

BANCO PROVA MULTISALA PER PROVE DI ADERENZA

*Original*

BANCO PROVA MULTISALA PER PROVE DI ADERENZA / Bosso, Nicola; Gugliotta, Antonio; Zampieri, Nicolo' -  
ELETTRONICO. - 1:(2015), pp. 1-16. ( AIAS 2015 - 44° Convegno Nazionale Messina 2-5 Settembre 2015).

*Availability:*

This version is available at: 11583/2642501 since: 2016-05-17T12:40:27Z

*Publisher:*

Università degli Studi di Padova

*Published*

DOI:

*Terms of use:*

This article is made available under terms and conditions as specified in the corresponding bibliographic description in the repository

*Publisher copyright*

(Article begins on next page)

## BANCO PROVA MULTISALA PER PROVE DI ADERENZA

N. Bosso<sup>a</sup>, A. Gugliotta<sup>a</sup>, N. Zampieri<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Politecnico di Torino - Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale,  
C.so Duca degli Abruzzi 24, 10129 Torino, e-mail: nicola.bosso@polito.it,  
antonio.gugliotta@polito.it, nicolo.zampieri@polito.it

### Sommario

La memoria illustra lo studio di strategie innovative per simulare il recupero di adesione mediante banchi prova a rulli (Roller-Rig) con tecniche innovative. L'obiettivo principale di questi studi è la progettazione di un roller-rig multi-sala, che consente a diverse sale di insistere sulla stessa coppia di rulli. Il lavoro mostra le soluzioni tecniche adottate per il nuovo dispositivo di prova, compresa la simulazione del comportamento dinamico delle sale durante la frenata, quando un tratto ad adesione degradata viene applicata al rullo. La simulazione è stata eseguita utilizzando un modello multibody dell'intero banco prova. Al fine di simulare il comportamento di adesione nel codice multibody, preliminari prove sperimentali sono state eseguite utilizzando il roller-rig esistente (a sala singola) del Politecnico di Torino. Per ottenere questi dati, la superficie del rullo è stata contaminata in un solo punto, ed è stato analizzato l'effetto di pulizia del passaggio successivo dello stesso asse sulla zona contaminata

### Abstract

The paper shows the development of innovative methodologies to simulate the adhesion recovery phenomenon by means of a scaled Roller-Rig. The task of this work is the design of a scaled multi-axes Roller-Rig, that allows to different wheelsets to press on the same couple of rollers. The paper shows the solutions adopted for the new test bench and the multibody numerical model developed to evaluate the dynamical behavior of the different wheelsets when degraded adhesion occurs on a roller section. In order to dispose of data relative to the adhesion coefficient variation due to the passage of different wheelsets, preliminary experimental tests have been performed on the single axis Roller-Rig of the Politecnico di Torino. In order to obtain these data a small portion of the roller surface has been contaminated, and the variation of the adhesion coefficient due to the wheelset passage has been measured.

**Parole chiave:** Ri-adesione, Roller-Rig, Frenatura, Real-Time, Multibody.

### 1. INTRODUZIONE

Il caso preso in considerazione nell'ambito di questa memoria è quello del dispositivo di ausilio della frenata nei veicoli ferroviari, chiamato sistema antipattinamento o WSP (Wheel Slide Protection). Questi sistemi intervengono in fase di frenatura in caso di eccessivo slittamento della ruota sulla rotaia riducendo la coppia frenante e ripristinando le condizioni di rotolamento. Essi sono di fondamentale importanza in quanto il loro corretto funzionamento consente di limitare il danneggiamento delle ruote dei veicoli e delle rotaie, riducendo la necessità di manutenzione. Tali dispositivi mecatronici basano il loro funzionamento su complessi algoritmi che richiedono una lungo processo di validazione in condizioni di esercizio. La possibilità di effettuare il medesimo test su banchi di prova consente di

semplificare il processo di sperimentazione e di ridurre i costi. La necessità di riprodurre le medesime condizioni riscontrate nel caso reale, soprattutto in presenza di condizioni particolari che possono costituire un fattore contaminante, costituisce l'obiettivo principale del lavoro.

Per sviluppare tali test è stato valutato l'impiego di roller rig [1, 2, 3]. I roller rig sono apparati sperimentali in cui il moto delle ruote sulle rotaie è simulato dal rotolamento su rulli mossi da motori elettrici ad elevata potenza. Il vantaggio nell'impiego di tali soluzioni sta nella ripetibilità delle prove, essendo esse indipendenti dalle condizioni climatiche. Per ragioni economiche e di ingombri, la maggior parte di questi banchi di prova sono realizzati in scala ridotta.

Al Politecnico di Torino è presente un dispositivo di questo genere che permette la simulazione del comportamento in frenata di una sala singola o di un intero carrello. Lo svantaggio dell'uso di questa configurazione sta nell'impossibilità di considerare, in presenza di contaminante sul rullo, l'effetto reciproco causato dal passaggio di più sale sul binario, infatti nell'attuale roller-rig ciascuna sala insiste su una diversa coppia di rulli. Comprendere questo effetto che si traduce in una variazione delle condizioni di adesione sulle varie ruote potrebbe essere di notevole importanza per lo sviluppo degli algoritmi sui quali i sistemi antipattinamento si basano.

La maggior parte delle prove sperimentali avviene in stato stazionario, cioè la condizione di adesione in stato degradato viene mantenuta per tutta la durata della prova. Tuttavia, se i risultati ottenuti sono di certo utili non possono essere considerati completi poiché nel caso reale, quando un veicolo ferroviario impegna, in condizione di frenata o di trazione, un tratto di rotaia il cui profilo è contaminato, l'applicazione delle forze tangenziali da parte del profilo della ruota produce un effetto di pulizia sulla rotaia. Le sale che seguono la prima in condizione di marcia si troveranno di fronte a differenti quantità di contaminante e quindi, potranno contribuire al moto del treno in modo diverso. Allo stesso tempo la sala che per prima è entrata in contatto con il contaminante, a causa delle forze tangenziali, sarà soggetta ad un'azione di ripulitura del profilo della ruota e tornerà nelle condizioni iniziali di contatto. Questo comportamento è chiamato ri-adesione [5, 6]. Esso è strettamente dipendente dall'entità dello slittamento e dal tipo di contaminante. La ri-adesione non è da confondere con il recupero dell'adesione causato dalla riduzione della coppia frenante o motrice data dall'intervento del sistema antipattinamento o antislittamento. Comunque lo studio di questo fenomeno è di fondamentale importanza per implementare gli algoritmi su cui si basano i tali dispositivi in modo da migliorare significativamente le prestazioni dei veicoli su quali fossero impiegati.

Allotta, Malvezzi e al. [7, 8] hanno proposto un metodo per lo studio del fenomeno della ri-adesione. Il caso di riferimento è la frenata in condizioni di scarsa aderenza in presenza di macroslittamento di durata non trascurabile. Lo slittamento relativo tra le superfici di contatto causa la dissipazione di una considerevole quantità di energia che provoca inizialmente una parziale e poi definitiva distruzione dell'agente contaminante, ripristinando le condizioni di buona adesione.

L'obiettivo di questa memoria è quello di presentare un banco di prova, basato sul modello del roller rig esistente, che permetta di simulare l'azione di quattro sale sul medesimo rullo. Lo svolgimento del lavoro è stato diviso in varie fasi. In realtà molte delle fasi individuate sono state svolte contemporaneamente a causa della stretta dipendenza tra i risultati di una fase e quella immediatamente successiva.

## **2. IL BANCO PROVA ROLLER-RIG ATTUALE**

Il banco di prova a rulli presente al Politecnico di Torino segue una scala geometrica di 1:5 (oppure 1:4) mentre gli altri parametri sono stati calcolati adottando la similitudine proposta da Jaschinski per la simulazione dinamica. L'effetto della rotaia su uno stesso asse è simulato attraverso due rulli coassiali ma indipendenti che possono ruotare con velocità diverse oppure alla medesima collegando i due assi attraverso un giunto. Tutti i rulli possono essere motorizzati. Come già affermato i roller rig sono delle strutture molto flessibili che consentono la simulazione di diversi fenomeni.

Innanzitutto i rulli sono realizzati in due parti, un mozzo ruota ed un cerchione in modo tale che per simulare il moto con profili o dimensioni diversi sia sufficiente realizzare unicamente il cerchione. A questa ragione si aggiunge il fatto che il cerchione è la parte che subisce maggiore usura. Una analoga configurazione è posseduta dalle ruote della sala.

Le posizioni dei singoli rulli possono essere variate fino ad ospitare tre assi sullo stesso basamento. Grazie a questa versatilità può essere simulato il comportamento dinamico di un carrello o un veicolo a tre assi, un carrello o un veicolo a due assi e una sala singola (Figura 1.a e 1.b). Al fine di allestire la simulazione è possibile modificare la configurazione del banco. Nelle configurazioni per carrelli viene impiegato il telaio esterno che attraverso un sistema di travi e pesi garantisce il contatto delle ruote con i rulli ed evita lo spostamento longitudinale del carrello.

