



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
FIRENZE

DOTTORATO DI RICERCA IN  
INGEGNERIA INDUSTRIALE

CICLO XXIX

**“Analisi delle forze ruota-rotaia  
mediante sale montate strumentate.  
Progettazione e validazione sperimentale di  
sistemi basati su strumentazione  
estensimetrica”**

Settore Scientifico Disciplinare ING/IND-14

**Candidato**

Ing. Mattia Macherelli

**Tutor**

Prof. Ing. Andrea Bracciali

**Controrelatori**

Prof. Ing. Claudio Braccesi

Prof.ssa Ing. Cristiana Delprete

**Coordinatore del Dottorato**

Prof. Ing. Maurizio De Luca

*Anni 2013/2016*



© Università degli Studi di Firenze – Scuola di Ingegneria  
Via di Santa Marta 3, 50139 Firenze, Italia

Tutti i diritti riservati. Nessuna parte del testo può essere riprodotta o trasmessa in qualsiasi forma o con qualsiasi mezzo, elettronico o meccanico, incluso le fotocopie, la trasmissione fac-simile, la registrazione, il riadattamento o l'uso di qualsiasi sistema di immagazzinamento e recupero di informazioni, senza il permesso scritto dell'editore.

All rights reserved. No part of the publication may be reproduced in any form by print, photoprint, microfilm, electronic or any other means without written permission from the publisher.

*A Catia, Luigi, Alfredo e Pierina*



# Indice

<b>Indice .....</b>	<b>7</b>
<b>Obiettivi della ricerca.....</b>	<b>13</b>
<b>Sommario .....</b>	<b>15</b>
<b>Introduzione.....</b>	<b>17</b>
<b>1. Stato dell'arte dei metodi di rilievo delle forze al contatto ruota-rotai.....</b>	<b>19</b>
1.1. Metodo della deflessione della sospensione primaria .....	19
1.2. Metodo della forza scambiata tra sala e boccole .....	20
1.3. Sviluppi storici .....	20
1.4. Requisiti della catena di misura.....	21
1.4.1. Requisiti generali .....	21
1.4.2. Requisiti soddisfatti dai differenti metodi di misura .....	22
1.5. Ricostruzione delle forze al contatto a partire da misure di deformazione dell'assile.....	22
1.6. Ricostruzione delle forze al contatto a partire da misure di deformazione della cartella 24	
1.7. Ricostruzione delle forze al contatto a partire da misure di deformazione della cartella e dell'assile .....	30
1.8. Considerazioni sulla calibrazione ed elaborazione dei segnali .....	31
1.8.1. Introduzione .....	31
1.8.2. Frequenza di campionamento .....	32
<b>2. Stato dell'arte dei banchi esistenti.....</b>	<b>35</b>
2.1. Introduzione .....	35
2.2. Banchi dinamici.....	37

2.2.1. Lucchini RS.....	37
2.2.2. DB Systemtechnik.....	37
2.2.3. VUKV .....	38
2.3. Banchi statici .....	39
2.3.1. Ferrovie svedesi.....	39
2.3.2. Università La Sapienza di Roma .....	39
2.3.3. Politecnico di Milano .....	40
2.3.4. Changchun Railway Vehicles.....	41
<b>3. Banco taratura sale .....</b>	<b>43</b>
3.1. Requisiti progettuali .....	44
3.2. Descrizione .....	46
3.3. Telaio.....	46
3.4. Unità forza radiale: versione a rulli .....	47
3.5. Unità forza assiale .....	49
3.6. Unità forza radiale ed assiale: versione con rotaia.....	50
3.7. Unità forza tangenziale e rispettivi vincoli .....	51
3.8. Vincolo radiale .....	52
3.9. Vincolo assiale.....	53
3.10. Colonne di supporto.....	54
3.11. Sistema di controllo .....	54
3.12. Sistema di misura.....	55
<b>4. Verifiche strutturali .....</b>	<b>57</b>
4.1. Metodi di verifica .....	57
4.1.1. Coefficienti di verifica.....	57
4.1.1.1. Verifica delle saldature .....	57
4.1.1.2. Verifica dei collegamenti bullonati .....	58
4.2. Telaio.....	58
4.2.1. Caso di carico .....	58
4.2.2. Materiale.....	59
4.2.3. Verifica dell'elemento livellante .....	59
4.2.4. Condizioni al contorno: carichi e vincoli .....	60
4.3. Tensione equivalente di Von-Mises .....	61

4.4. Verifica statica saldatura fra lamiera ed HEB400 .....	62
4.5. Verifica statica delle viti della guida lineare .....	63
4.6. Unità forza radiale: versione a rulli .....	65
4.6.1. Caso di carico: rullo in posizione centrale .....	65
4.6.2. Verifica statica dei cuscinetti .....	67
4.6.3. Cuscinetti del rullo di carico .....	68
4.6.4. Cuscinetti montati sulle celle di carico .....	69
4.6.5. Attuatore oleodinamico.....	69
4.6.6. Calcolo della tensione al contatto rullo-piastra .....	70
4.6.7. Griglia di calcolo.....	73
4.6.8. Materiale .....	73
4.6.9. Tensione equivalente di Von-Mises .....	74
4.6.10.Caso di carico: rullo in posizione estrema (1).....	77
4.6.11.Tensione equivalente di Von-Mises .....	78
4.6.12.Spostamento .....	80
4.6.13.Caso di carico: rullo in posizione estrema (2).....	81
4.6.14.Tensione equivalente di Von-Mises .....	81
4.6.15.Spostamento .....	84
4.7. Unità forza assiale .....	85
4.7.1. Verifica statica del cuscinetto .....	86
4.7.2. Verifica della guida lineare .....	87
4.7.3. Calcolo della tensione al contatto rullo-ruota.....	88
4.7.4. Griglia di calcolo.....	91
4.7.5. Condizioni al contorno: carichi e vincoli .....	91
4.7.6. Tensione equivalente di Von-Mises .....	92
4.7.7. Spostamento .....	93
4.8. Vincolo radiale .....	94
4.8.1. Caso di carico.....	94
4.8.2. Verifica statica delle barre filettate .....	95
4.8.3. Verifica statica del cuscinetto .....	95
4.8.4. Verifica statica della guida lineare .....	96
4.8.5. Verifica statica del collegamento bullonato della piastra.....	97

4.8.6. Caratteristiche del modello.....	100
4.8.7. Tensione equivalente di Von-Mises .....	101
4.9. Vincolo assiale.....	102
4.9.1. Verifica statica del cuscinetto.....	102
4.9.1. Verifica statica della guida lineare .....	103
4.9.2. Verifica statica dei componenti .....	104
4.10. Colonna di supporto.....	105
4.10.1. Caso di carico .....	105
4.10.1. Griglia di calcolo .....	107
4.10.2. Tensione equivalente di Von-Mises .....	107
4.10.3. Spostamento .....	108
4.10.4. Verifica statica del collegamento bullonato della piastra dentata.....	108
4.10.5. Verifica statica del collegamento bullonato del blocchetto .....	109
4.10.6. Verifica statica della guida lineare .....	111
4.10.7. Verifica statica saldature .....	111
4.11. Unità forza verticale-laterale tipo-2.....	115
4.11.1. Verifica della guida lineare .....	115
4.11.2. Verifica del distanziale tubolare.....	116
4.11.3. Verifica dei componenti .....	116
4.12. Tirante mobile.....	117
4.12.1. Calcolo della pinza .....	118
4.12.2. Caratteristiche del modello.....	119
4.12.3. Tensione equivalente di Von-Mises .....	119
4.12.4. Attuatore oleodinamico .....	120
4.12.5. Snodo sferico assiale .....	121
4.12.6. Verifica dello snodo sferico assiale .....	121
4.13. Tirante fisso .....	123
4.13.1. Verifica statica delle saldature.....	127
4.13.2. Verifica statica del collegamento bullonato .....	129
4.14. Telaio dell'unità forza longitudinale.....	131
4.14.1. Caso di carico .....	132
4.14.2. Verifica a flessione del profilato HEM120.....	132

4.14.3. Caratteristiche del modello .....	133
4.14.4. Condizioni al contorno: carichi e vincoli .....	133
4.14.5. Tensione equivalente di Von-Mises .....	133
4.14.6. Spostamento .....	137
4.14.7. Verifica statica delle saldature .....	138
<b>Appendice.....</b>	<b>139</b>
Analisi numerica .....	142
Definizione del vettore dei carichi.....	142
Stato di deformazione della sala.....	143
Deformazione della cartella della ruota.....	144
Deformazione dell'assile .....	151
<b>5. Conclusioni e sviluppi futuri .....</b>	<b>157</b>
<b>Ringraziamenti .....</b>	<b>159</b>
<b>Bibliografia .....</b>	<b>161</b>
<b>Allegato fotografico .....</b>	<b>165</b>



## Obiettivi della ricerca

**L**a ricerca parte dalla constatazione che i metodi esistenti di strumentazione delle sale montate dei quali si è a conoscenza sono tutti notoriamente affetti da limitazioni intrinseche sull'accuratezza, derivanti dalle seguenti cause:

- posizionamento degli estensimetri elettrici a resistenza;
- algoritmi di demodulazione del segnale;
- errori di trasmissione ed alimentazione dovuti alla telemetria.

Da una prima superficiale analisi sembra che tali incertezze siano dell'ordine del 10% circa in alcune condizioni, valore che risulta spesso troppo elevato rispetto alle richieste di sicurezza relative a questa applicazione.

Gli scopi principali della ricerca sono stati i seguenti:

- analisi della bibliografia sull'argomento, individuando le differenze principali fra le metodologie di strumentazione, alimentazione, trasmissione ed elaborazione dei segnali;
- progettazione e realizzazione di un banco di taratura che consenta di applicare realisticamente le forze al contatto ruota-rotaia tenendo conto dei parametri geometrici che si riscontrano in realtà specialmente nella negoziazione di curve di raggio stretto (quindi spostamenti estremi della sala, dei punti di contatto ruota-rotaia e dell'angolo di attacco della sala rispetto all'asse del binario);
- individuazione, con l'ausilio degli strumenti messi a punto precedentemente, di una configurazione di prova e/o una metodologia di analisi che consentano di ridurre drasticamente l'incertezza della sala montata strumentata che andrà tarata sul predetto banco di taratura.

I primi due obiettivi sono stati completamente soddisfatti: concentrandosi sul secondo punto la progettazione e la realizzazione del banco taratura sale hanno occupato interamente i tre anni di dottorato, concludendosi con l'installazione presso i laboratori di Italcertifer di Firenze Osmannoro a fine ottobre 2016. Al momento della scrittura e consegna del presente documento (novembre 2016) il banco è in fase di collaudo, pertanto non si dispone di rilievi estensimetrici su una sala di prova. Su quest'ultima sono state condotte delle preliminari analisi numeriche agli elementi finiti che costituiranno il punto di partenza per i rilievi al banco.



## Sommario

**N**el presente lavoro verrà discussa la progettazione di un banco taratura sale strumentate innovativo.

Il capitolo 1 tratta le tecniche di misura esistenti, effettuando un confronto basato su criteri derivanti dalla letteratura disponibile. A valle segue una breve rassegna dei banchi taratura sale esistenti.

Il capitolo 2 descrive in dettaglio il nuovo banco evidenziando le soluzioni adottate per la risoluzione dei problemi che affliggono la maggior parte dei banchi esistenti.

Nel capitolo 3 sono riportate le verifiche strutturali dei componenti del banco, eseguite secondo le normative esistenti.

Infine gli sviluppi futuri, ovvero la procedura di taratura delle sale strumentate, che verrà sviluppata sulle potenzialità del banco.



# Introduzione

L'analisi della interazione ruota-rotaia è di fondamentale importanza per comprendere la dinamica di marcia di un veicolo ferroviario. Sebbene gli strumenti di calcolo siano sempre più raffinati, grazie ai modelli del contatto ruota-rotaia quali quelli di Kalker ed all'uso massiccio dei solutori nel dominio del tempo di modelli multi-body, le normative ferroviarie prevedono *comunque* la misura in linea del comportamento del veicolo, ossia la misura contemporanea delle forze verticali  $Q$  e delle forze laterali  $Y$  delle ruote di un veicolo (tuttavia non prescrivono, come nel caso della EN 14363, alcun metodo particolare per la misura delle forze di contatto). A questi valori sono infatti correlati i parametri convenzionalmente utilizzati per definire il coefficiente di svio, dato dal rapporto  $Y/Q$ , e la forza di *ripage*, ossia la somma  $\Sigma Y$  delle forze laterali delle due ruote di una sala, che è responsabile dello slineamento del binario secondo la formula di Prud'Homme.

La caratterizzazione del contatto avviene mediante la conoscenza della risultante delle forze scambiate tra ruota e rotaia, la collocazione della sua retta di azione e l'identificazione dell'eventualità di contatti multipli.

La misura può essere fatta da terra, per comprensibili motivi, solo in installazioni puntuali o comunque molto limitate ma risultano essere non rappresentative delle condizioni di marcia generiche di un rotabile.

Il problema può essere risolto mediante l'uso di opportuni sistemi a bordo veicolo che impiegano sale montate strumentate. Tali sistemi sono progettati e realizzati per risultare il meno invasivi possibile. Non vi sono sistemi in grado di rilevare direttamente le forze di contatto ma la loro misura è sempre indiretta: le forze di contatto vengono determinate basandosi sull'effetto che queste hanno su particolari componenti del veicolo stesso.

Ovviamente, essendo l'obiettivo quello di rilevare le forze di contatto scambiate tra ruota e rotaia, più prossimi a tale zona si resta, maggiori saranno gli effetti dovute a tali forze. Pertanto, strumentare la sala (ruote e/o assile) permette di ottenere un rapporto segnale/rumore (dove il segnale sono le forze di contatto) più elevato. Lo svantaggio di tale scelta consiste nel fatto che la sala ruota rispetto al veicolo ferroviario. È quindi richiesto un costoso sistema di telemetria per trasmettere i segnali, misurati a bordo sala, verso un sistema di acquisizione/elaborazione che tipicamente si trova a bordo veicolo. Va inoltre puntualizzato che, più prossimi si è alla zona dove tali forze vengono scambiate, più si risentono degli effetti locali ad elevata frequenza quali ad esempio le rugosità superficiali dei corpi a contatto, la loro geometria (profilo nuovo o usurato) nonché la posizione del punto di contatto.

Le tecniche odierne utilizzano principalmente estensimetri elettrici a resistenza incollati sulla cartella e/o sull'assile e a partire dalle deformazioni elastiche misurate è possibile

ricostruire, tramite un'opportuna calibrazione, le forze mutuamente scambiate al contatto ruota-rotaia.

Al fine di utilizzare una sala montata come uno strumento di misura è necessario effettuare una calibrazione preliminare. Durante questa fase forze note sono applicate alla sala e i segnali di uscita dei ponti estensimetrici, incollati sull'assile o sulle vele, sono acquisiti. Pertanto è possibile identificare la relazione matriciale tra il vettore delle forze applicate ed il vettore delle deformazioni misurate, con l'obiettivo di stimare le forze al contatto.

Uno dei più grandi problemi, intrinseco a tale procedura, è l'influenza della componente laterale di forza sui segnali dei ponti dedicati alla misura della componente verticale e viceversa: la matrice di calibrazione non è diagonale ed il processo di inversione richiesto per stimare le forze in ingresso può essere mal condizionato, rendendo tale stima affetta da errori.

Per limitare tale aspetto è stato progettato un nuovo banco di taratura, basato su un layout innovativo che permette di vincolare isostaticamente la sala da calibrare.

# 1. Stato dell'arte dei metodi di rilievo delle forze al contatto ruota-rotaia

L'analisi dei sistemi attualmente esistenti ha messo in luce come le tecniche di misura si possano ricondurre a due principali tendenze: la prima prevede misure di deformazione della cartella della ruota, mentre la seconda prevede di strumentare l'assile con estensimetri.

Una breve menzione è riservata ai metodi di misura delle forze al contatto ruota-rotaia che non prevedono l'utilizzo di una sala strumentata e che presentano il vantaggio di non necessitare di telemetria per la trasmissione dei segnali a bordo [1].

## 1.1. Metodo della deflessione della sospensione primaria

Il metodo consiste nell'utilizzo di trasduttori lineari di spostamento applicati tra telaio del carrello e boccole in corrispondenza della sospensione primaria. La deflessione della primaria e i carichi radiali sulle due ruote di una sala sono correlati in maniera piuttosto semplice in caso di molle a comportamento lineare e smorzamento primario ridotto. Volendo mantenere lineare questa relazione, occorre limitare la banda passante ben al di sotto della frequenza propria di oscillazione delle masse primarie, quindi intorno ai 5 Hz. La misura risulta praticamente impossibile in presenza di elementi ad attrito e per disegni complicati. Non è possibile ricavare le forze laterali  $Y$ .



Figura 1 – Misura della deformazione verticale in una sospensione primaria [2].

## 1.2. Metodo della forza scambiata tra sala e boccole

Il metodo consiste nell'utilizzo di un trasduttore di forza all'interno di ciascuna boccola di una sala montata al fine di rilevare la forza laterale complessivamente scambiata. Tale forza è correlata alla risultante delle forze laterali agenti sulle ruote. La banda passante è elevata, tuttavia non si riesce a risolvere per le forze sulle singole ruote. Il metodo è accettato per l'autorizzazione alla messa in servizio in alcuni casi.

Nel prosieguo della trattazione saranno considerate soltanto le tecniche di misura impiegate nelle sale montate. Esse possono essere classificate in tre principali famiglie:

- basate sulla misura di deformazione dell'assile;
- basate sulla misura di deformazione della cartella della ruota;
- basate sia sulla misura di deformazione della cartella della ruota che dell'assile

## 1.3. Sviluppi storici

Sebbene la pubblicazione [3] fornisca informazioni interessanti relative allo sviluppo storico delle metodologie di misura delle forze al contatto ruota-rotaia, tuttavia non fornisce alcuna informazione di natura tecnica.

Un'analisi della letteratura pubblicata nel 1991 [4] descrive invece differenti metodi di configurazione delle sale che sono state sviluppate a partire dagli anni Settanta negli Stati Uniti d'America e in Europa.

Deutsche Bundesbahn (DB) ha focalizzato la ricerca sulle misure di deformazione dell'assile; British Rail (BR) sulla deformazione di ruote a razze; Electro-Motive Division (EMD) di General Motors Corporation, ENSCO Inc., IIT-IITRI and Ferrovie Statali svedesi (SJ-Statens Järnvägar) hanno focalizzato l'attenzione sulla misura di deformazione della cartella.

Recentemente Interfleet Technology Inc, ha presentato l'ultima versione di sala strumentata IWT4 [5], [6]. Il principale vantaggio dell'applicazione consiste nella riduzione dell'influenza della geometria della ruota attraverso la risoluzione di un sistema di equazioni all'interno di un DSP (Digital Signal Processor). La foratura della cartella non è più necessaria, grazie ad un sistema di trasmissione wireless che consente la riduzione della lunghezza dei cavi, dei costi di esecuzione ed installazione, oltre alla immediata disponibilità delle ruote per il regolare esercizio.

A livello europeo la progressiva realizzazione dell'interoperabilità del sistema ferroviario in fase di progettazione, costruzione, messa in servizio, ristrutturazione, rinnovo, esercizio e manutenzione ha portato a finanziare nel 2005, da parte della UE, il progetto di ricerca WIDEM (*Wheelset integrated design and effective maintenance*) a cui hanno partecipato aziende, università ed istituti di ricerca [7].

Lo scopo del progetto è stato l'approfondimento delle metodologie di progettazione e revisione delle sale montate mediante l'utilizzo di un banco prova a rulli sul quale si possono replicare le reali condizioni di marcia. Per raggiungere gli obiettivi prefissati sono state condotte delle ricerche per definire gli standard per le gamme di carico delle sale montate e sviluppare modelli multibody per comprendere l'interazione veicolo-rotaia. Ciò ha portato ad

una simulazione delle condizioni di corsa che ha prodotto l'accurata deformabilità delle sale montate, dei carrelli, del corpo dei veicoli e della rotaia, riproducendo in modo accurato le forze al contatto ruota-rotaia.

L'analisi della letteratura ha altresì evidenziato un ampio numero di pubblicazioni redatte da autori italiani ([1], da [9] a [18]). Si citano l'Università La Sapienza di Roma che ha prediletto il filone delle deformazioni della ruota, mentre il Politecnico di Milano ha sviluppato un metodo ibrido [9] che include misurazioni sia sull'assile che sulla vela. Ulteriori ricerche, sebbene non siano disponibili per ragioni di riservatezza, sono condotte da aziende come Lucchini RS e Alstom.

## 1.4. Requisiti della catena di misura

### 1.4.1. Requisiti generali

Ogni catena di misura presenta pregi e difetti. Considerando la peculiarità di una sala montata strumentata in cui le forze al contatto sono stimate a partire dalle deformazioni della sala stessa, i requisiti e le limitazioni possono essere riassunti in [8]:

- sensibilità e risoluzione – dove la prima ha un'influenza marcata sul rapporto segnale-rumore;
- ripple – derivante dalla rotazione della ruota;
- cross talk – disturbi incrociati tra i canali di acquisizione, per esempio un output sull'asse  $x$  del trasduttore provocato da una forza applicata sull'asse  $y$ ;
- effetti centrifughi, ovvero segnali relativi alle deformazioni dovute alla rotazione della ruota;
- effetti termici, ovvero segnali relativi alle deformazioni dovute a cambiamenti di temperatura
- linearità ed isteresi.

Bianchi, Corazza e Malavasi in [10] fissano le caratteristiche che dovrebbe avere un sistema di misura: tra esse spiccano la biunivocità tra la grandezza da misurare e segnale di misura, la linearità della relazione precedente, banda passante sufficientemente ampia, ripetibilità, etc. Da rimarcare che non tutte hanno la stessa importanza, ad esempio la biunivocità è irrinunciabile mentre per le altre esistono intervalli di tolleranza di ampiezza variabile visti in relazione a limitazioni di natura economica.

<i>Tecnica di misura</i>	<i>Sistema di misura</i>
Biunivocità	Completezza
Linearità	Versatilità
Continuità	Controllabilità
Immediatezza	Applicabilità
Precisione	
Refrattarietà	
Sensibilità	
Banda passante	
Ripetibilità	
Filtrabilità	

Tabella 1 – Caratteristiche delle tecniche e sistemi di misura.

### 1.4.2. Requisiti soddisfatti dai differenti metodi di misura

La pubblicazione [10] propone un confronto fra quattro metodi di misura in base al soddisfacimento dei requisiti susposti.

- Il metodo della “*ruota rigida*” sfrutta il comportamento particolare dello stato di sollecitazione del disco, che risulta essere apprezzabile per quanto riguarda la continuità della misura, mentre è inadeguato per la completezza. Per gli altri requisiti dimostra una buona soddisfazione;
- il metodo della “*ruota elastica*” si differenzia dal primo per via della presenza di un elemento elastico in gomma all'interno della ruota. Data la non linearità del comportamento della gomma sia in condizioni statiche che dinamiche, viene meno il soddisfacimento dei requisiti di biunivocità, linearità e continuità, abbinato a quello di applicabilità in quanto l'utilizzo di ruote di questo tipo implica la modifica del comportamento del carrello;
- il metodo della “*flessione*” schematizza la sala montata come con un telaio composto da una trave orizzontale (l'assile) e da due piedritti (le ruote) e conoscendo lo stato di sollecitazione in ogni membro è possibile risalire al sistema di forze che lo hanno determinato. Risulta essere l'unico che soddisfa il requisito della completezza, mentre la sua applicazione risulta essere al quanto onerosa in termini di pianificazione ed esecuzione;
- il metodo della “*torsione*” permette di risalire molto velocemente alle forze longitudinali e alle coppie agenti su una sala montata tramite la misura delle deformazioni di torsione sull'assile. Una peculiarità assai interessante è data dalla costanza della sollecitazione di torsione lungo la circonferenza della generica sezione e pertanto non è influenzata dalla posizione angolare assunta dall'assile stesso durante la rotazione. Tuttavia lo svantaggio maggiore risiede nella minore ampiezza della sollecitazione di torsione rispetto a quella di flessione (5÷10 volte inferiori), inoltre viene meno il requisito della completezza poiché non consente la misura delle altre forze.

### 1.5. Ricostruzione delle forze al contatto a partire da misure di deformazione dell'assile

La possibilità di misurare le forze di contatto con estensimetri sull'assile è stata illustrata per la prima volta dai ricercatori del Centro di Ricerca di Minden, Germania. Il metodo è stato costantemente sviluppato negli anni, anche se il principio si basa sull'utilizzo delle misure sull'assile per calcolare il momento flettente e da questo risalire alle forze di contatto.

In [11] è riportato il sistema di forze che sollecita la sala, dato che è tridimensionale si rende necessario valutare l'andamento del momento flettente in due piani ortogonali, verticale ed orizzontale.

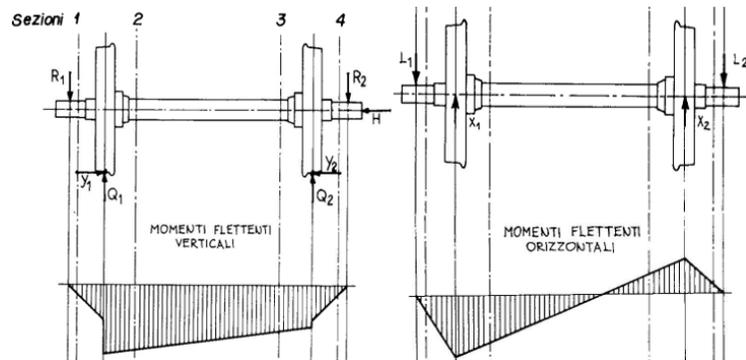


Figura 2 - Forze agenti sulla sala montata e diagramma della caratteristica di sollecitazione a flessione nei piani verticale (sinistra) e orizzontale (destra).

Scrivendo ed invertendo la relazione lineare tra le forze applicate e i momenti flettenti è possibile stimare le tre componenti a partire dalle misure di deformazione dell'assile. La principale limitazione è l'approssimazione intrinseca del metodo che assimila l'assile ad una trave di De Saint Venant. Occorre quindi individuare in via preliminare i fattori di forma per ciascuna sezione di misura e tenerne conto durante i rilievi in linea.

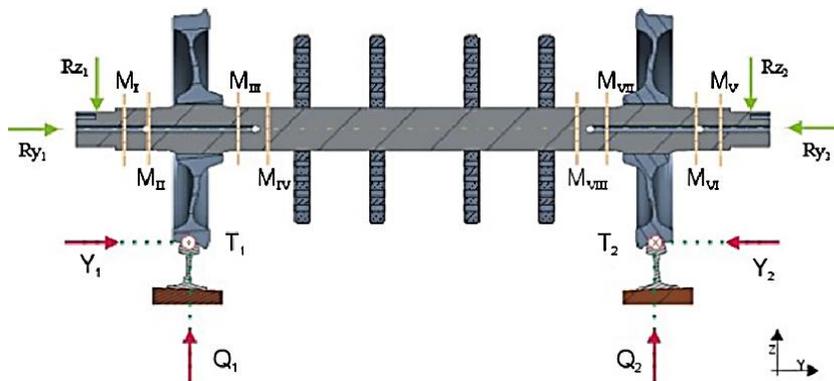


Figura 3 – Disposizione generale delle sezioni di misura sull'assile in una sala strumentata [20].

I metodi basati sulla strumentazione dell'assile sono affetti da molte "sorgenti di errore" dovute principalmente alla variazione della posizione del punto di contatto ruota-rotaia, aggravata dall'inerzia della massa presente fra il punto di contatto e gli estensimetri [20]. Un modo per compensare gli errori dovuti all'inerzia è misurare anche l'accelerazione della sala.

I segnali degli estensimetri montati sull'assile risentono anche della sua rotazione, pertanto i segnali sono modulati in ampiezza con una frequenza puramente sinusoidale che coincide con quella di rotazione. Per via di questa caratteristica la demodulazione di tali segnali è più semplice rispetto ai metodi basati sulla strumentazione della cartella.

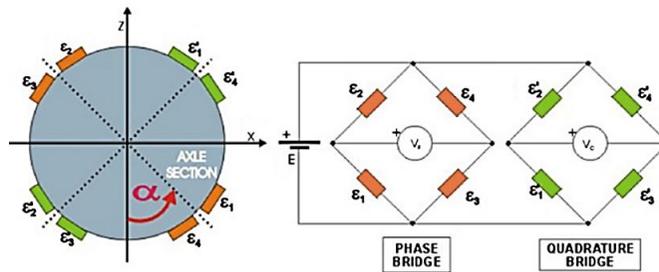


Figura 4 – Esempio di collegamento circuitale degli estensimetri per il metodo dell'assile [20]

Una variante comprende l'uso di estensimetri sulla ruota per la correzione dell'errore sistematico dovuto alla continua variazione del punto di contatto durante le prove in linea. Vantaggi e svantaggi sono descritti in [10]. Soddisfa il requisito della completezza dato che consente la misura della forza di contatto  $Q$ ,  $X$  ed  $Y$ , ma a fronte di notevoli complicazioni per la taratura ed il trattamento dei segnali. Inoltre la presenza di altre cause di flessione dell'assile (forza di trazione e di frenatura, spostamenti del carico sulle boccole, etc.) complica ulteriormente il sistema di equazioni che deve essere risolto per risalire dal momento flettente alle cause che lo generano, a meno di non accettare errori sistematici (per di più si rende necessaria per l'individuazione di ogni ulteriore causa di momento flettente sull'assile l'introduzione di un ulteriore ponte estensimetrico). Il metodo dell'assile presenta difficoltà pratiche nel caso si debba effettuare la misura su sale motrici.

## 1.6. Ricostruzione delle forze al contatto a partire da misure di deformazione della cartella

Le prime applicazioni di ricostruzione delle forze al contatto mediante ruote strumentate furono possibili mediante ruote a razze progettate ad hoc. La misura delle sollecitazioni nelle razze permette di risalire ai carichi verticali ed orizzontali. Questo metodo, utilizzato e sviluppato in Inghilterra ed in Giappone, sfrutta la forma della ruota per ottenere vantaggi quali la riduzione marcata del cross-talk e l'insensibilità alla variazione della posizione del punto di contatto per i ponti laterali e longitudinali.

Gli svantaggi implicano un aggravio nella procedura esecutiva della prova e comporta oneri economici aggiuntivi non indifferenti. Inoltre l'uso di una ruota diversa da quelle di uso normale introduce un elemento di incertezza difficilmente controllabile.

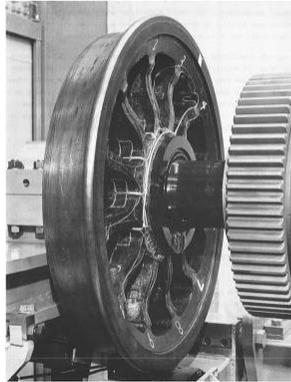


Figura 5 - Ruota a razze [34].

In generale i metodi che utilizzano gli estensimetri sulla cartella non richiedono grandi modifiche della ruota (eccetto alcune elencate di seguito) ed hanno i seguenti vantaggi:

- la loro applicazione è raramente ostacolata dal tipo di trasmissione e/o dalla presenza dei dischi freno;
- la ruota esiste sempre, mentre nel caso di ruote indipendenti l'assile può non esistere;
- il contributo delle forze inerziali è presumibilmente minore per la maggiore vicinanza delle sezioni di misura alle forze che si vogliono misurare;
- i metodi basati sulle misure effettuate sull'assile hanno una banda passante limitata alla prima frequenza flessionale dell'assile (di circa 80 Hz) e quindi non sono adatti al rilievo di fenomeni che abbiano frequenze superiori a 40 Hz. La prima frequenza propria flessionale delle ruote è pari circa a 200 Hz, ciò determina la possibilità di ampliare la banda passante almeno fino a 100 Hz, permettendo di rilevare anche i fenomeni dinamici propri dell'armamento.

La completa definizione della catena di misura richiede la scelta della posizione radiale ed angolare degli estensimetri. La prima rende possibile la misura di tutte le forze di contatto ( $Q$ ,  $Y$ ,  $X$ ), mentre la seconda serve per ridurre l'influenza della rotazione della ruota dai segnali acquisiti.

Esistono diverse strategie volte all'individuazione della posizione radiale degli estensimetri [21]: si possono collocare in punti sulla cartella in cui la sensibilità ad una delle componenti è nulla, si possono scegliere punti con la stessa sensibilità alle forze e al punto di contatto per poi combinarle successivamente, in prossimità di fori realizzati sulla cartella. Alcuni esempi di montaggio degli estensimetri sono mostrati in figura 6, le considerazioni sono le seguenti:

- configurazione (a): gli estensimetri si dispongono su una circonferenza. I rispettivi segnali sono sommati per ottenerne uno che tende verso la componente continua della deformazione radiale;
- configurazione (b): la misurazione è effettuata soltanto quando l'estensimetro passa attraverso una posizione pre-determinata. Ciò consente di eliminare l'influenza della

variazione della posizione angolare ma fornisce una banda passante molto bassa (un punto a giro). Pertanto se ne sconsiglia l'applicazione;

- configurazione (c): due estensimetri sono posizionati in quadratura sulla stessa circonferenza. Le due deformazioni, indicate in figura 6 con  $\epsilon_C$  e  $\epsilon_F$ , sono moltiplicate con due segnali sinusoidali in fase con la posizione angolare della ruota. I risultati intermedi vengono poi sommati ottenendo un valore demodulato in ampiezza. Questa demodulazione può essere eseguita mediante  $\sqrt{\epsilon_C^2 + \epsilon_F^2}$  a patto di perdere il segno, che può variare come nel caso delle forze longitudinali e trasversali. Questo tipo di soluzione è equivalente a quella utilizzata nei metodi in cui le misurazioni vengono eseguite sull'assile, ma in questo caso non è corretto assumere che una sinusoide pura possa fornire un modello accurato per le deformazioni, in quanto la posizione del punto di contatto varia. Il segnale di uscita è affetto da ripple che dipende dalla pesatura di tutte le armoniche, diverse dalla prima, che sono contenute nei segnali  $\epsilon_C$  e  $\epsilon_F$ . Per ridurre il ripple alcuni autori combinano i segnali provenienti da più estensimetri, montati in posizioni angolari differenti, anche se la prima armonica non è mai perfettamente demodulata.

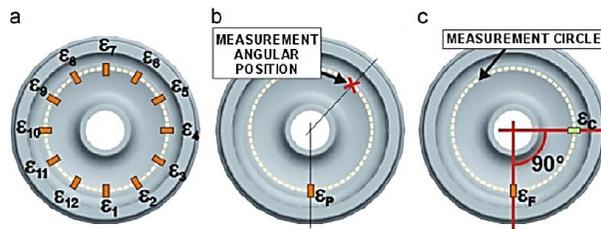


Figura 6 - (a-c) Differenti strategie per il posizionamento angolare degli estensimetri

Con il progresso della tecnica estensimetrica si è passati alla misura della componente laterale  $Y$  che comporta le deformazioni maggiori nella cartella. I suoi effetti sono sovrapposti a quelli dovuti alla componente verticale  $Q$  e a quelli imputabili alla variazione della posizione del punto di contatto  $d_R$ . Secondo [11] soltanto alcuni tra i sistemi più recenti riescono a misurare direttamente  $Q$  con estensimetri montati sulla cartella.

Higgins ed al. [22] hanno sviluppato un metodo che permette di stimare tutte le componenti (inclusa la distanza  $d_R$ ) strumentando la vela con un numero elevato di estensimetri. È prevista la lavorazione alle macchine utensili della ruota, un esteso uso di simulazioni FEM per la scelta delle configurazioni estensimetriche ed un elevato numero di prove al banco per la taratura del sistema a meno che non si utilizzino direttamente i risultati del modello FEM.

I metodi presentati in [23] e [24] ricorrono alla foratura della cartella con l'obiettivo di massimizzare la sensibilità alla forza  $Q$  tramite l'introduzione di un fattore di concentrazione delle tensioni, ma non considerano la posizione attuale del punto di contatto. Più recentemente, i risultati di un'indagine effettuata per misurare anche la posizione del punto di contatto sono stati pubblicati in [25]. La figura 7 mostra la disposizione degli estensimetri per la stima delle componenti laterali e verticali della forza di contatto. I quattro fori servono per posizionare i

sensori dedicati alla misurazione della componente verticale, riuscendo di fatto a minimizzare l'influenza della componente laterale, quest'ultima determinata tramite la flessione del disco.

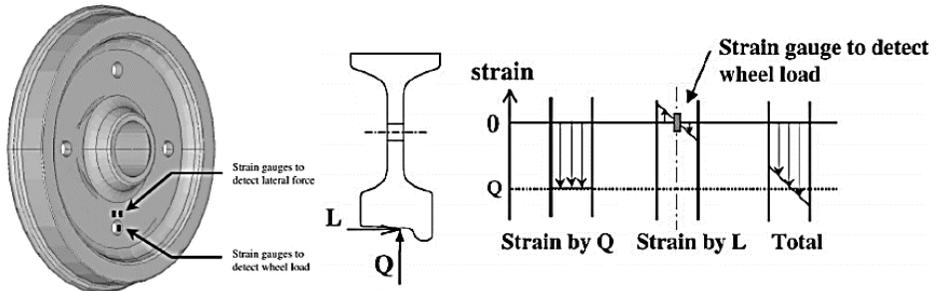


Figura 7 – Posizionamento tipico degli estensimetri per la misura del carico verticale ( $Q$ ) della forza laterale ( $Y$ ) (sinistra). Deformazioni nella cartella indotte da  $Q$  e  $Y$  (destra) [24].

Il metodo sviluppato dall'Università "La Sapienza" di Roma, stima le componenti  $Y$  e  $Q$  unicamente dalle misure di deformazione delle superfici interne ed esterne della cartella, separando gli effetti indotti dalla componente verticale  $Q$  dalla trasversale  $Y$ , passando necessariamente per la stima della posizione laterale del punto di contatto ( $d_R$ ).

Lo stato di deformazione della cartella (analizzato in [1]) è caratterizzato da una zona situata in prossimità del mozzo in cui è massima la sensibilità alla forza assiale  $Y$  e da una in cui è minima la sensibilità alla forza  $Y$ , situata in prossimità del cerchio. La prima zona è utilizzata per stimare la componente laterale, mentre la seconda la componente verticale e la distanza  $d_R$ .

La banda passante è alta, il metodo può essere applicato su molti veicoli (inclusi quelli equipaggiati con ruote indipendenti), le incertezze di misura possono essere facilmente determinate con altri layout estensimetrici (figura 6). Forza centrifuga ed effetti termici (entrambi supposti assialsimmetrici) sono minimizzati mentre il rapporto segnale/rumore è ottimizzato mediante ponti interi. Inoltre una procedura di ottimizzazione basata sull'utilizzo di una matrice pseudoinversa è utilizzata per massimizzare una funzione obiettivo [11].

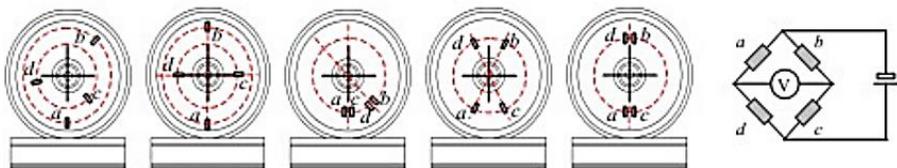


Figura 8 – Possibili configurazioni a ponte intero insensibili alla temperatura e alla forza centrifuga. La configurazione migliore risulta essere l'ultima a destra in quanto presenta il guadagno più alto, il massimo rapporto segnale/rumore e due passaggi per ogni giro nella zona di massima sensibilità.

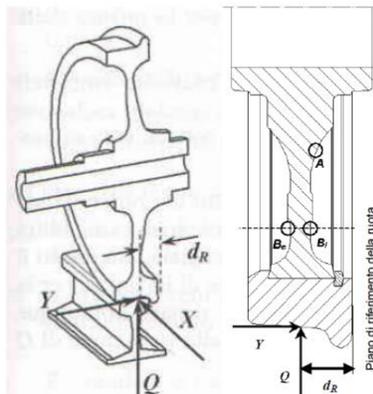


Figura 9 – Nomenclatura delle forze agenti e della posizione laterale del punto di contatto (sinistra). Sezione vertical della ruota (destra). Le deformazioni radiali misurate nei punti  $B_e$  e  $B_i$ , sono insensibili alla forza  $Y$ . Il punto  $A$  è utilizzato nella stima della forza laterale [13].

Il metodo di misura sviluppato da Alstom, descritto in [15], è un'evoluzione del precedente. La misura discreta utilizza tre ponti estensimetrici con collegamento a ponte intero:

1. quattro estensimetri sulla superficie esterna della vela;
2. quattro estensimetri sulla superficie interna della vela;
3. quattro estensimetri su entrambe le superfici.

Gli estensimetri vengono posizionati su di una circonferenza in posizioni diametralmente opposte. Con questo tipo di posizionamento, a parità di carico laterale e verticale, si ottiene in uscita, al variare della posizione angolare della sala, un segnale sinusoidale. La sensibilità del sistema non è quindi costante ma varia, in valore assoluto, da un valore massimo al valore nullo.

Questo metodo viene chiamato *discreto* perché si ottiene la sensibilità massima, in modulo, solo due volte al giro. Anche conoscendo la posizione angolare della sala non è possibile stimare i valori di forza in maniera continua con una solo ponte estensimetrico configurato come detto, perché per alcune posizioni angolari la sensibilità è nulla.

Per quanto riguarda il metodo di misura *continuo*, anch'esso prevede la misura di deformazioni radiali su più circonferenze della vela, ma con questo metodo l'uscita dei ponti estensimetrici risulta essere circa costante al variare della posizione angolare della sala. In particolare vengono applicati sedici estensimetri collegati come in figura sulla superficie esterna della vela ed altrettanti estensimetri sulla superficie interna della vela.

Tramite la misura dei segnali dei tre ponti estensimetrici è possibile stimare le forze laterali e verticali agenti sulla ruota a prescindere dal punto di contatto, a patto che le forze influenzino le deformazioni in maniera linearmente indipendente. Questa metodologia di misura non permette l'identificazione delle forze longitudinali applicate alla ruota in quanto i ponti estensimetrici, in entrambe le modalità, risultano essere sensibili solo alle forze verticali e laterali. In aggiunta, questi tipi di misura sono influenzati dalla velocità di rotazione della sala. La vela in rotazione subisce una deformazione data dall'effetto centrifugo che deve essere compensata in fase di processamento dati per evitare la dipendenza del segnale dalla velocità. I pregi di questo metodo sono la possibilità di effettuare misure in continuo (per il secondo

metodo) e la larga banda passante, da 0 Hz a circa 100 Hz. Il principale difetto di questo metodo è che, per effettuare misure in continuo, serve applicare una grande quantità di estensimetri.

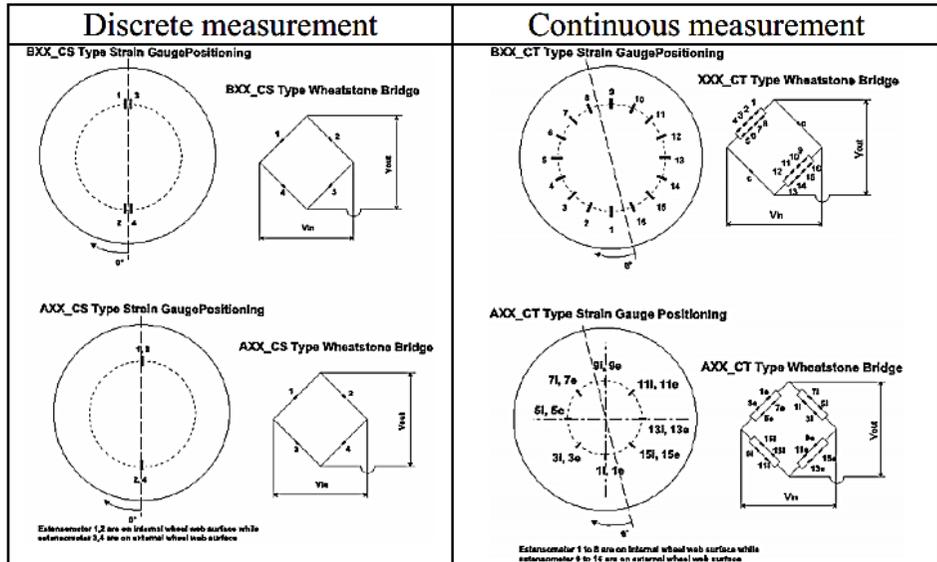


Figura 10 - Layout dei ponti estensimetrici per il metodo “discreto” (sinistra) “continuo” (destra).

## 1.7. Ricostruzione delle forze al contatto a partire da misure di deformazione della cartella e dell'assile

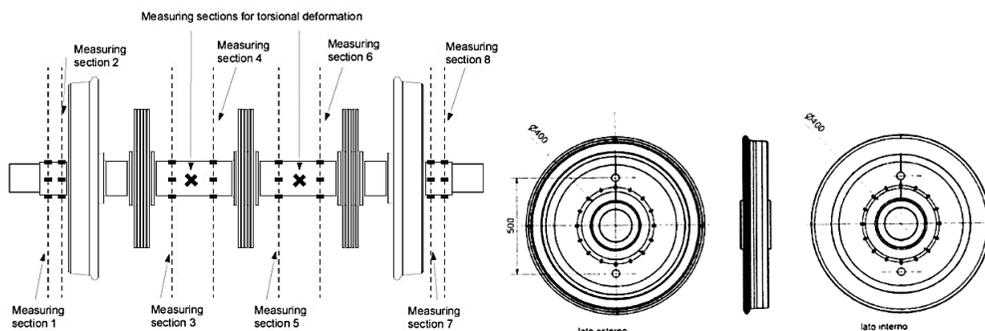
Nel 2002 il Politecnico di Milano e Lucchini RS hanno pubblicato i risultati di una ricerca congiunta in cui sia l'assile che le ruote sono state strumentate con ponti estensimetrici [9]. In questo metodo la sala strumentata viene calibrata su un banco a rulli, viene utilizzato un approccio di minimizzazione per determinare la relazione tra forze applicate e deformazioni rilevate e si quantifica l'incertezza di misura.

Inizialmente viene condotta un'analisi FEM della sala in differenti configurazioni di carico al fine di individuare:

1. zone sulla cartella in cui le deformazioni indotte dai carichi verticali siano trascurabili rispetto alle stesse deformazioni causate dai carichi laterali e viceversa, per poi scegliere la disposizione degli estensimetri;
2. lo stato di flessione dell'assile, dal quale si vede l'effetto delle forze laterali e verticali nel piano verticale e quello delle forze longitudinali in quello orizzontale.

Tale approccio si basa sull'ipotesi di esistenza di una sezione neutra della ruota e quindi, almeno in linea di principio, permette di ottenere risultati meno condizionati dalla geometria delle ruote stesse, siano esse monoblocco o elastiche (ossia composte da un disco interno ed un anello esterno separati da tasselli elastici).

La scelta delle sezioni sull'assile e sulle ruote è mostrata in figura 11.



**Figura 11 – Posizione delle sezioni di misura sull'assile (sinistra) [25]. Posizione circonferenziale ed angolare scelte per gli estensimetri sulla ruota (destra) [27].**

La scelta della disposizione dei sensori di misura della deformazione è riportata nella figura sovrastante: si vede che la ruota è strumentata con trentadue estensimetri, sedici per ogni lato, posizionati sulla circonferenza più prossima all'assile con passo angolare pari a 22,5°.

Sull'assile sono state individuate sei sezioni nelle quali effettuare la misura della flessione nei due piani, verticale ed orizzontale, a cui se ne aggiungono altre due per la misura dello sforzo torsionale. Con tale scelta si ottiene un set di misure tra loro indipendenti e in numero sufficiente per poter ricostruire le componenti della forza di contatto.

Non facendo però alcuna ipotesi sull'esistenza e/o posizione della sezione neutra, tale approccio richiede, almeno in linea di principio, di conoscere la posizione del punto o dei punti di contatto tra ruota e rotaia in modo tale da permettere di ripartire correttamente le forze di contatto tra le diverse componenti in funzione dello spostamento laterale relativo sala-binario.

La stima della posizione del punto o dei punti di contatto può essere effettuata sia numericamente, facendo ricorso ad un modello geometrico di accoppiamento tra ruota e rotaia a partire dallo spostamento relativo sala-binario, sia sperimentalmente, ad esempio mediante tecniche di analisi di immagini.

Il numero delle sezioni nella parte centrale dell'assile per stimare la flessione può essere ridotta a due (anziché quattro) se le masse distribuite e concentrate sono note (ad esempio il disco freno). Similmente soltanto una sezione potrebbe essere necessaria per stimare la torsione.

Tuttavia, includendo tutte le sezioni di misura precedentemente descritte, la robustezza e l'affidabilità del metodo è migliorata. Le misure continue sono possibili se si installano i ponti in quadratura in ogni sezione.

L'acquisizione dei segnali viene fatta mediante un apposito programma che consente di effettuare acquisizioni sia asincrone che sincrone con la rotazione della sala ossia campionando in corrispondenza di posizioni angolari equispaziate. Per entrambi i tipi di acquisizione è risultato indispensabile aggiungere ai canali estensimetrici un riferimento di posizione angolare. Nel caso di campionamento sincrono tale necessità è evidente: ciascuna acquisizione è stata asservita al segnale di un encoder posto nelle boccole e munito di un divisore in modo tale da ridurre il numero di punti/giro rispetto alle tacche dell'encoder stesso ed evitare così di dover campionare a frequenza troppo alta. Nel caso di campionamento asincrono la composizione dei momenti flettenti dovuti alle forze normali e laterali, che agiscono nel piano perpendicolare all'avanzamento, e di quelli dovuti alle forze longitudinali, che agiscono nel piano orizzontale, fa sì che il vettore momento flettente risultante sia inclinato rispetto agli assi di un sistema di riferimento fisso. Per poter quindi proiettare tale vettore sul sistema di riferimento rotante con l'assile (fissato dagli estensimetri), e ricavare l'effettivo momento flettente nel piano verticale ed orizzontale assoluto, è necessario avere un riferimento angolare.

Data l'impossibilità di posizionare l'encoder in modo tale da poter risalire in maniera certa alla posizione degli estensimetri, è stato deciso di utilizzare un sistema a camma con trasduttore di prossimità non a contatto. Avendo fissato la camma all'assile in modo tale che il suo asse maggiore coincida con uno dei due piani di misura, è stato possibile stabilire un riferimento rotante con la sala.

In maniera simile agli approcci descritti precedentemente, il metodo stima le componenti delle forze al contatto invertendo un sistema lineare di equazioni scritte in modo da minimizzare le incertezze associate alle misurazioni. La pubblicazione [9] discute in dettaglio i metodi utilizzati per ricostruire la posizione del punto di contatto e le tre componenti di forza.

