

Progettazione di un banco prova per ruote con rivestimento in poliuretano elastomerico

Calogero Barone¹, Davide Castagnetti^{1,*}, Andrea Spaggiari¹, Eugenio Dragoni¹, Francesco Monica², Fabrizio Ascari², Andrea Perrone²

¹Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia, Dipartimento di Scienze e Metodi dell'Ingegneria, Via G. Amendola 2, 42122 Reggio Emilia, davide.castagnetti@unimore.it

²E80 Group S.p.A., Viano, Reggio Emilia, Italy (<https://www.e80group.com/it/>)

*Corresponding author

ARTICLE INFO

RESEARCH ARTICLE

Article history:

Received: 14 March 2026

Received in revised form:

29 May 2026

Accepted: 18 June 2026

Available online: 26 June 2026

Keywords:

Solid wheels

Elastomeric polyurethane

Test bench

Design

Operative conditions

ABSTRACT

Solid wheels are widely used in automated and manual industrial trucks for goods handling due to their versatility. The purpose of this work is to design and develop a test bench for experimental characterization of solid wheels, which can simulate the in-service behavior and reproduce the causes of coating collapse. The bench can accommodate wheels ranging from 200 mm to 600 mm in diameter and up to 400 mm in width, which can be subjected to static or alternating loads up to 100 kN, variable speeds over the typical operating range, and exposure to contaminants. Consisting of four equispaced portals, the bench features a rotating circular table with a diameter of 5 m, on which different floors can be installed. It is intended to employ the bench to carry out an experimental campaign to provide useful data to develop a predictive model of the wear, mechanical fatigue and thermomechanical phenomena of the coating.

Le ruote solide sono ampiamente utilizzate nei carrelli industriali automatizzati e manuali per la movimentazione delle merci, grazie alla loro versatilità. Lo scopo di questo lavoro è progettare e sviluppare un banco di prova per la caratterizzazione sperimentale di ruote solide, in grado di simulare il comportamento in esercizio e riprodurre le cause del collasso del rivestimento. Il banco può ospitare ruote che vanno da 200 mm a 600 mm di diametro e larghezza fino a 400 mm, le quali possono essere sottoposte a carichi statici o alterni fino a 100 kN, velocità variabile nell'intervallo tipico di esercizio ed esposizione ad agenti contaminanti. Composto di quattro portali equispaziati, il banco presenta un piano circolare rotante con diametro di 5 m, su cui possono essere installate differenti pavimentazioni. Si intende impiegare il banco per svolgere una campagna sperimentale che fornisca dati utili a sviluppare un modello predittivo dei fenomeni di usura, fatica meccanica e termomeccanica del rivestimento.

1 INTRODUZIONE

Le ruote per carrelli industriali sono un componente semplice ma di fondamentale importanza in molteplici applicazioni industriali come i carrelli automatici. Si tratta di ruote

con un mozzo metallico o in plastica ed un rivestimento solido in poliuretano elastomerico o gomma incollato al mozzo [1,2]. Il corpo metallico fornisce supporto strutturale, mentre il rivestimento elastomerico fornisce aderenza, resilienza e smorzamento alla struttura, che tipicamente è priva di sospensioni. I carrelli equipaggiati con queste ruote, sia folli sia motrici, sono largamente impiegati in fabbriche e magazzini per recuperare, trasferire e conservare le merci sia in ambiente interno che esterno. I carrelli moderni richiedono ruote che, per un dato ingombro, possano muoversi più velocemente e trasportare carichi più pesanti, senza danneggiarsi. Solitamente, il danneggiamento di queste può avvenire per quattro modalità: usura, deformazione permanente, rottura per fatica meccanica, rottura per fatica termo-meccanica [3]. Quando in fase di progettazione occorre scegliere una ruota adatta per un'applicazione personalizzata, in genere si fa riferimento ai dati forniti dai costruttori, in quanto non esistono, nella letteratura tecnico-scientifica, modelli di previsione attendibili per tali componenti [4,5].

È dunque utile svolgere una campagna sperimentale per investigare il comportamento delle ruote in funzione della configurazione geometrica e del materiale, ma questa via è ovviamente molto dispendiosa, sia come tempi sia come costi, ed è quindi difficilmente praticabile in un contesto industriale. Da tutto ciò si evince l'utilità di disporre di un modello previsionale che permetta di stimare quale sarà la risposta di una ruota con battistrada solido, in termini di usura, creep, rottura per fatica e fusione, al variare delle condizioni di esercizio. Per arrivare a sviluppare un modello di questo tipo si è progettato ed è in fase di sviluppo prototipale, un banco prova, completamente automatizzato e controllato, in grado di accogliere ruote con battistrada solido [6] (in poliuretano elastomerico o gomma) di differenti dimensioni (da diametro 200 mm a diametro 600 mm e fino a larghezza di fascia 400 mm), sottoponendole a carichi, sia statici sia di fatica, fino a 100 kN e, simultaneamente, a velocità di avanzamento fino a 5 m/s [7]. In conclusione, le fasi del presente lavoro si possono riassumere nei seguenti passi: progettazione concettuale, progettazione di dettaglio, progettazione di sistema.

2 MATERIALI E METODI

La progettazione si è svolta secondo il metodo del Quality Function Deployment [8], che si articola nelle tre fasi principali di progettazione concettuale, progettazione di sistema e progettazione di dettaglio. Questa sezione descrive nello specifico queste fasi.

