

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

**Studio sperimentale dell'adesione ruota-rotaia in
condizioni di frenata di un veicolo ferroviario**



Relatori

Prof. Antonio Gugliotta

Prof. Nicola Bosso

Ing. Nicolò Zampieri

Candidato

Pierpaolo Raspagliesi

Luglio 2019

Alla mia famiglia

Indice

Abstract	5
Sommario	6
1. Stato dell'arte del contatto ruota-rotaia	7
1.1. Analisi del contatto	10
1.2. Il modello di contatto del Politecnico di Torino	16
1.3. Adesione in presenza di contaminanti	17
1.3.1. Effetto dei contaminanti.....	19
1.3.2. Sistemi per il recupero dell'aderenza.....	25
1.3.3. Modelli numerici di adesione degradata	30
2. Il roller rig del Politecnico di Torino	34
2.1. Struttura del banco	35
2.2. Strumentazione	37
2.3. Azionamento	39
3. Strategia di acquisizione ed elaborazione dati	42
3.1. Cicli operativi in LabVIEW	45
3.1.1. Acquisizione misure.....	45
3.1.2. Generazione del segnale di pressione	48
3.1.3. Salvataggio dati.....	53
3.2. Elaborazione dati	55
3.2.1. Velocità, scorrimenti e accelerazioni	55
3.2.2. Forze normali, frenanti e pressioni di feedback.....	62
3.2.3. Forza tangenziale e caratteristiche di adesione	66
4. Risultati sperimentali	71
4.1. Presenza di contaminanti	71

4.2. Influenza della rampa di pressione.....	73
4.3. Influenza del controllo motore.....	74
4.4. Recupero di adesione.....	77
Conclusioni.....	82
Appendice.....	85
Bibliografia.....	89
Ringraziamenti.....	93

Abstract

The dynamics of the rail vehicle greatly depends on the contact conditions between the wheels and the rails. The forces resulting from this interaction lead the vehicle during its motion and they affect its conduct during the phases of braking and traction, so understanding the phenomena which are at the base of the adhesion during the contact between the wheel and the rail is fundamental to improve the performance, the safety and the efficiency of railway network.

The coefficient of adhesion is one of the performance parameters of the vehicle which explains the conditions of the surfaces in contact between them and it's largely influenced by the presence at the interface between the wheel and the rail of substances coming from the external environment (water, snow, leaves and dust) and lubricating substances, like oil and grease, which are used to reduce the levels of wear. All these contaminants considerably decrease the adhesion rates and so it's necessary to understand how they affect the adhesion coefficient to implement some models of degraded adhesion allowing to foresee the dynamics of a rail vehicle moving on a contaminated railway.

Low adhesion rates determined by the contaminants induce, during the braking, higher braking distances, thus endangering the safety. In this context another phenomenon to be taken into account during the braking is the adhesion recovery. When the wheel reaches high levels of slippage, the friction forces gradually remove the contaminant from the surfaces of the wheel and the rail. The wheels at the head of the vehicle are therefore affected by adhesion rates which are lower than those affecting the rear ones. A good knowledge of these phenomena might allow the development of new algorithms for the mechatronics WSP and Antiskid which optimize the distribution of the couple braking/traction between the wheels thus increasing the performance, the efficiency and the safety.

A research team from the Politecnico di Torino has developed a multi-axis roller rig in order to study the adhesion in the presence of contaminants and the phenomenon of the adhesion recovery. This report shows a state of the art about the tribology of the contact between the wheel and the rail under different contaminating conditions, dealing also with the most widespread numerical models for the calculation of the adhesion. There's a short description of the multi-axis roller rig configuration by the Politecnico di Torino and there are the strategies for data acquisition and post-processing. Finally, the results from different bench tests are reported; mainly the adhesion characteristics obtained when varying some test parameters and the results of tests enquiring about the adhesion recovery during the braking.

Sommario

La dinamica del veicolo ferroviario dipende profondamente dalle condizioni al contatto tra le ruote e la rotaia. Le forze che hanno origine da questa interazione guidano il veicolo durante la marcia e ne caratterizzano il comportamento durante le fasi di trazione e frenata, pertanto la comprensione dei fenomeni che stanno alla base dell'adesione nel contatto ruota-rotaia è essenziale per un miglioramento delle prestazioni, della sicurezza e dell'efficienza della rete ferroviaria.

Il coefficiente di adesione, infatti, è uno dei parametri prestazionali del veicolo che restituisce informazioni sulle condizioni delle superfici a contatto ed è fortemente influenzato dalla presenza all'interfaccia tra ruota e rotaia di sostanze provenienti dall'ambiente esterno (acqua, neve, foglie e polveri) e lubrificanti, come olio e grasso, utilizzati per ridurre i livelli di usura. Tutti questi contaminanti riducono sensibilmente i valori di adesione ed è quindi necessario comprendere in che modo influiscono sul coefficiente di aderenza per poter realizzare dei modelli di adesione degradata che consentano di prevedere la dinamica di un veicolo in marcia su una linea contaminata.

Bassi valori di adesione determinati dai contaminanti portano, in frenata, ad avere delle distanze di frenatura maggiori con evidenti problemi di sicurezza. In questo contesto un altro fenomeno da dover prendere in considerazione è quello del recupero di adesione; quando la ruota frenata raggiunge alti livelli di scorrimento le forze d'attrito rimuovono gradualmente il contaminante dalle superfici di ruota e rotaia. Le ruote in testa al veicolo sono caratterizzate, quindi, da livelli di adesione inferiori rispetto a quelle che seguono. Una buona conoscenza di questi fenomeni permetterebbe di sviluppare nuovi algoritmi per i sistemi meccatronici WSP e Antiskid che ottimizzano la distribuzione di coppia frenante/trazione tra le ruote incrementando così le performance, l'efficienza e la sicurezza.

Il gruppo di ricerca del Politecnico di Torino ha sviluppato un innovativo roller rig multi-asse per lo studio dell'adesione in presenza di contaminanti e del fenomeno del recupero di adesione.

Il seguente elaborato di tesi presenta uno stato dell'arte in merito alla tribologia del contatto ruota-rotaia in differenti condizioni di contaminazione, trattando anche i modelli numerici più diffusi per il calcolo dell'adesione. Viene brevemente descritta la configurazione del roller rig multi-asse del Politecnico di Torino e presentate le strategie di acquisizione dati e post-processing. Infine, sono riportati i risultati ricavati da diverse prove sul banco; in particolare le caratteristiche di adesione ottenute al variare di alcuni parametri di prova e i risultati di test che indagano il recupero di adesione in frenata.

1. Stato dell'arte del contatto ruota-rotaia

La dinamica del veicolo ferroviario dipende profondamente dalle condizioni al contatto tra le ruote e la rotaia. Le forze che hanno origine da questa interazione guidano il veicolo durante la marcia e ne caratterizzano il comportamento durante le fasi di trazione e frenata, pertanto una profonda comprensione dei fenomeni che stanno alla base dell'adesione nel contatto ruota-rotaia è essenziale per un miglioramento delle prestazioni, della sicurezza e dell'efficienza della rete ferroviaria.

I veicoli ferroviari operano in ambiente aperto in cui le condizioni climatiche e ambientali sono mutevoli e risulta quindi difficile prevedere le condizioni operative delle superfici a contatto [1]. Un'altra problematica è associata alla geometria della ruota e della rotaia che rende difficile la determinazione della posizione dell'area di contatto e delle sue dimensioni; sia la ruota che la rotaia, infatti, hanno un profilo specifico che consente loro un adeguato accoppiamento nelle diverse condizioni di marcia. In Figura 1.1 è possibile osservare il profilo della ruota, della rotaia (posizionata sul tracciato con un angolo di posa di 1:20 in Italia, punto 3) e le due zone che caratterizzano interessano il contatto ruota-rotaia (punto 1 e 2).

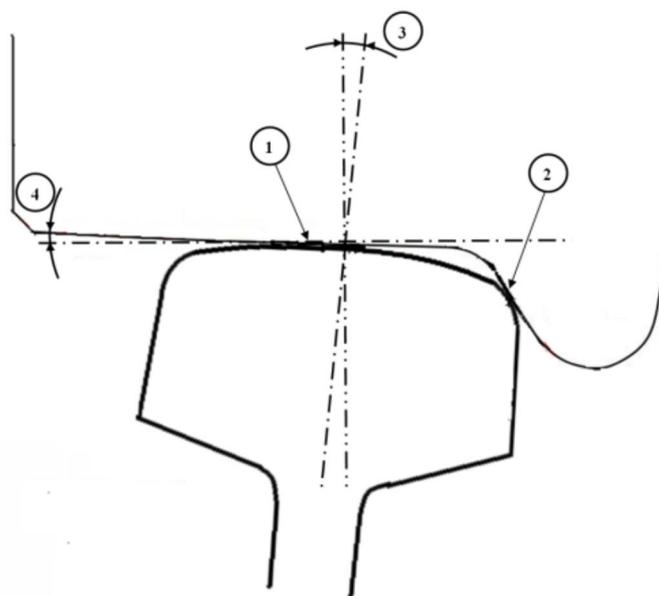


Figura 1.1: Schema di due tipi di contatto ruota-rotaia: 1. contatto tra la testa della ruota e la tavola di rotolamento della ruota e 2. contatto tra il fianco della ruota e la flangia della ruota; 3. angolo di posa rotaia; 4. profilo conico ruota [2].

La conicità delle ruote consente al veicolo di centrarsi durante la marcia in rettilineo ed affrontare le curve sfruttando il diverso raggio di rotolamento tra la ruota esterna e la ruota interna. In rettilineo l'area di contatto interessa la tavola di rotolamento e la testa della rotaia (punto 1). In curva la zona di contatto

si sposta in corrispondenza della flangia della ruota e del fianco della rotaia (punto 2), oppure può coinvolgere entrambe le zone [2]. Il presente lavoro prenderà in considerazione un veicolo che marcia in rettilineo con l'orma di contatto posizionata in corrispondenza della tavola di rotolamento e della testa della rotaia.

Una volta identificata la posizione dell'area di contatto vi è poi la necessità di determinarne la forma, le dimensioni, la distribuzione della pressione normale e degli sforzi tangenziali. Da tutti questi aspetti dipendono le forze che il veicolo ferroviario è in grado di scambiare con la rotaia ed in questo contesto l'attrito gioca un ruolo chiave. Di seguito si riportano alcune definizioni.

L'attrito è la resistenza che si oppone al moto relativo di due corpi a contatto; può essere di due tipi: statico e dinamico. Il primo indica la forza necessaria per dare origine ad uno scorrimento relativo mentre il secondo individua la forza richiesta per mantenerlo [3]. La forza d'attrito e, quindi, il coefficiente d'attrito dipendono principalmente da tre meccanismi individuati da Suh e Sin [4]: deformazione delle asperità superficiali, adesione delle superfici in moto relativo, abrasione dovuta a particelle e asperità di durezza elevata.

Il moto della ruota sulla rotaia non è un moto di puro rotolamento in quanto sono presenti anche degli scorrimenti. In virtù dell'elasticità dei corpi infatti il contatto non è puntiforme e dipende da molti fattori quali proprietà meccaniche dei materiali, carico premente, geometria [3]. La velocità periferica della ruota, quindi, non coincide con la velocità di avanzamento del veicolo e la differenza tra le due viene definita velocità di scorrimento v_s :

$$v_s = V - \omega R \quad (1.1)$$

Dove:

- V : velocità di avanzamento del veicolo;
- ω : velocità di rotazione della ruota;
- R : raggio di rotolamento della ruota.

Il rapporto tra questa quantità e la velocità di avanzamento prende il nome di creep o scorrimento:

$$\xi = \frac{V - \omega R}{V} \quad (1.2)$$

Per evitare di avere difficoltà computazionali si ricorre anche alla formulazione:

$$\xi = \frac{V - \omega R}{\frac{1}{2}(V + \omega R)} \quad (1.3)$$

In campo ferroviario con il termine adesione si fa riferimento al rapporto tra la forza tangenziale F_t , trasmessa a terra, e la forza normale agente sul contatto N .

$$\mu = \frac{F_t}{N} \quad (1.4)$$

In Figura 1.2 è rappresentato l'andamento dell'adesione in funzione del creep; l'adesione aumenta per valori maggiori di scorrimento finché non si raggiunge una condizione di saturazione imposta dal coefficiente d'attrito [1]. La Figura 1.2 mostra anche la presenza all'interno dell'area di contatto di una zona in aderenza ed una zona di micro-scorrimenti. La porzione di superficie in aderenza si riduce progressivamente per valori maggiori di creep fino al punto in cui, raggiunto il limite di saturazione, la ruota si ritrova in una condizione di totale scorrimento. In trazione il raggiungimento di questa condizione determina lo slittamento della ruota, mentre in frenata provoca il bloccaggio della ruota e conseguente strisciamento. Le forze tangenziali necessarie al moto del veicolo, quindi, nascono per la presenza di micro-scorrimenti all'interfaccia tra ruota e rotaia [5] e l'adesione è una grandezza che misura la capacità del veicolo di trasmettere forze a terra.

Quando il veicolo marcia in rettilineo l'adesione dovrebbe essere la più alta possibile, diversamente in trazione si avrebbero penalizzazioni in termini di prestazioni, consumi e la possibilità di eventuali ritardi nel servizio mentre in fase di arresto non riuscire a sviluppare forze frenanti sufficienti comporta un aumento della distanza di frenatura ed un peggioramento del livello di sicurezza [1].

I principi che stanno alla base della nascita di forze longitudinali valgono anche per le forze laterali. In questa trattazione si farà riferimento ad un veicolo che marcia in rettilineo e l'adesione sarà misurata considerando esclusivamente la direzione longitudinale.

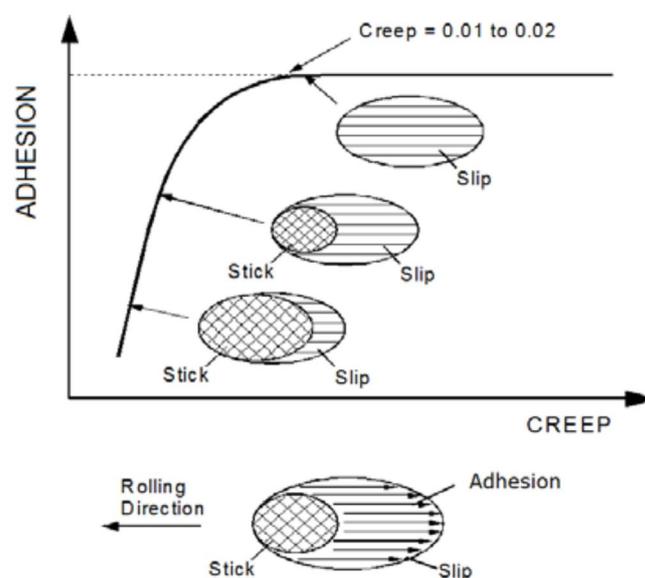


Figura 1.2: Curva di adesione in funzione dello scorrimento [5].

1.1. Analisi del contatto

L'analisi del contatto ruota-rotaia è piuttosto difficile. È necessario determinare la posizione della zona di contatto, la forma, la dimensione, la distribuzione delle pressioni normali. Inoltre, per determinare le forze scambiate si deve considerare anche il moto relativo delle superfici a contatto. Tutti questi fattori presentano mutue interazioni e la loro conoscenza è indispensabile ai fini della dinamica del veicolo. Si parla di:

- Problema normale: forma dell'area di contatto, dimensioni, distribuzione pressioni;
- Problema tangenziale: distribuzione sforzi tangenziali.

La soluzione al problema normale della meccanica del contatto fu sviluppata da Hertz [6] nel 1882. Le ipotesi alla base della sua teoria sono:

- Comportamento elastico dei materiali;
- Assenza di attrito (superfici lisce);
- Le superfici dei due corpi sono continue e descrivibili da un polinomio di secondo ordine;
- I corpi si deformano come semi-spazi ellittici (orma di contatto trascurabile rispetto alle dimensioni dei corpi).

I risultati furono:

- Superficie di contatto ellittica;
- Superficie di contatto piana;
- La pressione ha una distribuzione semi-ellittica.

Assumere l'assenza di attrito rende la teoria di Hertz inapplicabile al contatto ruota-rotaia, ma rappresenta un primo modello per l'analisi.

Il problema tangenziale venne affrontato per la prima volta da Carter [7, 8]. Dalle prime ricerche condotte per studiare la natura delle forze tangenziali si rese conto che il fenomeno non poteva essere spiegato semplicemente utilizzando un modello di attrito coulombiano. Carter osservando il comportamento delle ruote delle locomotive che trasmettevano molta coppia in trazione ed in frenata si accorse dell'esistenza di uno scorrimento tra ruota e rotaia [8]; comprese che il moto della ruota non è di puro rotolamento e che tra lo scorrimento e la forza tangenziale esiste una relazione lineare; almeno finché non si raggiunge una condizione di saturazione come si evince dalla Figura 1.3.

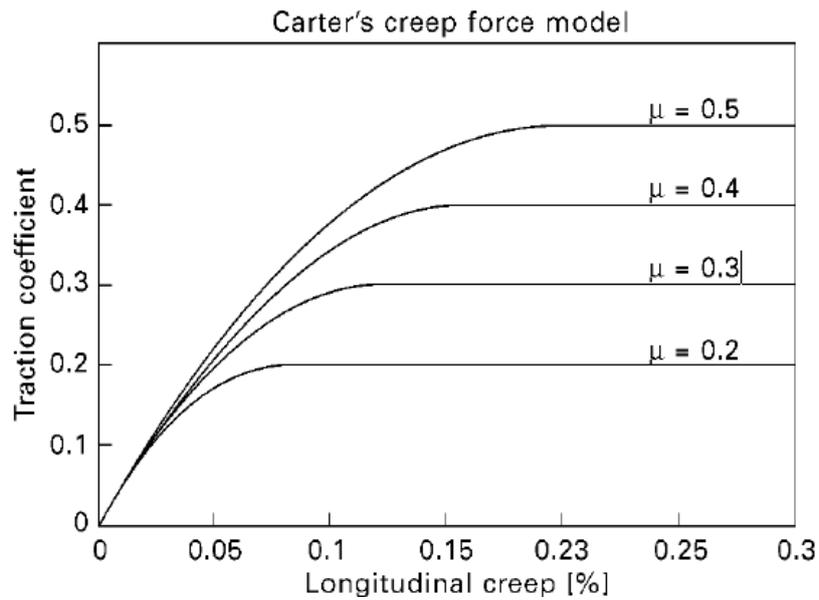


Figura 1.3: *Caratteristica di adesione secondo Carter [3].*

Il modello sviluppato da Carter [7] approssimava il sistema come un cilindro che rotola su un piano e ne considerava il comportamento solo in direzione longitudinale. Carter calcolò la forma, le dimensioni e la distribuzione delle pressioni normali utilizzando la teoria di Hertz [6] e ipotizzò l'area di contatto caratterizzata da una zona di micro-scorrimenti ed una in aderenza. La soluzione analitica del modello consentì di ottenere una distribuzione degli sforzi tangenziali τ come quella che è mostrata in Figura 1.4.

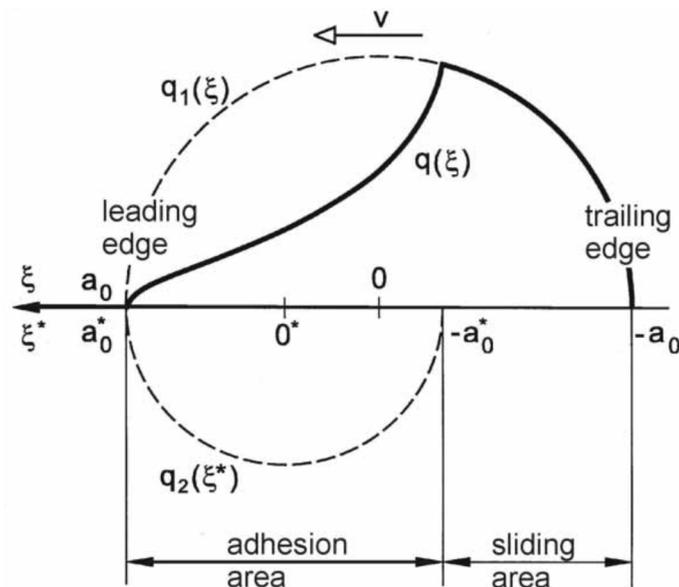


Figura 1.4: *Distribuzione sforzi tangenziali secondo Carter [8].*

La curva a tratto continuo rappresenta la distribuzione degli sforzi tangenziali sull'area di contatto di lunghezza $2a_0$; in Figura 1.4 si nota, per una data velocità di avanzamento del veicolo v , la presenza di una zona di aderenza ed una di scorrimento tra il bordo d'ingresso ed il bordo d'uscita. Uno dei limiti della teoria introdotta da Carter è quello di essere monodimensionale e quindi non adatto allo studio della dinamica laterale. Successivamente Johnson nel 1958 [9] propose un primo modello tridimensionale considerando il problema di una sfera che rotola su un piano. La sfera possedeva tre gradi di libertà: spostamento longitudinale, spostamento laterale e rotazione di spin rispetto ad un asse ortogonale al punto di contatto. A ciascuno di questi gradi di libertà venne associato un micro-scorrimento cinematico corrispondente. Tale modello, tuttavia, presentava l'inconveniente di considerare solo aree circolari. Nel 1964 Johnson e Vermeulen [10] estesero la teoria al caso di aree di contatto ellittiche in presenza di scorrimento longitudinale e laterale. La distribuzione di tensione nel modello prevedeva che anche l'area di aderenza fosse ellittica e tangente a quella di contatto in corrispondenza del bordo d'uscita; questa assunzione però, come Johnson rilevò, non poteva essere corretta in quanto prevedeva al bordo d'ingresso una zona in scorrimento seguita da una in aderenza. Nel 1967 Kalker sviluppò una teoria lineare che permise di superare le limitazioni dei modelli precedenti. Considerò un'area di contatto ellittica di semiassi a e b e la presenza simultanea di tutti e tre i micro-scorrimenti:

- ξ : scorrimento longitudinale;
- η : scorrimento laterale;
- φ : spin (rotazione attorno all'asse normale all'area di contatto dovuto alla conicità della ruota).

Partendo dalla teoria di Hertz, ipotizzò l'area di contatto assimilabile ad un semispazio elastico e che il rotolamento avvenisse in condizioni stazionarie; riuscì così a calcolare le forze di contatto nella parte lineare della caratteristica forza-scorrimento [11]. In forma matriciale le forze scambiate tra ruota e rotaia possono essere calcolate a partire dagli scorrimenti nel seguente modo:

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{pmatrix} = G \cdot a \cdot b \cdot \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & -\sqrt{ab}C_{23} \\ 0 & \sqrt{ab}C_{23} & abC_{33} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \xi \\ \eta \\ \varphi \end{pmatrix} \quad (1.5)$$

Dove G è il modulo di elasticità tangenziale del materiale, C_{ij} sono i coefficienti di Kalker calcolati in funzione del rapporto a/b e del modulo di Poisson ν .

In una prima fase per prendere in considerazione l'attrito Kalker seguì l'approccio di Johnson ipotizzando che le tensioni tangenziali non modificano lo stato di deformazione sull'area di contatto. Considerò l'area di contatto piccola rispetto alle curvature dei corpi e piana, riconducendosi così ad un problema bidimensionale (ipotesi di semispazio elastico). Ipotizzò anche che le caratteristiche elastiche

dei due semispazi fossero le stesse, in tal modo le tensioni tangenziali non modificano le pressioni normali. La determinazione dei campi di tensione e deformazione e, quindi, delle aree di aderenza è stata fatta da Kalker per via numerica risolvendo un problema di minimizzazione vincolato ed implementato nell'algoritmo DUVROL. Il campo di tensioni è stato calcolato risolvendo un problema di ottimizzazione derivato da Kalker sulla base della teoria variazionale; per ricavare la distribuzione di tensioni tangenziali si minimizza l'energia potenziale elastica oppure si massimizza l'energia complementare (strada scelta da Kalker).

In seguito, il metodo è stato esteso anche ad aree non Hertziane e nel caso in cui l'ipotesi di quasi identità non fosse rispettata, implementando un nuovo algoritmo CONTACT [12]; per far ciò utilizzo il processo iterativo di Panagiotopoulos [13] assumendo che le tensioni tangenziali modificano lo stato di deformazione dell'area di contatto. L'algoritmo CONTACT, oggi impiegato nella maggior parte dei programmi per la simulazione dinamica, richiede un notevole sforzo computazionale. Per ovviare al problema Kalker elaborò un metodo semplificato per il calcolo dello stato tensionale delle superfici a contatto che riducesse i tempi computazionali a svantaggio della precisione, FASTSIM [14].

Per ridurre i tempi di calcolo Shen et. al [15] hanno proposto un metodo euristico basato su funzioni non lineari degli scorrimenti; questo approccio riduce il tempo computazionale, ma introduce delle approssimazioni che determinano significative differenze rispetto alla teoria esatta.

Un altro metodo che consente di ridurre i tempi di calcolo ed ottenere dei risultati con errori trascurabili rispetto alla teoria esatta è quello di Polach [16]. L'algoritmo di Polach, oggi molto utilizzato dai software di simulazione dinamica, interpola i risultati di CONTACT in funzione degli scorrimenti. Il metodo [16] assume aree di contatto ellittiche e una distribuzione semi-ellittica delle pressioni normali in accordo con Hertz. Il valore massimo di sforzo tangenziale τ in ogni punto dell'orma di contatto è:

$$\tau = f \cdot \sigma \quad (1.6)$$

Dove:

- f : coefficiente d'attrito, costante in tutta l'area di contatto;
- σ : pressione normale.

Polach [16] assume che lo sforzo tangenziale cresce linearmente all'aumentare della distanza dal bordo d'ingresso nella zona in aderenza. Raggiunto il valore massimo di sforzo tangenziale le superfici iniziano ad essere caratterizzate da un moto relativo identificando così una zona in scorrimento [12], Figura 1.5.

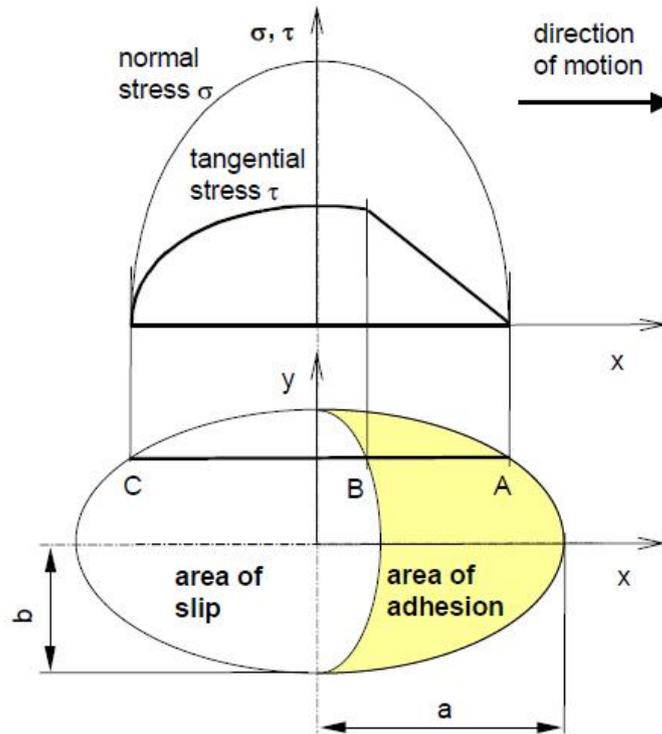


Figura 1.5: Distribuzione degli sforzi normali e tangenziali nel modello di Polach [16].

La forza tangenziale che si sviluppa al contatto tra ruota e rotaia viene calcolata mediante l'equazione:

$$F = \frac{2Qf}{\pi} \left(\frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon^2} + \text{atan}(\varepsilon) \right) \quad (1.7)$$

Dove:

- Q : carico normale all'area di contatto;
- ε : gradiente dello sforzo tangenziale;

Il gradiente viene a sua volta calcolato con l'espressione:

$$\varepsilon = \frac{2 C \pi a^2 b}{3 Q f} s \quad (1.8)$$

Dove:

- C : rigidezza tangenziale al contatto, ottenuta per via sperimentale o ricavata dalle costanti di Kalker;
- a, b : semiassi dell'ellisse di contatto, calcolati da Hertz;
- s : scorrimento tangenziale complessivo.

Lo scorrimento complessivo s viene calcolato considerando lo scorrimento longitudinale e laterale:

$$s = \sqrt{\xi^2 + \eta^2} \quad (1.9)$$

L'algoritmo di Polach [16] consente anche di prendere in considerazione l'effetto dello spin ϕ , particolarmente importante per risolvere il problema del contatto ruota-rotaia. Polach considera solo il caso di puro spin; ovvero, il caso in cui l'asse di rotazione è posizionato sull'asse longitudinale dell'area di contatto. In questi casi lo spin dà un contributo di forza in direzione laterale mentre in direzione longitudinale il suo contributo è nullo. Lo scorrimento laterale η nell'equazione (1.9) viene corretto in modo da prendere in considerazione anche l'effetto dello spin.

Si deve precisare che i modelli discussi fino ad ora non prendono in considerazione l'eventuale presenza di contaminanti sulle superfici a contatto e non considerano neanche la riduzione del coefficiente d'attrito con lo scorrimento. L'incremento della velocità di scorrimento determina infatti un aumento della temperatura all'interfaccia tra ruota e rotaia con conseguente riduzione del coefficiente d'attrito. Polach [17] per far fronte a queste problematiche ha presentato una legge da integrare al suo modello per il calcolo del coefficiente d'attrito in funzione dello scorrimento:

$$f(v_s) = f_0[(1 - A)e^{-Bv_s} + A] \quad (1.10)$$

$$A = \frac{f_\infty}{f_0} \quad (1.11)$$

Dove:

- f_0 : coefficiente d'attrito statico;
- f_∞ : coefficiente d'attrito per velocità di scorrimento tendenti ad infinito;
- v_s : velocità di scorrimento;
- B : parametro del modello.

L'espressione (1.11) consente di ottenere dei risultati teorici che riproducono bene quelli ottenuti dalle misure nel caso di superfici pulite o poco contaminate mentre in presenza di acqua o superfici contaminate la relazione proposta non è sufficiente per simulare il comportamento del coefficiente di adesione. Polach [17] ha quindi presentato un'estensione del suo modello per adattare la caratteristica di adesione in diverse condizioni di contaminazione; questa estensione sarà discussa al paragrafo 1.3.3 quando si parlerà dei modelli di aderenza degradata.

1.2. Il modello di contatto del Politecnico di Torino

Bosso e Zampieri [18] hanno sviluppato un modello di contatto per il calcolo delle forze tangenziali che considera lo spin e la dipendenza del coefficiente d'attrito dallo scorrimento. L'algoritmo proposto consiste di due equazioni analitiche, per la forza longitudinale e per la forza laterale, in funzione dei tre scorrimenti cinematici. Il metodo presenta la particolarità di poter facilmente adattare la curva di adesione ai risultati ottenuti da prove sperimentali semplicemente modificando i coefficienti utilizzati dalle equazioni.

Le equazioni per la forza longitudinale e laterale sono:

$$F_x = \frac{f_{11}\xi}{\sqrt[n]{d + \left(\frac{f_{11}\xi}{fQ}\right)^{n_1} + \left(\frac{f_{22}\eta}{fQ}\right)^{n_1} + \left\{\frac{f_{23}}{fQ} \cdot [\delta \cdot \varphi + k(\delta \cdot \varphi)^{n_2}]\right\}^{n_1}}} \quad (1.12)$$

$$F_y = \frac{f_{22}\eta + f_{23}\varphi}{\sqrt[n]{d + \left(\frac{f_{11}\xi}{fQ}\right)^{n_1} + \left(\frac{f_{22}\eta}{fQ}\right)^{n_1} + \left\{\frac{f_{23}}{fQ} \cdot [\delta \cdot \varphi + k(\delta \cdot \varphi)^{n_2}]\right\}^{n_1}}} \quad (1.13)$$

La simbologia è la stessa utilizzata fino ad ora. I coefficienti f_{ij} vengono calcolati in funzione delle dimensioni dell'area di contatto, considerata ellittica (a, b), dall'equazione lineare di Kalker:

$$f_{11} = C_{11}Gab \quad (1.14)$$

$$f_{22} = C_{22}Gab \quad (1.15)$$

$$f_{23} = C_{23}G(ab)^{3/2} \quad (1.16)$$

I coefficienti C_{ij} sono i coefficienti di Kalker. Generalmente $d = 1$ e $n = n_1$ cosicché in assenza di due scorrimenti cinematici il modello restituisce, per il terzo, la legge lineare di Kalker per bassi valori di scorrimento mentre tende a $f \cdot Q$ per alti valori di scorrimento. Dello spin si tiene conto attraverso due termini addizionali al denominatore δ, k ; questi sono calcolati in funzione delle dimensioni dei semiassi dell'area di contatto, del modulo di elasticità tangenziale G e del limite di aderenza. Tutti gli esponenti delle equazioni (1.14) e (1.15) sono stati determinati numericamente in modo da ottenere andamenti simili a quelli di FASTSIM e Polach.

Bosso e Zampieri [18] considerano anche la dipendenza del coefficiente d'attrito dallo scorrimento in modo da rendere il metodo adatto al calcolo delle forze di contatto anche in condizioni non stazionarie. Gli autori hanno trovato una soluzione semplice per non ricorrere a metodi iterativi; utilizzano un

esponente $n_1 > n$ e per mantenere costante la pendenza della curva nel tratto lineare è stato modificato il coefficiente d :

$$d = 1 + n_1 - n \quad (1.17)$$

L'andamento del coefficiente d'attrito è calcolato a partire dal valore di alcuni esponenti in modo da mantenere lo stesso valore massimo di adesione:

$$f = f_0 [1 + 0.6 \cdot (n - n_1)]^{n_6} \quad (1.18)$$

L'algoritmo è stato poi implementato in una routine in Matlab e confrontato con i risultati ricavati da FASTSIM e dal metodo di Polach per le stesse condizioni simulate. Il confronto tra i modelli ha evidenziato la similitudine delle curve per un ampio campo di variabili del contatto ruota-rotaia (rapporto a/b , carico normale). In Figura 1.6 è riportato il confronto della caratteristica di aderenza ottenuta in presenza di uno scorrimento laterale costante e spin nullo dai tre modelli.