## 1.8. Considerazioni sulla calibrazione ed elaborazione dei segnali

### 1.8.1. Introduzione

Il campionamento dei segnali provenienti dai ponti estensimetrici può essere realizzato in due modi, secondo quanto descritto in [28]:

- tecniche a campionamento temporale ( $C\Delta t$ ), dette normalmente "continue", in cui i segnali di misura vengono campionati ad intervalli regolari di tempo e di durata scelta in modo da ottenere un sufficiente numero di campioni per ogni metro di percorso (minimo 2 se viene seguita la Fiche 518 dell'UIC) anche alle velocità più elevate.

- Nei sistemi continui si opera senza ulteriori alterazioni della forma del segnale campionando direttamente i segnali dei ponti;
- in quelli con segnali alternati occorre agire con correzioni di guadagno sui segnali dei ponti;
- tecniche a campionamento spaziale (CAs), dette anche “discrete”, in cui i segnali vengono campionati ad intervalli regolari di spazio dipendenti dal numero di acquisizioni per giro. La frequenza temporale di campionamento è proporzionale alla velocità di marcia che richiede il rilievo dei picchi dei segnali nel caso questi siano alternati.

Le prime (CA<sub>t</sub>) richiedono che il segnale sia sempre valido durante tutto un giro di ruota, per questo sacrificano la sensibilità e sono soggette ad ondulazioni. Per contro, riescono a fornire informazioni su fenomeni a frequenze relativamente elevate con un numero ridotto di segnali di misura (canali), sebbene con precisione ridotta.

Le seconde offrono una sensibilità e potenzialmente una precisione maggiore: richiedono però un numero di canali elevato qualora si vogliano esaminare con continuità lungo il giro della ruota fenomeni ad alta frequenza.

I metodi di misura che impiegano ruote strumentate sono solitamente continui ed il campionamento continuo è utilizzato in [11]. In particolare gli estensimetri in [22], [23], [24] e [25] sono disposti radialmente e forniscono segnali alternati dovuti alla rotazione della ruota. Essi non sono sinusoidali e ciò richiede l'applicazione di opportune tecniche (correzione di guadagno e/o combinazione dei segnali di più ponti) per rendere l'uscita continua. Questi metodi non sono fondati su principi generali essendo quasi sempre validi solo per certi tipi di ruote (in [22] la cartella è forata in determinate posizioni) che possiedono particolari punti dove gli effetti dovuti ad una delle forze sono molto più elevati rispetto a quelli delle altre cause di deformazione del disco.

L'utilizzo del campionamento CAs è proposto in [12], dove i segnali sono campionati quando il raggio strumentato passa sopra il punto di contatto. Le deformazioni imputabili dalle forze di contatto sono le più alte in queste posizioni.

### 1.8.2. Frequenza di campionamento

La frequenza di campionamento deve essere scelta considerando il comportamento naturale della sala [29] e l'effetto “filtro passa-basso” proporzionale alla distanza fra punto di contatto e punto di misura.

Il filtraggio passa-basso ha un effetto positivo sull'anti-aliasing. Dovendo adottare una frequenza di taglio di 40 Hz, occorre però campionare ad almeno 80 Hz, in teoria. Nella pratica, scegliere un valore minimo di 200 Hz è consigliabile.

La scelta della frequenza di campionamento (CA<sub>t</sub> o CAs) dipende dallo scopo della campagna di misura.

Le tecniche CAs devono prevedere un numero di ponti dipendente dal diametro della ruota per poter garantire un campione ogni 0,5 m. Non occorre prendere in considerazione la velocità massima della prova in quanto la frequenza temporale di campionamento aumenta naturalmente con la velocità. Questa circostanza fa sì che tali tecniche consentano una

osservazione corretta dei difetti di tracciato a tutte le velocità di marcia. La quantificazione precisa degli effetti dei modi di vibrare del rotabile sulle forze di contatto è soggetta invece ad una limitazione: la velocità di marcia deve essere sufficientemente elevata da garantire una frequenza di campionamento temporale almeno doppia delle frequenze proprie dei modi relativi alla sospensione primaria. Con due campioni ogni metro, è necessaria ad esempio una velocità superiore ai 55 km/h circa per quantificare i valori di forza corrispondenti a oscillazioni di frequenza 15 Hz.

Le tecniche  $C\Delta t$ , richiedendo necessariamente estensimetri disposti “a corona”, sono affette da una sensibilità ridotta, poiché in ciascun istante vi sono molti estensimetri che si trovano in zone poco sensibili del disco. I sistemi che ne fanno uso presentano i tipici vantaggi di questo tipo di tecnica, che consente immediatezza (numero ridotto di ponti) e continuità, sacrificando la precisione spesso a causa di mancanza di biunivocità oppure di scarsa refrattarietà ai disturbi. Per quanto riguarda la completezza dei sistemi realizzabili con tale tecnica, essa è penalizzata dalla difficoltà nella misura di  $Q$  (può richiedere delle forature del disco, a seconda del sistema) e dall'impossibilità, almeno allo stato attuale delle conoscenze, di ricavare la forza  $X$  dalle deformazioni del disco.

Con tale tecnica è di difficile utilizzo il principio di separazione degli effetti, in quanto con molti tipi di ruota l'effetto della variabilità dei punti  $B$  con la posizione angolare non è compatibile con la disposizione a corona degli estensimetri.

I sistemi che ricorrono a tecniche  $C\Delta s$  offrono elevata sensibilità, in quanto i campioni sono acquisiti quando gli estensimetri sono nella parte più sensibile del disco alle forze di contatto. Essi possono offrire biunivocità e linearità eccezionali se basati sul principio di separazione degli effetti [12] completezza discreta in quanto la sensibilità alla forza  $Q$  sulla verticale è sfruttabile a fini di misura, buone possibilità di realizzare refrattarietà ai disturbi (rapporto segnale/rumore elevato) e quindi precisione decisamente elevata. Per contro, la banda passante può essere limitata.



## 2. Stato dell'arte dei banchi esistenti

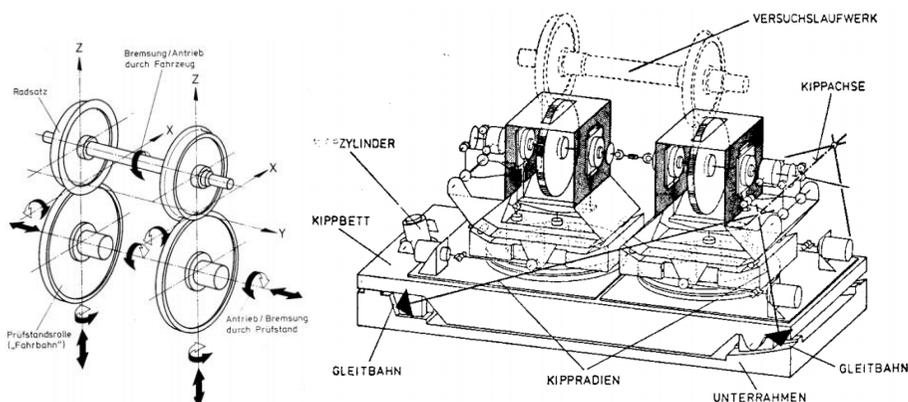
### 2.1. Introduzione

L'aumento della velocità di marcia dei rotabili ferroviari ha determinato l'esigenza di costruire degli impianti in cui si potessero replicare, nella maniera più fedele possibile rispetto alle piste sperimentali e i circuiti di prova, le reali condizioni di marcia.

A partire dagli anni Cinquanta del secolo scorso, le amministrazioni ferroviarie si sono dotate di banchi prova che possono essere classificabili in due categorie:

- dinamici;
- statici

I primi a livello costruttivo sono costituiti principalmente da due dischi su cui sono calettati gli "anelli rotaia" (binari sagomati e opportunamente piegati per essere calettati sui dischi). In figura 12 è riportato lo schema di funzionamento di un banco a rulli, in cui l'andamento del tracciato può essere simulato mediante una combinazione di movimenti lungo gli assi  $x$ ,  $y$  e  $z$ . I carichi vengono applicati tramite attuatori elettro-oleodinamici. Il moto dei rulli mette in rotazione la sala ad essi accoppiata e vincolata alla struttura sovrastante mediante le sospensioni primarie e gli smorzatori antiserpeggio.



**Figura 12 – Sinistra: schema di principio dei possibili movimenti di una cella base di un banco di prova a rotolamento (sinistra). Unità di simulazione (destra) [30].**

Il vantaggio derivante dall'utilizzo di tali apparecchiature risiede nel fatto che la sala può essere sottoposta a condizioni che sono simili a quelle che si presentano durante le prove in linea.

Lo svantaggio implica che non è possibile stimare direttamente le forze al contatto perché le forze vengono stimate sia attraverso l'equilibrio dinamico della sala (conoscendo le forze applicate dagli attuatori e dalla posizione della sala) sia tramite misure indirette, come la deformazione degli "anelli rotaia" vicino all'area di contatto.

Le forze laterali sulle ruote e la posizione relativa laterale fra ruota e rotaia non possono essere regolate in maniera indipendente poiché dipendono dall'angolo di attacco e dalla forza di ripage ( $\Delta Y$ ).

I banchi statici hanno una struttura più semplice: la sala da calibrare viene posizionata su bilance dinamometriche che permettono la misura delle tre componenti della forza di contatto, così la stima delle componenti è diretta, migliorando di fatto la precisione della calibrazione.

Lo svantaggio è che la sala non ruota: così se i segnali dei ponti estensimetrici dipendono dalla posizione angolare della sala, la calibrazione deve esser ripetuta per tutte le posizioni.

Prima di passare in rassegna le principali tipologie di banchi prova progettati per la calibrazione delle sale montate, desumibili da ricerca bibliografica e brevettuale, è opportuno puntualizzare che le informazioni relative alle prestazioni sono scarsamente reperibili per ragioni di riservatezza aziendale.

<b>Banchi prova sale strumentate</b>	
<b>Dinamici</b>	<b>Statici</b>
Lucchini RS	Ferrovie svedesi
DB Systemtechnik	Università La Sapienza di Roma
VUKV	Politecnico di Milano
	Changchun Railway Vehicles

**Tabella 2 – Classificazione dei banchi per la taratura delle sale strumentate.**

## 2.2. Banchi dinamici

### 2.2.1. Lucchini RS

Il banco prova BU300 di Lucchini RS è composto da due dischi, rigidamente collegati fra loro, sui quali sono fissati gli anelli sagomati secondo il profilo della rotaia e opportunamente curvati per consentirne il montaggio sui dischi. La sala ferroviaria viene montata sulla sommità degli anelli rotaia e risulta collegata ad una trave che sostituisce il carrello; il collegamento sala-travone è realizzato mediante un sistema di sospensioni.

Gli anelli rotaia sono posti in rotazione mediante un motore in corrente continua che trascinano la sala in rotazione: la massima velocità raggiungibile corrisponde ad una velocità di avanzamento del veicolo pari a 300 km/h. Il sistema di forze di attuazione è applicato sul travone per mezzo di attuatori idraulici ed elettromeccanici che sono vincolati ad una struttura di contrasto costituita da un'incastellatura metallica. Le forze massime applicabili sono di 250 kN per gli attuatori verticali e 150 kN per quello laterale [31].

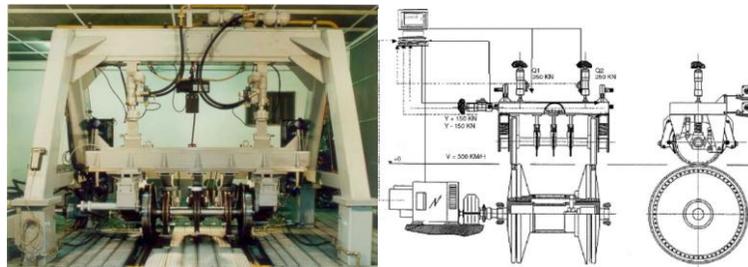


Figura 13 – Vista frontale (sinistra). Schema generale (destra).

### 2.2.2. DB Systemtechnik

DB Systemtechnik [32] possiede due tipologie di banchi prova. Il primo, mostrato in figura 14, ha un'architettura simile a quello di Lucchini RS: la sala è posta in rotazione mediante gli "anelli rotaia" e il carico viene applicato mediante attuatori oleodinamici che simulano i carichi verticali e laterali.

Il banco può simulare carichi verticali massimi di 340 kN, laterali di 100 kN a velocità fino a 300 km/h.



Figura 14 - Vista frontale (sinistra). Schema generale (destra) [32].

L'altro banco presenta una struttura a portale irrigidita frontalmente e posteriormente. I carichi verticali sono applicati direttamente sulle boccole e quelli laterali sul cerchione,

mentre la sala ruota sui rulli alloggiati in apposita fondazione. Il banco può simulare carichi verticali massimi di 360 kN, laterali fino a 80 kN a velocità fino a 160 km/h.

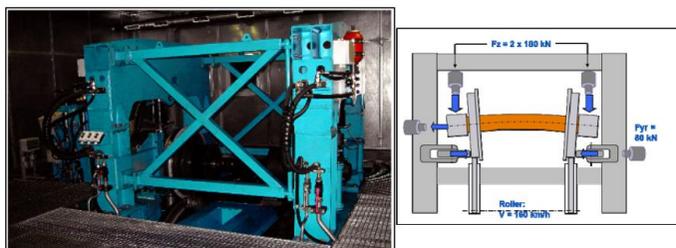


Figura 15 - Vista frontale (sinistra). Schema generale (destra)[32].

### 2.2.3. VUKV

VÚKV, azienda ceca di materiale rotabile, [2] ha sviluppato un banco per la calibrazione dinamica delle sale strumentate con un layout completamente differente rispetto ai banchi di Lucchini RS e DB.

La sala viene vincolata sulle boccole e le forze sono applicate attraverso un rullo tangente alla tavola di rotolamento della ruota. L'entità dei carichi varia in funzione della posizione di tale rullo. Il banco è in grado di accogliere sia sale smontate che montate sul carrello, in questo caso il banco viene posizionato sul binario previo sollevamento del veicolo mediante attrezzature dedicate. Inoltre questa caratteristica lo rende trasportabile e adattabile per differenti valori di scartamento.

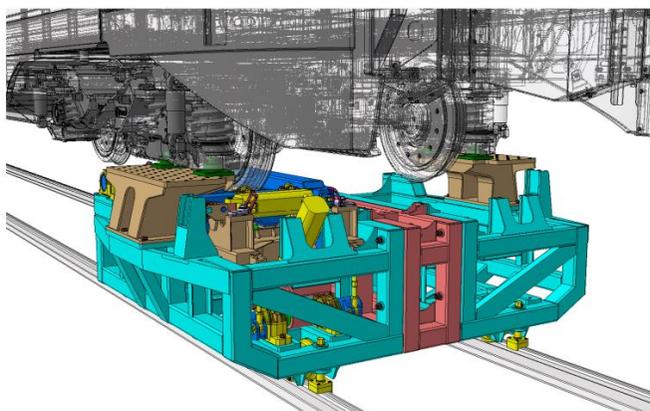


Figura 16 – Rappresentazione assometrica del banco prova [2].

## 2.3. Banchi statici

### 2.3.1. Ferrovie svedesi

Le Ferrovie svedesi hanno sviluppato nel 1981 un banco statico per la taratura delle sale montate, adattabile per sale aventi differenti valori di scartamento [34].

La sala è posizionata su due concii di rotaia, di cui uno è montato su un'interfaccia di misura costituito da quattro viti estensimetriche, che lo collega al telaio del banco.

Il telaio è una classica struttura a portale, dove i carichi verticali sono applicati in corrispondenza dei fuselli, mentre quelli laterali in prossimità della corona della ruota. Il sistema è corredato di due martinetti che consentono il sollevamento della sala, al fine di poterla ruotare: da ciò è evidente che non è possibile ripetere l'applicazione dei carichi per ogni posizione angolare della sala, senza che la stessa venga disingaggiata ogni volta dal proprio piazzamento.

La struttura inoltre non consente l'adattamento dei vincoli in funzione della deformata della sala, innescando il classico fenomeno del cross-talk: applicando un carico verticale di 100 kN in corrispondenza della circonferenza nominale di rotolamento, si riesce a misurare una componente laterale di 0.31 kN.

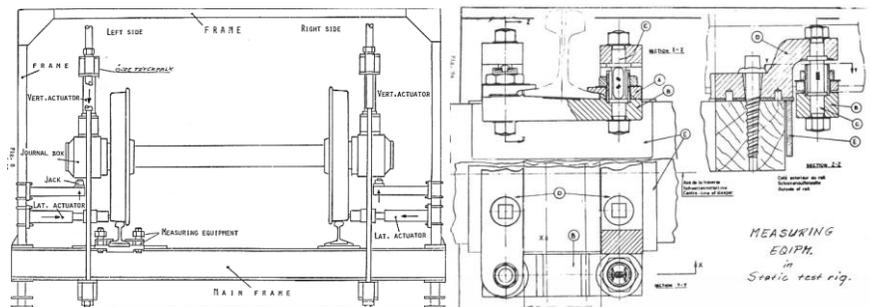


Figura 17 – Schema generale del banco (sinistra). Particolare del dispositivo di misura (destra).

### 2.3.2. Università La Sapienza di Roma

Il banco [12], [28] è costituito da un telaio, realizzato con una trave irrigidita mediante setti saldati (indicato in giallo). La sala poggia su apposite interfacce che permettono di misurare i carichi  $Q_1$  e  $Q_2$  e le loro posizioni rispetto alla ruota, in base alle indicazioni di tre celle sostenenti ciascuna di esse.

I carichi  $Q_{b1}$  e  $Q_{b2}$ ,  $H$  e  $R_H$  sono rilevati tramite celle di carico ed applicati tramite martinetti idraulici.

Se la semplicità costruttiva costituisce un indubbio vantaggio, lo stesso non si può dire per i seguenti aspetti che possono influenzare negativamente la qualità della misura e tempistiche di esecuzione della prova:

- non è possibile ruotare la sala una volta posizionata sul banco;
- le interfacce in bronzo su cui poggiano le ruote sono soggette a deformazioni localizzate che comportano un errore nel posizionamento della sala;

- la sala non è vincolata isostaticamente;
- come spiegato in [28] “...la misura della forza  $Y$  sulla ruota in taratura veniva inizialmente effettuata attraverso quella di  $H$ , e successivamente attraverso una combinazione di  $H$  e  $R_H$ , essendo quest'ultima la reazione fornita dall'apposito braccio. Nessuna di queste forze coincide con la  $Y$ , la quale non è direttamente misurabile. La forza  $Y$  va quindi ricavata mediante calcolo, ed è quindi soggetta ad errori derivanti dalla propagazione di quelli di misura delle grandezze rilevate direttamente.”

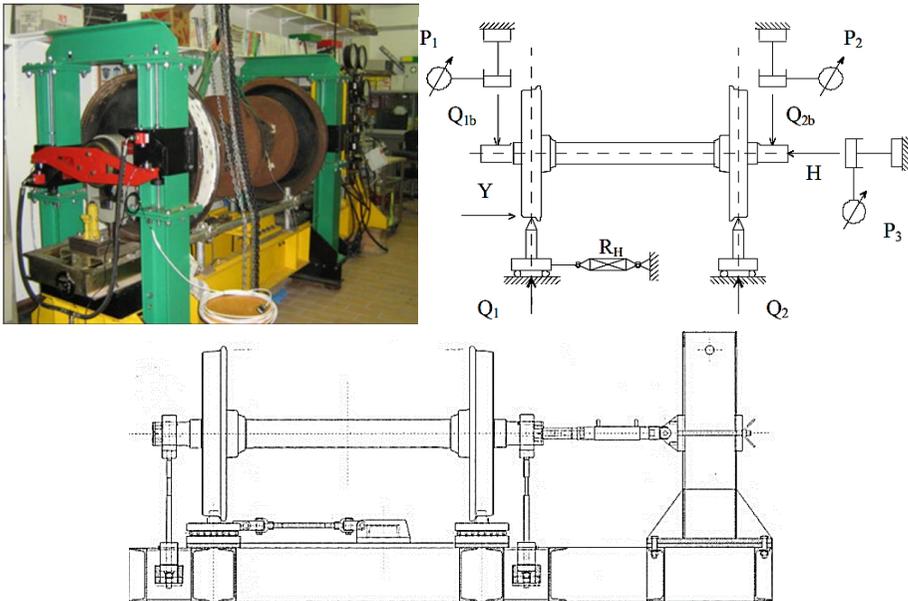


Figura 18 – Vista generale del banco (alto, sinistra). Schema di applicazione dei carichi sulla ruota di misura (alto, destra). Vista laterale (basso, centro) [12], [28].

### 2.3.3. Politecnico di Milano

L'architettura del banco del Politecnico di Milano [15], [16] differisce da quella dei banchi fin qui analizzati dato che consente il posizionamento di un carrello completo, su cui è presente la sala da calibrare.

In linea di principio il carrello viene posizionato su un binario strumentato e reagisce ai carichi verticali e laterali applicati da attuatori, riproducendo le condizioni al contatto ruota-rotaia che si manifestano in linea.

È possibile calibrare soltanto una sala per volta, conseguentemente se il carrello è dotato di più di una sala strumentata, la procedura di calibrazione deve essere ripetuta.

La struttura è costituita da due parti principali, una base ed un portale.

La base è un telaio saldato su cui sono installati conchi di rotaia, ciascuno strumentato con celle di carico per la misura delle tre componenti della forza di contatto. Il collegamento delle celle coi conchi di rotaia e la base è effettuato mediante giunti sferici che permettono la

misura esclusiva del carico assiale applicato ad esse, rendendo trascurabile le componenti in altre direzioni.

Il portale è costituito da due montanti verticali collegati da una traversa, su cui sono installati (sempre per mezzo di giunti sferici), gli attuatori verticali. La posizione longitudinale del portale rispetto alla base è regolabile, come anche quella degli attuatori lungo l'asse della traversa, al fine di consentire l'allineamento con le sospensioni verticali secondarie.



Figura 19 – Vista generale del carrello posizionato sul banco (sinistra). Ingrandimento della sala strumentata (destra).

#### 2.3.4. Changchun Railway Vehicles

Il brevetto CN203672555 [33] depositato da Changchun Railway Vehicles nel 2013 si riferisce ad un banco statico. È costituito da un basamento rigido, sulla cui superficie superiore sono ricavate delle cave fresate, e da due portali che vincolano la sala sui fuselli.

I portali, oltre a realizzare il vincolo della sala, sono corredati delle interfacce necessarie per gli attuatori che impartiscono i carichi verticali. La loro posizione viene variata mediante guide lineari ed un azionamento mediante vite di manovra, al fine di adattarla in funzione dello scartamento della sala.

Il banco è corredato di una trasmissione mediante giunto cardanico che permette la rotazione della sala, al fine di effettuare la calibrazione per ogni posizione angolare in cui sono state divise le circonferenze di applicazione degli estensimetri.

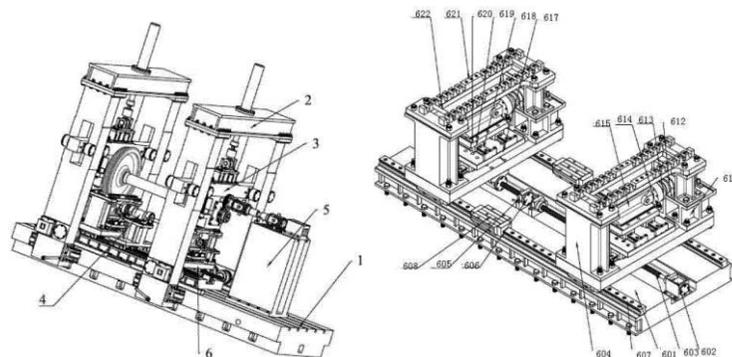


Figura 20 – Layout del banco statico, tratte dal brevetto [33].



### 3. Banco taratura sale

**A**l fine di utilizzare una sala montata come uno strumento di misura è necessario effettuarne una calibrazione preliminare. Durante questa fase forze note sono applicate alla sala e i segnali di uscita dei ponti estensimetrici, incollati sull'assile o sulle vele, sono acquisiti [38]. Pertanto è possibile identificare la relazione matriciale tra il vettore delle forze applicate ed il vettore delle deformazioni misurate, con l'obiettivo di stimare le forze al contatto [16].

Uno dei più grandi problemi, intrinseco a tale procedura, è l'influenza della componente laterale di forza sui segnali dei ponti dedicati alla misura della componente verticale e viceversa: la matrice di calibrazione non è diagonale ed il processo di inversione richiesto per stimare le forze in ingresso può essere mal condizionato, rendendo tale stima affetta da errori.

Già Corazza in [10] evidenziava una particolare circostanza emersa nel corso di prove al banco “...la pratica impossibilità di ottenere uno stato di sollecitazione derivante dall'applicazione di carichi e reazioni puramente verticali. Ciò è dovuto all'inflessione verso l'alto dell'assile per effetto dei normali carichi applicati, cui corrisponde una convergenza delle ruote verso il basso e l'apparizione di reazioni orizzontali al contatto fra ruota ed appoggio. Deriva da ciò che i banchi di prova per la taratura di queste sale montate debbano essere equipaggiati di dispositivi di misura non solo delle forze applicate ma anche delle conseguenti reazioni vincolari.”

La necessità di sviluppare un nuovo banco prova statico che riducesse le incertezze di misura in rilievi di questa tipologia è stata auspicata da numerosi autori [17], [28], [33] senza che vi siano stati, almeno a livello di pubblicazioni scientifiche e brevettuali, significativi passi avanti.

Per limitare tale aspetto è stato progettato un nuovo banco di taratura, basato su un layout innovativo che permette di vincolare isostaticamente la sala da calibrare. È possibile applicare qualsiasi combinazione di carichi assiali, radiali e tangenziali. Un'altra caratteristica distintiva del banco taratura sale è la possibilità di cambiare in maniera continua la posizione del punto di contatto mentre la sala è lentamente ruotata mediante speciali rulli.

Nel seguito viene descritta la filosofia progettuale e le soluzioni sviluppate per raggiungere i suddetti obiettivi [39].

### 3.1. Requisiti progettuali

I requisiti geometrici sono stati definiti come l'involuppo dei parametri geometrici della maggioranza delle sale esistenti. I principali parametri considerati sono:

- scartamento;
- diametro nominale della ruota;
- profilo della rotaia.

Al di là del valore standard dello scartamento di 1435 mm ci sono numerosi esempi di linee ferroviarie a scartamento ridotto con valori dell'ordine di 900 mm fino a raggiungere 1668 mm che possono essere trovati in Portogallo e Spagna, mentre il diametro delle ruote dipende da numerosi parametri progettuali.

Scartamento	Valore [mm]	Paesi
ridotto	750	Indonesia
	1000	Svizzera, tram
	1067	Sudafrica, Giappone
ordinario	1435	Europa, Cina, USA
largo	1524	Russia, Finlandia
	1665	Portogallo
	1667	Spagna

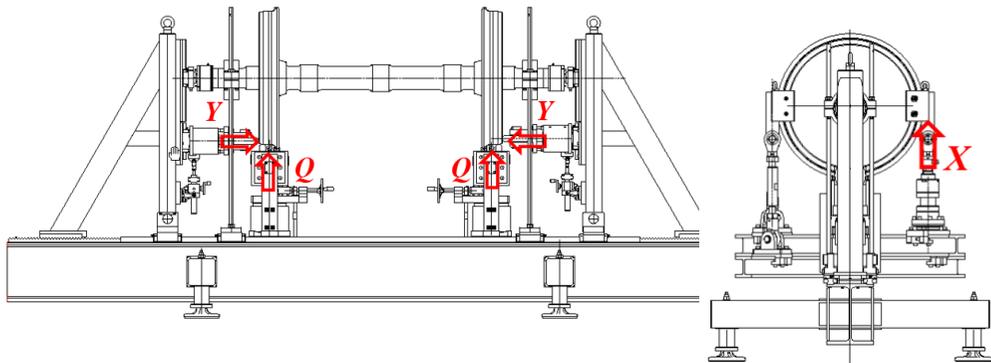
Tabella 3 – Possibili valori di scartamento adottati nelle linee ferroviarie.

Il banco è progettato per calibrare sale strumentate mediante una qualsiasi combinazione di carichi assiali, radiali e longitudinali di entità nota. Tale obiettivo viene soddisfatto mediante l'utilizzo di cinque attuatori idraulici in grado di applicare carichi quasi-statici.

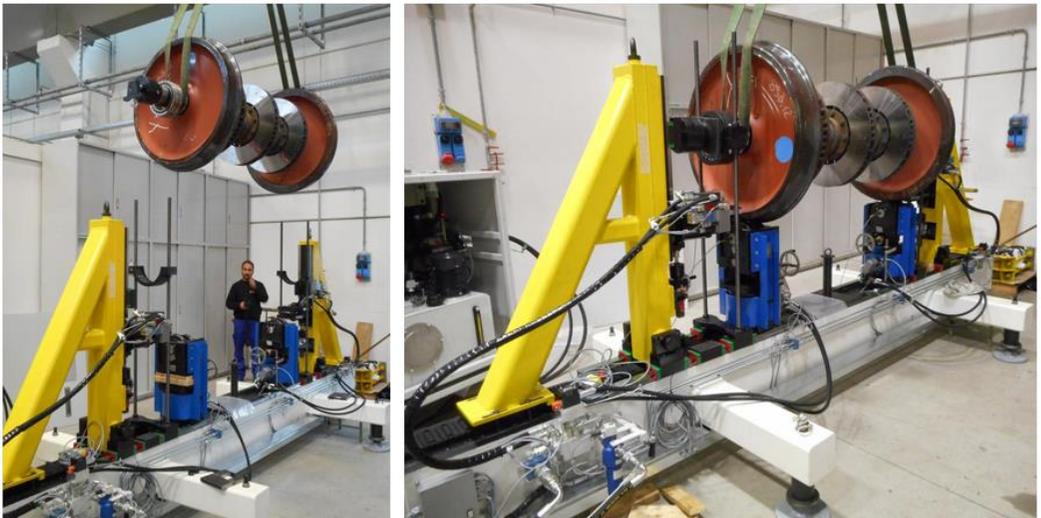
Le caratteristiche geometriche delle sale strumentate che possono essere posizionate sul banco sono riassunte in Tabella 4, assieme ai principali parametri dei suddetti attuatori.

Parametro progettuale	Range	Corsa [mm]	Alesaggio [mm]
Scartamento	750÷1686 mm		
Diametro ruota	610÷1250 mm		
Profilo rotaia	arbitrario		
Forza radiale $F_{z,max}$ , $Q$ , $V$	170 kN	45	140
Forza assiale $F_{y,max}$ , $Y$ , $L$	135 kN	50	100
Forza tangenziale $F_{x,max}$ , $X$	40 kN	50	80

Tabella 4 – Principali parametri progettuali del banco taratura sale.



**Figura 21 – Forze applicabili alla sala in calibrazione posizionata sul banco. La componente  $Q$  sarà indicata con “radiale”, la componente  $Y$  con “assiale” e la componente  $X$  con “tangenziale”.**



**Figura 22 – Fase di posizionamento di una sala sul banco (sinistra), esempio di installazione del banco (destra).**

La figura 21 mostra le forze che possono essere applicate alla sala da calibrare. In Europa, le forze radiali (verticali) sono indicate con  $Q$ , le assiali (laterali) con  $Y$  e le tangenziali (longitudinali) con  $X$ .

Il banco, per come è stato progettato, non può sollecitare la sala con carichi longitudinali  $X$  diretti perpendicolarmente all’asse del banco stesso: come sarà spiegato nel seguito, le forze tangenziali sono applicate mediante un sistema bilanciato di forze verticali che impone un momento torcente alla sala.

### 3.2. Descrizione

Il banco taratura sale è composto da otto sotto-sistemi, che saranno descritti nel seguito:

1. telaio;
2. unità forza radiale: versione a rulli;
3. unità forza assiale;
4. unità forza radiale ed assiale: versione con rotaia;
5. unità forza tangenziale e rispettivi vincoli;
6. vincolo radiale;
7. vincolo assiale;
8. colonne di supporto

### 3.3. Telaio

Il componente principale del telaio è un profilato HEB400 lungo 5 m irrigidito sui lati mediante lamiere saldate (figura 23). I carichi verticali sono sia sul piano verticale che sui lati per via della presenza di guide lineari a rulli che saranno descritte in seguito, e questa soluzione assicura la massima rigidità. Sulla superficie superiore della trave è stata ricavata una matrice di fori filettati che servono al fissaggio degli altri sottogruppi in differenti posizioni.

Il vincolo col terreno è realizzato mediante una coppia di tubi quadri, disposti trasversalmente rispetto all'asse della trave, alle cui estremità sono posizionati gli elementi livellanti. Quest'ultimi consentono sia la regolazione in altezza della trave, nonché la compensazione del dislivello angolare della pavimentazione.

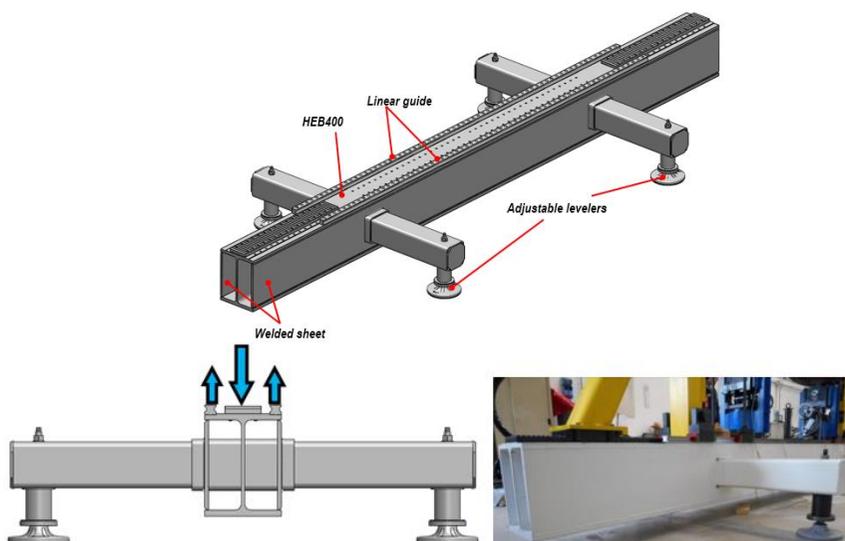


Figura 23 – Vista assonometrica del banco (alto, centro). Schema dei carichi applicati sul telaio durante la taratura della sala. La scelta di chiudere lateralmente la sezione consente di ottenerne una torsionalmente rigida in grado di sopportare i carichi paralleli all'asse verticale della sezione stessa (basso, sinistra). Realizzazione del telaio (basso, destra).

### 3.4. Unità forza radiale: versione a rulli

Questa unità, mostrata in figura 24, è una delle soluzioni innovative introdotte nella progettazione del banco taratura sale. Le sue caratteristiche distintive sono:

1. condizione di isostaticità dei vincoli della sala;
2. miglioramento del rapporto S/N delle misure di deformazione;
3. variazione continua della posizione del punto di contatto;
4. la sala può essere ruotata (manualmente o automaticamente) durante la calibrazione al fine di valutare il corretto funzionamento dei ponti estensimetrici, al variare della posizione angolare, senza che vi sia la necessità di ulteriori movimentazioni.

Un cilindro oleodinamico caratterizzato da elevato alesaggio e corsa ridotta è posizionato sotto il rullo che consente l'ottenimento della condizione 3 e sul quale è posizionata l'unità equipaggiata coi rulli e le celle di carico a perno (figura 24). Mediante tale disposizione la forza radiale passa sempre attraverso il cilindro, limitandone la flessione. La scelta di limitare la corsa è principalmente dovuta alla necessità di limitare l'altezza del banco per ragioni di sicurezza dell'ambiente di lavoro.

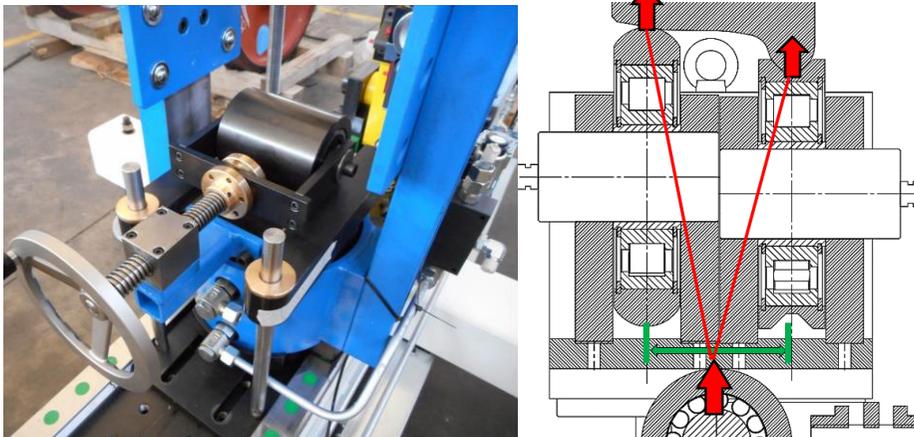
La sala poggia su due coppie di rulli. Ogni ruota è vincolata lateralmente sul bordino tramite una gola ricavata su uno dei due rulli, mentre l'altro ha una superficie toroidale che agisce da supporto sulla tavola di rotolamento. La posizione dei rulli può essere variata verticalmente, per mezzo di appositi spessori, per adattarsi a qualsiasi tipo di profilo, sia esso nuovo o usurato. In figura 25 è illustrato lo schema di ripartizione della forza radiale.

I principali vantaggi di questa soluzione possono essere riassunti in:

- il rullo inferiore, posizionato sopra il cilindro, può essere spostato (non sotto carico) per cambiare arbitrariamente l' "equivalente" punto di contatto. Ovviamente la distribuzione delle tensioni nel cerchione sarà differente, mentre quella nella vela, su cui si incollano gli estensimetri non risente di questa condizione locale;
- è possibile applicare le forze nella zona del bordino (si veda per esempio il disegno a destra della figura 25), una condizione solitamente impossibile da realizzare sui banchi esistenti;
- la sala può essere ruotata durante la calibrazione, persino a bassa velocità, per consentire il controllo del buon funzionamento della telemetria;
- benché la stima effettiva delle forze di contatto sia limitata dall'impossibilità pratica di posizionare qualsiasi sensore nell'area di contatto, il problema risulta essere minimizzato dall'utilizzo di celle perno montate nei rulli, ovvero si avvicina il più possibile il punto di misura al punto in cui tale forze vengono scambiate. Ciò migliora la qualità della misura, specialmente il rapporto segnale/rumore;
- qualsiasi componente laterale di forza è filtrata dalla rotazione del rullo inferiore. Quando si applica un carico assiale o radiale il punto di contatto può muoversi liberamente. Tale aspetto è forse la più importante caratteristica del banco se comparato con quelli già esistenti.



**Figura 24 – Vista generale del sottogruppo (sinistra). Ingrandimento del posizionamento di una ruota su i due rulli (destra).**



**Figura 25 – Particolare del cinematismo che permette la variazione della posizione del punto di contatto (sinistra). Schema della ripartizione del carico verticale attraverso i rulli montati sulle celle perno (destra).**

Il gruppo costituito dai rulli, relativi supporti e celle di carico è contenuto all'interno di un'incastellatura che ha due gradi di libertà:

- la rotazione attorno alla direzione perpendicolare rispetto all'asse della sala, consentita dal contatto fra la piastra su cui sono posizionati i supporti e i rulli ed il rullo inferiore, coadiuvato sempre dalle sfere portanti;
- la traslazione lungo la direzione verticale, consentita da due superfici verticali su cui sono montate sfere portanti.

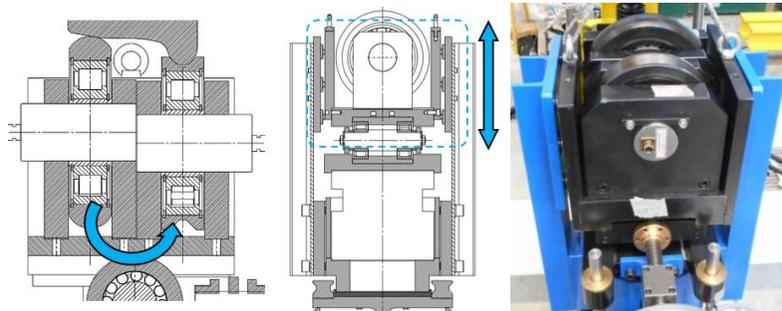


Figura 26 - Gradi di libertà del gruppo contenente le celle di carico a perno. Rotazione attorno all'asse perpendicolare rispetto a quello del banco (sinistra). Traslazione verticale (centro). Realizzazione del gruppo, in cui si può osservare le piastre su cui sono montate le sfere portanti (destra).

Tali condizioni di vincolo consentono di garantire l'isostaticità della sala, come già affermato precedentemente, la principale conseguenza è l'assenza di componenti di forza differenti da quella di carico. Le misure di deformazione non risultano essere affette da cross-talk.

### 3.5. Unità forza assiale

Il sottosistema che serve per l'applicazione del carico assiale è mostrato in figura 28. L'obiettivo in questo caso è consistito nel progettare un dispositivo che fosse intrinsecamente insensibile ai carichi radiali sia per garantire l'isostaticità della sala, sia l'indipendenza delle deformazioni misurate sulla ruota.

Il sottosistema è costituito da un rullo montato su un supporto specifico, un cilindro oleodinamico, un martinetto a vite ed una guida lineare. Il supporto del rullo è simile a quello utilizzato nell'unità precedente. Utilizzando una cella di carico a perno è possibile applicare il trasduttore il più vicino possibile rispetto al punto di applicazione del carico.

Con questo sistema è possibile ruotare la sala senza la necessità di sollevarla nel momento in cui si cambia il punto di applicazione del carico. La posizione di tale punto può essere cambiata in maniera continua tramite l'utilizzo combinato di una guida lineare a rulli dietro al cilindro ed un martinetto a vite collocato sotto il cilindro ed azionato dall'operatore.

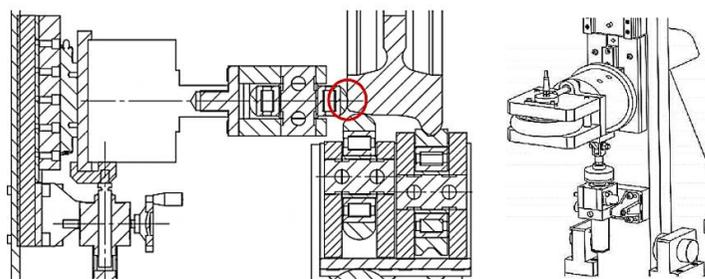


Figura 27 - Unità forza assiale: il punto di applicazione del carico è evidenziato dal cerchio rosso.



Figura 28 – Unità forza assiale. Vista generale del gruppo costruito (sinistra). Ingrandimento della zona di applicazione del carico laterale, durante l'esecuzione di una sequenza di prova (destra).

### 3.6. Unità forza radiale ed assiale: versione con rotaia

Un sistema differente per l'applicazione di carichi radiali ed assiali è mostrato in figura 29. È costituito da una testa di rotaia fresata inclinata (1:20 o 1:40) avente profilo arbitrario, una piastra superiore forata, due perni, due celle di carico, una piastra inferiore forata, un cilindro idraulico e due guide lineari.

L'unità replica il contatto ruota-rotaia ma ha lo svantaggio di non consentire la rotazione della sala durante la calibrazione.

Due celle di carico posizionate sotto la piastra superiore forata su cui è montata la testa di rotaia servono per misurare il carico applicato dal cilindro: le forze si sommano, mentre la linea d'azione della risultante viene individuata mediante rapporti fra tali grandezze.

L'unità consente l'applicazione di distribuzioni di carico simili a quelle riscontrabili in linea, in termini di presenza simultanea di carichi radiali ed assiali e condizioni di attrito. Tale caratteristica permette la validazione della calibrazione della catena di misura.

Il dispositivo può ruotare attorno all'asse verticale del cilindro, consentendo la possibilità di valutare l'influenza dell'angolo di attacco e persino il doppio punto di contatto (un esempio classico di doppio punto di contatto si manifesta quando un rotabile negozia una curva di piccolo raggio).

La condizione di vincolo isostatico della sala è ottenuta tramite l'installazione di guide lineari sotto il cilindro.

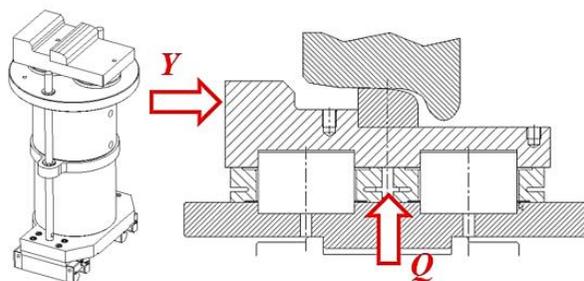


Figura 29 - Unità forza radiale ed assiale, versione con rotaia. Vista assonometrica del sotto-sistema (sinistra). Sezione trasversale (destra).

### 3.7. Unità forza tangenziale e rispettivi vincoli

Il layout del banco è caratterizzato dalla complanarità dei carichi verticali e laterali, entrambi giacenti sul piano verticale. Conseguentemente il banco non è progettato per resistere a qualsiasi carico diretto secondo il suo asse trasversale. Volendo mantenere tale complanarità e allo stesso tempo applicare un carico tangenziale alla sala, l'unica possibilità è quella di applicare un momento torcente a quest'ultima. Essa viene "vista" dalla sala come un equivalente carico longitudinale.

La coppia è applicata mediante un sistema costituito da un attuatore verticale, che fornisce il carico richiesto, e quattro pinze. Ciascuna ruota è bloccata con due pinze diametralmente opposte figura 30, ma solo una di esse è collegata all'attuatore. Le altre tre sono fisse e costituiscono il vincolo tra la sala ed il banco.

È evidente che l'entità dell'intero sistema sarà tale che l'intera sala si muoverà sotto carico, ma le particolari condizioni di vincolo rimarranno tali e il carico longitudinale non influenzerà né quello radiale, né quello assiale.

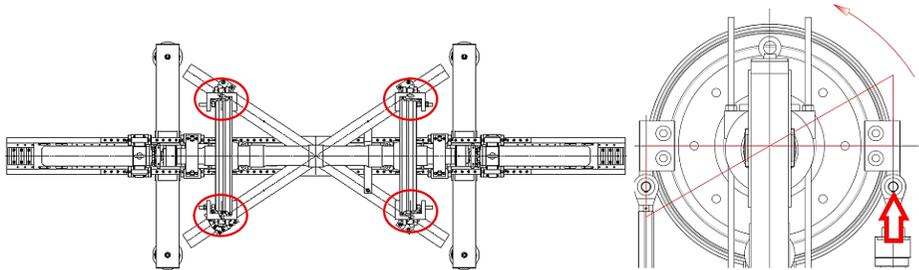


Figura 30 – Sinistra: vista dall'alto del banco, su cui è installato il telaio supplementare necessario per l'applicazione dell'equivalente carico longitudinale. Il telaio è costituito da due profilati incernierati in mezziera che lo rendono adattabile al variare dello scartamento e diametro della ruota. Le pinze che vincolano la sala ai tiranti verticali sono cerchiata in rosso, quella collegata all'attuatore è in basso a sinistra. Destra: distribuzione del carico longitudinale.

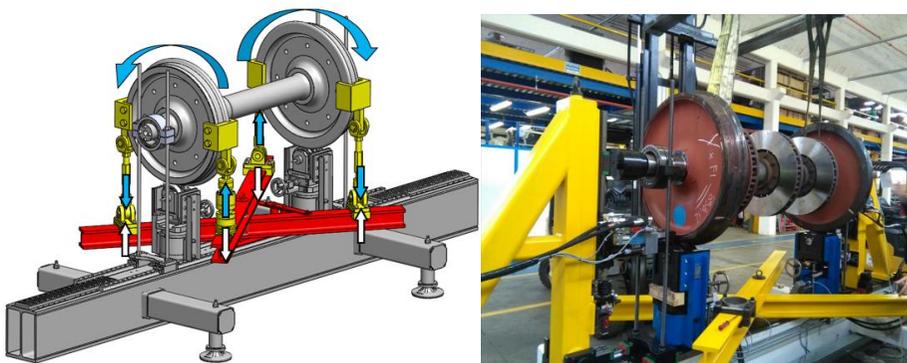


Figura 31 – Montaggio dell'unità forza longitudinale con lo schema dei carichi (sinistra). Realizzazione del sistema, in fase di montaggio sono assenti i tiranti con le pinze (destra).

### 3.8. Vincolo radiale

Il sottosistema reagisce alle forze radiali applicate da entrambi i sistemi descritti ai §§ 3.4, 3.6 utilizzando uno specifico collare collegato a barre filettate. Il collare è montato sul fusello ed il suo principale elemento è un cuscinetto orientabile a rulli, mentre le barre filettate collegano il collare alle guide lineari (figura 32). Con tale disposizione le barre non sono mai sollecitate a flessione ma soltanto a sforzo normale (trazione), la presenza di guide lineari a rulli serve per centrare automaticamente l'unità nella posizione desiderata.

L'utilizzo di un cuscinetto auto-allineante è giustificato dai seguenti vantaggi:

- è insensibile al disallineamento dell'assile o alle deformazioni elastiche, consentendo il mantenimento della condizione di isostaticità dei vincoli della sala;
- ha un elevato carico statico ( $C_0=1200$  kN), maggiore del massimo carico verticale;
- sebbene il diametro interno sia più grande del diametro del fusello, gli stress locali valutabili secondo la teoria di Hertz, sono ragionevolmente bassi per via delle curvature opposte delle due superfici a contatto (una concava e l'altra convessa);
- il diametro interno (160 mm) lo rende adatto per la maggioranza dei fuselli.

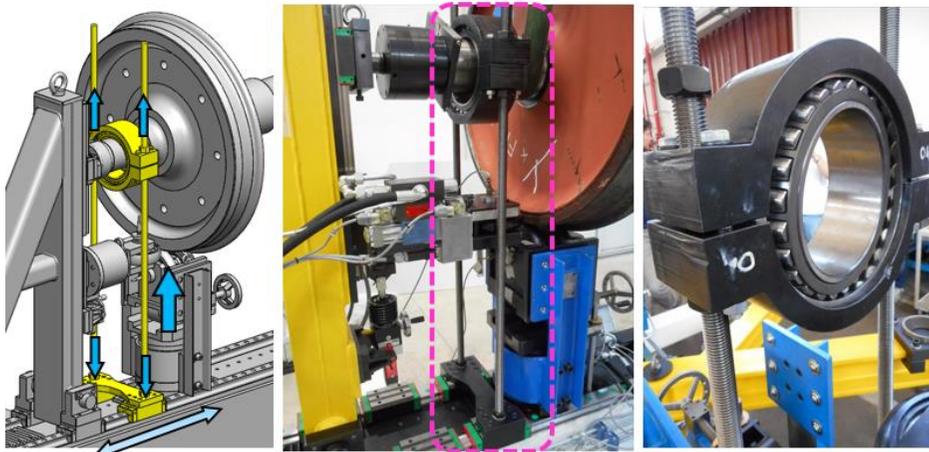


Figura 32 – Vincolo radiale. Schema generale del gruppo con l'indicazione delle forze che lo sollecitano durante la prova (sinistra). Posizionamento del gruppo durante la fase di allestimento della prova (centro). Particolare del collare con evidenza del cuscinetto radiale orientabile a rulli (destra).