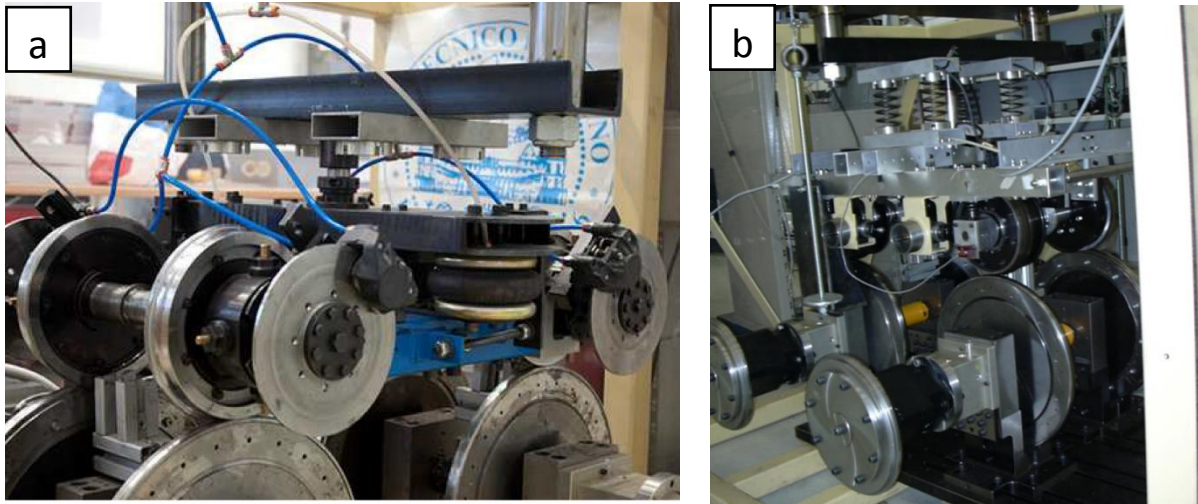


Figura 1: Roller rig allestito per lo studio della dinamica del carrello (a,b).

Per l'esecuzione delle prove a sala singola (Figura 2) al di sopra dei supporti dei motori sono impiegati dei supporti che ospitano le boccole delle sale. Il collegamento tra queste parti avviene attraverso una sospensione a stadio singolo. La sospensione è costituita per ogni lato da una molla ad elica in posizione verticale e da due molle ad elica in posizione orizzontale che collegano le boccole al telaio. Tutte le molle possono essere precaricate attraverso un sistema filettato che include celle di carico posizionate in modo da misurare il carico agente sulla sala. La rigidità laterale è data dalla rigidità a taglio delle tre molle collegate in parallelo mentre le rigidità longitudinali e verticali sono date da una combinazione di rigidità assiale e a taglio delle tre molle. Due motori sincroni a magneti permanenti creano il movimento dei rulli e sono controllati in circuito chiuso da inverter digitali che includono un'unità programmabile per implementare l'algoritmo direttamente sul motore. Collegati alle ruote e posizionati sull'assile, due dischi freno permettono l'applicazione di una coppia resistente alla rotazione della sala. La forza frenante è applicata attraverso due pinze freno che agiscono sui dischi in questione in seguito ad un aumento di pressione all'interno di un circuito pneumatico. La misurazione della velocità avviene per mezzo di tre encoder, uno posizionato sulla sala nella faccia esterna di una boccola mentre gli altri si trovano all'interno dei motori (resolver). La misurazione della coppia è effettuata da due torsimetri applicati tra i motori e i rulli. Gli encoder, i torsimetri e le celle di carico inviano i dati ad un PC industriale che attraverso una scheda con protocollo TCP/IP comunica con i motori elettrici.

Sul roller rig del Politecnico di Torino sono state effettuate prove di aderenza in condizioni di attrito secco ed in presenza di contaminante [2] utilizzando la seconda configurazione descritta nel precedente paragrafo. Sono stati rilevati risultati in linea con quelli ottenuti in letteratura in entrambe le condizioni di esercizio. È stato evidenziato il ruolo chiave svolto dallo slittamento e dalla velocità del veicolo.

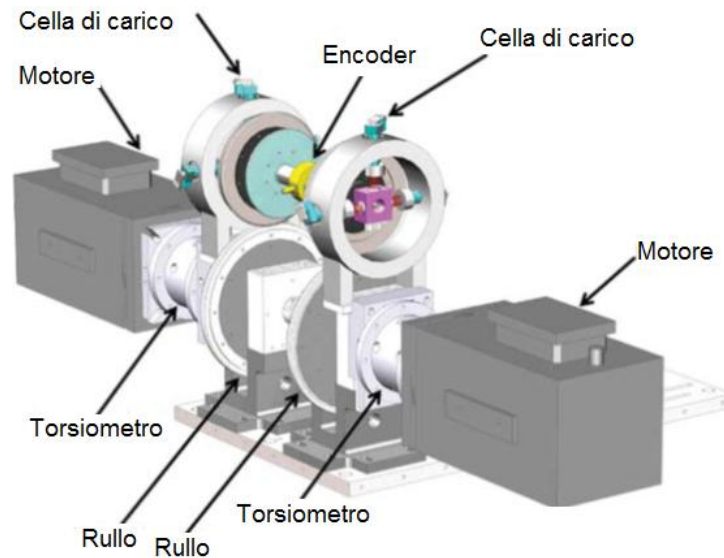


Figura 2: Roller rig allestito per lo studio della dinamica della sala singola.

### 2.1. Prove sperimentali di ri-adesione su banco prova roller rig

Oltre allo studio delle condizioni stazionarie in presenza di contaminante, l'attenzione è stata focalizzata sul fenomeno del recupero dell'adesione, cioè, come spiegato in precedenza, dell'effetto di pulitura della rotaia da parte delle forze tangenziali fino al ritorno delle condizioni ideali di avanzamento. Al momento non esiste un metodo o una procedura assodata per simulare sperimentalmente questo fenomeno, di conseguenza, gli autori [1, 2, 3] si sono adoperati al fine di creare un sistema efficiente per l'esecuzione delle prove.

Per simulare l'adesione in condizioni degradate è necessario attrezzare il roller rig, in configurazione sala singola, con uno strumento che applichi il contaminante sul profilo del rullo ed uno strumento che pulisca continuamente il cerchione della sala (Figura 3). L'erogatore entra in contatto con la superficie del rullo per un breve lasso temporale (circa 0.2 s) quindi la superficie di applicazione dipende, di conseguenza, dalla velocità di rotazione del rullo e dalla dimensione dell'erogatore. In questo modo, poiché la superficie del rullo viene continuamente ripulita, il tratto del rullo contaminato incontra sempre il cerchione non contaminato della ruota, simulando l'effetto di pulizia della sala descritto in precedenza.

Le analisi possono essere condotte con due differenti modalità. Nel primo caso il controllo di entrambi i motori avviene in velocità. La velocità di un motore viene, quindi, ridotta con lo scopo di simulare lo slittamento tra ruota e rullo. Nel secondo caso un motore è controllato in velocità mentre l'altro è controllato in coppia in modo da imporre una coppia resistente costante alla sala. In seguito all'applicazione della differenza di velocità o della coppia resistente, con la sala in condizione di equilibrio, il contaminante viene applicato sul cerchione del rullo e si attiva il sistema di pulizia del cerchione della sala.

I test sono stati effettuati impiegando come agente contaminante due differenti liquidi: una soluzione di acqua e sapone e una miscela di acqua, glicerina e paraffina liquida.

Un aspetto da tenere particolarmente in considerazione è l'efficienza del sistema pulente. Se questo non risulta in grado di pulire il cerchione della sala in un'unica fase, il contaminante si diffonde in altre parti del cerchione rendendo difficile la lettura dei risultati. Anche la viscosità del contaminante gioca un ruolo essenziale dal momento che i liquidi che presentano minore viscosità risultano più facili da rimuovere.

Una soluzione per risolvere questo problema è quella di adottare un rullo con un diametro doppio rispetto a quello della sala. In tal modo le aree contaminate sul rullo sono opposte e possono essere distinte nell'analisi dell'adesione.

I risultati ottenuti in con questa strumentazione consentono di riprodurre l'effetto del passaggio di diverse sale sulla stessa rotaia. Questi risultati sono utili per capire il comportamento generale del fenomeno ma non consentono di simulare il comportamento reale in modo realistico.

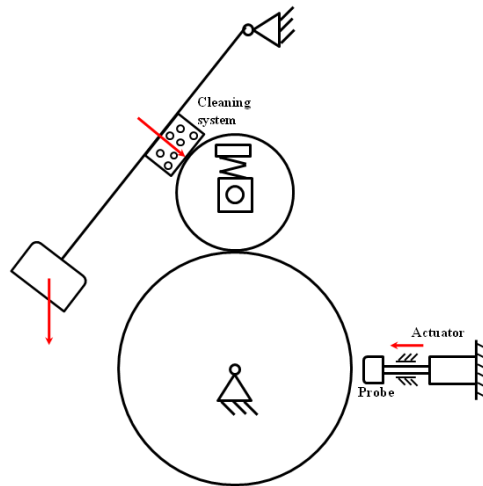


Figura 3: Allestimento del roller rig in configurazione sala singola per lo studio della ri-adesione.