2.1 Progettazione concettuale

Tabella 1 presenta alcuni esempi inerenti alla lista di bisogni cliente in ordine di importanza, secondo una scala da 1 a 5, identificati coinvolgendo tutte le parti interessate (Ufficio Tecnico, Customer Service, Controllo Qualità di Elettric 80). Ciascuno di questi bisogni cliente è stato espresso mediante una o più specifiche tecniche, identificate da metriche misurabili quantificate da un valore obiettivo, come mostrato a titolo di esempio in Tabella 2, sempre definito in collaborazione con i tecnici aziendali. Bisogni e specifiche tecniche sono state raccolte nella Casa della Qualità, verificando la corrispondenza tra essi ed andando, infine, ad individuare i valori obiettivo per ciascuna metrica, sulla base delle esigenze espresse dai tecnici aziendali. Non si riporta per, per brevità, la Casa della Qualità, ma solo le principali specifiche tecniche relative alle ruote che il banco prova deve essere in grado di accogliere ed elaborare.

Figura 1 mostra la scomposizione funzionale del sistema banco prova oggetto di studio, utile per mettere in luce i flussi di energia (linea sottile), materia (linea spessa), e segnale (linea sottile tratteggiata) all'interno del sistema: in arancione e giallo sono evidenziate le funzioni più critiche. Tabella 3 mostra una matrice di screening relativa ai due principali concetti proposti per riprodurre il rotolamento della ruota in condizioni simili a quelle di esercizio: rotolamento ruota su rullo (a sinistra) e rotolamento ruota su piano (a destra). Questi concetti sono stati valutati in relazione ai principali bisogni cliente, in particolare: il rotolamento della ruota su piano, permette di gestire valutare l'effetto di qualunque tipo di pavimentazione, a differenza del rullo, al quale certe pavimentazioni non sono applicabili, e di riprodurre al meglio la condizione di contatto ruota su piano tipica dei casi reali. Unico punto a negativo è il fatto che la ruota è continuamente in una condizione di sterzata rispetto al piano rotante: questa caratteristica, però, è in parte riconducibile al modo di lavoro di queste ruote nei carrelli a guida autonoma, nei quali, per mantenere la traiettoria si ricorre a frequenti piccole correzioni della direzione, sterzando leggermente le ruote del veicolo. La continua sterzata che si ottiene nella soluzione a "giostra" può anche essere sfruttata come fattore di accelerazione della prova. Il rotolamento ruota su rullo, invece, ha come unico punto di forza rispetto al precedente la capacità di riprodurre un moto rettilineo. Alla luce di queste considerazioni, si è scelto di sviluppare il concetto di banco prova con rotolamento delle ruote su un piano rotante.



n	Bisogno	Priorità pesata
1	Accoglie ruote in poliuretano	5.00
2	Permette prove su ruote folli	5.00
3	Permette prove su ruote di trazione	3.00
4	Simula condizioni reali dinamiche di utilizzo (velocità, forza)	5.00
5	Simula condizioni reali ambientali di utilizzo	4.40
6	La ricetta di test deve essere configurabile (parametri, dati esterni)	5.00
7	Deve essere possibile comporre blocchi di test consecutivi	2.60
8	Deve analizzare in poco tempo eventi a lungo termine	3.40
9	Deve fornire output in tempo reale sullo stato di avanzamento del test	4.00
10	Risponde ai requisiti di sicurezza	2.20
11	Affidabile nel tempo (ripetibilità delle prove)	4.60

Tabella 1 – Bisogni cliente.

	Metrica	Valori obiettivo
2.1	Diametro esterno ruota	mm 200-600
2.2	Larghezza delle ruote	mm 50-400
2.3	Spessore battistrada	mm 50-100
3.3	Diametro foro	mm 20-30-40-50-60-70

Tabella 2 – Bisogni cliente.

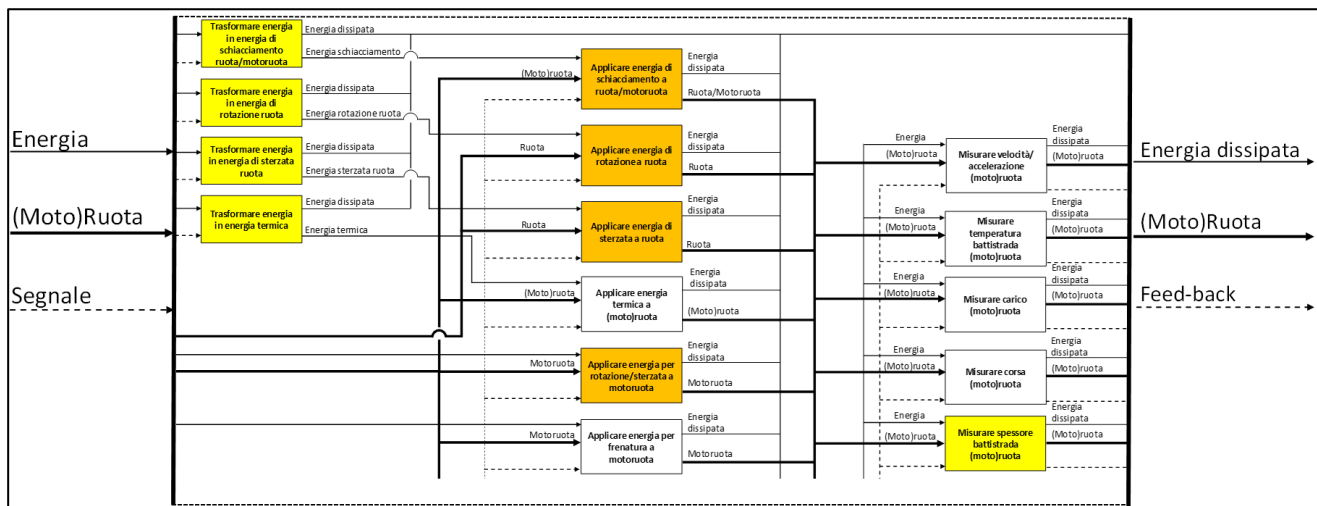


Figura 1 – Scomposizione funzionale.