### 3.9. Vincolo assiale

Il vincolo reagisce al carico assiale applicato alla sala durante la calibrazione. L'elemento più importante è il cuscinetto assiale orientabile a rulli che agisce da cerniera sferica consentendo all'assile di deformarsi liberamente. Il principio di funzionamento è illustrato in figura 33 dove il carico assiale passa attraverso l'interfaccia fra assile e cuscinetto, il cuscinetto, le piastre e le guide lineari.

La progettazione dell'interfaccia su cui si monta il cuscinetto ha privilegiato le esigenze di montaggio della sala sul banco.

Analogamente al vincolo radiale, il sistema ha una sovrabbondante capacità di carico statica ed inoltre permette la rotazione della sala. La presenza delle guide lineari a rulli evita l'insorgenza di componenti indesiderate di forza assiale, mantenendo inalterate le condizioni di vincolo.

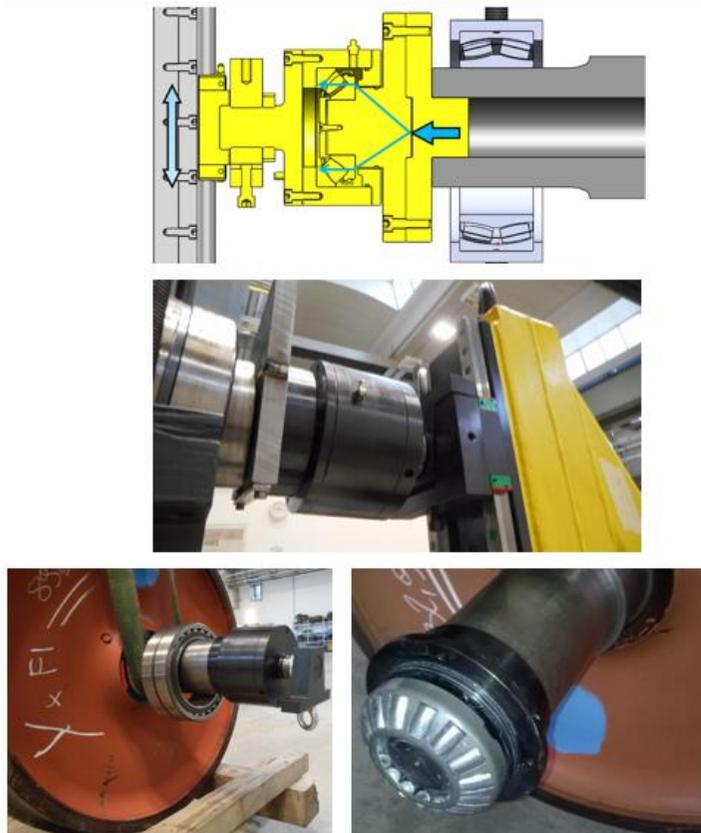


Figura 33 – Alto: sezione trasversale del sottogruppo in cui è evidenziato il principio di funzionamento del gruppo. Centro: vista del sottogruppo montato sul fusello di una sala in prova. Basso: fasi di montaggio del gruppo sul fusello, in cui si riconosce facilmente il cuscinetto assiale orientabile a rulli (destra).

### 3.10. Colonne di supporto

Il sottosistema è costituito da una rigida struttura saldata di profilati cavi per ridurre le deformazioni che si generano durante l'applicazione dei carichi. Le colonne sono bloccate sul telaio ma possono traslare lungo il suo asse durante la fase di set-up della calibrazione. Dato che la regolazione della posizione è effettuata in maniera discreta mediante l'impiego di un accoppiamento prismatico, basato su piastre dentate, il profilato verticale è montato su guide lineari. Questo tipo di montaggio è caratterizzato da un'elevata rigidità ma è staticamente indeterminato pertanto richiederà una certa cura durante la fase di montaggio.

Le superfici cuneiformi della dentatura delle piastre sono caratterizzate da un'elevata superficie portante sul fianco dei denti che consente lo scarico della forza assiale sul telaio, inoltre evitano qualsiasi fenomeno di slittamento durante la fase di calibrazione.



Figura 34 – Vista generale di una delle colonne di supporto in cui si osservano le funzioni di vincolo della sala e quella di alloggiamento per gli altri sottogruppi (sinistra). Vista di lato del gruppo, si può notare il ridotto ingombro trasversale del banco rispetto alla sala (centro). Piastra dentata che costituisce il vincolo fisso della colonna (destra).

### 3.11. Sistema di controllo

La gestione degli attuatori è effettuata mediante un controllo in anello chiuso, retroazionato in forza mediante celle di carico. Gli attuatori sono controllati da un PLC, configurabile dall'operatore che rende possibili due modalità di funzionamento, la prima, detta "semiautomatica" in cui l'operatore può modificare da tastiera il comando dei cilindri, questo per verificare il corretto funzionamento dell'impianto oppure quando si deve valutare il posizionamento della sala sul banco.

La seconda modalità di funzionamento è quella "automatica" in cui il sistema esegue una sequenza di prova attraverso una successione di movimenti dei cilindri che possono essere definiti a priori dall'operatore.

È sempre possibile controllare forza e posizione di ognuno di essi ed intervenire qualora i valori limiti vengano raggiunti. Per ragioni di sicurezza degli operatori la massima pressione di lavoro è limitata a 300 bar.



Figura 35 – Centrale di comando (sinistra). Frontale di acquisizione (centro). Visione d'insieme del circuito (destra).

### 3.12. Sistema di misura

La catena di misura che completa il banco rende possibile la rilevazione delle grandezze per la caratterizzazione statica della sala. I rilievi effettuati sono misure di forza, effettuate mediante celle di carico, e di deformazione, mediante estensimetri incollati sulla sala.

Riguardo a quest'ultimi, si sta mettendo a punto un metodo che consenta di stimare le forze al contatto ruota-rotaia.



Figura 36 – Celle perno (sinistra). Montaggio nel gruppo della forza radiale (centro). Montaggio nel gruppo della forza assiale (destra).



## 4. Verifiche strutturali

Lo scopo delle analisi effettuate è la verifica strutturale statica dei componenti che costituiscono il banco taratura sale dinamometriche.

Le verifiche sono state effettuate mediante:

- procedure descritte in [40], [41], [42], [43], [44];
- analisi ad elementi finiti utilizzando il codice ad elementi finiti Ansys Workbench V.15 ® Academic Edition.

### 4.1. Metodi di verifica

Le verifiche di resistenza statica sono state eseguite considerando, per ogni componente, i carichi massimi agenti ed il tipo di sollecitazione. Successivamente si è provveduto ad eseguire il confronto tra il valore della tensione massima valutata secondo quanto descritto in [42], [43], [44] e la tensione di snervamento del materiale considerato, ritenendolo soddisfatto se il primo risulta essere minore del secondo;

- la verifica statica delle saldature è stata eseguita secondo EN 1993-1-8[41];
- la verifica statica dei collegamenti bullonati è stata eseguita secondo EN 1993-1-8 [41], in quanto risultano essere sollecitati quasi staticamente;
- le verifiche dei componenti commerciali sono state eseguite secondo le procedure redatte dai costruttori quando disponibili, altrimenti sono state ricondotte alla casistica descritta al primo paragrafo.

#### 4.1.1. Coefficienti di verifica

Di seguito si riportano i valori dei coefficienti da utilizzare nelle precedenti relazioni di verifica secondo quanto specificato nell'EuroCodice 3 [40],[41].

##### 4.1.1.1. Verifica delle saldature

- Coefficiente di riduzione del materiale:  $\gamma_{M2} = 1.25$
- fattore di correlazione:  $\beta_w = 0,9$

### 4.1.1.2. Verifica dei collegamenti bullonati

I coefficienti sono definiti in [41], par. 3.2 in funzione della categoria di connessione bullonata.

## 4.2. Telaio

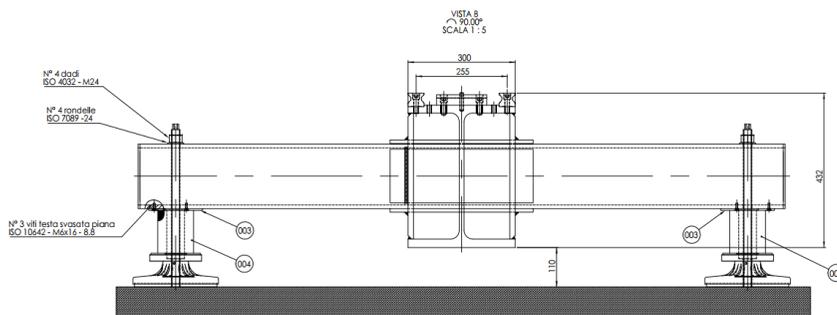


Figura 37 – Vista laterale del telaio tratta dal complessivo.

### 4.2.1. Caso di carico

Il caso di carico considerato più gravoso per il telaio si ha quando sono attivi contemporaneamente i quattro attuatori oleodinamici che impartiscono il carico verticale ( $Q=170\text{ kN}$ , Gruppo\_01) e laterale ( $Y=135\text{ kN}$ , Gruppo\_03).

Di conseguenza si considerano agenti sul telaio anche le forze che provengono dai sottogruppi dedicati a vincolare la sala nella direzione verticale e laterale (Gruppo\_04, Gruppo\_06).

Le distanze rispetto alla mezzeria della trave che identificano la posizione di punti di applicazione delle forze sono state dedotte dal modello CAD quando si calibra una sala avente scartamento pari a 1734 mm e diametro ruote pari a 1250 mm.

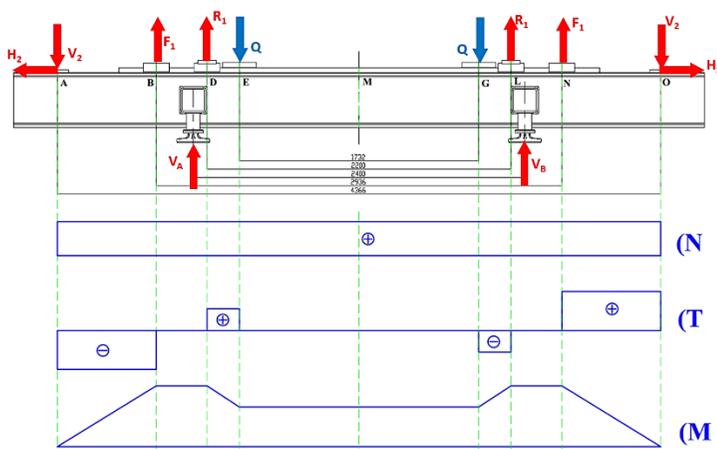


Figura 38 - Schematizzazione dei carichi e caratteristiche di sollecitazione agenti sul telaio

$Q = 170 \text{ kN}$  forza verticale esercitata dai cilindri sul telaio;  
 $R_1 = 170 \text{ kN}$  forza esercitata dal Gruppo\_04 sul telaio;  
 $F_1 = 207.5 \text{ kN}$  forza esercitata dal Gruppo\_06 sul telaio, in corrispondenza della colonna verticale;  
 $V_2 = 170 \text{ kN}$  componente verticale della forza esercitata dal Gruppo\_06 sul telaio, in corrispondenza del profilato inclinato;  
 $H_2 = 135 \text{ kN}$  componente orizzontale della forza esercitata dal Gruppo\_06 sul telaio, in corrispondenza del profilato inclinato;  
 $V_A = V_B = 0 \text{ N}$   
 $M_B = -207.5 \cdot 715 = -148362.5 \text{ kNmm}$   
 $M_D = (-207.5 \cdot 1083) + (207.5 \cdot 368) = -148362.5 \text{ kNmm}$   
 $M_E = (-207.5 \cdot 1317) + (207.5 \cdot 602) + (170 \cdot 324) = -108582.5 \text{ kNmm}$   
 $M_M = (-207.5 \cdot 2183) + (207.5 \cdot 1468) + (170 \cdot 1100) - (170 \cdot 866) = -108582.5 \text{ kNmm}$

$$W_f = \frac{I_x}{h/2} = \frac{66190.2}{20} = 3309.5 \text{ cm}^4 = 33095000 \text{ mm}^4$$

$$\sigma = \frac{M_f}{W_f} = \frac{148362500}{33095000} = 4.5 \text{ N/mm}^2$$

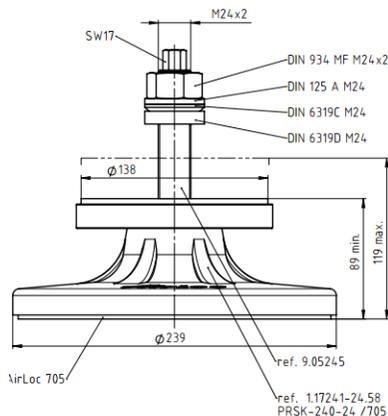
$$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 4.5 < 345 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

#### 4.2.2. Materiale

Designazione		Diametro del provino: $16 < d \leq 40 \text{ mm}$	
		$\sigma_{SN} [\text{N/mm}^2]$	$\sigma_R [\text{N/mm}^2]$
EN10025	S355JR	345	470

#### 4.2.3. Verifica dell'elemento livellante

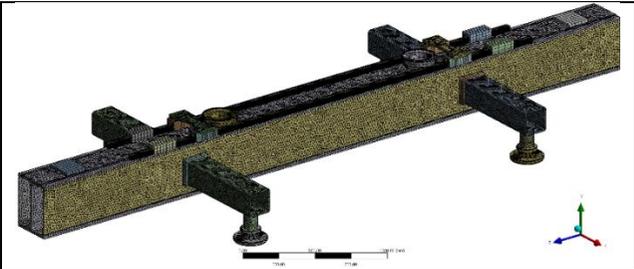
Elemento livellante di AirLoc, modello PRSK 240-24 /705.



##### Caratteristiche tecniche

Carico max. [daN]	6000
Margine di livellazione [mm]	30
Peso [kg]	10.375
Margine di temperatura di [°C]	-15
Margine di temperatura fino a [°C]	100

Poiché  $V_A = V_B = 0 \text{ N}$  segue che l'elemento livellante, avente un carico massimo pari a 6000 daN è verificato.



Nodi	Elementi
1176823	474062

Tabella 5 - Caratteristiche della griglia di calcolo.

#### 4.2.4. Condizioni al contorno: carichi e vincoli

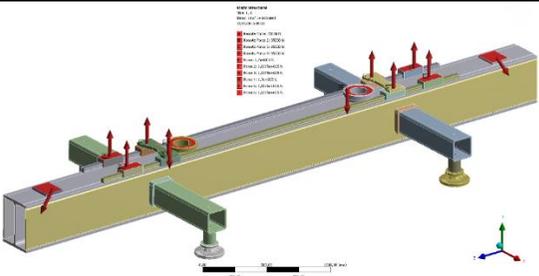
Carichi
 <p>forze dirette secondo l'asse <math>y</math>, verso discendente, modulo: 170000 N (E, H nella figura) applicate alle superfici evidenziate in rosso;</p> <p>forze dirette secondo l'asse <math>y</math>, verso ascendente modulo: 85000 N (A, B, C, D nella figura)</p> <p>forze dirette secondo l'asse <math>y</math>, verso ascendente modulo: 103750 N (F, G, I, J nella figura).</p>

Tabella 6 - Carichi applicati al modello del telaio

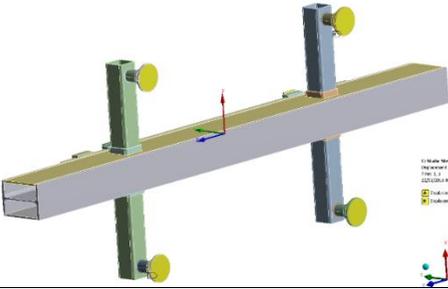
Vincoli
 <p>Sono impediti i movimenti dei nodi appartenenti alle superfici inferiori degli elementi livellanti (evidenziate in giallo).</p>

Tabella 7 - Vincoli applicati al modello del telaio.

### 4.3. Tensione equivalente di Von-Mises

Dai risultati relativi alla distribuzione della tensione equivalente si osservano valori di entità inferiore alla tensione di snervamento del materiale impiegato.

Nelle figure seguenti la tensione è stata sogliata al valore di snervamento del materiale.

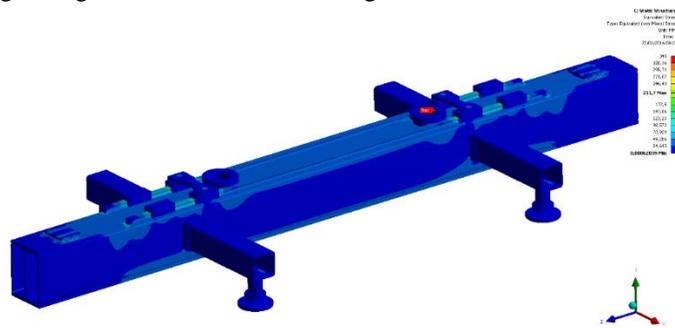


Figura 39 - Vista assonometrica dell'andamento delle tensioni di Von Mises.

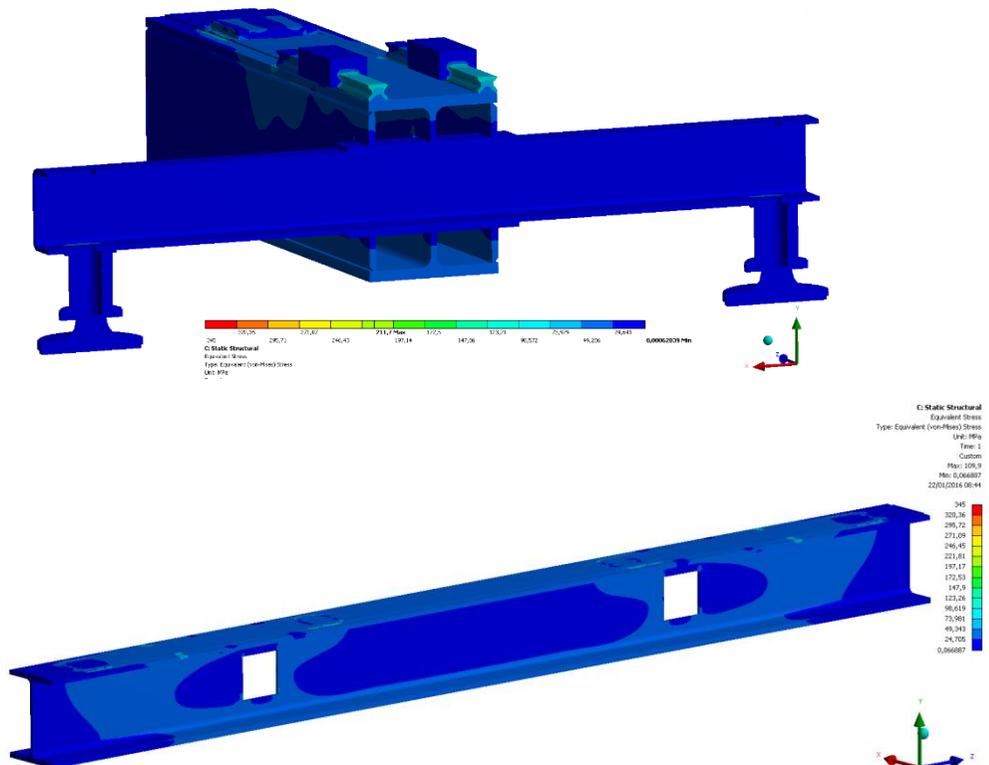


Figura 40 – Alto: sezione trasversale. Basso: Trave HEB400.

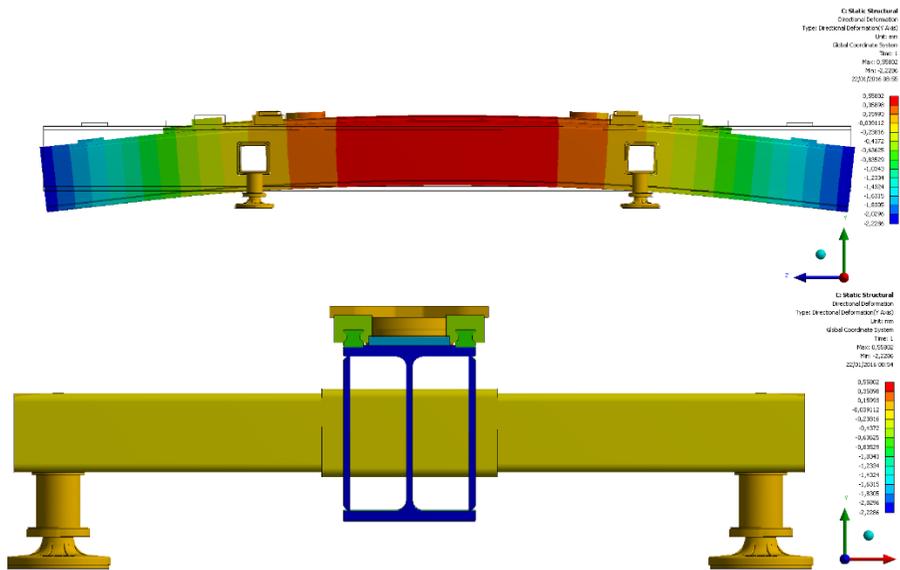


Figura 41 - Spostamento lungo l'asse y. Alto: vista frontale. Basso: vista laterale.

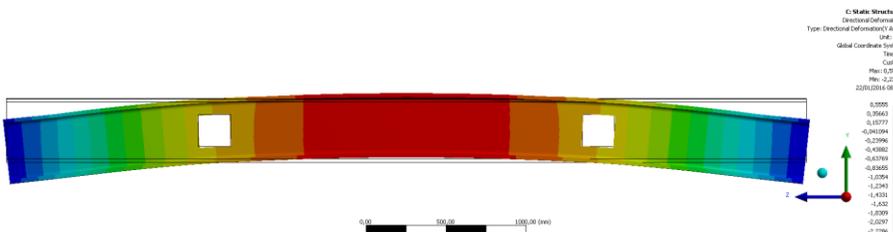


Figura 42 – Spostamento lungo l’asse y del profilato HEB400.

#### 4.4. Verifica statica saldatura fra lamiera ed HEB400

$\sigma_R$ [MPa]	$\sigma_{\text{Von Mises}}$ [MPa]	$\sigma_{\text{amm}}$ [MPa]	C.S. ( $\geq 1$ )	Esito
470	159.7	417.8	2.62	verificato

Tabella 8 - Verifica della saldatura fra lamiera e profilato.

#### 4.5. Verifica statica delle viti della guida lineare

La coppia di guide lineari RGR45HA viene fissata sulla trave HEB 400 mediante una fila di viti M12x35 con passo pari a 52,5 mm come riportato nella figura sottostante.

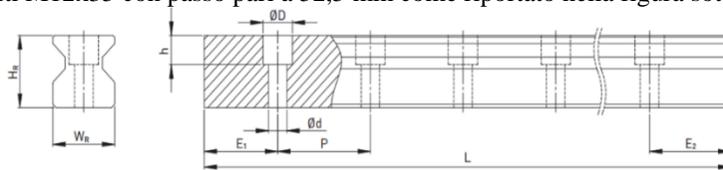


Table 2.101 Dimensions of rail RGR\_R

Series/ size	Assembly screw for rail [mm]	Dimensions of rail [mm]						Max. length [mm]	Max. length E <sub>1</sub> = E <sub>2</sub>	E <sub>12</sub> min [mm]	E <sub>12</sub> max [mm]	Weight [kg/m]
		W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	D	h	d	P					
RGR15R	M4 × 16	15	16,5	7,5	5,7	4,5	30,0	4000	3960	6	24	1,70
RGR20R	M5 × 20	20	21,0	9,5	8,5	6,0	30,0	4000	3960	7	23	2,66
RGR25R	M6 × 20	23	23,6	11,0	9,0	7,0	30,0	4000	3960	8	22	3,08
RGR30R	M8 × 25	28	28,0	14,0	12,0	9,0	40,0	4000	3920	9	31	4,41
RGR35R	M8 × 25	34	30,2	14,0	12,0	9,0	40,0	4000	3920	9	31	6,06
RGR45R	M12 × 35	45	38,0	20,0	17,0	14,0	52,5	4000	3937,5	12	40,5	9,97
RGR55R	M14 × 45	53	44,0	23,0	20,0	16,0	60,0	4000	3900	14	46	13,98
RGR65R	M16 × 50	63	53,0	26,0	22,0	18,0	75,0	4000	3900	15	60	20,22

Figura 43 – Parametri prestazionali della guida lineare a rulli (estratto dal catalogo Hiwin).

Quando si sollecita una sala col carico verticale ( $Q=170$  kN) la forza vincolare sviluppata dal Gruppo\_04 passa attraverso le due barre filettate M24 e si ripartisce equamente sui due carrelli.

Indicando con  $Q/2 = F = 85000$  N la forza che sollecita ciascuna barra filettata M24, si procede con la verifica delle viti di fissaggio della rotaia della guida lineare.

In figura 44 si può vedere che il carrello RGH45HA sottende tre viti della guida.

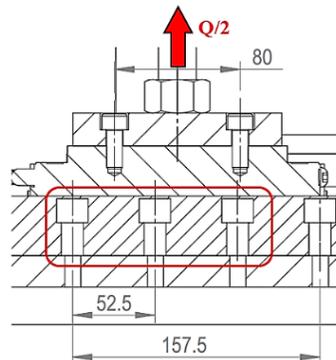


Figura 44- Ripartizione della forza verticale sulle viti della guida.

Supponendo una equa ripartizione della forza sulle tre viti, si ha che  $F_v = \frac{85000}{3} = 28333.3$  N

La vite M12x35 ha una sezione resistente  $A_r = 84.3$  mm<sup>2</sup> secondo UNI 4536

La tensione di trazione è data da:  $\sigma_{trazione} = \frac{F_v}{A_r} = \frac{85000}{84.3} = 336.1$  N/mm<sup>2</sup>

Utilizzando una classe di resistenza 8.8, la tensione di snervamento secondo prospetto 3.1 [40] è pari a  
 $f_{yb} = 640 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{\text{trazione}} < f_{yb} \rightarrow 336.1 < 640 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

Secondo [40] si provvede alla verifica della connessione bullonata.

prospetto 3.2 **Categorie di connessioni bullonate**

Categoria	Criteri	Osservazioni
<b>Connessioni a taglio</b>		
A A contatto	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Non è richiesto precarico. Possono essere usati bulloni di classe dalla 4.6 alla 10.9.
B Ad attrito in condizioni di esercizio	$F_{v,Ed,ser} \leq F_{v,Rd,ser}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per la resistenza allo scorrimento in condizioni di esercizio vedere punto 3.9.
C Ad attrito in condizioni ultime	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq N_{rel,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per la resistenza allo scorrimento in condizioni ultime vedere punto 3.9. Per $N_{rel,Rd}$ vedere punto 3.4.1(1) c).
<b>Connessioni a trazione</b>		
D Non-precaricata	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Non è richiesto precarico. Possono essere usati bulloni di classe dalla 4.6 alla 10.9. Per $B_{p,Rd}$ vedere prospetto 3.4.
E Precaricata	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per $B_{p,Rd}$ vedere prospetto 3.4.

Si raccomanda che la forza di progetto a trazione  $F_{t,Ed}$  tenga conto di tutti i contributi derivanti da azioni di contatto, vedere punto 3.11. Si raccomanda che i bulloni soggetti sia a taglio che a trazione soddisfino i criteri forniti nel prospetto 3.4.

Figura 45 – Estratto dall'Eurocodice3 [41].

Si assume  $F_{t,Ed} = 28333.3 \text{ N}$

$$\begin{cases} F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd} \\ F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd} \end{cases}$$

**Resistenza a trazione:**

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0.9 \cdot 800 \cdot 84.3}{1.25} = 48556.8 \text{ N}$$

**Resistenza al punzonamento:**

$$B_{p,Rd} = \frac{0.6 \pi d_m t_p f_u}{\gamma_{M2}} = \frac{0.6 \cdot \pi \cdot 12 \cdot 21 \cdot 470}{1.25} = 178603.3 \text{ N}$$

$$\begin{cases} F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd} \\ F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} 28333.3 \text{ N} < 48556.8 \text{ N} \\ 28333.3 \text{ N} < 178603.3 \text{ N} \end{cases} \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

#### 4.6. Unità forza radiale: versione a rulli

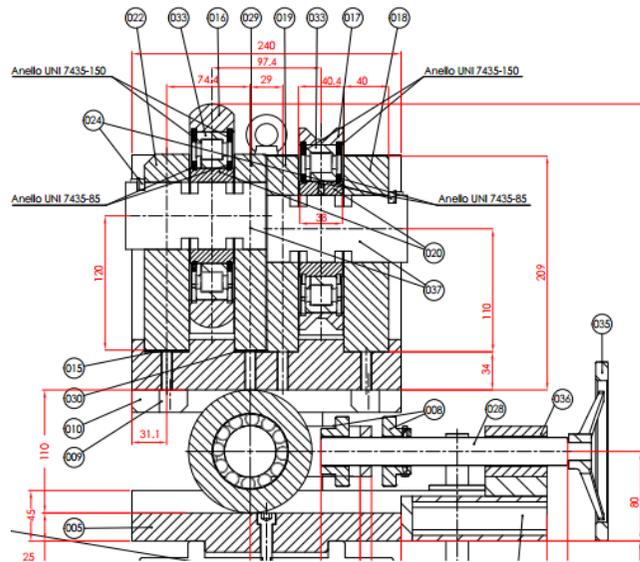


Figura 46 – Sezione trasversale del sottogruppo tratta dal compressivo.

##### 4.6.1. Caso di carico: rullo in posizione centrale

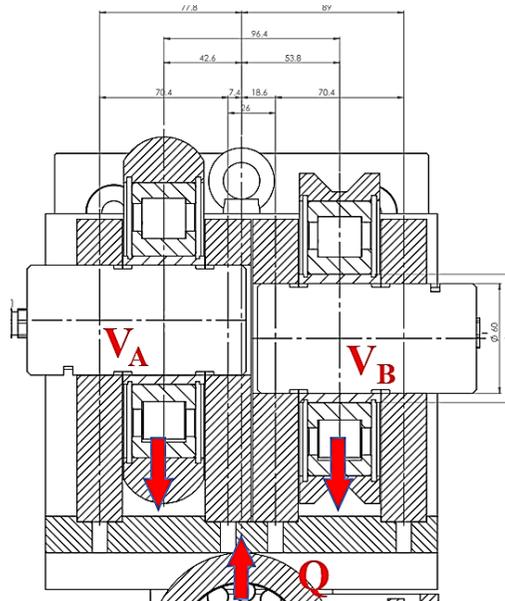


Figura 47 – Schema di applicazione delle forze nel caso di carico considerato.

Verifica analitica della piastra porta-supporti	Analisi della sollecitazione della cella-perno
<p><b>Calcolo delle forze vincolari:</b>  <math>V_A + V_B = Q \rightarrow V_B = 75.12 \text{ kN}</math>  <math>-Q \cdot 42.6 + V_B \cdot 96.4 = 0 \rightarrow V_A = 94.88 \text{ kN}</math></p> <p><b>Momento flettente sulla piastra:</b>  <math>M_f = V_A \cdot 42.6 = 4041880 \text{ Nmm}</math>  <math display="block">W_f = \frac{bh^2}{6} = \frac{215 \cdot 20^2}{6} = 14333.3 \text{ mm}^3</math>  <math>\sigma_{SN} = 1050 \text{ N/mm}^2 \text{ per } 16 &lt; d \leq 40 \text{ mm}</math>  <math display="block">\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 282 \text{ N/mm}^2</math></p>	<p><b>Calcolo delle forze vincolari:</b>  <math>V_A = V_B = F = 85000 \text{ N}</math></p> <p><b>Momento flettente sul perno:</b>  <math display="block">M_f = \frac{Fl}{4} = \frac{85000 \cdot 70.4}{4} = 1496000 \text{ Nmm}</math>  <math display="block">W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21205.8 \text{ mm}^3</math></p> <p><b>Materiale:</b> 1.4542 / 17-4PH / AISI 630  <math>\sigma_{SN} = 730 \text{ N/mm}^2</math>  <math display="block">\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 70.5 \text{ N/mm}^2</math>  <math display="block">\tau = \frac{4F}{3A} = \frac{4 \cdot 85000}{3 \cdot 2827.4} = 40 \text{ N/mm}^2</math>  <math display="block">\sigma_{id} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{70.5^2 + 3 \cdot 40^2} = 98.8 \text{ N/mm}^2</math></p>
<p><math>\sigma &lt; \sigma_{SN} \rightarrow 282 &lt; 1050</math>  Verifica soddisfatta</p>	<p><math>\sigma &lt; \sigma_{SN} \rightarrow 98.8 &lt; 730</math>  Verifica soddisfatta</p>

**Tabella 9 - Verifica statica di piastra e cella perno.**

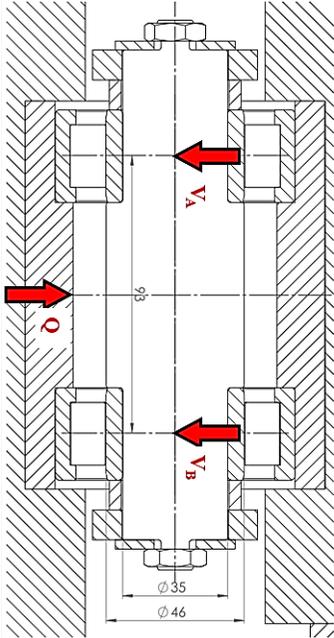
<p><b>Calcolo delle forze vincolari</b></p> <p><math>Q = 170 \text{ kN}</math></p> <p><math>V_A = V_B = 85 \text{ kN}</math></p> <p><b>Momento flettente sulla piastra:</b></p> $M_f = \frac{Fl}{4} = \frac{170000 \cdot 93}{4} = 3952500 \text{ Nmm}$ $W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4209 \text{ mm}^3$ <p><b>Materiale:</b> 36NiCrMo16 [45]</p> <p><math>\sigma_{SN} = 1050 \text{ N/mm}^2</math> per <math>16 &lt; d \leq 40 \text{ mm}</math></p> $\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 939 \text{ N/mm}^2$	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 939 < 1050 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$	

Tabella 10 - Verifica analitica del perno inferiore.

#### 4.6.2. Verifica statica dei cuscinetti

La verifica del cuscinetto sulla base del coefficiente di carico statico  $C_0$  sussiste quando si manifesta una delle seguenti condizioni:

- il cuscinetto è fermo ed è soggetto a carichi per urto continui o intermittenti;
- il cuscinetto compie oscillazioni lente o movimenti di allineamento sotto carico;
- il cuscinetto ruota sotto carico a velocità molto basse ( $n < 10$  giri/min);
- il cuscinetto ruota e, oltre ai normali carichi di lavoro, deve sostenere forti carichi per urto.

I cuscinetti SKF NU 2307 ECP e NUP 314 ECP impiegati nel gruppo in esame, sono soggetti alla prima condizione.

La verifica richiede che il coefficiente di sicurezza, determinato dal rapporto fra il coefficiente di carico statico  $C_0$  ed il carico equivalente  $P_0$ , sia minore del valore indicativo consigliato dal costruttore, in funzione del tipo di esercizio.

#### 4.6.3. Cuscinetti del rullo di carico

Il massimo carico presente, necessario per il calcolo del carico statico equivalente sul cuscinetto, è pari a  $Q=170$  kN. Secondo lo schema riportato nella figura sottostante si calcola il carico radiale effettivo sul cuscinetto che è pari a  $F_r=85$  kN.

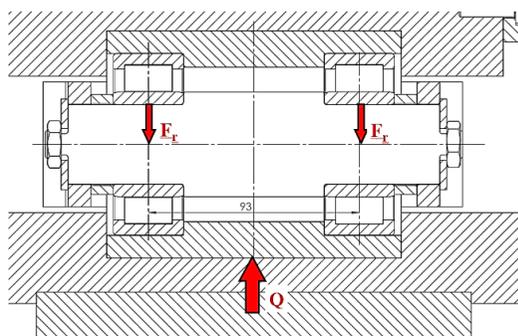


Table 11

Type of operation	Rotating bearing Performance requirements (e.g. quiet running or vibration-free operation)						Non-rotating bearing	
	unimportant		normal		high		Ball bearings	Roller bearings
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings		
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads <sup>1)</sup>	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

For spherical roller thrust bearings, it is advisable to use  $s_0 \geq 4$ .

<sup>1)</sup> Where the magnitude of the shock load is not known, values of  $s_0$  at least as large as those quoted above should be used. If the magnitude of the shock loads is known, smaller values of  $s_0$  can be applied.

Figura 48 - Schema di applicazione delle forze nel caso di carico considerato (sinistra). Fattori di servizio consigliati per i cuscinetti (destra).

Cuscinetto a rulli cilindrici SKF NU 2307 ECP		
Carico verticale	Q	170 kN
Carico radiale effettivo sul cuscinetto	$F_r$	85 kN
Coefficiente di carico statico	$C_0$	98 kN
Carico statico equivalente sul cuscinetto	$P_0 = F_r$	85 kN
Fattore di sicurezza statico consigliato	$s_0$	1

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{98}{85} = 1.15 > 1 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

#### 4.6.4. Cuscinetti montati sulle celle di carico

Il massimo carico presente, necessario per il calcolo del carico statico equivalente sul cuscinetto, è pari a  $Q=170$  kN, derivante dal posizionamento del rullo inferiore sotto ciascuno dei due rulli superiori. Secondo lo schema riportato nella figura sottostante si calcola il carico radiale effettivo sul cuscinetto che è pari a  $F_r=170$  kN.

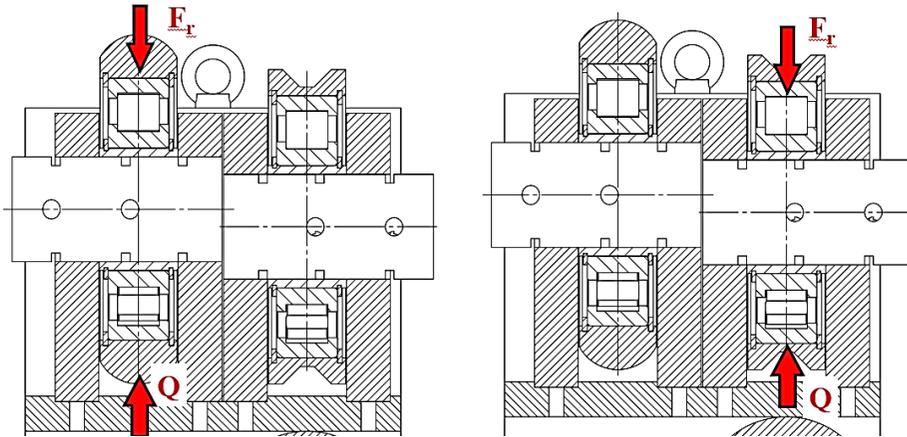


Figura 49 - Schema di applicazione delle forze nel caso di carico considerato.

Cuscinetto a rulli cilindrici SKF NUP 314 ECP		
Carico radiale effettivo sul cuscinetto	$F_r$	170 kN
Coefficiente di carico statico	$C_0$	228 kN
Carico statico equivalente sul cuscinetto	$P_0=F_r$	170 kN
Fattore di sicurezza statico consigliato	$s_0$	1
$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{228}{170} = 1.34 > 1 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$		

#### 4.6.5. Attuatore oleodinamico

Carico richiesto,  $Q=170$  kN

Pressione massima di lavoro,  $p = 300$  bar = 30 MPa

Alesaggio minimo:

$A \geq \frac{Q}{p} \rightarrow A \geq \frac{170000}{30} \rightarrow A \geq 5666.7 \text{ mm}^2$  ( $56.7 \text{ cm}^2$ ) a ciò corrisponde un diametro minimo pari a

$$d \geq \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \rightarrow d \geq 85 \text{ mm}$$

Si sceglie un cilindro a doppio effetto, le cui caratteristiche prestazionali sono riportate nelle tabelle sottostanti.

Forza massima [kN]	170
Alesaggio [mm]	140
Area [cm <sup>2</sup> ]	154
Pressione massima indicata dal costruttore [bar]	250
Pressione massima del circuito [bar]	300
Forza alla pressione massima del circuito [kN]	461
Pressione di esercizio con forza massima [bar]	110

<b>Verifica</b>	$p@170 \text{ kN} < p_{\max}$	$110 < 300$	<i>soddisfatta</i>
-----------------	-------------------------------	-------------	--------------------

#### 4.6.6. Calcolo della tensione al contatto rullo-piastra

La verifica del rullo di carico viene eseguita analiticamente applicando la teoria di Hertz [42] per contatti tra elementi di forma curva. La teoria in esame è valida per le seguenti ipotesi:

- comportamento elastico, omogeneo ed isotropo dei materiali,
- attrito nullo;
- raggi di curvatura dei due corpi a contatto grandi rispetto alle dimensioni della superficie di contatto.

Nel caso particolare in cui il contatto avvenga tra due superfici cilindriche a contatto lungo una loro generatrice di lunghezza  $l$ , la zona di contatto diviene un rettangolo. Volendo analizzare il caso del contatto tra un cilindro ed un piano è necessario porre uno dei due diametri pari a  $\infty$ .

Calcolo eseguito secondo quanto riportato in [42].

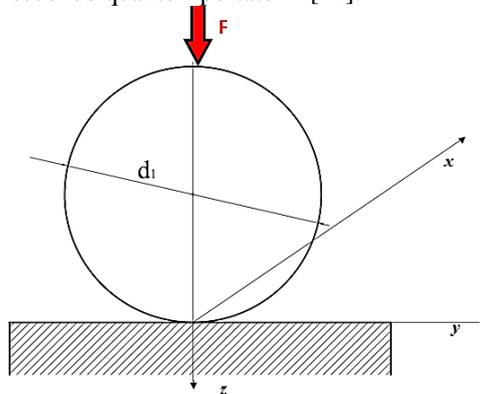


Figura 50 – Sistema di riferimento adottato nel contatto cilindro-piano.

**Notazione utilizzata:**

- pedice 1: riferito al cilindro;
- pedice 2: riferito al piano;
- forza totale esercitata dal corpo 1 sul corpo 2 e viceversa,  $F=170000 \text{ N}$

- modulo di elasticità normale,  $E_1 = E_2 = E = 207000$  MPa;
- modulo di Poisson,  $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0.3$ ;
- raggi di curvatura del cilindro:
- $R_1 = 50$  mm nel piano trasversale,
- $R_1' = \infty$  mm; nel piano longitudinale
- lunghezza del cilindro,  $l = 130$  mm;
- raggi di curvatura del piano:  $R_2 = R_2' = \infty$
- angolo che formano fra loro i piani di curvatura massima  $\omega = \pi/2$ ;
- semiasse minore dell'ellisse di contatto,  $b$
- carico per unità di lunghezza,  $w$

Calcolo delle costanti A e B che dipendono dai principali raggi di curvatura dei due corpi al punto di contatto e dall'angolo  $\omega$  tra i piani corrispondenti.

$$B = \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'} \right) + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left[ \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) + \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \right]^2} - 4 \cdot \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) \cdot \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \cdot \text{sen}^2 \omega$$

$$A = \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'} \right) - \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left[ \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) + \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \right]^2} - 4 \cdot \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) \cdot \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \cdot \text{sen}^2 \omega$$

$$\Delta = \frac{1}{A+B} \cdot \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)$$

$$\begin{cases} B = \frac{1}{4} \left( \frac{1}{50} \right) + \frac{1}{4} \left( \frac{1}{50} \right) = 0.01 \text{ mm}^{-1} \\ A = \frac{1}{4} \left( \frac{1}{50} \right) - \frac{1}{4} \left( \frac{1}{50} \right) = 0 \end{cases} \rightarrow \frac{B}{A} = \infty$$

$$\Delta = \frac{2(1-\nu^2)}{(A+B)E} = \frac{2 \cdot (1-0.3^2)}{207000 \cdot 0.01} = 8.79 \cdot 10^{-4} \frac{\text{mm}^3}{\text{N}}$$

$$w = \frac{F}{l} = \frac{170000}{130} = 1307.7 \text{ N/mm}^2$$

$$b = \sqrt{\frac{2w\Delta}{\pi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1307.7 \cdot 8.79 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0.856 \text{ mm}$$

Dato che il cilindro ha lunghezza finita, la superficie di contatto è un rettangolo di lati:

- $2b = 1.712$  mm
- $2a = l = 130$  mm

Di conseguenza il rapporto  $k=b/a=0.01$  può essere ricondotto al caso  $k=0$ , mediante il quale è possibile calcolare le tensioni secondo quanto riportato in [[44], par. 17.8].

<b>Tensioni sulla linea di contatto</b>		
$\sigma_{yy} = -2\nu \left[ \sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2} - \frac{z}{b} \right] \frac{b}{\Delta}$	$\begin{cases} \frac{z}{b} = 0 \\ k = 0 \end{cases}$	$\sigma_{yy} = -2\nu \frac{b}{\Delta} = -2 \cdot 0.3 \cdot \frac{0.856}{8.79 \cdot 10^{-4}} = -584.3 \text{ N/mm}^2$
$\sigma_{xx} = \left[ \frac{\left( \sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2} - \frac{z}{b} \right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2}} \right] \frac{b}{\Delta}$	$\begin{cases} \frac{z}{b} = 0 \\ k = 0 \end{cases}$	$\sigma_{xx} = \sigma_{zz} = -\frac{b}{\Delta} = -\frac{0.856}{8.79 \cdot 10^{-4}} = -973.8 \text{ N/mm}^2$
$\sigma_{zz} = -\left[ \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2}} \right] \frac{b}{\Delta}$	$\begin{cases} \frac{z}{b} = 0 \\ k = 0 \end{cases}$	
$\tau_{max} = \frac{1}{2}(\sigma_{xx} - \sigma_{zz})$		$\tau_{max} = \frac{1}{2}(-584.2 + 973.7) = 194.7 \text{ N/mm}^2$

<b>Tensioni calcolate nel punto in cui si ha la massima tensione tangenziale di taglio</b>		
$\sigma_{yy} = -2\nu \left[ \sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2} - \frac{z}{b} \right] \frac{b}{\Delta}$	$\begin{cases} \frac{z_s}{b} = 0.7861 \\ k = 0 \end{cases}$	$\sigma_{yy} = -0.9718\nu \frac{b}{\Delta} = -283.9 \text{ N/mm}^2$
$\sigma_{xx} = \left[ \frac{\left( \sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2} - \frac{z}{b} \right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2}} \right] \frac{b}{\Delta}$	$\begin{cases} \frac{z_s}{b} = 0.7861 \\ k = 0 \end{cases}$	$\sigma_{xx} = -0.1856 \frac{b}{\Delta} = -180.7 \text{ N/mm}^2$
$\sigma_{zz} = -\left[ \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2}} \right] \frac{b}{\Delta}$	$\begin{cases} \frac{z_s}{b} = 0.7861 \\ k = 0 \end{cases}$	$\sigma_{zz} = -0.7861 \frac{b}{\Delta} = 765.5 \text{ N/mm}^2$
$\tau_{max} = \frac{1}{2}(\sigma_{xx} - \sigma_{zz})$	$\begin{cases} \frac{z_s}{b} = 0.7861 \\ k = 0 \end{cases}$	$\tau_{max} = 0.3 \frac{b}{\Delta} = 292 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{oct(max)} = 0.27 \frac{b}{\Delta} = 263 \text{ N/mm}^2$$

Designazione		Diametro del provino: $40 < d \leq 100$ mm	
		$\sigma_{SN}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_R$ [N/mm <sup>2</sup> ]
EN10083-3	36NiCrMo16	900	1110÷1300

$$\tau_{OCT(\sigma_{SN})} = \frac{\sqrt{2}}{3} R_s = 424.2 \text{ N/mm}^2$$

La massima tensione tangenziale ottaedrica si presenta ad una distanza  $z_s/b$  dalla superficie di contatto pari a 0.7861.

$$\tau_{OCT(max)} < \tau_{OCT(\sigma_{SN})} \rightarrow 263 < 424.2 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

#### 4.6.7. Griglia di calcolo

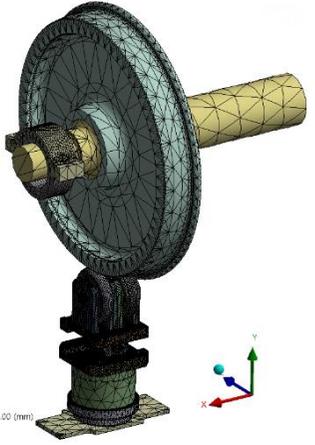
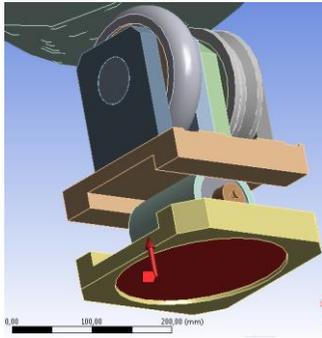
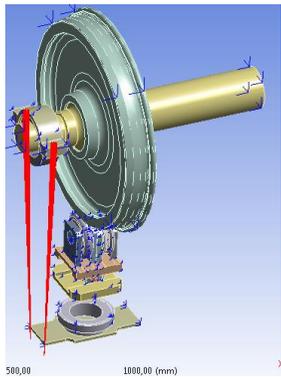
			
<b>Nodi</b>	<b>Elementi</b>	<b>Carichi</b>	<b>Vincoli</b>
713583	352312	Forza diretta secondo l'asse y, verso ascendente, modulo: 170 kN, applicata sulla superficie evidenziata in rosso	Remote displacement applicati ai fori del giogo: sono permesse le traslazioni lungo l'asse x;  Simmetria sulla sezione trasversale dell'assile

Tabella 11 – Caratteristiche del modello.

#### 4.6.8. Materiale

I componenti elencati nella tabella a fianco sono realizzati in 36NiCrMo16 [46].

Descrizione	Q.tà	Codice
Piastra	1	BTS_02_005
Rullo di spinta	1	BTS_02_006
Albero	1	BTS_02_007
Piastra superiore	1	BTS_02_010
Rullo	1	BTS_02_016
Rullo a V	1	BTS_02_017

#### 4.6.9. Tensione equivalente di Von-Mises

Dettaglio dei rulli realizzati in 36NiCrMo16. Nelle figure seguenti la tensione è stata sogliata al valore di snervamento del materiale.