Il metodo è stato validato anche attraverso un codice commerciale multibody che ha permesso di ottenere ancora una volta risultati in linea con quelli previsti da FASTSIM e Polach. Le simulazioni hanno anche dimostrato l'efficienza computazionale del metodo proposto da Bosso e Zampieri riducendo significativamente i tempi di calcolo rispetto agli due modelli.

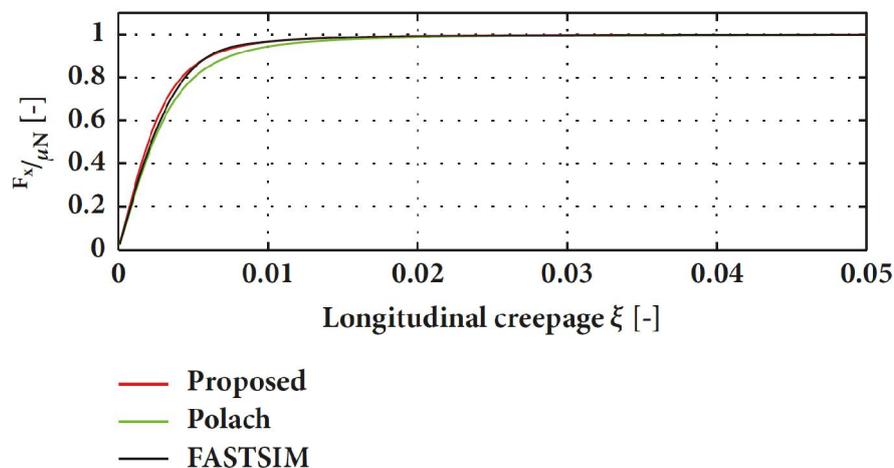


Figura 1.6: Caratteristica di aderenza ($\eta = 0.3\%$, $\phi = 0$) [18].

1.3. Adesione in presenza di contaminanti

Le condizioni climatiche e ambientali in cui operano i veicoli ferroviari cambiano continuamente; acqua, neve, foglie, polveri e altri materiali possono depositarsi sulla linea ferroviaria e contaminare le superfici. Tra ruota e rotaia si forma uno strato intermedio di materiale (Third Body Materials: TBM)

che modifica le condizioni di adesione; anche fattori ambientali come la temperatura e l'umidità determinano cambiamenti dei livelli di aderenza [14]. Le sostanze, inoltre, possono interagire chimicamente con gli acciai alterandone le proprietà come nel caso di ossidi e foglie [5].

Lewis e Olofsson [1, 19] hanno fornito una classificazione delle sostanze che modificano le condizioni all'interfaccia tra ruota e rotaia distinguendo tra:

- Contaminanti;
- Lubrificanti;
- Friction Modifiers (FM).

I *contaminanti* sono quei materiali, liquidi o solidi, provenienti dall'ambiente e presenti sulla rotaia che hanno effetti indesiderati sull'efficienza della rete ferroviaria.

I *lubrificanti*, solitamente olio e grasso, sono volontariamente disposti sulla rotaia in corrispondenza del fianco per ridurre l'attrito e l'usura in curva.

I *friction modifiers* sono sostanze, liquide o solide come la sabbia, volontariamente disposte sulla testa della rotaia per migliorare le condizioni di aderenza specialmente in presenza di contaminanti; sono utilizzati anche per ridurre l'usura e attenuare il rumore.

In letteratura molti studi ricercano il valore del coefficiente di adesione in diverse condizioni di contaminazione [20, 21]. In Figura 1.7 si riportano i risultati degli studi di Wang et al. [22] ottenuti mediante *twin-disc machine* in condizioni di asciutto ed in presenza di contaminanti; i valori del coefficiente d'aderenza ottenuti sono simili a quelli ricavati da altre ricerche [20, 21].

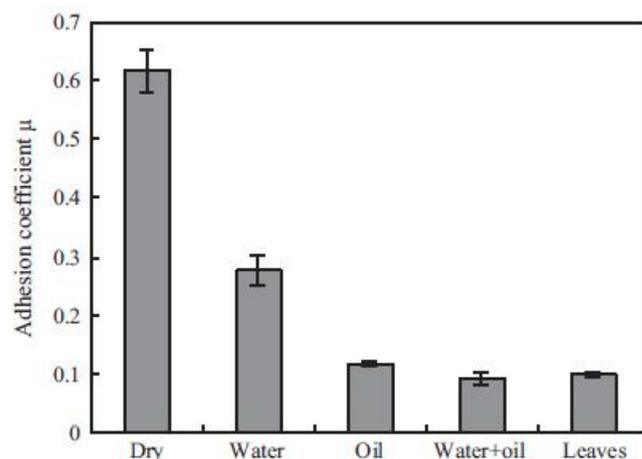


Figura 1.7: Coefficienti d'aderenza in diverse condizioni di contaminazione [22].

I contaminanti riducono il livello di adesione raggiungibile da un veicolo in marcia e modificano in modo significativo anche la forma della caratteristica di adesione.

La Figura 1.8 riporta le curve di aderenza ottenute sperimentalmente in laboratorio con *twin-disc machine*.

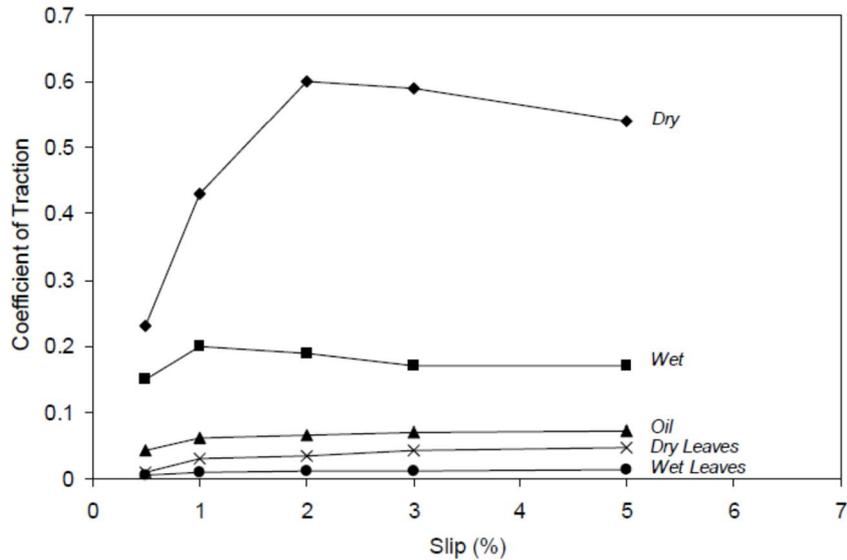


Figura 1.8: *Caratteristiche di adesione in presenza di contaminanti [5].*

Una migliore conoscenza dei fenomeni che si hanno in presenza di contaminanti permetterebbe un controllo migliore dell'adesione da parte del veicolo e migliori prestazioni. In quest'ottica si comprende anche l'importanza dello studio del recupero di adesione in condizioni di aderenza degradata, specialmente in frenata. Questo fenomeno considera il recupero di aderenza della ruota contaminata a causa degli elevati valori di scorrimento, durante una frenata, e l'effetto dell'interazione tra le ruote sulla rotaia.

Le ruote in testa al veicolo incontrano prima delle altre il tratto di linea contaminato. In virtù delle forze d'attrito che nascono nella zona di contatto si ha una parziale rimozione del contaminante sia dalla ruota, che recupera aderenza, ma anche dalla rotaia. Le ruote che seguono, pertanto, incontreranno una superficie sempre più pulita.

Nei paragrafi successivi si presentano gli effetti dei vari contaminanti sull'adesione ed i sistemi impiegati per il recupero di aderenza.

1.3.1. Effetto dei contaminanti

Il raggiungimento di ottimi livelli di efficienza e sicurezza dei sistemi ferroviari richiede uno studio approfondito della dipendenza dell'adesione dai diversi contaminanti. È necessario comprendere come quest'ultimi intervengono nel modificare le condizioni al contatto e, per un dato contaminante, quali sono i fattori che ne alterano le proprietà. I contaminanti che frequentemente si ritrovano sulla linea e che più di altri riducono i livelli di adesione sono: acqua, olio, grasso, umidità, foglie, detriti da usura [23, 24].

Molti sono gli studi che hanno considerato la contaminazione in presenza di acqua, olio o entrambi. L'acqua può essere presente sul tracciato per via della pioggia o della rugiada mattutina mentre l'olio

può derivare da eventuali perdite dal treno o può diffondere dal bordino dove è utilizzato per ridurre l'usura [23, 24]; queste sostanze, oltre ad essere spesso frequenti sul tracciato, lubrificano entrambe la zona di contatto [2]. Stribeck [25] studiò il comportamento dei lubrificanti in funzione della velocità relativa tra le superfici. In Figura 1.9 si riportano i risultati dei suoi studi.

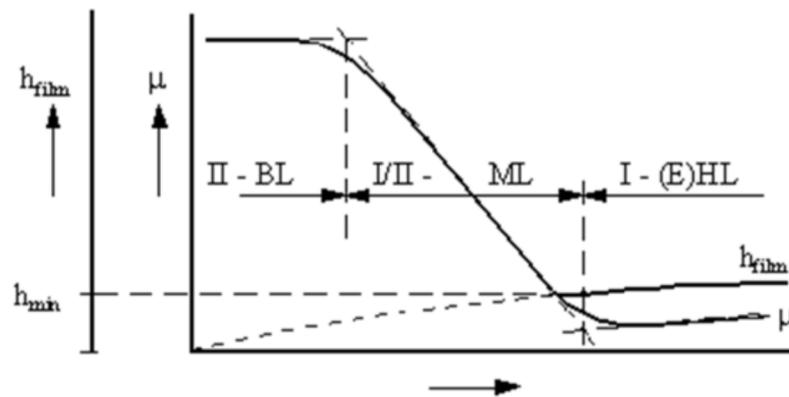


Figura 1.9: Curva di Stribeck: andamento del coefficiente d'attrito e dello spessore di film in funzione della velocità relativa delle superfici [2].

La curva mette in evidenza l'andamento del coefficiente d'attrito μ e dello spessore del film di lubrificante h_{film} in funzione della velocità relativa delle superfici.

Quando la velocità è bassa lo spessore di film lubrificante è trascurabile rispetto alla rugosità delle superfici a contatto h_{min} e si parla di regime di lubrificazione limite (BL: boundary lubrication). In questa zona il carico è interamente sostenuto dalle asperità superficiali dei materiali. Quando la velocità relativa è elevata lo spessore di film lubrificante è tale da sostenere interamente il carico (portanza idrodinamica) ed il coefficiente d'attrito si riduce drasticamente. Si parla in questo caso di regime di lubrificazione idrodinamica (HL: hydrodynamic lubrication). È presente anche una regione intermedia di lubrificazione mista (ML: mixed lubrication) in cui parte del carico è sostenuto dalla asperità superficiali e parte dal lubrificante.

Il regime di lubrificazione nel caso di contaminazione con acqua e olio è stato studiato da Zhu et al. [26] in funzione della rugosità delle superfici attraverso una *mini-traction-machine* (MTM). Le prove sono state realizzate a velocità costante in condizioni di asciutto, lubrificazione con acqua e lubrificazione con olio per due diversi valori di rugosità (liscio, ruvido). La Figura 1.10 mostra le caratteristiche di adesione ricavate con superfici asciutte mentre la Figura 1.11 riporta le curve ottenute in presenza di contaminante. Dal confronto si nota come in condizione di asciutto si raggiungono valori di adesione decisamente più alti rispetto a quelli ottenuti in presenza di lubrificante, in accordo con i risultati ottenuti da Beagley et al. [23, 24] studiando il fenomeno dell'adesione degradata in presenza di acqua. Nel caso di lubrificazione con acqua il livello di aderenza raggiunto è differente se si considera la superficie liscia o ruvida; in particolare l'adesione con superfici ruvide è un ordine di grandezza più grande di quella raggiunta con superfici lisce. In presenza di olio, invece, l'adesione non è influenzata

dal livello di rugosità. Le due curve infatti sono molto vicine e presentano un andamento crescente con lo scorrimento.

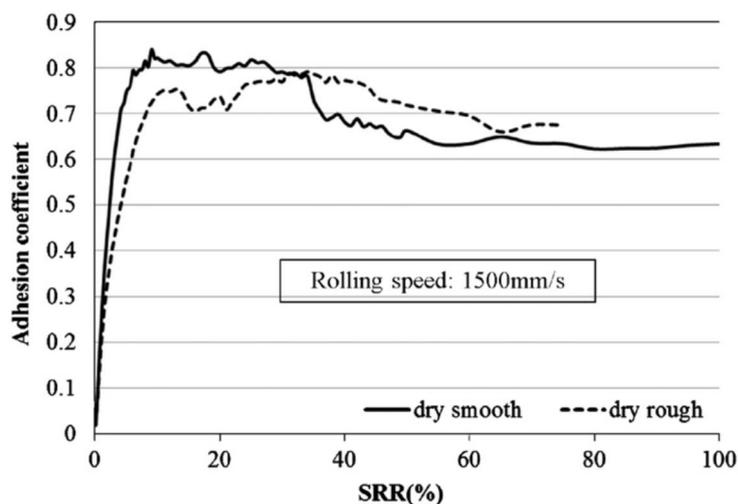


Figura 1.10: Curva di adesione in condizioni di asciutto [26].

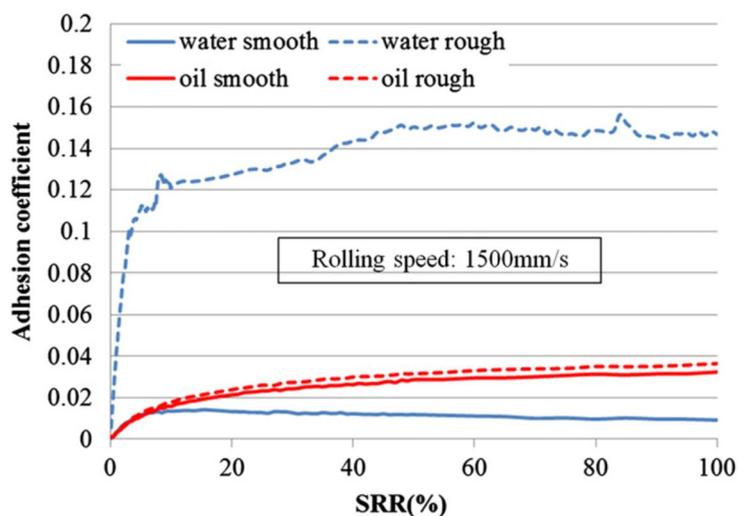


Figura 1.11: Curva di adesione in condizioni di lubrificazione con acqua e olio [26].

Zhu et al. [26] hanno ricavato anche le curve di Stribeck in presenza di acqua, Figura 1.12, e olio, Figura 1.13 per i due diversi valori di rugosità. Le prove prendono in considerazione l'influenza della pressione di contatto, e quindi del carico, sui livelli di adesione; i test sono stati effettuati con pressioni di contatto di 700 MPa e 900 MPa fissato un valore di scorrimento del 50%. La Figura 1.12 mostra, per l'acqua, l'andamento decrescente dell'adesione in funzione della velocità, in accordo con i risultati di Stribeck [25]. Si nota anche l'incidenza del carico, specialmente per superfici con rugosità; ovviamente più è alta la pressione di contatto e più sarà alto il coefficiente di adesione. Per l'olio, Figura 1.13, le curve mostrano che l'adesione inizialmente si riduce per poi stabilizzarsi nell'intorno di un valore comune con l'aumento di velocità. Le curve di Stribeck ricavate nel caso di contaminazione con olio indicano

che da un certo valore di velocità in poi la rugosità ed il carico non influenzano significativamente l'adesione.

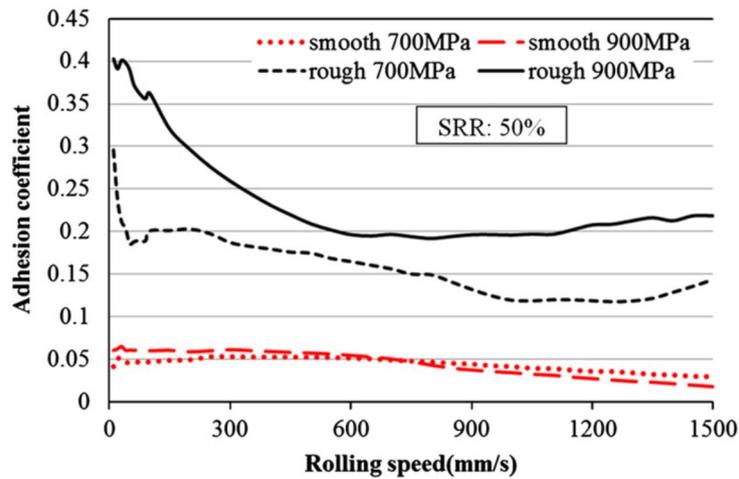


Figura 1.12: Curva di Stribeck nel caso di contaminazione con acqua [26].

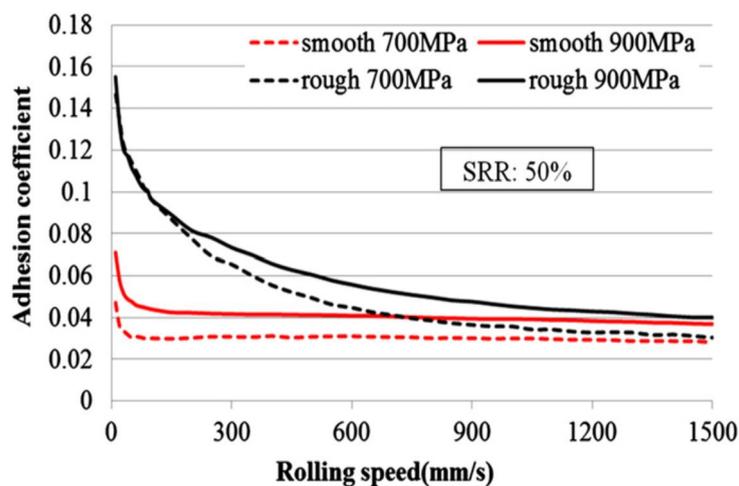


Figura 1.13: Curva di Stribeck nel caso di contaminazione con olio [26].

I risultati discussi fin qui testimoniano un differente comportamento della lubrificazione da parte di acqua e olio; in particolare si nota che al variare delle condizioni di prova (velocità, rugosità, scorrimento, carico) i valori di adesione raggiunti in presenza di olio cambiano poco mentre lo stesso non si può dire per i valori di adesione raggiunti in presenza di acqua. L'olio, inoltre, porta a valori di adesione più bassi. Risultati simili sono stati ottenuti da altri studi [27, 28].

La temperatura è un altro fattore che influenza il livello di aderenza. Per semplicità di trattazione si riporta solo la curva di Stribeck ottenuta da Zhu [26] in presenza di acqua per due diversi valori di temperatura: 5°C e 20°C, Figura 1.14.

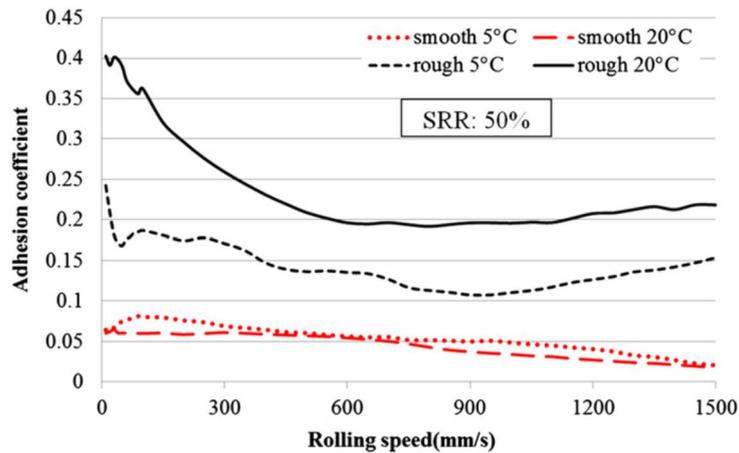


Figura 1.14: Curva di Stribeck nel caso di contaminazione con acqua per diversi valori di temperatura [26].

Si nota dalla Figura 1.14 che l'adesione è più alta a temperature più alte per superfici con rugosità; per superfici lisce la temperatura non determina cambiamenti significativi. Anche gli studi di Chen et al. [28] sulla contaminazione con sola acqua su *twin-disc machine* hanno portato alle stesse conclusioni per quel che riguarda la dipendenza dalla temperatura.

Gli studi condotti da Lewis et al. [29] per valutare gli effetti sull'adesione di miscele di acqua e olio hanno rivelato che quest'ultimo ha un comportamento predominante. Dalle diverse prove è emerso che indipendentemente dalle quantità di acqua e olio presenti nella miscela i livelli di adesione restano molto simili a quelli che si avrebbero in sola presenza di olio e che è sufficiente una piccola quantità d'olio per ridurre significativamente il livello d'attrito. Lewis [29] ha anche confermato che un incremento della rugosità delle superfici e delle pressioni di contatto determina un incremento dell'adesione.

Le condizioni climatiche dell'ambiente in cui opera il veicolo ferroviario condizionano i livelli di attrito raggiungibile nella zona di contatto. Le variazioni di temperatura e umidità relativa portano alla formazione di ossidi di ferro e accumulo di detriti [30] ed è pertanto necessario valutare l'impatto di quest'ultimi sui valori di aderenza. Gli studi di Lewis [30] hanno evidenziato che l'umidità determina una riduzione del livello di adesione.

I servizi ferroviari in tutto il mondo sono anche disturbati dalla presenza di strati di foglie frantumate sulla testa della rotaia che riducono il valore del coefficiente d'attrito a valori inferiori a 0,1 [5, 20]. In passato con i treni a vapore, gli alberi vicino la linea venivano tagliati per prevenire incendi ed erano più frequenti interventi di manutenzione a causa degli alti livelli di usura, che contribuivano alla rimozione degli strati di foglieame; anche l'aumento di velocità dei veicoli ha contribuito ad accrescere il problema [19]. Secondo Fulford [31] le foglie non cadono direttamente sulla rotaia, bensì quelle in prossimità della rotaia vengono trascinate dalla turbolenza prodotta dal passaggio del treno e si depositano poi sulla rotaia. Vengono schiacciate dalle ruote formando uno strato duro di colore nerastro che è chimicamente legato alla testa della rotaia. Tutto ciò porta da un aumento dei costi per la rimozione di tale strato ed un aumento dei ritardi soprattutto in autunno. Lo strato di foglieame simil-Teflon [32] aderisce bene ed è difficile da rimuovere.

Le prove in laboratorio hanno messo in luce come potessero avvenire reazioni chimiche tra l'acciaio e i costituenti della foglia; interessanti a tal proposito sono le ricerche di Olofsson e Sundval. I loro studi [33] hanno preso in considerazione l'effetto sul coefficiente d'attrito di foglie e umidità mediante tribometro *pin-on-disc*. Sono state effettuate due serie di test. Nella prima serie sono stati presi in considerazione due diversi valori di umidità relativa 40% e 95% e due diverse condizioni di contaminazione: asciutto e presenza di foglie. Durante le prove la temperatura è di 20°C, Figura 1.15.

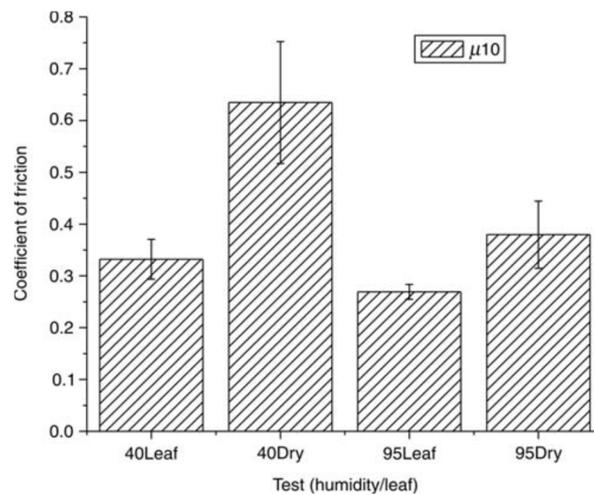


Figura 1.15: Coefficiente d'attrito in presenza di foglie per diversi valori di umidità [33].

La Figura 1.15 mostra i valori medi del coefficiente d'attrito ottenuti durante la prova per una distanza di scorrimento di 10 m. Si nota come la presenza di umidità determina una riduzione dei livelli di aderenza nelle condizioni a secco. Tale riduzione è ancor più marcata se sulla superficie è presente anche uno strato di foglie. Una seconda serie di prove [33] ha considerato come foglie, umidità e lubrificanti disposti sulla superficie influiscono sui livelli di attrito. Questi test sono stati realizzati impiegando due diversi valori di umidità 40% e 95% e due diversi valori di temperatura 20°C e 5°C; è stato utilizzato un metodo fattoriale, ovvero quattro fattori variano tra due livelli: uno alto e uno basso. I fattori sono temperatura, umidità, lubrificanti (si/no) e foglie (si/no). Si vede dalla Figura 1.16 che la lubrificazione con foglie determina una riduzione significativa dei livelli di attrito. Tale valore scende all'aumentare dei valori di umidità ma è poco importante in presenza di foglie e grasso (Binol rail 510). I livelli più bassi di lubrificazione li fa registrare il grasso; in presenza di foglie i valori sono prossimi a 0,3.

Gli studi di Gallardo-Hernandez e Lewis [34] effettuati con *twin-disc machine* concordano con quanto esposto. Zhu, Oloffson e Nilsson [35] hanno ottenuto risultati da prove in laboratorio e sul campo confermando che in presenza di foglie l'attrito si riduce drasticamente; il fenomeno è amplificato dalla presenza di acqua e umidità. Inoltre, hanno notato che la composizione chimica dell'acciaio si modifica facendo supporre che in corrispondenza della zona contaminata si hanno delle reazioni chimiche.

L'esatto meccanismo di formazione dello strato di fogliame non è ancora noto, poiché è difficile riprodurre in laboratorio le condizioni di guida reali [2].

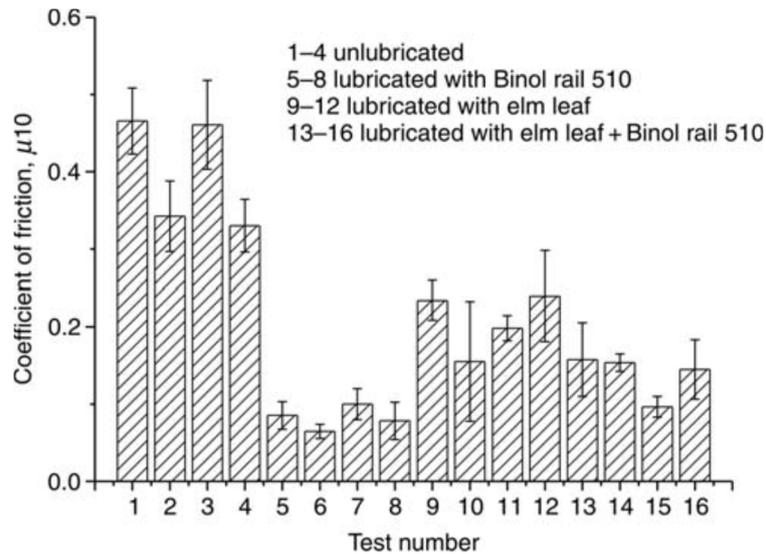


Figura 1.16: *Effetto di temperatura, umidità, grasso e foglie sul coefficiente d'attrito [33].*

La presenza di foglie sulla rotaia genera anche un effetto isolamento sulla rotaia impedendo ai sensori disposti sulla linea di rilevare se quest'ultima è occupata oppure no dal veicolo, con evidenti problemi di sicurezza.

Per quanto riguarda il grasso, essendo un lubrificante, per valutarne l'impatto è opportuno stabilirne il regime di lubrificazione. Le ricerche di Gallardo-Hernandez [34] mostrano che sono sufficienti piccole quantità di grasso per determinare una drastica riduzione dei valori di attrito e che lo strisciamento ed il rotolamento delle ruote determinano una parziale rimozione del contaminante dalla superficie.

Gli studi di Lewis [36] concordano con i risultati delle altre ricerche e indicano che al crescere della rugosità si riduce il tempo di mantenimento del lubrificante, inteso come tempo trascorso dall'applicazione alla totale rimozione (raggiungimento di una condizione incontaminata).

1.3.2. Sistemi per il recupero dell'aderenza

Il coefficiente d'attrito è indispensabile per mantenere alti i livelli di sicurezza, di efficienza e per ridurre i costi del servizio ferroviario; il veicolo, quindi, deve essere in grado di monitorare le condizioni al contatto ruota-rotaia ed intervenire in caso di necessità.

L'adesione può essere migliorata in due modi: controllando il creep longitudinale o modificando il coefficiente d'attrito all'interfaccia [5].

I veicoli moderni dispongono di sistemi mecatronici per il controllo dello scorrimento. Si distingue tra sistemi:

- Antiskid: per le fasi di trazione;
- Wheel slide protection (WSP): per le fasi di frenatura.

Questi dispositivi distribuiscono correttamente lo sforzo di trazione/frenatura tra le ruote del convoglio in funzione delle condizioni operative di ciascuna ruota; in particolare, cercano di far lavorare il veicolo in prossimità della zona di massima adesione della caratteristica effettuando un controllo molto preciso dello scorrimento tramite i sensori montati a bordo [5].

L'aderenza può essere migliorata anche applicando direttamente nella zona di contatto delle sostanze che aiutino ad incrementare il coefficiente d'attrito, specialmente in presenza di contaminanti.

I *friction modifiers*, prima introdotti, sono le sostanze che migliorano le condizioni al contatto e che vengono anche impiegate per ridurre l'usura ed il rumore [1].

Kalousek e Magel [37] dividono i *friction modifiers* in tre categorie:

- *Low coefficient friction modifier (LCF)*: impiegati tra il fianco della rotaia e la flangia ruota per portare il coefficiente d'attrito a valori inferiori a 0.1;
- *High positive friction modifier (HPF)*: utilizzati tra la tavola di rotolamento ruota e la testa rotaia, presentano un valore intermedio del coefficiente d'attrito 0.2-0.4;
- *Very high positive friction modifier (VHPF)*: utilizzati per incrementare l'aderenza sia in trazione che in frenata a scorrimenti inferiori.

Gli *LCF* possono essere oli, grassi o sostanze solide che vengono normalmente applicati quando il veicolo entra in curva. Durante una curva infatti l'area di contatto si sposta verso il fianco della rotaia e la flangia della ruota. In questa zona per limitare l'usura ed il rumore si tenta di ridurre il coefficiente d'attrito attraverso gli *LCF*, evitando però che migrino verso le zone dove invece si vogliono mantenere alti livelli di aderenza [5]. Gli studi di Olofsson e Nilsson [38] mostrano che l'applicazione di queste sostanze riduce la zona di usura di 1/6 rispetto a quella in condizioni di non lubrificazione.

Gli *HPF* sono impiegati per mantenere il coefficiente d'attrito entro i valori desiderati e ridurre il rumore quando la ruota scorre. Determinano un andamento crescente della caratteristica di adesione dopo il limite di saturazione [5].

Tra i *VHPF* la sabbia è uno dei più utilizzati grazie alla sua facile applicazione. Viene raccolta in una tramoggia posizionata sotto al treno e distribuita nella zona di contatto da un sistema ad aria compressa che sfrutta un ugello situato sul carrello [40]. È utilizzata in automatico quando si ricorre alla frenata di emergenza mentre durante la trazione il suo impiego è gestito manualmente.

L'applicazione di sabbia determina un aumento dell'attrito, ma anche alti livelli di usura ed il rischio di isolamento elettrico del veicolo [40,41].

L'applicazione di *VHPF* produce un incremento dell'aderenza nella zona di instabilità della caratteristica di adesione ancor più significativo di quello degli *HPF*, per i quali in prima battuta si può

assumere che resti costante [39]. La Figura 1.17 mostra l'effetto dei *friction modifiers* sulla caratteristica di adesione.

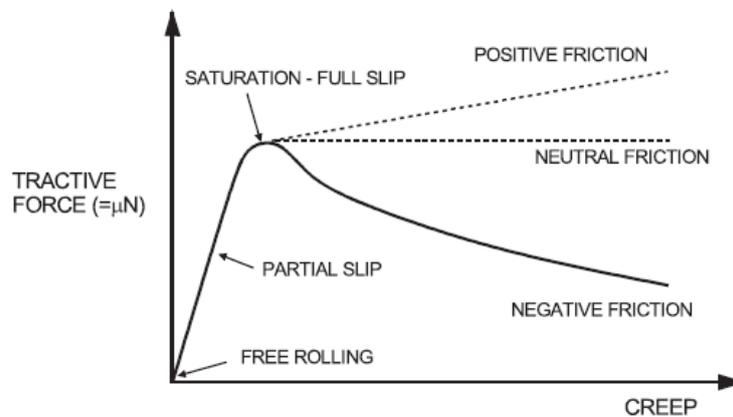


Figura 1.17: Effetto dei *friction modifiers* sulla caratteristica di adesione [39].

Un'ulteriore classificazione dei *friction modifiers* si basa sulla modalità d'applicazione ed i benefici risultanti. Khan e Dasaka [42] distinguono tra:

- Soluzioni liquide: distribuite sulla testa della rotaia, lasciano un sottile film di rivestimento in seguito all'asciugatura;
- Gel di trazione: disposti sulla linea, contrastano la perdita di aderenza dovuta alle foglie in autunno;
- Schiume;
- Stick solidi: distribuiti sulla tavola da sistemi a molla o applicatori industriali.

Tra le soluzioni disponibili per migliorare il coefficiente d'attrito la sabbia è sicuramente una delle più importanti; è stata impiegata sin dagli albori del sistema ferroviario per incrementare la trazione e l'aderenza in frenata [43, 44]. Nel tempo sono stati realizzati molti studi per capire come agisce per migliorare le condizioni di aderenza e come risponde in presenza di altri contaminanti. Lewis e Dwyer-Joyce [40] hanno svolto prove su *twin-disc machine* per misurare i livelli di attrito e usura quando viene applicata sabbia sia in condizioni di asciutto che di bagnato.

Dalla ricerca svolta è emerso che la sabbia incrementa i livelli di usura rispetto alle condizioni incontaminate; sul bagnato in particolare l'effetto è maggiormente sentito in quanto l'acqua è in grado di intrappolare una maggiore quantità di granelli che frantumati svolgono un'azione abrasiva. La Figura 1.18 riporta i tassi di usura rilevati dalle prove in laboratorio di Lewis e Dwyer-Joyce.