2.2 Progettazione di sistema

Figura 2 mostra lo schema di sistema del banco prova, sviluppato sulla base del concetto di ruota che si muove su un piano rotante illustrato e scelto nella sezione precedente. Il sistema è composto di un piano circolare rotante (piastra anulare), avente diametro di circa 5 metri, che ruota rispetto

al suo centro essendo sostenuto da una ralla. Su questo piano rotante vengono collocati quattro portali angolarmente equispaziati: ciascun portale ospita una ruota e le applica il carico mediante un attuatore che è fissato alla traversa superiore. Il sistema può lavorare in due modi: (i) con ruote folli il piano rotante viene azionato da un motore esterno che lo fa ruotare alla velocità desiderata; (ii) con ruote motrici,

sono le stesse motoruote che, azionate, trascinano il piano rotante e questo, se azionato in senso contrario, può fungere da freno per le ruote, oppure le motoruote possono essere azionate in opposizione, lasciando folle il piano rotante.

L'altezza del piano rotante rispetto al suolo è di circa 50 cm per poter alloggiare nella parte inferiore il sistema di attuazione della piastra rotante e rendere agevoli eventuali lavori di ordinaria e straordinaria manutenzione.

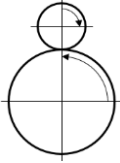
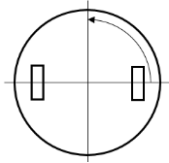
Criteri ad alto livello	Rotolamento su rullo	Rotolamento su piano
		
Contatto simile al vero	-	+
Permette qualunque tipo di pavimentazione	-	+
Più ruote in contemporanea	+	+
Riproduce moto rettilineo	+	-
Riproduce condizione di frequenti sterzature come nel caso reale	-	+
Totale -	-3	-1
Totale +	2	4
Totale netto (somma algerica)	-1	3

Tabella 3 – Matrice di screening.

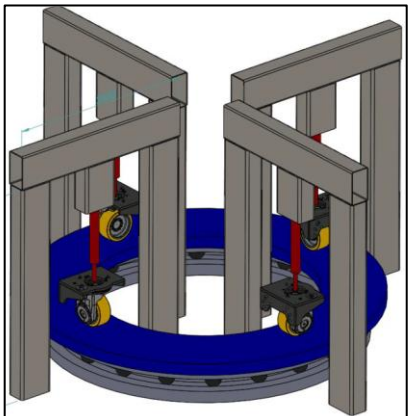


Figura 2 – Soluzione a giostra con telaio periferico.

2.3 Progettazione di dettaglio

Questa sezione presenta l'analisi strutturale svolta sul telaio, la scelta dei principali componenti commerciali e la progettazione di dettaglio del sistema nel suo complesso.

2.3.1 Analisi strutturale del telaio

Figura 3a mostra lo schema strutturale di un portale del banco prova, caricato, nelle condizioni di funzionamento più estreme, da una forza *F* di 100 kN in direzione verticale, ed una coppia *K* fornita dal motore della ruota di 5 kNm.

Figura 3b mostra lo schema di dettaglio dei carichi che la motoruota riceve e scambia con il piano rotante e con il portale. È importante calcolare la coppia di forze *H* che si scarica sul piano rotante e sul portale, rispettivamente, per equilibrare la coppia motrice *K* della motoruota. Considerato che il banco può accogliere ruote con diametro minimo pari a 200 mm, si ha che la forza *H* può valere fino a:

$$H = 5000\text{Nm}/0.1\text{m} = 50 \text{ kN} \tag{1}$$

Questo valore di carico è particolarmente rilevante ed ha determinato specifiche scelte progettuali nel dimensionamento del portale.

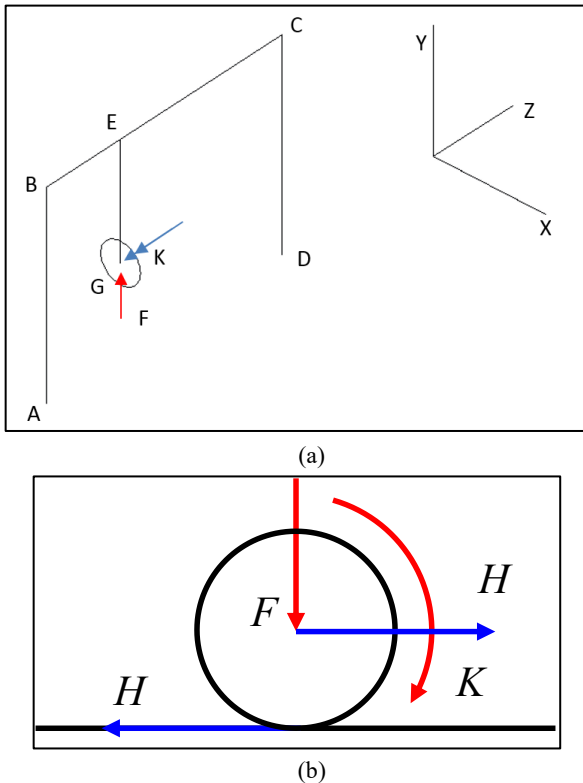


Figura 3 – Schema di funzionamento: (a) portale, (b) dettaglio dei carichi sulla ruota.