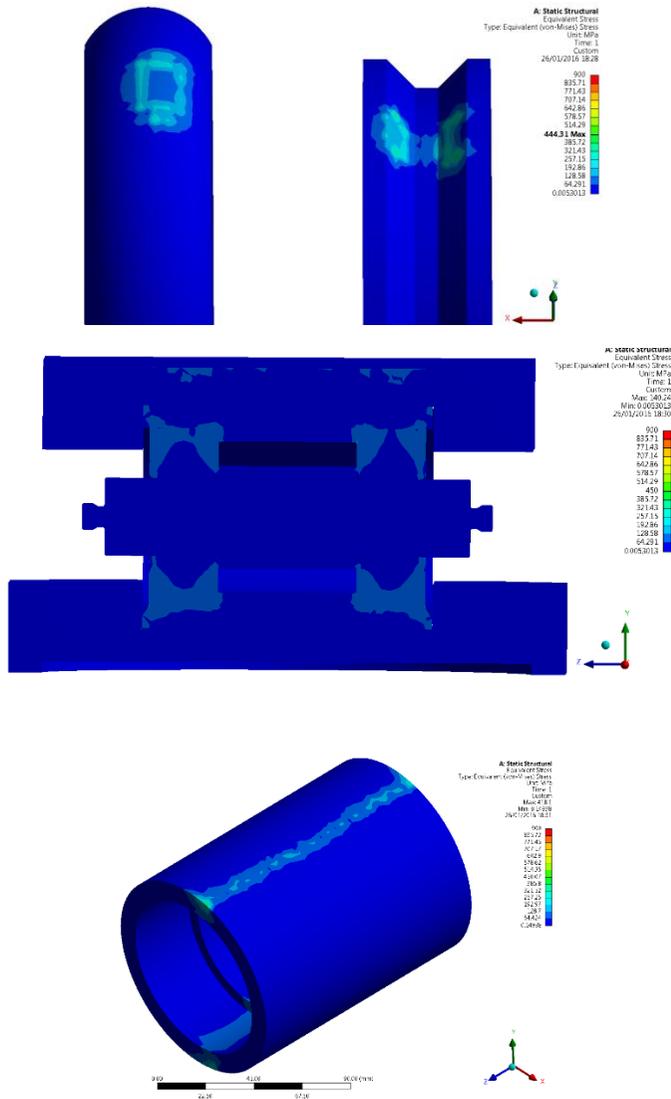


Figura 51 – Alto: Ingrandimento nei punti di contatto fra ruota e rulli. Centro: sezione trasversale del rullo con cui si varia la posizione del punto di contatto. Basso: andamento delle tensioni sulla superficie laterale del rullo.

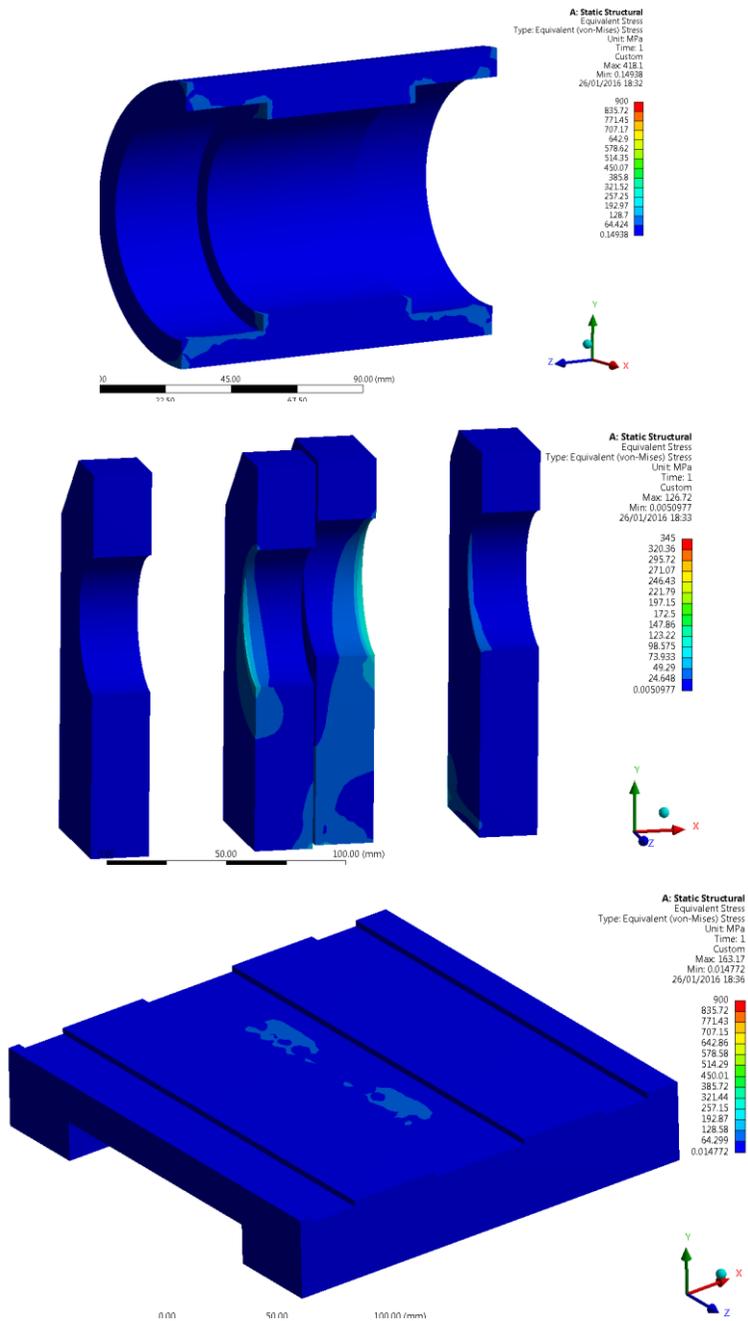


Figura 52 – Alto: sezione trasversale del rullo. Centro: sezione trasversale dei supporti in cui si inseriscono le celle perno. Basso: piastra porta supporti.

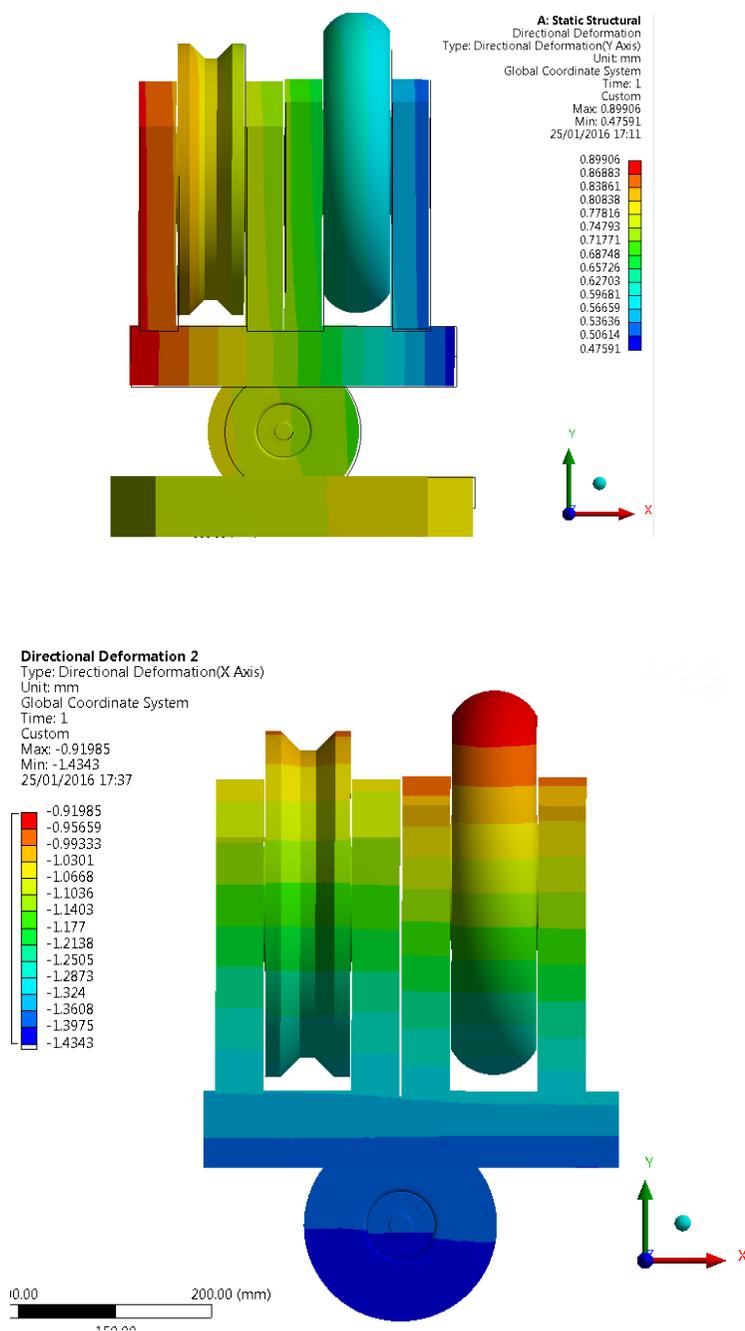


Figura 53 – Alto: spostamento verticale dell'unità. Basso: spostamento orizzontale dell'unità.

## 4.6.10. Caso di carico: rullo in posizione estrema (1)

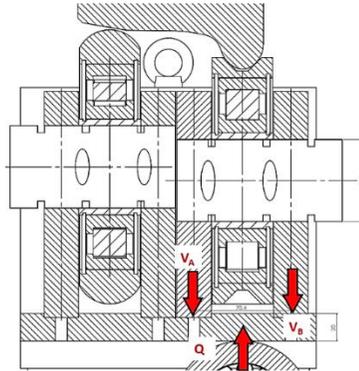


Figura 54 – Schema di applicazione del carico.

Verifica analitica della piastra porta-supporti	Analisi della sollecitazione della cella-perno
<p><b>Calcolo delle forze vincolari:</b></p> $V_A + V_B = Q \rightarrow V_B = 85 \text{ kN}$ $-Q \cdot 35.2 + V_B \cdot 70.4 = 0 \rightarrow V_A = 85 \text{ kN}$ <p><b>Momento flettente sulla piastra:</b></p> $M_f = \frac{V_A \cdot 70.4}{4} = 1496 \text{ kNmm}$ $W_f = \frac{bh^2}{6} = \frac{215 \cdot 20^2}{6} = 14333.3 \text{ mm}^3$ <p><b>Materiale: 36NiCrMo16 [45]</b></p> $\sigma_{SN} = 1050 \text{ N/mm}^2 \text{ per } 16 < d \leq 40 \text{ mm}$ $\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 104.4 \text{ N/mm}^2$	<p><b>Calcolo delle forze vincolari:</b></p> $Q = 170000 \text{ N}$ $V_A = V_B = 85000 \text{ N}$ $M_f = \frac{Ql}{4} = \frac{170000 \cdot 70.4}{4} = 2992000 \text{ Nmm}$ $W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21205.8 \text{ mm}^3$ $\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 141 \text{ N/mm}^2$ $\tau = \frac{4Q}{3A} = \frac{4 \cdot 170000}{3 \cdot 2827.4} = 80.1 \text{ N/mm}^2$ <p><b>Materiale: 1.4542 / 17-4PH / AISI 630</b></p> $\sigma_{SN} = 730 \text{ N/mm}^2$ $\sigma_{id} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{70.5^2 + 3 \cdot 80.1^2} = 155.4 \text{ N/mm}^2$
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 282 < 1050$ <p>Verifica soddisfatta</p>	$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 155.4 < 730$ <p>Verifica soddisfatta</p>

Tabella 12 - Verifica analitica della piastra porta-supporti (sinistra). Analisi della sollecitazione della cella-perno (destra).

#### 4.6.11. Tensione equivalente di Von-Mises

Nelle figure seguenti la tensione è stata sogliata al valore di snervamento del materiale

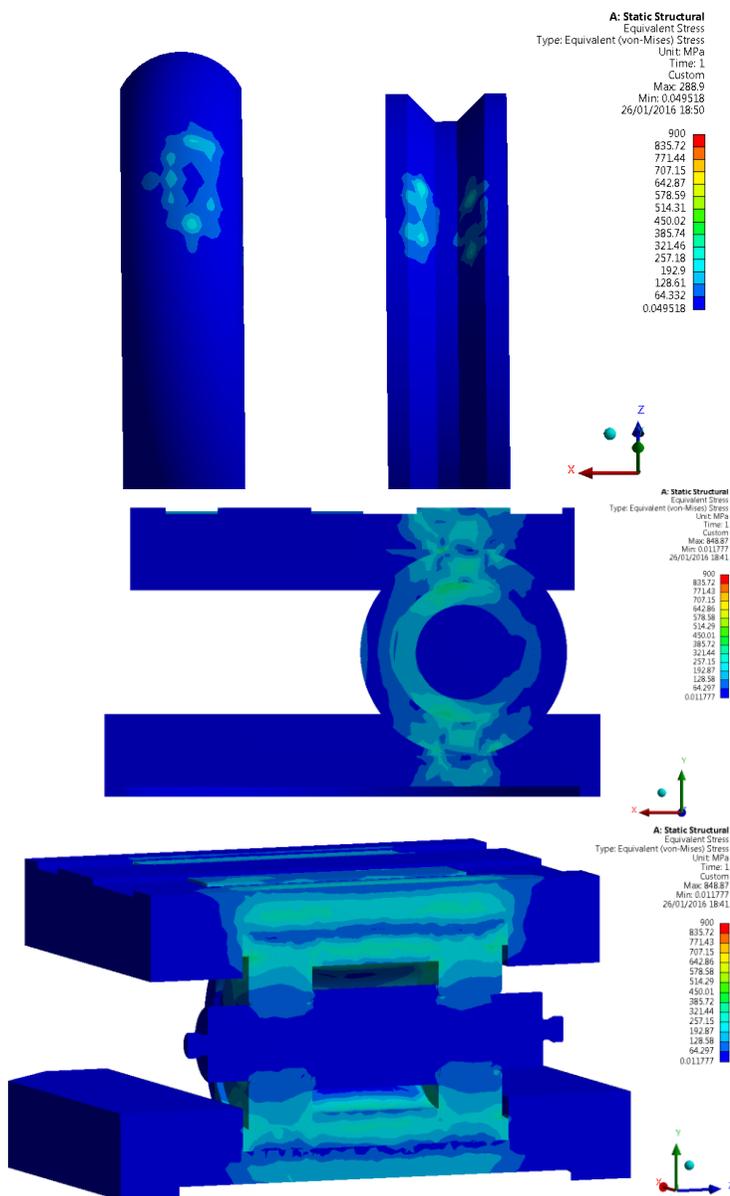


Figura 55 – Alto: Ingrandimento nei punti di contatto fra ruota e rulli. Centro: sezione trasversale del rullo con cui si varia la posizione del punto di contatto. Basso: sezione longitudinale del rullo fra le due piastre.

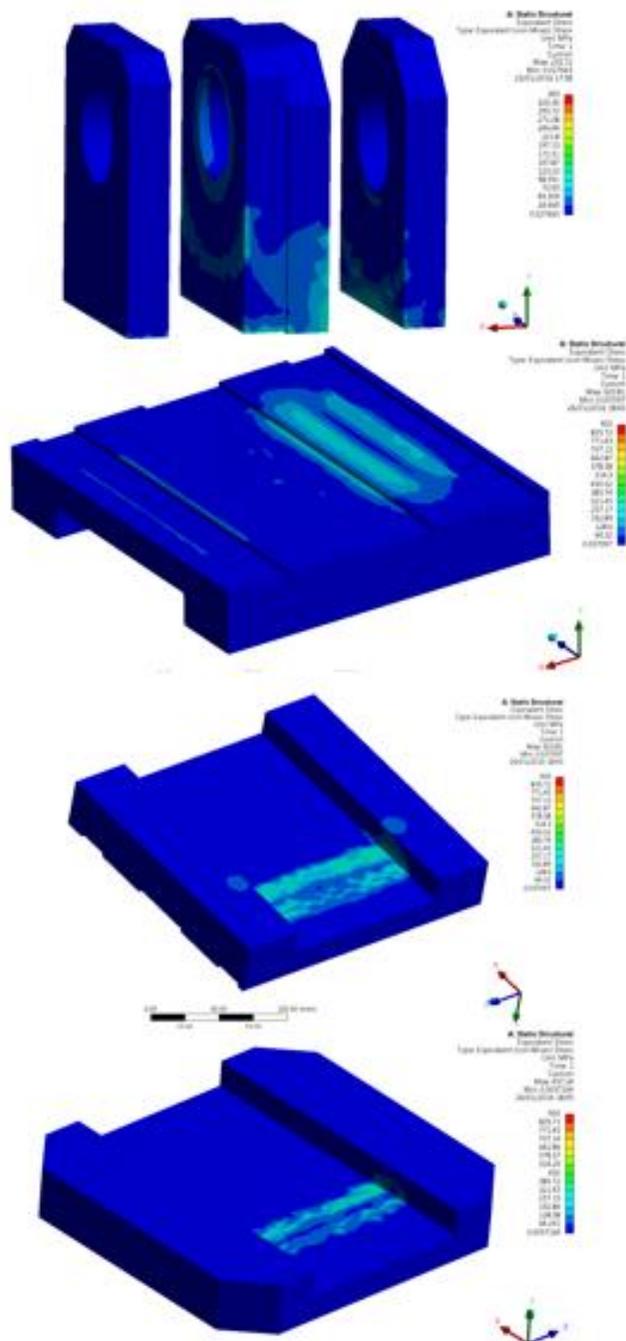


Figura 56 – Dall’alto verso il basso: 1) supporti su cui si montano le celle di carico; vista lato superficie superiore della piastra porta supporti; 3) vista lato superficie inferiore della piastra porta supporti; 4) vista lato superficie superiore della piastra che si posiziona sull’attuatore verticale, in evidenza la pista di scorrimento del rullo.

## 4.6.12. Spostamento

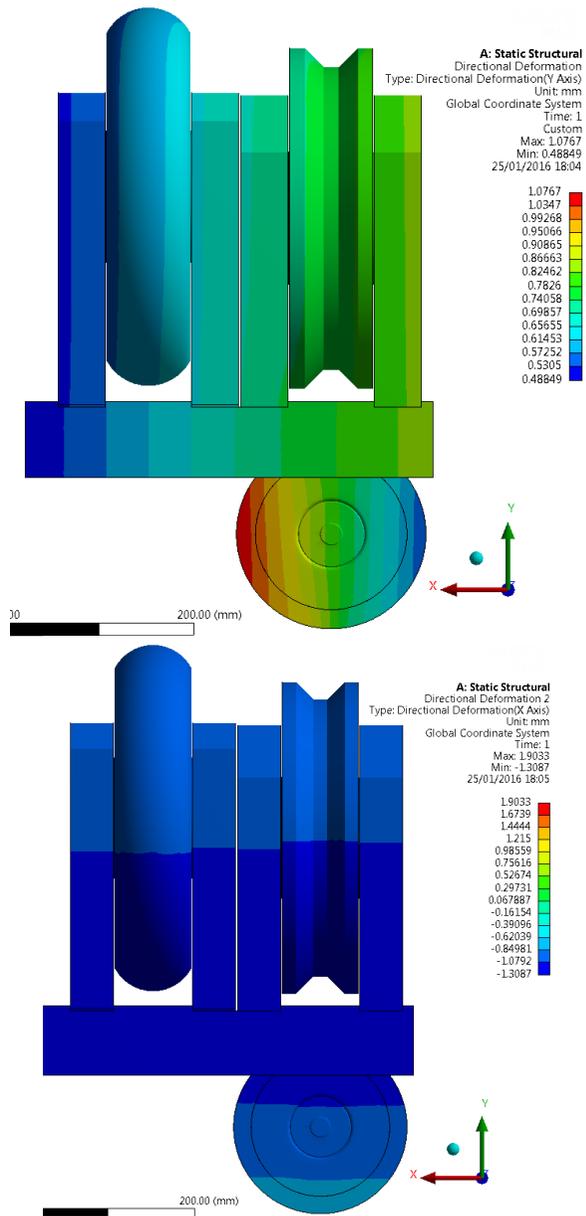


Figura 57 - Alto: spostamento verticale dell'unità. Basso: spostamento orizzontale dell'unità.

## 4.6.13. Caso di carico: rullo in posizione estrema (2)

Verifica analitica della piastra porta-supporti	
<b>Calcolo delle forze vincolari</b>	
$V_A + V_B = Q \rightarrow V_B = 85 \text{ kN}$	
$-Q \cdot 35.2 + V_B \cdot 70.4 = 0 \rightarrow V_A = 85 \text{ kN}$	
<b>Momento flettente sulla piastra:</b>	
$M_f = \frac{V_A \cdot 70.4}{4} = 1496 \text{ kNmm}$	
$W_f = \frac{bh^2}{6} = \frac{215 \cdot 20^2}{6} = 14333.3 \text{ mm}^3$	
$\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 104.4 \text{ N/mm}^2$	
<b>Materiale:</b> 36NiCrMo16 [45]	
$\sigma_{SN} = 1050 \text{ N/mm}^2$ per $16 < d \leq 40 \text{ mm}$	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 104.4 < 1050 \rightarrow$ <i>verifica soddisfatta</i>	

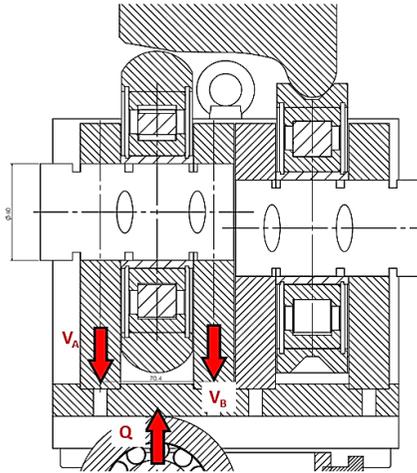


Tabella 13 - Verifica analitica della piastra porta-supporti.

## 4.6.14. Tensione equivalente di Von-Mises

Nelle figure seguenti la tensione è stata sogliata al valore di snervamento del materiale.

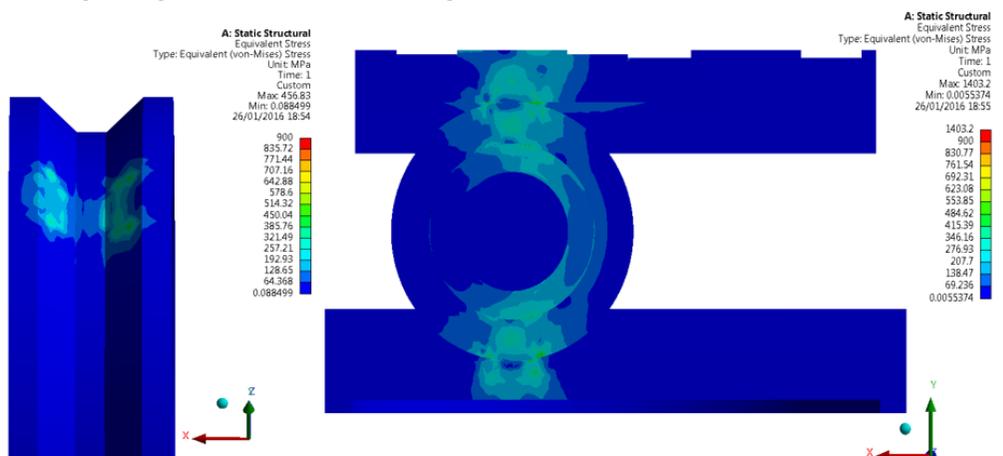


Figura 58 – Sinistra: ingrandimento nei punti di contatto fra ruota e rulli; destra: sezione trasversale del rullo.

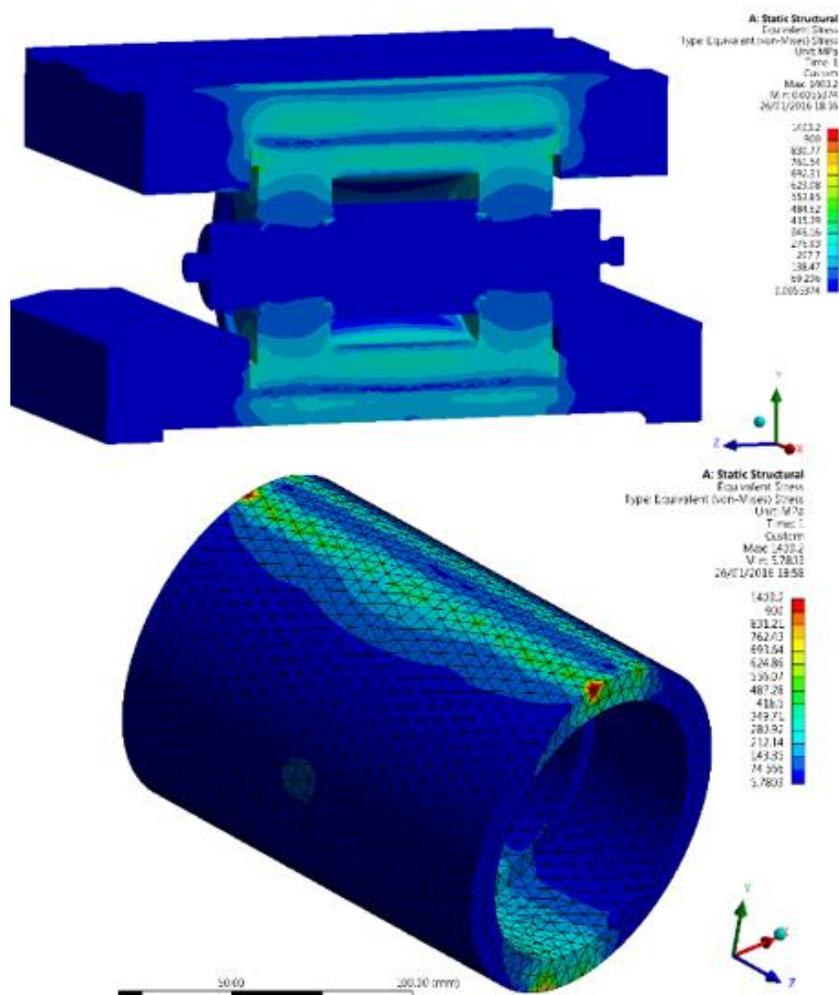


Figura 59 – Sinistra: sezione longitudinale del rullo fra le due piastre. Destra: ingrandimento del nodo in cui la tensione equivalente supera quella di snervamento del materiale. È localizzata nella zona in cui lo spigolo del rullo è a contatto con il bordo della pista ricavata nella piastra. Si tratta di un effetto di bordo derivante dalla semplificazione della geometria del modello.

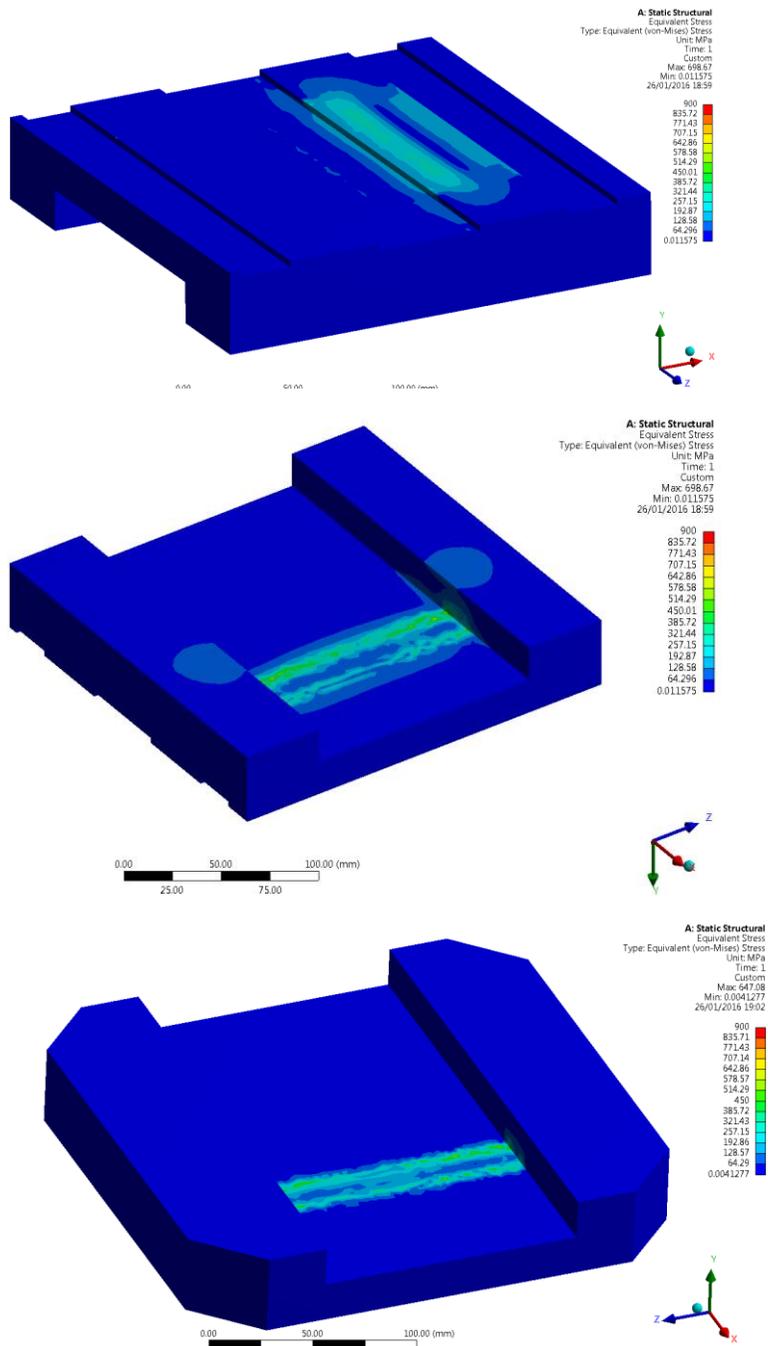


Figura 60 – Alto: Piastra porta supporti lato supporti. Centro: Piastra porta supporti lato rullo di spinta. Basso: Piastra inferiore lato rullo di spinta.

## 4.6.15. Spostamento

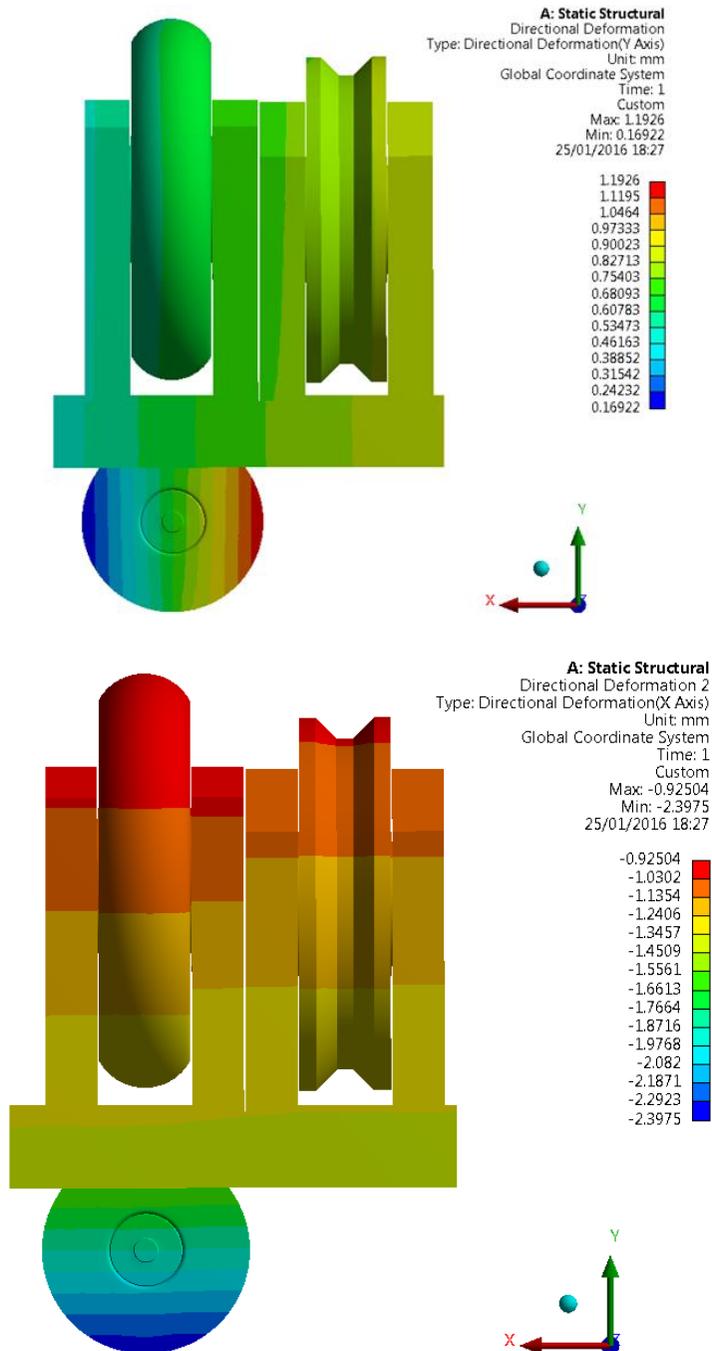


Figura 61 - Alto: spostamento verticale dell'unità. Basso: spostamento orizzontale dell'unità.

## 4.7. Unità forza assiale

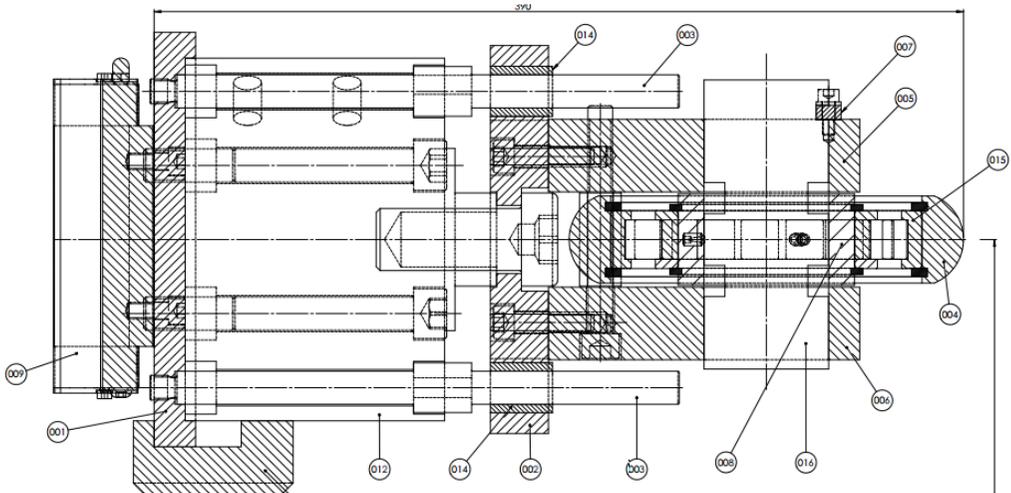


Figura 62 – Sezione trasversale tratta dal disegno costruttivo.

Analisi della cella-perno	
<i>Calcolo delle forze vincolari:</i>	
Y=F=135 kN	
$H_A = H_B = 67.5 \text{ kN}$	
$M_f = \frac{Fl}{4} = \frac{135000 \cdot 80}{4} = 2700000 \text{ Nmm}$	
$W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21205.75 \text{ mm}^3$	
$\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 127.3 \text{ N/mm}^2$	
<b>Materiale:</b> 1.4542 / 17-4PH / AISI 630	
$\sigma_{SN} = 730 \text{ N/mm}^2$	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 127.3 < 730 \rightarrow \text{Verifica soddisfatta}$	

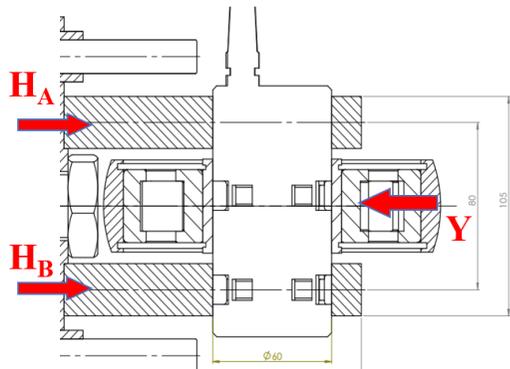


Tabella 14 - Analisi della cella-perno.

#### 4.7.1. Verifica statica del cuscinetto

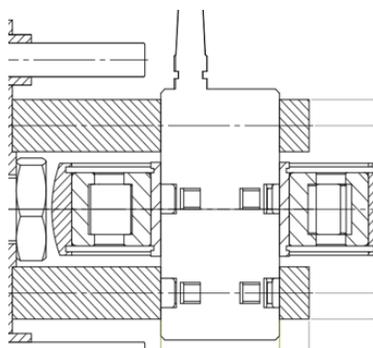
La verifica del cuscinetto sulla base del coefficiente di carico statico  $C_0$  sussiste quando si manifesta una delle seguenti condizioni:

- il cuscinetto è fermo ed è soggetto a carichi per urto continui o intermittenti;
- il cuscinetto compie oscillazioni lente o movimenti di allineamento sotto carico;
- il cuscinetto ruota sotto carico a velocità molto basse ( $n < 10$  giri/min);
- il cuscinetto ruota e, oltre ai normali carichi di lavoro, deve sostenere forti carichi per urto

Il cuscinetto NUP 314 ECP impiegato nel gruppo in esame, è soggetto alla prima condizione.

La verifica richiede che il coefficiente di sicurezza, determinato dal rapporto fra il coefficiente di carico statico  $C_0$  ed il carico equivalente  $P_0$ , sia minore del valore indicativo consigliato dal costruttore, in funzione del tipo di esercizio.

Il massimo carico presente, necessario per il calcolo del carico statico equivalente sul cuscinetto, è pari a  $Y=135$  kN. Secondo lo schema riportato nella figura sottostante si calcola il carico radiale effettivo sul cuscinetto che è pari a  $F_r=135$  kN.



Guideline values for the static safety factor $s_0$						
Type of operation	Rotating bearing					
	Performance requirements (e.g. quiet running or vibration-free operation)					
	unimportant		normal		high	
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5
Pronounced shock loads <sup>3)</sup>	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$

For spherical roller thrust bearings, it is advisable to use  $s_0 \geq 4$ .

<sup>3)</sup> Where the magnitude of the shock load is not known, values of  $s_0$  at least as large as those quoted above magnitude of the shock loads is known, smaller values of  $s_0$  can be applied.

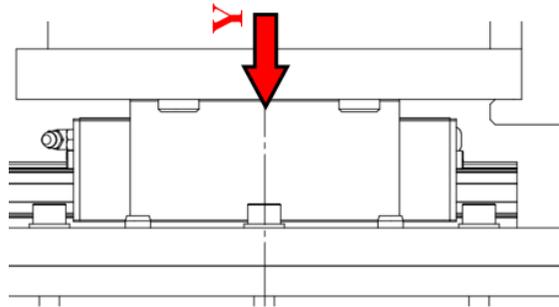
Cuscinetto a rulli cilindrici SKF NUP 314 ECP		
Carico radiale effettivo sul cuscinetto	$F_r$	135 kN
Coefficiente di carico statico	$C_0$	228 kN
Carico statico equivalente sul cuscinetto	$P_0=F_r$	170 kN
Fattore di sicurezza statico consigliato	$s_0$	1

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{228}{135} = 1.69 > 1 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

#### 4.7.2. Verifica della guida lineare

Si riporta la verifica della guida lineare a rulli RGH35HA di Hiwin.

Il massimo carico è pari alla forza laterale, ossia  $Y=135$  kN, diretto come nella figura sottostante.



Series/ size	Installation dimensions [mm]			Dimensions of the block [mm]													Load ratings [N]		Weight [kg]
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	M × I	T	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	C <sub>dyn</sub>	C <sub>0</sub>	
RGH35HA	55	6,5	18,0	70	50,0	10,0	72	106,5	151,5	25,25	10,00	12,0	M8 × 12	12,0	16,00	19,6	73100	142000	2,06

carico agente sul carrello	Y	135000 N
coefficiente di carico statico	C <sub>0</sub>	142000 N
verifica	C <sub>0</sub> > Q/2 → 142000 > 135000 <i>soddisfatta</i>	

#### Attuatore oleodinamico

Carico richiesto,  $Y=135$  kN

Pressione massima di lavoro,  $p=300$  bar=30 MPa

Alesaggio minimo:

$$A \geq \frac{Q}{p} \rightarrow A \geq \frac{135000}{30} \rightarrow A \geq 4500 \text{ mm}^2 \text{ (} 45 \text{ cm}^2 \text{)} \text{ a ciò corrisponde un diametro}$$

minimo pari a

$$d \geq \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \rightarrow d \geq 75.7 \text{ mm}$$

Si sceglie il cilindro di M.G. COMPONENTI Srl, Serie MG-CTA-01 250 bar, avente alesaggio pari a 100 mm, le cui caratteristiche prestazionali sono riportate nelle tabelle sottostanti.

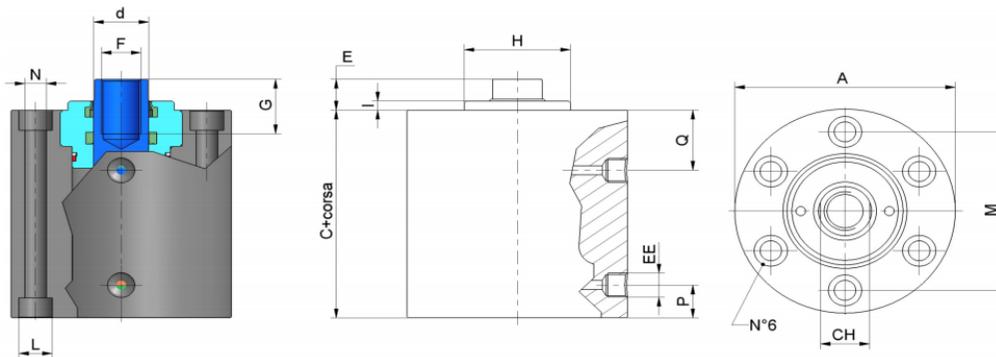


Figura 63 - Disegno del cilindro individuato per l'applicazione del carico assiale.

Alesaggi	25	32	40	50	65	80	100
d	18	22	22	28	28	36	45
A	74	88	88	112	122	160	175
C	72	75	84	90	100	110	125
E	12	13	16	17	18	20	25
F	M10X1,5	M12X1,75	M14X2	M20X2,5	M20X2,5	M27X3	M30X3,5
G	15	18	21	30	30	35	46
H	30	34	42	54	60	72	88
I	5	5	5	5	5	5	5
L	10,5	13	13	17	17	25,5	25,5
M	58	69	69	87	98	127	143
N	6,5	8,5	8,5	11	11	17,5	17,5
P	15	15	18	18	20	22	30
Q	31	31	29	33	39	42	47
CH	15	19	19	25	25	32	41
EE	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	3/8"	1/2"	1/2"

Forza massima [kN]	135
Alesaggio [mm]	100
Area [cm <sup>2</sup> ]	78.54
Pressione massima indicata dal costruttore [bar]	250
Pressione massima del circuito [bar]	300
Forza alla pressione massima del circuito [kN]	196.4
Pressione di esercizio con forza massima [bar]	172

Verifica	$p_{@135 \text{ kN}} < p_{\text{max}}$	$172 < 300$	soddisfatta
----------	--	-------------	-------------

#### 4.7.3. Calcolo della tensione al contatto rullo-ruota

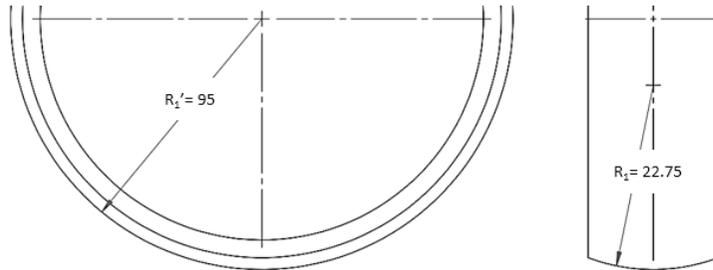
La verifica analitica del rullo viene eseguita applicando la teoria di Hertz [44] per contatti tra due corpi di forma curva. La teoria in esame è valida per le seguenti ipotesi:

- comportamento elastico, omogeneo ed isotropo dei materiali costituenti i corpi in contatto;
- attrito nullo;

- raggi di curvatura dei due corpi a contatto grandi rispetto alle dimensioni della superficie di contatto.

### Notazione utilizzata:

- pedice 1: riferito al rullo toroidale;
- pedice 2: riferito al piano;
- forza totale esercitata dal corpo 1 sul corpo 2 e viceversa,  $F=135000$  N
- modulo di elasticità normale,  $E_1 = E_2 = E = 207000$  MPa;
- modulo di Poisson,  $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0.3$ ;
- raggi di curvatura del rullo:
- $R_1 = 22.75$  mm nel piano trasversale,
- $R'_1 = 95$  mm; nel piano longitudinale
- raggi di curvatura del piano:  $R_2 = R'_2 = \infty$
- angolo che formano fra loro i piani di curvatura massima  $\omega = \pi/2$ ;
- semiasse minore dell'ellisse di contatto,  $b$



Calcolo delle costanti A e B che dipendono dai principali raggi di curvatura dei due corpi al punto di contatto e dall'angolo  $\omega$  tra i piani corrispondenti.

$$B = \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2} \right) + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left[ \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) + \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \right]^2 - 4 \cdot \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \cdot \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \cdot \sin^2 \omega}$$

$$A = \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2} \right) - \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left[ \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) + \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \right]^2 - 4 \cdot \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \cdot \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \cdot \sin^2 \omega}$$

$$\Delta = \frac{1}{A+B} \cdot \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)$$

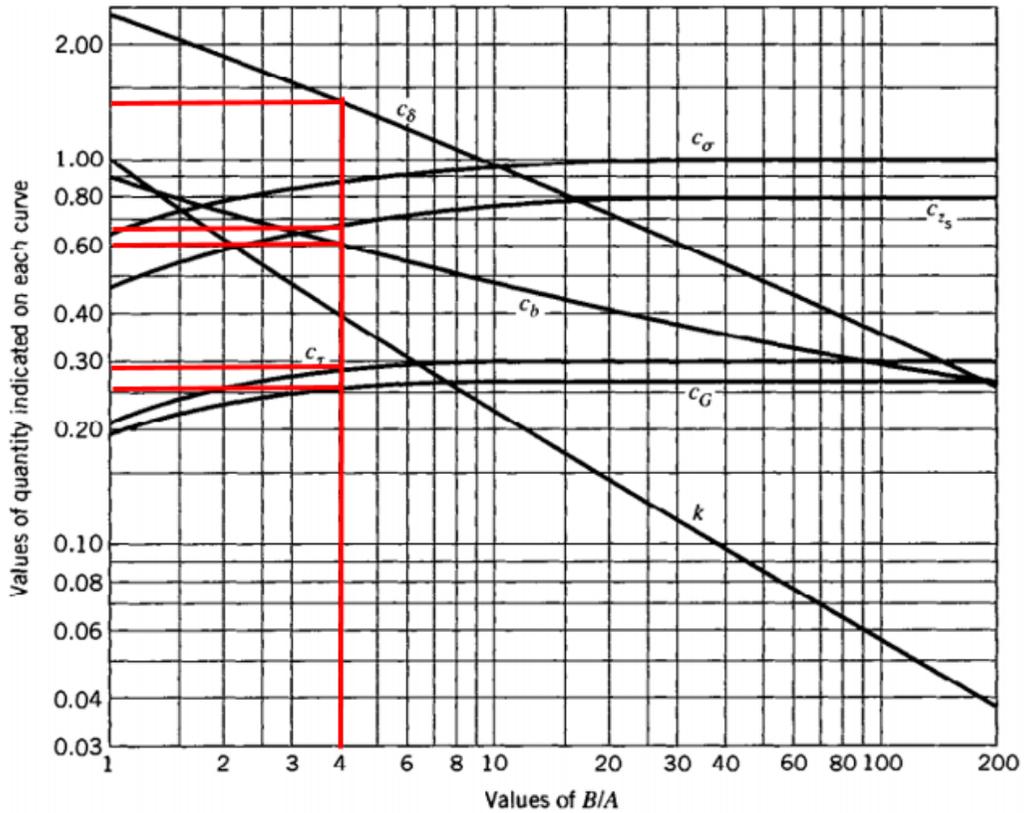
$$B = 2.2 \cdot 10^{-2} \text{ mm}^{-1}$$

$$A = 5.26 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1}$$

$$\Delta = 3.23 \cdot 10^{-4} \frac{\text{mm}^3}{\text{N}}$$

$$\frac{B}{A} = 4.18$$

Tramite il diagramma di seguito riportato, [[44],cap. 17, fig.17.10] si stimano le cinque costanti  $c_b$ ,  $c_\sigma$ ,  $c_\tau$  e  $c_G$ ,  $c_{Z_s}$  noto il rapporto B/A.



$$b = c_b \sqrt[3]{F\Delta} = 0.8 \sqrt[3]{135000 \cdot 6.87 \cdot 10^{-6}} = 2.1 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{\Delta} = 6548 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = -c_b \frac{b}{\Delta} = -0.6 \cdot 6548 = -3929 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = c_\sigma \frac{b}{\Delta} = -0.29 \cdot 6548 = 1899 \text{ MPa}$$

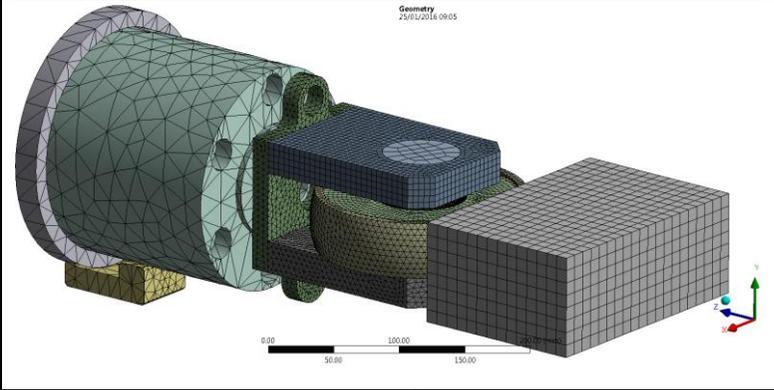
$$\tau_{OCT(max)} = c_G \frac{b}{\Delta} = 0.25 \cdot 6548 = 1637 \text{ MPa}$$

$$z_s = c_{z_s} b = 0.7 \cdot 2.1 = 1.5 \text{ mm}$$

Designazione	Diametro del provino: $160 < d \leq 250 \text{ mm}$	
	$R_s$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_R$ [N/mm <sup>2</sup> ]
EN10083-3   36NiCrMo16	800	1000÷1200

La massima tensione tangenziale ottaedrica si presenta ad una distanza  $z_s$  dalla superficie di contatto pari a 1,5 mm.

## 4.7.4. Griglia di calcolo



Nodi	Elementi
795814	538370

Tabella 15 - Caratteristiche della griglia di calcolo.

## 4.7.5. Condizioni al contorno: carichi e vincoli

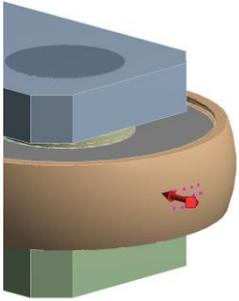
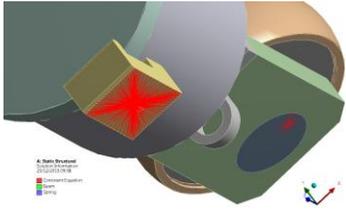
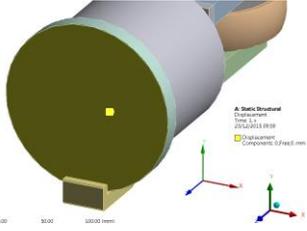
Carichi	Vincoli	
		
<p>Forza remota di 135 kN, diretta lungo l'asse <math>z</math>, applicata su una selezione di nodi della superficie del rullo.</p>	<p>Bloccati tutti i GDL dei nodi uniti col <i>remote point</i> (in rosso).</p>	<p>Ai nodi appartenenti alla superficie evidenziata in giallo è consentita la traslazione lungo l'asse <math>y</math></p>

Tabella 16 – Condizioni al contorno del modello numerico.

