



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale (DIMEAS)

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Calibrazione e prove sperimentali su un banco
di prova Twin-Disc per applicazioni ferroviarie**

Relatore:

Dott. Matteo Magelli

Candidato:

Aldo Ianieri

Matricola s320253

Co-relatore:

Prof. Nicolò Zampieri

Luglio 2025

Indice

Sommario	7
Abstract	8
1 Introduzione	9
1.1 Analisi fase di frenatura	9
1.2 Sistema frenante ferroviario	13
1.2.1 Tipologie di freni	13
1.2.2 Modalità di frenatura	13
1.2.3 Freno a ceppo	14
1.2.4 Timoneria	15
1.2.5 Impianto pneumatico	22
2 Problematiche termiche riscontrate sulla ruota	26
2.1 Calcolo delle temperature prodotte durante la frenatura	28
2.1.1 Effetto del <i>rail chill</i>	29
2.2 Modellazione del contatto ceppo-ruota	30
2.2.1 Scambio termico tra ceppo e ruota	31
2.2.2 Analisi della temperatura locale all'interfaccia ceppo-ruota	32
2.3 Modellazione del contatto ruota-rotaia	35
2.3.1 Modello di contatto termico perfetto tra ruota e rotaia	35
2.3.2 Modello di contatto termico non ideale: introduzione di una conduttanza termica tra ruota e rotaia	37
3 Banchi prova, stato dell'arte	43
3.1 Studi condotti con banchi Pin-on-Disk e Ball-on-Disk	44
3.2 Banchi di prova Roller-Rig in scala reale	46
3.3 Concetto di scalatura	47
3.3.1 Roller-Rig Multisala @PoliTo	53
3.3.2 Roller-Rig commerciale RENK	54
3.4 Banchi di prova Twin-Disc	55
3.4.1 Banco Twin-Disc @BUT	57
4 Banco di prova Twin-Disc @PoliTo	60
4.1 Descrizione del banco	60
4.1.1 Progettazione del banco	61
4.1.2 Parametri di funzionamento e novità progettuali nel banco	65
4.1.3 Scalatura termica	71
4.1.4 Aggiornamento del banco per rispettare la scalatura termica	75
5 Calibrazioni e prove sperimentali	77
5.1 Calibrazione del sistema di applicazione del carico	77
5.2 Calibrazione dell'elettrovalvola pneumatica	86
5.3 Caratterizzazione del cilindro freno	88
5.4 Prove di attrito, misurazione del coefficiente d'attrito e del fattore di usura in massa	90
5.4.1 Metodologie di prova seguite	92
5.4.2 Risultati ottenuti dall'acquisizione	94

5.4.3	Commento alle prove eseguite e calcolo del coefficiente d'attrito	100
5.5	Prove di ripetibilità	104
5.6	Prove termiche preliminari	106
6	Conclusioni e sviluppi futuri	109
	Appendice	110