### 3. IL BANCO PROVA ROLLER-RIG MULTISALA

Per ovviare al problema della ripulitura della sala in una sola passata la memoria propone una modifica del roller rig attuale al fine di lavorare contemporaneamente con quattro sale indipendenti che insistono sulla stessa coppia di rulli. Tale configurazione è ideale per lo studio del comportamento di un veicolo durante la fase di frenata. La presenza di quattro sale permette di valutare gli algoritmi di un sistema antipattinamento commerciale direttamente sul banco. In questo modo le operazioni di calibrazione del sistema possono essere semplificate e allo stesso tempo velocizzate.

Con una configurazione di questo tipo i cerchioni delle sale si trovano ad insistere tutte sullo stesso rullo come, effettivamente, le sale di un veicolo insistono sulla stessa rotaia.

Il banco prova è stato concepito come un'evoluzione del roller rig esistente. Esso è composto da una coppia di rulli ognuno dei quali rappresenta una rotaia. I rulli sono sostenuti dai supporti esistenti. Le quattro sale sono collegate ad un telaio rigido che si collega alla piastra del basamento attualmente impiegata. Le sale sono mantenute in posizione da collegamenti rigidi che uniscono ogni boccola con il telaio. Il carico normale può essere variato impiegando un dispositivo di precarico che include anche una cella di carico. In questo caso le sale risultano collegate rigidamente alla struttura del telaio per quanto riguarda la direzione longitudinale e laterale, mentre sono collegate elasticamente alla struttura in direzione verticale.

Ogni sala deve, inoltre, essere equipaggiata con un sistema di frenatura poiché in questo caso non è possibile operare in condizioni diverse da quelle proposte nella prima configurazione di prova della sala singola. Infatti, è necessario che entrambi i rulli ruotino alla stessa velocità che può essere raggiunta impiegando un unico motore elettrico oppure due motori in parallelo. Facendo queste osservazioni è ovvio che l'unica modalità di applicazione della coppia resistente che può essere effettuata è quella che prevede di fornire la coppia attraverso i motori elettrici. In questo caso, infatti, la coppia d'inerzia è pari a circa quattro volte quella esercitata sulla singola sala. Un simile valore non può essere raggiunto certamente considerando la sola inerzia rotazionale dei rulli, né adottando il moltiplicatore di giri, poiché la massa resistente addizionale risulterebbe troppo elevata con la possibilità di innescare pericolose vibrazioni.

Per il suo funzionamento il banco necessita quindi di un ottimo controllo dei motori al fine di simulare la coppia di inerzia.

Tutti i sensori presenti sulle sale comunicano con il pc industriale il quale, in base ai parametri impostati. In Figura 4 sono indicati i collegamenti dei sensori del banco che si interfacciano tutti attraverso il PC industriale. Con i parametri  $\alpha$  sono indicati gli spostamenti rotazionali e le relative velocità, con  $N$  il carico normale agente su ogni ruota e con  $M_f$  la coppia frenante applicata ad ogni sala. Questi dati sono raccolti dal PC industriale che comunica con logica real-time con gli azionamenti dei motori. Gli azionamenti, in base agli spostamenti e alle velocità rilevate sui singoli

motori e alla coppia motrice utilizzata, gestiscono il segnale da fornire per l'alimentazione di questi ultimi.

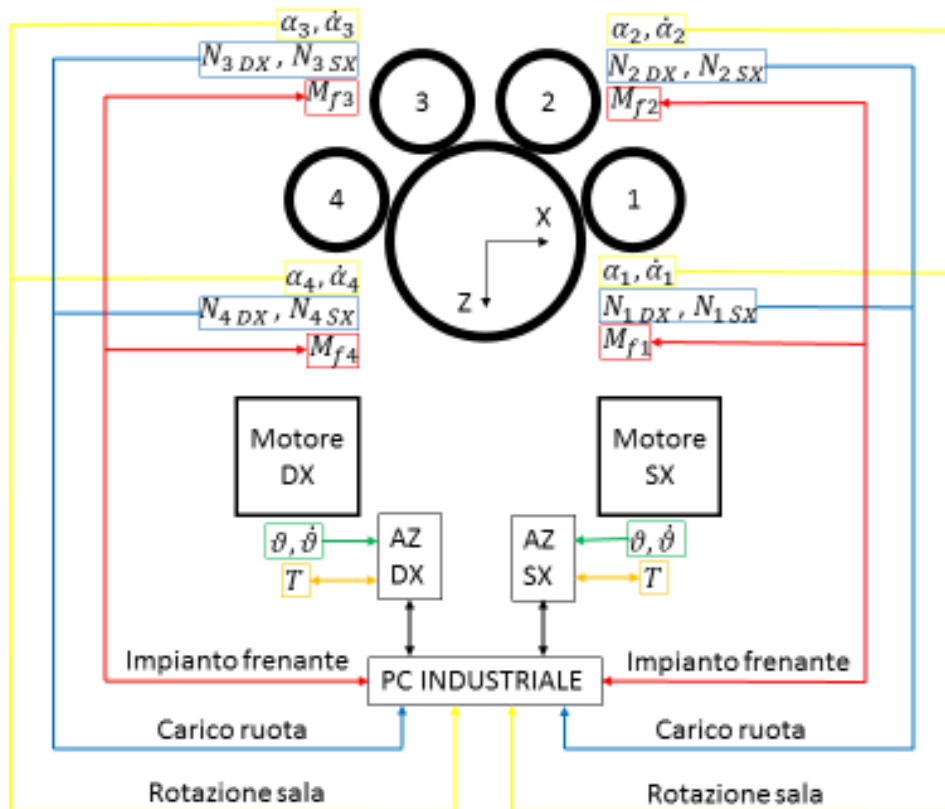


Figura 4: Schema di collegamento dei sensori del banco.

L'impianto frenante del banco deve essere munito di strumenti di misura per consentire di conoscere la coppia frenante agente sulle singole sale. Per riprodurre in modo fedele l'impianto presente sui vagoni ferroviari l'alimentazione del circuito deve essere fatta con aria compressa. In questa maniera è semplice interfacciare il banco con le valvole elettropneumatiche del sistema antipattinamento e la relativa centralina. Lo schema di funzionamento del sistema è riportato in Figura 5.

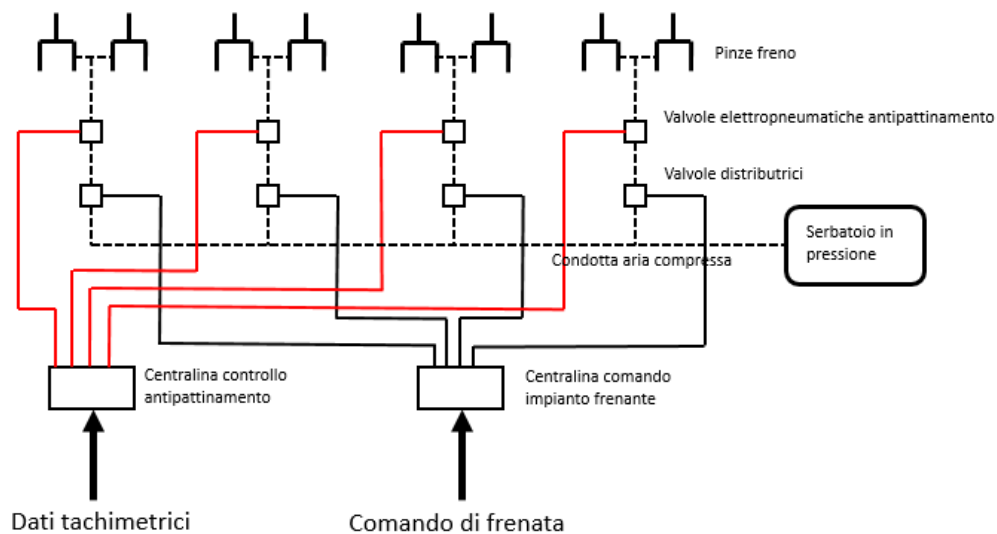


Figura 5: Schema dell'impianto frenante.

### 3.1. Progettazione e descrizione del banco prova multisala

La disposizione delle sale sul rullo influisce sia sulle dimensioni complessive del telaio che sulle forze in gioco, su questo e, soprattutto nell'interfaccia di contatto sul rullo.