#### 4.7.6. Tensione equivalente di Von-Mises

Nelle figure seguenti la tensione è stata sogliata al valore di snervamento del materiale.

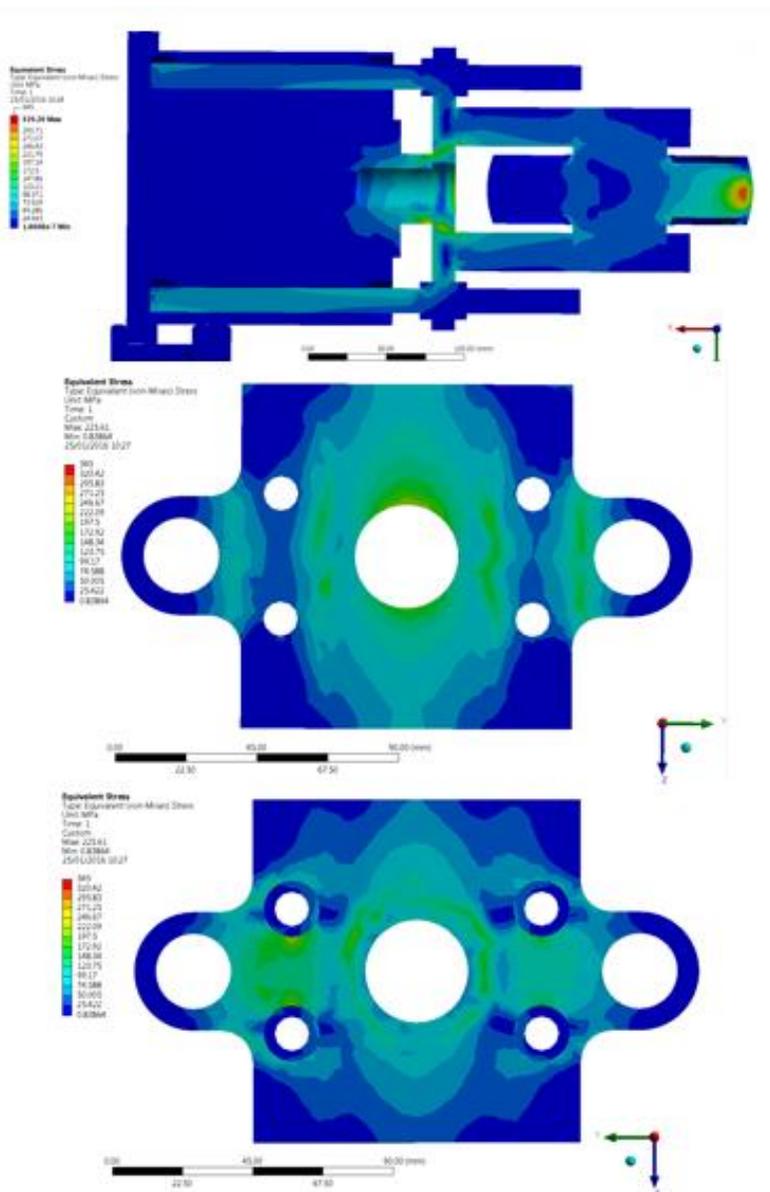


Figura 64 - Alto: Sezione trasversale. Centro: vista anteriore della piastra. Basso: vista posteriore della piastra.

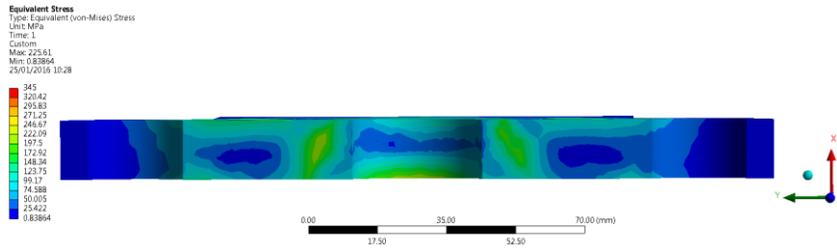


Figura 65 - Sezione longitudinale della piastra.

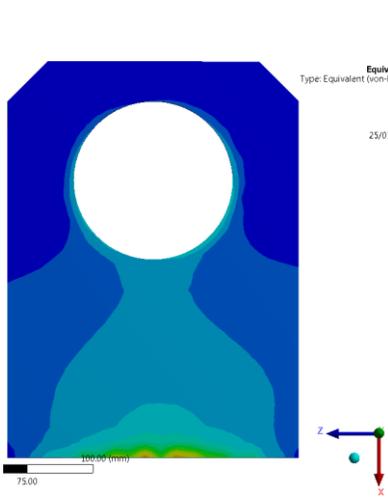


Figura 66 - Vista frontale di un supporto.

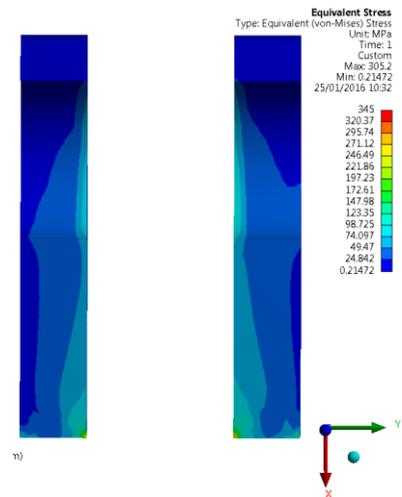


Figura 67 - Sezione trasversale dei supporti.

### 4.7.7. Spostamento

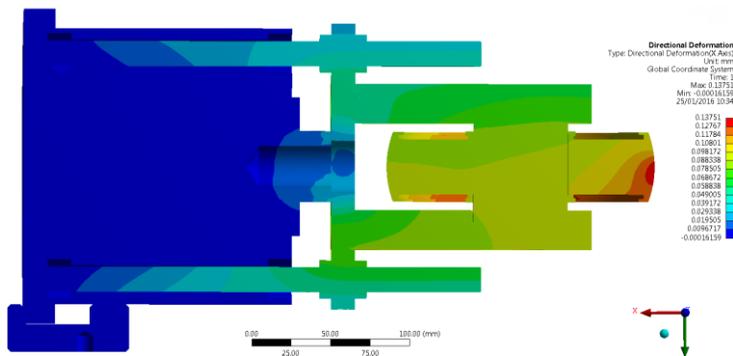


Figura 68 - Sezione trasversale: spostamento lungo l'asse orizzontale.

#### 4.8. Vincolo radiale

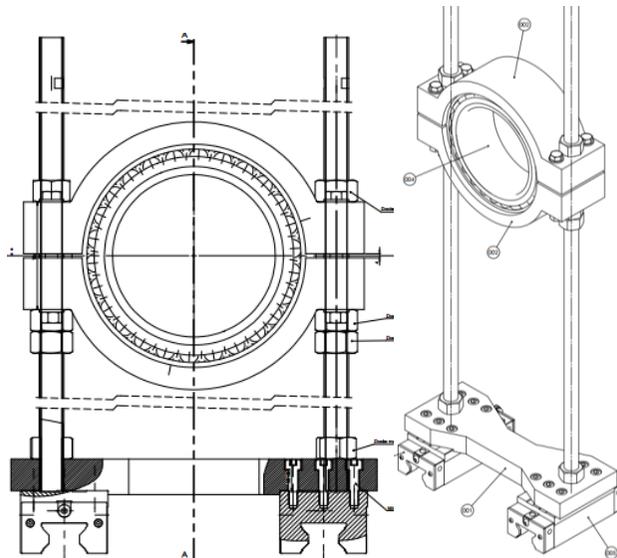


Figura 69 – Vista frontale (sinistra). Vista assonometrica (destra). Tratte dal complessivo.

##### 4.8.1. Caso di carico

All'interfaccia cuscinetto-fusello viene trasmesso al vincolo verticale il carico verticale di modulo pari a 170 kN, che si ripartisce equamente sulle due barre filettate, sollecitandole a trazione.

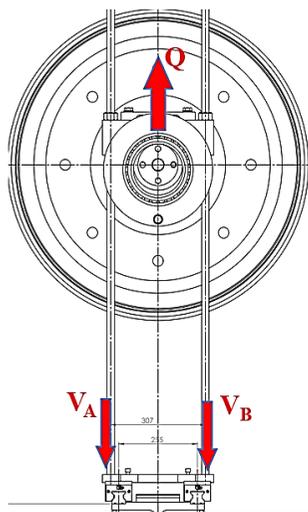


Figura 70 – Schema di applicazione del carico.

#### 4.8.2. Verifica statica delle barre filettate

$$V_A = V_B = 85000 \text{ N}$$

filettatura M24 → sezione resistente,  $A_r = 353 \text{ mm}^2$

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{85000 \text{ N}}{353 \text{ mm}^2} = 241 \text{ N/mm}^2$$

Scegliendo la classe di resistenza 8.8 che ha una tensione di snervamento pari a 640 N/mm<sup>2</sup>, si ha che i tiranti risultano essere verificati a trazione, poiché:

$$241 \text{ N/mm}^2 < 640 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

Calcolo dello spostamento:

$$\varepsilon = \frac{Nl}{EA} = \frac{85000 \cdot 1500}{210000 \cdot 364.4} = 1.67 \text{ mm}$$

#### 4.8.3. Verifica statica del cuscinetto

La verifica del cuscinetto sulla base del coefficiente di carico statico  $C_0$  sussiste quando si manifesta una delle seguenti condizioni:

- il cuscinetto è fermo ed è soggetto a carichi per urto continui o intermittenti;
- il cuscinetto compie oscillazioni lente o movimenti di allineamento sotto carico;
- il cuscinetto ruota sotto carico a velocità molto basse ( $n < 10$  giri/min);
- il cuscinetto ruota e, oltre ai normali carichi di lavoro, deve sostenere forti carichi per urto

Il cuscinetto SKF 24032 impiegato nel gruppo in esame, è soggetto alla prima condizione.

La verifica richiede che il coefficiente di sicurezza, determinato dal rapporto fra il coefficiente di carico statico  $C_0$  ed il carico equivalente  $P_0$ , sia minore del valore indicativo consigliato dal costruttore, in funzione del tipo di esercizio.

Il massimo carico presente, necessario per il calcolo del carico statico equivalente sul cuscinetto, è pari a  $Q = 170 \text{ kN}$ . Secondo lo schema riportato nella figura sottostante si calcola il carico radiale effettivo sul cuscinetto che è pari a  $Fr = 170 \text{ kN}$ .

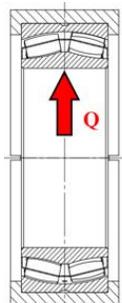


Table 11

Guideline values for the static safety factor  $s_0$

Type of operation	Rotating bearing Performance requirements (e.g. quiet running or vibration-free operation)				Non-rotating bearing			
	unimportant		normal		high			
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads <sup>3)</sup>	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

For spherical roller thrust bearings, it is advisable to use  $s_0 \geq 4$ .

<sup>3)</sup> Where the magnitude of the shock load is not known, values of  $s_0$  at least as large as those quoted above should be used. If the magnitude of the shock load is known, smaller values of  $s_0$  can be applied.

Cuscinetto orientabile a rulli SKF 24032		
Carico radiale effettivo sul cuscinetto	$F_r$	170 kN
Coefficiente di carico statico	$C_0$	1200 kN
Carico statico equivalente sul cuscinetto	$P_0=F_r$	170 kN
Fattore di sicurezza statico consigliato	$s_0$	1

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{1200}{170} = 7.05 > 1 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

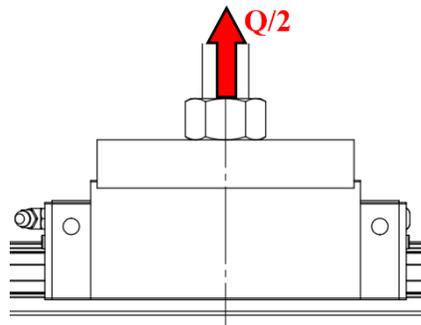
#### 4.8.4. Verifica statica della guida lineare

Si riporta la verifica della guida lineare RGH45HA di Hiwin.

2.7.10.1 RGH/DRH

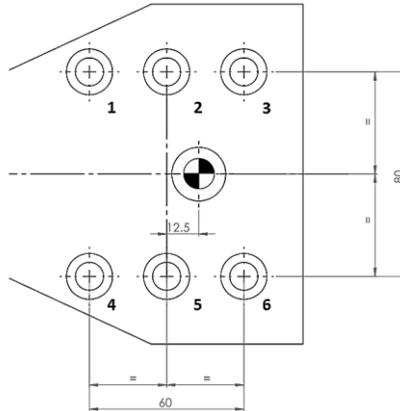
Series/ size	Installation dimensions [mm]			Dimensions of the block [mm]											Load ratings [N]		Weight [kg]		
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	M × I	T	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	C <sub>dyn</sub>	C <sub>0</sub>	
RGH45HA	70	8,0	20,5	86	60,0	13,0	80	139,8	187,0	37,90	10,00	12,9	M10 × 17	16,0	20,00	24,0	116000	230900	4,13

Il massimo carico è pari alla metà della forza verticale (in quanto i carrelli sono due) ossia  $Q/2=85$  kN, diretto secondo quanto riportato nella figura sottostante.



Carico agente sul carrello	$Q/2$	85000 N
Coefficiente di carico statico	$C_0$	230900 N
Verifica	$C_0 > Q/2 \rightarrow 230900 > 85000 \rightarrow \text{soddisfatta}$	

Il momento flettente indotto dall'eccentricità di 12.5 mm sollecita a flessione il carrello della guida lineare.



#### Load ratings and torques

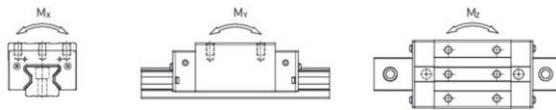


Table Load ratings and torques for series RG/OR

Series/size	Dynamic load rating $C_{dyn}$ [N]	Static load rating $C_0$ [N]	Dynamic moment [Nm]			Static moment [Nm]		
			$M_x$	$M_y$	$M_z$	$M_{0x}$	$M_{0y}$	$M_{0z}$
RG_45H	116000	230900	3180	2748	2748	6330	5470	5470

Il momento massimo che il carrello può sopportare è pari a 6330 Nm come riportato in figura. Pertanto si ha che la verifica è soddisfatta poiché  $1062.5 \text{ Nm} < 6330 \text{ Nm}$ .

#### 4.8.5. Verifica statica del collegamento bullonato della piastra

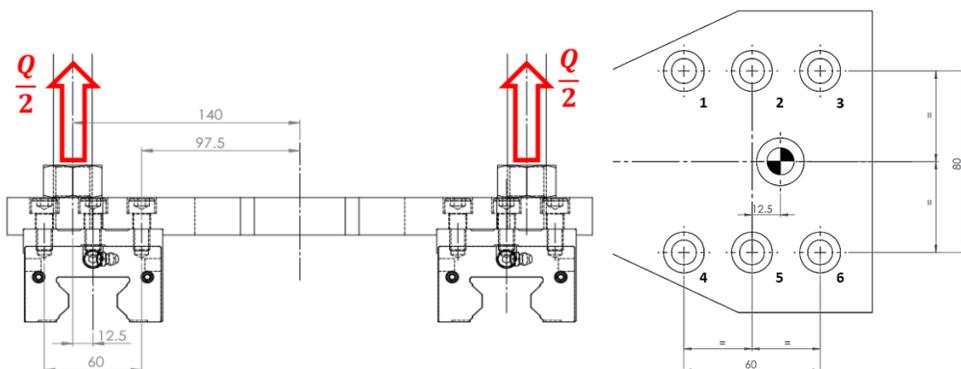


Figura 71 – Schema di applicazione del carico.

La piastra è avvitata sui carrelli delle guide lineari mediante 12 viti M10x17. La sezione resistente  $A_r$  è pari a  $58 \text{ mm}^2$  secondo UNI 4536.

Scegliendo la classe di resistenza 10.9, la resistenza a snervamento è  $f_{yb} = 900 \text{ N/mm}^2$

prospetto 3.1 Valori nominali della resistenza allo snervamento  $f_{yb}$  e della resistenza ultima a trazione  $f_{ub}$  per i bulloni

Classe del bullone	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
$f_{yb}$ (N/mm <sup>2</sup> )	240	320	300	400	480	640	900
$f_{ub}$ (N/mm <sup>2</sup> )	400	400	500	500	600	800	1 000

$$Q/2 = 85000 \text{ N}$$

$$\text{Forza di trazione agente su ogni vite } F_v = \frac{85000}{6} = 14166.7 \text{ N}$$

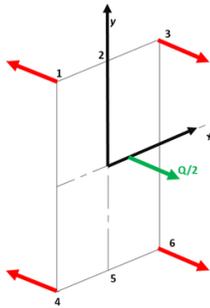
Dallo schema si vede che il carico  $Q/2$  è eccentrico rispetto all'asse del carrello di 12.5 mm, ciò induce un momento diretto secondo il suo asse longitudinale pari a:

$$M_F = 85000 \cdot 12.5 = 1062500 \text{ Nmm}$$

Si assume l'ipotesi di piastra molto più rigida dei bulloni, pertanto le forze sono proporzionali alla distanza dall'asse neutro.

Ripartizione del momento su ogni vite

$$I_y = \sum_{i=1}^6 x_i^2 = 4 \cdot 30^2 = 3600 \text{ mm}^2$$



$N_i = \frac{M_F}{I_y} x_i$	Trazione [N]	Flessione [N]	Totale [N]
$N_1$	+14166.7	-8854	5312.7
$N_2$	+14166.7	0	14166.7
$N_3$	+14166.7	+8854	23020.7
$N_4$	+14166.7	-8854	5312.7
$N_5$	+14166.7	0	14166.7
$N_6$	+14166.7	+8854	23020.7

Figura 72 – Forze agenti sul collegamento bullonato

$$\sigma_{max} = \frac{N}{A_r} = \frac{23020.7}{58} = 397 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{trazione} < f_{yb} \rightarrow 397 < 900 \rightarrow \text{C.S.} = 2.26$$

prospetto 3.2 **Categorie di connessioni bullonate**

Categoria	Criteri	Osservazioni
<b>Connessioni a taglio</b>		
A A contatto	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Non è richiesto precarico. Possono essere usati bulloni di classe dalla 4.6 alla 10.9.
B Ad attrito in condizioni di esercizio	$F_{v,Ed,ser} \leq F_{s,Rd,ser}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per la resistenza allo scorrimento in condizioni di esercizio vedere punto 3.9.
C Ad attrito in condizioni ultime	$F_{v,Ed} \leq F_{s,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq N_{net,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per la resistenza allo scorrimento in condizioni ultime vedere punto 3.9. Per $N_{net,Rd}$ vedere punto 3.4.1(1) c).
<b>Connessioni a trazione</b>		
D Non-precaricata	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Non è richiesto precarico. Possono essere usati bulloni di classe dalla 4.6 alla 10.9. Per $B_{p,Rd}$ vedere prospetto 3.4.
E Precaricata	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per $B_{p,Rd}$ vedere prospetto 3.4.
Si raccomanda che la forza di progetto a trazione $F_{t,Ed}$ tenga conto di tutti i contributi derivanti da azioni di contatto, vedere punto 3.11. Si raccomanda che i bulloni soggetti sia a taglio che a trazione soddisfino i criteri forniti nel prospetto 3.4.		

$$F_{t,Ed} = 23021 \text{ N}$$

$$\begin{cases} F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd} \\ F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd} \end{cases}$$

**Resistenza a trazione:**

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0.9 \cdot 800 \cdot 58}{1.25} = 33048 \text{ N}$$

**Resistenza al punzonamento:**

$$B_{p,Rd} = \frac{0.6 \pi d_m t_p f_u}{\gamma_{M2}} = \frac{0.6 \cdot \pi \cdot 10 \cdot 29.4 \cdot 470}{1.25} = 208370.5 \text{ N}$$

$$\begin{cases} F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd} \\ F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} 23021 \text{ N} < 33048 \text{ N} \\ 23021 \text{ N} < 208370.5 \text{ N} \end{cases} \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

## 4.8.6. Caratteristiche del modello

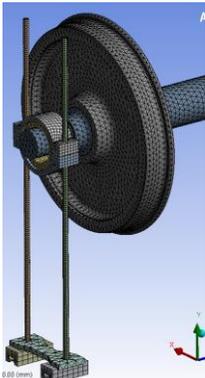
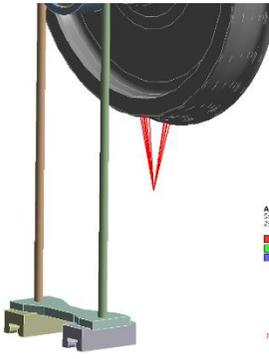
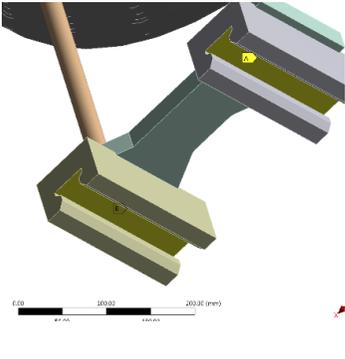
					
Nodi	Elementi	Carichi		Vincoli	
212118	122017	Forza di 170 kN, diretta lungo l'asse y, applicata su un remote point		Sono consentite le traslazioni lungo l'asse z dei nodi appartenenti alle superfici evidenziate in giallo; simmetria	

Tabella 17 - Caratteristiche della griglia di calcolo.

### 4.8.7. Tensione equivalente di Von-Mises

Nelle figure seguenti la tensione è stata sogliata al valore di snervamento del materiale.

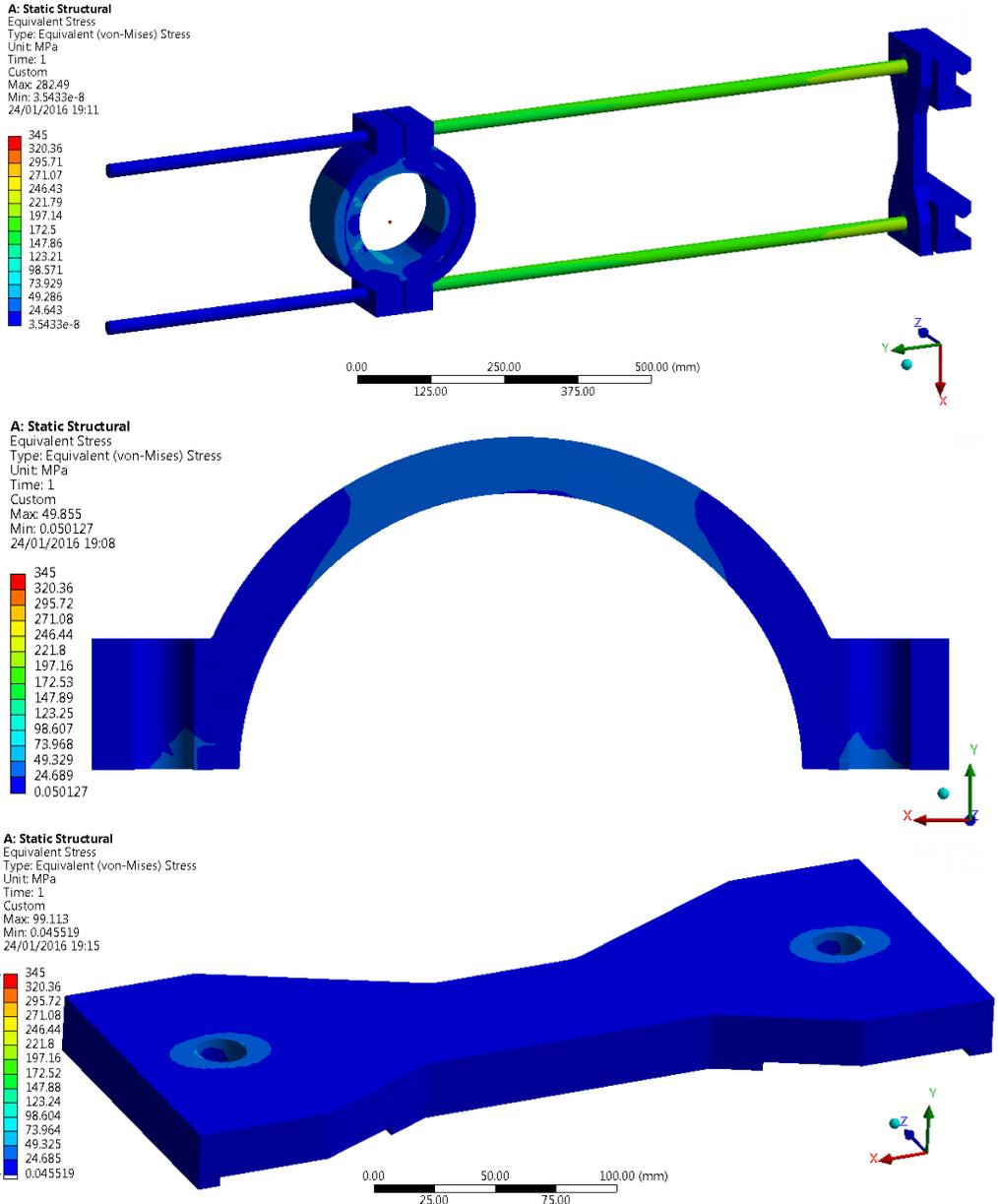


Figura 73 - Alto: vista assonometrica dell'unità. Centro: sezione trasversale del collare. Basso: vista della piastra in cui si avvitano le barre filettate.

## 4.9. Vincolo assiale

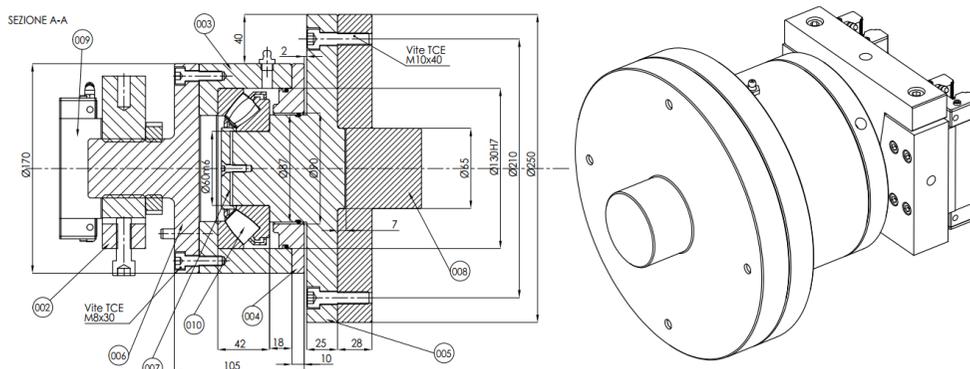


Figura 74 – Sezione trasversale e vista assonometrica del gruppo, tratta dal complessivo.

### 4.9.1. Verifica statica del cuscinetto

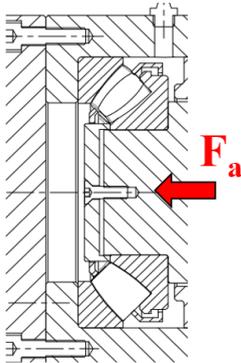
La verifica del cuscinetto sulla base del coefficiente di carico statico  $C_0$  sussiste quando si manifesta una delle seguenti condizioni:

- il cuscinetto è fermo ed è soggetto a carichi per urto continui o intermittenti;
- il cuscinetto compie oscillazioni lente o movimenti di allineamento sotto carico;
- il cuscinetto ruota sotto carico a velocità molto basse ( $n < 10$  giri/min);
- il cuscinetto ruota e, oltre ai normali carichi di lavoro, deve sostenere forti carichi per urto

Il cuscinetto SKF 29412 impiegato nel gruppo in esame, è soggetto alla prima condizione.

La verifica richiede che il coefficiente di sicurezza, determinato dal rapporto fra il coefficiente di carico statico  $C_0$  ed il carico equivalente  $P_0$ , sia minore del valore indicativo consigliato dal costruttore, in funzione del tipo di esercizio.

Il massimo carico presente, necessario per il calcolo del carico statico equivalente sul cuscinetto, è pari a  $Y=135$  kN. Secondo lo schema riportato nella figura sottostante si calcola il carico assiale effettivo sul cuscinetto che è pari a  $F_a=135$  kN.



**Table 11**

**Guideline values for the static safety factor  $s_0$**

Type of operation	Rotating bearing Performance requirements (e.g. quiet running or vibration-free operation)						Non-rotating bearing	
	unimportant		normal		high		Ball bearings	Roller bearings
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings		
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads <sup>1)</sup>	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

For spherical roller thrust bearings, it is advisable to use  $s_0 \geq 4$ .

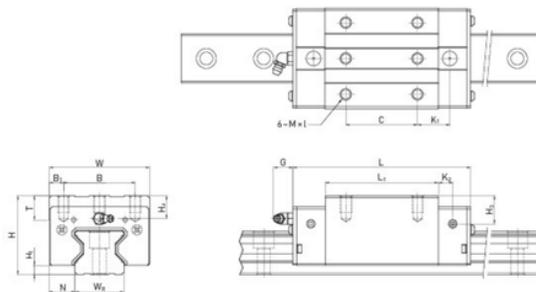
<sup>1)</sup> Where the magnitude of the shock load is not known, values of  $s_0$  at least as large as those quoted above should be used. If the magnitude of the shock loads is known, smaller values of  $s_0$  can be applied.

Cuscinetto assiale orientabile a rulli SKF 29412		
Carico assiale effettivo sul cuscinetto	$F_a$	135 kN
Coefficiente di carico statico	$C_0$	915 kN
Carico statico equivalente sul cuscinetto	$P_0=F_a$	135 kN
Fattore di sicurezza statico consigliato	$s_0$	1

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{915}{135} = 6.8 > 1 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

#### 4.9.1. Verifica statica della guida lineare

Si riporta la verifica della guida lineare RGH25HA di Hiwin.



Serie Grandezza	Dimensioni di montaggio [mm]			Dimensioni del carrello [mm]										Capacità di carico [N]				
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	M × I	T	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	C <sub>dyn</sub>	C <sub>0</sub>
RGH25HA	40	5,5	12,5	48	35,0	6,5	50	81,0	114,4	21,50	7,25	12,0	M6 × 8	9,5	10,20	10,0	33900	73400

Il massimo carico è pari alla metà della forza assiale (in quanto i carrelli sono due) ossia  $Y/2=67.5$  kN.

Carico agente sul carrello	Y/2	67500 N
Coefficiente di carico statico	$C_0$	73400 N
Verifica	$C_0 > Y/2 \rightarrow 73400 > 67500 \rightarrow \text{soddisfatta}$	

#### 4.9.2. Verifica statica dei componenti

I componenti elencati nella tabella sottostante sono sollecitati a compressione da una forza di modulo pari a 135 kN.

<b>Descrizione</b>	<b>Q.tà</b>	<b>Codice</b>
Piastra superiore	1	BTS_05_001
Piastra inferiore	1	BTS_05_002
Bicchiera	1	BTS_05_003
Tappo	1	BTS_05_004
Flangia lato cuscinetto	1	BTS_05_005
Flangia	1	BTS_05_006
Anello	1	BTS_05_007
Flangia lato assile	1	BTS_05_008

Essi mostrano valori di tensione minori della tensione di snervamento del materiale impiegato. Pertanto risultano essere verificati.

#### 4.10. Colonna di supporto

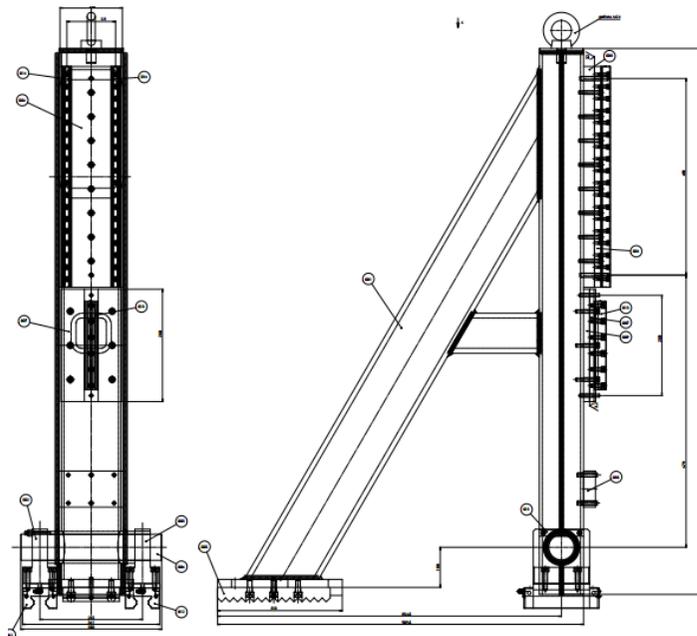


Figura 75 – Vista frontale e laterale del gruppo, tratta dal complessivo.

##### 4.10.1. Caso di carico

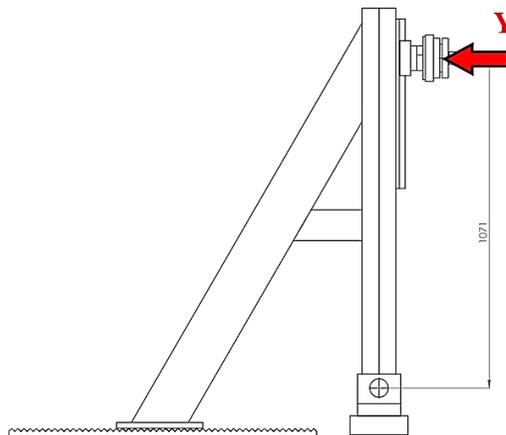


Figura 76 - Schema di applicazione del carico.

La distanza di 1071 mm è data dal posizionamento di una sala strumentata con ruota avente diametro di 1250 mm.

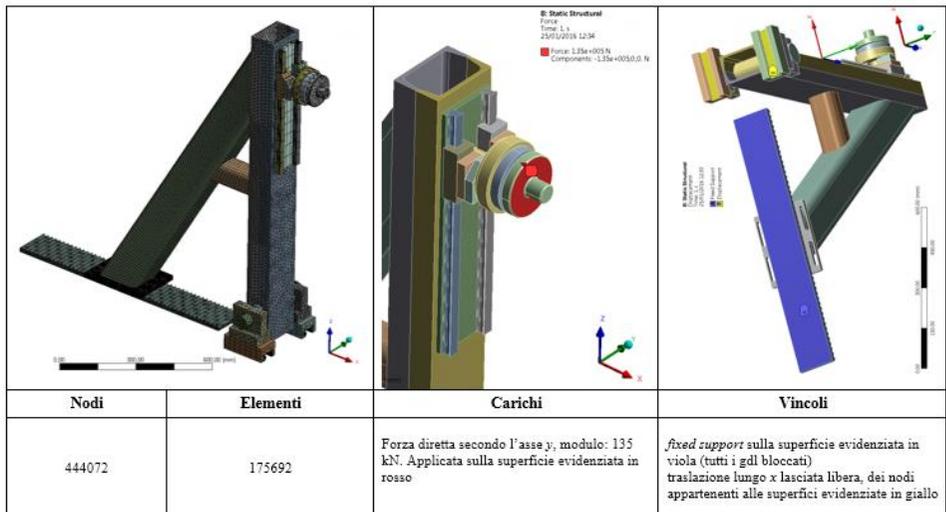
Verifica del perno inferiore	
<p><math>F = 207500 \text{ N}</math></p> $M_f = \frac{Fl}{4} = \frac{207500 \cdot 255}{4}$ $= 13228125 \text{ Nmm}$ $W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32}$ $= 21205.8 \text{ mm}^3$ $\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 623.8 \text{ N/mm}^2$ <p><b>Materiale:</b> 36NiCrMo16, <math>\sigma_{SN} = 900 \text{ N/mm}^2</math></p>	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 623.8 < 900 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$	

Tabella 18 - Verifica del perno inferiore.

Verifica del blocchetto	
<p><math>F = 103750 \text{ N}</math></p> <p><b>Materiale:</b> S355JR, <math>\sigma_{SN} = 345 \text{ N/mm}^2</math></p> $\sigma = \frac{F}{A} = \frac{103750}{2 \cdot 38 \cdot 40} = 34 \text{ N/mm}^2$	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 34 < 345 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$	

Tabella 19 - Verifica del blocchetto.

#### 4.10.1. Griglia di calcolo



#### 4.10.2. Tensione equivalente di Von-Mises

Nelle figure seguenti la tensione è stata sogliata al valore di snervamento del materiale.

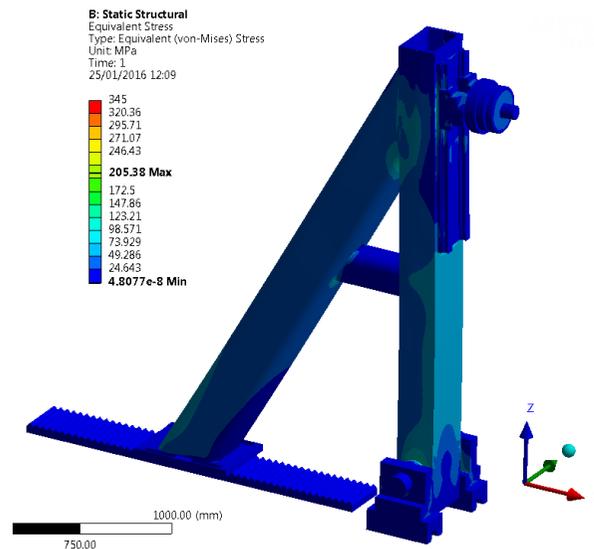


Figura 77 – Andamento delle tensioni di Von Mises nel gruppo.

Dai risultati relativi alla distribuzione della tensione equivalente si osservano valori di entità inferiore alla tensione di snervamento del materiale impiegato.

### 4.10.3. Spostamento

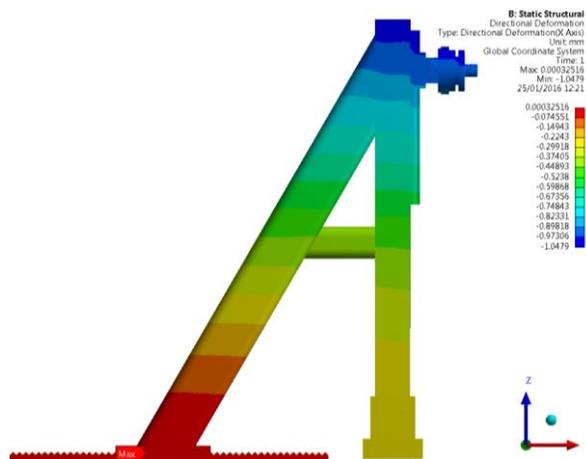


Figura 78 – Spostamento orizzontale del gruppo.

### 4.10.4. Verifica statica del collegamento bullonato della piastra dentata

La verifica è stata condotta secondo EN 1993-1-8: 2005, EUROCODICE 3: “Progettazione delle strutture in acciaio – Parte 1-8: Progettazione dei collegamenti”.

La piastra è fissata sulla superficie superiore dell’HEB400 mediante due file di 16 viti M12x35, che hanno una sezione resistente  $A_r = 84,3 \text{ mm}^2$  secondo UNI 4536.

Scegliendo una classe di resistenza 10.9, si ha  $f_{yb} = 900 \text{ N/mm}^2$ .

prospetto 3.1 Valori nominali della resistenza allo snervamento  $f_{yk}$  e della resistenza ultima a trazione  $f_{tk}$  per i bulloni

Classe del bullone	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
$f_{yk}$ (N/mm <sup>2</sup> )	240	320	300	400	480	640	900
$f_{tk}$ (N/mm <sup>2</sup> )	400	400	500	500	600	800	1000

Categoria	Criteri	Osservazioni
<b>Connessioni a taglio</b>		
A A contatto	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$	Non è richiesto precarico. Possono essere usati bulloni di classe dalla 4.6 alla 10.9.
B Ad attrito in condizioni di esercizio	$F_{v,Ed,ser} \leq F_{s,Rd,ser}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per la resistenza allo scorrimento in condizioni di esercizio vedere punto 3.9.
C Ad attrito in condizioni ultime	$F_{v,Ed} \leq F_{s,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq N_{t,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per la resistenza allo scorrimento in condizioni ultime vedere punto 3.9. Per $N_{t,Rd}$ vedere punto 3.4.1(1) c).
<b>Connessioni a trazione</b>		
D Non-precaricata	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Non è richiesto precarico. Possono essere usati bulloni di classe dalla 4.6 alla 10.9. Per $B_{p,Rd}$ vedere prospetto 3.4.
E Precaricata	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per $B_{p,Rd}$ vedere prospetto 3.4.
Si raccomanda che la forza di progetto a trazione $F_{t,Ed}$ tenga conto di tutti i contributi derivanti da azioni di contatto, vedere punto 3.11. Si raccomanda che i bulloni soggetti sia a taglio che a trazione soddisfino i criteri forniti nel prospetto 3.4.		

$$F_{v,Ed} = \frac{135000}{32} = 4218.8 \text{ N forza di taglio agente su ogni vite}$$

$$\alpha_b = \min\left(\frac{e_1}{3d_0}, \frac{p_1}{3d_0} - \frac{1}{4}, \frac{f_{ub}}{f_u}\right) \rightarrow \min(1.67, 0.25, 2.12) \rightarrow \alpha_b = 0.25$$

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 \alpha_b f_u d t}{1.25} = \frac{3.9 \cdot 0.25 \cdot 470 \cdot 10 \cdot 8}{1.25} = 29328 \text{ N}$$

$$k_1 = \min\left(\frac{2.8e_2}{d_0} - 1.7, 1.4 \frac{p_1}{d_0} - 1.7\right) \rightarrow \min(3.9, 5.3) \rightarrow k_1 = 3.9$$

$$F_{p,C} = 0.7 f_{ub} A_s = 0.7 \cdot 1000 \cdot 84.3 = 59010 \text{ N}$$

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s n \mu F_{p,C}}{1.25} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 0.4 \cdot 59010}{1.25} = 37766.4 \text{ N}$$

$$N_{net,Rd} = \frac{\gamma_{M3}}{\gamma_{M0}} \frac{A_{net} f_y}{1} = \frac{3324 \cdot 470}{1} = 1562280 \text{ N}$$

$$\begin{cases} F_{v,Ed} \leq F_{s,Rd} \\ F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd} \\ F_{v,Ed} \leq N_{net,Rd} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} 16875 \leq 37766.4 \\ 16875 \leq 29328 \\ 16875 \leq 1562280 \end{cases} \Rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

#### 4.10.5. Verifica statica del collegamento bullonato del blocchetto

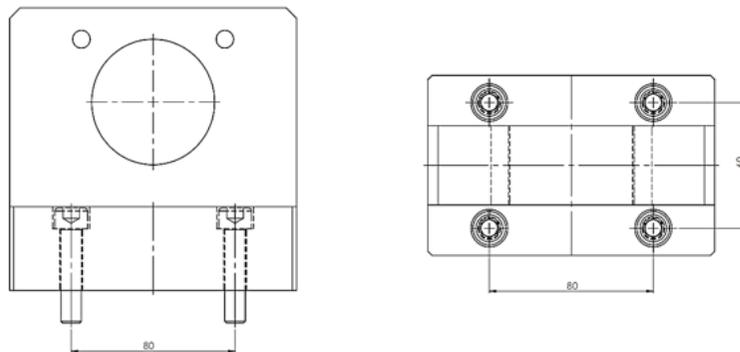
La verifica è stata condotta secondo EN 1993-1-8: 2005, EUROCODICE 3: “Progettazione delle strutture in acciaio – Parte 1-8: Progettazione dei collegamenti”.

Il blocchetto è fissato sul carrello della guida RGH45HA mediante 4 viti M10x45, che hanno una sezione resistente  $A_f = 84,3 \text{ mm}^2$  secondo UNI 4536.

Scegliendo una classe di resistenza 10.9, si ha che  $f_{yb} = 900 \text{ N/mm}^2$

prospetto 3.1 Valori nominali della resistenza allo snervamento  $f_{yb}$  e della resistenza ultima a trazione  $f_{ub}$  per i bulloni

Classe del bullone	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
$f_{yb}$ (N/mm <sup>2</sup> )	240	320	300	400	480	640	900
$f_{ub}$ (N/mm <sup>2</sup> )	400	400	500	500	600	800	1000



prospetto 3.2 **Categorie di connessioni bullonate**

Categoria	Criteri	Osservazioni
<b>Connessioni a taglio</b>		
A A contatto	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Non è richiesto precarico. Possono essere usati bulloni di classe dalla 4.6 alla 10.9.
B Ad attrito in condizioni di esercizio	$F_{v,Ed,ser} \leq F_{s,Rd,ser}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per la resistenza allo scorrimento in condizioni di esercizio vedere punto 3.9.
C Ad attrito in condizioni ultime	$F_{v,Ed} \leq F_{s,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq N_{net,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per la resistenza allo scorrimento in condizioni ultime vedere punto 3.9. Per $N_{net,Rd}$ vedere punto 3.4.1(1) c).
<b>Connessioni a trazione</b>		
D Non-precaricata	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Non è richiesto precarico. Possono essere usati bulloni di classe dalla 4.6 alla 10.9. Per $B_{p,Rd}$ vedere prospetto 3.4.
E Precaricata	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per $B_{p,Rd}$ vedere prospetto 3.4.
Si raccomanda che la forza di progetto a trazione $F_{t,Ed}$ tenga conto di tutti i contributi derivanti da azioni di contatto, vedere punto 3.11. Si raccomanda che i bulloni soggetti sia a taglio che a trazione soddisfino i criteri forniti nel prospetto 3.4.		

**Figura 79** – Alto: estratto dall'Eurocodice 3 relativo ai valori di snervamento e rottura delle classi delle viti. Centro: geometria del blocchetto, con le quote richieste nella verifica. Basso: estratto dall'Eurocodice 3 relativo alle categorie di connessioni bullonate.

Forza di trazione agente su ogni blocchetto,  $F=106500 \text{ N}$

$$\text{Forza agente su ogni vite } F_v = \frac{106500}{4} = 26625 \text{ N}$$

$$F_{t,Ed} = 26625 \text{ N forza di trazione agente su ogni vite}$$

**Resistenza a trazione:**

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0.9 \cdot 1000 \cdot 58}{1.25} = 41760 \text{ N}$$

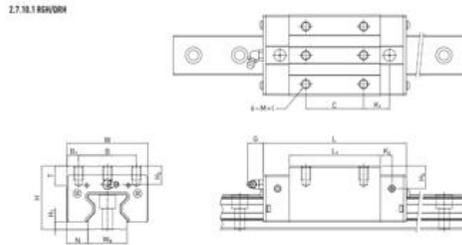
**Resistenza al punzonamento:**

$$B_{p,Rd} = \frac{0.6 \pi d_m t_p f_u}{\gamma_{M2}} = \frac{0.6 \cdot \pi \cdot 12 \cdot 29.4 \cdot 470}{1.25} = 250044.6 \text{ N}$$

$$\begin{cases} F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd} \\ F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} 26625 \text{ N} < 41760 \text{ N} \\ 26625 \text{ N} < 2250044.6 \text{ N} \end{cases} \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

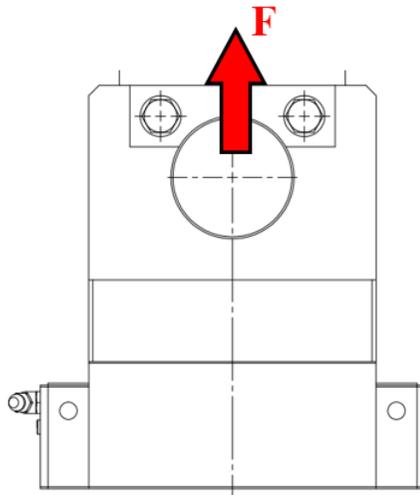
#### 4.10.6. Verifica statica della guida lineare

Si riporta la verifica della guida lineare RGH45HA di Hiwin.



Series/ size	Installation dimensions [mm]			Dimensions of the block [mm]											Load ratings [N]		Weight [kg]		
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	M × I	T	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>		C <sub>dyn</sub>	C <sub>0</sub>
RGH45HA	70	8,0	20,5	86	60,0	13,0	80	139,8	187,0	37,90	10,00	12,9	M10 × 17	16,0	20,00	24,0	116000	230900	4,13

Il massimo carico è pari alla  $F=105$  kN diretto verticalmente.



carico agente sul carrello	F	106500 N
coefficiente di carico statico	C <sub>0</sub>	230900 N
verifica	$C_0 > F \rightarrow 230900 > 106500 \rightarrow$ <i>soddisfatta</i>	

#### 4.10.7. Verifica statica saldature

La verifica è stata condotta secondo EN 1993-1-8: 2005, EUROCODICE 3: “Progettazione delle strutture in acciaio – Parte 1-8: Progettazione dei collegamenti”.