Il primo passo del dimensionamento ha riguardato il calcolo delle caratteristiche di sollecitazione del portale per via analitica e sulla base di queste si è proceduto ad un dimensionamento di massima della struttura, imponendo come principale vincolo un'elevata rigidezza. In particolare, considerato che si tratta di un banco prova, si è imposto che la freccia della traversa superiore del portale e delle altre zone critiche sia sempre minore di 0.5 mm. Si è verificato che da ciò deriva immediatamente che siano soddisfatte le condizioni di resistenza [9] della struttura. Grazie a questo dimensionamento preliminare per via analitica, tenendo conto delle elevate forze agenti e della necessità di raggiungere un'elevata rigidezza della struttura, si è affinato lo schema del portale. Le caratteristiche di questa nuova configurazione aiutano a mantenere una buona rigidezza in tutta la struttura, poiché il portale è molto basso e l'attuatore viene posizionato sopra la traversa. Inoltre, viene applicata una struttura di irrigidimento posteriore per fornire un ulteriore contributo in fase di sbandieramento del portale. Tabella 4 riassume le sezioni scelte per i principali profilati che costituiscono il portale, con le relative misure dei lati e i momenti

d'inertzia, scelte in modo da garantire che la rigidezza ed il grado di sicurezza della struttura siano adeguati.

2.3.2 Analisi agli elementi finiti

Lo schema di portale proposto nella sezione precedente è stato analizzato nel dettaglio mediante un modello agli elementi finiti sviluppato con il software Lusas [10], che descrive l'intera struttura del portale. Al fine di simulare il montaggio della ruota mediante un sistema che la collega rigidamente al portale, nel modello si inserisce un tratto orizzontale interno al portale, a livello della ruota. Il telaio è stato descritto mediante elementi trave spesse lineari del tipo BMI21 [10]. Sono state realizzate 10 suddivisioni per ogni tratto di trave per un totale di 90 elementi. Agli elementi finiti che descrivono ciascun tratto sono state assegnate le corrispondenti sezioni trasversali descritte in Tabella 4. Il telaio (Figura 4) è stato vincolato mediante due incastri alla base ed è stato caricato simultaneamente dalla forza massima agente sulla ruota (100 kN) e dalla forza massima in direzione orizzontale (50 kN) che nasce per equilibrare il momento torcente della motoruota. Figura 5 mostra la mappa della tensione normale che somma la componente di tensione flessionale e normale. Come si può notare, le tensioni più alte sono nella parte centrale della traversa e confermano i valori ottenuti per via analitica.

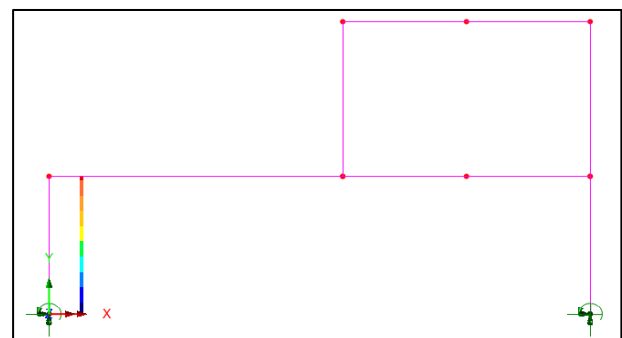


Figura 4 – Modello agli elementi finiti del telaio.

La freccia massima prevista dal modello agli elementi finiti corrisponde ad un valore inferiore a 0.5 mm, il che conferma la sufficiente rigidezza dell'intera struttura. Per quel che concerne l'accoppiamento della motoruota alla struttura a portale, si è deciso di realizzare delle guide scorrevoli, per permettere di lasciare come unico grado di libertà lo scorrimento verticale, così da rendere possibile il caricamento mediante l'attuatore.

Tratto	Lunghezza		Sezione scelta (mm)				
	mm		A	B	C	D	Momento d'inerzia (mm ⁴)
Colonne	780, 550, 1210, 1090	Quadrata, cava	200	200	180	180	45.85E ⁶
Traversa attuatore	1210	Rettangolare, cava	350	400	330	380	243.59E ⁶
Colonna centrale	1000	Quadrata, cava	400	400	380	380	208.58E ⁶
Traversa interna	900	Rettangolare, cava	200	400	180	380	45.85E ⁶

Tabella 4 – Profili ammissibili per il portale, in relazione al soddisfacimento della condizione di rigidezza