Elenco delle figure

1.1	Diagramma di corpo libero di un convoglio ferroviario	10
1.2	Diagramma di corpo libero di una ruota del convoglio	11
1.3	Andamento di F_A in funzione di $\dot{s}$	11
1.4	Freno a ceppi ad accostamento rigido	14
1.5	Freno a ceppi ad accostamento libero	15
1.6	Schema funzionale di una timoneria	16
1.7	Timoneria iperstatica[8]	16
1.8	Timoneria isostatica[8]	16
1.9	Viste laterale e superiore di un carro[8]	17
1.10	Timoneria centrale[8]	18
1.11	Schema funzionale della timoneria centrale[9]	19
1.12	Nottolino, manovra carico/vuoto[9]	19
1.13	Timoneria d'asse[9]	20
1.14	Timoneria centrale con dispositivo di pesatura autocontinuo[9]	20
1.15	Timoneria inferiore di un carro con sospensioni a balestre[9]	21
1.16	Impianto pneumatico ad una condotta.[8]	23
1.17	Sezione di un distributore, o valvola tripla[8]	24
2.1	Effetto dell'uso di ceppi in ghisa e in composito su tavole di ruote ferroviarie	27
2.2	Tipologie di realizzazione dei ceppi[16]	28
2.3	Configurazioni tipiche adottate in Europa	28
2.4	Discretizzazione mediante elementi finiti della geometria della ruota, del ceppo e dell'asse ruota	30
2.5	Modellazione del problema di scambio termico tra ruota e ceppo	32
2.6	Schema funzionale utile a comprendere le zone interessate dal q^{cool} durante la rotazione della ruota	33
2.7	Storia termica a cui è sottoposta la ruota durante 1 sua rotazione completa	33
2.8	Modello fisico del contatto ruota-rotaia: a sx il modello di contatto termico perfetto, a dx il modello con resistenza termica tra i corpi	35
2.9	Area di contatto ellittica, secondo teoria di Hertz	36
2.10	Adattamento del modello termico ideale utilizzando una conduttanza tra ruota e rotaia	37
2.11	Andamenti della temperatura durante il contatto ruota rotaia	39
2.12	Andamenti del flusso termico scambiato	39
2.13	Effetto del rail chill	40
2.14	Andamento della temperatura della tavola della ruota a seguito di 3 rivoluzioni durante operazioni di frenatura, supposto il contatto termico ideale tra ruota e rotaia	41
3.1	Schema funzionale di un tribometro <i>pin-on-disk</i> [34]	44
3.2	Schema funzionale di un tribometro <i>ball-on-disk</i> [35]	44
3.3	Schema di un banco Roller-Rig in scala reale, con vista globale e laterale(sezione A).[43]	46
3.4	Banco di prova multisala presso i laboratori del Politecnico di Torino[50]	53
3.5	Disposizione delle ruote attorno al rullo[50]	54
3.6	Banco di prova commerciale RENK[51]	54
3.7	Schema concettuale del contatto tra cilindri	56
3.8	Banco di prova Optimol[52]	56
3.9	Schema funzionale del banco[53]	57

3.10	Vista frontale e sezione del banco. Schema a parametri concentrati del modello dinamico[54]	58
3.11	Banco prova realizzato[54]	59
3.12	Schematizzazione in parametri concentrati della dinamica del banco di prova[54]	59
4.1	Vista assonometrica anteriore del modello 3D del banco	60
4.2	Vista assonometrica posteriore del modello 3D del banco	60
4.3	Albero di calettamento dei due rulli	62
4.4	Boccola di supporto all'albero	62
4.5	Supporto di fissaggio per la boccola	62
4.6	Rullo e ruota montate tramite la boccola sui rispettivi supporti	63
4.7	Banco prova assemblato presso i laboratori di meccanica ferroviaria del Politecnico di Torino	64
4.8	Accoppiamento tra i profili di ruota e rotaia[2]	65
4.9	Fotografia realizzata sul banco, accoppiamento tra ruota e rullo	66
4.10	Curvature longitudinali	67
4.11	Curvature laterali	67
4.12	Particolare del potenziometro montato lateralmente al banco	68
4.13	Cilindro freno pneumatico, portaceppo e ceppo montati in posizione sul banco	69
4.14	Confronto del campo termico tra scala reale e ridotta per ruota e ceppo.	74
4.15	Andamento del coefficiente convettivo per il sistema reale e per quello in scala.[56]	75
4.16	Viste laterali e superiore dell'ugello stampato in 3D	76
5.1	Particolare della molla compressa a seguito di applicazione del carico	77
5.2	Blocchetti supporto per cella di carico	78
5.3	Configurazione che vede i due blocchetti contrapposti in posizione su rullo e ruota, separati dalla cella di carico	78
5.4	Fase 3. della procedura di settaggio della cella di carico	80
5.5	Lettura tramite calibro della distanza delle due piastre superiori	81
5.6	Curve di taratura del banco di prova Twin-Disc	82
5.7	Zoom in corrispondenza di un carico applicato pari a 240 kg	83
5.8	Valori di forza misurati nella terza prova riferiti alla curva di fit ricavata sulle precedenti due prove	84
5.9	Zoom in corrispondenza di una forza misurata pari a 160 kg	84
5.10	Elettrovalvola SMC ITV0050-3BS	86
5.11	Caratteristica di input dell'elettrovalvola	87
5.12	Caratteristica di output dell'elettrovalvola	87
5.13	Configurazione assunta durante la caratterizzazione del cilindro freno	88
5.14	Curva di funzionamento realizzata attraverso la caratterizzazione del cilindro freno	89
5.15	Configurazione utilizzata durante le prove di attrito	90
5.16	Vista posteriore del banco durante le prove di usura	91
5.17	Tubo Vortex utilizzato per il raffreddamento di ceppo e ruota	92
5.18	Plot 3D, coef. d'attrito in funzione di velocità veicolo e pressione di contatto tra ceppo e ruota, ceppo in ghisa	100
5.19	Plot 3D, coef. d'attrito in funzione di velocità veicolo e pressione di contatto tra ceppo e ruota, ceppo in composito	101
5.20	Confronto tra i coefficienti di usura volumetrica per i due materiali.	103
5.21	Prove di frenatura ripetute su ceppo "sinistro"	104
5.22	Prove di frenatura ripetute su ceppo "destro"	104
5.23	Ceppi e ruota verniciati per ottenere un'emissività nota alla termocamera	106
5.24	Termocamera montata in posizione	106