Per quanto riguarda il coefficiente d'attrito i risultati mostrano che in condizioni di asciutto la presenza di sabbia determina una riduzione dei valori di aderenza; la sabbia si comporta come un lubrificante solido frapponendosi tra ruota e rotaia. In presenza di acqua, invece, la sabbia viene catturata dal film

liquido ed in seguito alla frantumazione e all'azione abrasiva che ne consegue il coefficiente d'attrito aumenta, come si può vedere in Figura 1.19.

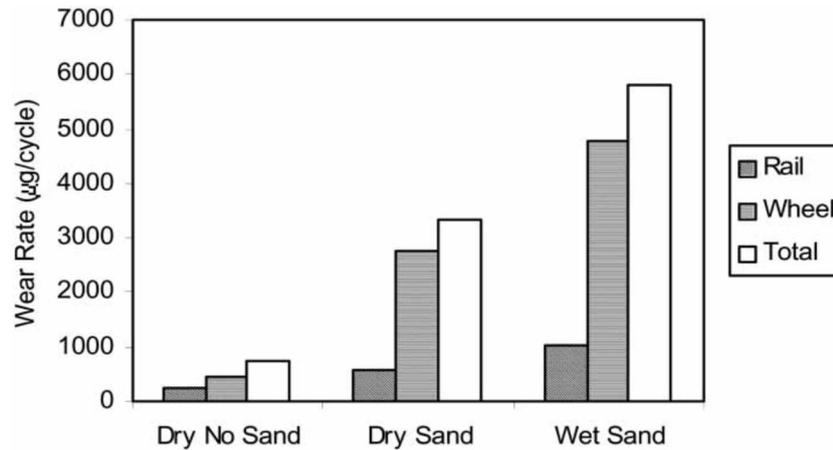


Figura 1.18: Tasso di usura in presenza di sabbia [40].

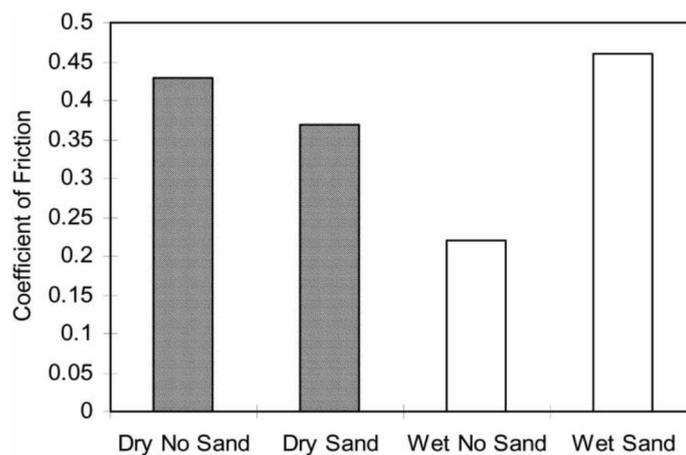


Figura 1.19: Coefficiente d'attrito in presenza di sabbia [40].

Gallardo-Hernandez e Lewis [34] hanno studiato quale fosse l'effetto della sabbia in presenza di contaminazione da foglie e acqua. I risultati indicano che la sabbia migliora il coefficiente di adesione, in presenza sia di acqua che di foglie, e previene la formazione dello strato nerastro dovuto alle reazioni chimiche con le foglie.

Omasta et al. [44] ha studiato invece la dipendenza dalla quantità di sabbia utilizzata con *twin-disc machine*. Le prove sono state realizzate con diverse velocità di sabbiatura in un intervallo di tempo costante (1,5 s) ed in tre diverse condizioni di sabbiatura: bagnato, foggiate, grasso.

Sul bagnato inizialmente la sabbia porta ad una riduzione del coefficiente d'attrito, in seguito alla formazione di uno strato di lubrificante solido, ed un successivo aumento fino a livelli superiori a quelli precedenti alla sabbiatura, in accordo con i risultati di Lewis [40]; questo andamento crescente, tuttavia, arriva a saturazione in presenza di una quantità maggiore di acqua, come nel caso di pioggia.

In presenza di fogliame la sabbia permette un immediato recupero di aderenza, ma dopo alcuni cicli questa crolla; la sabbia, infatti, non è in grado di distruggere lo strato di fogliame presente all'interfaccia. In questo caso non si nota una dipendenza dalla quantità distribuita.

In presenza di grasso si ha un recupero graduale dell'aderenza. Raggiunto il valore massimo il coefficiente di adesione non decresce più. La quantità di sabbia è rilevante solo per basse velocità.

Infine, studi svolti da Arias-Cuevas [45, 46] hanno preso in considerazione la tipologia di sabbia, le dimensioni dei granelli e la velocità di sabbiatura. I granelli di sabbia maggiori permettono un recupero di adesione più consistente e maggiori livelli di usura. Anche questi studi [45] hanno evidenziato in condizioni di asciutto la sabbia si comporta da lubrificante solido.

Maggiori velocità di alimentazione sono responsabili di valori inferiori di aderenza e problemi di isolamento elettrico, dannoso per il rilevamento di veicoli sulla linea.

Oltre alle sostanze utilizzate per incrementare il coefficiente d'attrito vengono adottati anche sistemi meccatronici per il controllo dello scorrimento: WSP e Antiskid.

L'obiettivo è far lavorare le ruote in prossimità del valore di scorrimento a cui corrisponde il massimo di adesione, evitando la zona di instabilità caratterizzata da valori di aderenza inferiori, Figura 1.16. Si cerca quindi di far sfruttare alla ruota la massima aderenza disponibile controllando la distribuzione di coppia frenante o motrice, riducendo così lo spazio di arresto in frenata e le prestazioni in trazione del veicolo. Si può intuire che il raggiungimento di questi obiettivi è molto complesso a causa della variabilità delle condizioni ambientali e della linea che possono determinare cambiamenti nei livelli massimi di adesione, della pendenza nel tratto lineare della caratteristica o addirittura possono modificarne direttamente la forma. Nel seguito viene fornita una panoramica dei sistemi WSP.

I veicoli moderni dispongono di freni pneumatici che regolano la pressione dell'aria nel cilindro freno in funzione dei comandi ricevuti da una centralina; quest'ultima elabora tramite un algoritmo i dati ricevuti dal veicolo e risponde comandando l'apertura o la chiusura delle valvole dell'impianto pneumatico [47, 48]. La Figura 1.20 mostra uno schema di controllo per il sistema WSP.

Gli encoder rilevano la misura di velocità angolare delle sale dopodiché la centralina ricava a partire da questi dati le accelerazioni e gli scorrimenti. La centralina verifica tramite il suo algoritmo le condizioni in cui sta operando la sala e di conseguenza comanda la chiusura o l'apertura delle valvole [48].

Nakazawa e Daisuke [49] indicano quali sono i parametri utilizzati dagli algoritmi per il controllo dell'incipiente bloccaggio: accelerazione periferica, velocità di scorrimento ed il creep.

I tre parametri possono essere utilizzati tutti insieme oppure è possibile sfruttare una combinazione dei tre; a ciascuno di questi parametri sono associati dei valori di soglia a cui corrispondono le fasi di mantenimento, scarico ed incremento della pressione nel cilindro freno.

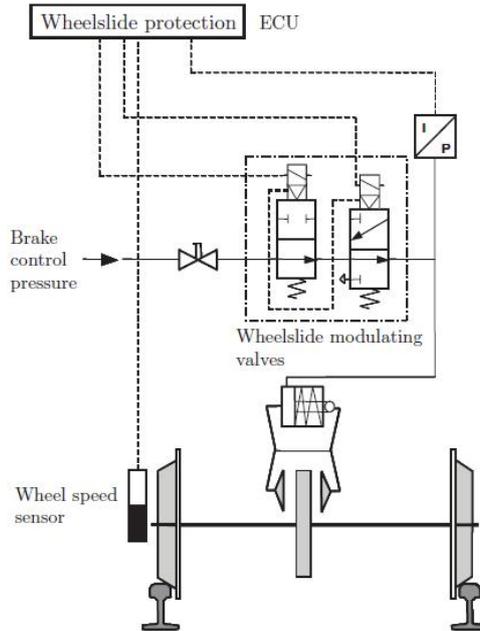


Figura 1.20: Schema di controllo di un sistema WSP [48].

1.3.3. Modelli numerici di adesione degradata

I paragrafi 1.1 e 1.2 hanno presentato le teorie del contatto largamente impiegate oggi per il calcolo delle forze tangenziali scambiate tra ruota e rotaia. I modelli, tuttavia, valgono solo in condizioni di asciutto poiché non tengono conto della presenza di contaminanti all'interfaccia.

Polach [17] ha notato che il suo modello per raggiungere il massimo dell'aderenza ad elevati valori di scorrimento, in condizioni di superfici bagnate o contaminate, deve ricorrere a coefficienti di Kalker ridotti; in questo modo però non è possibile replicare la pendenza nel tratto iniziale della caratteristica di adesione. Per far fronte alle criticità del modello in presenza di contaminanti Polach ha presentato un'estensione del suo metodo che permette un calcolo rapido delle forze e la capacità di adattarsi alle diverse condizioni del contatto ruota-rotaia.

Ha introdotto nel suo modello due coefficienti di riduzione k_a e k_s del coefficiente d'attrito rispettivamente dell'area in aderenza e dell'area in scorrimento dell'orma di contatto. L'approccio utilizzato è di facile applicazione in quanto nell'equazione (1.7) sono presenti due termini: uno relativo all'area in aderenza ed uno relativo all'area in scorrimento.

La forza tangenziale calcolata da Polach [17] diventa:

$$F = \frac{2Qf}{\pi} \left(\frac{k_A \varepsilon}{1 + (k_A \varepsilon)^2} + \text{atan}(k_S \varepsilon) \right), \quad k_S \leq k_A \leq 1 \quad (1.19)$$

I parametri del modello (A, B, f_0, k_a, k_s) sono stati determinati da Polach mediante prove in linea di puro creep longitudinale impiegando differenti locomotive e confrontando situazioni di asciutto e bagnato. L'estensione del modello presentata è valida e consente in aggiunta alla dipendenza del coefficiente d'attrito dalla velocità di scorrimento (1.10) di replicare bene la forma delle caratteristiche di adesione ottenute da prove sperimentali; il metodo di Polach, tuttavia, non considera il fenomeno del recupero di adesione.

Allotta et al. [50] propongono un modello che tiene conto del recupero di adesione seguendo un approccio energetico. In condizioni di adesione degradata, infatti, gli alti valori di scorrimento che si raggiungono tra ruote e rotaia dissipano energia a causa delle forze d'attrito. Il comportamento qualitativo del coefficiente di adesione viene descritto da Allotta et al. [50] in Figura 1.21 (f fa riferimento all'adesione e non al coefficiente d'attrito). La caratteristica di adesione varia tra due curve limite: una relativa a completa aderenza f_r mentre l'altra considerata in presenza di contaminante f_d .

Per bassi valori di scorrimento l'energia dissipata dalle forze d'attrito è bassa e pertanto lo spessore di contaminante resterà invariato; il coefficiente di adesione si manterrà sulla curva limite inferiore.

All'aumentare dello scorrimento il lavoro delle forze d'attrito diventa sempre più importante, di conseguenza viene rimosso sempre più contaminante ed il coefficiente di adesione aumenta.

Quando lo scorrimento cresce ulteriormente le forze d'attrito rimuovono completamente lo spessore di contaminante riportando così il coefficiente di aderenza sulla curva limite superiore.

Tuttavia, nel caso in cui l'energia dissipata dal sistema inizia a ridursi, verrà meno l'effetto della pulizia prodotto dalle forze d'attrito e di conseguenza il coefficiente di adesione ritornerà sulla curva limite inferiore.

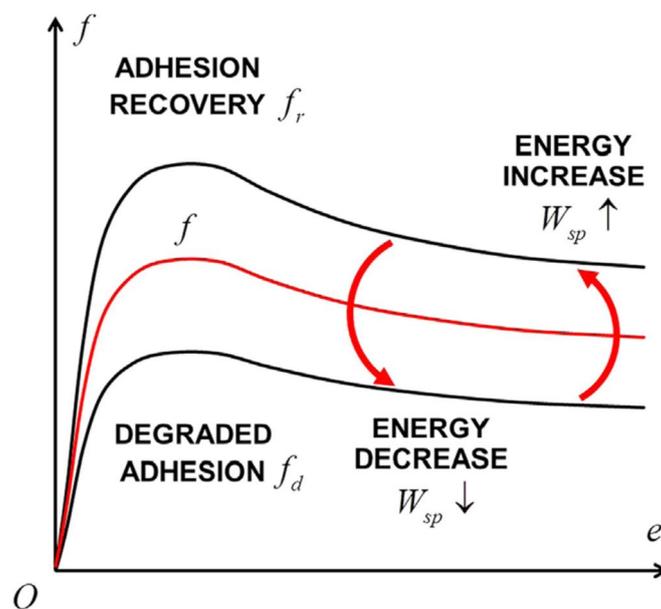


Figura 1.21: Comportamento del coefficiente di aderenza in funzione dell'energia dissipata [50].

Il modello però ha due limiti: è valido solo nel caso di contaminazione continua e non tiene conto dell'effetto pulente che consente alle ruote in coda di trovare sezioni della rotaia con minori quantità di contaminante a causa del passaggio di quelle precedenti.

La relazione del modello [50] che lega il coefficiente di adesione all'energia dissipata è:

$$W_{sp} = \mu Q \xi \quad (1.20)$$

La simbologia utilizzata è quella indicata al paragrafo 1.1.

In termini matematici, gli autori hanno ipotizzato per il coefficiente di adesione il seguente andamento:

$$\mu(W_{sp}) = [1 - \lambda(W_{sp})]\mu_d + \lambda(W_{sp})\mu_r \quad (1.21)$$

dove μ_d , μ_r sono i coefficienti di adesione calcolati tramite il metodo di Polach mentre $\lambda(W_{sp})$ è una funzione di transizione tra le condizioni contaminate a quelle in asciutto in funzione dell'energia dissipata. Quest'ultimo termine deve rispettare le seguenti condizioni:

- Deve essere una funzione monotona crescente;
- Deve annullarsi per $W_{sp} \rightarrow \infty$;
- Deve valere 1 nel caso in cui $W_{sp} = 0$.

È stata adottata da Allotta et al. l'espressione:

$$\lambda(W_{sp}) = 1 - e^{-\tau W_{sp}} \quad (1.22)$$

Nell'equazione (1.22) τ rappresenta l'unico parametro del modello che deve essere sottoposto a una procedura di tuning. Il coefficiente di adesione viene calcolato tramite le equazioni (1.21) e (1.22) impiegando un metodo iterativo.

Voltr e Lata [51] hanno fornito un modello empirico per il recupero di adesione seguendo un approccio energetico. Il metodo non descrive il reale fenomeno fisico che si verifica nell'area di contatto, ma cerca di adattarsi ai risultati ottenuti da prove sperimentali.

Il modello considera variazioni del coefficiente d'attrito statico f_0 , che compare nelle equazioni di Polach, in funzione dell'energia dissipata in un intervallo di tempo precedente. Voltr e Lata hanno ipotizzato il seguente andamento:

$$f_0(t) = \begin{cases} f_{0,i} + \Delta f_0(t), & \Delta f_0(t) \leq f_{0,f} - f_{0,i} \\ f_{0,f} & , \quad \Delta f_0(t) > f_{0,f} - f_{0,i} \end{cases} \quad (1.23)$$

Dove:

- $f_{0,i}$: coefficiente d'attrito iniziale;
- $f_{0,f}$: coefficiente d'attrito finale;
- $\Delta f_0(t)$: numero positivo rappresentativo dell'incremento del coefficiente d'attrito.

Il termine $\Delta f_0(t)$ è calcolato in funzione dell'energia dissipata dalle forze tangenziali al contatto in un tempo τ [51]:

$$\Delta f_0(t) = C_1 \left(W_{sp}(t) - W_{sp}(t - \tau) \right) \quad (1.24)$$

Nell'equazione (1.24) C_1 è un parametro di sensibilità mentre τ è un parametro di memoria. Per prendere in considerazione anche il ciclo isteretico di adesione è stato fornito anche un termine aggiuntivo alla (1.23):

$$f = f(f_0, \dots) + C_2 \frac{dv_s}{dt} \quad (1.25)$$

Dove C_2 è un altro parametro di sensibilità mentre v_s è la velocità di scorrimento.

I parametri del modello sono stati determinati da Voltr e Lata sulla base delle prove sperimentali svolte su un roller rig a singola ruota tramviaria.

I test svolti per differenti condizioni di aderenza e di velocità hanno fornito delle curve come quella in Figura 1.22; ogni curva ricavata è stata confrontata con il modello di Polach [17]. La figura mostra i risultati di una prova realizzata in presenza di olio ed interrotta prima del raggiungimento del 100% di scorrimento; si vede che la riduzione di adesione è minore di quella teorica poiché l'energia dissipata rimuove il contaminante dalle superfici ed è quindi possibile notare la fase di recupero di adesione.

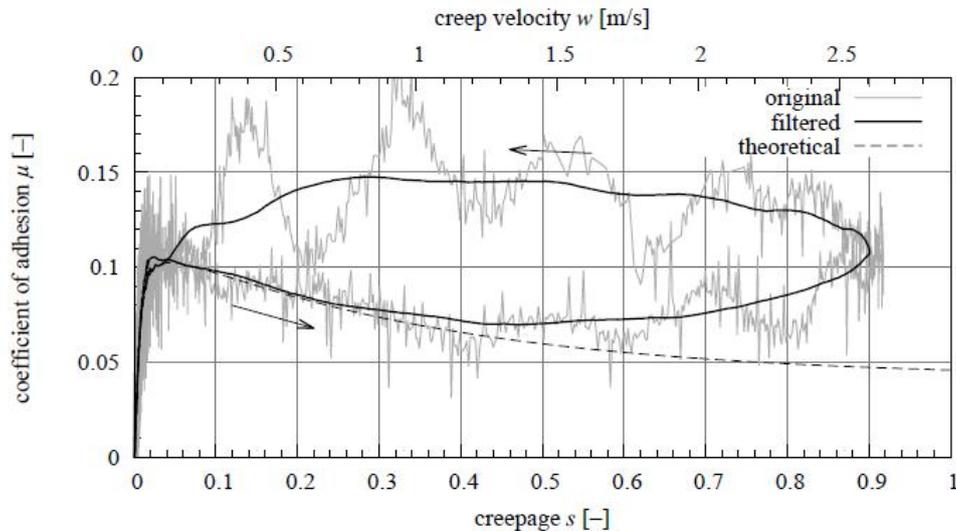


Figura 1.22: Curva di aderenza con recupero di adesione [51].

2. Il roller rig del Politecnico di Torino

Le prove su tracciato con un veicolo reale sono molto costose e complesse; non possono essere svolte in sicurezza e non permettono di riprodurre le condizioni di aderenza con la ripetibilità ottenibile da prove in laboratorio. Per queste ragioni lo studio dell'aderenza e dei fattori che ne influenzano il comportamento viene realizzato utilizzando tipologie diverse di banchi prova. Tra questi i roller rig sono quelli che consentono di simulare in modo migliore il contatto ruota-rotaia in diverse condizioni; riproducono bene la geometria dei corpi a contatto e considerano la dinamica del veicolo [52].

Il gruppo di ricerca del Politecnico di Torino [53] ha progettato un roller rig multi-asse innovativo capace di studiare le condizioni di aderenza degradata e simulare sperimentalmente il fenomeno del recupero di aderenza; in frenata, infatti, gli elevati scorrimenti e le forze d'attrito sviluppate dalle ruote in testa al veicolo rimuovono gradualmente il contaminante dalla rotaia permettendo alle ruote che seguono di raggiungere livelli di aderenza maggiori.

Nei paragrafi successivi verrà brevemente descritto il banco prova, la strumentazione impiegata e la logica di controllo dell'azionamento. I relatori di questa tesi forniscono una descrizione più dettagliata [54]. La Figura 2.1 mostra il roller rig multi-asse del Politecnico di Torino.

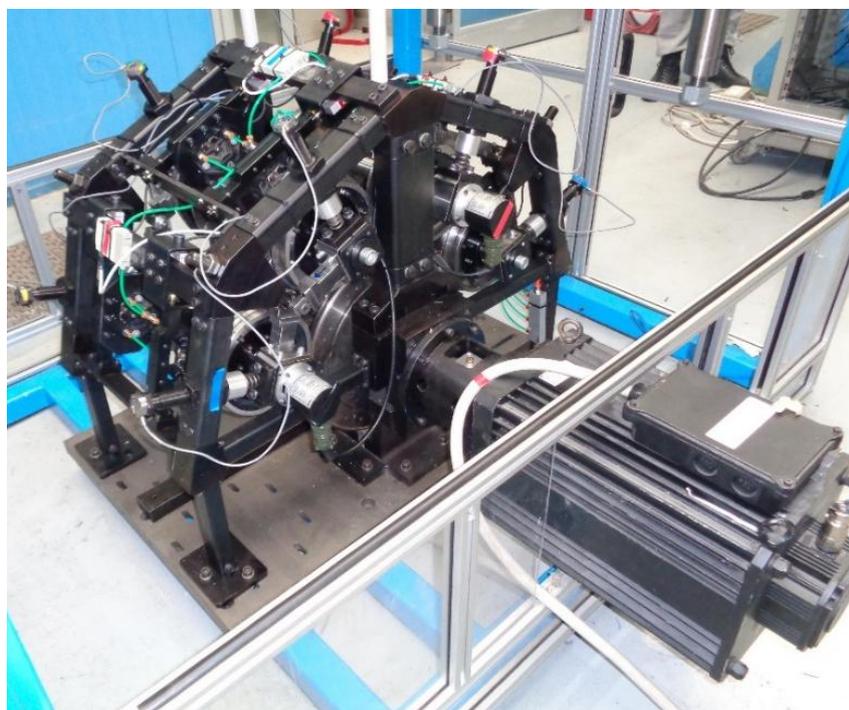


Figura 2.1: *Roller rig multi-asse del Politecnico di Torino [54].*

2.1. Struttura del banco

Il roller rig multi-asse è un banco prova in scala 1:5 che segue il modello di similitudine proposto da Jaschinski [55]. La Figura 2.2 riporta la vista frontale del banco.

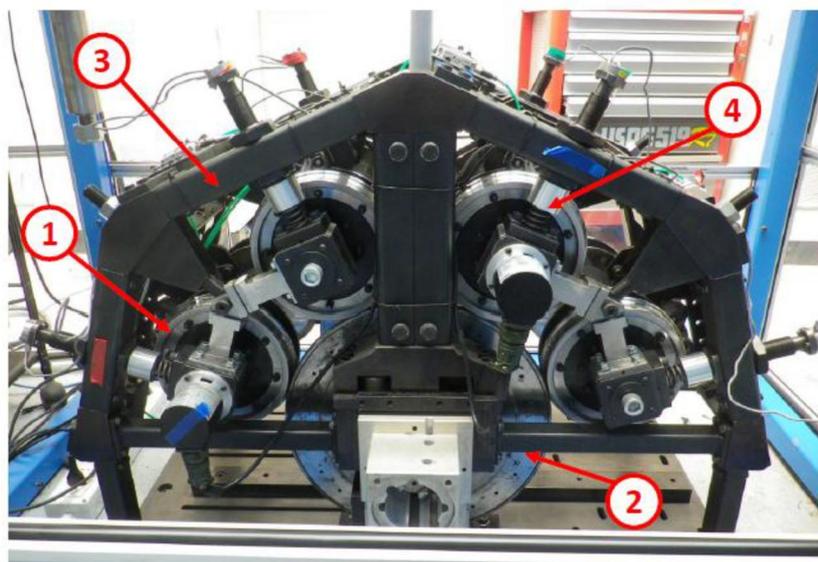


Figura 2.2: Vista frontale del banco: lato non motorizzato.

Quattro sale ferroviarie (1) rotolano sulla stessa coppia di rulli (2). I due rulli sono rigidamente connessi per mezzo di un giunto meccanico e vengono messi in moto da un motore elettrico brushless (ACM BRL 220 6) controllato dal sistema Control Techniques™ UNIDRIVE SP4402; in Figura 2.1 è possibile vedere il collegamento con il motore.

Sia le ruote sia i rulli si compongono di un mozzo ed un cerchione che può essere sostituito nel caso si raggiungano livelli di usura importanti oppure per studiare profili differenti. Le ruote impiegate per lo studio dell'adesione hanno un diametro $d_w = 184 \text{ mm}$ e sono caratterizzate da un profilo S1002 in scala 1:5. I rulli hanno un diametro $d_r = 368 \text{ mm}$ e sono caratterizzati da un profilo UIC60 in scala 1:5, inclinato di 1:20 in modo da riprodurre l'angolo di posa della rotaia. Lo scartamento reale riprodotto è di 1435 mm .

La connessione con il telaio (3) assicura che non ci siano spostamenti da parte delle sale né in direzione longitudinale, né in direzione laterale. Ogni boccola è provvista di un sistema di sospensione con molla ad elica (4) che assicura il contatto tra ruota e rullo e consente di simulare differenti valori di carico normale. Le ruote, infatti sono disposte sulla circonferenza del rullo con un certo angolo α (24° per le ruote interne, 72° per le ruote esterne) rispetto alla verticale come si vede dalla Figura 2.3. Il peso di ciascuna sala solo in parte si scarica sul rullo e tale quota varia in funzione di α . Il sistema di sospensione, quindi, compensa la differenza e permette di applicare un carico aggiuntivo diretto lungo la normale al contatto ruota-rullo così da simulare diversi valori di carico per asse, in accordo con la similitudine di Jaschinski. Le curve di adesione riportate in questo documento sono state ottenute

impiegando un carico normale per asse di 80 kg, corrispondente a 10 tonnellate per assile su un veicolo reale.

Ogni sala è equipaggiata con un impianto frenante pneumatico consistente in due dischi freno e due pinze (Brembo P32G), in modo da controllare indipendentemente la coppia resistente applicata.

Per l'esecuzione delle prove è stato necessario numerare sia le sale che le ruote. Considerato il lato non motorizzato del banco, Figura 2.2 e 2.3, le sale sono state numerate da 1 a 4, in ordine crescente procedendo da destra verso sinistra. La numerazione delle ruote ha richiesto anche la distinzione tra lato non motorizzato e lato motorizzato; al primo è stato assegnato il valore 1, al secondo il valore 2. Nel seguito quando si farà riferimento alle grandezze di una specifica sala si utilizzerà il rispettivo indice (ad esempio Fn_1 per indicare la forza normale complessiva agente sulla sala 1). Diversamente quando si farà riferimento alle grandezze associate alla singola ruota verranno utilizzati due indici, il primo riferito alla sala di appartenenza il secondo riferito alla posizione (ad esempio Fn_{12} per indicare la forza normale agente sulla ruota della sala 1 disposta dalla parte del motore).

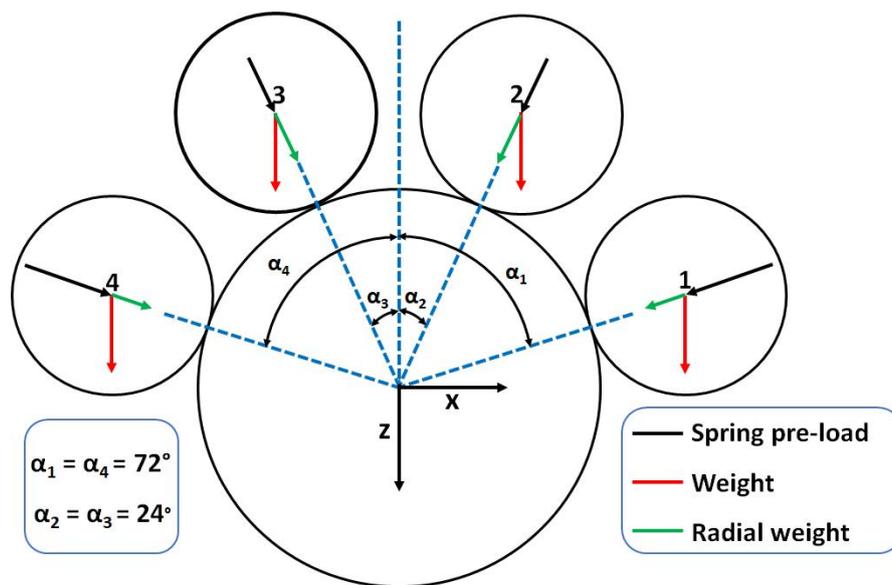


Figura 2.3: Vista frontale banco, lato non motorizzato: disposizione ruote e forze agenti sul contatto [54].

Nella Tabella 2.1 si riportano le principali caratteristiche del banco.

Anche la velocità del veicolo che si intende simulare segue la similitudine di Jaschinski, pertanto, sarà necessario un calcolo preliminare per determinare la velocità del rullo utile per la prova.

In Appendice si riportano le tabelle di equivalenza di carichi e velocità per il roller rig multi-asse.

Tabella 2.1: *Caratteristiche del banco multi-asse.*

Caratteristiche del roller rig multi-asse		
Rapporto di scala	[-]	1/5
Strategia di similitudine	[-]	Jaschinski
Scartamento reale simulato	[mm]	1435
Diametro ruote	[mm]	184
Profilo ruote	[-]	S1002
Diametro rullo	[mm]	368
Profilo rullo	[-]	UIC60
α - ruote interne	[°]	24
α - ruote interne	[°]	72
Carico applicato per asse	[kg]	80
Carico reale simulato per asse	[ton]	10

2.2. *Strumentazione*

L'acquisizione dei dati necessari per il monitoraggio del banco e per lo studio dell'adesione richiede l'utilizzo di diversi sensori e strumenti di misura. La strumentazione è gestita da un PC industriale (NI PXIe-8330) collocato in uno chassis NI PXIe-1050. Il software LabVIEW prodotto da National Instruments permette di controllare gli strumenti di misura e l'azionamento Control Techniques™, tramite protocollo TCP/IP Modbus. La comunicazione tra il PC industriale e l'azionamento consente di regolare la velocità dei rulli e rilevare la misura di velocità angolare e coppia fatta dal motore. Le grandezze acquisite dai sensori sono:

- Velocità angolare delle sale;
- Forza normale agente nella zona di contatto tra ruota e rullo;
- Forza frenante agente sul disco freno;
- Pressione dell'impianto frenante.

La velocità delle sale viene rilevata attraverso l'uso di quattro encoder incrementali (uno per sala). Non viene misurata direttamente la velocità, bensì la posizione angolare; solo in un secondo momento a partire dal segnale di posizione si deriva la velocità angolare.

Gli encoder utilizzati sono ELAP REM470-1024-8/24-R-10-PP2 (1024 impulsi al giro): la scheda di acquisizione utilizzata è una NI PXIe-6612.

Il carico normale imposto dal sistema di sospensione montato su ciascuna boccola è misurato attraverso otto celle di carico a bottone. Viene così misurata la forza normale per ciascuna ruota e dalla somma dei valori ottenuti per ruote appartenenti alla stessa sala si determina il carico per assile.

Le celle di carico impiegate sono FUTEK LLB 400 FSH 00877 aventi un carico massimo di 454 kg e una risoluzione di 0,27 kg.

Le forze tangenziali che nascono in seguito all'aumento di pressione sulle pinze freno sono misurate tramite otto celle di carico ad S. Anche in questo caso si fa una misura per ciascun disco ed il valore complessivo applicato alla sala si ottiene mediante somma. Le celle di carico a S usate per le misurazioni sono FUTEK LSB 302 FSH 02089, caratterizzate da un carico massimo di 136,2 kg e una risoluzione di 0,068 kg. I segnali in uscita dalle celle di carico, sia a bottone sia a S, sono acquisiti tramite due schede di acquisizione NI PXIe-4330; in particolare ogni modulo gestisce i sensori posizionati sullo stesso lato del banco (quattro celle di carico a bottone e quattro celle di carico ad S).

La pressione agente sulle pinze di ogni sala è regolata attraverso quattro valvole elettro-pneumatiche SMC ITV005-3BS nel campo di 0-9 bar; sono alimentate da un compressore volumetrico che può fornire aria in pressione fino a 10 bar. Le elettrovalvole permettono di regolare il valore di pressione desiderato per ciascuna sala tramite un controllo in retroazione; forniscono anche la misura della pressione di feedback. Il segnale di pressione desiderato è gestito da un modulo NI USB-9263, mentre quello di feedback è acquisito da un modulo NI USB-9239.

La Figura 2.4 riporta schematicamente il metodo utilizzato per l'acquisizione dei segnali ed il controllo del banco.

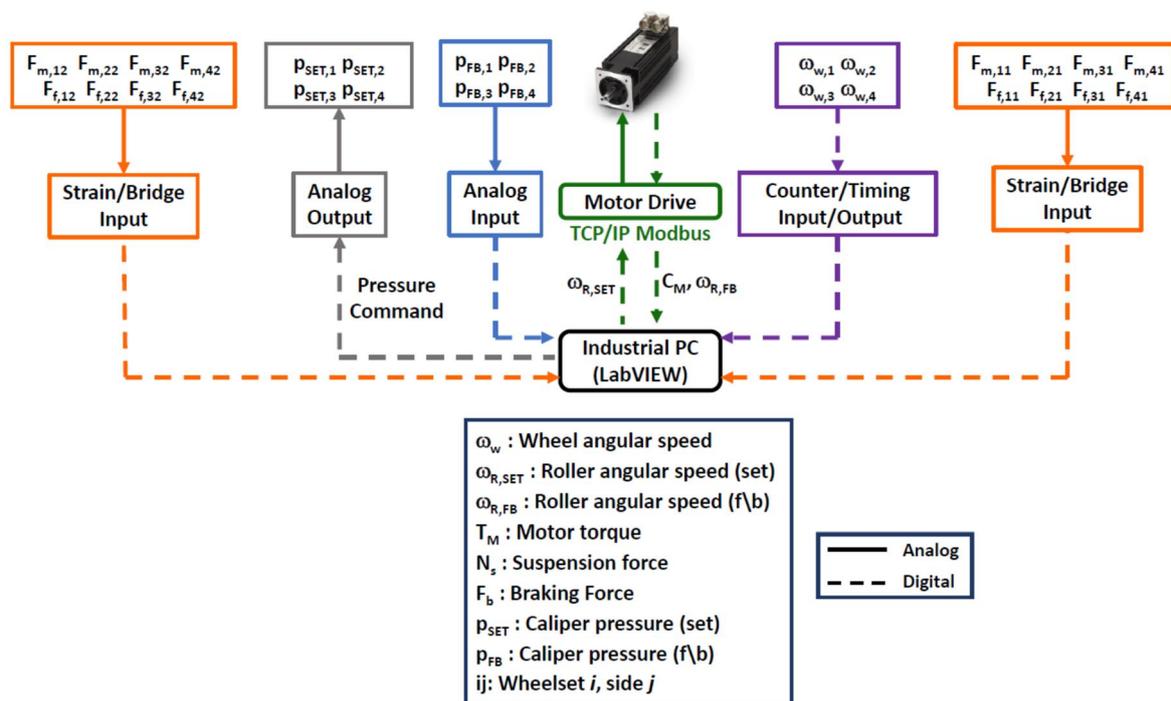


Figura 2.4: Schema di acquisizione dei segnali e controllo banco.