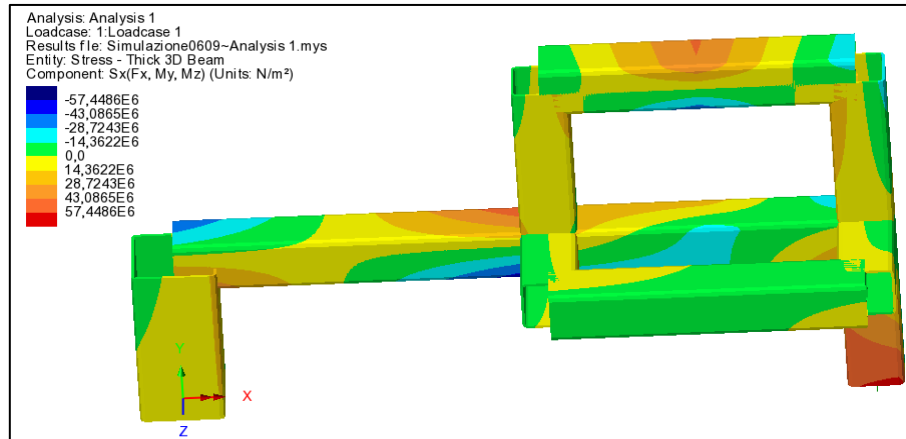
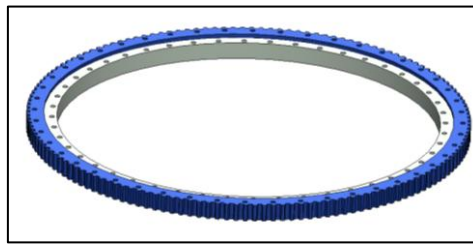
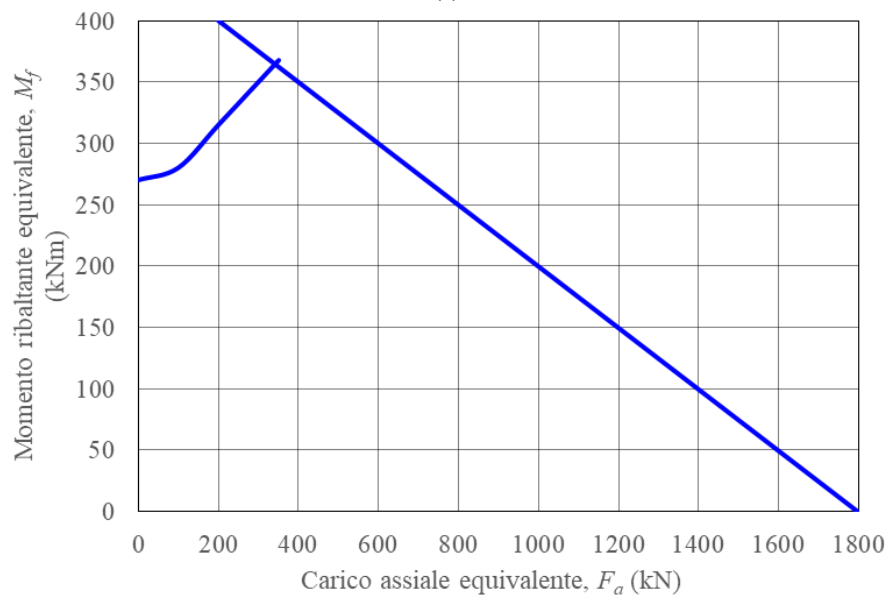


Figura 5 – Andamento delle tensioni sul singolo portale.



(a)



(b)

Figura 6 – Ralla ISB (a) e diagramma del momento ribaltante in funzione del carico assiale compressivo agente sulla ralla (b).

2.3.3 Ralla

Figura 6a mostra la ralla commerciale scelta (ISB modello B1.20.1094.200-1PPN) [11] per supportare il piano rotante del banco prova, avente un diametro esterno pari a 1066 mm ed un diametro interno pari a 1022 mm. La scelta è stata dettata dai vincoli dimensionali e dalla necessità di dover sostenere il momento ribaltante che può agire sulla ralla quando il piano rotante riceve il carico verticale da una sola ruota. Figura 6b mostra l'andamento del momento ribaltante M_f per la ralla considerata in funzione del carico assiale equivalente F_a .

2.3.4 Attuatori

In base alle specifiche espone in precedenza, il sistema di attuazione deve garantire un carico agente sulla ruota di 100 kN per il caso statico e di 50 kN per il caso dinamico. Figura 7 mostra la configurazione dell'attuatore elettromeccanico per caricare la ruota, prodotto da Moog [12]. Per evitare l'eventuale insorgere di carichi in direzione trasversale rispetto all'asse di attuazione e di momenti flettenti sullo stelo dell'attuatore, si è scelto di vincolarlo mediante uno schema a doppia cerniera, che gli consenta di allinearsi sempre all'asse dei carichi, andando quindi a lavorare come un elemento biella.

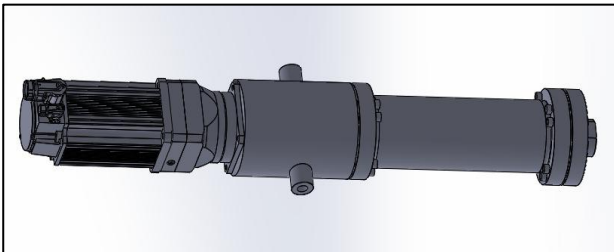
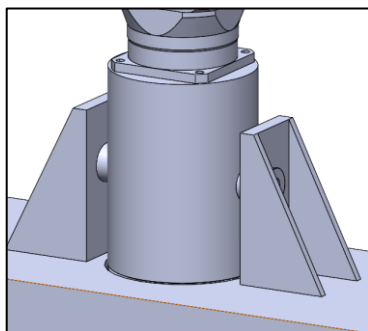
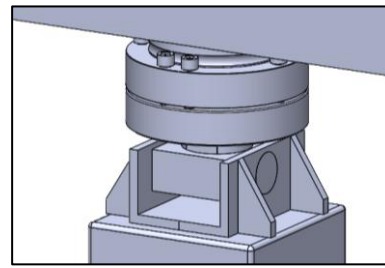


Figura 7 – Modello CAD attuatore scelto.



(a)



(b)

Figura 8 – Dettaglio forcella di sostegno dell'attuatore (a) e della cerniera tra stelo attuatore e telaio ruota (b).

Nella parte superiore, i due perni di fissaggio sono collocati in una forcella realizzata con piastre da 20 mm di spessore (Figura 8a). In modo del tutto analogo, nella parte inferiore, è stato realizzato un analogo collegamento forcella-spinotto tra lo stelo dell'attuatore ed il telaio della motoruota (Figura 8b), così da ottenere una cerniera. Si sottolinea che tra questa forcella ed il telaio della motoruota si prevede di interporre la cella di carico per controllare il carico effettivamente applicato alla ruota.