Infatti, nel banco a sala singola si ha che la sala è disposta al di sopra del rullo in modo tale che la forza peso e la forza di precarico della molla siano collineari. Così facendo per applicare un carico  $N$  sull'area di contatto tra ruota e rullo è sufficiente caricare la molla di una quantità inferiore ad  $N$  (Figura 6). Conoscendo la massa  $m$  della sala e la rigidezza  $c$  della sospensione e ipotizzando che la forza peso  $mg$  si distribuisca equamente su entrambi i rulli, è possibile definire l'entità della compressione  $dz$  della molla per ottenere il carico  $N$  agente sull'area di contatto (Equazione 1).

$$dz = \frac{2N+mg}{2c} \quad (1)$$

Nel caso del banco a quattro sale una generica sala si trova in una posizione tale che nell'area di contatto agisce solo una componente della forza peso proporzionale all'angolo  $\alpha$  di posizionamento della sala rispetto alla verticale. In conseguenza la formula precedente andrà a modificarsi secondo l'Equazione 2.

$$dz = \frac{2N+mg \cos \alpha}{2c} \quad (2)$$

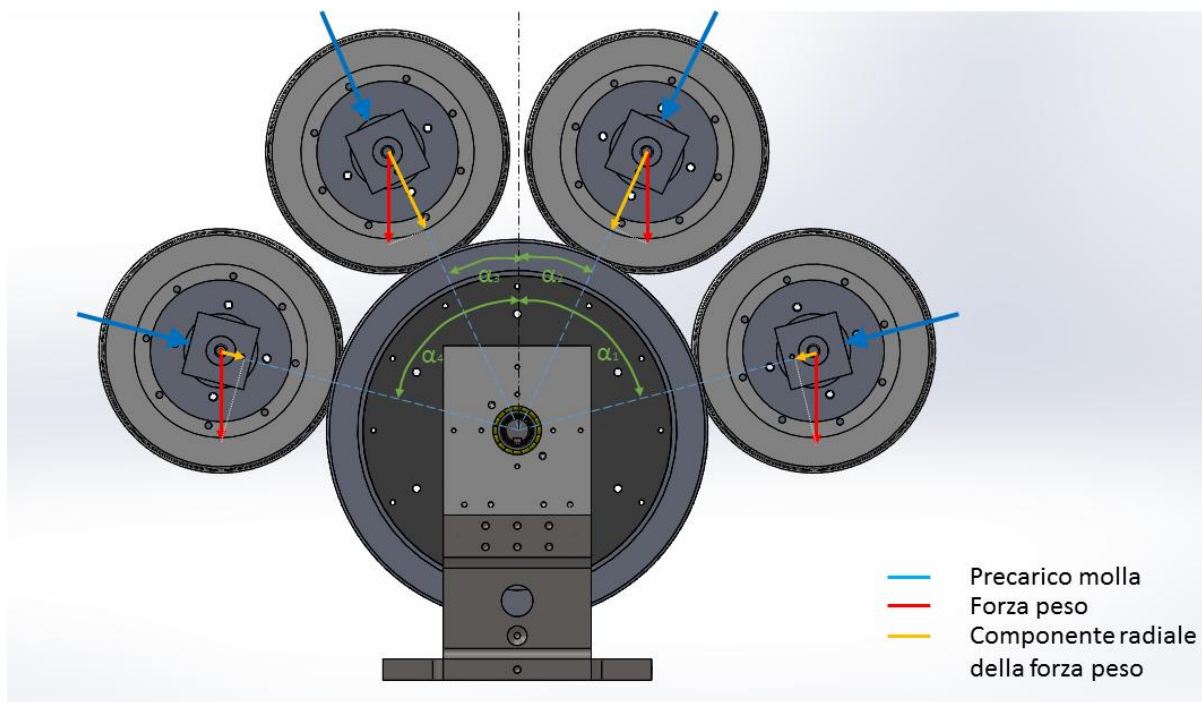


Figura 6: Forze radiali agenti sul rullo nel caso generale.

Ciò comporta che, al fine di ottenere una pressione di contatto con il rullo uguale per tutte le sale, per ogni posizionamento si avrà una compressione della molla differente. La restante componente del carico, pari a  $mg \sin \alpha$  andrà a scaricarsi sulla struttura di supporto della sala. Nel caso limite di contatto con angolo  $\alpha = 90^\circ$  la forza di contatto tra ruota e rullo è pari al carico della molla mentre la forza peso va tutta a scaricarsi sulla struttura di supporto. Anche se questa è la soluzione più precisa poiché si conosce con accuratezza il carico agente sulla sala, non verrà presa in considerazione dal punto che risulterebbe un ingombro laterale della struttura non compatibile con quelle che sono le dimensioni massime ammissibili dei supporti del banco.

Un altro fattore che influenza la scelta dell'angolo di posizionamento degli assi è la dimensione del cerchione della sala. Prima di definire questo parametro è necessario fare alcune considerazioni.

Per avere un arco maggiore su cui posizionare le sale si è deciso di massimizzare il diametro del cerchione del rullo. Il diametro scelto è risultato di 368 mm. Al fine di impiegare un diametro della ruota pari alla metà del diametro del rullo si è così arrivati alla misura di 184 mm, in modo da simulare il comportamento di una ruota in scala reale da 920 mm. Si è, quindi, imposto a 208 mm il diametro massimo che la struttura può ospitare, corrispondente ad una ruota reale da 1040 mm, vedi Figura 7.

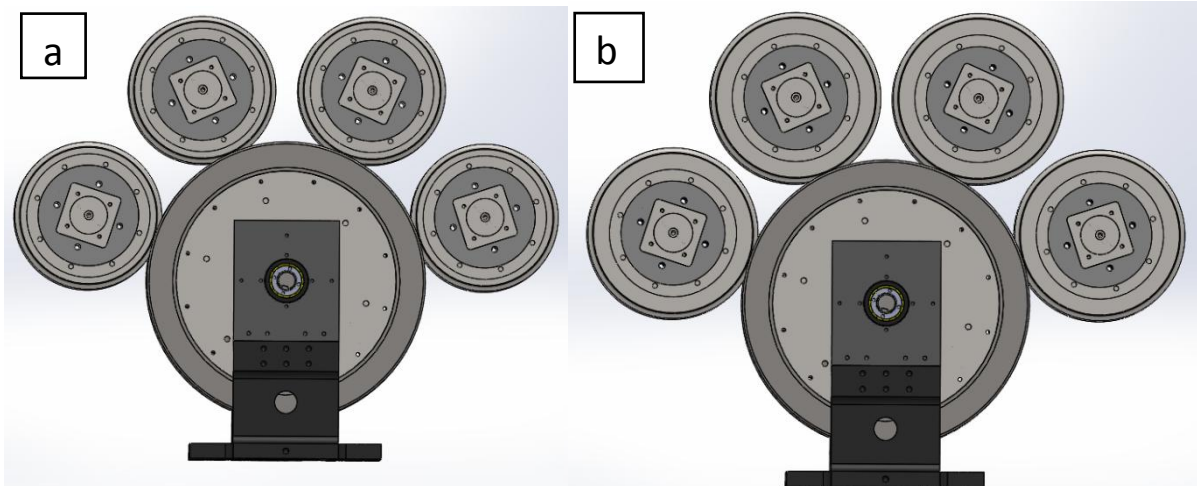


Figura 7: Confronto tra ingombro con raggio del cerchione da 92 mm (a) e 104 mm (b)

Il posizionamento delle ruote è stato così effettuato in modo da mantenere il medesimo settore angolare tra i piani che idealmente collegano l'asse del rullo con quello delle sale. Un ottimo compromesso è stato individuato nel valore di  $48^\circ$ . Il piano che collega l'asse della sala in posizione interna a quello del rullo è, quindi, inclinato di  $24^\circ$  rispetto al piano verticale mentre quello che collega la sala in posizione esterna è di  $72^\circ$ .

I due rulli sono motorizzati mediante motori sincroni a magneti permanenti che sono controllati in tempo reale mediante inverter digitali. Gli inverter includono un'unità programmabile su cui è possibile implementare diverse strategie di controllo.

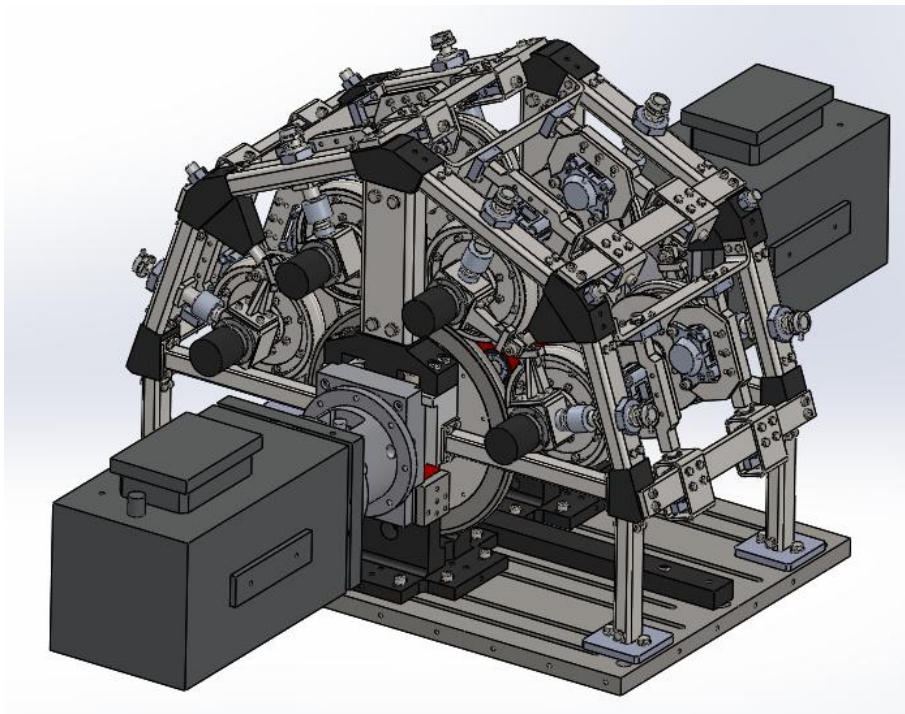


Figura 8: Complessivo del banco prova multisale.