2.3. Azionamento

In questo paragrafo si vuole presentare brevemente la logica di controllo seguita dall'azionamento che comanda il motore brushless. Sembra necessario indicare quali sono le differenze tra controllo motore in velocità e controllo motore in coppia poiché nel seguito della trattazione se ne parlerà spesso.

Il motore brushless è comandato in modalità servo e lo schema di controllo è presentato in Figura 2.5. L'azionamento richiede in ingresso il valore di velocità imposto dall'operatore per la prova $\omega_{R,SET}$. Il controllore PID dell'anello in velocità determina la correzione di coppia in funzione della velocità di feedback $\omega_{R,FB}$ ricavata dall'encoder; la correzione comandata produce un riferimento di corrente per il motore. In Figura 2.6 è riportato lo schema del PID dell'anello in velocità.

Il controllo in velocità prevede l'utilizzo della logica appena descritta e schematicamente raffigurata in Figura 2.5. I guadagni dei due anelli sono stati determinati attraverso un'operazione di autotune dell'azionamento seguendo le indicazioni del manuale Control Techniques [56].

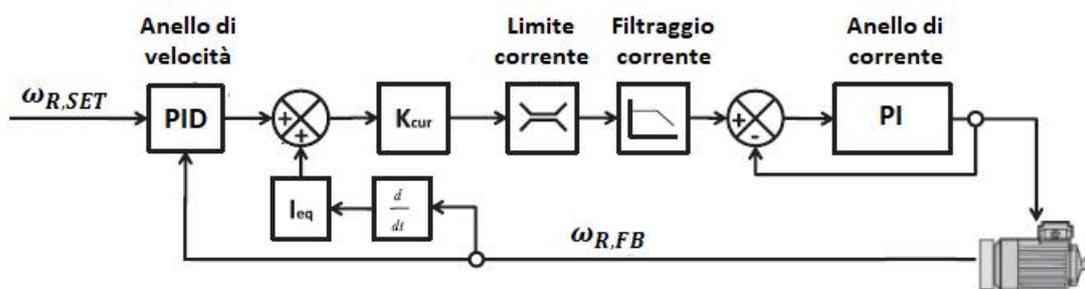


Figura 2.5: Schema a blocchi del controllo motore [56].

Il controllo in coppia invece impone la correzione dall'esterno bypassando l'anello in velocità [57]. Il software per la compilazione e la programmazione del motore SyPTPro consente di implementare un nuovo controllore PID per calcolare la correzione da applicare. Il programma riceve in ingresso il valore di velocità dei rulli di prova $\omega_{R,SET}$ ed in uscita restituisce il nuovo riferimento di coppia in funzione della velocità di feedback $\omega_{R,FB}$. I guadagni del nuovo controllore sono stati determinati attraverso calibrazione sperimentale e sono riportati in Tabella 2.2.

Tabella 2.2: Guadagni del controllore PID in SyPTPro.

PID per controllo coppia motore	
Guadagno	Anello in velocità
kp	0,02
ki	0,00002
kd	0,000001

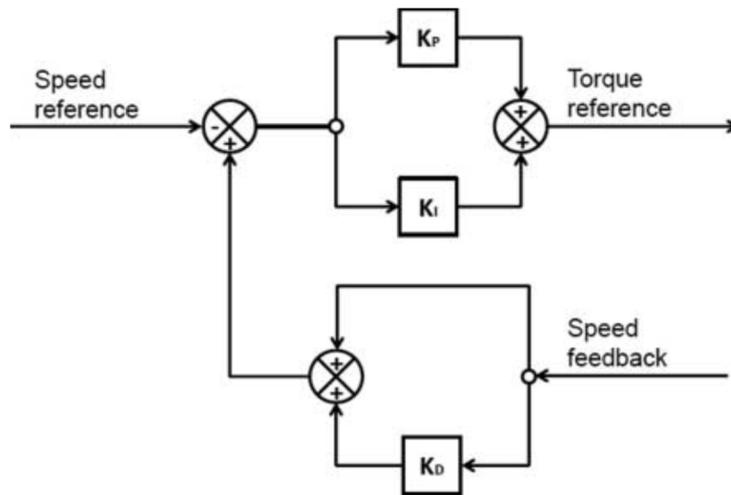


Figura 2.6: Schema del PID dell'anello in velocità [57].

Le Figure 2.7 e 2.8 confrontano l'andamento della coppia rilevata dal motore durante una prova sulla *Sala 2* a 200 rpm; il segnale di pressione utilizzato è lo stesso per entrambi. Non viene rappresentata l'intera curva poiché si desidera mettere in evidenza le differenze dei due tipi di controllo.

Le figure mostrano il momento in cui viene applicata coppia frenante alla *Sala 2*.

Inizialmente i rulli e la sala mantengono la velocità costante e lo stesso accade alla coppia. Quando l'aria in pressione viene mandata dall'elettrovalvola alle pinze freno, aumenta la coppia resistente vista dal motore; quest'ultimo per mantenere la velocità costante è costretto ad incrementare la coppia e ciò avviene per mezzo dei sistemi di controllo visti prima.

Il confronto tra le curve mostra che per il controllo in velocità le oscillazioni di coppia sono molto più ampie rispetto a quelle del controllo in coppia, già nel tratto caratterizzato dall'assenza di resistenze. Il controllo in coppia presenta un andamento molto più regolare e di conseguenza rende il sistema molto più stabile. Le prove sperimentali hanno anche indicato una maggiore stabilità del controllo in coppia per un range più ampio di velocità.

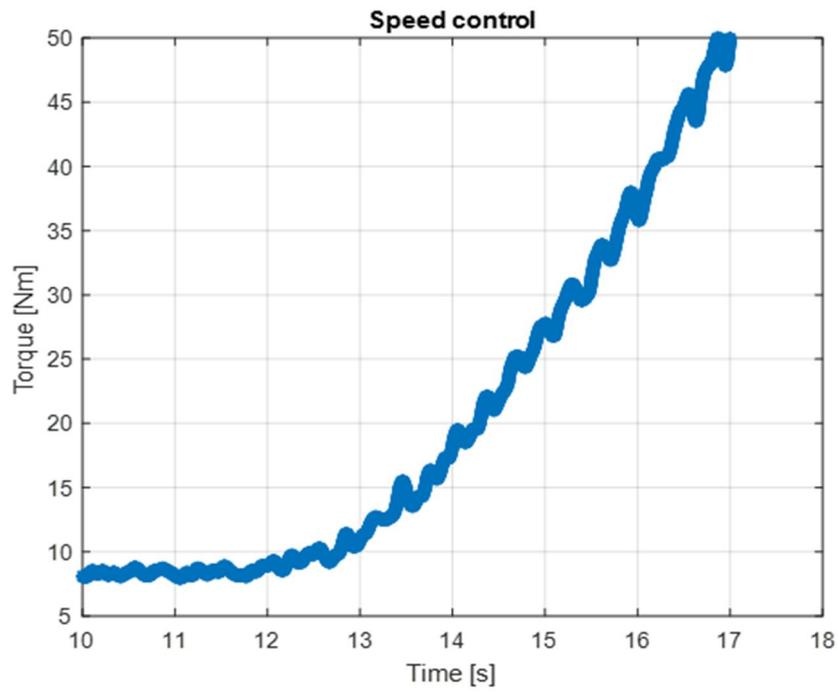


Figura 2.7: *Andamento della coppia misurata dal motore durante una prova a 200 rpm sulla Sala 2 con controllo in velocità.*

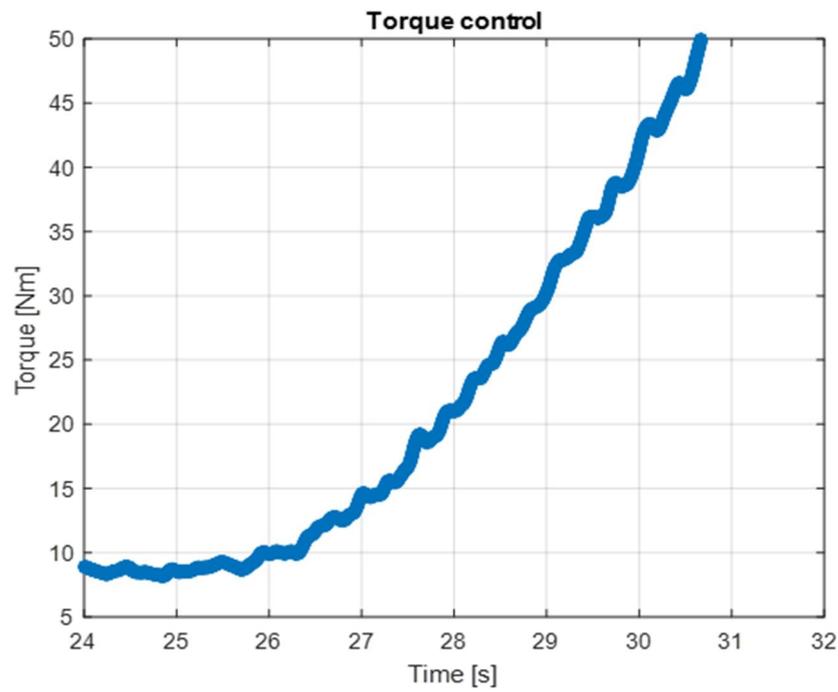


Figura 2.8: *Andamento della coppia misurata dal motore durante una prova a 200 rpm sulla Sala 2 con controllo in coppia.*

3. Strategia di acquisizione ed elaborazione dati

Lo studio dell'adesione, dei parametri che la influenzano nonché la ricerca di nuovi algoritmi per il controllo della frenatura necessitano di strumenti che riescano ad adattarsi a diverse condizioni di prova ed in grado di realizzare un controllo rapido ed una misura precisa. Per poter realizzare una curva di adesione completa, infatti, è necessario portare la ruota a valori di scorrimento molto alti; raggiunta la saturazione della curva di adesione la ruota si trova in una condizione di instabilità che la induce al bloccaggio, il quale è estremamente rapido (nell'ordine dei ms) e difficile da controllare. Inoltre, se si vuole indagare il fenomeno del recupero di adesione è indispensabile controllare lo scorrimento durante la prova; questo è molto complesso a causa della rapidità con cui varia nella zona di instabilità della caratteristica di adesione e dei tempi necessari per il controllo da parte del sistema. Si deve disporre quindi di strumenti in grado di effettuare misurazioni ad alta frequenza ed una logica di controllo che consenta ai vari dispositivi di comunicare tra loro in modo efficiente.

Il roller rig multi-asse gestisce i segnali provenienti dai vari strumenti tramite una VI di LabVIEW. La prima VI utilizzata per le misurazioni presentava alcune criticità; in particolare la strategia di acquisizione non era ottimizzata ed adatta allo studio dell'adesione in frenata [54]. La frequenza di campionamento non era sufficiente a rilevare il comportamento della ruota frenata nella zona di instabilità della curva. Si ottenevano molti punti nel tratto lineare della caratteristica e nella zona con valori di scorrimento prossimi al 100%, corrispondenti al bloccaggio della ruota, Figura 3.1.

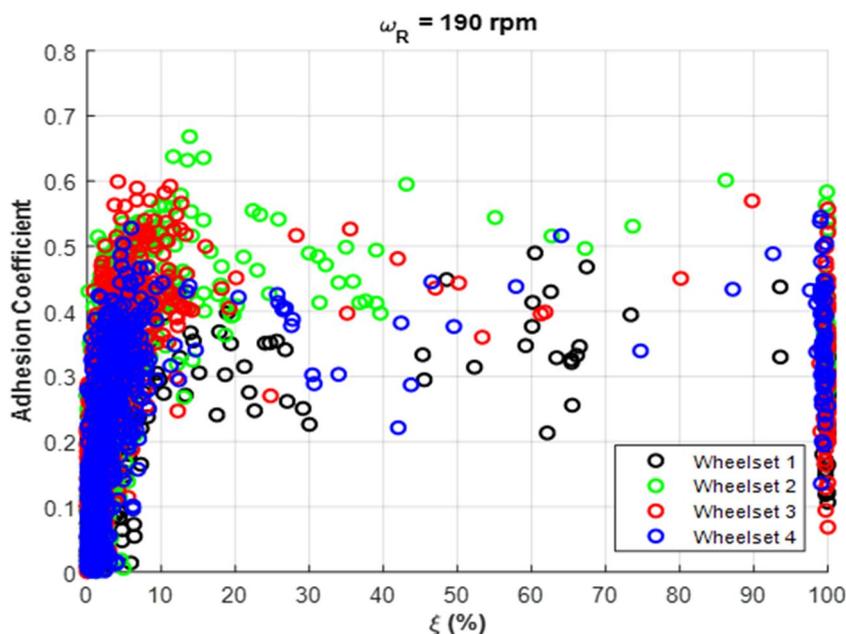


Figura 3.1: Caratteristiche di adesione delle quattro sale con la vecchia strategia di acquisizione [56].

Il sincronismo dei sensori non era ottimale ed in più la VI aveva difficoltà durante le operazioni di salvataggio dei dati. La velocità di salvataggio era inferiore alla velocità di produzione da parte dei sensori; il sistema perdeva quindi alcune informazioni importanti che in un secondo momento si cercava di recuperare attraverso un fitting dei dati ottenuti. Inoltre, per pulire il segnale in uscita dai sensori si filtrava molto. Per far fronte a tutte queste criticità si è deciso di ottimizzare la strategia di acquisizione. La frequenza di campionamento è stata incrementata; l'ottimizzazione ha ridotto l'intervallo di acquisizione da 5 ms a 1 ms permettendo così di osservare meglio ciò che accade nel tratto di instabilità della curva. Il sincronismo tra i vari strumenti è stato migliorato utilizzando un segnale di trigger unico e facendo in modo che il riempimento dei buffer dati avvenisse nello stesso periodo (oltre alla frequenza di campionamento per ciascuno strumento è necessario stabilire anche le dimensioni del buffer dove vengono temporaneamente caricati i valori acquisiti). Il problema del salvataggio dati è stato risolto ricorrendo all'utilizzo delle code. Le code sono strutture dati di tipo FIFO (First In First Out) utili nei casi in cui la produzione dei dati ed il consumo hanno velocità diverse; le code permettono quindi di disaccoppiare le due operazioni realizzando dei cicli che corrono in parallelo. Infine, è stato definito un metodo di elaborazione dei dati in ambiente Matlab che ne riducesse al minimo il filtraggio. La Figura 3.2 mostra le caratteristiche di adesione ricavate utilizzando la nuova strategia di acquisizione.

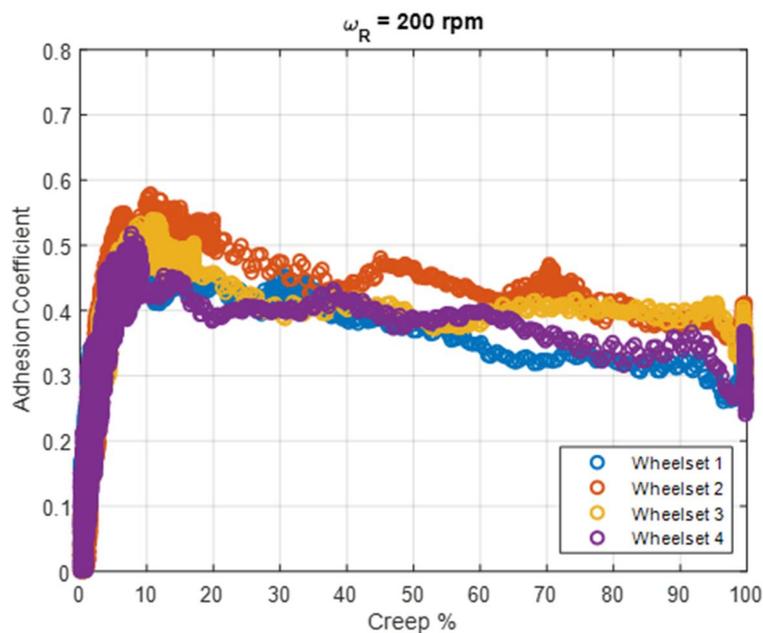


Figura 3.2: *Caratteristiche di adesione delle quattro sale con la nuova strategia di acquisizione.*

La Figura 3.3 mostra uno schema della nuova VI utilizzata per l'acquisizione.

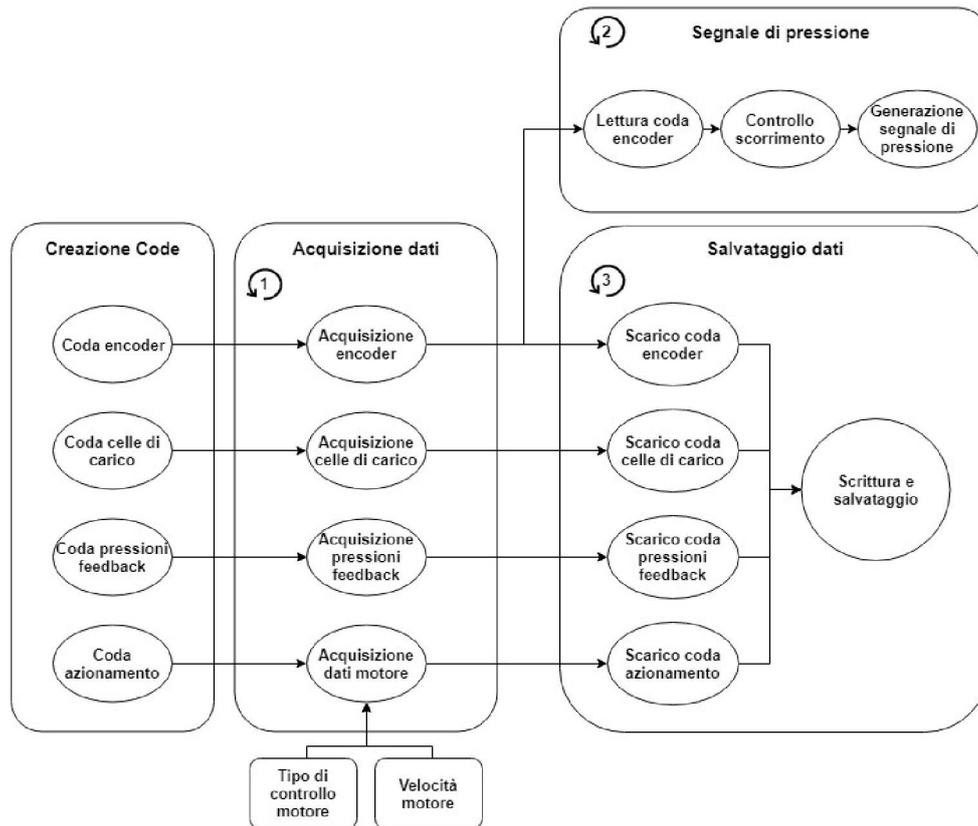


Figura 3.3: Schema di funzionamento nuova VI LabVIEW.

All'interno della VI di LabVIEW in un primo momento vengono definite le code per gli encoder, le celle di carico, le pressioni di feedback e per l'azionamento (velocità e coppia rilevata dai sensori installati sul motore elettrico). Ogni coda può contenere fino a 10000 elementi; questo valore è stato adottato per evitare che piccoli ritardi durante le operazioni di salvataggio ne causino l'immediato riempimento e di conseguenza l'interruzione del funzionamento della VI. Le misure vengono conservate all'interno della coda in waveform, ovvero, strutture dati messe a disposizione da LabVIEW che permettono di immagazzinare segnali di misura periodici. Per definire un waveform è necessario fornire tre informazioni, si faccia riferimento alla Figura 3.4:

1. t_0 : istante in cui la misura è iniziata;
2. dt : intervallo temporale che intercorre tra una misura e l'altra in secondi;
3. Y : vettore contenente i valori delle misure.

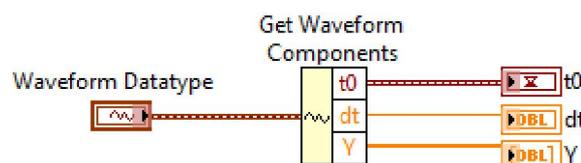


Figura 3.4: Waveform di LabVIEW.

Oltre alle code la VI di LabVIEW si compone anche di tre cicli *while*. Questi cicli eseguono il codice al loro interno finché il terminale d'ingresso non riceve uno specifico valore booleano, il quale può essere automatico o manuale (nel caso del roller rig si preferisce utilizzare un comando manuale che sta ad indicare la fine della prova). I cicli lavorano in parallelo ed ognuno ha una specifica funzione. Con riferimento alla Figura 3.3 possiamo distinguere:

- Ciclo di acquisizione dati (Loop 1): è il ciclo utilizzato per l'acquisizione delle misure fatte dai sensori. Rileviamo la posizione angolare delle sale, le forze normali, le forze frenanti, le pressioni dell'impianto frenante ed i valori di velocità angolare e coppia registrati dal motore. L'utente grazie alla comunicazione con l'azionamento è in grado di regolare da interfaccia grafica la velocità angolare del motore voluta (per ragioni di sicurezza è stato posto un limite superiore di 1000 rpm) ed il tipo di controllo che deve essere utilizzato per eseguire la prova; in particolare è possibile o il controllo in velocità da parte del motore o il controllo in coppia.
- Ciclo di generazione del segnale di pressione (Loop 2): questo ciclo permette di generare un segnale di pressione indipendente per ciascuna sala; per la realizzazione delle prove è stata utilizzata una rampa. Il segnale di pressione può essere gestito direttamente dall'operatore oppure in modo automatico attraverso un controllo del creep.
- Ciclo di salvataggio (Loop 3): preleva i dati da ogni coda e li scrive in un file di salvataggio seguendo una logica FIFO.

Nel paragrafo successivo saranno esaminate più in dettaglio le caratteristiche di ogni ciclo.

3.1. Cicli operativi in LabVIEW

3.1.1. Acquisizione misure

Lo sviluppo della nuova VI ha permesso di incrementare la frequenza di campionamento passando da 200 Hz a 1000 Hz; quest'ultima però non è la frequenza utilizzata da tutti gli strumenti per la misura. Per ciascun sensore, infatti, devono essere definite due costanti:

- Frequenza di campionamento dello strumento f_s [kHz];
- Dimensione del buffer temporaneo di raccolta misure dello strumento b_s [n_{misure}].

Le due costanti sono differenti per encoder, celle di carico ed elettrovalvole (discorso a parte verrà fatto per le grandezze registrate dal motore). In Tabella 3.1 sono riportate le caratteristiche associate a ciascun sensore. Il tempo impiegato dagli strumenti per riempire il buffer t_a è lo stesso per tutti e vale 4 ms. Questo tempo si ricava dalla relazione:

$$t_a = \frac{b_s}{f_s} \quad (3.1)$$

Tabella 3.1: *Caratteristiche di acquisizione dei sensori.*

Sensore	Frequenza di campionamento	Dimensioni del buffer	Tempo di riempimento buffer
[-]	[kHz]	[nmisure]	[ms]
Encoder	100	400	4
Celle di carico a bottone	1	4	4
Celle di carico a S	1	4	4
Elettrovalvole	2	8	4

Alcuni sensori sono progettati per lavorare a frequenze più alte rispetto a quella desiderata di 1 kHz. Variare le dimensioni del buffer permette di ottenere lo stesso tempo di riempimento per ogni dispositivo e, di conseguenza, permette di sincronizzare tra loro gli strumenti e rendere omogeneo anche il tempo d'esecuzione del Loop 1 (4 ms circa). Tutte le misurazioni effettuate vengono poi caricate nelle code. Lo svantaggio di questo metodo è che per alcuni sensori avremo più misure rispetto ad altri; sarà quindi necessario prendere in fase di salvataggio solo i punti comuni a tutti.

Il miglioramento della sincronizzazione è stato possibile anche per mezzo di un segnale di trigger comune ad alcuni sensori; in particolare ciò è stato fatto per gli encoder e le celle di carico poiché le loro schede di acquisizione sono montate sullo chassis NI PXIe-1050 che permette un collegamento diretto tra i dispositivi. I moduli USB utilizzati per la gestione delle elettrovalvole non consentono un collegamento diretto con gli altri strumenti. Il segnale di trigger utilizzato è il 10 MHzReferenceClock. Il clock interno per il conteggio del tempo è stato specificato solo per gli encoder, clock 100 kHzTimebase, mentre per celle di carico ed elettrovalvole è stato utilizzato quello indicato dal sistema. Un ulteriore incremento del sincronismo si deve all'utilizzo di una *flat sequence* esterna al ciclo di acquisizione che racchiude i blocchi che danno inizio alle misurazioni. Il flusso dati attraverso una *flat* è diverso rispetto al flusso dati di altre strutture di LabVIEW; i flussi che entrano nella sequenza la abbandonano simultaneamente al termine di tutte le operazioni racchiuse all'interno. L'utilizzo di questa sequenza assicura che il Loop 1 ha inizio solo quando tutti gli strumenti hanno già iniziato la loro missione. La Figura 3.5 mostra il flusso dati di acquisizione delle celle di carico (per chiarezza si riporta solo un frammento). A sinistra è possibile vedere come vengono definiti i canali per l'acquisizione all'interno della VI. Seguendo il flusso dati si arriva al blocco che caratterizza la missione dello strumento: misurazioni continue, frequenza di campionamento, dimensioni buffer e clock interno. Continuando si trova il blocco di trigger in cui indichiamo quale segnale deve essere utilizzato. Infine, si giunge alla *flat sequence* (cornice grigia) in cui è racchiuso il blocco che avvia la missione.

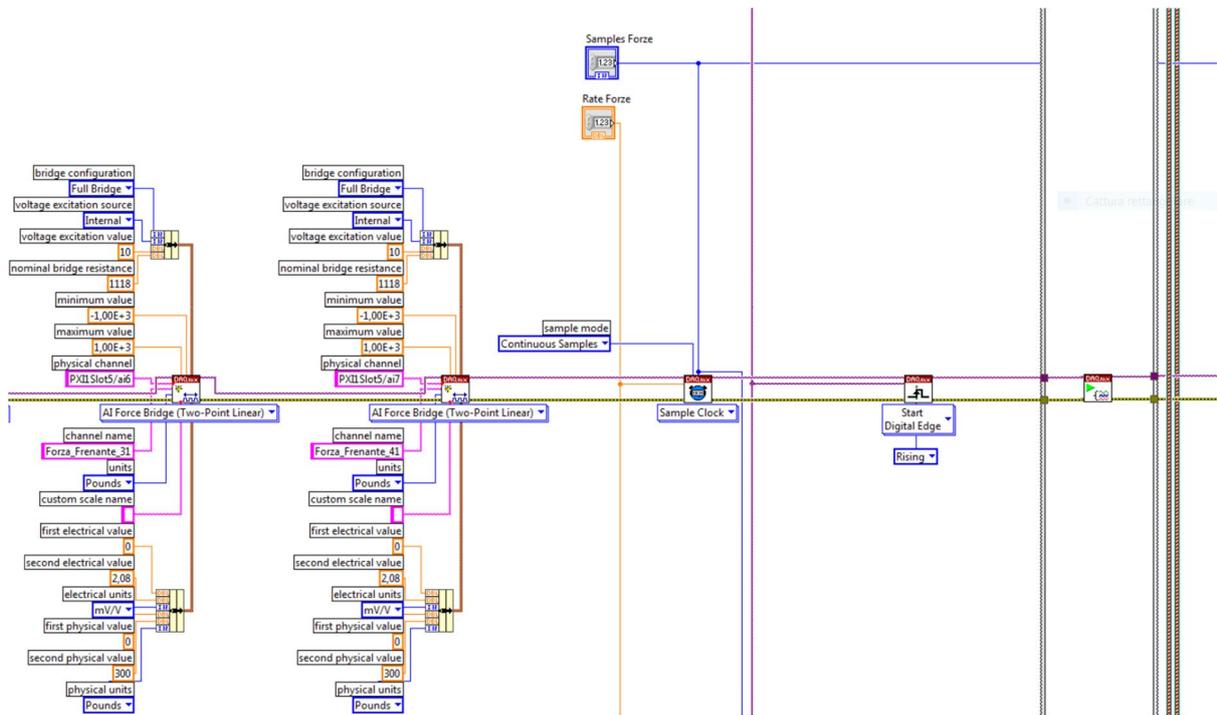


Figura 3.5: Acquisizione celle di carico: definizione canali, caratteristiche di misura, trigger, avvio missione.

Nel ciclo di acquisizione le misure vengono lette all'interno di una *flat* e successivamente immagazzinate all'interno dei waveform delle code, Figura 3.6.

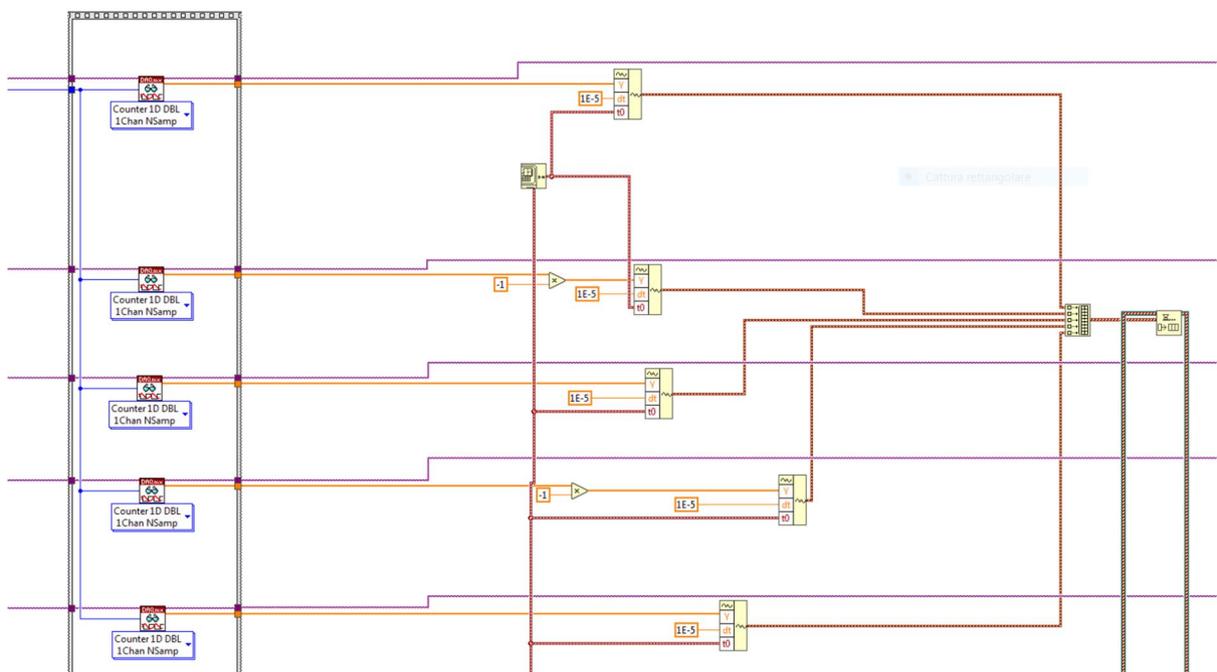


Figura 3.6: Lettura e riempimento coda encoder.

Le grandezze misurate dal motore (velocità angolare e coppia) possono essere acquisite solo ad ogni iterazione del ciclo *while*; ciò significa avere una misura ogni 4 ms. Si creano dei vettori di 4 elementi tutti uguali, così da simulare un'acquisizione di un 1 ms ed avere un file di salvataggio con vettori delle stesse dimensioni. In fase di post-processing sarà poi necessario interpolare questi dati sulla scala temporale delle altre grandezze. Le misure ottenute dal motore permettono di monitorare ciò che accade al banco ma non vengono utilizzate per tracciare le curve di adesione. La Figura 3.7 mostra lo schema di acquisizione dati dal motore.

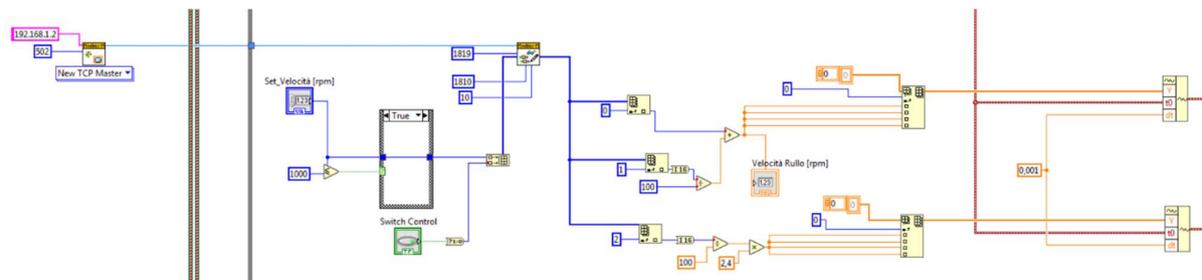


Figura 3.7: *Acquisizione dati motore.*

Nel Loop 1 è presente anche una *case structure* che consente l'azzeramento delle forze frenanti all'inizio di una prova. In questo modo l'operatore, tramite un booleano, si assicura che i valori di forza frenante registrati nei primi istanti di prova siano nulli.

3.1.2. Generazione del segnale di pressione

La gestione del segnale di pressione inviato dal PC industriale alle elettrovalvole è fondamentale per controllare il banco e per realizzare tipi di prova differenti. Il Loop 2 condivide con gli altri cicli solo la coda degli encoder, Figura 3.3.

Il segnale di pressione può essere gestito manualmente dall'operatore oppure in modo automatico dalla VI. In Figura 3.8 si riporta il codice LabVIEW di generazione del segnale nel caso di controllo manuale.