2.3.5 Sfere portanti

Al fine di evitare la necessità di un eccessivo irrigidimento della piastra rotante, si è scelto di introdurre delle sfere rotanti esattamente al di sotto della posizione di contatto della ruota. Queste permettono di trasferire il carico verticale agente sulla ruota [13], direttamente dalla piastra rotante al telaio. In questo caso sono state utilizzate 15 sfere portanti della Omnitrack [14], aventi capacità di carico di 6 kN ciascuna, disposte in tre file da 5 sfere ciascuna.

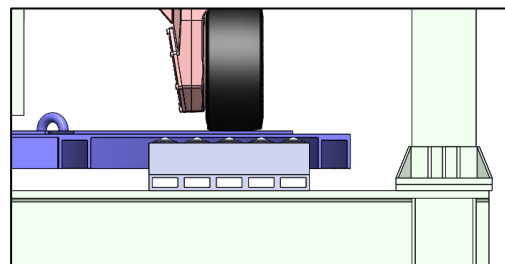


Figura 9 – Sfere portanti M45.

Per analizzare lo stato tensionale agente sulle sfere e sul piano rotante è stato fatto uno studio agli elementi finiti, applicando la condizione di carico massimo (100 kN, Figura 10). Il carico massimo su una singola sfera non supera i valori massimi consentiti. La scelta di utilizzare un tappeto di sfere portanti aiuta a distribuire meglio il carico.

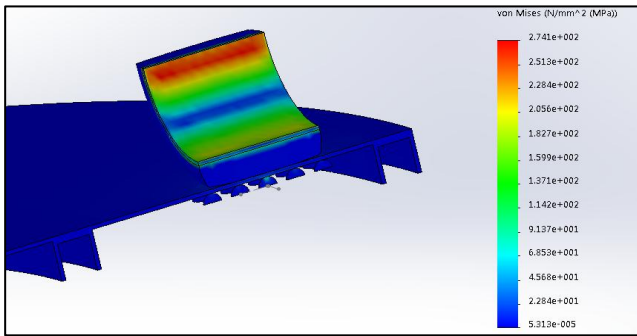


Figura 10 – Andamento delle tensioni nel caso di carico massimo.

Si analizza ora la coppia necessaria in uscita dal motoriduttore che aziona il piano rotante nel caso di massima potenza e massima coppia (5 kNm) su tutte e quattro le motoruote applicate al banco. Figura 11 mostra lo schema delle forze e delle coppie in gioco sul sistema. In particolare, si va a ridurre il comportamento del sistema ad un calcolo tra rotismi. Per l'equilibrio dei momenti dobbiamo avere che il momento sull'albero di uscita del riduttore deve essere uguale al momento calcolato sul pignone. Tabella 5 mostra i valori di potenza, coppia, velocità angolare e rapporto di trasmissione in tutto il sistema meccanico, calcolati assumendo che la ruota rotoli su una circonferenza di diametro di 4 m.

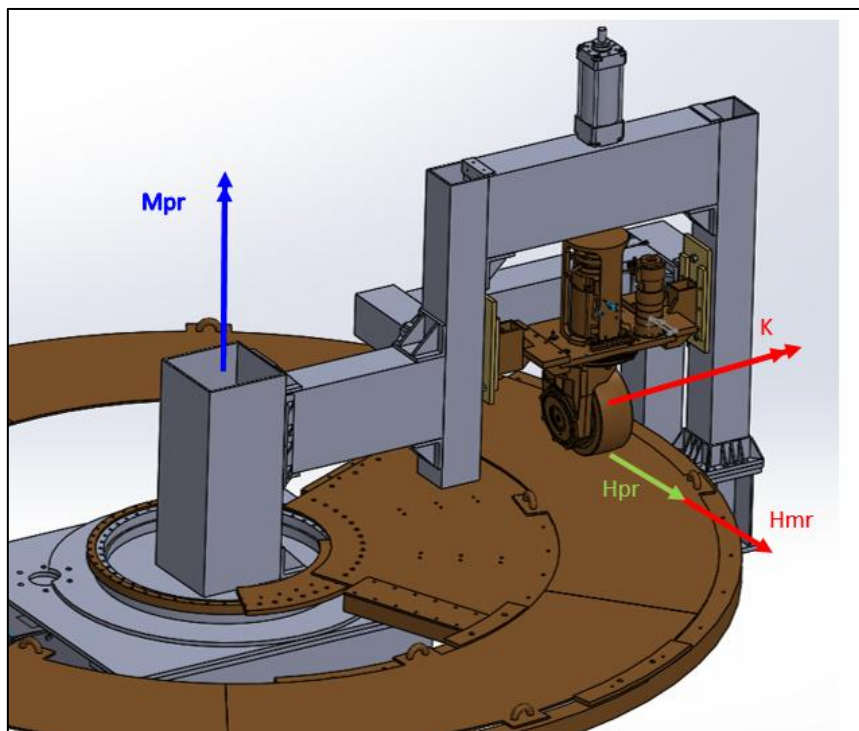


Figura 11 – Schema delle coppie e forze in gioco.