In Figura 8 e Figura 9 si riportano due differenti viste del complessivo del banco prova.

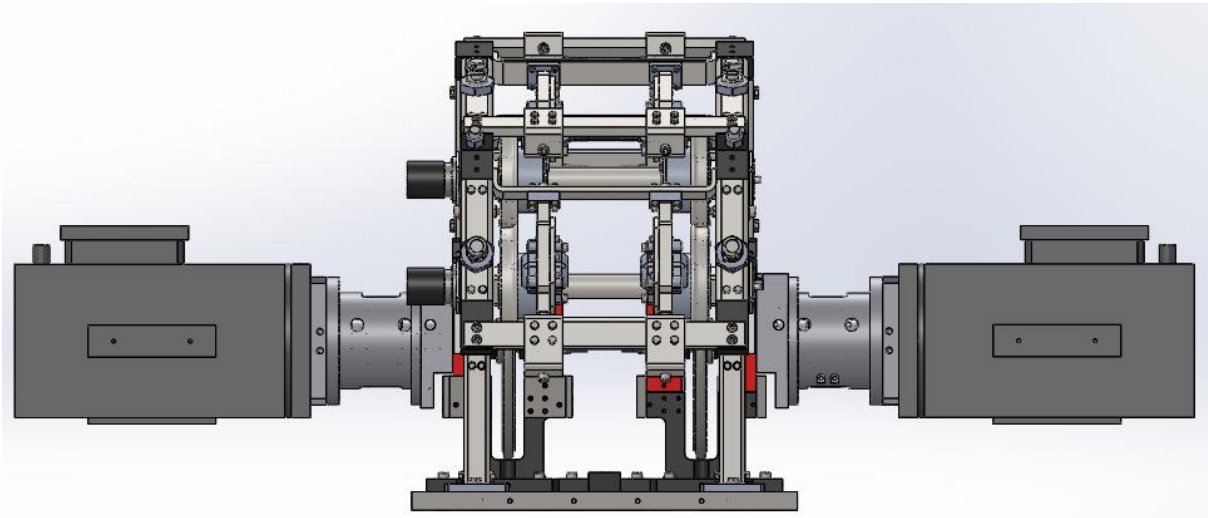


Figura 9: Vista laterale del banco prova multisale.

Una peculiarità del banco è il sistema per la misura della coppia frenante che deve essere preciso e affidabile al fine di poter rilevare correttamente questa grandezza. Uno dei problemi principali è la scelta del sistema di vincolo della pinza freno che deve essere tale da permettere la corretta misura della forza frenante applicata sul disco dalla pinza freno. E' infatti indispensabile che tale forza "transiti" completamente sulla cella di carico. La soluzione che ha dimostrato di essere la più valida è quella del supporto a slitta, vedi Figura 10.

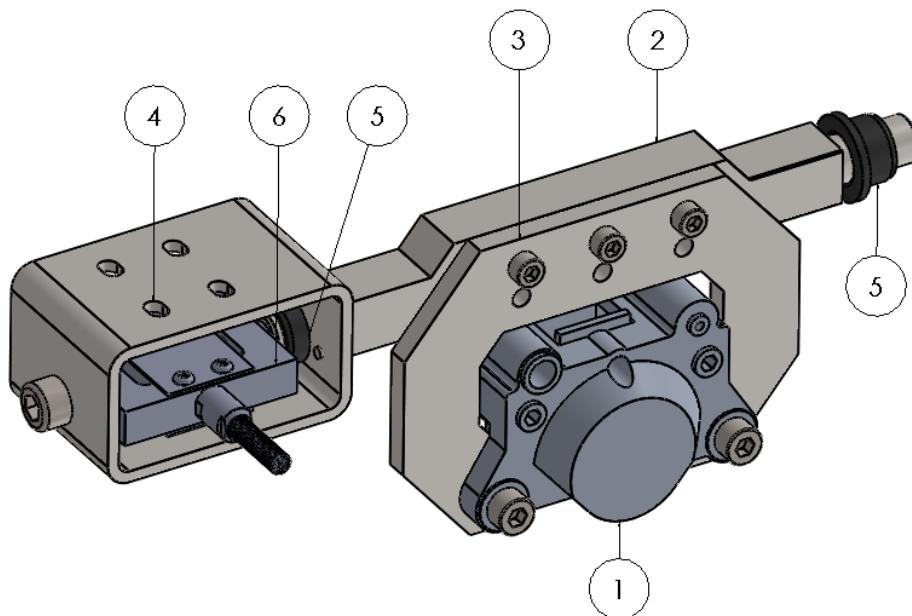


Figura 10: Dettaglio del sistema di vincolo (con sensore di carico) della pinza freno.

Questa configurazione permette di determinare direttamente la coppia resistente applicata alla sala dalla forza assiale esercitata su una cella di carico a trazione. Esprimendo con  $F_{cella}$  il carico applicato sulla cella di carico e, conoscendo la distanza  $d_{pinza}$  tra asse sala ed asse dei cilindri della pinza si può calcolare la coppia frenante  $C_f$  mediante l'Equazione 3.

$$C_f = F_{cella} d_{pinza} \quad (3)$$

La pinza è collegata alla piastra 3 attraverso due viti M8. La piastra 3 è a sua volta collegata alla staffa 2 per mezzo di viti M6. La staffa, di sezione quadrata nell'area di contatto con la piastra, dispone di due estremità cilindriche coassiali che accoppiano con due bronzine. Un'estremità della staffa presenta un'ulteriore parte, sempre di sezione circolare, ma con diametro inferiore. Questa è filettata in modo da consentire il collegamento con la cella di carico a trazione 6 che dispone di un foro filettato.

Le due bronzine consentono due soli gradi di libertà: la traslazione assiale della staffa e la rotazione rispetto al proprio asse. Questa rotazione è comunque impedita dalla pinza freno che è vincolata lateralmente dalla posizione del disco. Una bronzina è alloggiata in un foro eseguito su una ulteriore barra che è stato necessario inserire per fare da secondo supporto alla staffa del freno. Questa barra consiste in una lamiera di spessore 5 mm, piegata ai lati, le parti su cui si collega al telaio tramite viti. L'altra bronzina è collegata alla superficie laterale forata di un profilato metallico 90x50x4 che ospita al suo interno una cella di carico ad s e si unisce alla barra di rinforzo del telaio attraverso quattro viti. Sulla faccia opposta a quella della bronzina un foro consente il passaggio di una vite che è collegata alla cella di carico ed ha lo scopo di vincolare lo scorrimento della staffa rispetto alla barra di sostegno. L'impiego di bronzine permette di ridurre l'attrito tra le parti, migliorando la misura del carico sulla cella di carico.

### 3.2. Modellazione numerica del banco prova multisala

Al fine di valutare il comportamento dinamico del banco prova multisala è stato costruito come ausilio per la fase di progettazione un modello multibody, vedi Figura 11, che ha permesso il corretto dimensionamento dei principali componenti meccanici e una scelta corretta dei sensori. Sono inoltre stati valutati i modi di vibrare della struttura importando all'interno del modello multibody le parti del telaio come parti flessibili (generate mediante un programma FEM).

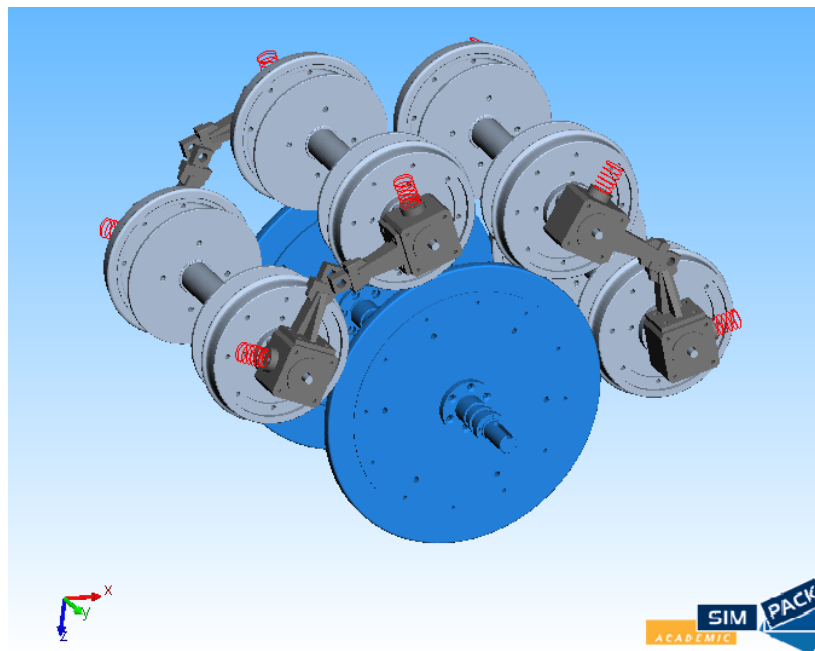


Figura 11: Modello multibody del banco prova multisala.