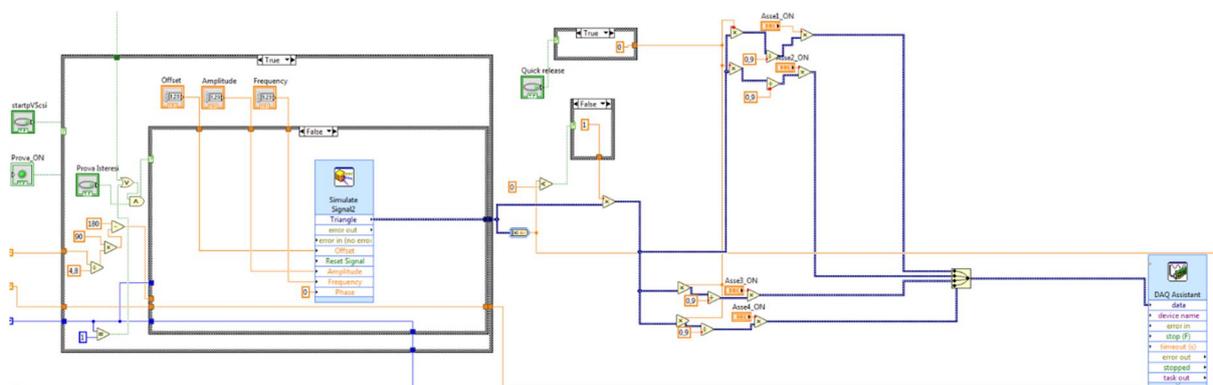


Figura 3.8: *Controllo manuale di pressione: codice LabVIEW.*

Dopo che la prova è stata avviata, l'operatore comanda tramite un booleano della finestra di controllo la formazione del segnale di pressione. Si entra all'interno di una *case structure* di LabVIEW dove sono presenti dei parametri di controllo ed un'ulteriore *case structure* che accoglie lo strumento che consente di simulare un segnale digitale. Il segnale utilizzato è un'onda triangolare periodica di cui vengono definite quattro costanti:

- Ampiezza dell'onda di pressione, A ;
- Frequenza del segnale, f_p ;
- Offset del segnale: imposto zero;
- Fase del segnale, θ : imposto zero.

Dell'onda simulata si prende solo il primo quarto di periodo così da ricavare una rampa crescente. Dalle prove svolte è stato osservato che le ruote raggiungono le condizioni di bloccaggio con valori di pressione di 3,2 bar circa; la rampa ottenuta blocca le ruote in qualche secondo. Il segnale generato viene modificato da un opportuno coefficiente di conversione caratteristico delle elettrovalvole per essere poi inviato. L'operatore può frenare in modo indipendente le diverse sale per mezzo di costanti (blocchi in arancione in Figura 3.8) che moltiplicano il segnale generato; se alla costante si assegna il valore 1 si attiva l'elettrovalvola e viene fornita pressione, se diversamente si impone il valore 0 l'elettrovalvola mantiene pressione nulla. La prova può essere interrotta manualmente in qualunque momento azionando il booleano di "Quick Release", il quale scarica immediatamente le valvole riportando il valore di pressione a zero.

In Figura 3.9 sono riportate le rampe di pressione utilizzate durante le prove con il relativo coefficiente angolare m . Ad eccezione delle prove fatte per valutare l'influenza della rampa sull'adesione, le altre sono state realizzate utilizzando la rampa centrale con $m = 0,96 \text{ bar/s}$. In Tabella 3.2 si riportano le costanti associate ad ogni rampa.

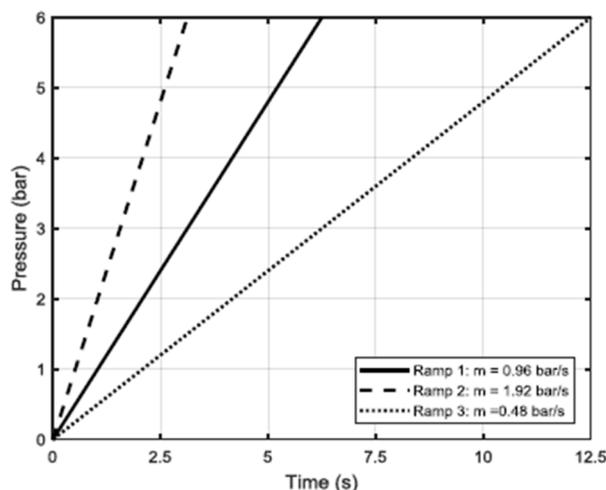


Figura 3.9: Segnali di pressione utilizzati per le prove.

Tabella 3.2: Costanti dei diversi segnali di pressione.

Segnale	Ampiezza	Frequenza segnale	Coefficiente angolare
[-]	[bar]	[Hz]	[bar/s]
Rampa 1	6	0,04	0,96
Rampa 2	6	0,08	1,92
Rampa 3	6	0,02	0,48
Rampa 4	4,8	0,05	0,96

Il controllo automatico del segnale segue le stesse regole viste per il controllo manuale, tuttavia è necessario aggiungere una parte di codice per la stima dello scorrimento. Le Figure 3.10 e 3.11 riportano il codice utilizzato per il calcolo dello scorrimento a partire dal valore di posizione angolare fornito dagli encoder (per questioni di chiarezza il codice è scomposto in due immagini).

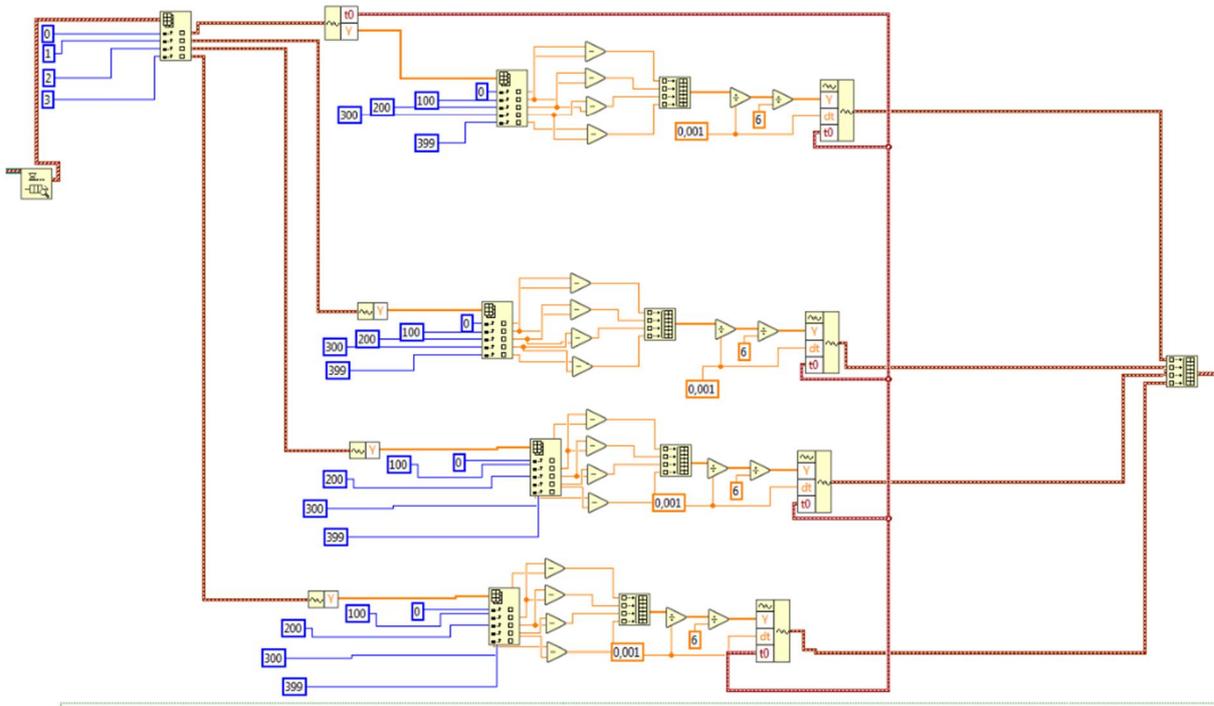


Figura 3.10: Lettura coda encoder e calcolo velocità angolare delle sale per stima scorrimento.

La Figura 3.10 mostra la procedura utilizzata per calcolare la velocità angolare delle sale a partire dai valori di posizione angolare misurati dagli encoder. Viene utilizzato un blocco di lettura per le code, così da prendere i dati senza rimuoverli. Dai waveform si estrae il vettore Y contenente le misure effettuate dai quattro encoder. Ciascun vettore contiene più punti rispetto a quelli necessari; vengono, pertanto, estratti solo quelli che presentano un intervallo temporale tra le misure di 1 ms (il maggior numero di punti si deve alle caratteristiche di acquisizione degli strumenti, come spiegato al paragrafo 3.1.1). Con i punti estratti si calcola il rapporto incrementale, considerando $dt = 1$ ms. Si ricava un vettore Y di velocità angolare (rpm) con il quale si ricostruiscono quattro waveform.

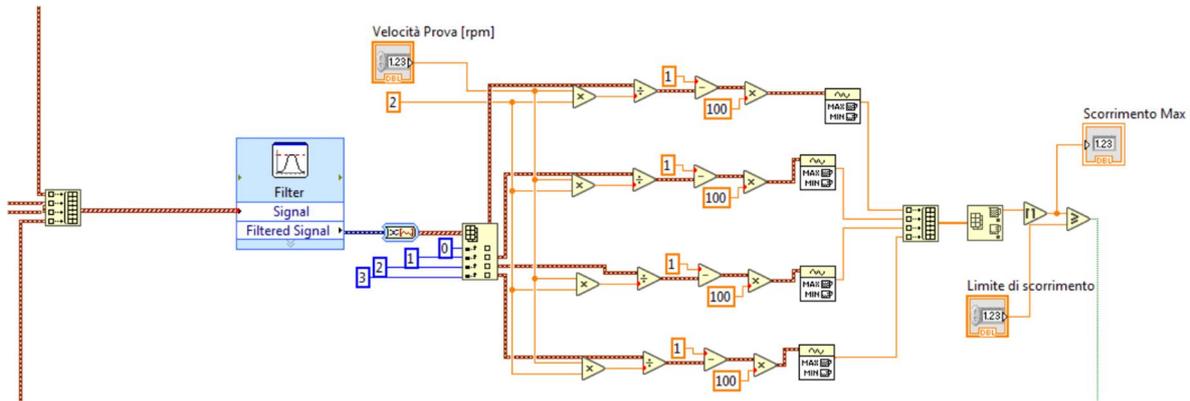


Figura 3.11: Filtraggio segnale, calcolo scorrimento e confronto con il valore limite imposto.

Dalla Figura 3.11 si nota che il segnale di velocità ottenuto viene filtrato in modo da ridurre il disturbo dovuto al rumore elettrico; in particolare viene fatta una media mobile su tre punti. Viene successivamente calcolato lo scorrimento tramite l'equazione:

$$\xi = \left(1 - \frac{\omega_{ruota}}{\tau_{th} \cdot \omega_{rullo}}\right) \cdot 100 \quad (3.2)$$

La velocità del rullo ω_{rullo} è quella che viene impostata dall'operatore tramite la finestra di comando mentre τ_{th} è il rapporto di trasmissione teorico posto uguale a 2. Da ciascun waveform viene estratto il valore di scorrimento maggiore. Dai valori di scorrimento massimi per ciascuna sala si prende ancora una volta il maggiore, lo si arrotonda per eccesso (in modo da prevedere in anticipo l'incipiente bloccaggio) e lo si confronta con il limite imposto per la prova dall'operatore; se il valore stimato è maggiore o uguale del limite, il booleano assume il valore VERO, altrimenti FALSO.

Il controllo dello scorrimento permette di realizzare delle prove con una caratteristica di pressione diversa, Figura 3.12. L'operatore può richiedere di eseguire una prova di isteresi attivando il relativo booleano. Quando lo scorrimento calcolato supera il limite la *case structure* interna si modifica; il segnale utilizzato è sempre lo stesso ma la fase cambia. Se la ruota raggiunge le condizioni di incipiente bloccaggio, il sistema deve ridurre la pressione permettendole di seguire il percorso inverso (diversamente da quanto si fa con la prova manuale in cui la pressione viene scaricata immediatamente). Si utilizza un'altra rampa in modo da ridurre la pressione gradualmente mantenendo la stessa pendenza di quella iniziale. Deve essere però definita una nuova costante di fase tramite la relazione:

$$\theta = 180 - 90 \cdot \frac{p}{A} \quad (3.3)$$

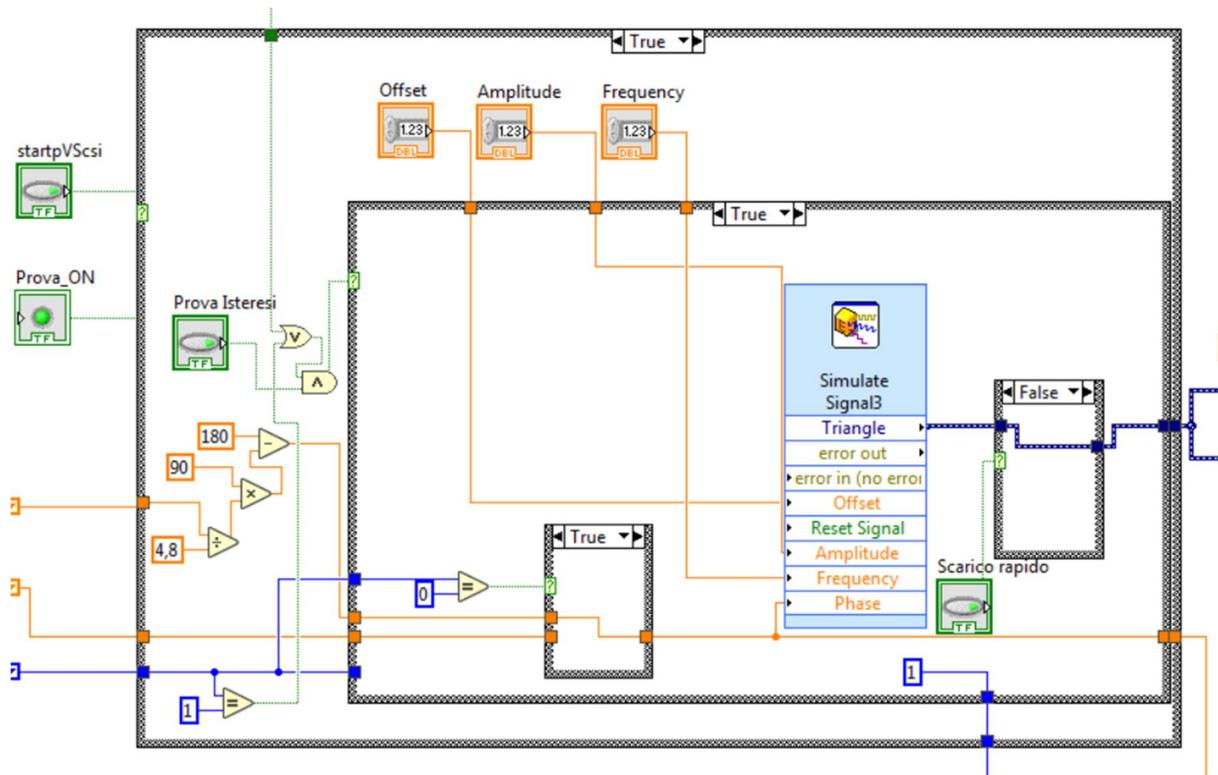


Figura 3.12: Controllo automatico di pressione: codice LabVIEW.

Nella (3.3) la pressione p è quella registrata dal segnale digitale nel momento in cui si supera il valore di scorrimento limite; questo valore rilevato durante l'esecuzione del ciclo è reso disponibile per il nuovo ciclo da uno *shift register*. Le altre grandezze nella (3.3) sono θ la fase ed A l'ampiezza del segnale.

Una volta che il sistema impone alla pressione questo andamento non è più possibile ripercorrere il tratto crescente della curva nemmeno quando lo scorrimento stimato ritorna ad essere minore del limite imposto; si utilizza un parametro di controllo per assicurarne il corretto funzionamento. L'andamento della pressione durante una prova di isteresi è quello di Figura 3.13.

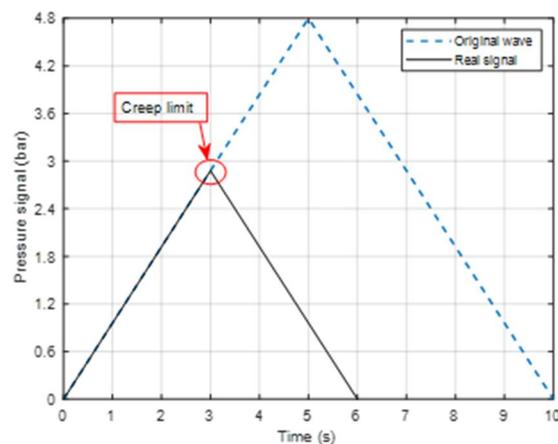


Figura 3.13: Andamento della pressione nel caso di prova d'isteresi.

3.1.3. Salvataggio dati

Le code consentono ai tre cicli di lavorare in parallelo senza interagire tra loro. Il ciclo di salvataggio riceve in ingresso le code e ne preleva il contenuto seguendo una logica FIFO. I dati raccolti vengono poi scritti su un file.

Parlando dell'acquisizione dei sensori, è stato detto che ciascuno lavora con una frequenza di campionamento e una dimensione dei buffer diversa. Durante le operazioni di salvataggio è necessario uniformare le misure effettuate dai diversi strumenti. La Figura 3.14 mostra il metodo seguito per l'estrazione dei dati di interesse per le pressioni di feedback.

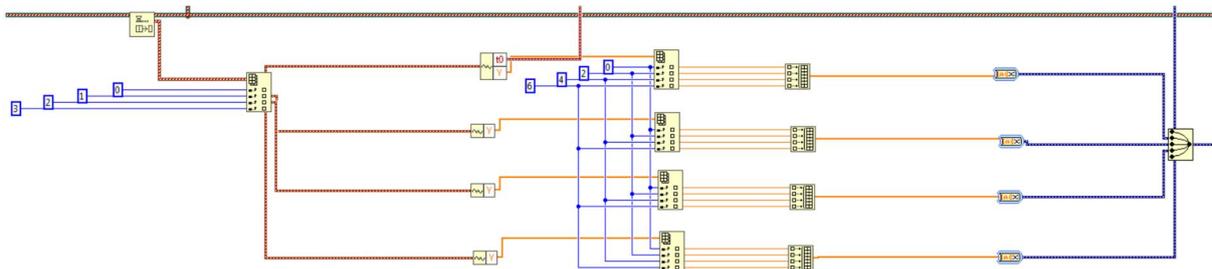


Figura 3.14: Estrazione dati dai vettori delle pressioni di feedback.

Il problema si pone principalmente per le pressioni di feedback delle elettrovalvole e per la posizione angolare misurata dagli encoder. I primi infatti hanno un buffer di 8 elementi ed una frequenza di campionamento di 2kHz, mentre i secondi hanno una dimensione del buffer di 400 elementi ed una frequenza di campionamento di 100 kHz. Dalle frequenze utilizzate si può derivare quella richiesta di 1 kHz, che garantisce un intervallo temporale tra una misura e la successiva di 1 ms. Il metodo seguito per uniformare le misure degli strumenti consiste nell'estrarre dal buffer solo i punti con un $dt = 1 ms$. Dalla Figura 3.14 si osserva che i waveform associati a ciascuna elettrovalvola vengono scomposti; di ciascun waveform si considera poi il vettore Y delle misure. Sapendo che il tempo che intercorre tra una misura e l'altra ad una frequenza di campionamento di 2 kHz è di 0,5 ms, si estrae un punto ogni due per avere $dt = 1 ms$. Osservando la figura si nota che su otto punti del buffer ne vengono estratti solo quattro (le posizioni 0, 2, 4, 6 del vettore Y). A valle di questa operazione i nuovi vettori di quattro elementi vengono convertiti in dati di tipo dinamico per il salvataggio. Lo stesso ragionamento viene applicato agli encoder, Figura 3.15.

Ad una frequenza di 100 kHz si fanno 100 rilevamenti nell'unità di tempo indicata (1 ms), pertanto, le misure che vengono estratte sono quelle nelle posizioni 0, 100, 200, 300 del vettore Y .

Procedendo in questo modo per ogni grandezza si ricavano dei vettori di quattro elementi contenenti le misurazioni effettuate ogni dt , ogni vettore è quindi rappresentativo di un periodo di acquisizione di 4 ms.

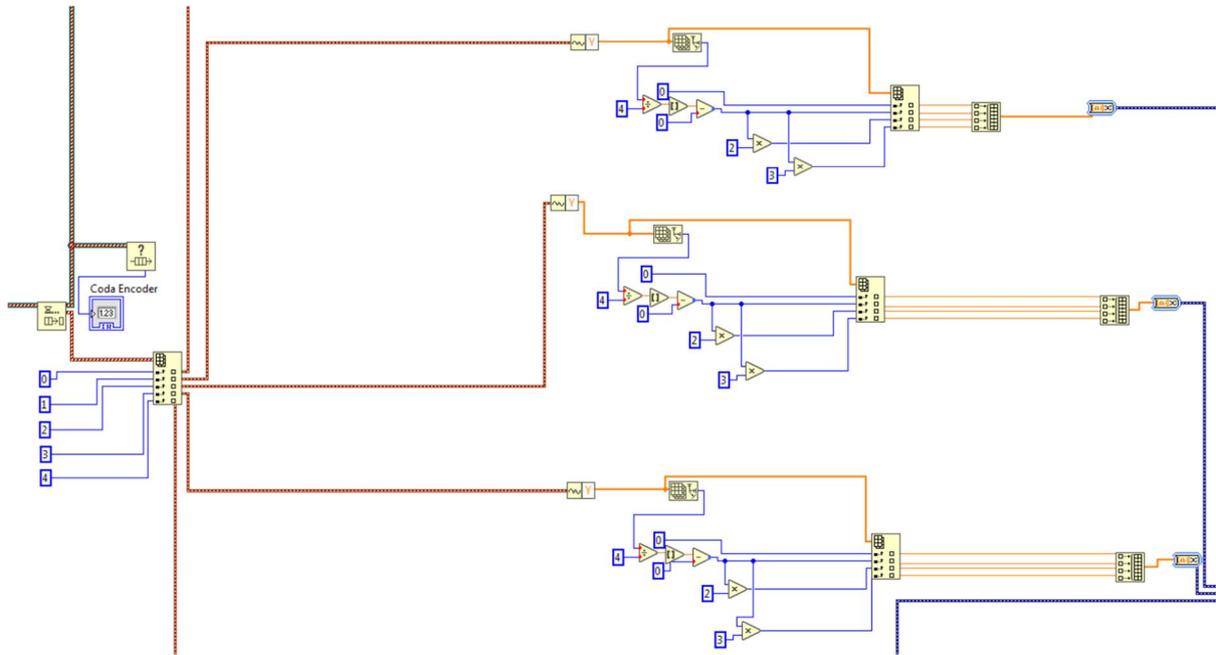


Figura 3.15: Estrazione dati dai vettori delle posizioni angolari.

Nel Loop 3, oltre alle misure, dai waveform viene estratto anche il tempo di inizio acquisizione t_0 . A partire da questo istante si costruisce un vettore di tempi delle stesse dimensioni del vettore Y (passo dt tra due elementi successivi). Le celle di carico e le elettrovalvole forniscono direttamente la misura di t_0 mentre gli encoder ed il motore sfruttano il *timestamp* di LabVIEW (non restituiscono alcuna misura dei tempi); quest'ultimo assegna a t_0 l'istante in cui viene richiamato dalla VI. Il *timestamp* non rappresenta realmente il momento in cui lo strumento ha iniziato a misurare, ma fornisce un'indicazione sulla bontà dell'acquisizione.

I tempi ottenuti permettono in fase di post-processing di verificare il corretto funzionamento ed il sincronismo degli strumenti.

Convertiti tutti i vettori in dati di tipo dinamico, si passa al salvataggio. Questo è realizzato tramite uno strumento messo a disposizione da LabVIEW, Figura 3.16.

Il salvataggio, grazie all'utilizzo di un booleano, può essere fatto oppure no a seconda delle volontà dell'operatore. Al termine della prova, all'uscita dal Loop 3, le code vengono eliminate.

Durante l'esecuzione di una prova si deve evitare un accumulo eccessivo di dati in coda. Per risolvere questo inconveniente, in fase di programmazione è stato realizzato un ciclo di salvataggio con una durata simile al ciclo di acquisizione (4 ms circa); per far ciò è stato limitato al minimo l'utilizzo di strumenti di interfaccia grafica, che rallentano l'esecuzione del ciclo, ed è stato snellito quanto più possibile il codice.

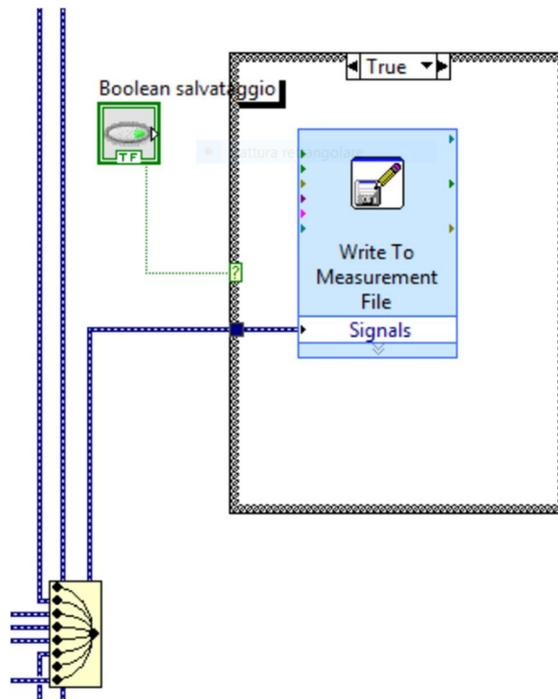


Figura 3.16: Blocco di salvataggio.

3.2. Elaborazione dati

I dati ottenuti dalla nuova VI di LabVIEW vengono analizzati in un secondo momento in ambiente Matlab. Prima di procedere con l'elaborazione è necessario verificare che l'acquisizione da parte dei sensori durante la prova sia stata corretta e che il sincronismo sia rispettato; ciò significa assicurarsi che le scale temporali delle grandezze misurate siano allineate.

Il primo passo in questa fase è il riallineamento delle misure sulla base dei valori di t_0 per evitare che il non perfetto sincronismo determini errori nei risultati. Il metodo seguito considera il tempo iniziale più grande tra quelli ricavati ed il tempo finale più piccolo. Per ogni grandezza viene calcolata la differenza tra il t_0 di riferimento e quello ad essa associato; quest'operazione si fa sia per i valori iniziali che per quelli finali. Tenendo in considerazione queste differenze si ricava una scala temporale unica per tutte le misure. Il ragionamento seguito permette di riallineare le misure ed ottenere un buon livello di sincronismo. Nei paragrafi successivi viene presentato il metodo utilizzato per l'analisi dei dati.

3.2.1. Velocità, scorrimenti e accelerazioni

A partire dal valore di posizione angolare misurato dagli encoder si ricavano le velocità utilizzate per il calcolo dello scorrimento e le accelerazioni di cui si deve tener conto nella risoluzione delle equazioni di equilibrio. Il metodo di elaborazione dati verrà presentato facendo riferimento ad una prova di adesione eseguita sulla *Sala 1* ad una velocità di 200 rpm; il motore è stato controllato in velocità e la

pressione gestita manualmente ($A = 6 \text{ bar}$, $f_p = 0,004 \text{ Hz}$). La Figura 3.17 mostra l'andamento del segnale originale di posizione angolare misurata per le quattro sale.

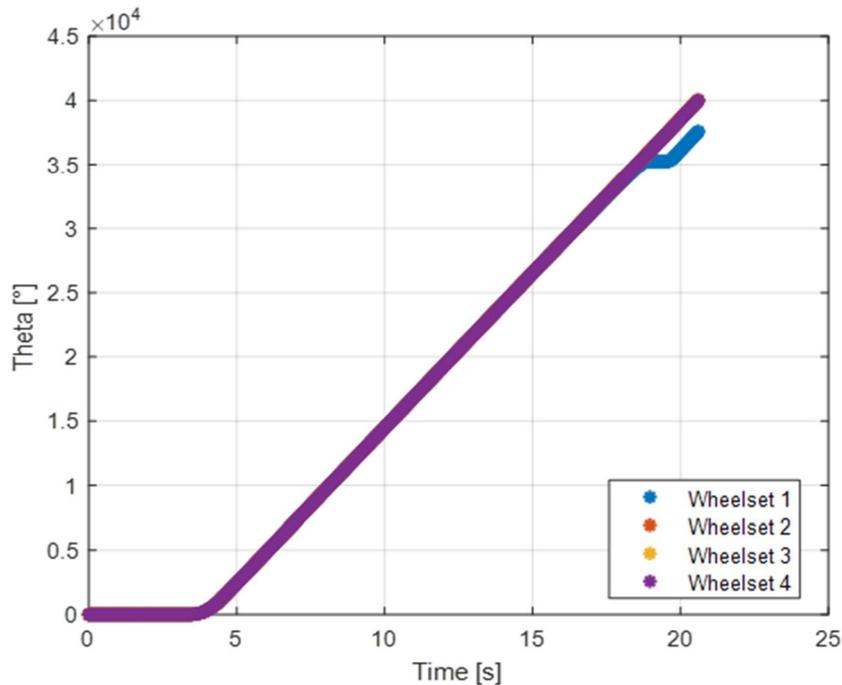


Figura 3.17: Andamento della posizione angolare misurata dai quattro encoder durante una prova di adesione sulla Sala 1 a 200 rpm.

La figura mette in evidenza tutte le fasi della prova:

1. Motore fermo;
2. Accelerazione rullo;
3. Mantenimento della velocità di prova;
4. Aumento della pressione sulle pinze freno della *Sala 1*;
5. Bloccaggio *Sala 1*;
6. Scarico istantaneo di pressione.

Inizialmente il motore è fermo e tutti gli encoder non rilevano cambiamenti. Quando l'operatore avvia il motore il rullo accelera; la seconda fase è indicata dal gomito nel tratto iniziale della rampa. Si nota che tutte le misure sono sovrapposte ad indicare un buon sincronismo degli encoder. Durante la terza fase le ruote mantengono una velocità costante e la rampa non subisce alcuna variazione (il coefficiente angolare è proprio la velocità di prova). Nell'istante in cui viene fornita pressione alle pinze freno della *Sala 1* si osserva che la curva blu lentamente inizia a distaccarsi dalle altre finché la ruota raggiunge le condizioni di incipiente bloccaggio, da quel punto in poi si presenta un secondo gomito; questo è rappresentativo della brusca decelerazione subita dalla ruota dopo che è stata raggiunta la condizione di saturazione sulla caratteristica di adesione (quarta fase). La sala frenata scorre sul rullo e il relativo

encoder non misura variazioni (quinta fase). Per evitare che le ruote della sala scorrano per troppo tempo, usurando significativamente i profili, l'operatore comanda manualmente lo scarico della pressione (sesta fase); le ruote riprendono rapidamente velocità. Durante l'ultima fase i segnali encoder ritornano ad essere paralleli.

Il metodo seguito per l'analisi delle velocità e delle accelerazioni prevede che il segnale originale di posizione angolare venga filtrato prima di svolgere i calcoli. È stato utilizzato un filtro passa-basso di tipo Butterworth a 450 Hz. La frequenza di taglio utilizzata pulisce il segnale dal disturbo elettrico ma permette di cogliere pienamente la dinamica del sistema. Sul segnale filtrato viene applicata anche una media mobile a 52 punti per evitare di trattare più volte i dati durante l'elaborazione. La Figura 3.18 mostra le differenze tra il segnale originale e quello filtrato per la sala frenata della prova precedente. È rappresentato per ragioni di chiarezza il tratto di curva che indica la decelerazione della sala durante la quarta fase.

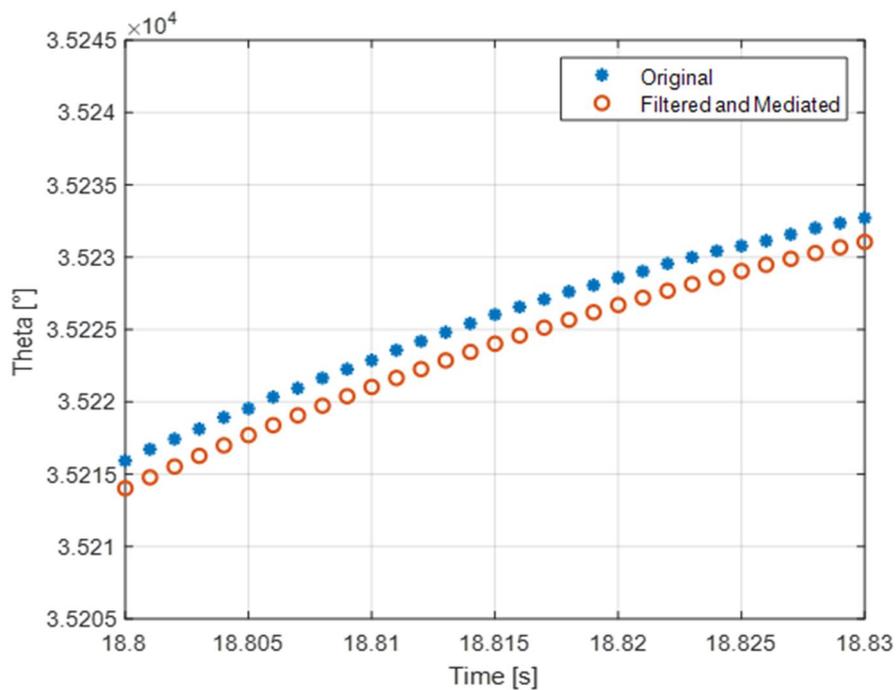


Figura 3.18: Differenze tra il segnale di posizione angolare originale e filtrato per la sala frenata: tratto di curva rappresentativa della decelerazione che conduce al bloccaggio.

Per ricavare la velocità angolare delle sale si deriva il segnale ottenuto secondo la relazione:

$$\omega_i = \frac{\theta_{i+1} + \theta_i}{dt} \cdot \frac{1}{6} \quad (3.4)$$

Dove:

- ω_i : velocità angolare della sala all'istante i [rpm];
- θ_i, θ_{i+1} : posizione angolare misurata all'istante i e $i + 1$ [°];
- dt : intervallo temporale di acquisizione [s].