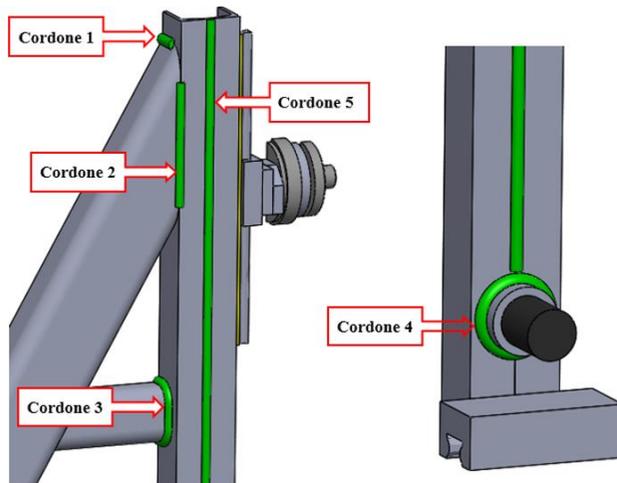
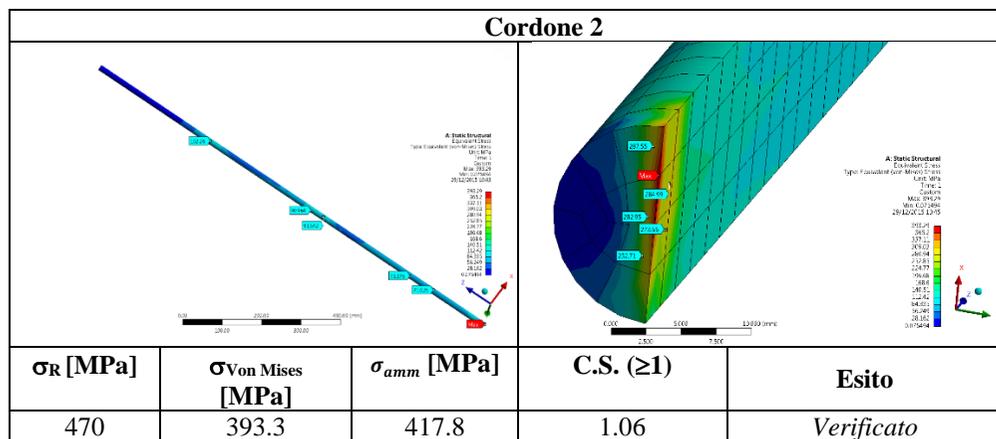
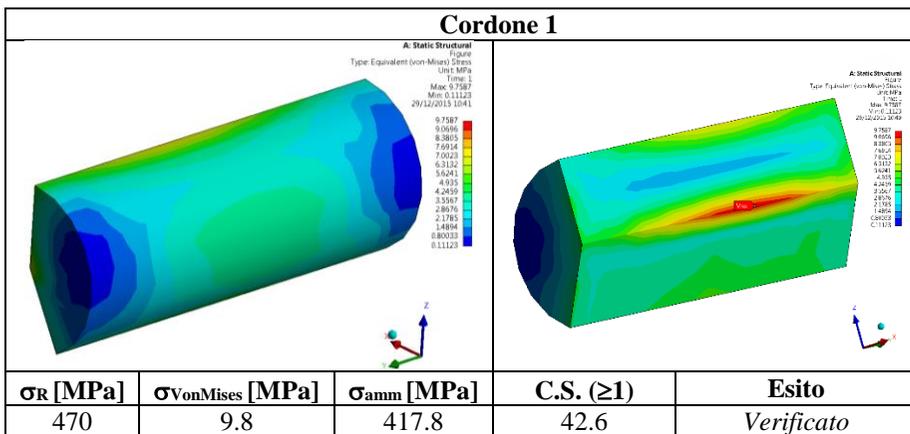
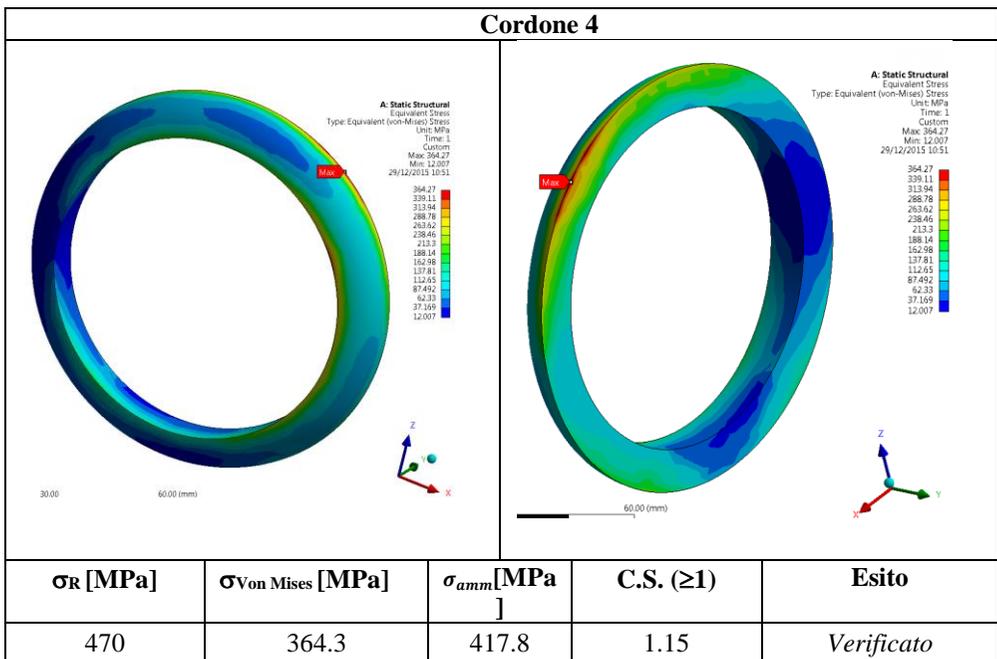
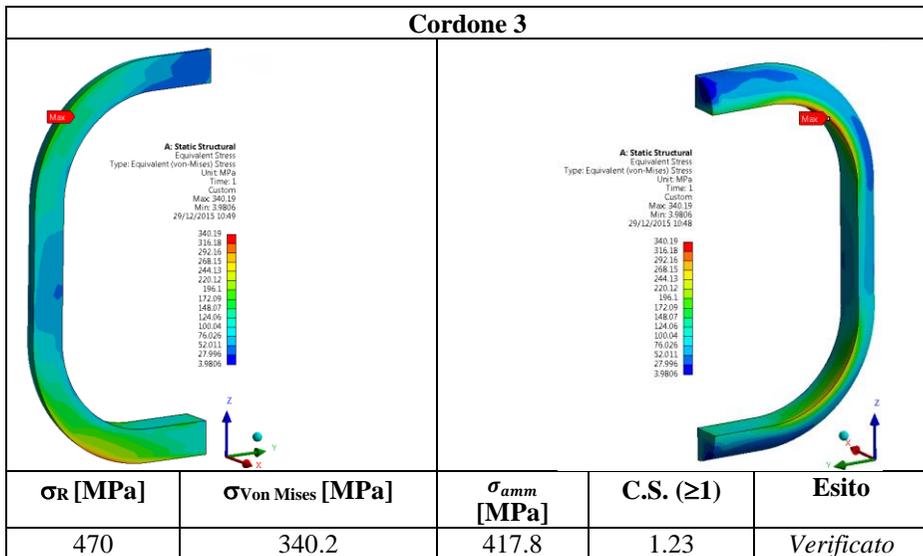
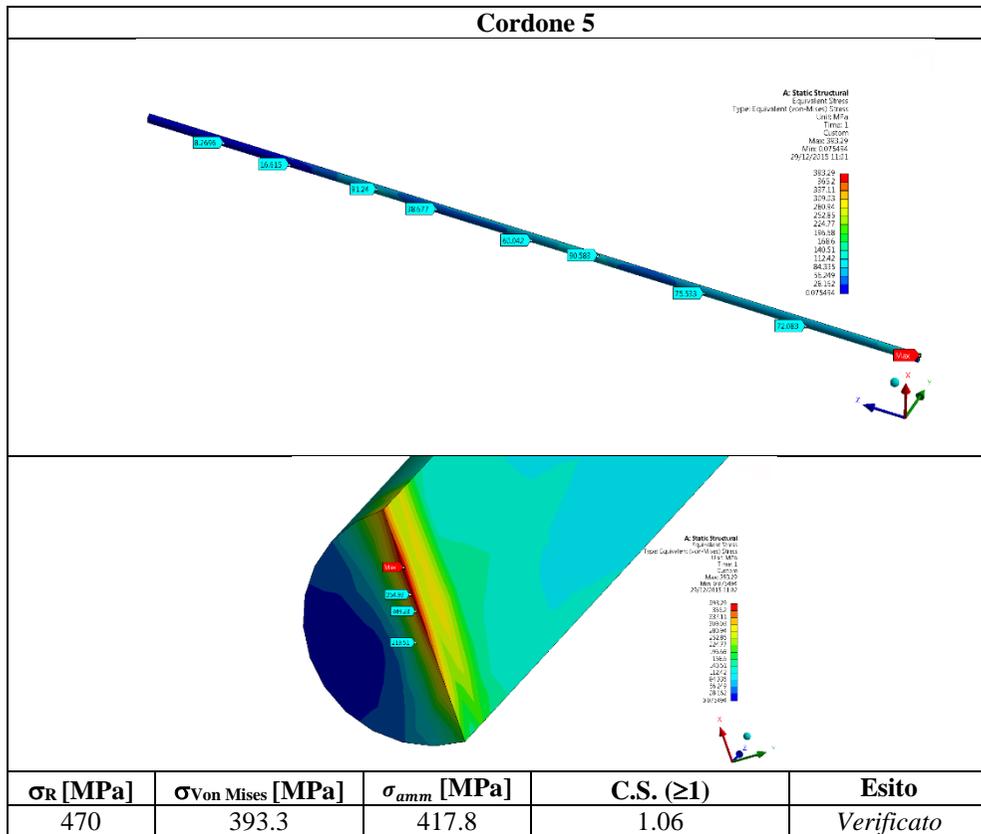


Figura 80 – Nomenclatura dei cordoni di saldatura.







4.11. Unità forza verticale-laterale tipo-2

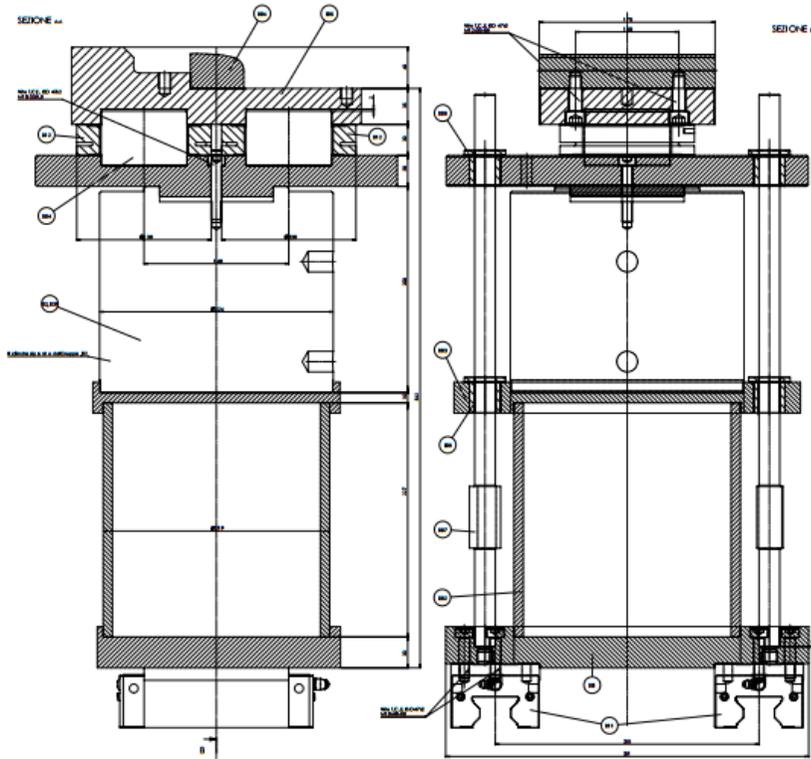


Figura 81 – Sezione longitudinale perpendicolare al conico di rotaia (sinistra). Sezione longitudinale parallela al conico di rotaia (destra).

4.11.1. Verifica della guida lineare

Si riporta la verifica della guida lineare RGH25HA di Hiwin.

2.7.10.1 RGH/GRH

Series/ size	Installation dimensions [mm]			Dimensions of the block [mm]													Load ratings [N]		Weight [kg]
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	M × I	T	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	C <sub>dyn</sub>	C <sub>0</sub>	
RGH45HA	70	8.0	20.5	86	60.0	13.0	80	139.8	187.0	37.90	10.00	12.9	M10 × 17	16.0	20.00	24.0	116000	230900	4.13

carico agente sul carrello	Q/2	85000 N
coefficiente di carico statico	C <sub>0</sub>	230900 N
verifica	C <sub>0</sub> > Q/2 → 230900 > 85000 → <i>soddisfatta</i>	

#### 4.11.2. Verifica del distanziale tubolare

Diametro interno,  $d_i = 201 \text{ mm}$

Diametro esterno,  $d_e = 219 \text{ mm}$

$$A = \frac{\pi}{4} (d_e^4 - d_i^4) = 5937.6 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{Q}{A} = \frac{170000}{5937.6} = 28.6 \text{ N/mm}^2$$

**Materiale:** S355JR,  $\sigma_{SN} = 345 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 28.6 < 345 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

#### 4.11.3. Verifica dei component

Componenti verificati a carico verticale e laterale		
Descrizione	Q.tà	Codice
Piastra (sopra il cilindro)	1	BTS_07_003
Perno	3	BTS_07_005
Piastra	1	BTS_07_006
Piastra (sotto il cilindro)	1	BTS_07_008
Piastra (montata sui carrelli)	1	BTS_07_010

Tabella 20 – Nomenclatura dei component soggetti a verifica.

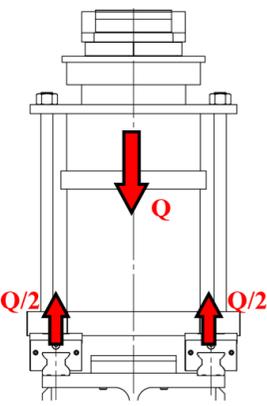
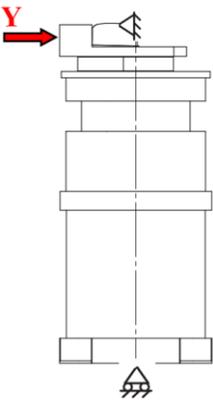
Applicazione del carico verticale	Applicazione del carico laterale
 <p style="text-align: center;"><math>Q = 170 \text{ kN}</math></p>	
<p>Essi mostrano valori di tensione minori della tensione di snervamento del materiale impiegato. Pertanto risultano essere verificati.</p>	<p>I componenti elencati nella Tabella 21 mostrano valori di tensione minori della tensione di snervamento del materiale impiegato. Pertanto risultano essere verificati.</p>

Tabella 21 – Quadro riassuntivo delle verifiche al carico verticale e laterale del gruppo.

## 4.12. Tirante mobile

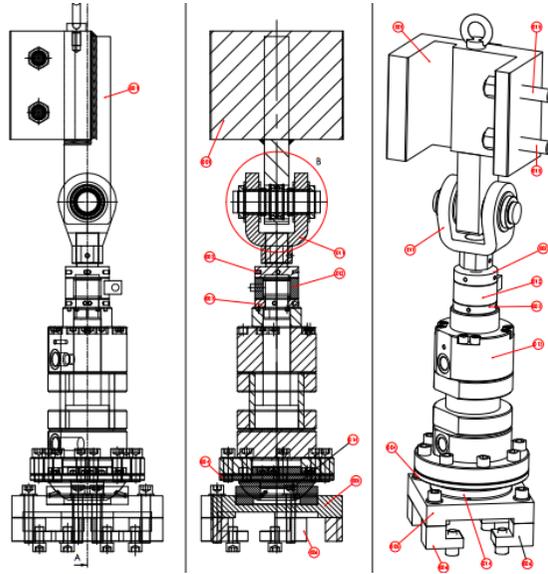


Figura 82 – Vista laterale (sinistra). Sezione longitudinale (centro). Vista assonometrica (destra).

<b>Verifica dell'attacco della pinza</b>	
<p><b>Verifica a trazione</b></p> <p><math>F = 40000 \text{ N}</math></p> <p><math>A_1 = A_2 = 7.25 \cdot 45 = 326.25 \text{ mm}^2</math></p> $\sigma = \frac{F}{A_1 + A_2} = \frac{40000}{2 \cdot 7.25 \cdot 45} = 61.3 \text{ N/mm}^2$ <p><b>Materiale:</b> S355JR, <math>\sigma_{SN} = 345 \text{ N/mm}^2</math></p>	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 61.3 < 345 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$	

Tabella 22 - Verifica dell'attacco della pinza.

## 4.12.1. Calcolo della pinza

## Verifica ad attrito

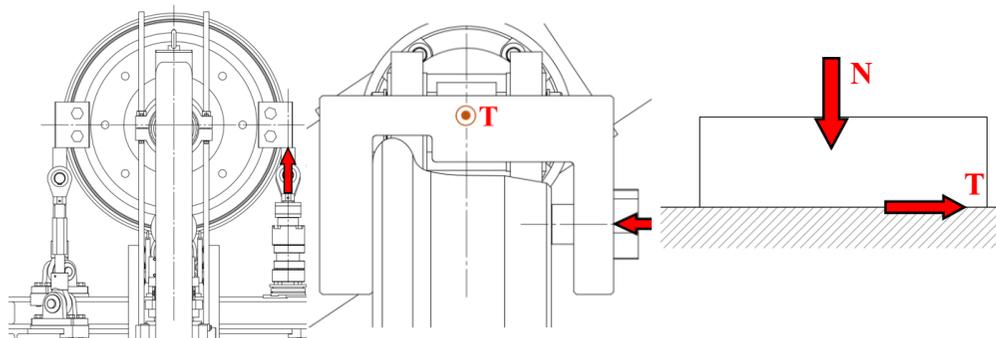


Figura 83 – Schematizzazione dei carichi agenti sulla pinza.

Forza tangenziale,  $X = T = 40 \text{ kN}$

Si assume un coefficiente di attrito,  $f = 0.3$

$$T \geq fN \rightarrow N \geq \frac{T}{f} \rightarrow N \geq \frac{40000}{0.3} \rightarrow N \geq 133333 \text{ N} \rightarrow \text{Forza normale: } N = 135 \text{ kN}$$

Si decide di utilizzare due viti, per cui la forza agente su ognuna di esse è pari a 67.5 kN.

Si sceglie la classe di resistenza 8.8, che ha una resistenza a snervamento pari a  $\sigma_{SN} = 640 \text{ N/mm}^2$

$$A \geq \frac{N}{2} \rightarrow A \geq \frac{67500}{640} \rightarrow A \geq 105.5 \text{ mm}^2$$

Si sceglie la filettatura M30x2 che ha una sezione di nocciolo pari a 596 mm<sup>2</sup>.

Tensione sulla vite:  $\sigma = \frac{N}{A} = \frac{135000}{596} = 226.5 \text{ N/mm}^2 \rightarrow 226.5 < 640 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$

Verifica della sezione A	
$M_{fA} = F \cdot 67$ $= 9045 \text{ kNmm}$ $W_f = \frac{bh^2}{6} = \frac{200 \cdot 40^2}{6}$ $= 53333.3 \text{ mm}^3$ $\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 169.6 \text{ N/mm}^2$	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 169.6 < 345 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$	

Tabella 23 - Verifica della sezione

4.12.2. Caratteristiche del modello

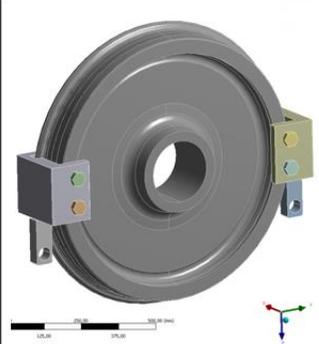
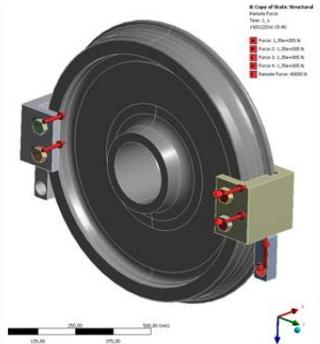
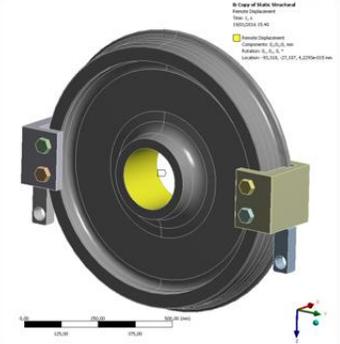
			
<b>Nodi</b>	<b>Elementi</b>	<b>Carichi</b>	<b>Vincoli</b>
67802	42186	Forza di 40 kN, diretta secondo l'asse z, verso ascendente. Applicata nel foro dell'attacco della pinza Forze di 135 kN, dirette secondo l'asse x, applicata sulle viti	Remote displacement applicato al centro della ruota: sono bloccati tutti i movimenti

Tabella 24 – Caratteristiche della griglia di calcolo, carichi e vincoli.

4.12.3. Tensione equivalente di Von-Mises

Nelle figure seguenti la tensione è stata sogliata al valore di snervamento del materiale.

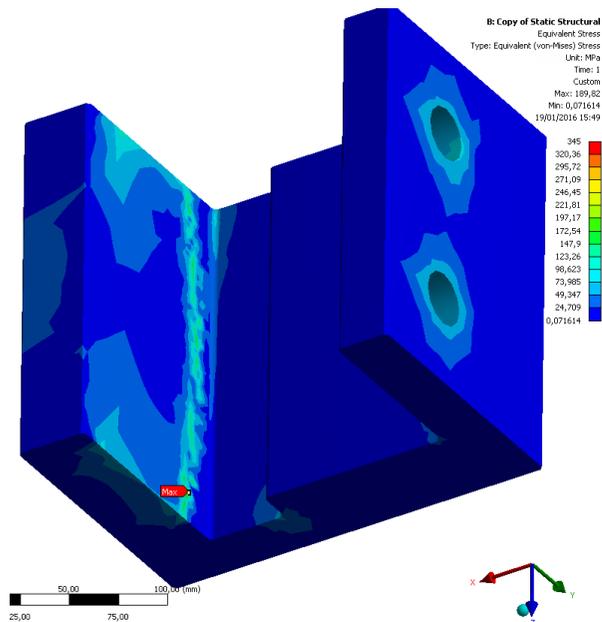


Figura 84 – Andamento delle tensioni di Von Mises nella pinza.

Nella zona del raccordo, di raggio 3 mm, la tensione equivalente di Von-Mises è minore della tensione di snervamento del materiale.

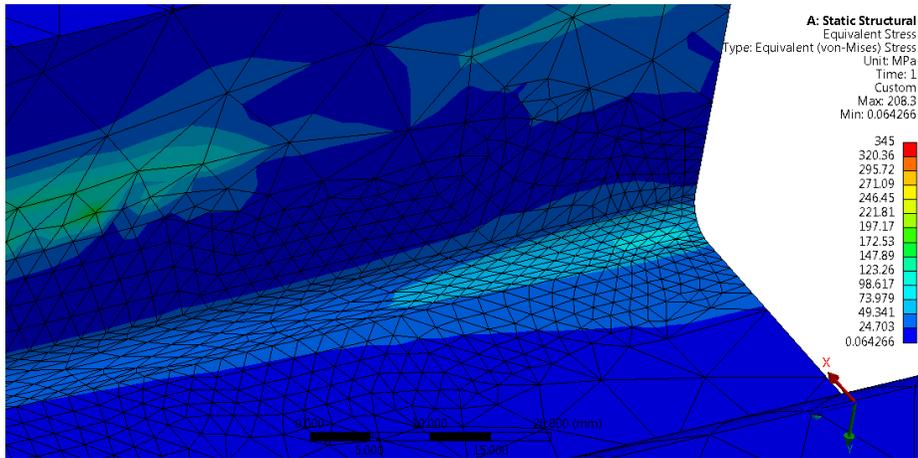


Figura 85 - Andamento delle tensioni nel raccordo.

#### 4.12.4. Attuatore oleodinamico

Carico richiesto,  $X=40$  kN

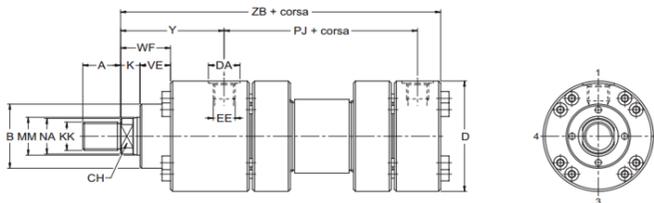
Pressione massima di lavoro,  $p=300$  bar=30 MPa

Alesaggio minimo:

$A \geq \frac{Q}{p} \rightarrow A \geq \frac{40000}{30} \rightarrow A \geq 1333.4 \text{ mm}^2$  ( $13.3 \text{ cm}^2$ ) a ciò corrisponde un diametro minimo pari a

$$d \geq \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \rightarrow d \geq 41.2 \text{ mm}$$

Si sceglie il cilindro di CMB cilindri, modello 09080N0001C00/P11, le cui caratteristiche prestazionali sono riportate nelle tabelle sottostanti.



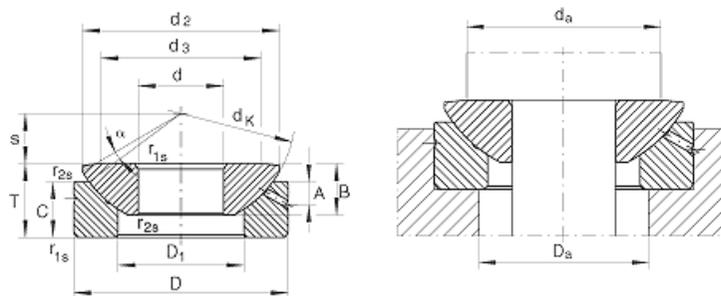
Ales. MM Ø	MM Ø	A	B <sup>16</sup> Ø	CH	D <sub>max</sub> Ø	EE (BSP)	DA Ø	KK (Metric)	NA Ø	K	VE	WF	Y	PJ	ZB <sub>max</sub>
50	32	36	63	28	105	1/2"	30	M27x2	31	18	29	47	98	120	244
	36			32					35						
63	40	45	75	34	122	3/4"	37	M33x2	38	21	32	53	112	133	274
	45			36					43						
80	50	56	90	43	145	3/4"	37	M42x2	48	24	36	60	120	155	305
	56			46					54						
100	63	63	110	53	175	1"	47	M48x2	60	27	41	68	134	171	340
	70			60					67						

Forza massima [kN]	40
Alesaggio [mm]	80
Area [cm <sup>2</sup> ]	50.27
Pressione massima indicata dal costruttore [bar]	320
Pressione massima del circuito [bar]	300
Forza alla pressione massima del circuito [kN]	160.8
Pressione di esercizio con forza massima [bar]	79.6

<b>Verifica</b>	$p_{@40 \text{ kN}} < p_{\text{max}}$	$79.6 < 300$	soddisfatta
-----------------	---------------------------------------	--------------	-------------

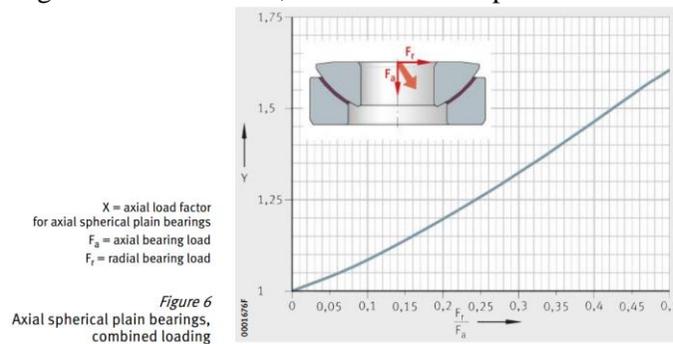
#### 4.12.5. Snodo sferico assiale

Si sceglie uno snodo sferico FAG GE60-AX, da posizionare sotto l'attuatore.



#### 4.12.6. Verifica dello snodo sferico assiale

La verifica richiede che il coefficiente di sicurezza, determinato dal rapporto fra il coefficiente di carico statico  $C_0$  ed il carico equivalente  $P_0$ , sia minore del valore indicativo consigliato dal costruttore, in funzione del tipo di esercizio.



$$P_0 = YF_{a0}$$

Poiché il carico radiale  $F_r$  è nullo, dal diagramma si ricava che  $Y=1$

Di conseguenza  $P_0 = YF_{a0} = 40 \text{ kN}$

<b>Snodo sferico assiale FAG GE60-AX</b>		
Carico assiale statico	$F_{a0}$	40 kN
Coefficiente di carico statico	$C_{0a}$	3670 kN
Carico statico equivalente sul cuscinetto	$P_0=F_a$	40 kN
Fattore di sicurezza statico consigliato	$s_0$	1

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{3670}{40} = 91.75 > 1 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

## 4.13. Tirante fisso

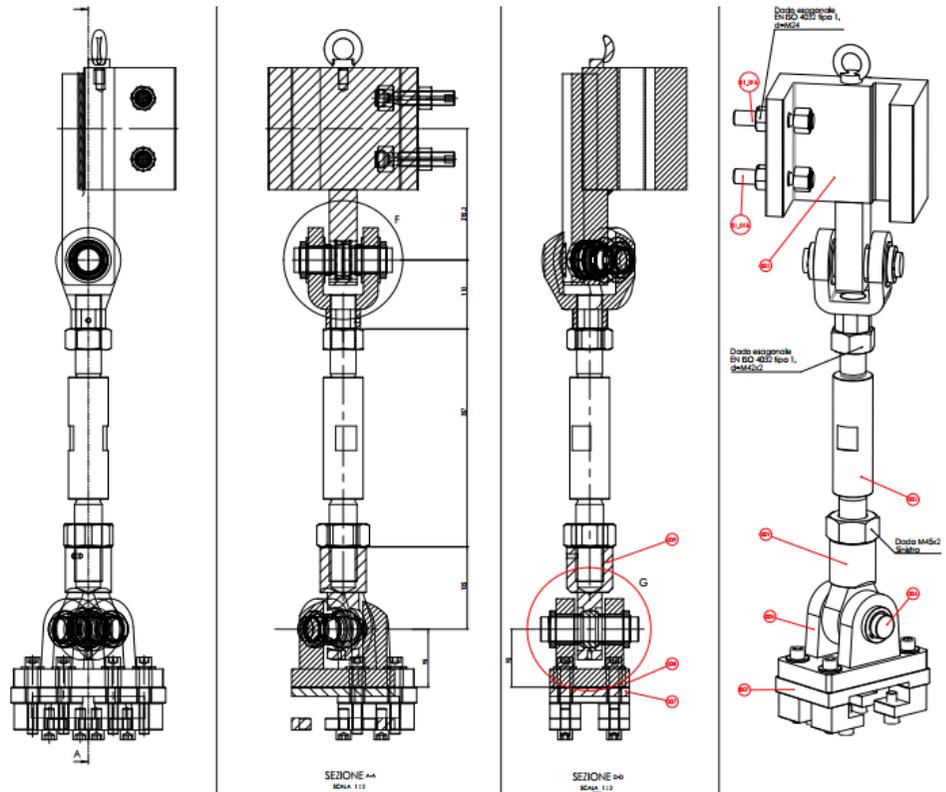


Figura 86 – Vista laterale (sinistra). Sezioni longitudinali (centro). Vista assonometrica (destra). Tratte dal complessivo.

I tiranti fissi (09\_02 destri e sinistri) vincolano la sala sul banco quando viene sollecitata a torsione attraverso il tirante mobile (09\_01).

Essi sono sollecitati a sforzo normale (trazione e compressione, a seconda del montaggio rispetto al telaio supplementare) e sono costituiti da un perno con le estremità filettate. In tal modo è possibile regolare l'altezza di ciascun sottogruppo a seconda del diametro delle ruote della sala da calibrare. All'estremità superiore è collegata una forcina che garantisce il collegamento con la pinza dedicata al serraggio della ruota

Dal punto di vista costruttivo i tre tiranti fissi sono costituiti dai medesimi componenti.

<b>Caso di carico: trazione 40 kN</b>	
<p><b>Verifica a flessione del perno superiore</b></p> $V_A = V_B = 20000 \text{ N}$ $M_f = \frac{Xl}{4} = 900000 \text{ Nmm}$ $W_f = \frac{\pi}{32} d^3 = 8946 \text{ mm}^3$ $\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 100.6 \text{ N/mm}^2$ <p>Materiale: S355JR, <math>\sigma_{SN} = 345 \text{ N/mm}^2</math></p>	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 100.6 < 345 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$	

<b>Verifica a trazione della forcella con perno</b>	
<p>Componente commerciale CMB 020500700004</p> $A_1 = 819.6 \text{ mm}^2$ $\sigma = \frac{X}{4 \cdot A_1} = 12.2 \text{ N/mm}^2$ <p><b>Materiale:</b> S355J2</p> $\sigma_{SN} = 345 \text{ N/mm}^2 \text{ per } 16 < d \leq 40 \text{ mm}$	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 12.2 < 345 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$	

<b>Verifica a flessione del perno inferiore</b>	
<p><b>Calcolo delle forze vincolari</b></p> $V_A = V_B = 20000 \text{ N}$ $M_f = \frac{Xl}{4} = 800000 \text{ Nmm}$ $W_f = \frac{\pi}{32} d^3 = 6283 \text{ mm}^3$ $\sigma = \frac{M_f}{W_f} = 127 \text{ N/mm}^2$ <p><b>Materiale:</b> S355JR, <math>\sigma_{SN} = 345 \text{ N/mm}^2</math></p>	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 127 < 345 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$	

<b>Verifica a trazione della controcerniera femmina diritta</b>	
Componente commerciale CMB 0205039000050	
<p><b>Calcolo delle forze vincolari</b></p> $A_1 = 754.2 \text{ mm}^2$ $\sigma = \frac{X}{4 \cdot A_1} = 13.3 \text{ N/mm}^2$ <p><b>Materiale:</b> GJS500</p> $\sigma_{SN} = 320 \text{ N/mm}^2 \text{ per } 20 < d \leq 60 \text{ mm}$	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 13.3 < 320 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$	

<b>Verifica a trazione dell'occhiello stelo con nodo</b>	
<p>Componente commerciale CMB 0603080606</p> <p><math>A_1 = 697.8 \text{ mm}^2</math></p> <p><math>\sigma = \frac{X}{2 \cdot A_1} = 28.7 \text{ N/mm}^2</math></p> <p><b>Materiale:</b> C45</p> <p><math>\sigma_{SN} = 430 \text{ N/mm}^2</math> per <math>16 &lt; d \leq 40 \text{ mm}</math></p>	
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 28.7 < 430 \rightarrow$ <i>verifica soddisfatta</i>	

### Verifica a sforzo normale del tirante

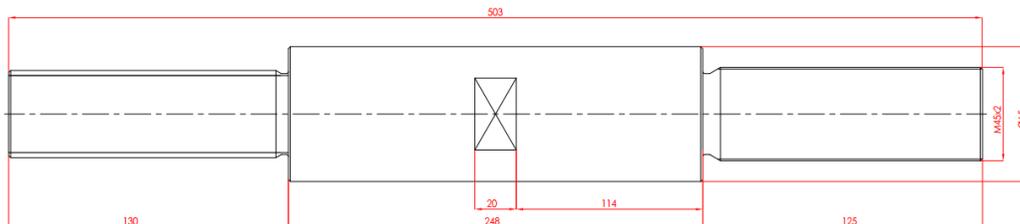


Figura 87 – Disegno del tirante.

<b>Trazione</b>	<b>Carico di punta</b>
<p>Si considera l'area minore, ovvero quella resistente della filettatura.</p> <p><math>A_r = 1120 \text{ mm}^2</math></p> <p><math>F = 40 \text{ kN}</math></p>	<p>Per il calcolo della lunghezza libera di inflessione si considera il caso della trave incernierata agli estremi.</p> <p><math>l_0 = l = 503 \text{ mm}</math></p> <p><math>d_R = \sqrt{\frac{4A_r}{\pi}} = 37.7 \text{ mm}</math></p>

Materiale: S355JR, $\sigma_{SN} = 345$ $\text{N/mm}^2$ $\sigma = \frac{F}{A_r} = 35.7 \text{ N/mm}^2$	$I_{min} = \frac{\pi}{64} d^4 = 99159.7 \text{ mm}^4$ $P_{CR} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{l_0^2} = 800699 \text{ N}$
$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 35.7 < 345$ <i>verifica soddisfatta</i>	$F < P_{CR} \rightarrow 40000 < 800699$ <i>verifica soddisfatta</i>

#### 4.13.1. Verifica statica delle saldature

Il metodo è illustrato nel § 4.5.3.3 di [41]. Si considera reagente l'area di gola di un cordone di saldatura ma non la sua inclinazione rispetto alle azioni esterne.

Metodo semplificato per il calcolo della resistenza di progetto di saldature a cordone d'angolo

- (1) In alternativa al punto 4.5.3.2, la resistenza di progetto di una saldatura a cordone d'angolo può considerarsi adeguata se in ogni punto della sua lunghezza la risultante di tutte le forze per unità di lunghezza trasmesse dalla saldatura soddisfa il seguente criterio:

$$F_{w,Ed} \leq F_{w,Rd} \quad (4.2)$$

dove:

$F_{w,Ed}$  è il valore di progetto della forza per unità di lunghezza agente sulla saldatura;  
 $F_{w,Rd}$  è la resistenza di progetto della saldatura per unità di lunghezza.

- (2) Indipendentemente dall'orientamento della forza rispetto al piano della sezione di gola della saldatura, si raccomanda che la resistenza di progetto per unità di lunghezza  $F_{w,Rd}$  sia determinata mediante la seguente relazione:

$$F_{w,Rd} \leq f_{vw,d} a \quad (4.3)$$

dove:

$f_{vw,d}$  è la tensione resistente di progetto a taglio della saldatura.

- (3) Si raccomanda che la tensione resistente a taglio di progetto della saldatura  $f_{vw,d}$  sia determinata attraverso la seguente relazione:

$$f_{vw,d} = \frac{f_u / \sqrt{3}}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (4.4)$$

dove:

$f_u$  e  $\beta_w$  sono definiti nel punto 4.5.3.2(6).

Figura 88 – Estratto del §4.5.3.3 di [41].

Saldatura fra pinza ed attacco pinza. Dimensione del cordone pari a 10 mm.

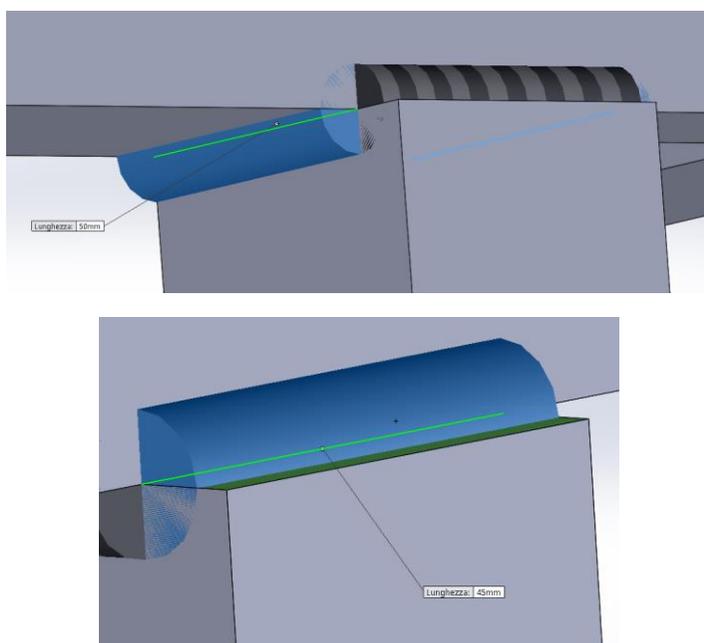
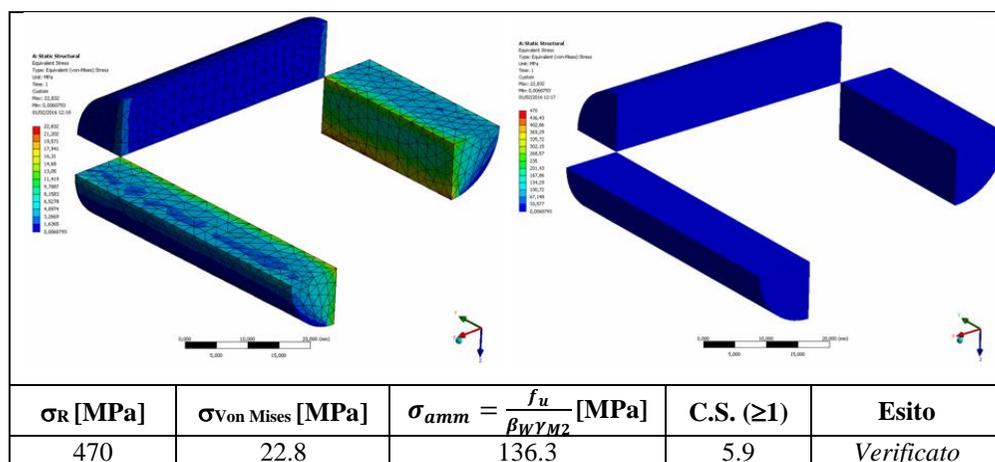


Figura 89 - Cordoni di saldatura fra la pinza ed il suo attacco.

$$F_{w,Ed} = \frac{X}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{40000}{50 + 30 + 45} = 320 \frac{N}{mm}$$

$$F_{w,Rd} = \frac{f_u \cdot a}{\sqrt{3} \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}} = \frac{470 \cdot 7.1 \cdot 3}{\sqrt{3} \cdot 0.9 \cdot 1.25} = 5137.6 \frac{N}{mm}$$

$$F_{w,Ed} < F_{w,Rd} \rightarrow 320 < 5137.6 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$



### 4.13.2. Verifica statica del collegamento bullonato

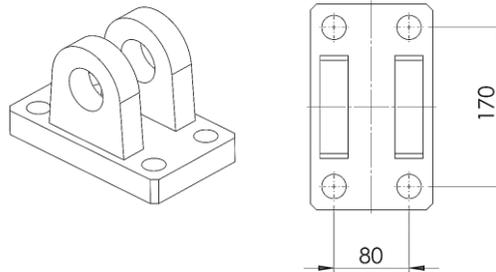


Figura 90 - Geometria della controcerniera inferiore.

La controcerniera è avvitata sul cursore mediante 4 viti M24. La sezione resistente  $A_r$  è pari a  $353 \text{ mm}^2$  secondo UNI 4536.

Scegliendo la classe di resistenza 8.8, la resistenza a snervamento è  $f_{yb} = 640 \text{ N/mm}^2$ .

prospetto 3.1 Valori nominali della resistenza allo snervamento  $f_{yb}$  e della resistenza ultima a trazione  $f_{ub}$  per i bulloni

Classe del bullone	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
$f_{yb}$ (N/mm <sup>2</sup> )	240	320	300	400	480	640	900
$f_{ub}$ (N/mm <sup>2</sup> )	400	400	500	500	600	800	1 000

$$X = 40000 \text{ N}$$

$$\text{Forza di trazione agente su ogni vite } N = \frac{40000}{4} = 10000 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{N}{A_r} = \frac{10000}{353} = 2.83 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma < f_{yb} \rightarrow 2.83 < 640 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

prospetto 3.2 Categorie di connessioni bullonate

Categoria	Criteri	Osservazioni
<b>Connessioni a taglio</b>		
A A contatto	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Non è richiesto precarico. Possono essere usati bulloni di classe dalla 4.6 alla 10.9.
B Ad attrito in condizioni di esercizio	$F_{v,Ed,ser} \leq F_{t,Rd,ser}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{t,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per la resistenza allo scorrimento in condizioni di esercizio vedere punto 3.9.
C Ad attrito in condizioni ultime	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq N_{rel,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per la resistenza allo scorrimento in condizioni ultime vedere punto 3.9. Per $N_{rel,Rd}$ vedere punto 3.4.1(1) c).
<b>Connessioni a trazione</b>		
D Non-precaricata	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Non è richiesto precarico. Possono essere usati bulloni di classe dalla 4.6 alla 10.9. Per $B_{p,Rd}$ vedere prospetto 3.4.
E Precaricata	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Si raccomanda di usare bulloni precaricati di classe 8.8 o 10.9. Per $B_{p,Rd}$ vedere prospetto 3.4.
<small>Si raccomanda che la forza di progetto a trazione <math>F_{t,Ed}</math> tenga conto di tutti i contributi derivanti da azioni di contatto, vedere punto 3.11. Si raccomanda che i bulloni soggetti sia a taglio che a trazione soddisfino i criteri forniti nel prospetto 3.4.</small>		

$$F_{t,Ed} = X/4 = 10000 \text{ N}$$

$$\begin{cases} F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd} \\ F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd} \end{cases}$$

Resistenza a trazione:

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0.9 \cdot 800 \cdot 353}{1.25} = 203328 \text{ N}$$

**Resistenza al punzonamento:**

$$B_{p,Rd} = \frac{0.6 \pi d_m t_p f_u}{\gamma_{M2}} = \frac{0.6 \cdot \pi \cdot 10 \cdot 30 \cdot 470}{1.25} = 510925 \text{ N}$$

$$\begin{cases} F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd} \\ F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} 10000 \text{ N} < 203328 \text{ N} \\ 10000 \text{ N} < 510925 \text{ N} \end{cases} \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

#### 4.14. Telaio dell'unità forza longitudinale

Il gruppo costituisce un telaio secondario, vincolato mediante apposita base a quello principale, il cui compito è reagire le forze che si sviluppano coi gruppi tiranti fissi e mobil come riportato nella figura sottostante.

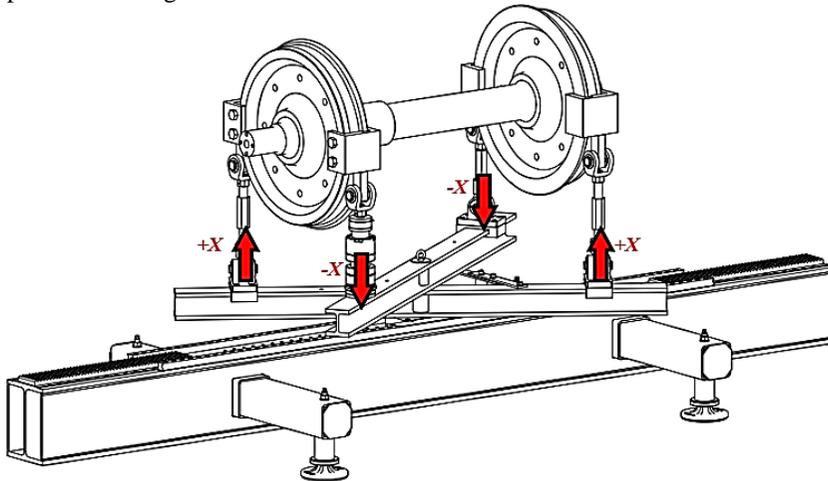


Figura 91 - Rappresentazione semplificata della posizione dei tiranti fissi e mobile rispetto al telaio principale e a quello supplementare.

È costituito da due profilati HEM120 lunghi 2500 mm incernierati in mezziera. I profilati presentano un foro verticale passante al cui interno è inserito un tubo. Nel tubo è presente un perno avente un'estremità conica che serve a garantire il centraggio rispetto al corrispondente foro conico della base e l'accoppiamento è garantito da un accoppiamento filettato.

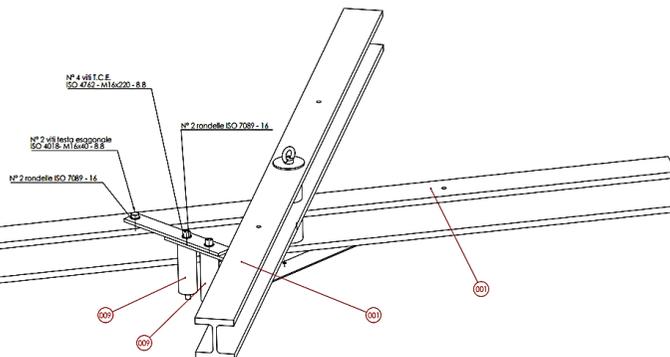
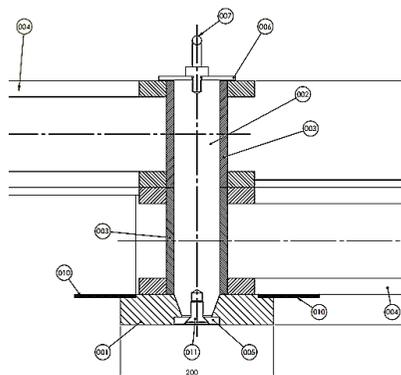


Figura 92 - Vista assonometrica del telaio dell'unità forza longitudinale.

Nell'altra estremità del perno è ricavato un foro filettato in cui si avvita un golfare che serve a facilitare lo spostamento dell'unità dopo l'assemblaggio.

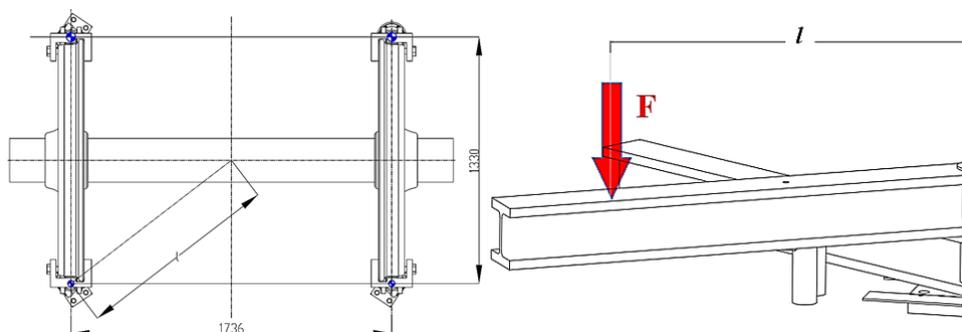


**Figura 93 - Sezione trasversale del telaio. Estratto dal complessivo**

Il collegamento con i tiranti è realizzato mediante quattro cursori che mediante un accoppiamento prismatico traslano sulle superfici superiori dei profilati, rendendo possibile la regolazione della posizione in funzione dello scartamento della sala.

#### 4.14.1. Caso di carico

È stato considerato il caso in cui si installi sul banco una sala avente uno scartamento pari a 1734 mm e diametro delle ruote pari a 1250 mm. Le distanze fra gli assi verticali dei tiranti fissi e mobili sono mostrate nel disegno sottostante, assieme alla lunghezza  $l$  utilizzata per la verifica a flessione del profilato HEM120.



**Figura 94 - Dimensioni utilizzate nella verifica del profilato (sinistra). Schema di applicazione del carico (destra).**

#### 4.14.2. Verifica a flessione del profilato HEM120

lunghezza,  $l = 1100$  mm

forza,  $F = 40$  kN

momento flettente,  $M_f = 44000$  kNmm

modulo di resistenza a flessione,  $W_f = 288000$  mm<sup>3</sup>

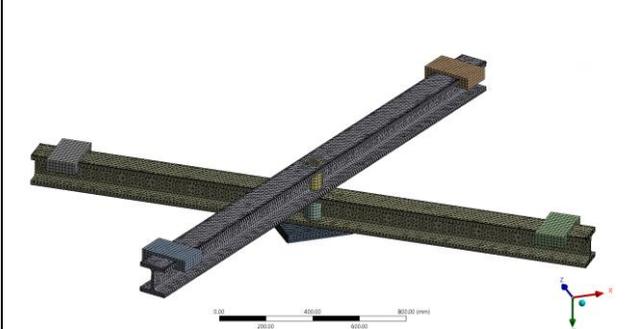
tensione,  $\sigma = M_f / W_f = 44'000'000 / 288'000 = 153.7$  N/mm<sup>2</sup>

materiale: S355JR,  $\sigma_{SN} = 345 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma < \sigma_{SN} \rightarrow 153.7 < 345 \rightarrow \text{verifica soddisfatta}$$

$$\text{Freccia nel punto di applicazione del carico: } f = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{40000 \cdot 1100^3}{3 \cdot 210000 \cdot 20180000} = 4.2 \text{ mm}$$

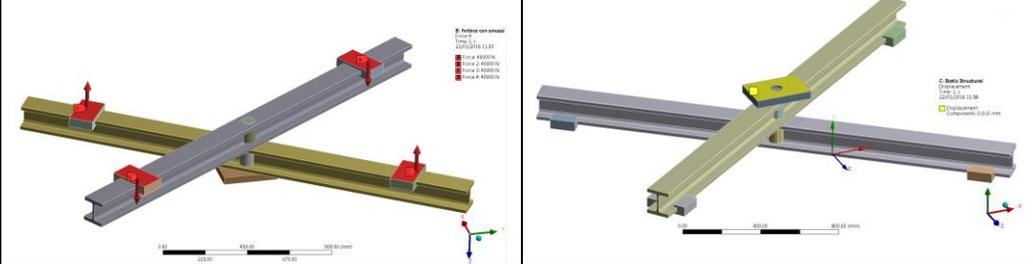
#### 4.14.3. Caratteristiche del modello



Nodi	Elementi
228161	127889

Tabella 25 - Griglia di calcolo.