I rulli sono stati vincolati rispetto al sistema di riferimento principale (inerziale) attraverso delle cerniere che consentono la sola rotazione lungo l'asse dell'albero. I corpi che simulano gli assili sono stati posizionati come definiti nel banco, non vincolandoli cinematicamente rispetto al sistema principale. Facendo riferimento ai parametri geometrici sono state create dal programma le singole ruote delle sale. Si può notare come in corrispondenza del punto di contatto il codice crei la geometria di una sezione della rotaia..

Sugli assili sono stati posizionati ad una rispettiva distanza di 400 mm i marker a cui collegare le boccole. I marker sono stati posizionati al centro della sezione nel tratto di assile che ospita i

cuscineti. Il collegamento di questi componenti con la sala avviene per mezzo di un vincolo cinematico che consente la rotazione della boccola rispetto alla sala stessa ma impedisce tutte le altre traslazioni e rotazioni. In tal modo viene simulata l'azione dei cuscinetti.

Il braccetto fisso e quello mobile sono stati inseriti nel modello. I braccetti fissi sono stati collegati alle boccole creando dei marker in prossimità delle superfici di contatto e impedendo le rispettive traslazioni e rotazioni, in modo da essere bloccati nella posizione di montaggio. Il posizionamento relativo tra braccetto fisso e quello mobile è stato parametrizzato creando un marker sul braccetto fisso in prossimità del foro la cui distanza dal sistema di riferimento locale del corpo varia rispetto ai parametri di modellazione della struttura, quali raggio della ruota, raggio del rullo e angolo di posizionamento laterale. Grazie a questa soluzione, impiegando una sala con diametro di ruota maggiore è sufficiente variare il valore del parametro per adattare il modello alla nuova configurazione. Anche tutti gli spostamenti e le rotazioni tra i marker di unione tra braccetto fisso e mobile sono stati impediti. Infine sui braccetti mobili in corrispondenza del foro di accoppiamento sono stati riprodotti i marker per simulare il collegamento all'asta di supporto delle sale per mezzo del perno di bloccaggio. Per la simulazione dinamica si è scelta una massa di un veicolo di 60 ton, pari ad un carico per asse di 15000 kg. Attraverso il parametro di scala della forza è possibile calcolare la forza da applicare al punto di contatto tra ruota e rullo  $N$  (Equazione 4).

$$N = \frac{m_{veicolo}g}{n^{\circ}ruote \varphi_F} = \frac{60000 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2}{8 * 125} = 588.6 \text{ N} \quad (4)$$

Essendo questo valore pari alla somma tra il contributo della forza peso e quello del precarico della molla e conoscendo l'entità del primo termine  $N_{peso}$  in funzione della posizione ( $\beta$ ) della sala rispetto alla verticale si può calcolare il secondo  $N_{molla}$ , e quindi la compressione  $\Delta z$  necessaria per simulare il carico desiderato  $N$ . Al fine di fornire l'adeguata coppia necessaria al funzionamento del banco è necessario che i motori lavorino in parallelo, con o senza l'impiego del giunto. Per rappresentare il caso generale ad ogni rullo è stata fornita una coppia motrice. La legge di moto è stata imposta identica per entrambe le coppie. Essa consente ai rulli di ricevere un momento dipendente dalla differenza tra velocità del rullo e quella del profilo di velocità selezionato. Il banco viene così portato alla velocità stabilita nel tempo di riferimento. Alle sale sono state fornite delle coppie resistenti in modo da simulare l'effetto dell'impianto frenante. La forza frenante viene fatta intervenire 0.5 secondi dopo che il rullo ha raggiunto la velocità di riferimento. La coppia è stata posta proporzionale al momento frenante massimo fornibile in condizioni di aderenza attraverso un coefficiente indicante la percentuale di frenatura utilizzabile. L'inerzia del veicolo è stata simulata applicando una coppia resistente i rulli secondo la legge riportata in Equazione 5 in cui  $m_{veicolo}$  rappresenta la massa del veicolo preso a riferimento,  $\varphi_m$  il fattore di scala della massa,  $r_{rul}$  il raggio del rullo e  $\ddot{\vartheta}$  l'accelerazione angolare del rullo stesso.

$$C_{inerzia} = \frac{m_{veicolo}}{\varphi_m} r_{rul}^2 \ddot{\vartheta} \quad (5)$$

Applicare questa coppia direttamente al rullo risulterebbe non corretto poiché effettivamente a questa coppia si aggiungerebbe quella inerziale generata dalla massa del rullo stesso e quella generata dai rotori dei motori. L'inerzia dei motori risulta trascurabile ( $0.033 \text{ kgm}^2$ ) mentre quella dei rulli non può essere trattata allo stesso modo. Di conseguenza, indicando con  $J_0$  l'inerzia lungo l'asse di rotazione del rullo, l'espressione della coppia resistente può essere determinata mediante l'Equazione 6.

$$C_{res} = \left( \frac{m_{veicolo}}{\varphi_m} r_{rul}^2 - 2J_0 \right) \ddot{\vartheta} = \left( \frac{60000 \text{ kg}}{125} 0.184^2 \text{ m}^2 - 2 * 0.224 \text{ kg m}^2 \right) \ddot{\vartheta} = 15.8 \text{ m}^2 \ddot{\vartheta} \quad (6)$$

Nel primo set di prove è stata effettuata la frenata in condizioni di perfetta adesione, facendo riferimento a velocità diverse (simulazioni di frenata di un veicolo reale a 50, 100 e 150 km/h). Secondo i parametri di similitudine del modello la velocità è stata opportunamente scalata. I valori riprodotti nel modello sono indicati nella Tabella 1.

Tabella 1: Rapporto tra velocità reali e velocità scalate.

Velocità simulata [km/h]	Velocità scalata [km/h]	Velocità angolare sala [rad/s]
50	22.36	67.5
100	44.72	135
150	67.08	202.5

In un istante successivo sono state modificate le condizioni di attrito nell'interfaccia tra ruota e rullo. Sono stati analizzati l'influenza della velocità e quello della lunghezza del tratto di rullo contaminato (40 e 80 mm). Queste zone di scarsa aderenza sono state riprodotte sul rullo. Si è stabilito di imporre un recupero dell'aderenza di 0.0125 al passaggio di ogni sala in modo tale, facendo riferimento ad un coefficiente di 0.1 al primo passaggio, da ritornare al valore di 0.4 del coefficiente di attrito dopo 6 rotazioni complete del rullo, pari a 24 passaggi delle sale.

Il valore del recupero è stato posto costante al variare della velocità. Analiticamente la formula che descrive il valore del coefficiente di attrito in ogni ruota è stato calcolato sulla base dell'Equazione 7 in cui il valore  $i$  rappresenta il passaggio della  $i$ -esima ruota nel tratto contaminato.

$$\mu_{eff} = \mu_{contam} + \sum_{i=0}^n \Delta\mu_i(\xi, v, t, C_{fren}, N, contaminante) \quad (7)$$

### 3.3. Risultati numerici preliminari

I risultati della simulazione di frenata in condizioni di attrito secco presenta risultati in linea con i valori attesi. In Figura 12 sono mostrate le velocità angolari del rullo in funzione del tempo di simulazione.

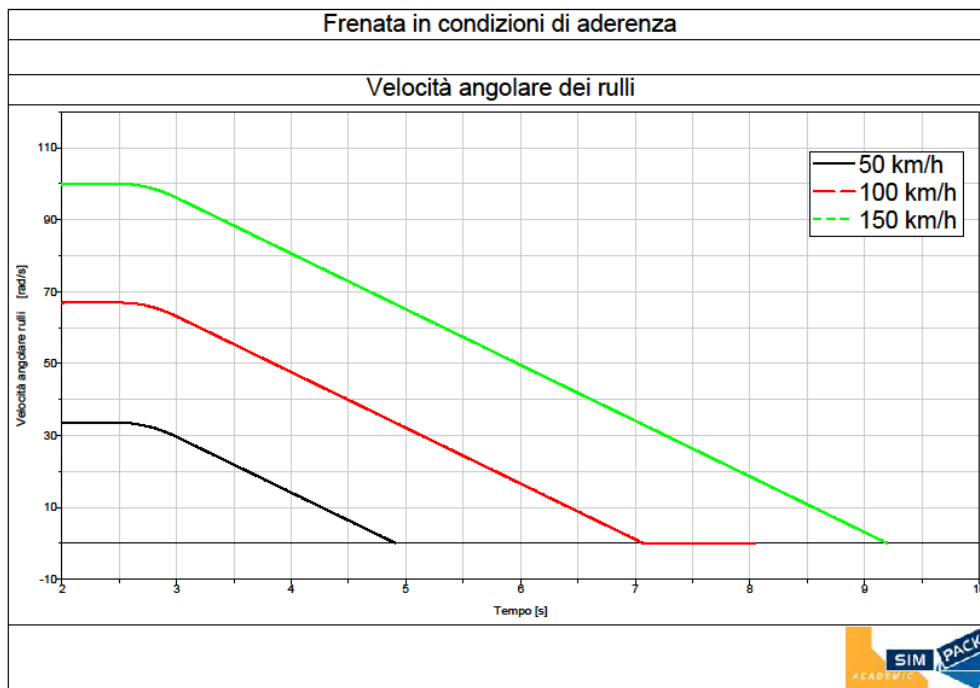


Figura 12: Velocità angolare dei rulli nel caso di frenata in condizioni di aderenza.