La Figura 3.19 mostra il confronto tra le curve di velocità ricavate per la *Sala 1* utilizzando il segnale originale degli encoder e quello filtrato.

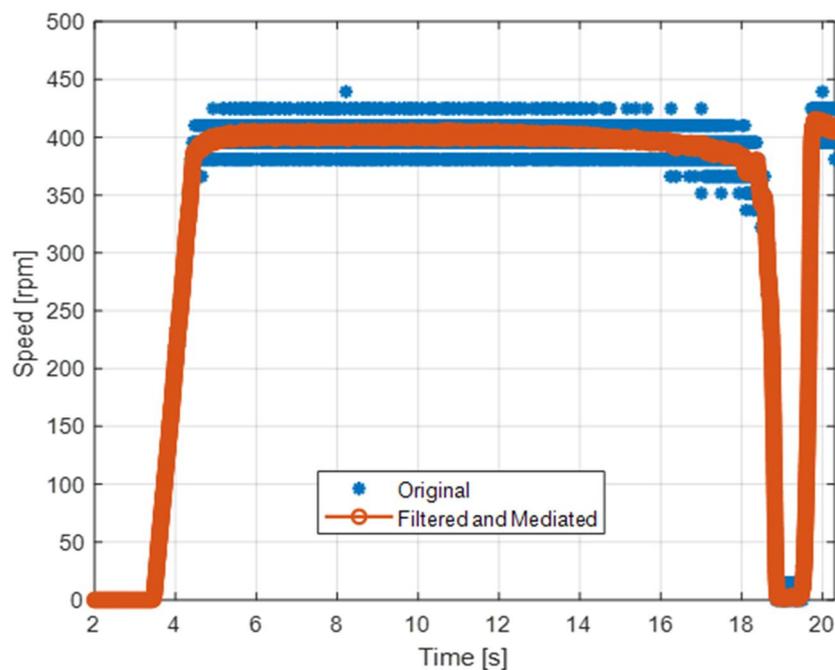


Figura 3.19: Confronto tra la velocità ricavata dal segnale originale e dal segnale filtrato.

I filtri permettono di ottenere una curva di velocità migliore che replica bene la dinamica del sistema. Anche l'andamento della velocità permette di distinguere le fasi di prova (curva arancione). Quando il motore accelera la curva presenta una rampa a pendenza costante (seconda fase). La velocità di prova viene mantenuta per un periodo (terza fase); si nota che le ruote hanno una velocità doppia rispetto a quella del rullo. Questo è corretto in quanto il rapporto di trasmissione teorico tra ruote e rullo è $\tau_{th} = 2$, anche se il valore reale misurato sperimentalmente è $\tau_{real} = 2,006$. Durante la quarta fase la velocità si riduce lentamente finché crolla rapidamente a zero. Quando l'operatore comanda lo scarico la velocità si riporta istantaneamente al valore di regime (quinta fase).

Filtrare il segnale originale è necessario sia per evitare di considerare del rumore elettrico sia per correggere gli errori dovuti agli strumenti di misura. Gli encoder utilizzati infatti sono di tipo incrementale caratterizzati da 1024 *impulsi/giro* ed un conteggio $\times 4$ (si conteggiano sia fronti di salita che di discesa); il sensore esegue, quindi, 4096 *impulsi/giro*. Se, come nel caso della prova fin

qui esaminata, si assume che la velocità di rotazione delle sale sia di 400 rpm, gli encoder per rilevare esattamente la velocità di rotazione dovrebbero produrre 27,31 impulsi/ms; ciò non è possibile poiché si deve utilizzare un numero intero di impulsi, quindi o si arrotonda per difetto o per eccesso. Arrotondando per difetto lo strumento misura una velocità inferiore rispetto a quella reale 395,5 rpm. Arrotondando per eccesso la velocità viene sovrastimata, 410,15 rpm.

La differenza tra il valore inferiore e quello superiore si mantiene costante indipendentemente dalla velocità di prova e vale 14,65 rpm. È ovvio che l'errore in percentuale sulla stima della velocità aumenta al ridursi della velocità di prova. In Tabella 3.3 si riportano i calcoli fatti per diverse velocità di prova.

Tabella 3.3: Errore di misurazione dovuto agli encoder.

	Velocità sala [rpm]					
	50	100	200	300	400	800
Impulsi encoder [impulsi/giro]	4096	4096	4096	4096	4096	4096
Velocità sala [gradi/s]	300	600	1200	1800	2400	4800
Impulsi nell'unità di tempo [impulsi/ms]	3,41	6,83	13,65	20,48	27,31	54,61
Impulsi arrotondati per difetto [impulsi/ms]	3	6	13	20	27	54
Impulsi arrotondati per eccesso [impulsi/ms]	4	7	14	21	28	55
Velocità sottostimata [rpm]	43,95	87,89	190,43	292,97	395,51	791,02
Velocità sovrastimata [rpm]	58,59	102,54	205,08	307,62	410,16	805,66
ΔVelocità [rpm]	14,65	14,65	14,65	14,65	14,65	14,65
Errore percentuale [%]	29,30	14,65	7,32	4,88	3,66	1,83

La curva di velocità ottenuta derivando il segnale originale conferma quanto detto. La Figura 3.20 mostra un ingrandimento della Figura 3.19 nella zona a velocità costante.

Per la velocità del rullo è possibile procedere in due modi: può essere calcolata a partire dalla velocità delle sale in aderenza dividendo per il rapporto di trasmissione oppure può essere ricavata dalle misure fornite dal motore. Quest'ultime forniscono un valore di velocità ogni 4 ms, pertanto è necessario interpolare le misure sulla base tempi utilizzata dagli altri sensori. Un confronto tra le curve di velocità ricavate per il rullo con i due metodi è mostrato in Figura 3.21; la curva blu è ottenuta interpolando le misure del motore mentre la curva rossa è ricavata a partire dalla velocità delle sale in aderenza.

Lo scorrimento delle sale viene calcolato tramite la relazione:

$$\xi = \left(1 - \frac{\omega_{ruota}}{\tau_{real} \cdot \omega_{rullo}}\right) \cdot 100 \quad (3.5)$$

Dove:

- ω_{ruota} : è la misura puntuale della velocità angolare della sala;
- τ_{real} : rapporto di trasmissione reale;
- ω_{rullo} : valore medio di velocità calcolato sulle tre sale in aderenza.

Ai fini del calcolo dello scorrimento si ritiene più corretto utilizzare la ω_{rullo} proveniente dagli encoder piuttosto che dal motore, dal momento che quest'ultima è ottenuta da interpolazione.

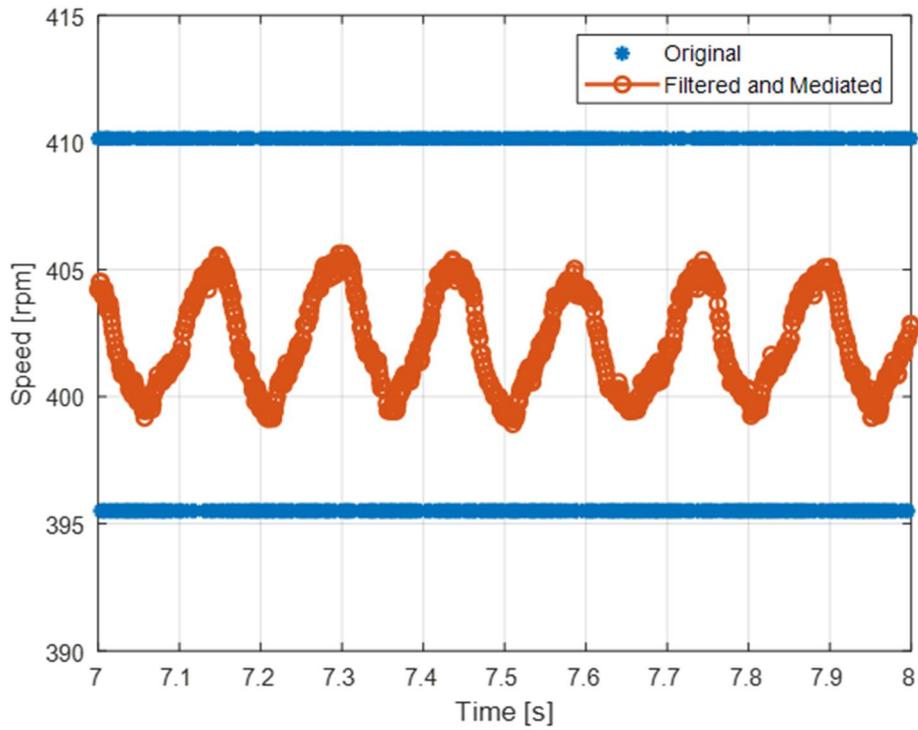


Figura 3.20: *Errore nell'acquisizione da parte degli encoder durante una prova con velocità sala a 400 rpm.*

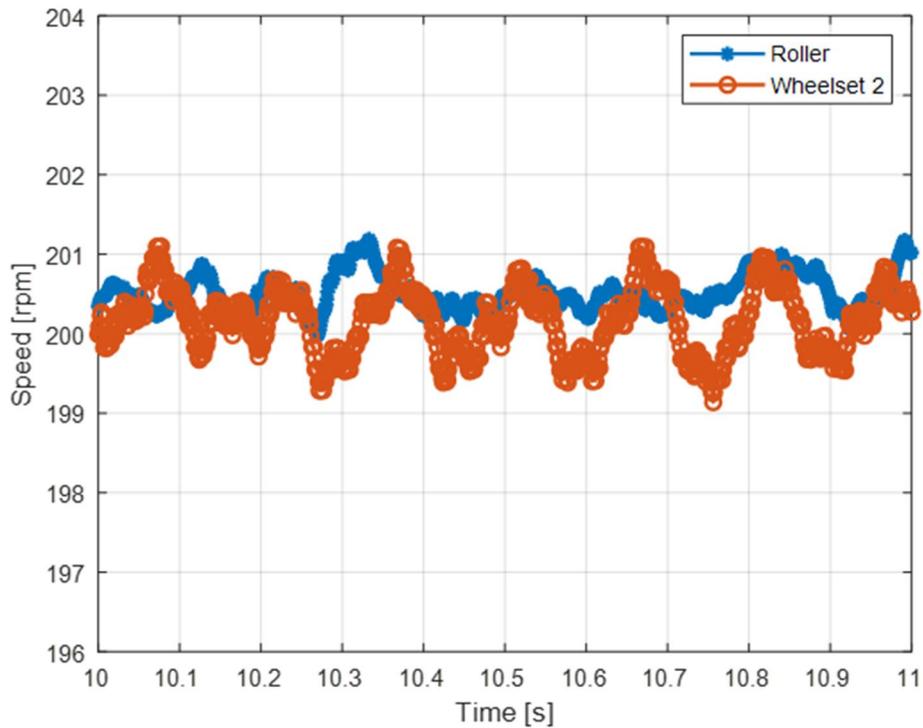


Figura 3.21: *Velocità del rullo ricavata dalle misure del motore e dalla velocità delle sale non frenate.*

Infine, le accelerazioni che serviranno per risolvere le equazioni di equilibrio sono ricavate derivando le velocità ottenute dal segnale di posizione angolare filtrato. L'accelerazione in rad/s^2 si ricava dalla seguente equazione:

$$\dot{\omega}_i = \frac{\omega_{i+1} + \omega_i}{dt} \cdot \frac{\pi}{30} \quad (3.6)$$

Le velocità ω_i sono espresse in *rpm*. In Figura 3.22 si riporta la curva di accelerazione mediata ricavata durante la prova.

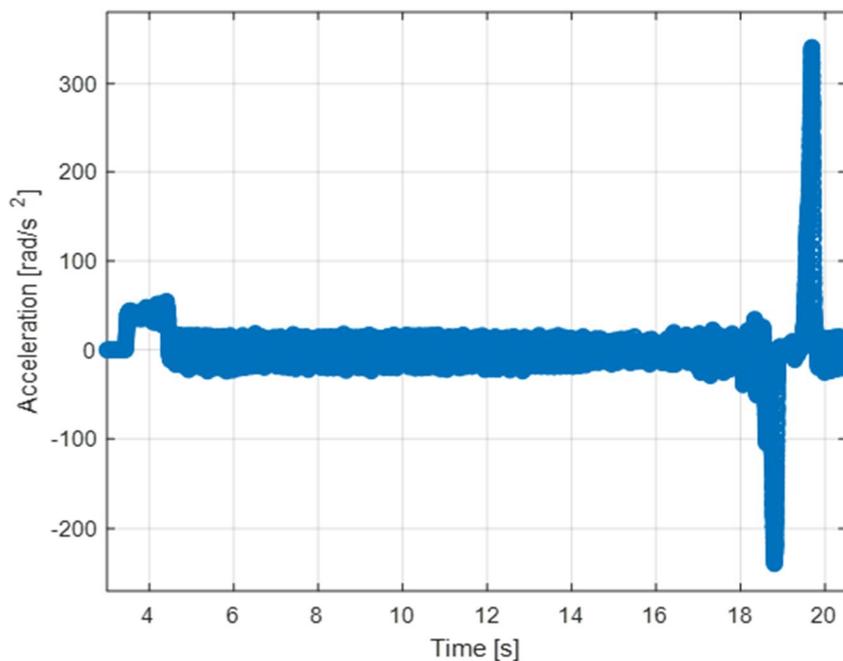


Figura 3.22: Accelerazione sala frenata: segnale mediato.

Il segnale derivato è caratterizzato da forti oscillazioni dell'accelerazione (da -50 a $50 rad/s^2$) quando il sistema mantiene la velocità costante; questo comportamento dell'accelerazione non è rappresentativo di ciò che accade realmente. Alla curva derivata, quindi, è stata applicata una media mobile a 16 punti così da ottenere un segnale con ampiezza di oscillazione ridotta (da -18 a $18 rad/s^2$) che segue fedelmente la dinamica del sistema. Come per la posizione angolare e la velocità anche l'accelerazione mette in evidenza le diverse fasi di prova. La fase di accelerazione è messa in evidenza dal gradino dopo i primi secondi di prova ($40 rad/s^2$), Figura 3.22. Le fasi di rallentamento e bloccaggio sono indicate da ampie oscillazioni dell'accelerazione prima di un picco negativo importante. La fase di recupero di velocità è rappresentata da un picco positivo verso la fine della prova

La Tabella 3.4 riassume la procedura utilizzata per l'analisi dei dati di posizione angolare, velocità e accelerazione.

Tabella 3.4: Metodo di elaborazione dati per la posizione angolare, la velocità e l'accelerazione.

	Posizione angolare	Velocità	Accelerazione
Filtro passa-basso	<i>Si</i>	<i>No</i>	<i>No</i>
Media mobile	<i>Si</i>	<i>No</i>	<i>Si</i>
Frequenza di taglio filtro [Hz]	450	<i>No</i>	<i>No</i>
Numero di punti di media mobile	52	<i>No</i>	16

3.2.2. Forze normali, frenanti e pressioni di feedback

Le forze rilevate dalle celle di carico necessitano di alcuni passaggi prima di poter essere utilizzate per risolvere le equazioni di equilibrio del sistema. Note le forze applicate all'area di contatto è possibile tracciare la caratteristica di adesione per la sala frenata durante la prova.

Le pressioni di feedback consentono di verificare il corretto svolgimento della prova in fase di post-processing e di selezionare il periodo di prova utile per la curva di aderenza.

Il metodo impiegato per passare dalle misure degli strumenti al coefficiente di adesione è presentato prendendo come riferimento la prova utilizzata al paragrafo 3.2.1 (prova di adesione su *Sala 1* a 200 rpm).

Le celle di carico a bottone e a S forniscono rispettivamente la misura di forza normale e forza frenante applicata a ciascuna ruota. I dati acquisiti vengono elaborati con un filtro passa-basso Butterworth a 450 Hz dello stesso tipo di quello utilizzato per le misure degli encoder, così da ridurre il disturbo elettrico. Le forze ricavate in ogni istante per le ruote di una sala devono essere poi sommate per ottenere il carico normale agente sull'assile e la forza frenante complessiva applicata durante la frenata. Seguendo la numerazione indicata per le sale e le ruote del banco, le equazioni utilizzate sono:

$$Fn_i = Fn_{i1} + Fn_{i2} \quad (3.7)$$

$$Ff_i = Ff_{i1} + Ff_{i2} \quad (3.8)$$

La relazione (3.7) esprime il carico normale fornito dal sistema di sospensione alla sala *i* come somma dei carichi su ciascuna ruota. L'equazione (3.8) calcola la forza frenante totale sulla sala *i* come somma delle forze frenanti applicate ai dischi freno.

Ai valori ottenuti viene applicata una media mobile a 20 punti in modo da ricavare un segnale leggermente più pulito che replichi la dinamica del sistema e che non richieda nelle fasi successive di calcolo ulteriori elaborazioni. In Figura 3.23 si confrontano le curve di forza normale, per la sala frenata, derivate dal segnale originale e dal segnale filtrato.

La Tabella 3.5 riassume la procedura utilizzata per il filtraggio dei dati di forza normale e forza frenante.

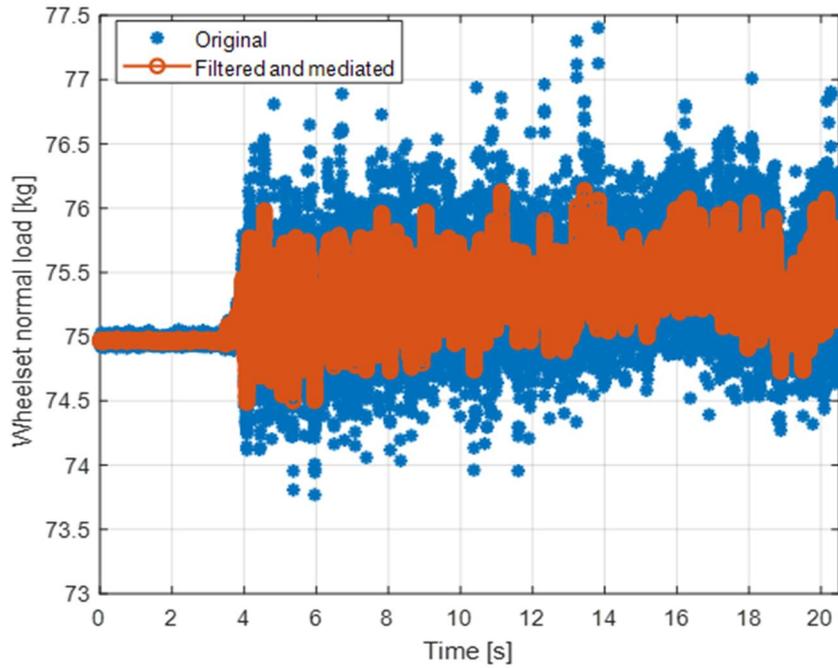


Figura 3.23: *Carico normale applicato dal sistema di sospensione sulla sala: confronto tra segnale originale e segnale filtrato.*

Tabella 3.5: *Metodo di elaborazione dati di forza normale e frenante.*

	Forza Normale	Forza Frenante
Filtro passa-basso	<i>Si</i>	<i>Si</i>
Media mobile	<i>Si</i>	<i>Si</i>
Frequenza di taglio filtro [Hz]	<i>450</i>	<i>450</i>
Numero di punti di media mobile	<i>20</i>	<i>20</i>

Dalla Figura 3.23 si nota che il carico normale sulla sala non coincide con il carico per asse imposto per la prova di 80 kg. La forza misurata, infatti, rappresenta la quota di carico per asse fornita dal sistema di sospensione; a questa si deve aggiungere il contributo della forza peso che si scarica sul rullo. Il carico totale simulato durante la prova si ricava dall'equazione:

$$N_i = Fn_i + m \cos \alpha_i \quad (3.9)$$

Dove:

- N_i : carico totale agente sulla sala [kg];
- Fn_i : carico applicato sulla sala dal sistema di sospensione [kg];
- m : massa delle sale stimata da modello multibody, 15,16 kg;
- α_i : angolo formato tra la direzione normale al punto di contatto per la sala e la verticale.

In Appendice sono riportate le tabelle di equivalenza per i carichi. La Figura 3.24 mostra l'andamento del carico normale complessivo; il carico coincide con quello imposto per la prova.

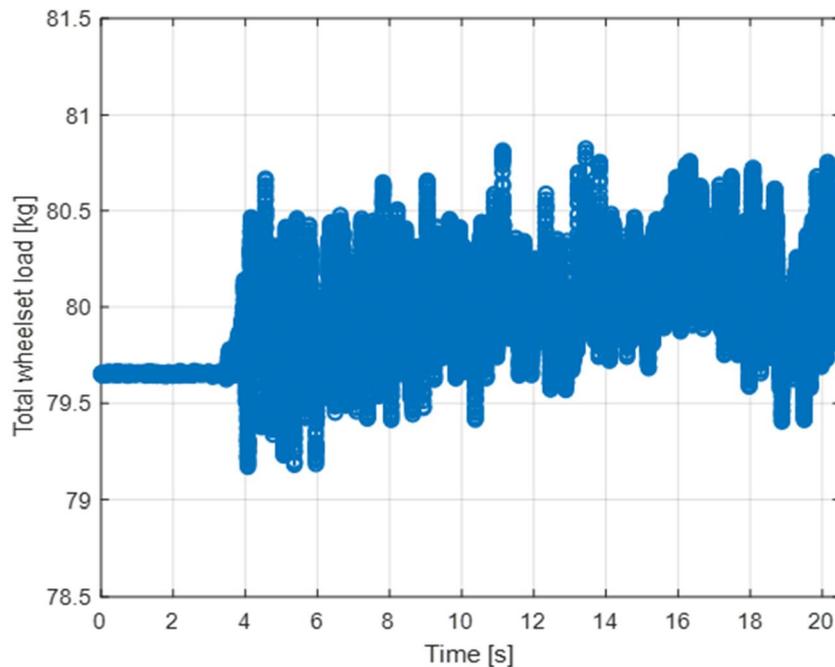


Figura 3.24: Carico totale per la sala.

Per quanto riguarda le forze frenanti l'andamento è quello rappresentato in Figura 3.25. All'inizio della prova l'operatore azzerava le forze frenanti, tuttavia le misure effettuate restituiscono valori diversi per ciascuna sala a causa delle oscillazioni del segnale nell'intorno dello zero. Negli istanti iniziali la forza frenante dovrebbe essere nulla, pertanto, in fase di post-processing viene calcolato un valore di offset mediando le misure realizzate prima che il rullo abbia raggiunto una velocità di 3 rpm. Il segnale filtrato e corretto (curva arancione) si ottiene da:

$$Ff_i = Ff_{i,filtrato} - offset \quad (3.10)$$

La figura seguente mette in luce un altro aspetto interessante. L'aumento della pressione sulle pinze dei freni determina un aumento graduale della forza frenante finché raggiunte le condizioni di saturazione si ha una netta riduzione. La forza frenante si stabilizza, ad indicare che la ruota è bloccata, per poi tornare a zero quando le elettrovalvole scaricano la pressione. La riduzione che si manifesta durante il bloccaggio indica il passaggio dal coefficiente d'attrito statico a quello dinamico.

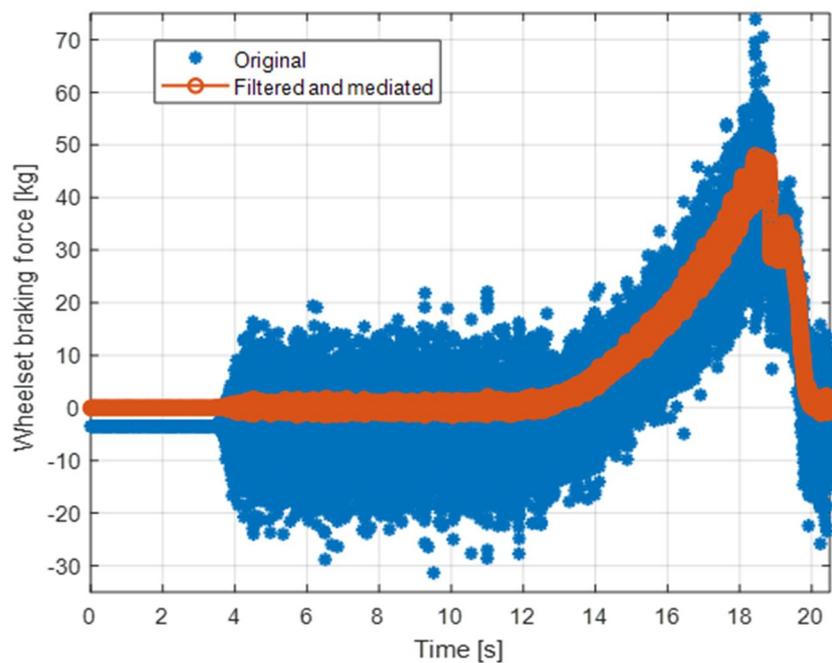


Figura 3.25: Forza frenante applicata alla sala: confronto tra il segnale originale ed il segnale filtrato e corretto.

Come per le forze anche le pressioni di feedback acquisite vengono filtrate con un passa-basso Butterworth a 450 Hz e mediate con media mobile a 20 punti. Dalle misure di pressione è possibile verificare la regolarità della prova e il buon sincronismo degli strumenti. La Figura 3.26 confronta l'andamento della pressione con quello della forza frenante. Si nota innanzitutto l'andamento lineare della pressione nel tempo a conferma del fatto che il segnale generato dalla VI di LabVIEW è corretto. Durante la fase di scarico le due curve si sovrappongono bene dimostrando che i sensori sono tra loro sincronizzati. Nel tratto iniziale della rampa si osserva anche un certo ritardo tra l'applicazione della pressione e l'incremento della forza frenante; questo ritardo è dovuto allo sforzo necessario in fase iniziale per movimentare le pastiglie e portarle a contatto con il disco freno.

Infine, in questa sezione sembra giusto anche parlare della coppia rullo rilevata dal motore. Anche la coppia, come la velocità angolare rilevata dal motore, deve essere interpolata sulla base tempi comune a tutte le grandezze. Sebbene non venga utilizzata per lo sviluppo delle caratteristiche di adesione, consente di verificare la corretta esecuzione della prova; in particolare confrontare il comportamento del rullo quando si passa dal controllo del motore in velocità al controllo del motore in coppia (Figura 2.7 e Figura 2.8).

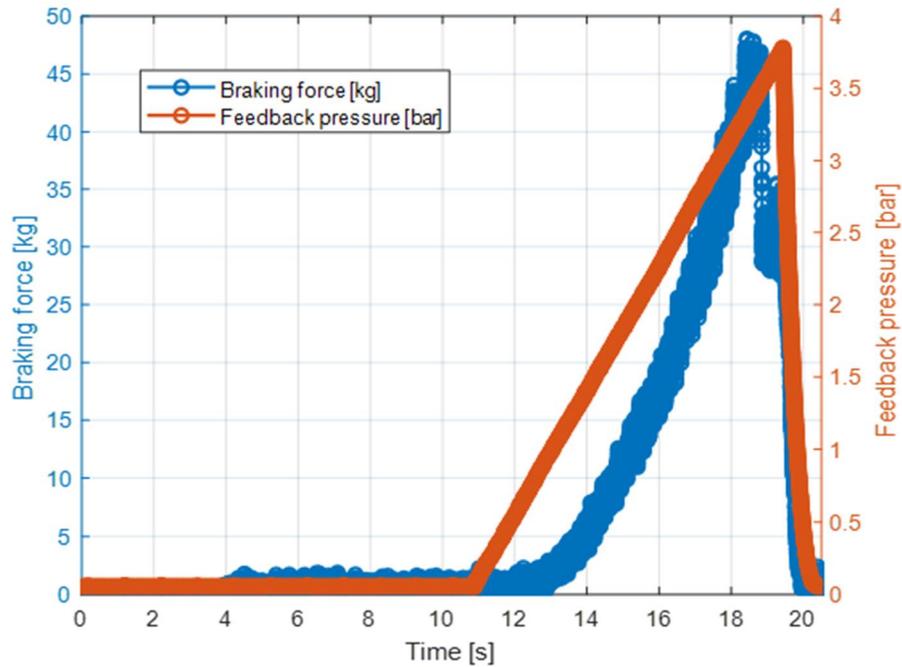


Figura 3.26: Confronto forze frenanti e pressioni di feedback.

3.2.3. Forza tangenziale e caratteristiche di adesione

Il coefficiente di adesione viene calcolato tramite la relazione:

$$\mu = \frac{Fx}{N} \quad (3.11)$$

Dove:

- Fx : forza tangenziale che si sviluppa in direzione longitudinale;
- N : carico normale sulla sala.

Il carico normale complessivo N della sala viene determinato tramite l'equazione (3.9) vista al paragrafo 3.2.2. La forza tangenziale, invece, deve essere calcolata dall'equazione di equilibrio dei momenti della sala frenata, Figura 3.27:

$$Fx = \frac{Cf + I_{yy}\dot{\omega}}{r_w} \quad (3.12)$$

Dove:

- Cf : coppia frenante agente sulla sala;
- I_{yy} : momento d'inerzia polare della sala stimato dal modello CAD, $0,051 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;
- $\dot{\omega}$: accelerazione della sala;
- r_w : raggio di rotolamento della ruota.

La coppia frenante applicata alla sala si ricava dall'equazione:

$$Cf = Ff \cdot r_{f,real} \quad (3.13)$$

Dove:

- Ff : forza frenante complessiva sulla sala, calcolata come indicato al paragrafo 3.2.2;
- $r_{f,real}$: raggio di frenatura reale per la sala, ottenuto sperimentalmente [56].

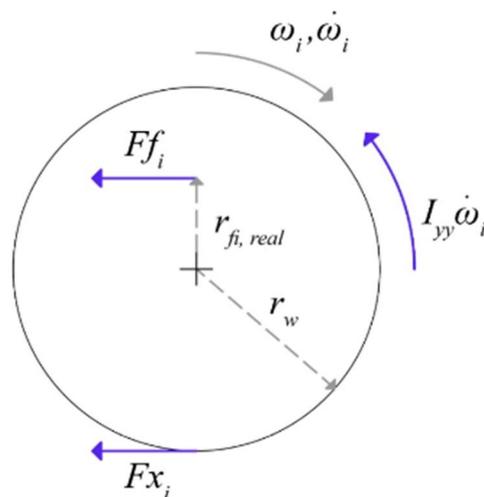


Figura 3.27: *Equilibrio dei momenti per la sala frenata.*

Per il calcolo del coefficiente di adesione è necessario ricavare dall'equazione (3.13) la coppia frenante applicata alla sala. Il calcolo deve considerare il raggio di frenatura reale; il raggio teorico stimato dal modello CAD è di 75 mm , tuttavia da operazioni di calibrazione sperimentale è stato ottenuto per ciascuna sala un valore maggiore di quello teorico [56]. Utilizzando il raggio di frenatura reale, diverso per ogni sala, è possibile ottenere risultati più precisi.

Nota la coppia frenante si può risalire alla forza tangenziale tramite l'equazione (3.12). Il raggio di rotolamento della ruota ed il momento d'inerzia polare della sala sono assunti costanti mentre l'accelerazione angolare si ricava seguendo il metodo presentato al paragrafo 3.2.1.

Facendo sempre riferimento alla prova che è stata fin qui esaminata (prova di adesione su *Sala 1* a 200 rpm), la Figura 3.28 riporta la caratteristica della forza tangenziale.

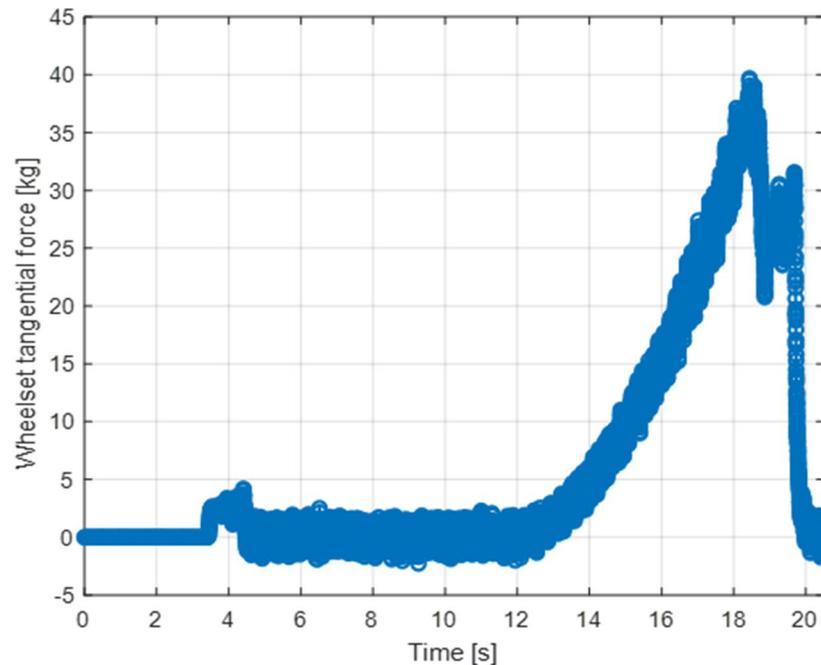


Figura 3.28: Forza tangenziale per la sala frenata.

L'andamento della curva può essere compreso applicando l'equazione (3.12) alle diverse fasi di prova. Inizialmente non viene fornita aria in pressione alle pinze freno, pertanto la forza tangenziale dovrà equilibrare solamente l'inerzia dovuta all'accelerazione della sala (accelerazione costante, Figura 3.22). Durante la fase di mantenimento della velocità, se l'operatore non ha ancora attivato l'elettrovalvola, la forza tangenziale è nulla in quanto non è presente né il contributo inerziale né quello della coppia frenante. Nel momento in cui viene erogata pressione alle pinze si registra un incremento in seguito all'aumento di forza frenante (Figura 3.28), mentre il contributo inerziale è poco rilevante. Quando la sala è ferma l'accelerazione è nulla ed il coefficiente d'attrito al contatto tra ruota e rullo da statico diventa dinamico (la ruota striscia); in questo caso sia la forza tangenziale sia la forza frenante mantengono un valore costante. Infine, quando la valvola scarica l'aria, la coppia frenante si annulla e la forza tangenziale riesce ad accelerare la sala riportandola alle condizioni di regime.