5.25 Modellazione FE della ruota su ANSYS	107
5.26 Modellazione FE del ceppo su ANSYS	107
5.27 Snapshot catturato durante la prima prova termica	108

Elenco delle tabelle

3.1	Fattori di scalatura secondo le metodologie riportate[48]	52
4.1	Fattori di scalatura utilizzati sul banco Twin-Disc[2]	61
4.2	Tabella dei raggi di curvatura di ruota e rullo	66
4.3	Parametri di funzionamento richiesti al motore[2]	70
4.4	Confronto tra i metodi di scalatura riportati(Scalatura di Pascal vs Nuovo modello di scalatura)[56]	73
5.1	Regressione lineare interpolante i dati sperimentali, calcolanda usando le (5.1) e (5.2)	85
5.2	Corrispondenza tra carico applicato al banco e carico asse di riferimento in condizioni reali	85
5.3	Rilevazioni di pressione e forza premente durante tre prove effettuate con il cilindro pneumatico.	89
5.4	Sequenza delle prove sperimentali eseguite	93
5.5	Densità dei materiali del ceppo	102
5.6	Massa persa, energia dissipata e grado di usura in volume per il ceppo in ghisa	102
5.7	Massa persa, energia dissipata e grado di usura in volume per il ceppo in composito	103
5.8	Parametri delle 2 prove termiche eseguite	106
A.1	Parametri di riferimento del banco prova	110
A.2	Grandezze di interesse in funzione della pressione di contatto	110
A.3	Corrispondenze tra la velocità del veicolo e i regimi degli assi	111
A.4	Corrispondenze tra carico per asse e forza di contatto	112

Sommario

Investigare il comportamento degli organi frenanti in ambito ferroviario ricopre da due secoli un'importanza fondamentale in termini di sicurezza, di affidabilità e oggi più che mai anche in materia di eco-sostenibilità. Per queste ragioni, nel corso dei decenni una quantità innumerevole di studiosi e tecnici si è dedicata allo studio e alla ricerca di soluzioni tecnologicamente all'avanguardia. Le necessità collegate all'importanza della materia hanno contribuito ad accelerare l'innovazione tecnologica e ad accrescere la conoscenza in tutti i campi della Meccanica. Inoltre, nel corso degli anni, ha preso sempre più consistenza l'idea di realizzare delle prove in ambiente controllato su banchi prova in scala.

In particolare, in questo lavoro di tesi si andranno a confrontare le proprietà tribologiche di ceppi ferroviari realizzati in ghisa e in materiale composito. Le prove verranno effettuate su un nuovo banco di prova Twin-Disc progettato e assemblato presso i laboratori di Meccanica Ferroviaria del Politecnico di Torino.