L'attenzione è stata focalizzata principalmente sugli aspetti caratterizzanti del contatto ruota rotaia quali lo scorrimento longitudinale e la saturazione dell'adesione.

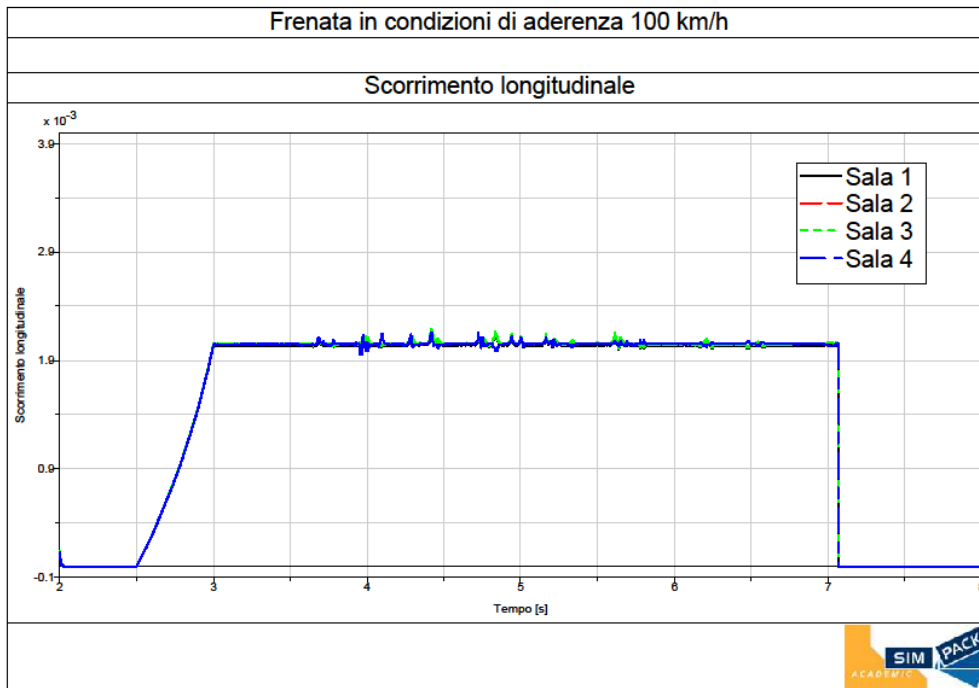


Figura 13: Scorrimento longitudinale nel caso di simulazione di frenata in condizioni di aderenza da 100 km/h.

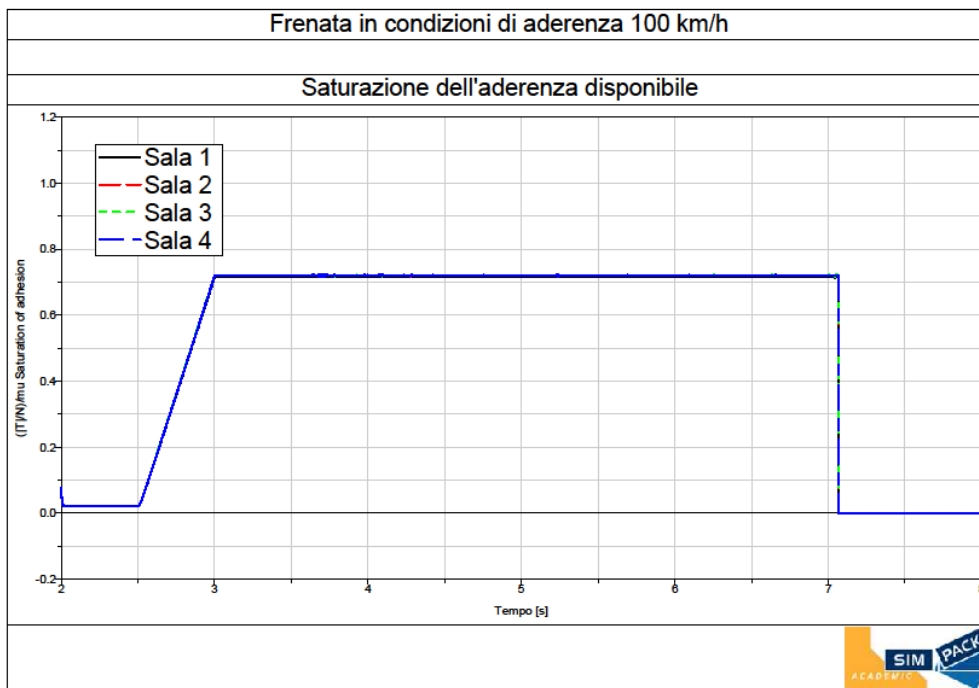


Figura 14: Saturazione dell'aderenza nel caso di simulazione di frenata in condizioni di aderenza da 100 km/h.

Le prove a velocità differenti hanno riportato tutte i medesimi risultati per quanto riguarda i valori massimi di questi parametri. Si farà riferimento, a titolo esemplificativo, solo al caso di frenata a 100 km/h. Lo scorrimento longitudinale in Figura 13 aumenta circa linearmente all'inizio della fase di frenata, rispecchiando l'andamento della curva della coppia frenante. Il massimo raggiunge valori prossimi allo 0.2%. Il medesimo discorso può essere effettuato per quanto riguarda la saturazione dell'aderenza in Figura 14. I valori massimi raggiunti rispecchiano il coefficiente di proporzionalità

impiegato per il calcolo della coppia frenante, pari a 0.75. L'accelerazione angolare del rullo si mantiene mediamente pari a valori di  $16 \text{ rad/s}^2$  corrispondenti ad una decelerazione longitudinale di circa  $3 \text{ m/s}^2$ .

Successivamente è stato analizzato il comportamento dinamico delle sale in presenza di una zona di 4 cm di contaminante sul rullo. In questo caso non è possibile fare riferimento ad un' unica simulazione in quanto i risultati sono diversi per ogni velocità considerata. Relativamente alla velocità equivalente di 50 km/h, si riporta il diagramma della velocità angolare delle sale in funzione del tempo, vedi Figura 15. Si può notare come in presenza del contaminante le ruote slittino diminuendo la loro velocità angolare a causa della coppia frenante costante applicata. Al ripristino delle condizioni di aderenza la loro velocità angolare aumenta nuovamente fino a tornare nella situazione iniziale. La distanza tra i picchi di scorrimento dipende dalla velocità a cui la sala si trova ad operare. In queste condizioni il rullo si arresta dopo quattro passaggi di ogni singola sala, cioè prima del ripristino delle condizioni di perfetta aderenza nel tratto contaminato.

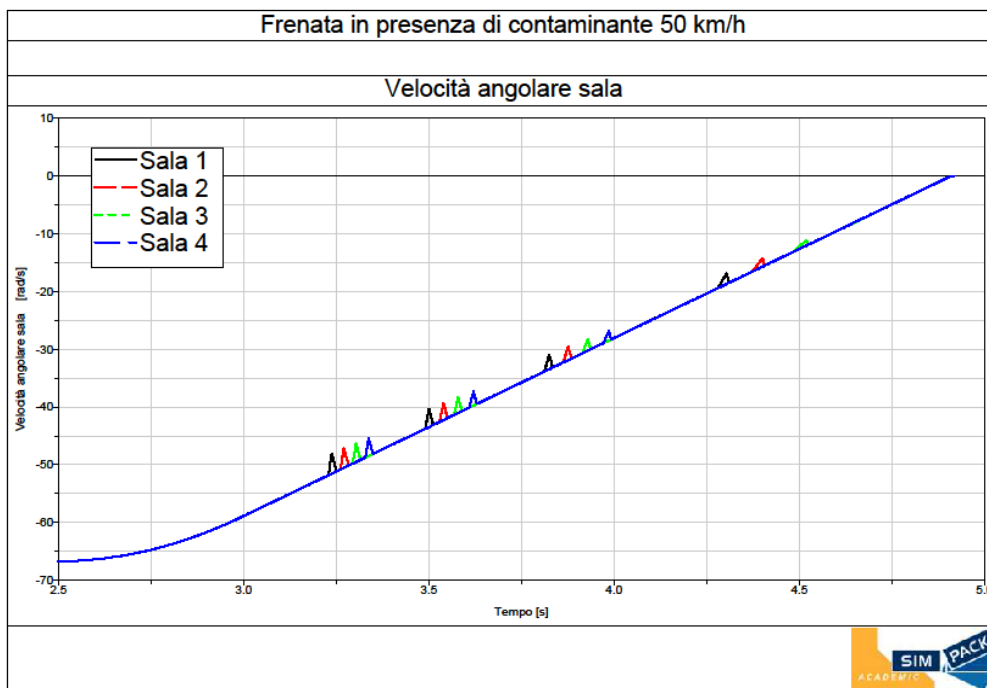


Figura 15: Velocità angolare delle sale nel caso di simulazione di frenata da 50 km/h in presenza di una zona contaminata di 4 cm.