Nota la forza tangenziale F_x è possibile ricavare la caratteristica di adesione per la sala dall'equazione (3.11). La Figura 3.29 mostra la curva ottenuta dalla prova esaminata. È possibile distinguere chiaramente:

- Tratto lineare della curva: $0 \leq \xi \leq 6 \%$;
- Tratto di saturazione: $6 \% < \xi \leq 10 \%$;
- Tratto di instabilità: $\xi > 10 \%$.

La caratteristica presenta un massimo in corrispondenza del 10 % di scorrimento a cui corrisponde un valore di adesione $\mu \approx 0,5$.

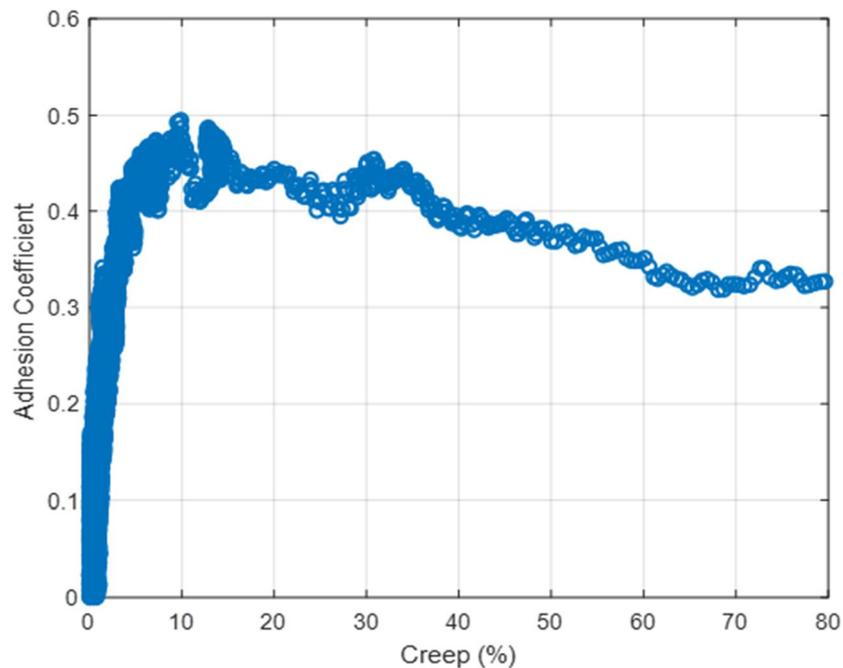


Figura 3.29: *Caratteristica di adesione per la Sala 1.*

Nel caso del roller rig multi-asse non è possibile trascurare il contributo inerziale nell'equazione (3.12). Il fenomeno del bloccaggio della sala è estremamente rapido ed instabile; si raggiungono decelerazioni importanti che non possono essere trascurate. La Figura 3.30 confronta la caratteristica di adesione ottenuta considerando l'inerzia con quella dove ne viene trascurato il contributo; in quest'ultimo caso è stato sufficiente assumere il momento d'inerzia polare della sala nullo. Dalla figura si nota che trascurare l'inerzia porta a sovrastimare il reale valore di adesione nel tratto di instabilità.

Per una buona rappresentazione delle curve di adesione viene selezionato un intervallo temporale di prova che permetta di mettere in evidenza tutti gli aspetti caratteristici. Le pressioni di feedback consentono questa selezione; in particolare si considerano il periodo che intercorre da quando la pressione registrata dall'elettrovalvola supera il valore di 0.1 bar fino a che si raggiunge il valore massimo di pressione (rappresentativo dell'istante in cui la prova termina).

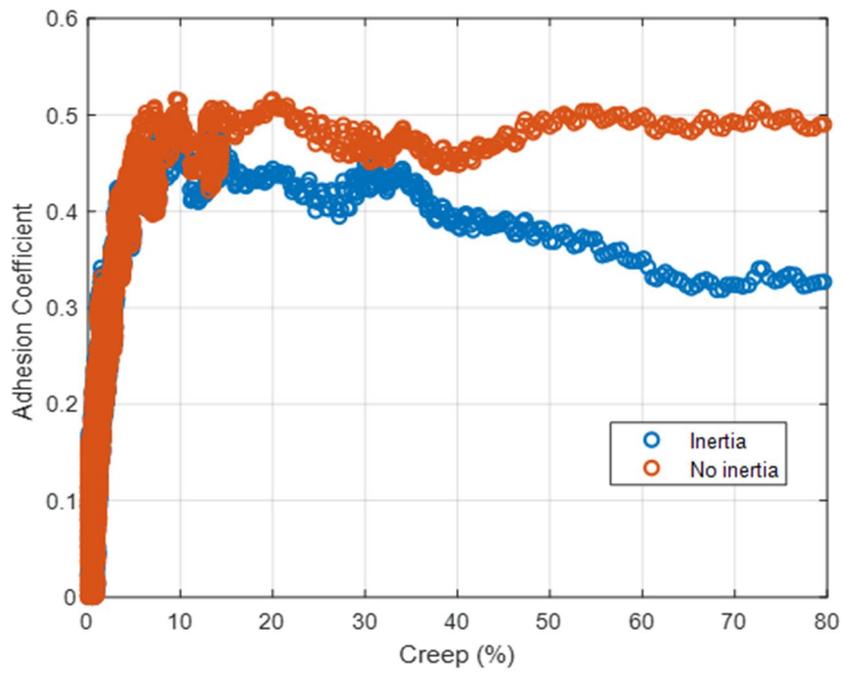


Figura 3.30: *Influenza del contributo inerziale sulla curva di adesione.*

4. Risultati sperimentali

Il metodo sviluppato per l'acquisizione ed elaborazione dei dati ha permesso di valutare l'influenza sull'adesione di diversi fattori e studiare il recupero di adesione delle ruote.

L'obiettivo delle prove è la comprensione della dipendenza dell'adesione da diversi parametri:

- Presenza di contaminante;
- Rampa di pressione;
- Controllo motore;
- Dipendenza dalla velocità di rotazione, nel caso del recupero di adesione.

Il metodo adottato consente di ricavare, nelle diverse condizioni di prova, delle caratteristiche di adesione comparabili tra le sale e per una stessa sala risultati molto simili anche per prove realizzate a distanza di tempo. La buona ripetibilità dei risultati è un aspetto chiave per un banco che si propone di studiare il recupero di adesione in frenata di un veicolo ferroviario al fine di valutare le mutue interazioni tra le sale e sviluppare quindi nuovi algoritmi per una migliore distribuzione della coppia frenante alle ruote.

Oltre alle prove svolte per indagare la dipendenza dai parametri di prova sono stati realizzati dei test anche per studiare il fenomeno del recupero di adesione delle ruote in diverse condizioni di esercizio.

La nuova procedura sviluppata con l'obiettivo di aumentare la frequenza di campionamento, migliorare il sincronismo tra gli strumenti, limitare l'utilizzo di filtri e medie mobili, ha permesso di raggiungere risultati soddisfacenti. Nei paragrafi che seguono saranno esaminate in dettaglio le caratteristiche di adesione ottenute con il roller rig multi-asse.

4.1. Presenza di contaminanti

Le prime prove realizzate sul banco miravano a determinare l'influenza sui livelli di adesione di contaminanti applicati all'interfaccia ruota-rotaila. In tal modo si desiderava verificare che i risultati ottenuti dal banco fossero in linea con quelli di altre ricerche sperimentali.

La Figura 4.1 riporta le caratteristiche di adesione per la *Sala 3* in diverse condizioni di contaminazione:

- Profilo sporco e asciutto: accumulo di polveri provenienti dall'ambiente esterno e detriti dovuti all'usura sul profilo di ruote e rulli.
- Profilo pulito contaminato da solvente liquido: i profili di ruote e rulli sono stati puliti applicando un solvente liquido sulle superfici, dopodiché è stata svolta la prova;

- Profilo pulito ed asciutto: il solvente applicato è evaporato lasciando così il profilo asciutto.

Le prove sono state realizzate a distanza di giorni tra loro così da consentire la completa evaporazione del solvente. Per l'esecuzione dei test è stata impiegata una VI non ancora performante mentre l'elaborazione dei dati segue il metodo indicato al paragrafo 3.2. Nonostante la VI fosse ancora in fase di sviluppo al tempo in cui sono state realizzate le prove, i risultati ottenuti sono molto buoni e per queste ragioni vengono riportati di seguito. Il solvente è stato applicato sulla superficie dei rulli manualmente. I parametri adottati sono:

- Velocità rullo: 200 rpm (≈ 30 km/h per il veicolo reale);
- Controllo motore: in velocità;
- Rampa di pressione: $m = 0,96$ bar/s.
- Scarico istantaneo di pressione: controllato manualmente dall'operatore (Quick Release).

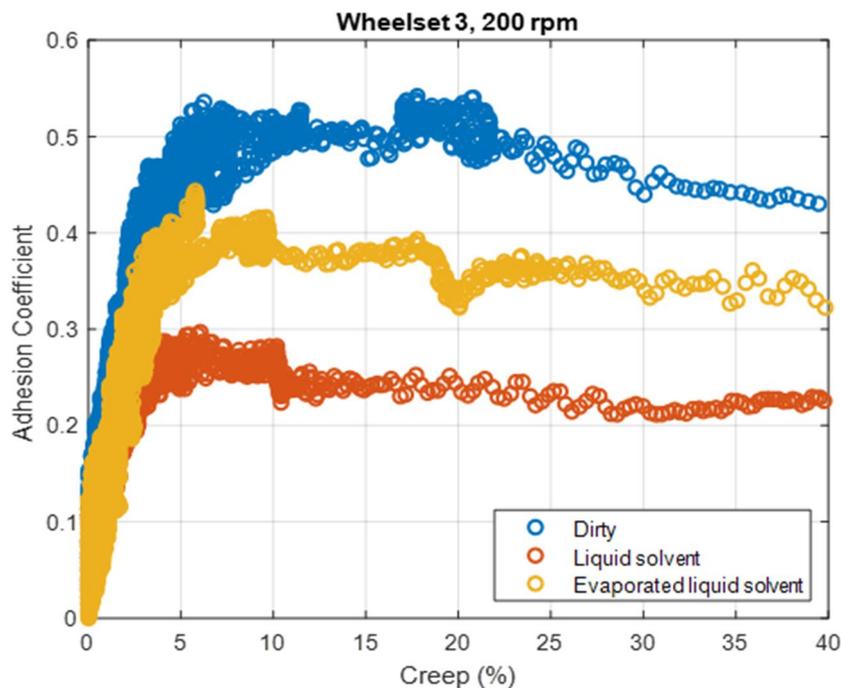


Figura 4.1: Caratteristiche di adesione per la Sala 3 in presenza di contaminanti: prove realizzate a distanza di tempo.

La figura precedente mostra le tre caratteristiche di adesione ben sovrapposte nel tratto lineare. I valori di adesione massimi raggiunti sono diversi per le tre curve. Il profilo sporco in condizioni di asciutto è quello che registra i valori più alti del coefficiente di aderenza, circa 0,5. Quando sulla superficie dei rulli viene applicato il solvente liquido il coefficiente di adesione si dimezza. Il solvente adoperato per la pulizia di ruote e rulli si comporta quindi come un lubrificante determinando un crollo dei livelli di aderenza. A distanza di qualche giorno è stata realizzata la terza prova, in modo da permettere la completa evaporazione del film liquido. La curva ottenuta in condizioni di asciutto e pulito mostra che

il coefficiente di adesione si stabilizza su valori prossimi a 0,4; valori inferiori a quelli misurati in presenza di sporco.

In realtà questo risultato contrasta con le ricerche sperimentali condotte per valutare l'impatto sull'adesione dei contaminanti; in presenza di polveri e detriti l'aderenza dovrebbe essere inferiore a quella misurata in condizioni di superfici pulite. Si deve tener conto, tuttavia, che le prove sono state svolte in giorni diversi per cui le misure potrebbero essere state influenzate da fattori ambientali come umidità e temperatura. Altro aspetto da dover tenere a mente è che il sistema di sospensione è molto sensibile alle vibrazioni del banco, pertanto, non è da escludere una differenza nel carico normale imposto alla sala nei due giorni di prova.

I risultati in Figura 4.1 sono in linea con quelli presentati al primo capitolo per quel che riguarda l'adesione in presenza di lubrificante e mostrano una buona ripetibilità per le prove realizzate sulla stessa sala.

Si conclude osservando che nel tratto di instabilità delle curve sono presenti zone in cui si addensano i punti di misura (specialmente quando le superfici sono sporche). Guardando più da vicino, in queste zone si notano dei cicli d'isteresi di scorrimento dovuti ad un parziale recupero di aderenza da parte delle ruote (l'adesione aumenta e lo scorrimento si riduce). La presenza di questi cicli potrebbe essere dovuta a variazioni localizzate delle condizioni di contatto; il confronto tra le tre curve farebbe pensare che la presenza di sporcizia tra le superfici influisca significativamente (si vede infatti un ciclo di scorrimento molto più ampio per la curva blu). Inoltre, anche le oscillazioni di coppia che derivano dal continuo controllo del motore potrebbero contribuire alla formazione di questi cicli.

4.2. Influenza della rampa di pressione

Un altro aspetto di cui si è voluto tener conto è il modo in cui la rampa di pressione utilizzata influenza la caratteristica di adesione. La pendenza della rampa è rappresentativa del tipo di frenata che si vuole studiare (ad esempio frenata di emergenza, frenata dolce).

Sono state realizzate tre prove frenando la *Sala 1* con diverse rampe di pressione; i segnali di pressione utilizzati sono quelli indicati in Tabella 3.2.

I parametri di prova adottati sono:

- Velocità rullo: 200 rpm (≈ 30 km/h per il veicolo reale);
- Controllo motore: in velocità;
- Rampa di pressione: $m_1 = 0,96$ bar/s, $m_2 = 1,92$ bar/s, $m_3 = 0,48$ bar/s;
- Scarico istantaneo di pressione: controllato manualmente dall'operatore (Quick Release).

La Figura 4.2 riporta le caratteristiche di adesione per le tre prove. Le curve ricavate si sovrappongono molto bene nel tratto lineare della caratteristica ed in corrispondenza della zona di saturazione. Inoltre, il valore massimo di adesione raggiunto è lo stesso per tutte le prove, 0,45 circa.

I risultati sperimentali indicano che l'adesione non è influenzata dal tipo di rampa utilizzata.

La figura mostra anche una buona ripetibilità dei risultati.

Infine, come per le curve in Figura 4.1, si nota che la curva ricavata applicando la *Rampa 3* è caratterizzata da un ciclo di isteresi di scorrimento che si realizza nella zona di instabilità in corrispondenza del tratto di saturazione. Una possibile causa di questo comportamento potrebbe essere il cambiamento delle condizioni di contatto tra le superfici (ad esempio aumento della temperatura) oppure le oscillazioni di scorrimento e adesione indotte dalla correzione di coppia eseguita dal sistema di controllo del motore.

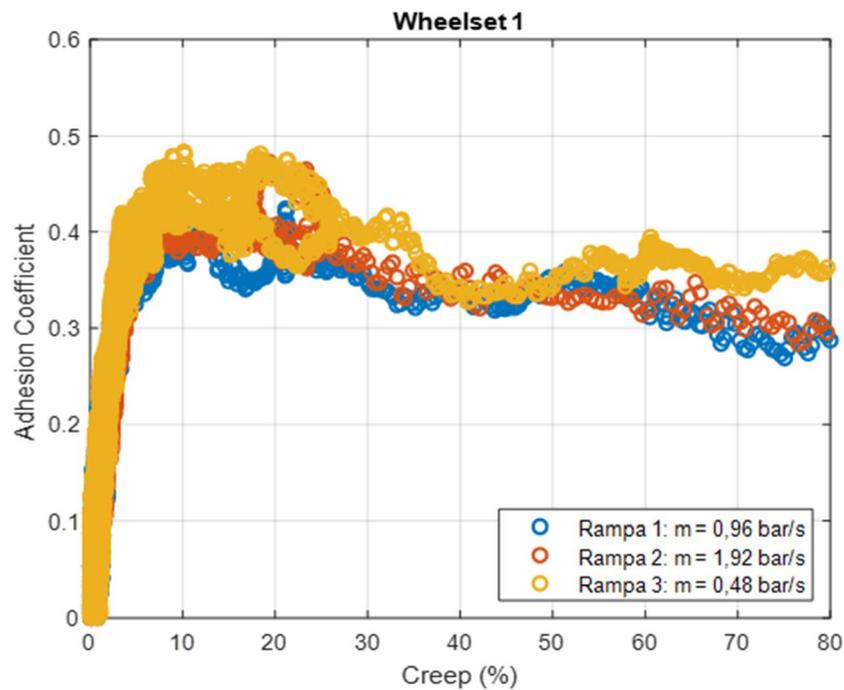


Figura 4.2: Caratteristiche di adesione ottenute variando la rampa di pressione.

4.3. Influenza del controllo motore

L'analisi dei risultati descritti fino ad ora ha evidenziato che il modo in cui il motore corregge la coppia fornita può influire sulla comparsa di cicli d'isteresi sulla caratteristica di adesione. È stato necessario quindi svolgere delle prove per capire se il tipo di controllo utilizzato influenza le caratteristiche principali della curva di adesione. Di seguito si riportano le caratteristiche di prova:

- Velocità di prova: 200 rpm (≈ 30 km/h per il veicolo reale);

- Controllo motore: in velocità ed in coppia;
- Rampa di pressione: $m = 0,96 \text{ bar/s}$;
- Scarico istantaneo di pressione: controllato manualmente dall'operatore (Quick Release).

Le prove sono state eseguite frenando una sala alla volta; prima controllando il motore in velocità poi in coppia, impiegando i guadagni prima indicati. La Figura 4.3 mostra le curve di adesione ottenute per una stessa sala nel caso di controllo in velocità e controllo in coppia del motore.

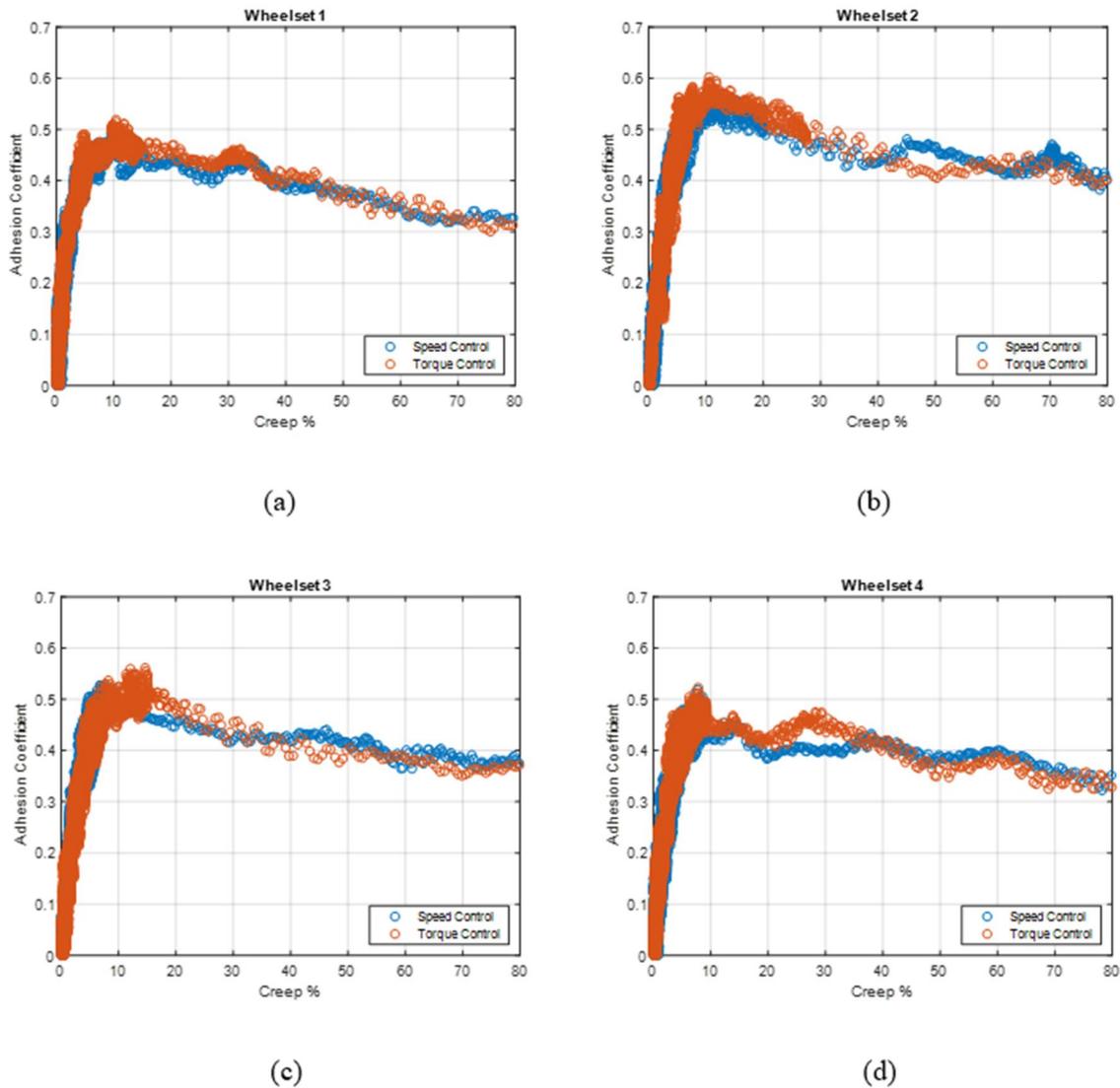


Figura 4.3: Confronto per sala delle caratteristiche di adesione ottenute controllando il motore in velocità ed in coppia: Sala 1 (a), Sala 2 (b), Sala 3 (c), Sala 4 (d).

Le caratteristiche di adesione ricavate per ogni sala nei due casi sono ben sovrapposte sia nel tratto lineare che in quello di instabilità. Il controllo del motore in coppia fa registrare dei valori massimi di adesione di poco superiori a quelli ottenuti nel caso del controllo motore in velocità.

Il confronto tra le curve indica che l'adesione è poco influenzata dal tipo di controllo utilizzato per il motore. Le prove mostrano anche una buona ripetibilità dei risultati sia per la stessa sala, come si nota dalla figura precedente, sia tra sale diverse. Le Figure 4.4 e 4.5 confrontano le caratteristiche di adesione per le quattro sale, rispettivamente nel caso di controllo motore in velocità ed in coppia. Si osserva in tutti i casi che nel tratto lineare le curve coincidono mentre sono compatte nella zona di instabilità. Le sale interne (*Sala 2, Sala 3*) mostrano valori di adesione più elevati rispetto alle sale esterne (*Sala 1, Sala 4*). Questa differenza può essere attribuita in parte ad una stima errata della massa delle sale dal modello multibody ed in parte dovuta alla non perfetta stabilità del sistema di sospensione.

Una valutazione scorretta della massa determina un errore nel calcolo delle forze da applicare tramite la sospensione. Inoltre, anche se si disponesse del valore corretto di massa sarebbero presenti degli errori dovuti alla sensibilità del sistema di regolazione alle vibrazioni indotte durante lo svolgimento di una prova. Le vibrazioni del banco causano uno spostamento assiale della vite di regolazione del sistema di sospensione determinando così una variazione del carico fornito alla singola ruota.

L'analisi del carico normale complessivo sulle sale ha riscontrato una forte instabilità del sistema di sospensione per la *Sala 2* e per la *Sala 4*. Caratteristiche di adesione migliori potrebbero essere ottenute migliorando il sistema di sospensione utilizzato dal banco e pesando le sale.

Indipendentemente dal tipo di prova svolta, prima dell'inizio è necessario verificare che il carico applicato dalle sospensioni sia corretto per ogni ruota.

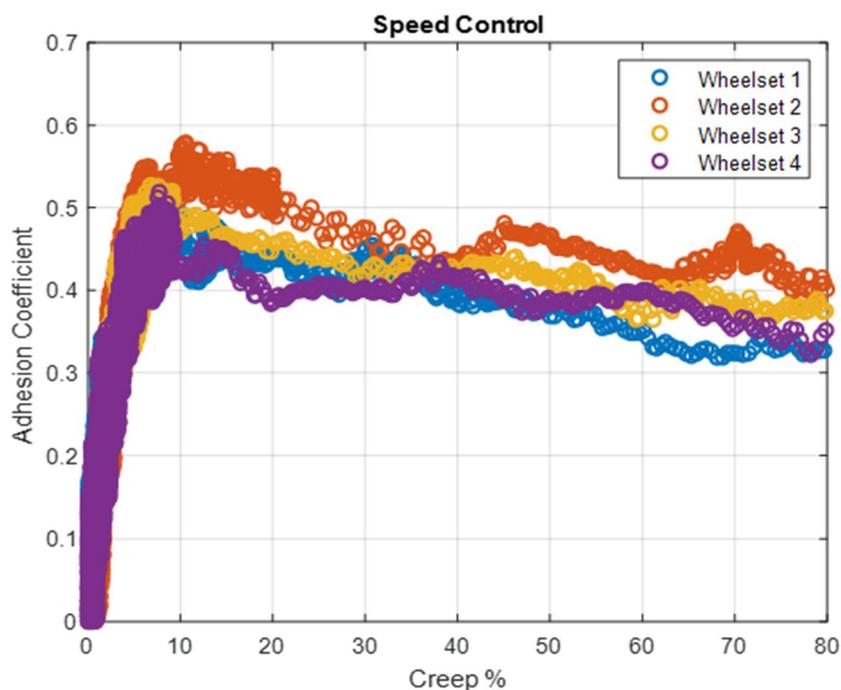


Figura 4.4: Confronto delle curve di adesione delle quattro sale ottenute controllando il motore in velocità.

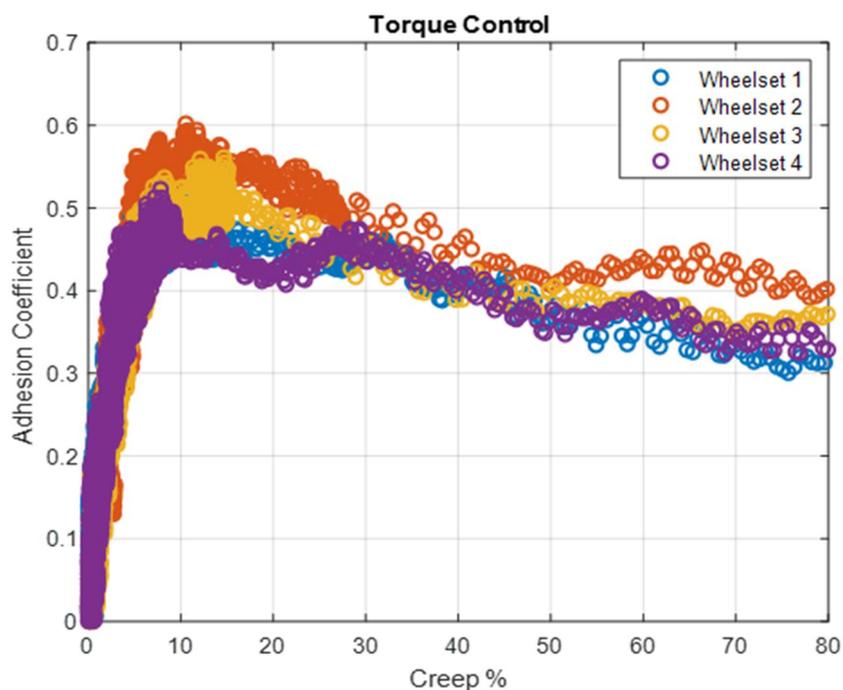


Figura 4.5: Confronto delle curve di adesione delle quattro sale ottenute controllando il motore in coppia.

4.4. Recupero di adesione

Per riuscire a sviluppare nuovi algoritmi che permettano una migliore distribuzione della coppia frenante tra le ruote ed incrementare di conseguenza la forza frenante di un veicolo durante la marcia, si deve considerare l'interazione tra le sale. Il fenomeno del recupero di adesione in presenza di contaminanti deve essere studiato se si vogliono migliorare gli algoritmi. È possibile distinguere tra recupero di adesione per la rotaia e recupero di adesione per le ruote.

La prima fa riferimento alla pulizia della rotaia per effetto delle forze d'attrito sviluppate dalle ruote in testa al veicolo; le ruote che seguono sono caratterizzate da livelli di adesione maggiori. Il recupero di adesione per la ruota invece fa riferimento alla pulizia della superficie della ruota ad opera delle forze d'attrito che si sviluppano nella zona di contatto.

Sono state, quindi, eseguite delle prove per studiare il recupero di adesione per le ruote durante una frenata.

Inizialmente è stato verificato che il tipo di controllo utilizzato dal motore non influenzasse questo tipo di prova. Sono stati svolti dei test sulla *Sala 2* ad una velocità di 200 rpm utilizzando sia il controllo del motore in velocità sia in coppia. Il segnale di pressione impiegato è quello che viene generato dal comando "Prova d'isteresi" della VI di LabVIEW (descritto al paragrafo 3.1.2).

Nel tratto lineare della caratteristica di adesione viene generata una rampa crescente con coefficiente angolare $m = 0,96 \text{ bar/s}$ ($A = 4,8 \text{ bar}$ e $fp = 0,05 \text{ Hz}$). Raggiunte le condizioni di incipiente

bloccaggio la pressione sulla pinza freno viene lentamente scaricata provvedendo così una rampa decrescente con lo stesso gradiente di quella di partenza. Il controllo dello scorrimento effettuato durante la prova dalla VI di LabVIEW è possibile imponendo un valore limite oltre il quale la pressione inizia a scendere; tale valore, diverso per ciascuna sala, è compreso tra il 15% – 20% di scorrimento. Le prove sono ritenute valide quando, nonostante la diminuzione di pressione, la sala arriva comunque a bloccaggio. Il gradiente di pressione, infatti, nel tratto decrescente non è in grado di far riprendere rapidamente aderenza alle sale, pertanto lo scorrimento continua ad aumentare. La Figura 4.6 mostra le curve ottenute nel caso di controllo in velocità (a) e controllo in coppia del motore (b) per la Sala 2 in assenza di contaminazione.

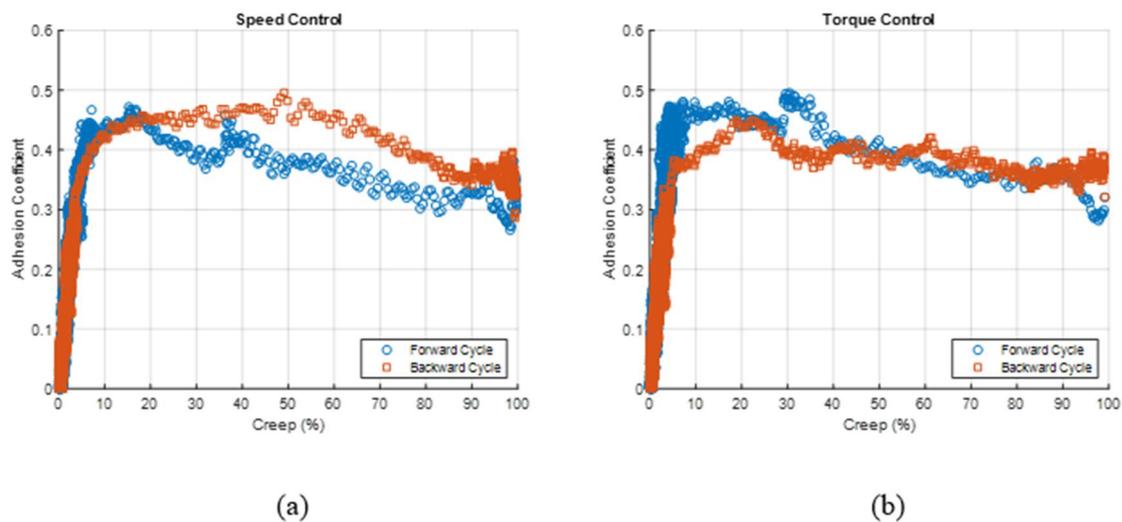


Figura 4.6: Recupero di adesione per la Sala 2 a 200 rpm nel caso di controllo motore in velocità (a) ed in coppia (b).

Per ogni prova è possibile distinguere due curve:

- 1) Curva di andata (Forward, curva blu): da quando la valvola inizia a fornire pressione ($p_{fb} = 0,1 \text{ bar}$) fino a quando si raggiunge il valore massimo di scorrimento;
- 2) Curva di ritorno (Backward, curva rossa): dal valore massimo di scorrimento finché la pressione sulla pinza freno non ritorna a valori prossimi allo zero ($p_{fb} = 0,1 \text{ bar}$).

Con p_{fb} è stata indicata la pressione di feedback.

L'area racchiusa tra le due curve rappresenta il ciclo d'isteresi della prova. La Figura 4.6 mostra, per le due prove, delle curve di "andata" molto simili: i valori massimi di adesione sono circa gli stessi, il tratto lineare lo è pure, così come i valori di adesione raggiunti quando la ruota è ormai ferma. Nelle curve di "ritorno" si notano alcune differenze: il ciclo d'isteresi è più ampio per il controllo in velocità rispetto al controllo in coppia, il rientro nel tratto lineare avviene a valori di scorrimento più bassi per il controllo in coppia.

Il controllo in coppia fornisce risultati migliori e permette un funzionamento più stabile del motore per un range più ampio di velocità. Stabilito, quindi, quale dei due tipi di controllo è il migliore per lo studio del recupero di adesione sono state svolte prove per valutarne la dipendenza da contaminanti e velocità. I test hanno interessato la *Sala 3*. Le condizioni delle superfici prese in esame sono:

- Asciutto;
- Bagnato: acqua applicata sulla superficie dei rulli.

Per ciascuna condizione sono state ripetute tre prove a differenti velocità:

- 100 rpm (≈ 15 km/h per il veicolo reale);
- 200 rpm (≈ 30 km/h per il veicolo reale);
- 300 rpm (≈ 45 km/h per il veicolo reale).