#### 4.14.4. Condizioni al contorno: carichi e vincoli



Carichi	Vincoli
Applicati sulle superfici dei cursori	Sono impediti le traslazioni dei nodi appartenenti alla superficie evidenziate in giallo

Tabella 26 - Carichi e vincoli applicati al modello.

#### 4.14.5. Tensione equivalente di Von-Mises

Nelle figure seguenti la tensione è stata sogliata al valore di snervamento del materiale.

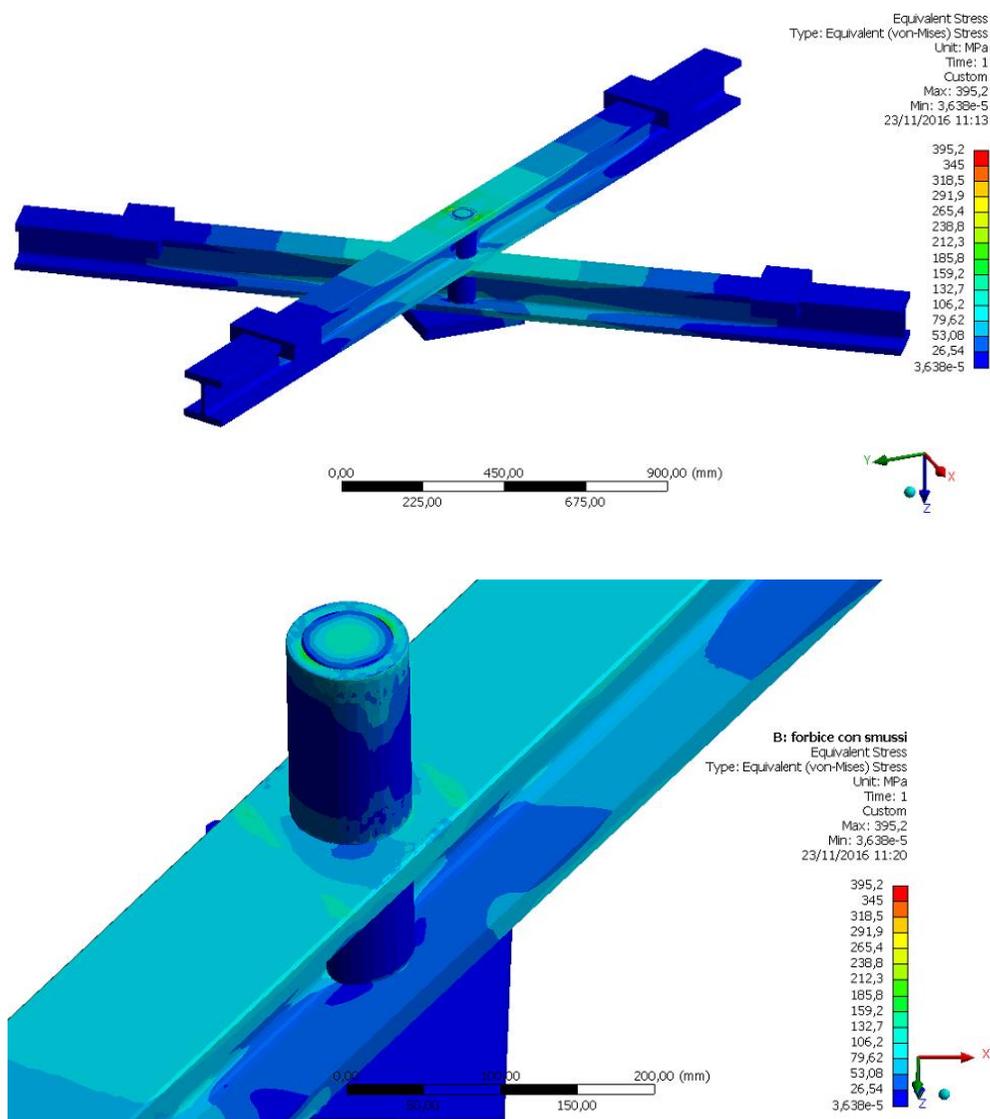
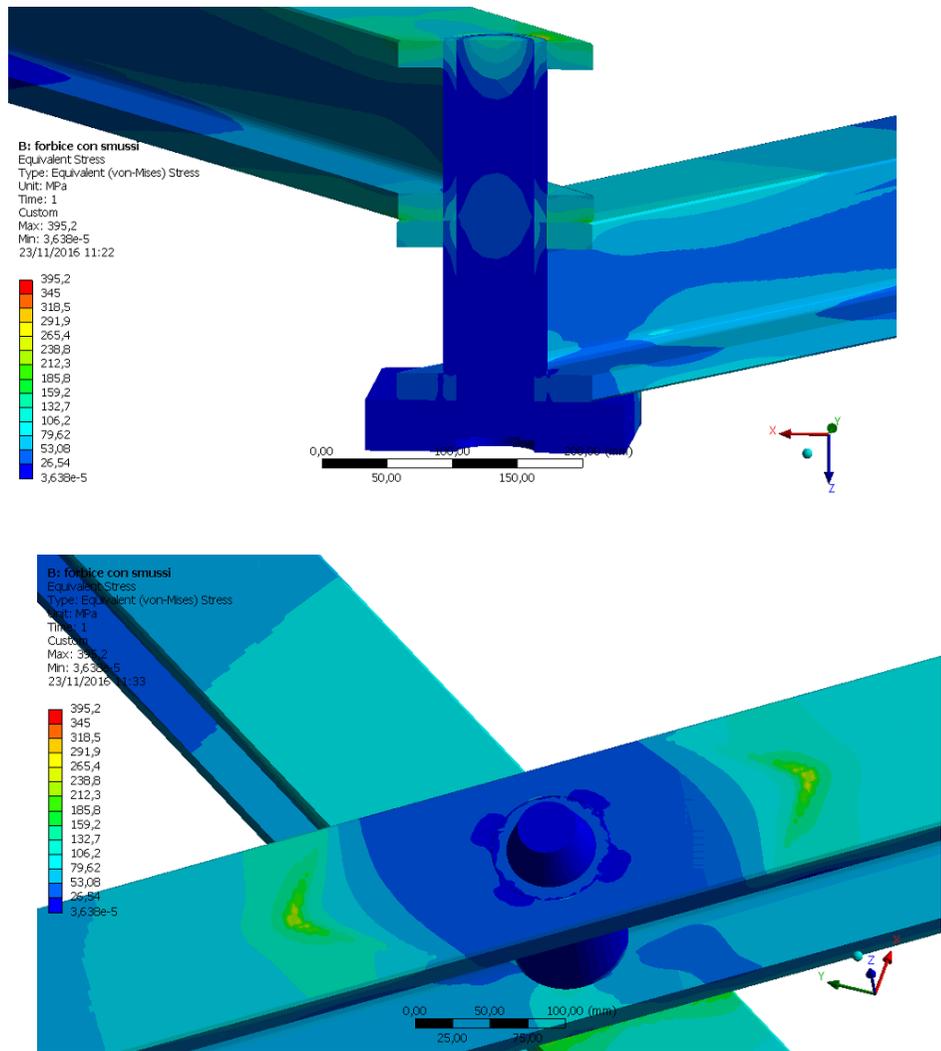


Figura 95 - Alto: Andamento delle tensioni di Von Mises nel telaio. Basso: vista assometrica, trave inferiore.



**Figura 96** – Alto: sezione longitudinale. Basso: tensioni nelle superfici superiori della trave che giace sulla piattaforma che si fissa sul telaio principale.

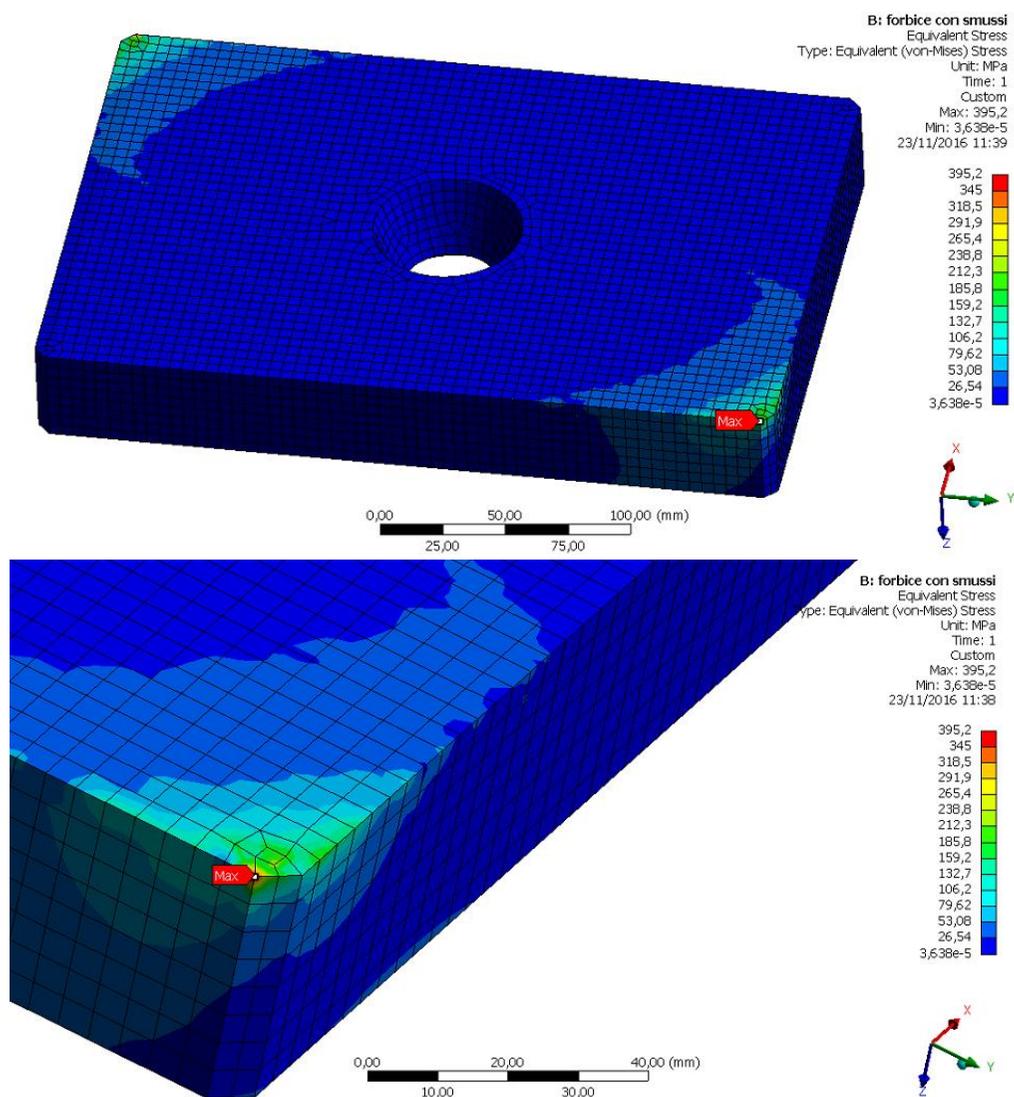


Figura 97 – Alto: piastra su cui poggiano le travi HEM120. Basso: ingrandimento del nodo in cui la tensione equivalente supera quella di snervamento del materiale. Tale superamento si manifesta in un nodo localizzato in prossimità del vertice della piattaforma su cui si posiziona la trave inferiore (trattasi di un effetto di bordo).

## 4.14.6. Spostamento

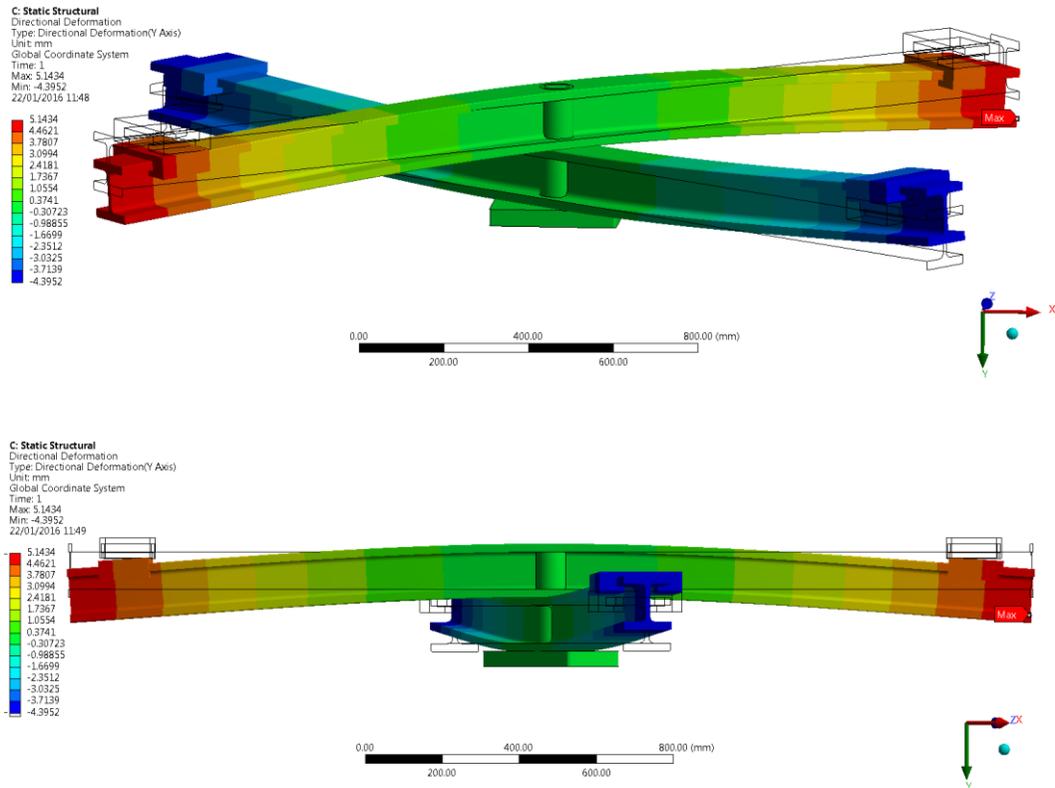


Figura 98 – Andamento dello spostamento verticale del telaio.

#### 4.14.7. Verifica statica delle saldature

Saldatura fra il profilato HEM120 ed il tubo. Dimensione del cordone pari a 10 mm.

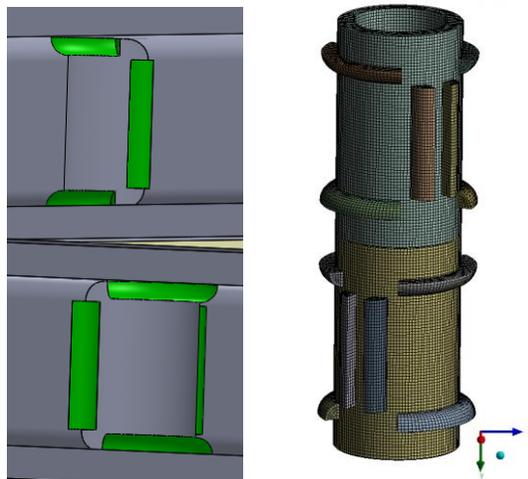
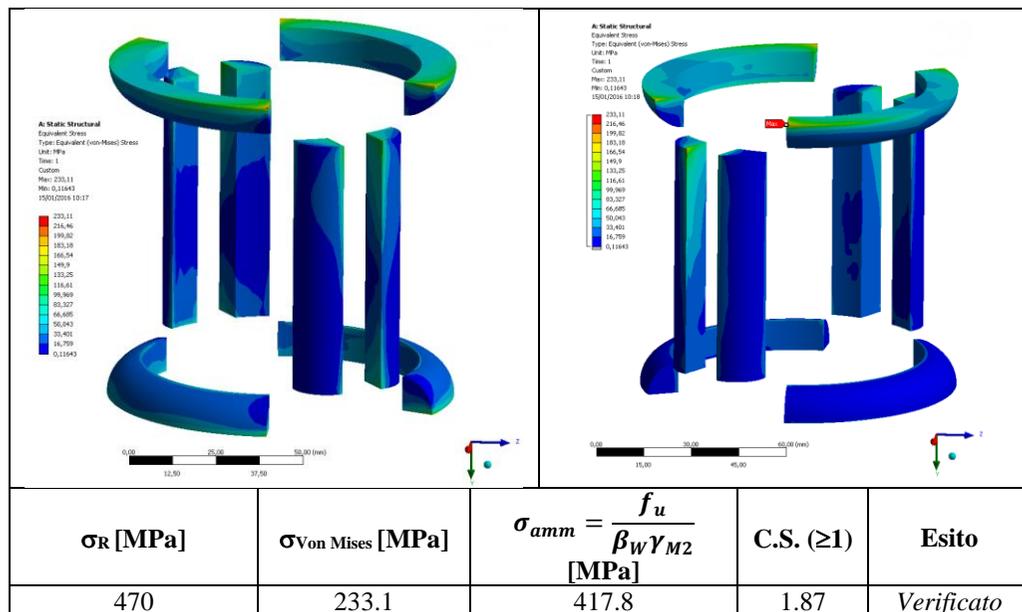


Figura 99 - Ingrandimento della zona saldata (sinistra). Modellazione dei cordoni, in cui sono state "sospese" le visualizzazioni dei componenti adiacenti.



## Appendice

Nel presente capitolo si analizza la procedura di taratura con cui si intende procedere alla stima delle forze al contatto ruota-rotai. Si basa su misure estensimetriche di deformazione della sala montata, utilizzando il banco prova descritto nei capitoli precedenti.

Il punto di partenza è il sistema di forze agenti sulla sala: come si vede in figura 99, su di essa agiscono tre componenti per ruota ( $Q$ ,  $Y$ ,  $X$ ) e le forze vincolari che si scaricano sui fuselli. In aggiunta va tenuta in considerazione la variazione della posizione del punto di contatto sulla tavola di rotolamento.

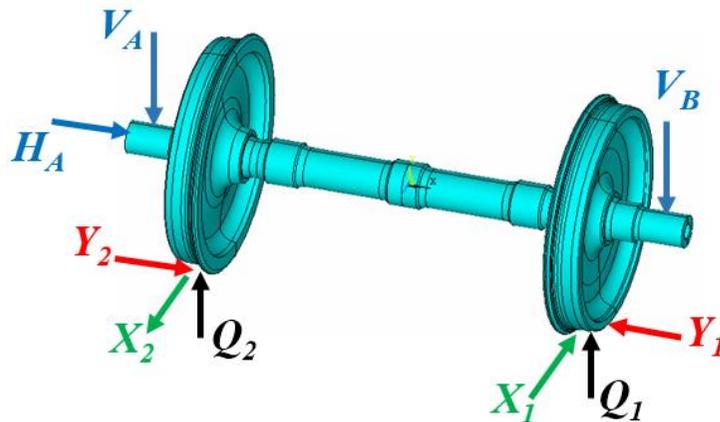


Figura 100 - Forze agenti su una sala montata.

Le incognite del problema risultano essere undici e la loro determinazione richiede la scrittura di altrettante equazioni affinché tale sistema sia determinato.

Tuttavia è opportuno introdurre alcune ipotesi semplificative quali:

- vale il principio di sovrapposizione degli effetti, poiché le deformazioni sono piccole ed il materiale è elastico lineare;
- si trascurano le forze di frenatura;

- dato il loro scarso interesse pratico, si trascurano le deformazioni circonferenziali nell'analisi dello stato di deformazione della cartella della ruota;
- si trascurano al momento gli effetti termici e centrifughi.

Tramite le condizioni di vincolo che si realizzano sul banco testé progettato non è necessario stimare le forze vincolari  $H_A$ ,  $V_A$  e  $V_B$ .

La prosecuzione dell'analisi del sistema di forze agenti consiste nel separare il contributo dell'assile da quello delle ruote. Per l'assile conviene scomporre la natura tridimensionale della sollecitazione agente (e conseguentemente la deformazione associata) in due problemi monodimensionali, proiettando le forze su due piani mutuamente ortogonali per poter valutare l'effetto della flessione.

Lo studio della deformazione dell'assile può essere effettuato, in prima istanza, ricorrendo alla teoria di De Saint Venant: mediante le relazioni riferite a solidi cilindrici (sia pieni che cavi, a seconda della tipologia di assile che si presenta) e note le deformazioni in alcune sezioni scelte in maniera opportuna, è possibile risalire alla distribuzione del momento flettente nei due piani.

Tuttavia tale approccio, come già accennato al §1.5, cade in difetto in presenza di discontinuità locali (raccordi, spallamenti, ...) poiché non riesce a quantificare l'effetto della sovrassollecitazione indotto da esse.

In tal caso, al fine di stimare in maniera più accurata tale aspetto, è necessario ricorrere a caratterizzazioni sperimentali oppure aumentare il grado di accuratezza delle analisi agli elementi finiti.

Per quanto concerne lo stato di deformazione della ruota il suo contributo risulta altrettanto necessario per la determinazione del sistema di forze di cui sopra. Va puntualizzato che in questo caso la teoria di De Saint Venant risulta essere difficilmente applicabile data la complessa geometria della cartella, specifica per ogni ruota come si può osservare negli esempi illustrati in figura 100, che influenza in maniera assai marcata il corrispondente campo di deformazione.

La valutazione del campo di deformazioni radiali della cartella è stato effettuato numericamente tramite analisi agli elementi finiti, con l'obiettivo di individuare le zone più adatte per il posizionamento degli estensimetri.

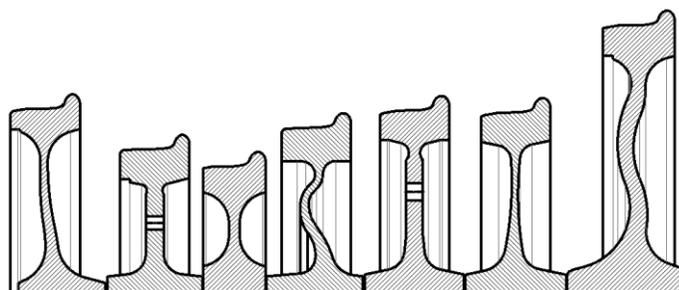


Figura 101 – Differenti geometrie della cartella per ruote ferroviarie

La procedura, correntemente in fase di sviluppo, contempla l'applicazione dei ponti estensimetrici sia sull'assile che sulla ruota, dato che questa disposizione in virtù anche

dell'analisi dello stato dell'arte, risulta essere quella che massimizza le proprietà di completezza, immediatezza, applicabilità, ecc (§1.4.1).

La calibrazione viene effettuata sollecitando la sala con diverse combinazioni di carico in differenti posizioni del punto di contatto e nell'acquisizione dei valori di deformazione forniti dagli estensimetri applicati sulle ruote e sull'assile. Successivamente si va a determinare la relazione matriciale fra le forze al contatto (nel nostro caso quelle applicate mediante i cinque attuatori) e le deformazioni, ovvero le uscite dei ponti estensimetrici.

A livello di formalismo matematico si può riassumere in:

$$\underline{F} = [A]\underline{\varepsilon}$$

dove:

$\underline{F}$  è il vettore delle forze applicate

$[A]$  è la matrice dei coefficienti

$\underline{\varepsilon}$  è il vettore delle deformazioni

L'equazione matriciale esprime in forma compatta un sistema di  $n$  equazioni in  $n$  incognite, dove  $n$  è la dimensione del problema. L'algebra lineare asserisce che tale sistema di equazioni risulta essere determinato se i vettori  $\underline{F}$ ,  $\underline{\varepsilon}$  hanno la medesima dimensione e conseguentemente la matrice  $[A]$  risulta essere quadrata, di dimensione  $n \times n$  ed invertibile sotto opportune condizioni.

La scrittura diretta delle equazioni richiederebbe di scegliere tante sezioni di misura quante sono le incognite del problema, in questo caso otto (rimozione di  $H_A$ ,  $V_A$  e  $V_B$ ).

Tuttavia, per rendere più robusta la stima dei coefficienti si ricorre all'incremento sia delle sezioni di misura, sia dei carichi di prova, reso possibile dal layout del banco.

Ovviamente le dimensioni dei vettori delle deformazioni e delle forze non aumenteranno di pari passo, per motivi imputabili all'economicità dell'allestimento della catena di misura, pertanto cambia la natura del sistema che diventa sovradeterminato e la matrice dei coefficienti rettangolare.

In tal caso il calcolo della matrice dei coefficienti viene effettuato mediante tecniche di regressione ai minimi quadrati, come la pseudoinversa di *Moore-Penrose*. La pseudoinversa di una matrice rettangolare è la generalizzazione della matrice inversa, si riportano brevemente alcune proprietà e caratteristiche.

La pseudoinversa (o inversa di *Moore-Penrose*) di una matrice  $\mathbf{A}$  è la matrice  $\mathbf{A}^+$  che soddisfa le seguenti proprietà:

- I  $\mathbf{A}\mathbf{A}^+\mathbf{A} = \mathbf{A}$
- II  $\mathbf{A}^+\mathbf{A}\mathbf{A}^+ = \mathbf{A}^+$
- III  $\mathbf{A}\mathbf{A}^+$  simmetrica
- IV  $\mathbf{A}^+\mathbf{A}$  simmetrica

La matrice  $\mathbf{A}^+$  è unica ed esiste sempre.

Costruzione della matrice pseudoinversa			
$\mathbf{A} \ n \times n$	$\text{rk}(\mathbf{A}) = n$	matrice quadrata	$\mathbf{A}^+ = \mathbf{A}^{-1}$
$\mathbf{A} \ n \times m$	$\text{rk}(\mathbf{A}) = n$	colonne linearmente indipendenti	$\mathbf{A}^+ = \mathbf{A}^T (\mathbf{A}\mathbf{A}^T)^{-1}$
$\mathbf{A} \ n \times m$	$\text{rk}(\mathbf{A}) = m$	righe linearmente indipendenti	$\mathbf{A}^+ = (\mathbf{A}^T \mathbf{A})^{-1} \mathbf{A}^T$

## Analisi numerica

In questa sede si è studiato il comportamento della sala portante dell'ETR500 (alta velocità), caratterizzata dalla presenza di tre dischi freno sull'assile e ruote monoblocco con cartella a sezione lievemente curva.

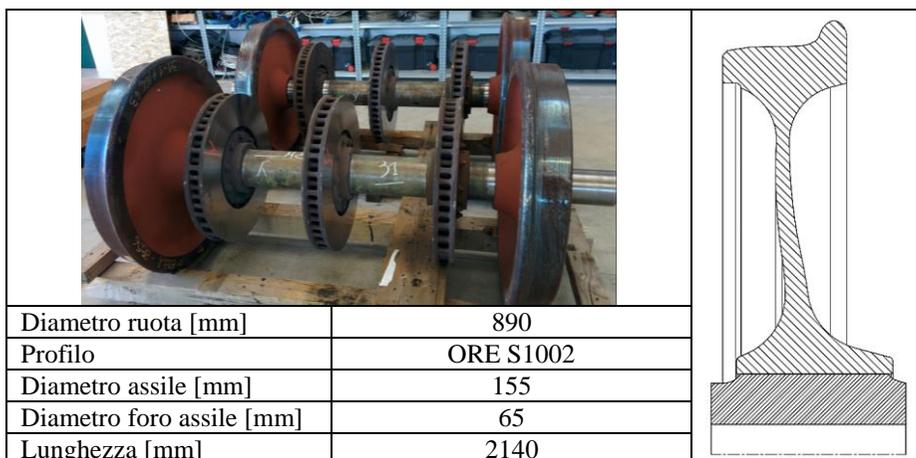


Tabella 27 - Caratteristiche geometriche e sezione della sala modellata.

Il modello della sala intera è vincolato opportunamente sui fuselli, mentre per ciascun caso di carico le forze sono state applicate nei nodi di interesse sulla tavola di rotolamento. In fase di preparazione sono state eseguite le opportune semplificazioni geometriche come ad esempio l'eliminazione del foro per l'iniezione di olio per lo scalettamento della ruota.

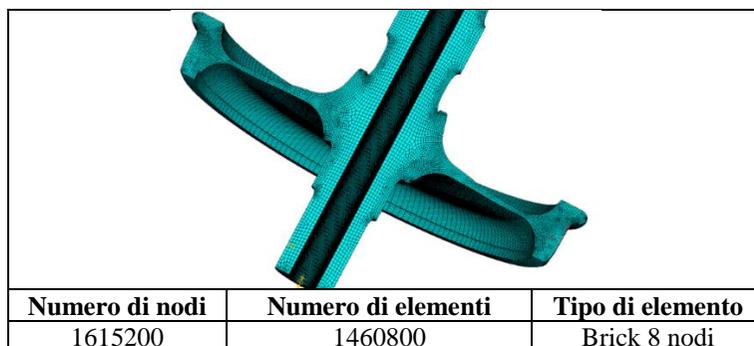


Tabella 28 – Caratteristiche del modello numerico della sala.

## Definizione del vettore dei carichi

La procedura di calibrazione inizia con la definizione di un piano di sequenze di carico da applicare alla sala: esso comprende sia la variazione del modulo delle componenti di forza, sia la variazione della posizione del loro punto di contatto. Al fine di realizzare un piano che

sia il più coerente possibile con le reali condizioni di marcia di una sala si sono prese a riferimento le tipologie di servizio indicate nella norma EN13979:

- condizione di carico  $c_1$ : marcia in rettilineo;
- condizione di carico  $c_2$ : marcia in curva;
- condizione di marcia  $c_3$ : passaggio sugli scambi

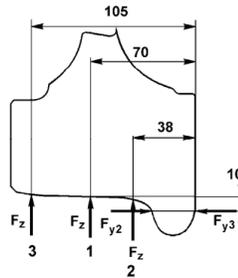


Figura 102 - Casi di carico della norma EN13979.

I valori dei carichi applicati sono esposti in Tabella 29.

	Livello alto	Livello basso
Carico verticale $Q$ [N]	133416	66708
Carico laterale $Y$ [N]	106732.8	53366.4

Tabella 29 – Livelli di carico utilizzati nella modellazione numerica della sala.

Combinando tali parametri sono stati definiti 63 casi di carico con cui sollecitare la sala e valutare i conseguenti stati di deformazione di ruote ed assile, necessari per l'individuazione delle sezioni di misura più adatte per la disposizione dei ponti estensimetrici.

	Posizione $c_1$ del punto di contatto													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$Q_1$	133416	133416	133416	133416	133416	133416	133416	66708	66708	66708	66708	66708	66708	66708
$Q_2$	133416	133416	133416	133416	133416	133416	133416	66708	66708	66708	66708	66708	66708	66708
$Y_1$	0	53366.4	106732.8	0	0	-53366.4	-106732.8	0	-53366.4	-106732.8	0	-106732.8	-53366.4	53366.4
$Y_2$	0	0	0	53366.4	106732.8	106732.8	106732.8	0	0	0	53366.4	106732.8	106732.8	53366.4
Nodo 1 dx	865376	865376	865376	865376	865376	865376	865376	865376	865376	865376	865376	865376	865376	865376
Nodo 2 sx	6713	6713	6713	6713	6713	6713	6713	6713	6713	6713	6713	6713	6713	6713

Tabella 30 – Estratto dei casi di carico applicati alla sala:  $Q_1$ ,  $Y_1$  si riferiscono alla ruota destra,  $Q_2$ ,  $Y_2$  alla ruota sinistra.

## Stato di deformazione della sala

La valutazione del campo di deformazione della sala in esame è proseguita con analisi separate per le ruote e per l'assile, data la loro differente risposta ai carichi agenti. Pertanto si è introdotto un sistema di riferimento cilindrico per la scomposizione delle deformazioni della ruota ed uno cartesiano per quelle dell'assile.

Tale scelta consente di facilitare, in sede sperimentale, la comparazione coi risultati sperimentali che saranno ottenuti in un secondo momento (alla data odierna non sono disponibili).

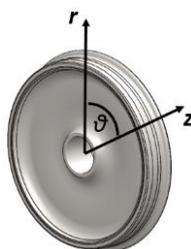


Figura 103 - Sistema di riferimento cilindrico adottato per l'analisi del campo di deformazione della ruota.

### Deformazione della cartella della ruota

Una nota preliminare riguarda l'esclusione della componente assiale di deformazione ( $\varepsilon_z$ ) per due motivi:

- la geometria della cartella, priva di fori;
- l'utilizzo di telemetrie per collegare i ponti estensimetrici con il sistema di acquisizione.

Questo aspetto, già oggetto di indagine in [24],[25] potrà essere valutato ed approfondito qualora si presentino sale con dischi freno montati sulla cartella.

Applicando il carico verticale ( $Q$ ) e laterale ( $Y$ ) in una particolare posizione angolare della sala, è possibile valutare l'andamento delle deformazioni radiali ( $\varepsilon_r$ ) e circonferenziali ( $\varepsilon_\theta$ ) in funzione del raggio.

A titolo rappresentativo si riportano nelle figure seguenti gli andamenti delle deformazioni radiali e circonferenziali, considerando i seguenti casi di carico:

	Caso c <sub>1</sub> - rettilineo			Caso c <sub>2</sub> - curva			Caso c <sub>3</sub> - scambio		
	LS1	LS4	LS5	LS15	LS18	LS19	LS29	LS32	LS33
$Q_{1DX}$ [N]	133416	133416	133416	133416	133416	133416	133416	133416	133416
$Q_{2SX}$ [N]	133416	133416	133416	133416	133416	133416	133416	133416	133416
$Y_{1DX}$ [N]	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$Y_{2SX}$ [N]	0	53366.4	106732.8	0	53366.4	106732.8	0	53366.4	106732.8

Tabella 31 – Casi di carico utilizzati per la valutazione dell'andamento della deformazione radiale.

Riferendosi alla figura 103 (per brevità si citano i casi relativi all'applicazione del solo carico verticale, ma il comportamento si estende anche alle situazioni in cui interviene anche la componente laterale  $Y$ ) si nota la maggiore intensità delle deformazioni radiali rispetto a quelle circonferenziali: aspetto di notevole importanza in termini di rapporto S/N più alto possibile. Conseguentemente giustifica l'assunzione fatta all'inizio del capitolo di trascurare l'acquisizione ed utilizzo della componente circonferenziale.

Un aspetto comune riguarda la maggiore intensità delle deformazioni indotte dal carico laterale rispetto a quelle indotte dal solo carico verticale (da figura 104 a figura 106), in quanto aumenta l'effetto della flessione che va ad aggiungersi al preesistente stato di compressione.

In figura 103 si può altresì osservare che nelle tre condizioni di marcia lo stato di deformazione è quello di una sollecitazione di compressione in cui la zona caratterizzata da valori più elevati è in prossimità del cerchione, ovvero la zona più vicina al punto in cui le forze al contatto sono scambiate; la variazione del minimo locale compreso fra 340 e 350 mm risente del momento del carico verticale rispetto al punto di contatto nominale posizionato a 70 mm dalla faccia interna della ruota.

Un'altra peculiarità osservabile dall'andamento delle deformazioni radiali è il contributo dato dalla componente laterale quando si somma a quella verticale: nelle figure da 107 a 109 i valori massimi si hanno sul raccordo della cartella in prossimità della portata di calettamento per poi decrescere man mano ci si avvicina al cerchione. I differenti valori sono determinati sia dall'entità del momento della componente verticale nei casi della curva ( $c_2$ ) e dello scambio ( $c_3$ ), sia dalla curvatura della cartella stessa.

Confrontando gli andamenti della deformazione radiali sulla vela esterna (figura 104-figura 106) con quelli della vela interna (figura 107-figura 109) si nota un andamento opposto sulle due superfici derivante da una sollecitazione di pressoflessione con massimi localizzati in prossimità della portata di calettamento, in cui è marcata l'influenza della componente laterale. Nei tre casi di applicazione della sola componente verticale (figure 110, 113 e 116) in alcune zone lo stato di deformazione non è di pura compressione per via dell'eccentricità del carico rispetto alla sezione della ruota che è lievemente curva.

Nelle figure da 105 a 109 si può osservare un comportamento particolare della deformazione radiale, che dipende soprattutto dalla geometria della cartella, in valori del raggio di circa 190 e 280 mm: in quei punti essa non risente né dell'effetto della  $Y$ , né della posizione del punto di contatto, rendendo le circonferenze (con quei valori di raggio) assai adatte per la stima della componente verticale  $Q$ .

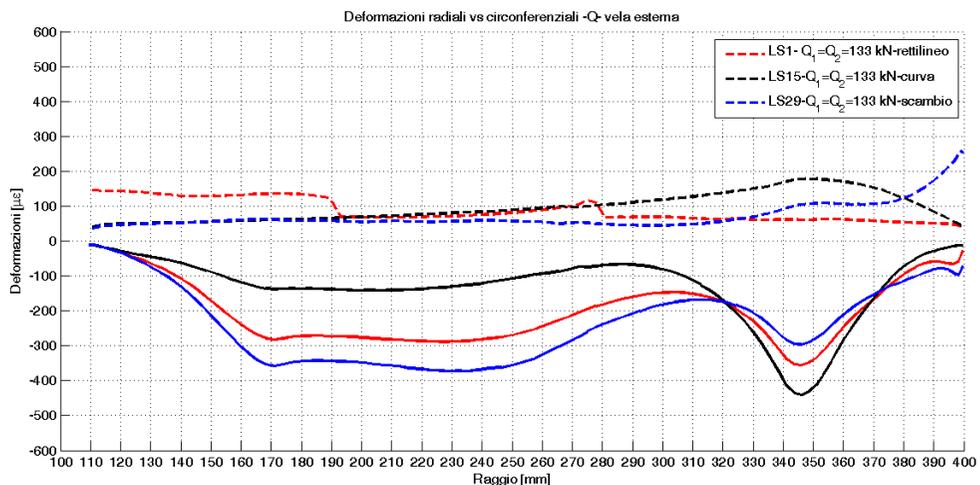


Figura 104 – Andamento della deformazioni radiali e circonferenziali della vela esterna in rettilineo, curva e scambio con un carico  $Q$  applicato ad entrambe le ruote. Le deformazioni radiali sono indicate col tratto continuo, quelle circonferenziali col tratteggio. Il raggio di misura si trova nella metà inferiore della ruota sulla verticale di appoggio.

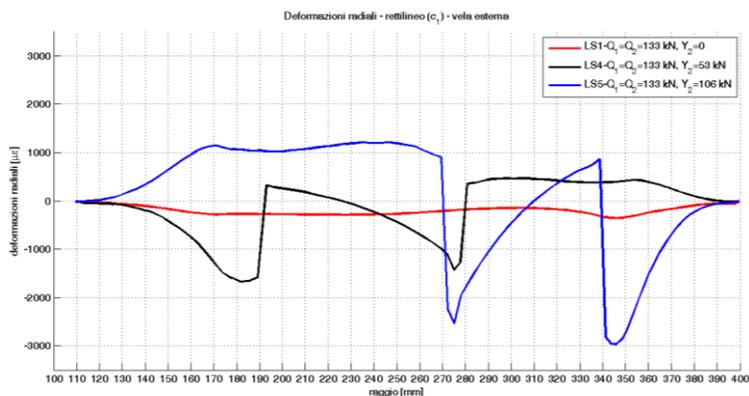


Figura 105 - Andamento della deformazione radiale della vela esterna, con carico  $Q$  costante e carico laterale  $Y$  variabile, nella condizione di esercizio 1 della EN13979.

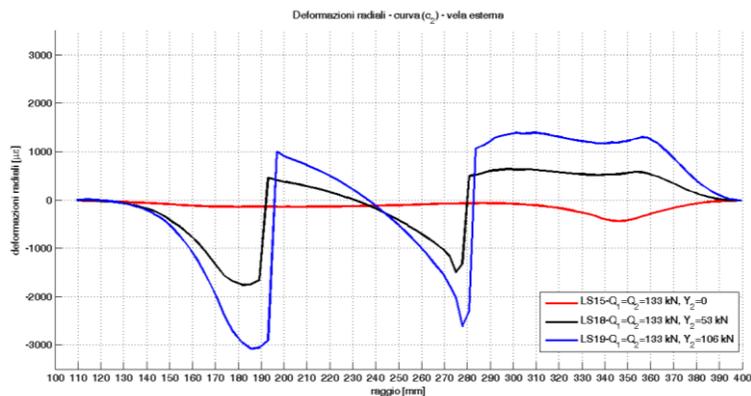


Figura 106 - Andamento della deformazione radiale della vela esterna, con carico  $Q$  costante e carico laterale  $Y$  variabile, nella condizione di esercizio 2 della EN13979.

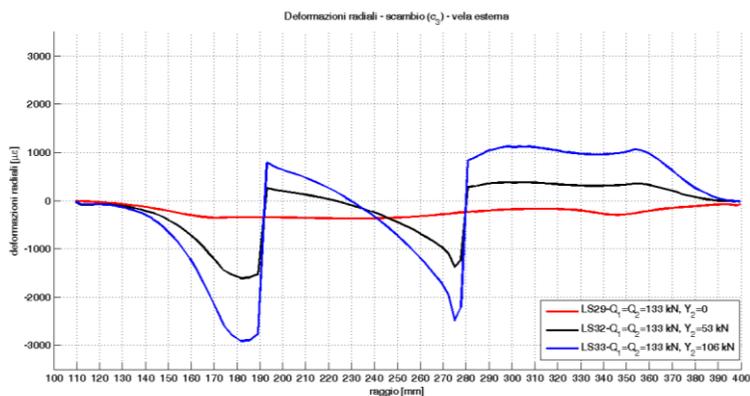


Figura 107 - Andamento della deformazione radiale della vela esterna, con carico  $Q$  costante e carico laterale  $Y$  variabile nella condizione di esercizio 3 della EN13979.

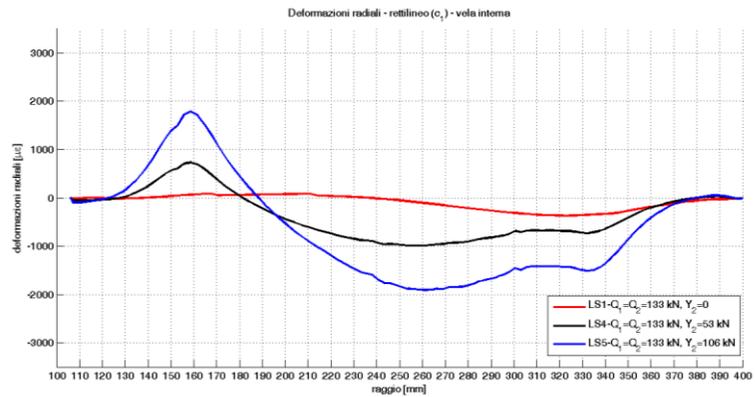


Figura 108 - Andamento della deformazione radiale della vela interna, con carico  $Q$  costante e carico laterale  $Y$  variabile, nella condizione di esercizio 1 della EN13979.

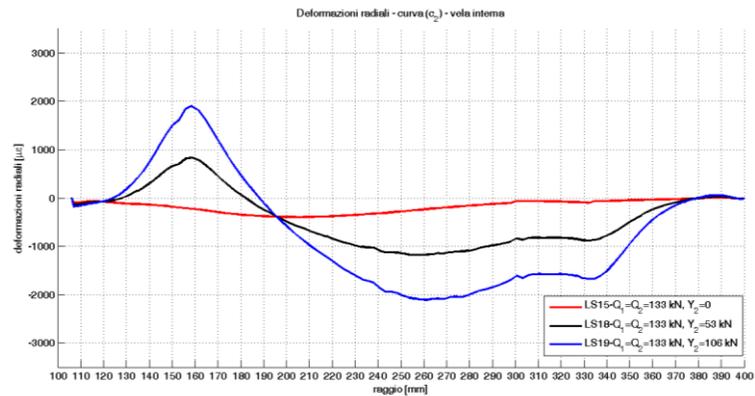


Figura 109 - Andamento della deformazione radiale della vela interna, con carico  $Q$  costante e carico laterale  $Y$  variabile, nella condizione di esercizio 2 della EN13979.

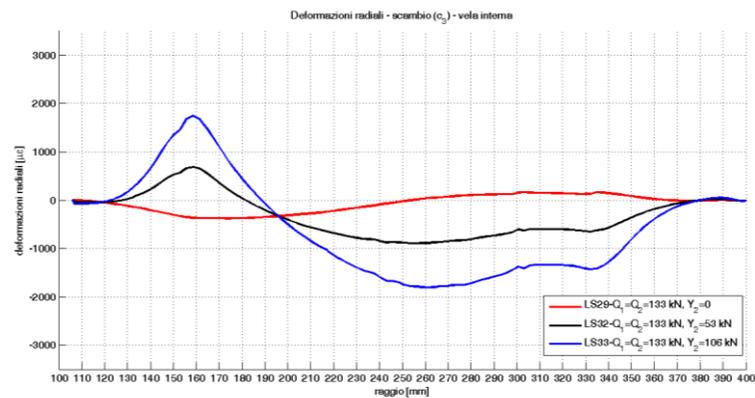


Figura 110 - Andamento della deformazione radiale della vela interna, con carico  $Q$  costante e carico laterale  $Y$  variabile nella condizione di esercizio 3 della EN13979.

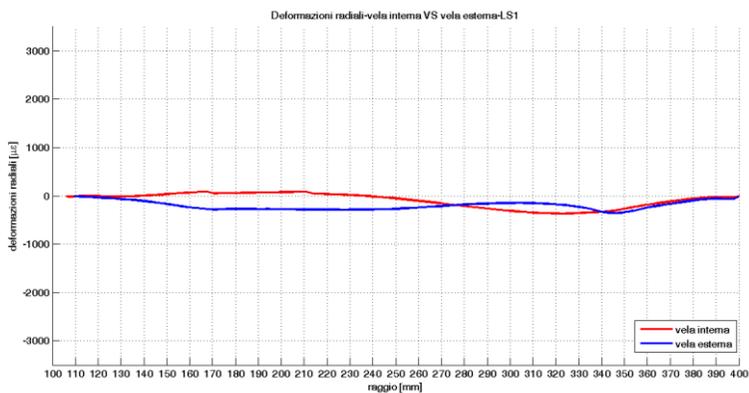


Figura 111 – Confronto della deformazione radiale fra vela interna ed esterna. Caso LS1. È applicato soltanto il carico  $Q$  ad entrambe le ruote.

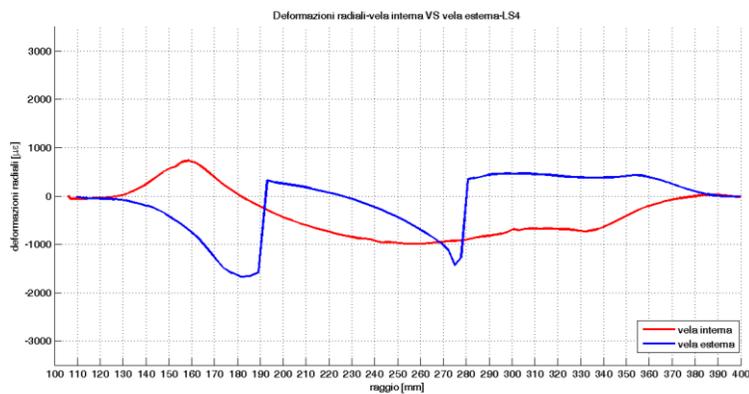


Figura 112 - Confronto della deformazione radiale fra vela interna ed esterna. Caso LS4.

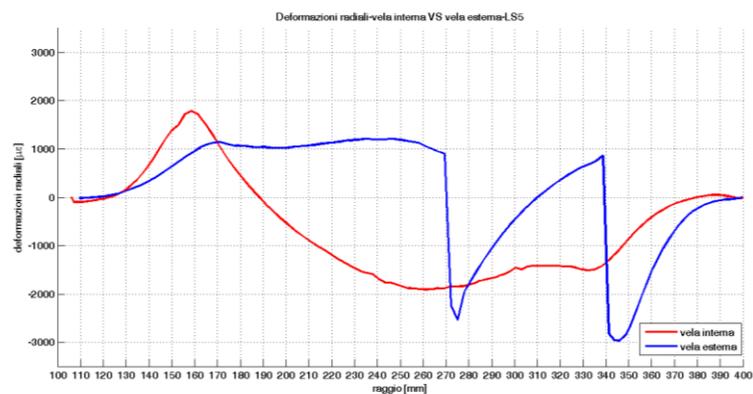


Figura 113 - Confronto della deformazione radiale fra vela interna ed esterna. Caso LS5.

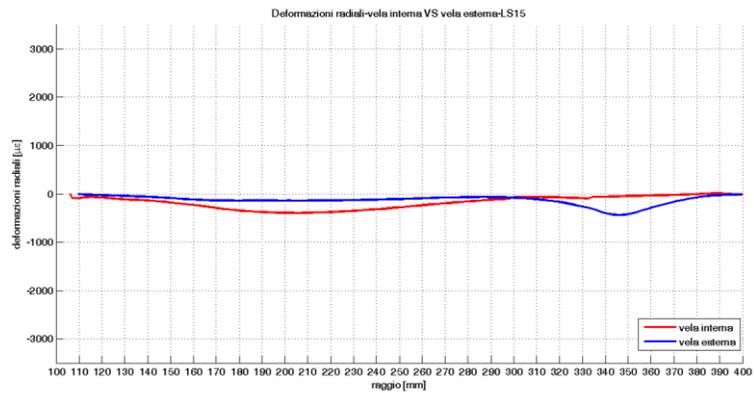


Figura 114 - Confronto della deformazione radiale fra vela interna ed esterna. Caso LS15. È applicato soltanto il carico  $Q$  ad entrambe le ruote.

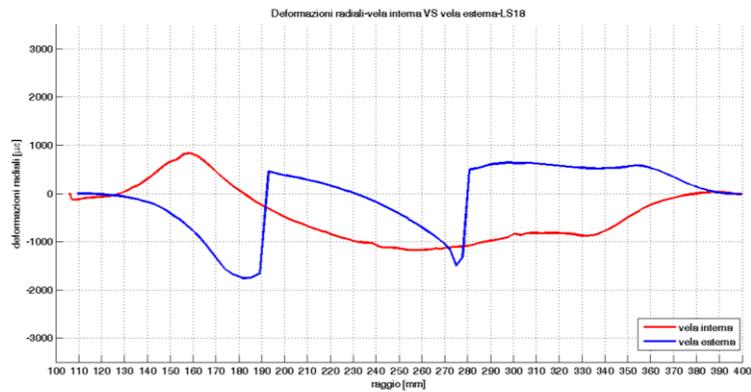


Figura 115 - Confronto della deformazione radiale fra vela interna ed esterna. Caso LS18

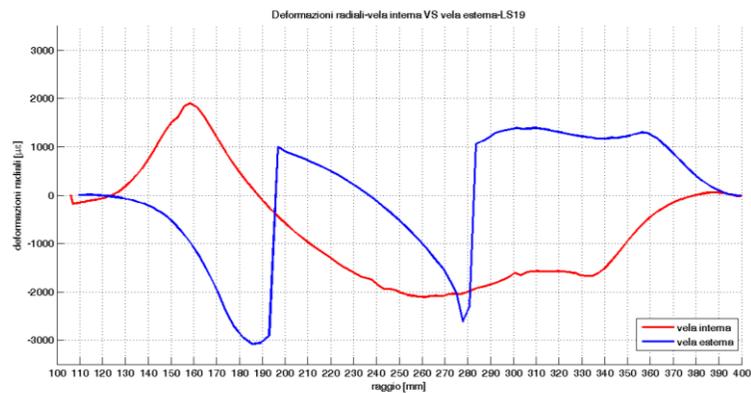


Figura 116 - Confronto della deformazione radiale fra vela interna ed esterna. Caso LS19.