	P (kW)	C (kNm)	ω (rad/s)	R (m)
Motoruota	10	5	2	0.2
Piano rotante	40	200	0.2	2
Ralla	40	200	0.2	0.533
Albero motoriduttore.	40	44	0.92	0.12

Tabella 5 – Valori calcolati per i singoli componenti

2.3.6 Dimensionamento del motore del piano rotante

Tabella 6 mostra un confronto tra differenti soluzioni di ingranamento tra pignone e ralla. Se tutte le ruote lavorano in modo concorde e sono contrastate unicamente dal motore che aziona il piano rotante, allora il pre-dimensionamento

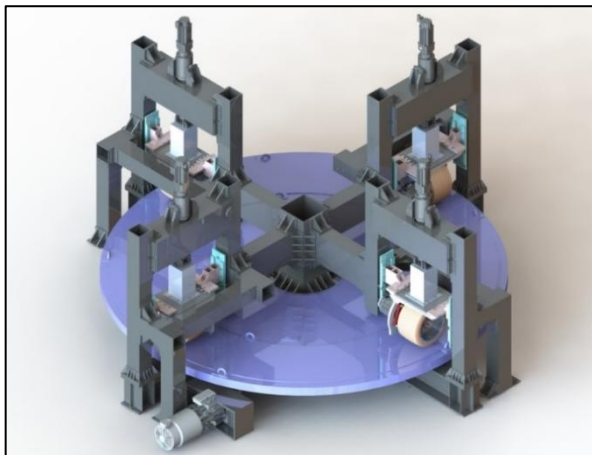
porta a coppie molto elevate sul pignone, velocità angolari basse, rapporto di riduzione motore-pignone elevato. Ne deriva che tale condizione è fortemente sfavorevole e conviene piuttosto far lavorare le ruote in modo che si contrastino vicendevolmente, impiegando poi il motore solo per piccole compensazioni e per il caso delle ruote folli. Si è scelto quindi di impiegare una ralla con diametro di 1066 mm ed

un pignone avente diametro 240 mm. Il diametro dell'albero in uscita è stato calcolato, partendo dalla tensione tangenziale massima, come:

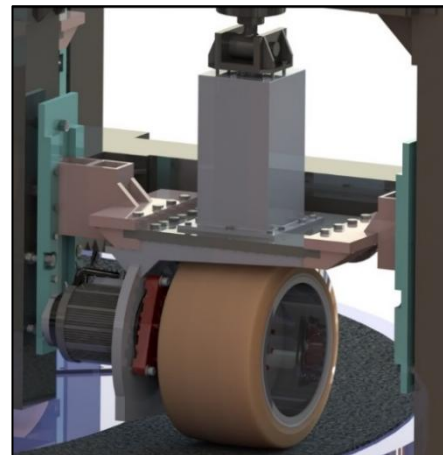
$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi R_{St}}} \quad (2)$$

Diametro ralla	Diametro pignone	Rapporto di rid. pignone / ralla, K	Coppia pignone	Velocità angolare pignone	Diametro albero in uscita riduttore	Rapporto riduzione motore-pignone
(m)	(m)		(kNm)	(rad/s)	(m)	
1.10	0.24	0.22	43.64	0.92	0.13	171
	0.48	0.44	87.27	0.46	0.16	343
1.10	0.24	0.20	40.00	1.00	0.13	157
	0.48	0.40	80.00	0.50	0.16	314
1.50	0.24	0.16	32.00	1.25	0.12	126
	0.48	0.32	64.00	0.63	0.15	251
2.00	0.24	0.12	24.00	1.67	0.11	94
	0.48	0.24	48.00	0.83	0.13	188

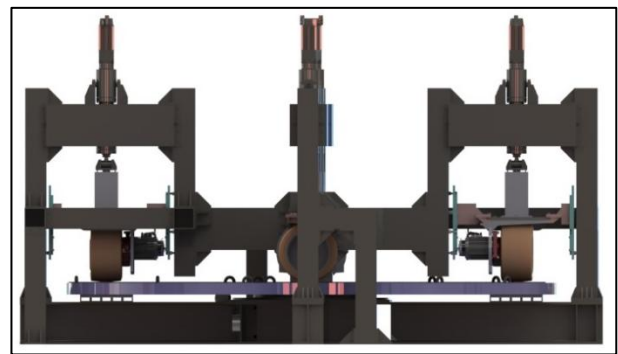
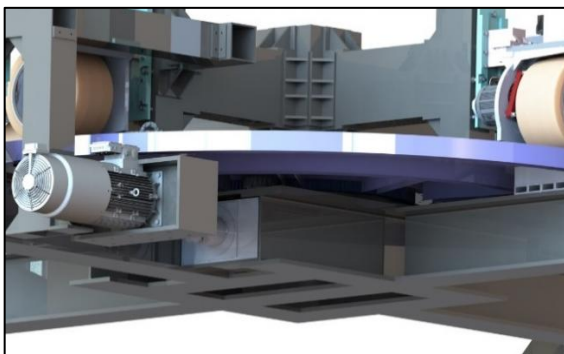
Tabella 6 – Confronto tra differenti soluzioni di ingranamento tra pignone e ralla.