In corrispondenza dei picchi lo scorrimento longitudinale Figura 16 massimo è pari al 10%. Il punto di massimo viene rilevato non nel primo contatto della prima sala in senso di marcia con il contaminante come si sarebbe supposto a causa del valore minimo del coefficiente di attrito, bensì all'ultimo passaggio della ruota prima dell'arresto. Il motivo di questo comportamento va attribuito alla velocità nel punto di contatto. Se la velocità fosse costante questo fenomeno sarebbe senza dubbio verificato. Nel caso in riferimento, la velocità equivalente del mezzo diminuisce, di conseguenza, si ha certamente un valore del coefficiente di attrito più elevato rispetto al punto iniziale, ma questa condizione viene mantenuta per un tempo maggiore con il relativo aumento dello scorrimento. La quarta sala in ordine di marcia al quarto passaggio nel tratto contaminato presenta un scorrimento prossimo a quello registrato in presenza di perfetta aderenza. Ciò sta a significare che le condizioni di attrito sono quasi sufficienti per uguagliare le forze imposte dalla coppia frenante. La Figura 17 evidenzia il comportamento della saturazione dell'adesione. E' evidente che in presenza di contaminante in tutte le zone di bassa aderenza si raggiunge il valore unitario.

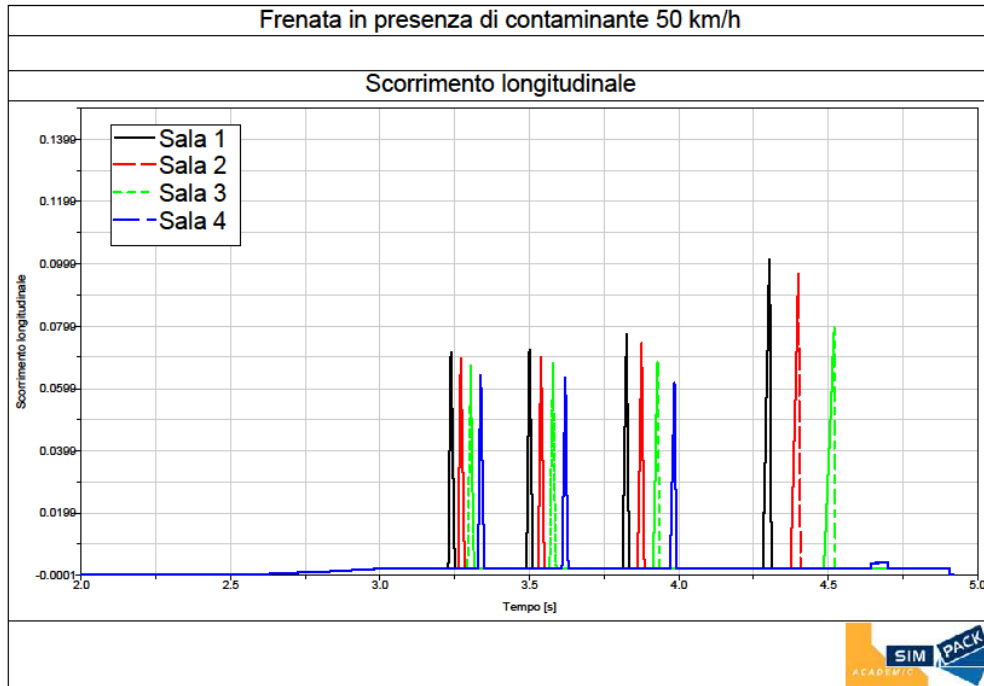


Figura 16: Scorrimento longitudinale nel caso di simulazione di frenata da 50 km/h in presenza di una zona contaminata di 4 cm.

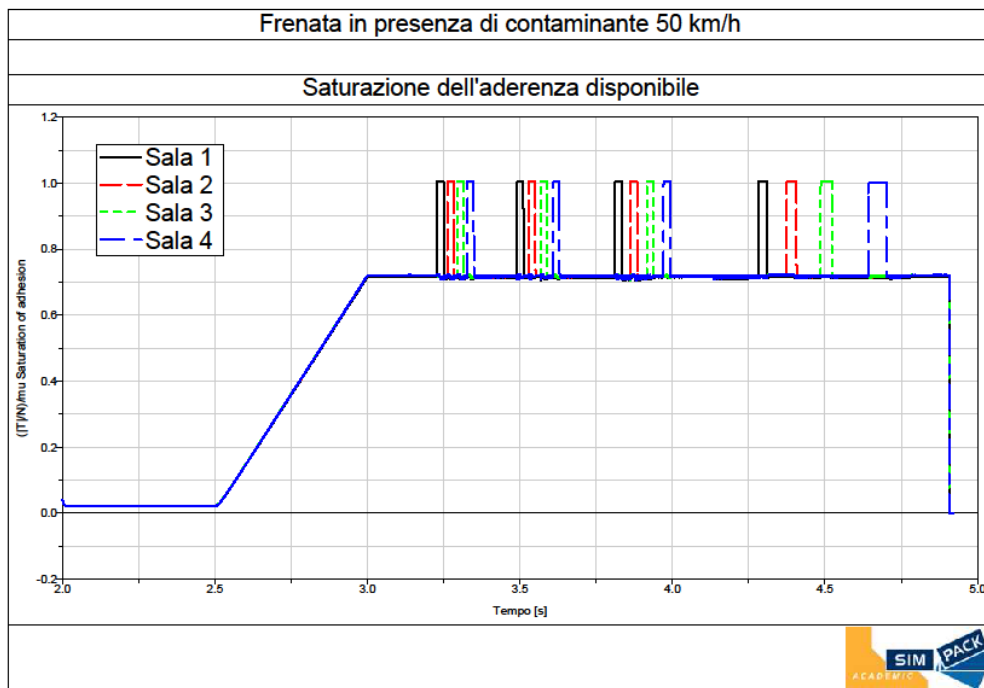


Figura 17: Saturazione dell'adesione nel caso di simulazione di frenata da 50 km/h in presenza di una zona contaminata di 4 cm.

#### 4. CONCLUSIONI

Nel presente lavoro di tesi è stato presentato il progetto di un banco multiassiale in scala realizzato al fine di simulare il comportamento frenante di un veicolo ferroviario.

La struttura ideata consente di ospitare sale con ruote di diversi diametri. Il sistema consente attraverso la sostituzione dei cerchioni delle ruote delle sale e dei rulli di ripristinare le condizioni iniziali di prova nel caso essi siano usurati oppure nel caso si vogliano simulare differenti profili. Il sistema di precarico consente di variare il carico normale nell'area di contatto tra ruota e rullo. In questo modo possono essere simulati veicoli di diversa massa e analizzare distribuzioni non uniformi del carico sulle varie ruote.

Ogni sala per il suo arresto è dotata di due dischi sui quali agiscono altrettante pinze freno. Queste ultime possono funzionare con un impianto ad aria compressa in modo da essere facilmente interfacciabili con le valvole elettropneumatiche proprie dei sistemi antipattinamento di applicazione ferroviaria.

Tutto il banco è strumentato con un sistema di misura delle forze applicate alle sale, quali carico normale agente sulla singola ruota, coppia frenante applicata ai singoli dischi, spostamenti e quindi anche velocità e accelerazioni angolari delle sale e dei rulli e coppia resistente applicata dal singolo rullo.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Catalanotti, P.P. Camanho, J. Xavier, C.G. Dávila, A.T. Marques, "Measurement of resistance curves in the longitudinal failure of composites using digital image correlation", *Composites Science and Technology*, 70, 1986–1993 (2010).
- [2] N. Bosso, A. Gugliotta, E. Napoli, A. Somà, "Simulation of a scaled roller rig", 5th ADAMS/Rail Users' Conference, Haarlem, Netherlands (2000).
- [3] N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri, "Strategies to simulate wheel–rail adhesion in degraded conditions using a roller-rig", *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 53:5, pp. 619-634 (2014).
- [4] N. Bosso, N. Zampieri, "Experimental and Numerical Simulation of Wheel-Rail Adhesion and Wear Using a Scaled Roller Rig and a Real-Time Contact Code", *Shock and Vibration*, Article ID 385018 (2014).
- [5] W. Zhang, J. Chen, X. Wu, X. Jin, Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig, *Wear* 253, pp. 82–88, 2002
- [6] W.J. Wang, H.F. Zhang, H.Y. Wang, Q.Y. Liu, M.H. Zhu, Study on the adhesion behavior of wheel/rail under oil, water and sanding conditions, *Wear* 271, pp. 2693-2698, 2011
- [7] B. Allotta, M. Malvezzi, E. Meliy, L. Pugi, A. Ridolfi, A. Rindi, G. Vettori, "Simulation of Railway Braking Tests under Degraded Adhesion Conditions", *The 2nd Joint International Conference on Multibody System Dynamics*, Stuttgart, Germany (2012).
- [8] M. Malvezzi, B. Allotta, L. Pugi, A. Rindi, "Simulation of degraded adhesion conditions on a full scale locomotive roller rig", *12th IFToMM World Congress*, Besancon (2007).