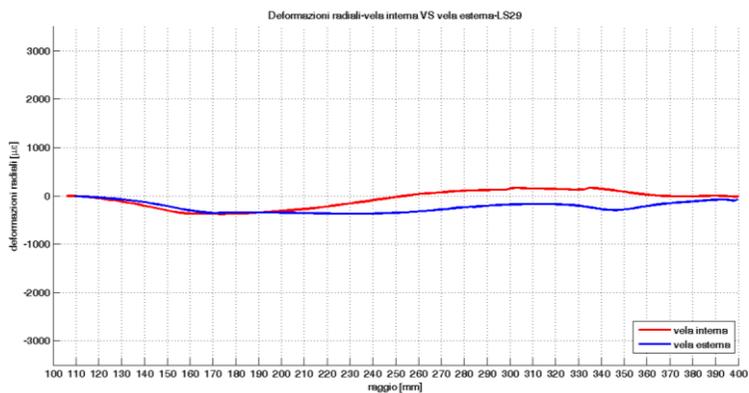


Figura 117 - Confronto della deformazione radiale fra vela interna ed esterna. Caso LS29. È applicato soltanto il carico  $Q$  ad entrambe le ruote.

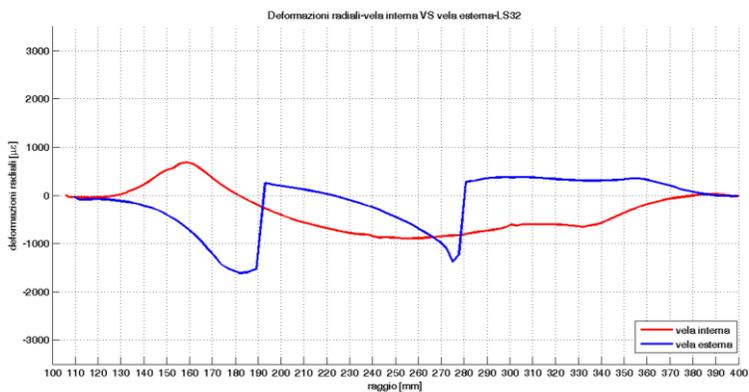


Figura 118 - Confronto della deformazione radiale fra vela interna ed esterna. Caso LS32.

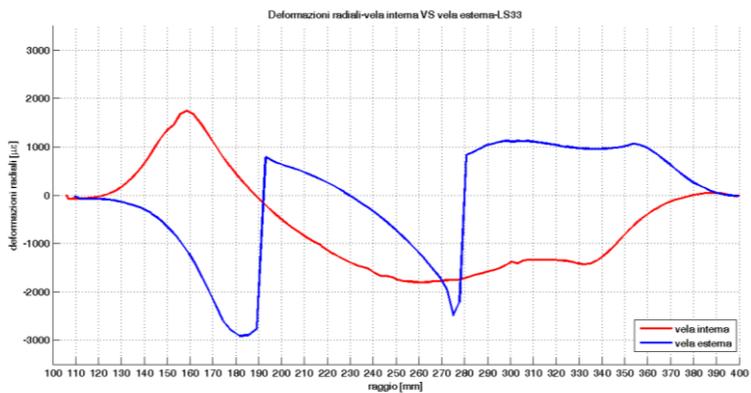


Figura 119 - Confronto della deformazione radiale fra vela interna ed esterna. Caso LS33.

Sulla base di queste considerazioni ed altre inerenti le operazioni di tracciatura ed incollaggio degli estensimetri, si è provveduto ad individuare tre circonferenze per la superficie interna ed esterna della vela, ciascuna suddivisa in otto settori equispaziati.

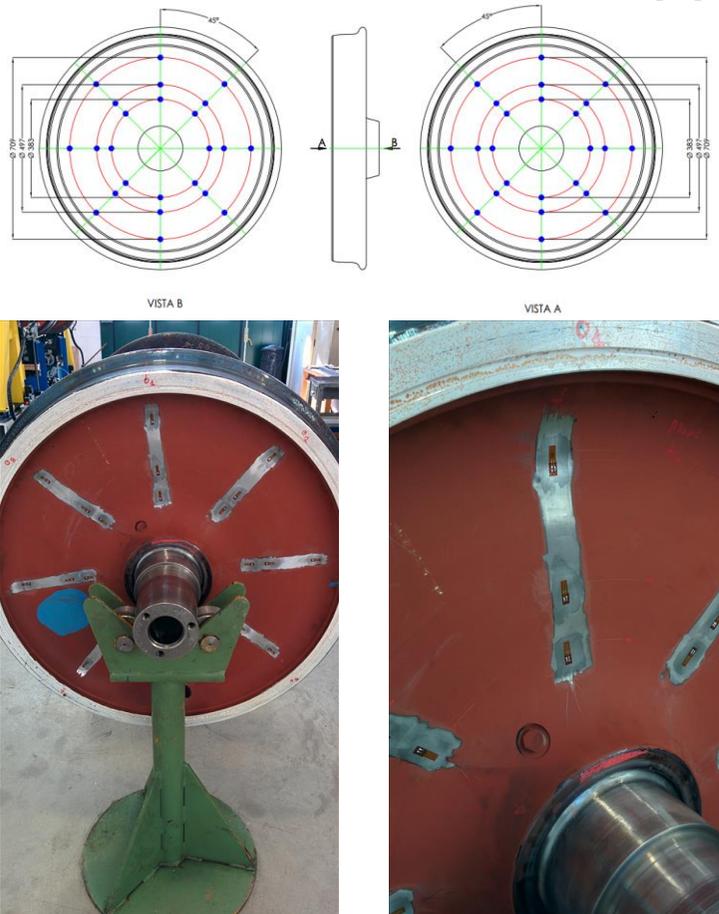


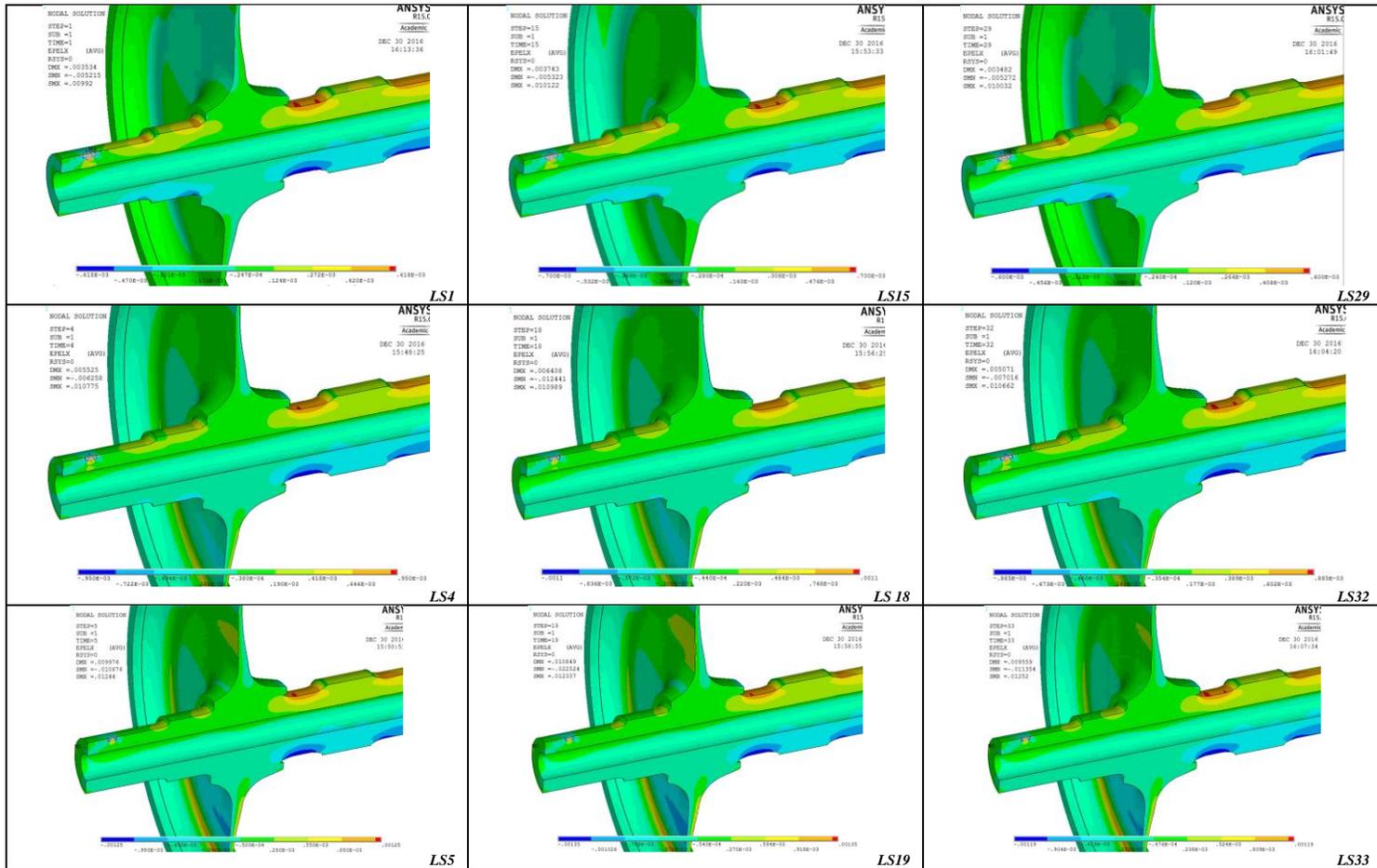
Figura 120 – Alto: schema di installazione degli estensimetri sulle ruote. Basso sinistra: cartella esterna di una ruota in una fase intermedia dell’allestimento della catena di acquisizione. Basso destra: ingrandimento di un raggio in cui sono stati applicati gli estensimetri.

### Deformazione dell’assile

Il campo di deformazione dell’assile è stato analizzato mediante l’ausilio di un sistema di riferimento cartesiano avente l’asse  $x$  parallelo all’asse di rivoluzione della sala.

La scelta delle sezioni ritenute utili ai fini della misura di deformazione ha privilegiato i raccordi situati alle estremità della portata di calettamento, in quanto risultano essere delle zone di amplificazione delle deformazioni, quindi pertinenti alle finalità in questione. La precisa individuazione della posizione ha tenuto in considerazione anche fattori quali l’accessibilità per le operazioni preliminari all’incollaggio degli estensimetri.

A titolo rappresentativo si riportano nelle figure seguenti gli andamenti delle deformazioni lungo l’asse  $x$ , considerando le sequenze di carico indicate nella tabella seguente.



Le sezioni scelte per la misura della flessione dell'assile sono indicate in figura 120, in cui si è proceduto all'installazione di due ponti in quadratura: uno dedicato alla flessione nel piano verticale e l'altro a quella nel piano orizzontale. La deformazione risultante nella generica sezione di misura viene ottenuta sommando i due contributi misurati su due piani ortogonali. Così si ottiene un segnale che non varia con la posizione angolare della sala dato dalla relazione:

$$\varepsilon_f = \sqrt{\varepsilon_{\pi o}^2 + \varepsilon_{\pi v}^2}$$

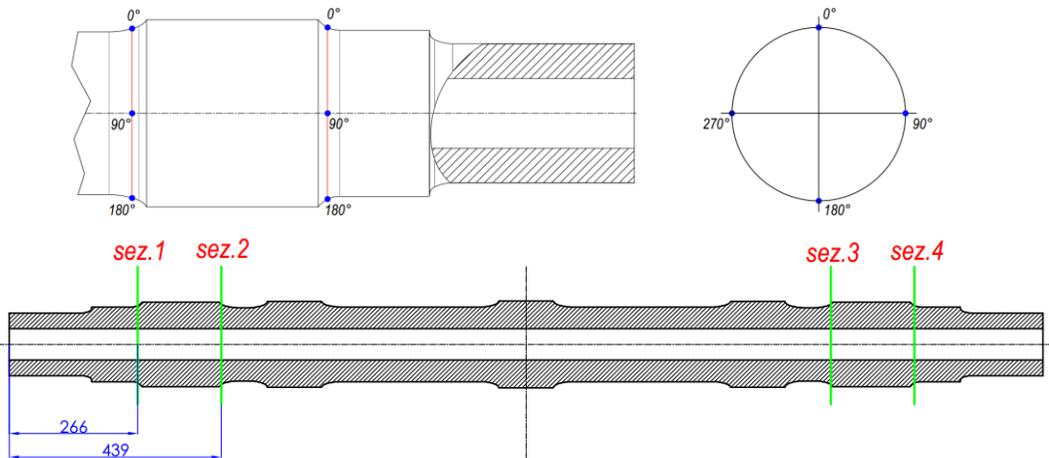


Figura 121 - Alto: posizionamento dei due ponti estensimetrici in quadratura in una sezione dell'assile ritenuta idonea per la ricostruzione del momento flettente. Basso: disposizione longitudinale delle quattro sezioni sull'assile.

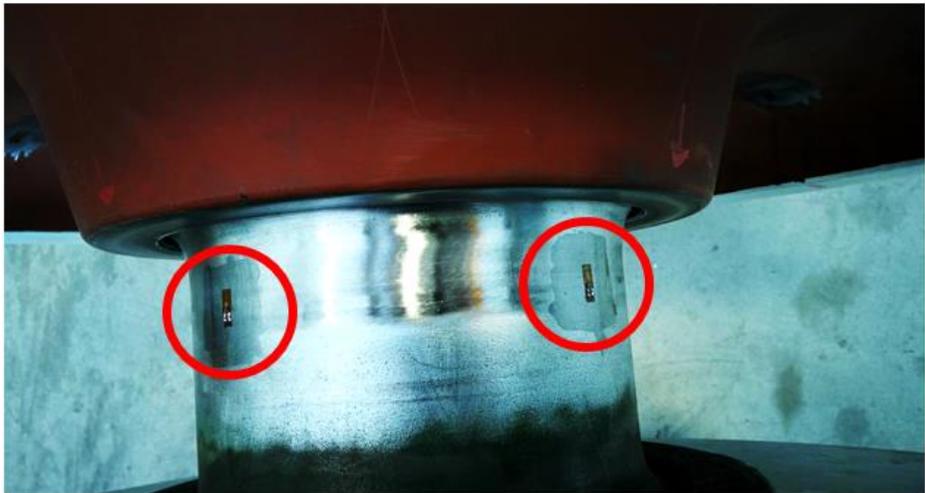


Figura 122 – Applicazione degli estensimetri (cerchiati in rosso) in due posizioni angolari dell'assile, sfasate fra loro di 90°.

## Definizione del vettore delle deformazioni

Analizzando i campi di deformazione di ruota ed assile calcolati in precedenza si sono individuate le zone di applicazione dei ponti per la misura di:

- flessione dell'assile;
- flessione delle ruote.

È opportuno ricordare che la scelta delle sezioni di misura risulta essere un compromesso fra:

- robustezza del sistema di misura;
- tipologia di sala (motrice, portante, posizione del riduttore, numero di dischi freno, disegno della cartella, ...);
- accessibilità alle zone di misura;
- operazioni preliminari all'incollaggio degli estensimetri (tracciatura della sala, costruzione di attrezzature ausiliarie, ...);
- acquisto delle telemetrie

In virtù di queste considerazioni sono state individuate quattro sezioni di misura sull'assile (numerate da 1 a 4 da sinistra verso destra), a cavallo di ciascuna ruota, in corrispondenza del raccordo prossimo alla portata di calettamento. Dato che il momento flettente viene scomposto in due piani ortogonali, in ciascuna sezione ci sono due ponti montati in quadratura.

Sulla cartella della ruota sono state scelte tre circonferenze: una in prossimità del mozzo, una in prossimità del cerchione ed una circa in mezzzeria (5, 6, 7 per la ruota sinistra, 8, 9, 10 per la ruota destra). In ogni circonferenza sono presenti otto estensimetri.

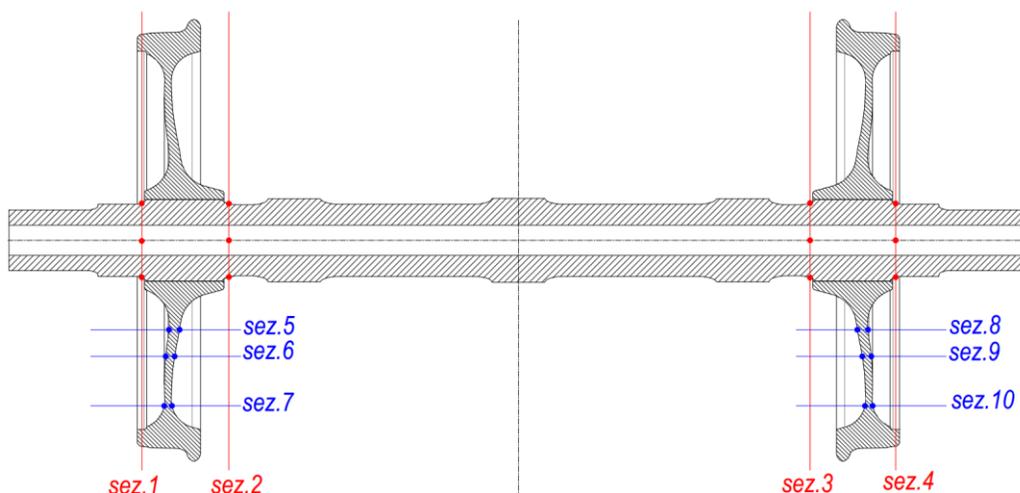


Figura 123 – Disposizione finale delle sezioni di misura per la sala in esame.



$$\underline{F}_{6 \times 1} = [\underline{\varepsilon}]_{6 \times 60} \underline{A}_{60 \times 1}$$

$$\begin{cases} \underline{F}_1 = [\varepsilon_1] \underline{A} \\ \underline{F}_2 = [\varepsilon_2] \underline{A} \\ \vdots \\ \underline{F}_i = [\varepsilon_i] \underline{A} \\ \vdots \\ \underline{F}_n = [\varepsilon_n] \underline{A} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \underline{F}_1 \\ \underline{F}_2 \\ \vdots \\ \underline{F}_i \\ \vdots \\ \underline{F}_n \end{cases} = \begin{bmatrix} [\varepsilon_1] \\ [\varepsilon_2] \\ \vdots \\ [\varepsilon_i] \\ \vdots \\ [\varepsilon_n] \end{bmatrix} \underline{A} \Rightarrow \underline{\hat{F}} = [\underline{\hat{\varepsilon}}] \underline{A}$$

Dove  $\underline{\hat{F}}$  è un vettore  $6 \times 60$  ( $n$  è il numero di prove svolte) ed  $[\underline{\hat{\varepsilon}}]$  è una matrice  $6 \times 60$ .

L'approccio ai minimi quadrati permette di scrivere il vettore  $\underline{A}$  nella forma:  $\underline{A} = ([\underline{\hat{\varepsilon}}]^T [\underline{\hat{\varepsilon}}])^{-1} [\underline{\hat{\varepsilon}}]^T \underline{\hat{F}}$ .

Il passo successivo consiste nella determinazione della matrice  $[A]$  tramite la quale è possibile risalire alle componenti del vettore  $\underline{F}$ .

La procedura fin qui presentata nelle sue linee guida è al momento in fase di sviluppo in quanto, come dichiarato negli obiettivi, non si dispone dei rilievi sperimentali al banco, necessari per la validazione.

Il passo successivo consiste nel valutare le incertezze di misura, una strada ritenuta interessante passa attraverso il calcolo della norma del vettore dei residui.

Un'altra considerazione riguarda l'utilizzo della modellazione agli elementi finiti e la bontà della stima dei valori di deformazione. Sebbene il modello fornisca risultati accurati, a patto che riesca a riprodurre fedelmente il comportamento reale, ci sono fattori quali le tolleranze dimensionali che possono introdurre differenze nella geometria di alcuni decimi di millimetro che influenzano localmente la misura di deformazione e la discostano rispetto a quella preventivamente valutata per via numerica.

Questa considerazione ovviamente non invalida l'attività precedente in quanto:

- un siffatto modello può essere utilizzato a priori della fase di strumentazione vera e propria in termini di disposizione ottimale degli estensimetri;
- le relazioni che si determinano numericamente possono essere proficuamente adoperate per la valutazione sperimentale dei coefficienti della matrice  $[A]$ .

Infine la procedura, oltre ad essere ottimizzata e migliorata in termini della qualità della stima delle grandezze incognite, dovrà tenere conto anche della componente longitudinale  $X$  e del corrispondente stato di deformazione (prevalentemente di torsione) e della sua interazione con quello preesistente di flessione nell'assile.

## **5. Conclusioni e sviluppi futuri**

Nel presente lavoro sono stati analizzati i metodi esistenti per la stima delle forze al contatto ruota-rotai e i banchi prova sui quali viene effettuata la calibrazione delle catene estensimetriche.

L'attività principale è consistita nella progettazione di un nuovo banco statico che risolvesse gran parte degli aspetti negativi che si manifestano durante le prove di caratterizzazione della sala.

L'attenzione è stata posta sia alle condizioni di vincolo sia alle modalità di applicazione dei carichi, che uniti ad un'altra serie di requisiti progettuali assai stringenti (in primis la variazione dello scartamento, del diametro delle ruote, la trasportabilità), ha reso le attività di progettazione e realizzazione sfide alquanto impegnative, che rendono questo banco unico nel suo genere.

I passi successivi consisteranno nella definizione di una procedura di taratura, peraltro già avviata numericamente e tuttora in fase di studio con cui determinare i coefficienti che legano il vettore delle forze applicate al banco a quello delle deformazioni in uscita dai ponti estensimetrici.



## Ringraziamenti

Desidero innanzitutto ringraziare il Prof. Ing. Andrea Bracciali per i preziosi insegnamenti, senza i quali non si sarebbe potuta intraprendere questa attività.

Ringrazio sentitamente l'Ing. Luca Bocciolini, l'Ing. Fabio Piccioli, l'Ing. Riccardo Mastandrea, l'Ing. Lorenzo Di Benedetto, C.t.s. Simone James Sabetti di Italcertifer SpA, per la loro competenza e collaborazione durante le lunghe giornate trascorse assieme dedicate all'attività di progettazione.

Un sincero ringraziamento anche al personale del laboratorio di Italcertifer SpA per la cordialità con cui mi hanno accolto.

Intendo poi ringraziare l'Ing. Dino Deva, il Dott. Mauro Gallorosso, l'Ing. Daniele Termini, il P.I. Adriano Salvemini ed il P.I. Italo Inverso di Simpro SpA per la cortesia e disponibilità, nonché per il supporto fornito nella fase realizzativa.

Infine, ma non per ordine di importanza, i miei genitori per il fondamentale ed insostituibile supporto morale e materiale in questi tre intensi anni.



## Bibliografia

- [1] M. Alessandria, B. Dotta, R.V. Licciardello: “Rilievi in linea di lunga durata delle forze di contatto con il metodo CML”, *Ingegneria Ferroviaria*, 929-947, 11/2011.
- [2] J. Čapek: “Advanced Techniques for Measuring Forces in Wheel-Rail Contact” in J. Pombo, (Editor), "Proceedings of the Third International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance", Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, Paper 207, 2016.
- [3] P.E. Olson: “Achievement in instrumented wheelset technology during 50 years - Historical background and experience, modern development and future challenges as part of the railway system”, *ZEV Rail Glasers Annalen*, v 129, n SUPPL., 159-167, November 2005.
- [4] D.E Otter, R.L Higgins: “A design for next generation load measuring wheelsets”, *Railroad Conference, Proceedings of the 1991 IEEE/ASME Joint*, 1991.
- [5] M. Wrang, “Expanding the potential of load-measuring wheelsets”, *Railway Gazette International*, Vol. 162 Issue 9, 611-611, Sep 2006.
- [6] G. Riggall: “IWT4 goes into operation”, *Railway Gazette International*, 455- 456, July 2008.
- [7] [http://www.transport-research.info/web/projects/project\\_details.cfm?id=28092](http://www.transport-research.info/web/projects/project_details.cfm?id=28092) official page of the WIDEM project, accessed on 17.01.2014.
- [8] WIDEM project: “Instrumented Wheelsets for Two Type of Railway Vehicles” (tilting and freight train)” Project no. TST-CT-2005-516196, 2005.
- [9] E. Benigni, F. Braghin, S. Cervello, A. Cigada, F. Resta: “Determinazione delle forze di contatto tra ruota e rotaia a partire da misure di deformazione dell’assile”, *Ingegneria Ferroviaria*, 1059-1075, 12/2002.
- [10] C. Bianchi, G.R. Corazza, G. Malavasi, G. Malavasi: “Problemi della ricerca sperimentale sulle interazioni fra ruota e rotaia”, *Ingegneria Ferroviaria*, 547- 567, 08/1986.
- [11] G.B. Broggiato, E. Cosciotti: “Ottimizzazione della disposizione di ponti estensimetrici sulle sale ferroviarie nella misura delle forze di contatto ruotarotaia”, *Ingegneria Ferroviaria*, 879-889, 11/ 2006.
- [12] G.R. Corazza, R.V. Licciardello: “La ruota come sensore di interazione ruota rotaia”, *Ingegneria Ferroviaria*, 3-14, 03/1999.
- [13] G.B. Broggiato, M. Bruner, R.V. Licciardello, “Studio numerico-sperimentale delle deformazioni di una sala ferroviaria di misura”, *Associazione Italiana per L’analisi*

- delle Sollecitazioni (AIAS) XXXII Convegno Nazionale, Università di Salerno, 3-6 Settembre 2003.
- [14] G.R. Corazza: "Possibilità di progresso negli studi sull'interazione ruota rotaia", *Ingegneria Ferroviaria*, 421-428, 06/1981.
- [15] P.F. Crosio: "Stima delle forze di contatto tra ruota e rotaia", tesi di dottorato, 2011.
- [16] E. Di Gialleonardo; F. Braghin; G. Diana; F. Resta; M. Bocciolone; P. Crosio: "Design of a new full scale test-rig for the calibration of instrumented wheelsets", *Proceedings of 9th World Congress on Railway Research*, Lille, 22- 26.5.2011.
- [17] R.V. Licciardello: "Il rilievo in linea dei parametri di interazione ruota/rotaia come strumento di ricerca identificazione sperimentale dei parametri fondamentali dei modelli teorici di simulazione", tesi di dottorato, 2002.
- [18] R.V. Licciardello, G.B. Broggiato, M. Bruner, G.R. Corazza, G. Malavasi: "A Comparative Study of the Results of Field Tests carried out with different Contact Force Measurement Methods", *Proceeding of the 7th World Congress on Railway Research (WCRR)*, June 4-8, 2006.
- [19] D. R. Ahlbeck, H.D. Harrison: "Techniques for Measurement of Wheel-Rail Forces", *The Shock and Vibration Digest*, 12(10), 1980, 31-41, 1980.
- [20] E. Gomez, J. G. Giménez, A. Alonso: "Railway dynamometric wheelsets: a comparison of existing solutions and a proposal for the reduction of measurement errors", *Proceedings of the 1st International Workshop on High Speed and Intercity Railways Lecture Notes in Electrical Engineering*, Volume 148, 261-284, 2012.
- [21] E. Gomez, J.G. Giménez, A. Alonso: "Method for the reduction of measurement errors associated to the wheel rotation in railway dynamometric wheelsets", *Mechanical Systems and Signal Processing* v. 25, n. 8, 3062-3077, November 2011.
- [22] R. L. Higgins, D. E. Otter, R. W. Martin: "High accuracy load measuring wheelset", *Proceedings of the International Wheelset Congress*, Sydney, Australia, 181-187, 1992.
- [23] J. Courtin, B. Marmoret: "L'évolution de la mesure des efforts d'interaction roue/rail", *Revue Générale des Chemins de Fer*, Vol. 105, 235-242, April 1986.
- [24] H. Ishida, K. Fukazawa, M. Matsuo, K. Ueki, K. Tezuka: "A new continuous measuring method of wheel/rail contact forces", *Quarterly Reports of RTRI*, vol. 35(2), 105-111, 1994.
- [25] H. Kanehara, T. Fujioka: "Measuring rail/wheel contact points of running railway vehicles", *Wear*, 253, 275-283, 2002.
- [26] F. Braghin, S. Bruni, S. Cervello, A. Cigada, F. Resta: "A new method for the measure of the wheel-rail contact forces", *Proceedings of the 6th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2003)*, Goteborg, 313-319, 2003.
- [27] G. Diana, F. Resta, F. Braghin, M. Bocciolone, E. Di Gialleonardo, P. Crosio: "Metodologia di calibrazione di sale dinamometriche per la misura delle forze di contatto tra ruota e rotaia", *Ingegneria Ferroviaria*, vol. 1, 9-21, 2012.
- [28] R.V. Licciardello: "Il rilievo in linea dei parametri di interazione ruota/rotaia come strumento di ricerca", Ph.D. Thesis, University of Rome "La Sapienza", Academic Year 2001/2002.
- [29] A. Bracciali, P. Rissone: "Analisi Modale Sperimentale di una Sala Portante del Convoglio ETR500", *Ingegneria Ferroviaria* 7/8, 394-407, 1994.
- [30] M. Perilli: "Il banco prova a rotolamento di Monaco Freimann", *Ingegneria Ferroviaria*, vol. 3, 276-286, 1978.

- [31] M. Scepi, P. Castellazzi, S. Cervello, G. Diana, S. Bruni, F. Resta: Sull'utilizzo di un banco a rotolamento per la ricerca in campo ferroviario. Parte I: Descrizione dell'apparato sperimentale." *Ingegneria Ferroviaria*, vol. 9, 731-742, 2002.
- [32] D. Ullrich: "Simulation of Contact Phenomena at Full-Scale Wheel-on-Rail Test Rigs", in J. Pombo, (Editor), "Proceedings of the Second International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance", Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, Paper 108, 2014.
- [33] W. Jintian et al.: "Instrumented wheelset calibration test stand", brevetto CN20132866056U (26.12.2013).
- [34] Anderson T.J.: "Calibration guidelines and equipments, important characteristics and error types for instrumented wheelsets", "Proceedings of International Conference on wheel/rail load and displacements measurement techniques", P. Tong, R. Greif (Editor), January 19-20, 1981.
- [35] Pocklington A. R.: "The B.R. load measuring wheel", "Proceedings of International Conference on wheel/rail load and displacements measurement techniques", P. Tong, R. Greif (Editor), January 19-20, 1981.
- [36] Gabrielson O: "Analysis of a New Method for Measuring Wheel-Rail Forces", Master Thesis 1996.
- [37] EN 14363, "Railway applications - Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Testing of running behaviour and stationary tests", CEN, Brussels, 2005.
- [38] A. Bracciali, F. Cavaliere, M. Macherelli: "Review of Instrumented Wheelset Technology and Applications", in J. Pombo, (Editor), "Proceedings of the Second International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance", Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, Paper 167, 2014.
- [39] A. Bracciali, M. Macherelli and L. Bocciolini: "Design of an Innovative Test Bench to Calibrate Instrumented Wheelsets", in J. Pombo, (Editor), "Proceedings of the Third International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance", Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, Paper 243, 2016.
- [40] EN 1993-1-1: 2005, EUROCODICE 3: "Progettazione delle strutture in acciaio - Parte 1-1: Regole generali e regole per gli edifici".
- [41] EN 1993-1-8: 2005, EUROCODICE 3: "Progettazione delle strutture in acciaio - Parte 1-8: Progettazione dei collegamenti".
- [42] Giovannozzi R., "Costruzioni di macchine" - Vol. I, Patron Editore.
- [43] Shigley Joseph E., Mischke Charles R., Budynas Richard G., "Progetto e costruzione di macchine" - 3/ed - The McGraw-Hill Companies.
- [44] Arthur P. Boresi, Richard J. Schmidt, "Advanced Mechanics of Materials", 6th Edition, John Wiley.
- [45] UNI EN 10025-5:2005 Prodotti laminati a caldo di acciai per impieghi strutturali - Parte 5: Condizioni tecniche di fornitura di acciai per impieghi strutturali con resistenza migliorata alla corrosione atmosferica.
- [46] UNI EN 10083-3:2006: Condizioni tecniche di fornitura per acciai legati.



## **Allegato fotografico**

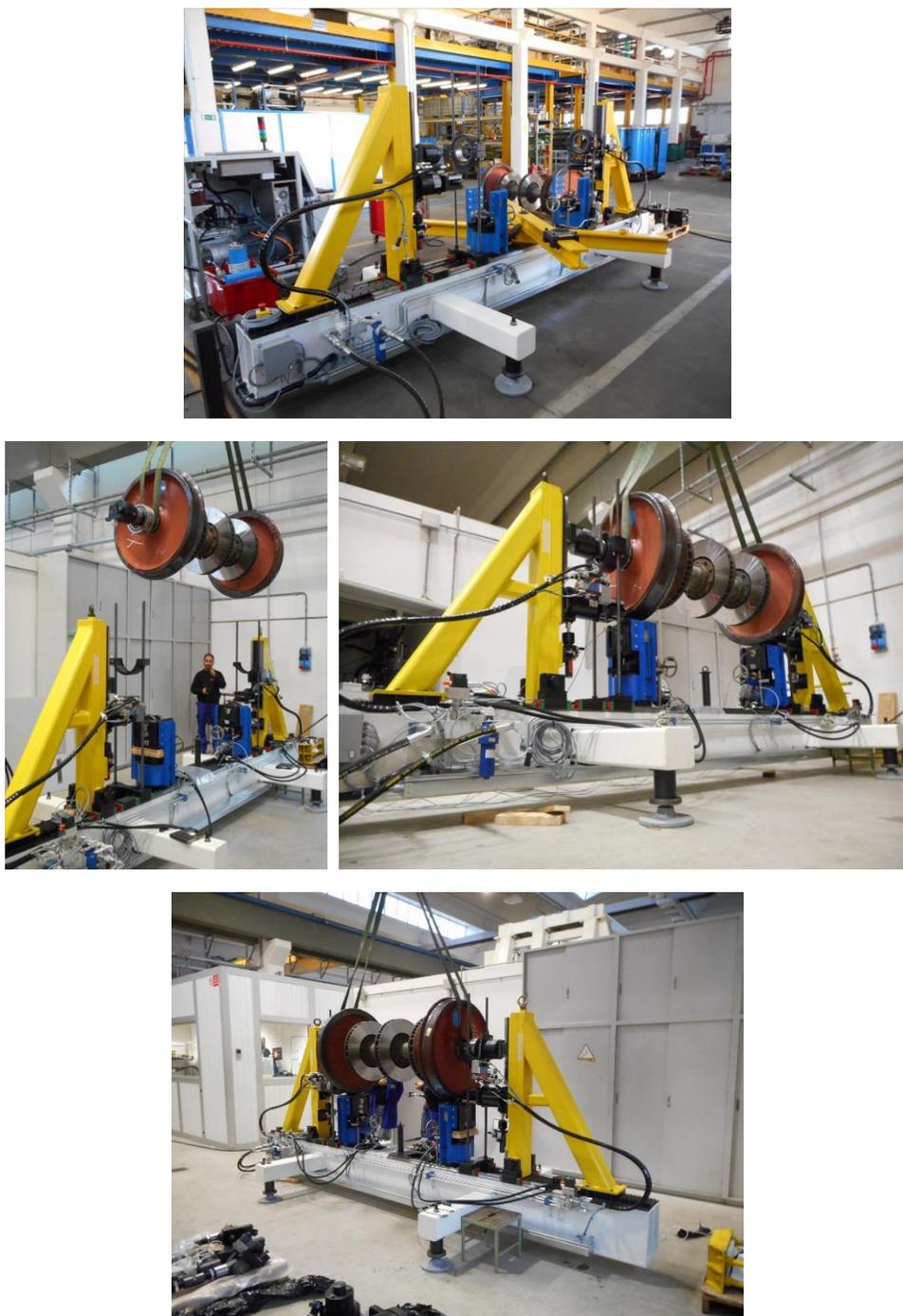


Figura 1 – Alto: vista generale del banco con telaio supplementare. Centro: fasi di posizionamento della sala. Basso: sala posizionata sul banco.

## Telaio

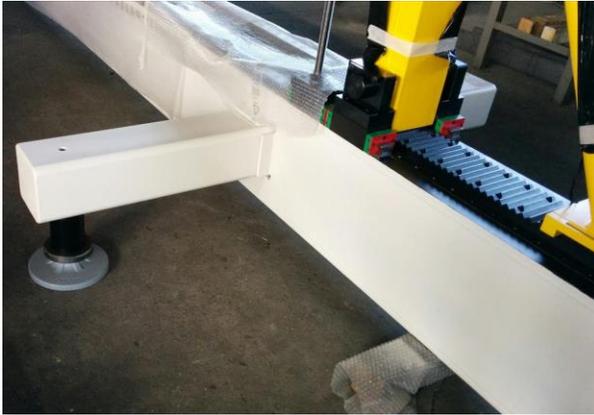
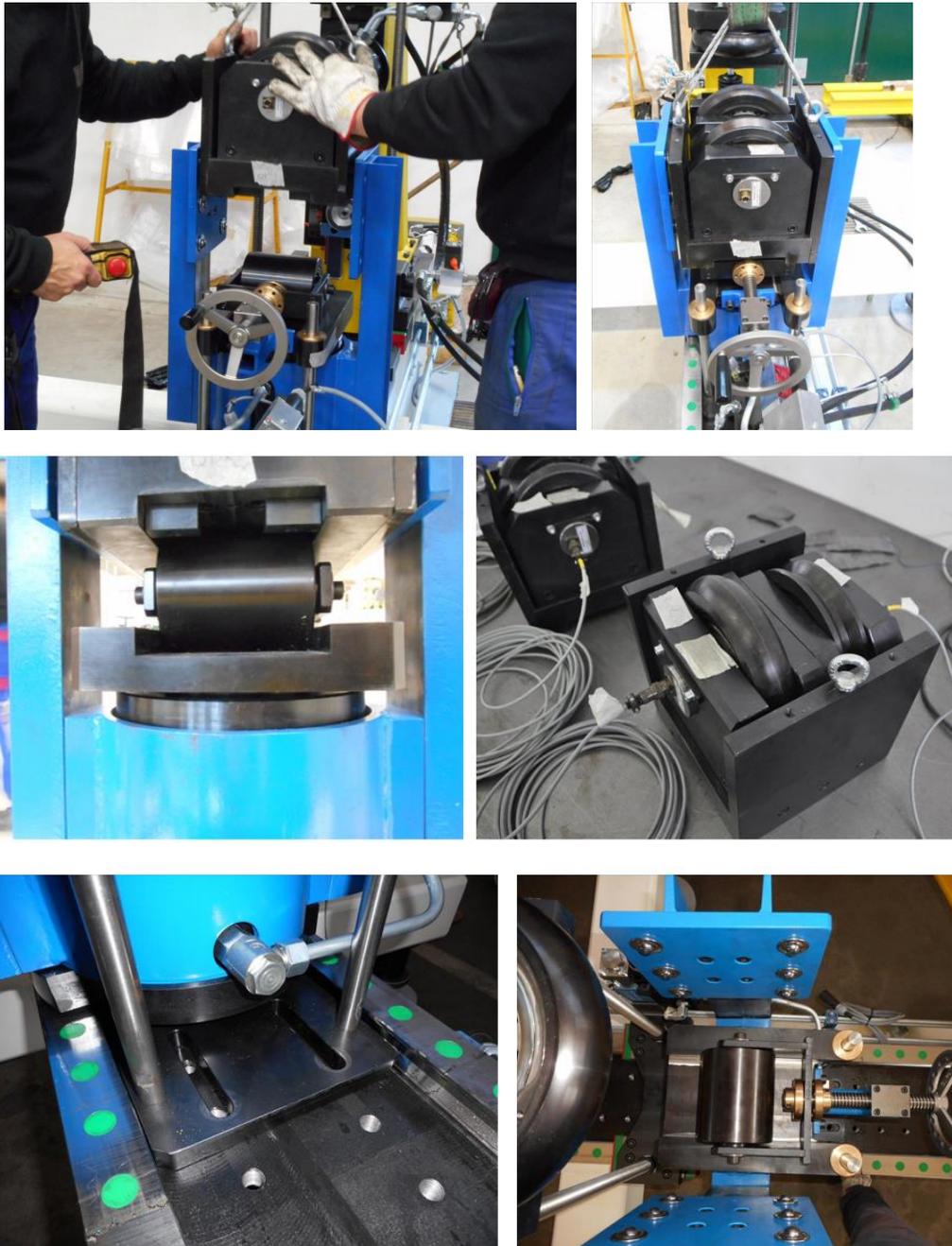


Figura 2 – Alto: Telaio a costruzione ultimata. Centro e basso: particolari. Si evidenziano sia la sezione irrigidita mediante lamiera laterali sia il sistema di ancoraggio rispetto alla pavimentazione.

## Unità forza radiale: versione a rulli

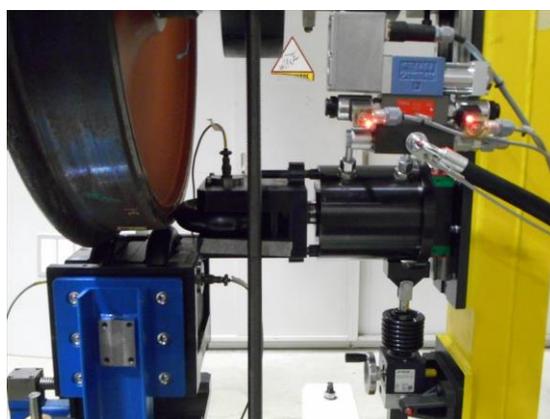


**Figura 3 – Alto e centro: unità completa di celle di carico con la sala. Basso: fasi di movimentazione.**



**Figura 4 –** Alto: fasi di movimentazione dell'unità. Centro: particolare del rullo che consente la variazione della posizione del punto di contatto. Basso: posizionamento dell'unità rispetto al telaio e vista del sistema che consente la movimentazione del rullo.

## Unità forza assiale



**Figura 5 - Viste generali dell'unità montata sulla colonna e fase di applicazione del carico laterale.**



**Figura 6 – Alto e centro: viste generali dell'unità. Basso: ingrandimento del martinetto che consente la traslazione verticale ed applicazione del carico laterale sulla ruota.**

## **Vincolo verticale**



**Figura 7 – Alto e centro: viste generali del gruppo durante il montaggio. Basso: montaggio dell'unità sul fusello e particolare dei cuscinetti impiegati.**

## Vincolo assiale

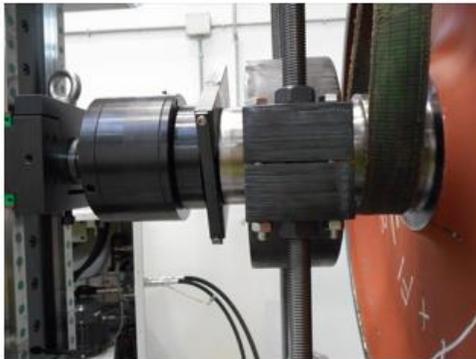
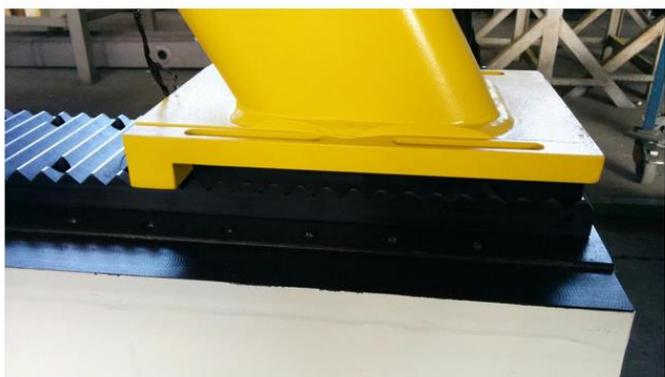
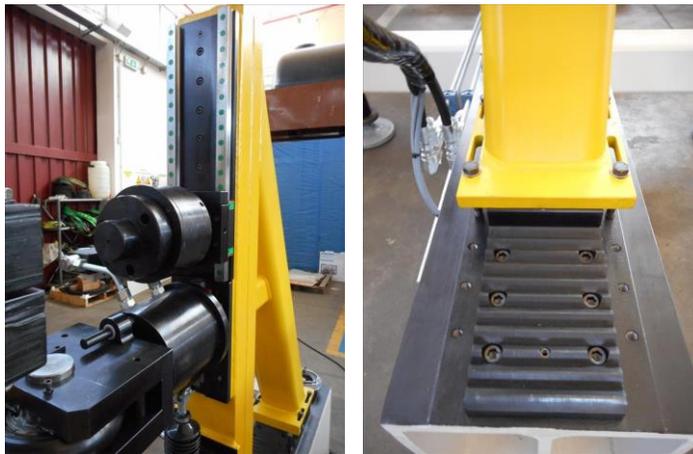


Figura 8 – Alto: unità montata. Centro: posizionamento dell'unità sul fusello, assieme al cuscinetto del vincolo radiale, durante le operazioni preliminari al sollevamento della sala mediante carroponete. Basso: viste inerenti l'ultima fase del posizionamento della sala sul banco.

## Colonna di supporto



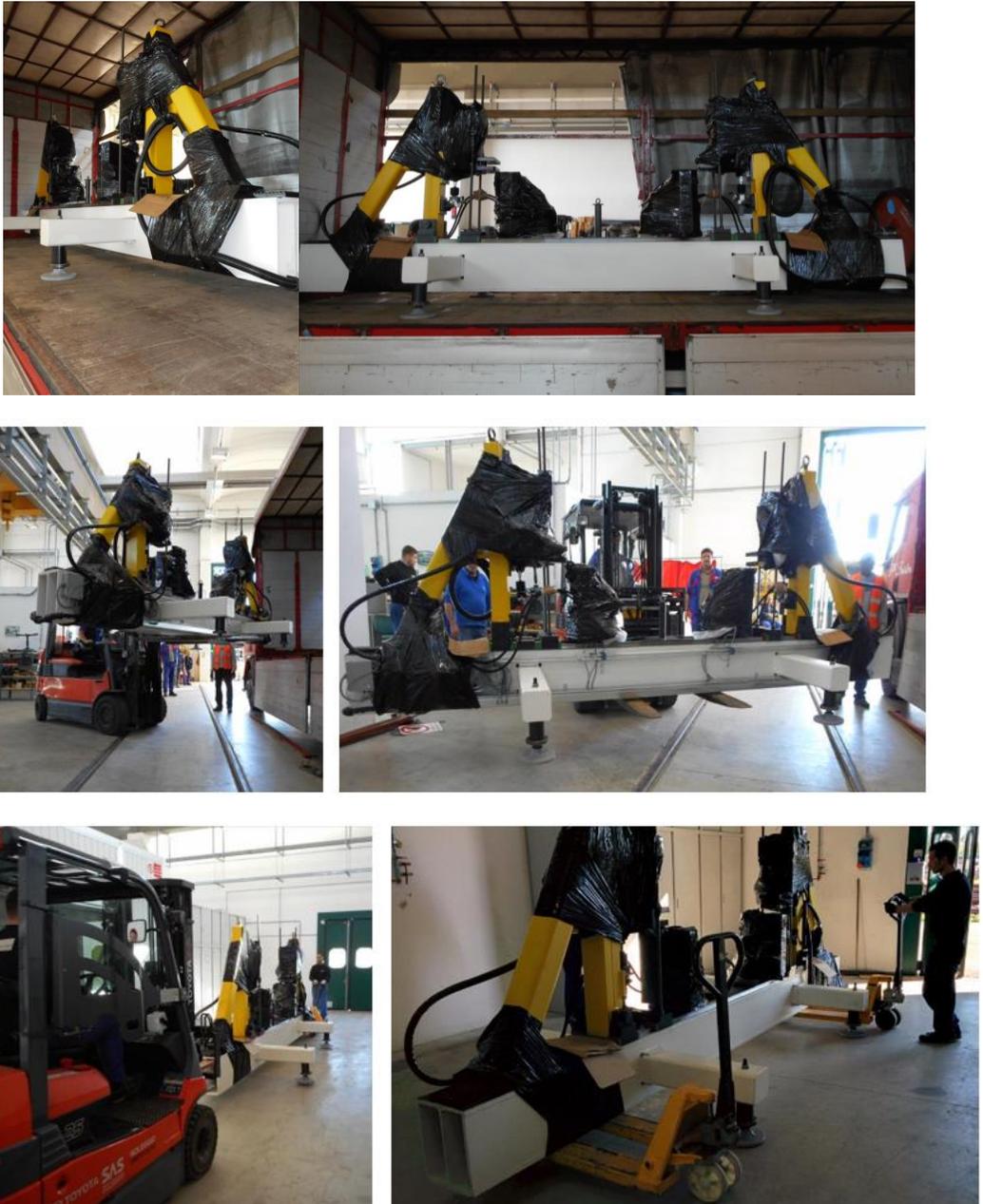
**Figura 9 –** Alto: vista generale dell'unità durante il montaggio ed ingrandimento della piastra dentata. Centro: dettaglio del vincolo che consente la traslazione della colonna al variare dello scartamento della sala. Basso: ultima fase di montaggio, una volta che la sala è stata vincolata con i sottogruppi precedenti (sinistra). Particolare dell'accoppiamento prismatico fra colonna e telaio (destra).

## Unità forza longitudinale



Figura 10 – Alto: montaggio del telaio supplementare. Centro e basso: componenti che costituiscono i tiranti fissi e quello mobile. Da sinistra: dettaglio della pinza, attuatore, tiranti fissi, dettaglio della cerniera inferiore.

## Trasportabilità



**Figura 11 – Fasi di movimentazione del banco, progettato tenendo conto del requisito di trasportabilità. In virtù della compattezza di massa e dimensioni è possibile spostarlo mediante un autocarro convenzionale e movimentarlo mediante muletto e transpallet manuale.**

## Sistema di comando e controllo



**Figura 12 –** Alto: centrale mobile carrellata al cui interno sono presenti i componenti principali del circuito oleodinamico, assieme agli azionamenti principali. Centro: dettaglio del circuito, a bordo banco è prevista una tubazione rigida che consente di ridurre le oscillazioni di pressione dell'olio che alimenta le servovalvole montate sui cilindri (sinistra). Basso: installazione delle servovalvole sugli attuatori.