(a)



(b)



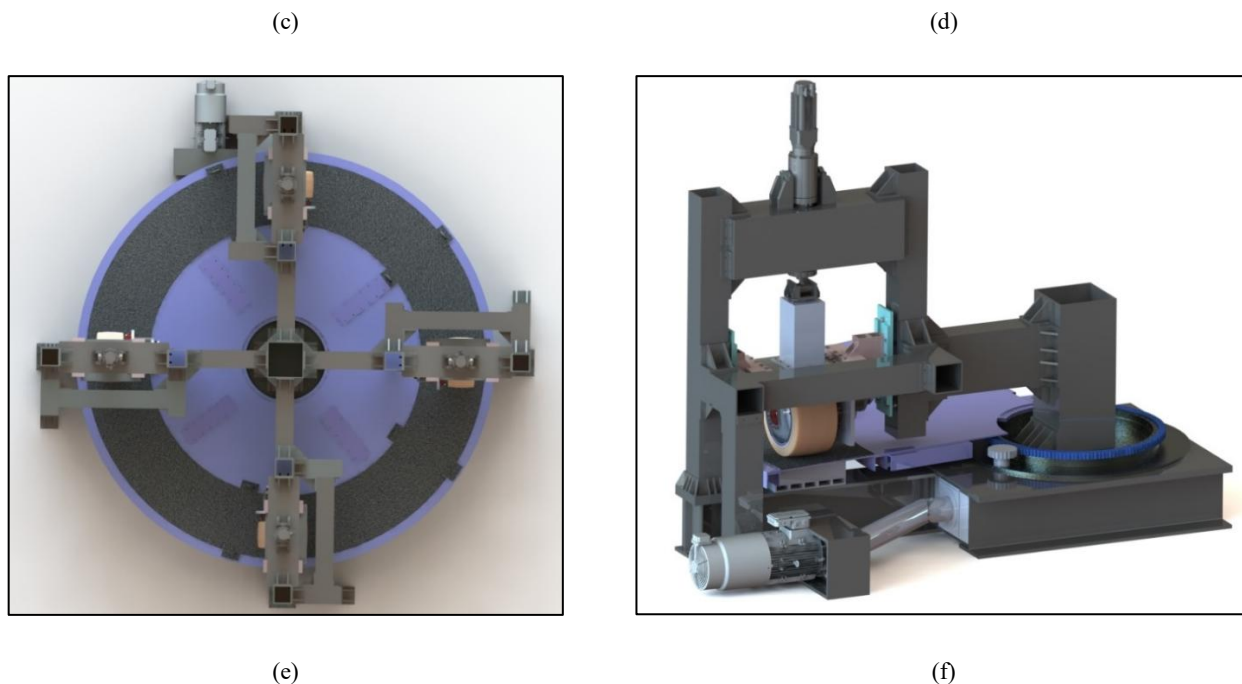


Figura 12 – Rendering del banco prova.

2.3.7 Modellazione CAD

Figura 12 mostra il modello dettagliato del banco prova, sviluppato sulla base delle scelte progettuali fino a qui descritte. In particolare, Figura 12a mostra il sistema nel suo complesso, Figura 12b mostra i dettagli della motoruota e del sistema delle slitte, Figura 12c mostra il posizionamento del motore, Figura 12d mostra la vista laterale dell'intero banco prova, Figura 12e mostra la vista dall'alto ed infine Figura 12f la vista completa dell'assieme per un singolo portale

3 CONCLUSIONI

Il lavoro ha mostrato l'ideazione, la progettazione e lo sviluppo di un banco prova per ruote solide, che potesse simulare il reale comportamento delle condizioni operative. Per farlo ci si è avvalsi del metodo del Quality Function Deployment cercando di individuare i bisogni cliente per realizzare delle specifiche quantificabili e raggiungibili. Il passo successivo è stato quello di realizzare la progettazione di sistema, per poi scendere in quella di dettaglio ove si è simulata la risposta del sistema e si è proceduto alla modellazione CAD di dettaglio dell'intera struttura. Una volta disponibile, il banco permetterà di sviluppare un modello previsionale che permettano di prevedere in modo affidabile i

problemi di usura, fatica meccanica e fatica termomeccanica delle ruote per carrelli industriali.

4 BIBLIOGRAFIA

- [1] R.C. Batra, Quasistatic indentation of a rubber covered roll by a rigid roll. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 17 (1981) 1823–1833.
- [2] H.T. Hahn, and M. Levinson, Indentation of an elastic layer(s) bonded to a rigid cylinder – I. Quasistatic case without friction. *International Journal for Mechanical Sciences* 16 (1974) 489–502.
- [3] M. Bonori, D. Castagnetti, E. Dragoni, P. Borghi, M. Giugni, Analisi termomeccanica di ruote per carrelli industriali. In *Proceedings of the XIV ADM – XXXIII AIAS Conference*, Bari, Italy, 31 August–2 September 2004, pp. 337–338.
- [4] D. Castagnetti, E. Dragoni, G. Scirè Mammano, Elastostatic contact model of rubber-coated truck wheels loaded to the ground. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineer: Part L - Journal of Materials Design and Applications* 222(4) (2008) 245–257.
- [5] M. Ragni, D. Castagnetti, A. Spaggiari, F. Muccini, E. Dragoni, M. Milelli, S. Girlando, P. Borghi, Shear strength characterization of metal-elastomer bonded joints. *FME Transactions* 45(3) (2017) 360–366.
- [6] I. Evans, The rolling resistance of a wheel with a solid rubber tyre. *British Journal of Applied Physics* 5 (1954) 187.
- [7] R.D.W. Miller, Variations of line pressure and rolling speed with indentation of covered rollers. *British Journal of Applied Physics* 15 (1964) 1423–1435.

- [8] K.T. Ulrich, S.D. Eppinger, Product design and development, V Ed. McGraw-Hill, 2011.
- [9] G.J. Parish, Calculation of the behaviour of rubber covered rollers. British Journal of Applied Physics 12 (1961) 333–336.
- [10] <https://www.lusas.com/>
- [11] <https://www.isb-industries.com>
- [12] <https://www.moog.it/>
- [13] P.B. Lindley, Load compression relationships of rubber units. Journal of Strain Analysis 1(3) (1966) 190–195.
- [14] <https://omnitrack.it/>