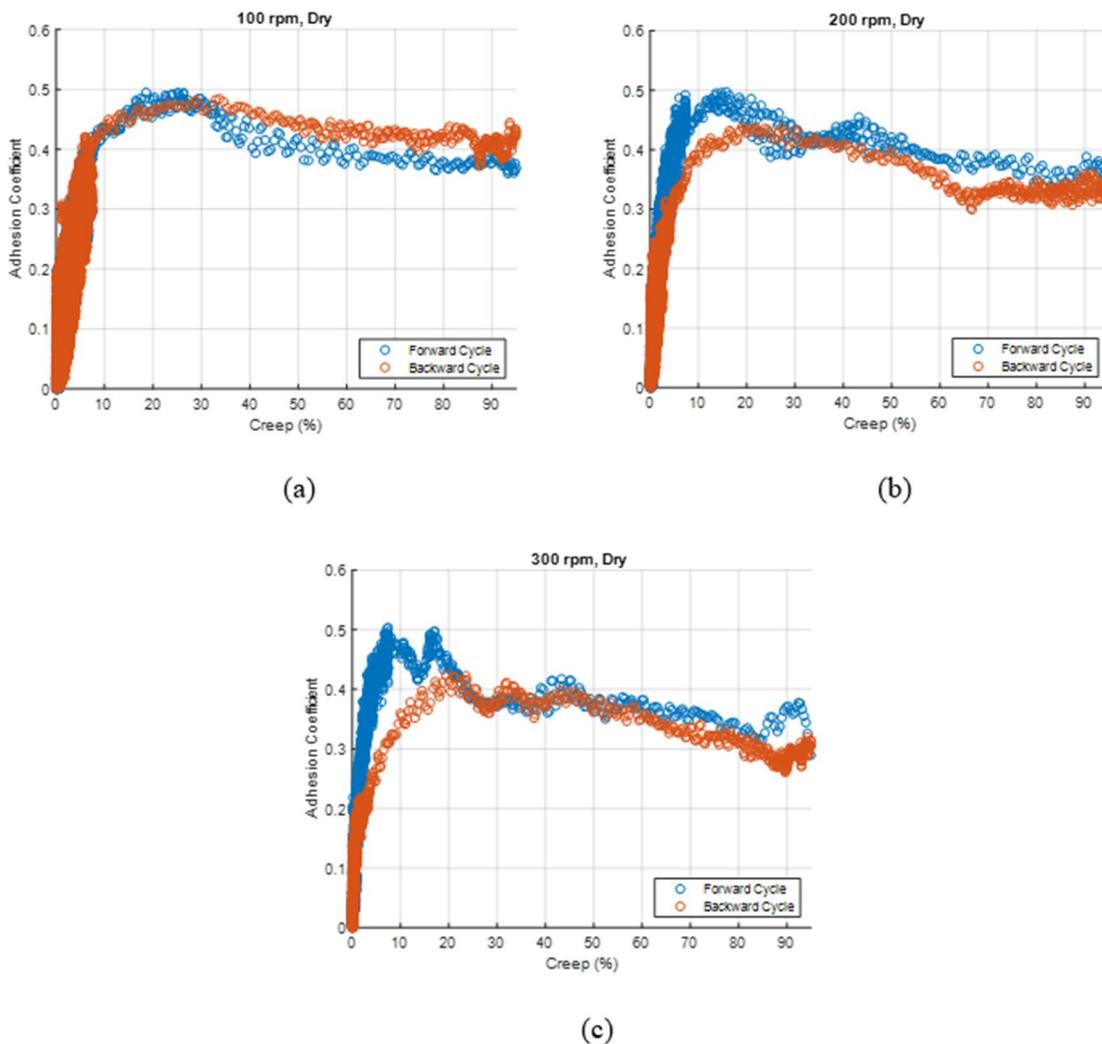


Figura 4.7: Recupero di adesione in condizioni di asciutto per la Sala 3: 100 rpm (a), 200 rpm (b), 300 rpm (c).

Sono state utilizzate basse velocità in modo da non usurare eccessivamente le superfici delle ruote e dei rulli. Il segnale di pressione adottato è quello descritto prima ed attivato dal comando “Prova d’isteresi” della VI. In Figura 4.7 sono riportate le curve ottenute in condizioni di asciutto.

Osservando la prova a 100 rpm (a) è possibile notare che la curva di andata e di ritorno sono perfettamente sovrapposte e che non sono presenti cicli d’isteresi. All’aumentare della velocità di prova (b), (c), la curva di ritorno rientra nel tratto lineare a scorrimenti sempre più bassi allontanandosi dalla curva di andata. Continuano a non vedersi cicli d’isteresi. In condizioni di asciutto del resto non c’è del contaminante da rimuovere.

La prova realizzata a 200 rpm (b) assomiglia molto a quella ottenuta con il controllo in coppia sulla Sala 2 (Figura 4.6, b), indicando anche in questo caso una buona ripetibilità dei risultati.

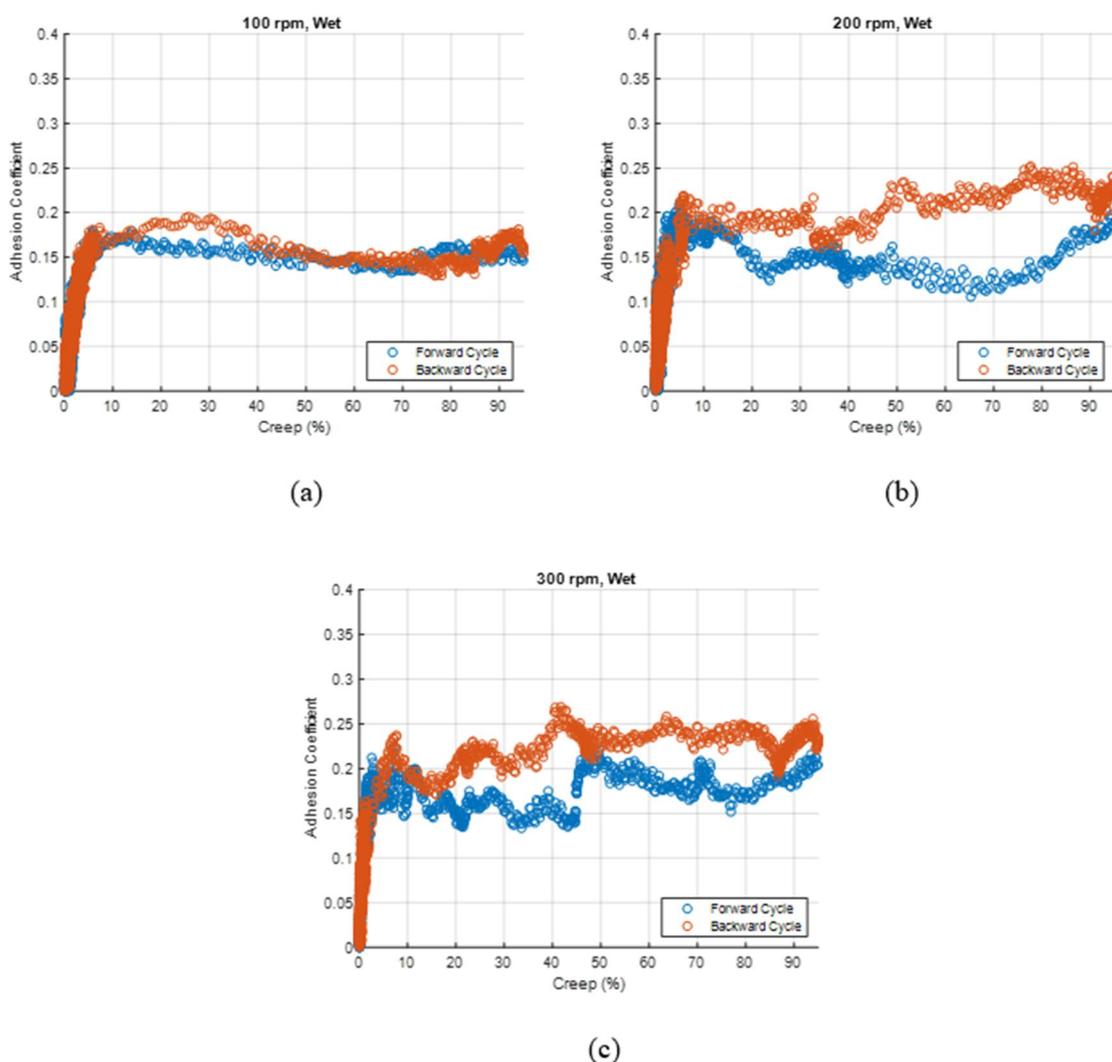


Figura 4.8: Recupero di adesione in condizioni di bagnato per la Sala 3: 100 rpm (a), 200 rpm (b), 300 rpm (c).

In condizioni di bagnato i valori di aderenza si riducono notevolmente a causa della presenza di contaminante; in particolare il coefficiente di adesione si dimezza. Diversamente da quanto visto per le prove in asciutto, in questo caso si vede una forte dipendenza dalla velocità di rotazione. Il ciclo d'isteresi diventa sempre più grande all'aumentare della velocità di prova. A 100 *rpm* (a) la curva di andata e di ritorno sono ben sovrapposte ad indicare che il lavoro delle forze d'attrito è limitato. Passando a 200 *rpm* (b) le curve di andata e ritorno continuano ad essere allineate nel tratto lineare ed il ciclo d'isteresi diventa più grande. Le forze d'attrito che si generano nell'area di contatto rimuovono in questo caso parte del contaminante durante il tratto di andata permettendo così alla ruota di raggiungere livelli di adesione maggiori nel tratto di ritorno.

A 300 *rpm* le caratteristiche delle curve non sono cambiate rispetto alla prova a 200 *rpm*. Si nota in questo caso un recupero di adesione già nel tratto di andata ad un valore di scorrimento del 45% circa e valori leggermente più alti nel ciclo di ritorno. Probabilmente questa differenza è dovuta alla maggiore efficacia di pulizia delle forze d'attrito ad aumentare della velocità, ad esempio in seguito all'aumento di temperatura dell'interfaccia ruota-rotai.

Allo stato attuale dei lavori questa ipotesi non può essere confermata a meno che il banco non venga dotato di sensori per il rilevamento della temperatura. Un'altra possibile spiegazione del fenomeno può essere una non perfetta applicazione del contaminante. Non è possibile infatti determinare la quantità d'acqua utilizzata sulla superficie poiché viene applicata manualmente sulla superficie dei rulli.

In ogni caso i risultati mostrano, in presenza di contaminante, una forte dipendenza del recupero di adesione dalla velocità.

Conclusioni

Lo studio dell'adesione e dei fattori che la influenzano è indispensabile per il miglioramento delle prestazioni, della sicurezza e dell'efficienza del servizio ferroviario.

Innanzitutto, è necessario comprendere in che modo eventuali contaminanti all'interfaccia influiscono sul coefficiente di adesione così da realizzare modelli di adesione degradata che consentano di prevedere la dinamica del veicolo.

Il primo capitolo presenta, quindi, le caratteristiche principali del contatto ruota-rotaia, lo stato dell'arte della tribologia in differenti condizioni di contaminazione e i modelli analitici e numerici più diffusi per il calcolo dell'adesione.

Oltre all'effetto dei singoli contaminanti sui livelli di aderenza, durante la frenata di un veicolo su un tratto di linea contaminato si deve tenere in considerazione il modo in cui le ruote interagiscono tra loro. Il fenomeno del recupero di adesione, quindi, deve essere indagato per sviluppare nuovi algoritmi per i sistemi WSP (Wheel slide protection) in modo da massimizzare le prestazioni del veicolo.

In frenata, infatti, le forze d'attrito che si sviluppano al contatto tra ruota e rotaia rimuovono parte del contaminante dalle superfici: si parla di recupero di adesione della ruota e della rotaia.

Il primo indica la rimozione del contaminante dalla superficie della ruota ad opera delle forze d'attrito che si generano per gli elevati valori di scorrimento in frenatura. Il secondo è un fenomeno dovuto all'interazione tra le sale; in presenza di contaminante le ruote in testa, caratterizzate da valori di adesione più bassi, scorrono eliminando parte del contaminante dalla rotaia e permettendo alle ruote che seguono di raggiungere livelli di aderenza maggiori.

Lo studio sperimentale del recupero di adesione è piuttosto difficile da simulare in laboratorio poiché si deve considerare l'interazione tra le sale del veicolo simulato; a tal fine il gruppo di ricerca del Politecnico di Torino ha sviluppato un innovativo roller rig multi-asse in scala 1:5 seguendo la similitudine di Jaschinski.

Il secondo capitolo descrive le caratteristiche del banco: quattro sale insistono su una coppia di rulli, rigidamente connessi da un giunto meccanico, che ricevono il moto da un motore elettrico brushless controllato da un azionamento. Ogni sala può essere frenata in modo indipendente dalle altre grazie ad un impianto frenante pneumatico mentre l'utilizzo di un sistema di sospensione consente di simulare condizioni di carico differenti.

Sono stati anche presentati gli strumenti installati sul banco ed utili alla misurazione delle grandezze necessarie per lo studio: velocità angolare delle sale, forze normali, forze frenanti e pressioni di feedback. Infine, è stato brevemente descritto il tipo di controllo utilizzato dall'azionamento sul motore distinguendo tra controllo in velocità e controllo in coppia.

Il terzo capitolo descrive la nuova strategia di acquisizione ed elaborazione dei dati sviluppata in questo lavoro con l'obiettivo di superare le iniziali criticità del banco, come l'incapacità di realizzare delle misurazioni ad una frequenza sufficiente per caratterizzare la curva di adesione (soprattutto nella zona di instabilità), il non ottimale sincronismo degli strumenti, problemi durante le operazioni di salvataggio e l'eccessivo filtraggio in fase di elaborazione dati. Il superamento di queste problematiche è stato possibile lavorando su due fronti: sviluppo di una nuova strategia di acquisizione in LabVIEW e sviluppo di un nuovo metodo di post-processing.

L'utilizzo delle code (strutture dati di tipo FIFO) ha ottimizzato il funzionamento della VI di LabVIEW rendendo indipendenti i tre cicli che la caratterizzano: ciclo di acquisizione, di generazione del segnale di pressione e di salvataggio. In tal modo è stato risolto il problema del salvataggio dovuto alle diverse velocità di acquisizione e scrittura dati ed è stata anche incrementata la velocità di acquisizione, giocando sulla frequenza di campionamento e le dimensioni dei buffer temporanei.

Oggi il banco è in grado di realizzare una misurazione ogni 1 ms.

Altre soluzioni, come l'impiego di uno stesso trigger, hanno permesso il miglioramento del sincronismo dei sensori; quest'ultimo è stato ottimizzato anche durante l'elaborazione dati effettuando dei riallineamenti delle scale temporali ottenute da LabVIEW per ciascun sensore. In questa fase si è cercato di limitare al minimo l'utilizzo di filtri e medie mobili in modo da lavorare con segnali, ripuliti dal disturbo elettrico, ma rappresentativi della reale dinamica del sistema.

Oltre al superamento delle principali criticità del roller rig multi-asse, è stato anche realizzato all'interno della VI un sistema di controllo per lo scorrimento che consente al banco di gestire in modo autonomo la pressione durante la prova e per incrementare il rendimento della VI, è stata ridotta al minimo l'interfaccia grafica.

Il post-processing ha evidenziato l'importanza del contributo inerziale per un corretto calcolo del coefficiente di adesione; l'inerzia, infatti, non può essere trascurata poiché il fenomeno del bloccaggio della ruota è estremamente rapido ed instabile.

Non considerare le forti decelerazioni che caratterizzano la dinamica del sistema durante una prova porta a sovrastimare i livelli di aderenza.

Il quarto capitolo riporta invece i risultati ottenuti dalle prove svolte sul banco per valutare la dipendenza dell'adesione dalla presenza di contaminanti, dalla rampa di pressione utilizzata per la prova, dal tipo di controllo utilizzato per il motore (in velocità o in coppia) e per indagare il fenomeno del recupero di adesione.

Dalle prove è emerso che in presenza di lubrificazione i livelli di aderenza crollano drasticamente, come confermato anche da altri studi, e che la rampa di pressione ed il controllo motore non influenzano significativamente la caratteristica di adesione.

Tutte queste prove mostrano una buona ripetibilità dei risultati.

I test realizzati per studiare il recupero di aderenza hanno evidenziato l'assenza di cicli d'isteresi in condizioni di asciutto, in quanto non presente del contaminante da rimuovere.

In condizioni di bagnato (acqua), il fenomeno diventa importante in quanto le sale puliscono parzialmente la superficie a causa degli elevati valori delle forze d'attrito; questo fenomeno poi è tanto più rilevante quanto maggiore è la velocità di prova.

Anche in questo caso si nota buona ripetibilità dei risultati.

Il recupero di adesione potrebbe essere dovuto ad un aumento della temperatura all'interfaccia, ma si dovrebbe dotare il banco di un'opportuna sensoristica per effettuare dei rilevamenti.

L'attività sperimentale ha dimostrato che il roller rig multi-asse è una buona soluzione per studiare il recupero di adesione durante la frenata di un veicolo ferroviario e che in futuro si potrebbe migliorare ulteriormente la bontà dei risultati impiegando un sistema di sospensione meno sensibile alle vibrazioni del banco.

Sarà poi necessario per una corretta caratterizzazione dell'adesione studiare l'influenza dalla velocità di prova, dal carico simulato e dal tipo di contaminante adottato e di conseguenza sviluppare un metodo che consenta di controllare le quantità impiegate.

Il banco potrebbe essere utilizzato per lo sviluppo di nuovi modelli numerici e se dotato di elettrovalvole digitali permetterebbe anche di studiare e validare nuovi algoritmi per i sistemi WSP al fine di migliorare le prestazioni in frenata del veicolo.

Appendice

Il roller rig multi-asse è un banco prova in scala 1:5 che segue la similitudine di Jaschinski [55].

Per simulare diverse condizioni operative del veicolo ferroviario (carico e velocità) è necessario considerare i fattori di scala previsti dal modello di similitudine.

Considerata la configurazione del banco è possibile simulare diverse condizioni di carico regolando la forza applicata dal sistema di sospensione; quest'ultima deve tener conto della quota della forza-peso della sala che agisce in direzione normale all'are di contatto. La relazione utilizzata per il calcolo della forza che deve essere applicata sulla sala è la seguente:

$$Fn_i = N - m \cos \alpha_i \quad (\text{A.1})$$

La notazione è la stessa impiegata al capitolo 3.

Il carico applicato dal sistema di sospensione a ciascuna ruota si ottiene dividendo per due il valore calcolato dalla (A.1). Il fattore di scala previsto dal modello di Jaschinski per le forze è $\varphi_f = 125$.

Durante lo sviluppo di questo lavoro di tesi per le sale è stato considerato un nuovo valore di massa, rispetto a quello utilizzato precedentemente, calcolato da modello multibody, $m = 15,16 \text{ kg}$.

La Tabella A.1 e A.2 riportano le equivalenze di carico rispettivamente per le sale interne ($\alpha = 24^\circ$) e per le sale esterne ($\alpha = 72^\circ$) per i valori di maggiore interesse in campo ferroviario (Q indica il carico reale che si intende simulare).

Per le velocità il discorso è analogo. Il fattore di scala previsto per le velocità è $\varphi_v = \sqrt{5}$.

L'espressione utilizzata per determinare la velocità del rullo che simula una condizione di marcia del veicolo è la seguente:

$$n = \frac{v \cdot 30}{\pi R} \quad (\text{A.2})$$

Dove:

- v : è la velocità di avanzamento del veicolo ridotta del fattore di scala [m/s];
- R : raggio del rullo [m];
- n : velocità angolare del rullo [rpm].

La Tabella A.3 riporta le equivalenze per le velocità: con V si fa riferimento alla velocità che si intende simulare.

Tabella A.1: *Equivalenze di carico per le sale interne (2,3).*

Sale interne: 2, 3 ($\alpha=24^\circ$)			
Q	N	Fn asse	Fn ruota
[ton]	[kg]	[kg]	[kg]
2,0	16	2,151	1,075
3,0	24	10,151	5,075
4,0	32	18,151	9,075
5,0	40	26,151	13,075
6,0	48	34,151	17,075
7,0	56	42,151	21,075
8,0	64	50,151	25,075
9,0	72	58,151	29,075
10,0	80	66,151	33,075
11,0	88	74,151	37,075
12,0	96	82,151	41,075
13,0	104	90,151	45,075
14,0	112	98,151	49,075
15,0	120	106,151	53,075
16,0	128	114,151	57,075
17,0	136	122,151	61,075
18,0	144	130,151	65,075
19,0	152	138,151	69,075
20,0	160	146,151	73,075
21,0	168	154,151	77,075
21,5	172	158,151	79,075
22,0	176	162,151	81,075
22,5	180	166,151	83,075
23,0	184	170,151	85,075
23,5	188	174,151	87,075
24,0	192	178,151	89,075
24,5	196	182,151	91,075
25,0	200	186,151	93,075

Tabella A.2: *Equivalenze di carico per le sale esterne (1,4).*

Sale interne: 1, 4 ($\alpha=72^\circ$)			
Q	N	Fn asse	Fn ruota
[ton]	[kg]	[kg]	[kg]
2,0	16	11,315	5,658
3,0	24	19,315	9,658
4,0	32	27,315	13,658
5,0	40	35,315	17,658
6,0	48	43,315	21,658
7,0	56	51,315	25,658
8,0	64	59,315	29,658
9,0	72	67,315	33,658
10,0	80	75,315	37,658
11,0	88	83,315	41,658
12,0	96	91,315	45,658
13,0	104	99,315	49,658
14,0	112	107,315	53,658
15,0	120	115,315	57,658
16,0	128	123,315	61,658
17,0	136	131,315	65,658
18,0	144	139,315	69,658
19,0	152	147,315	73,658
20,0	160	155,315	77,658
21,0	168	163,315	81,658
21,5	172	167,315	83,658
22,0	176	171,315	85,658
22,5	180	175,315	87,658
23,0	184	179,315	89,658
23,5	188	183,315	91,658
24,0	192	187,315	93,658
24,5	196	191,315	95,658
25,0	200	195,315	97,658

Tabella A.3: *Equivalenza per le velocità.*

V	v	n
[km/h]	[m/s]	[rpm]
5	0,62	32,24
10	1,24	64,47
15	1,86	96,71
20	2,48	128,94
25	3,11	161,18
30	3,73	193,41
35	4,35	225,65
40	4,97	257,88
45	5,59	290,12
50	6,21	322,36
55	6,83	354,59
60	7,45	386,83
65	8,07	419,06
70	8,70	451,30
75	9,32	483,53
80	9,94	515,77
85	10,56	548,01
90	11,18	580,24
95	11,80	612,48
100	12,42	644,71
105	13,04	676,95
110	13,66	709,18
115	14,29	741,42
120	14,91	773,65
140	17,39	902,60
160	19,88	1031,54
180	22,36	1160,48
200	24,85	1289,42

Bibliografia

- [1] R. Lewis, and U. Olofsson, "Basic tribology of the wheel-rail contact," *Wheel-Rail Interface Handbook*, pp. 34-57, 2009.
- [2] Y. Zhu, "Adhesion in the wheel-rail contact under contaminated conditions", *Licentiate thesis, KTH Machine design*, 2011.
- [3] S. Iwnicki, S. Björklund, and R. Enblom, "Wheel-rail contact mechanics," *Wheel-Rail Interface Handbook*, pp. 58-92, 2009.
- [4] N. P. Suh, and H. C. Sin, "The genesis of friction," *Wear*, vol. 69, no. 1, pp. 91-114, 1981.
- [5] U. Olofsson, Y. Zhu, S. Abbasi *et al.*, "Tribology of the wheel-rail contact-aspects of wear, particle emission and adhesion," *Vehicle System Dynamics*, vol. 51, no. 7, pp. 1091-1120, 2013.
- [6] H. Hertz, "Ueber die Berührung fester elastischer Körper," *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, vol. 92, pp. 156-171, 1882, 1882.
- [7] Frederick William Carter, and A. E. H. Love, "On the stability of running of locomotives " *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 1928.
- [8] K. Knothe, "History of wheel/rail contact mechanics: From Redtenbacher to Kalker," *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, no. 1-2, pp. 9-26, 2008.
- [9] K. L. Johnson, "The Influence of Elastic Deformation upon the Motion of a Ball Rolling between Two Surfaces," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 173, no. 1, pp. 795-810, 1959.
- [10] P. J. Vermeulen, and K. L. Johnson, "Contact of nonspherical elastic bodies transmitting tangential forces," *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, vol. 31, no. 2, pp. 338-340, 1964.
- [11] J. J. Kalker, *Rolling contact phenomena - Linear elasticity*, 2000.
- [12] J. J. Kalker, and K. L. Johnson, "Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 60, no. 1, pp. 255-255, 1993.
- [13] P. D. Panagiotopoulos, "A nonlinear programming approach to the unilateral contact-, and friction-boundary value problem in the theory of elasticity," *Ingenieur-Archiv*, vol. 44, no. 6, pp. 421-432, 1975.
- [14] R. Lewis, S. Lewis, Y. Zhu, S. Abbasi, U. Olofsson, "The modification of a slip resistance meter for measurement of railhead adhesion", *Proceedings of International Heavy Haul Association Conference*, 2011.

- [15] Z. Y. Shen, J. K. Hedrick, and J. A. Elkins, "A Comparison of Alternative Creep Force Models for Rail Vehicle Dynamic Analysis," *Vehicle System Dynamics*, vol. 12, no. 1-3, pp. 79-83, 1983.
- [16] O. Polach, "A fast wheel-rail forces calculation computer code," *Vehicle System Dynamics*, vol. 33, no. SUPPL., pp. 728-739, 2000.
- [17] O. Polach, "Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit," *Wear*, vol. 258, no. 7-8, pp. 992-1000, 2005.
- [18] N. Bosso, and N. Zampieri, "A Novel Analytical Method to Calculate Wheel-Rail Tangential Forces and Validation on a Scaled Roller-Rig," *Advances in Tribology*, vol. 2018, 2018.
- [19] S. R. Lewis, and R. S. Dwyer-Joyce, "Effect of contaminants on wear, fatigue and traction," *Wheel-Rail Interface Handbook*, pp. 437-455, 2009.
- [20] D. F. Moore, "Chapter 14 - Transportation and Locomotion," *Principles and Applications of Tribology*, pp. 302-330: Pergamon, 1975.
- [21] U. Olofsson, "Adhesion and friction modification," *Wheel-Rail Interface Handbook*, pp. 510-527, 2009.
- [22] W. J. Wang, T. F. Liu, H. Y. Wang *et al.*, "Influence of friction modifiers on improving adhesion and surface damage of wheel/rail under low adhesion conditions," *Tribology International*, vol. 75, pp. 16-23, 2014.
- [23] T. M. Beagley, I. J. McEwen, and C. Pritchard, "Wheel/rail adhesion-Boundary lubrication by oily fluids," *Wear*, vol. 31, no. 1, pp. 77-88, 1975.
- [24] T. M. Beagley, and C. Pritchard, "Wheel/rail adhesion - the overriding influence of water," *Wear*, vol. 35, no. 2, pp. 299-313, 1975.
- [25] Stribeck R., "Die wesentlichen eigenschaften der Gleit-und rollenlager," *Zeitschrift des vereins deutscher ingenieure*, vol. 46, pp. 1341-1348, 1432-1438, and 1463-1470.
- [26] Y. Zhu, U. Olofsson, and K. Persson, "Investigation of factors influencing wheel-rail adhesion using a mini-traction machine," *Wear*, vol. 292-293, pp. 218-231, 2012.
- [27] W. Zhang, J. Chen, X. Wu *et al.*, "Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig," *Wear*, vol. 253, no. 1-2, pp. 82-88, 2002.
- [28] H. Chen, T. Ban, M. Ishida *et al.*, "Experimental investigation of influential factors on adhesion between wheel and rail under wet conditions," *Wear*, vol. 265, no. 9-10, pp. 1504-1511, 2008.
- [29] R. Lewis, E. A. Gallardo-Hernandez, T. Hilton *et al.*, "Effect of oil and water mixtures on adhesion in the wheel/rail contact," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 223, no. 3, pp. 275-283, 2009.
- [30] S. Lewis, R. Lewis, U. Olofsson, D.T. Eadie, J. Cotter and X. Lu, "Effect of humidity, temperature and railhead contamination on the performance of friction modifiers: Pin-on-

- disk study”, *Article in press, Proc. Inst. Mech. Eng. F, J. Rail Rapid Transit*, vol. 218, no. 3, pp. 235-242, 2013.
- [31] C. Fulford, “Review of low adhesion research,” *Report published by the Rail Safety and Standards Board*, UK, 2004.
- [32] P. M. Cann, “The "leaves on the line" problem - A study of leaf residue film formation and lubricity under laboratory test conditions,” *Tribology Letters*, vol. 24, no. 2, pp. 151-158, 2006.
- [33] U. Olofsson, and K. Sundvall, “Influence of leaf, humidity and applied lubrication on friction in the wheel-rail contact: Pin-on-disc experiments,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 218, no. 3, pp. 235-242, 2004.
- [34] E. A. Gallardo-Hernandez, and R. Lewis, “Twin disc assessment of wheel/rail adhesion,” *Wear*, vol. 265, no. 9-10, pp. 1309-1316, 2008.
- [35] Y. Zhu, U. Olofsson, and R. Nilsson, “A field test study of leaf contamination on railhead surfaces,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 228, no. 1, pp. 71-84, 2014.
- [36] S. R. Lewis, R. Lewis, G. Evans *et al.*, "Assessment of railway grease performance using a twin-disc tester." pp. 742-749.
- [37] J. Kalousek, and E. Magel, “Modifying and managing friction,” *Railway Track and Structures*, vol. 93, no. 5, pp. 31-X4, 1997.
- [38] U. Olofsson and R. Nilsson, “Surface cracks and wear of rail: a full scale test and laboratory study”, *Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 216 , pp. 249-264, 2002.
- [39] M. Harmon, and R. Lewis, “Review of top of rail friction modifier tribology,” *Tribology - Materials, Surfaces and Interfaces*, vol. 10, no. 3, pp. 150-162, 2016.
- [40] R. Lewis and R.-S. Dwyer-Joyce, “Wear at the wheel/rail interface when sanding is used to increase adhesion”, *Proc. Inst. Mech. Eng. F, J. Rail Rapid Transit*, vol. 220, no.1, pp. 29-41, 2003.
- [41] R. Lewis, R. S. Dwyer-Joyce and J. Lewis, “Disc machine study of contact isolation during railway track sanding”, *Proc. Inst. Mech. Eng. F, J. Rail Rapid Transit*, vol. 217, pp. 11-24, 2003.
- [42] M. R. Khan, and S. M. Dasaka, "Optimization of wheel-rail interface friction using top-of-rail friction modifiers: State of the art," *AIP Conference Proceedings*.
- [43] S. R. Lewis, R. Lewis, J. Cotter *et al.*, “A new method for the assessment of traction enhancers and the generation of organic layers in a twin-disc machine,” *Wear*, vol. 366-367, pp. 258-267, 2016.

- [44] M. Omasta, M. Machatka, D. Smejkal et al., "Influence of sanding parameters on adhesion recovery in contaminated wheel-rail contact," *Wear*, vol. 322-323, pp. 218-225, 2015.
- [45] O. Arias-Cuevas, Z. Li, and R. Lewis, "Investigating the lubricity and electrical insulation caused by sanding in dry wheel-rail contacts," *Tribology Letters*, vol. 37, no. 3, pp. 623-635, 2010.
- [46] O. Arias-Cuevas, Z. Li, and R. Lewis, "A laboratory investigation on the influence of the particle size and slip during sanding on the adhesion and wear in the wheel-rail contact," *Wear*, vol. 271, no. 1-2, pp. 14-24, 2011.
- [47] G. Barna, "Diagnosis of Wheel Slide Protection Systems for rail vehicles," *2012 17th International Conference on Methods & Models in Automation & Robotics (MMAR)*. pp. 331-336.
- [48] T. Stütze, U. Viereck, A. Stribersky et al., "Creepage control for use in wheelslide protection systems," *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*. pp. 597-602, 2006.
- [49] S. I. Nakazawa, and D. Hijikata, "Wheel slide protection system by the use of the tangential force in the macro slip area," *Quarterly Report of RTRI (Railway Technical Research Institute)*, vol. 58, no. 3, pp. 196-203, 2017.
- [50] B. Allotta, E. Meli, A. Ridolfi et al., "Development of an innovative wheel-rail contact model for the analysis of degraded adhesion in railway systems," *Tribology International*, vol. 69, pp. 128-140, 2014.
- [51] P. Voltr, and M. Lata, "Transient wheel-rail adhesion characteristics under the cleaning effect of sliding," *Vehicle System Dynamics*, vol. 53, no. 5, pp. 605-618, 2015.
- [52] N. Bosso, A. Gugliotta, and N. Zampieri, "Strategies to simulate wheel-rail adhesion in degraded conditions using a roller-rig," *Vehicle System Dynamics*, vol. 53, no. 5, pp. 619-634, 2015.
- [53] N. Bosso, A. Gugliotta, and N. Zampieri, "A test rig for multi-wheelset adhesion experiments," *Civil-Comp Proceedings*, vol. 110, 2016.
- [54] N. Bosso, A. Gugliotta, M. Magelli et al., "Experimental Setup of an Innovative Multi-Axle Roller Rig for the Investigation of the Adhesion Recovery Phenomenon," *Experimental Techniques*, 2019.
- [55] A. Jaschinski, "On the application of similarity laws to a scaled railway bogie model," 1991.
- [56] M. Magelli, "Calibrazione sperimentale di un banco prova multiasse per lo studio del fenomeno della riadesione", *Tesi di Laurea Magistrale, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Politecnico di Torino*, 2019.
- [57] N. Bosso, and N. Zampieri, "Real-time implementation of a traction control algorithm on a scaled roller rig," *Vehicle System Dynamics*, vol. 51, no. 4, pp. 517-541, 2013.

Ringraziamenti

Ringrazio, innanzitutto, il Prof. Gugliotta e il Prof. Bosso per avermi dato la possibilità di svolgere un'attività nuova che ha contribuito molto alla mia crescita personale e professionale.

Desidero ringraziare l'Ing. Zampieri per la sua disponibilità ed il suo sostegno didattico, in un periodo caratterizzato da molti ostacoli, ed il Dott. Magelli per la sua collaborazione e la sua amicizia.

Desidero, inoltre, ringraziare anche tutti gli amici e colleghi che con il loro affetto mi hanno sostenuto e permesso di affrontare tutte le sfide di questi anni. Un ringraziamento speciale va al mio coinquilino Pierfrancesco per avermi fatto sentire sempre come a casa.

Desidero ringraziare i miei "fratelli" Davide, Giorgio, Martino, Michele, Roberta e Stefano per essere sempre stati al mio fianco, soprattutto nei momenti di difficoltà.

Infine, un ringraziamento di cuore va ai miei genitori e mio fratello per aver sempre creduto ed investito in me. Senza di voi questo traguardo non sarebbe stato possibile e a voi va tutta la mia gratitudine.