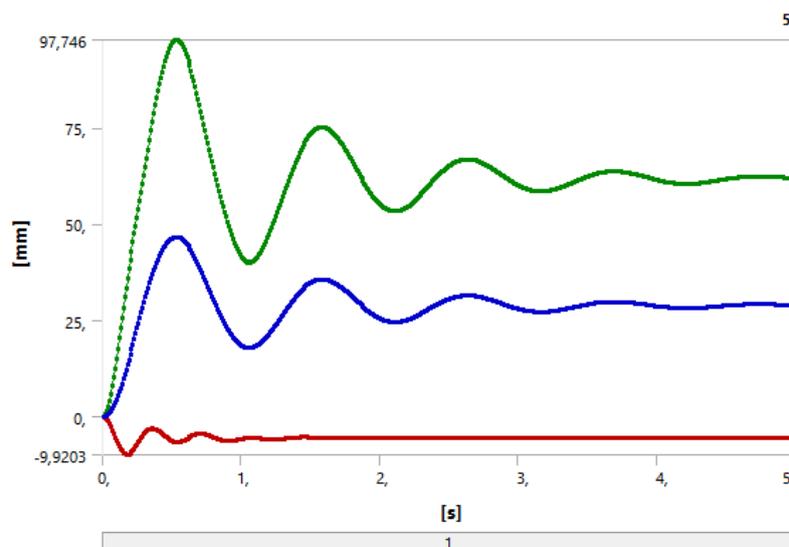


Figura 7.29: Deformazione laterale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente con fattore smorzante del 15%

Le curve in figura 7.30 mostrano invece le deformazioni totali massima e media del tassello e, come prima, non sono altro che la sovrapposizione delle curve delle figure precedenti (7.28 e 7.29).

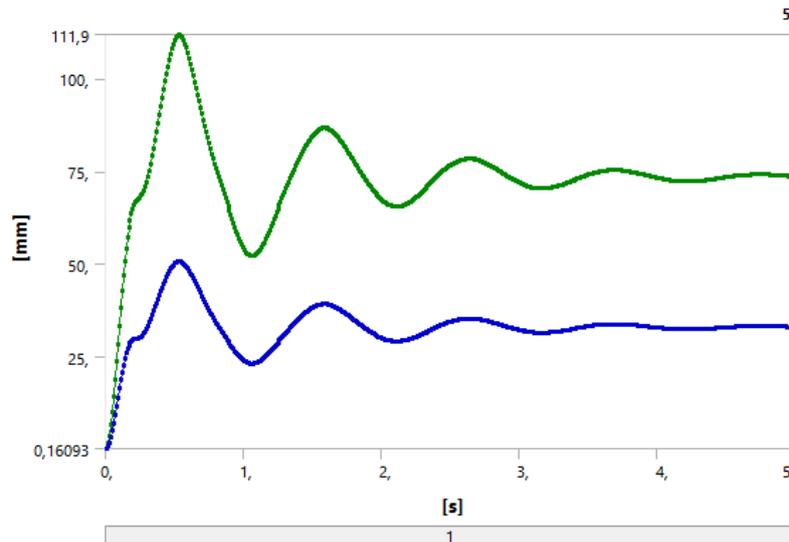


Figura 7.30: Deformazione totale del tassello generata dal carico dinamico dell'analisi transiente con fattore smorzante del 15%

In ultimo, in figura 7.31, è riportata la curva dello stato tensionale equivalente sviluppato sugli strati in gomma del tassello dal carico dinamico. Come si può notare, in questo caso il picco massimo di sollecitazione che viene raggiunto è di poco superiore ai 5 MPa, valore decisamente più rassicurante rispetto ai 7 MPa ottenuti nella prova senza smorzamento.

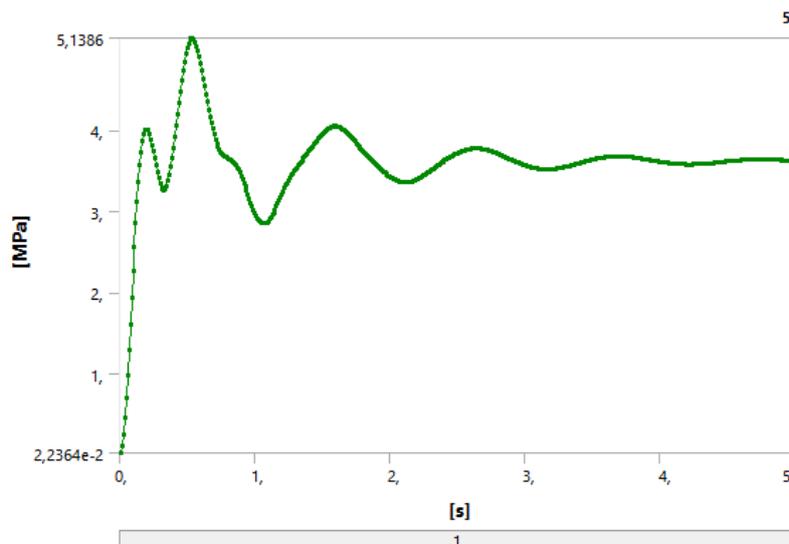


Figura 7.31: Stato di tensione equivalente degli strati in gomma del tassello a seguito dell'applicazione del carico dinamico con fattore smorzante del 15%

Conclusioni

L'attività che è stata portata avanti e discussa ampiamente in questa relazione, aveva come fine ultimo quello di dimensionare analiticamente le sospensioni di un carrello ferroviario a tre assi per locomotive e sottoporle ad analisi numeriche per valutarne il comportamento individuale sotto carico.

A concludere tale lavoro sono poi state eseguite in azienda delle analisi multibody del veicolo completo integrando le soluzioni di sospensione proposte.

Da queste analisi è emerso come, utilizzando sullo stadio primario la soluzione a doppia elica, la rigidità laterale complessiva del carrello risulti troppo bassa, rischiando di rendere instabile il veicolo durante l'iscrizione in curva. Oltre alla scelta delle sospensioni, altri fattori che influenzano la rigidità laterale sono l'impiego di una biella di trascinamento a due punti anziché a tre, di cuscinetti a rulli cilindrici anziché conici sugli assi di estremità del carrello, la presenza o meno di una barra anti-rollio e uno spostamento laterale concesso all'asse centrale (tramite il cuscinetto speciale) troppo elevato.

Per migliorare il comportamento dinamico dunque, sono state necessarie delle modifiche costruttive sul layout: per prima cosa si è scelto di utilizzare sullo stadio primario le sospensioni monoelica, poi si sono sostituiti i cuscinetti CRU del primo e terzo asse con dei TBU a rulli conici. Lo spostamento concesso dal cuscinetto speciale dell'asse di mezzo era inizialmente stato fissato a 20 mm: a seguito delle analisi si è deciso di ridurlo fino a 15 mm. Tutte queste modifiche strutturali hanno permesso al modello di rientrare entro i limiti di stabilità indagati con le simulazioni. In questa fase preliminare si è scelto di non modificare il sistema di trascinamento tra sale e telaio con bielle a tre punti, ma di mantenere quelle originali. Inoltre, come in origine, non è stato previsto l'impiego di una barra anti-rollio (quasi mai presente negli esempi di veicolo analizzati nel benchmark).

Va infine ricordato che tutto lo studio, i dimensionamenti e le analisi descritte in questa relazione fanno riferimento alla fase di concept del veicolo da progettare. Una volta ricevuta l'eventuale approvazione del cliente sarà necessario riprendere e rivedere tutti i passaggi, aggiornare i dati ed eventualmente apportare ulteriori modifiche costruttive.

Bibliografia

- [1] Nicolò Zampieri Antonio Gugliotta Aurelio Somà. *Elementi Finiti*. Quine - Buisness Publisher, feb. 2022. ISBN: 9788831284066.
- [2] Union Internationale des Chemins de fer (UIC). *Rolling stock configurations and main activated functions for EMU/DMU, locomotives and driving coaches*. UIC 612-1:2009-02. 2009.
- [3] Union Internationale des Chemins de fer (UIC). *Trailing stock: wheels and wheelsets. Conditions concerning the use of wheels of various diameters*. UIC 510-2:2004-05. 2004.
- [4] Wikipedia contributors. *Treno*. Accessed: 2024-06-26. 20 giugno 2024. URL: <https://it.wikipedia.org/wiki/Treno>.
- [5] Erminio Fonzo. “Breve storia dei treni e delle ferrovie. Chi ha inventato rotaie e locomotive?” In: *Geopop* (29 agosto 2022).
- [6] Luca Fusaro. “Le più grandi invenzioni della storia, il treno: storia di un’invenzione in continua evoluzione”. In: *ViPiù* (27 maggio 2023).
- [7] Collegio Ingegneri Ferroviari Italiani. *Il materiale rotabile ferroviario ed i suoi principali equipaggiamenti e componenti*. Slide del corso CIFI. 2022. URL: <https://www.cifi.it/UplDocumenti/Corso%20di%20Tecnica%20Ferroviaria/1%20materiale%20rotabile%20ferroviario.pdf>.
- [8] Franco Policicchio. *Lineamenti di infrastrutture ferroviarie*. Firenze University Press, feb. 2008. ISBN: 9788892738706. DOI: 10.36253/978-88-8453-632-7. URL: <http://dx.doi.org/10.36253/978-88-8453-632-7>.
- [9] *Railway technical handbook Volume 1*. Axleboxes, wheelset bearings, sensors, condition monitoring, subsystems and services. SKF Group. July 2011.
- [10] Maksym Spiryagin et al. *Design and Simulation of Heavy Haul Locomotives and Trains*. CRC Press, set. 2016. ISBN: 9781498733526. DOI: 10.1201/9781315369792-4. URL: <https://www.taylorfrancis.com/books/mono/10.1201/9781315369792/design-simulation-heavy-haul-locomotives-trains-maksym-spiryagin-peter-wolfs-colin-cole-valentyn-spiryagin-yan-quan-sun-tim-mcsweeney>.
- [11] European Committee for Standardization (CEN). *Cylindrical helical springs made from round wire and bar - Calculation and design - Part 1: Compression springs*. EN 13906-1:2013. 2013.
- [12] European Committee for Standardization (CEN). *Railway applications - Gauges - Part 2: Rolling stock gauge*. EN 15273-2:2013+A1:2016. 2013.

-
- [13] European Committee for Standardization (CEN). *Railway applications - Suspension components - Helical suspension springs, steel*. EN 13298:2003. 2003.
- [14] European Committee for Standardization (CEN). *Railway applications - Vehicle reference masses*. UNI EN 15663:2017+A1:2018. 2017.
- [15] European Committee for Standardization (CEN). *Railway applications - Wheelsets and bogies - Axles - Product requirements*. EN 13261:2003. 2003.
- [16] European Committee for Standardization (CEN). *Railway applications - Wheelsets and bogies - Method of specifying the structural requirements of bogie frames*. UNI EN 13749:2021. 2021.
- [17] European Committee for Standardization (CEN). *Railway applications - Wheelsets and bogies - Part 1: Design method for axles with external journals*. UNI EN 13103-1:2018. 2018.
- [18] European Committee for Standardization (CEN). *Railway applications - Wheelsets and bogies - Part 2: Design method for axles with internal journals*. UNI EN 13103-2:2020. 2020.
- [19] European Committee for Standardization (CEN). *Railway applications - Wheelsets and bogies - Wheels - Product requirements*. EN 13262:2004. 2004.
- [20] European Committee for Standardization (CEN). *Railway applications - Wheelsets and bogies - Wheelsets - Product requirements*. EN 13260:2003. 2003.
- [21] European Committee for Standardization (CEN). *Railway applications — Structural requirements of railway vehicle bodies - Part 1: Locomotives and passenger rolling stock (and alternative method for freight wagons)*. UNI EN 12663-1:2010+A2:2023. 2010.
- [22] Davide Vargiu. “Analisi Dinamica di una Locomotiva con Carrelli a Tre Assi Mediante Simulazione Multibody”. Tesi di laurea mag. Torino: Politecnico di Torino, apr. 2023.