La scelta di effettuare prove in scala ridotta consente una sensibile riduzione delle tempistiche e dei costi rispetto alle normali prove svolte sull'infrastruttura reale. Un altro vantaggio di effettuare prove in laboratorio è quello di poter adattare le esigenze sperimentali modificando i parametri dinamici del banco.

Attraverso la trattazione del sistema frenante usualmente installato su treni merci e con il supporto delle metodologie teoriche di scambio termico nel contatto ceppo-ruota e ruota-rotaia, saranno analizzate diverse soluzioni sperimentali progettate per lo studio dei fenomeni termici e di attrito. Verranno quindi svolte sul nuovo banco prova inizialmente dei test di calibrazione dello stesso seguiti da prove di attrito condotte in condizioni di frenata su ceppi in ghisa e composito in cui verrà misurato il coefficiente d'attrito tra ceppo e ruota per diverse condizioni di carico-asse e pressione frenante, così da porre i risultati a confronto sul piano dell'usura e della capacità frenante.

Abstract

Investigating the behavior of braking components in the railway sector has been of fundamental importance for two centuries in terms of safety, reliability, and —now more than ever— environmental sustainability. For these reasons, over the decades, countless researchers and engineers have dedicated themselves to the study and development of technologically advanced solutions. The critical nature of this field has driven technological innovation and expanded knowledge across all branches of mechanical engineering. Moreover, the idea of conducting tests in controlled environments using scaled test rigs has gained increasing importance over the years.

In particular, this thesis will compare the tribological properties of railway brake blocks made of cast iron and composite material. The tests will be carried out on a new Twin-Disc test rig, designed and assembled at the Railway Mechanics Laboratories of the Politecnico di Torino.

The choice to perform scaled-down tests allows for a significant reduction in time and costs compared to standard tests conducted on actual infrastructure. Another advantage of laboratory testing is the ability to tailor experimental conditions by adjusting the dynamic parameters of the test bench.

Through the analysis of the braking system commonly installed on freight trains and with the support of theoretical methodologies of heat transfer in the brake shoe–wheel and wheel–rail contact, various experimental solutions designed for the study of thermal and friction phenomena will be examined. Tests will first be conducted on the new test bench for its calibration, followed by friction tests carried out under braking conditions using both cast iron and composite brake shoes. During these tests, the coefficient of friction between the brake shoe and the wheel will be measured under different axle load and braking pressure conditions, in order to compare the results in terms of wear and braking performance.

1 Introduzione

In questo lavoro di tesi si ha come obiettivo la realizzazione di alcune prove sperimentali su un innovativo banco di prova *Twin-Disc*[1] in scala 1:5 ideato e progettato dal gruppo di ricerca di "Progettazione e sperimentazione di sistemi e veicoli ferroviari ed industriali e microsistemi" guidato dai Prof. Zampieri e Bosso, presso i laboratori del Politecnico di Torino.

Attraverso questo banco si effettueranno delle analisi finalizzate allo studio del comportamento termico della ruota e all'usura della stessa durante delle prove di *drag braking*, ovvero frenatura in discesa con mantenimento costante della velocità di avanzamento del convoglio ferroviario.

Si tratta di un banco innovativo in grado di fornire risultati fisici pienamente riferibili alla casistica reale, con il vantaggio di poter eseguire molteplici test in ambiente controllato, quali quelle di un laboratorio, adattando i parametri di prova alle esigenze sperimentali; è evidente il guadagno in termini di tempo e di costi rispetto alle usuali prove svolte in scala reale. Avverrà in seguito la descrizione approfondita delle scelte progettuali effettuate sul banco e verranno riportati i modelli matematici utilizzati per effettuare un'adeguata scalatura delle dimensioni di progetto rispetto al modello reale di contatto ruota-rotaia.

Prima di entrare nello specifico del sistema sperimentale appena introdotto, si farà una descrizione generale di cosa si intende per frenatura ferroviaria, sia relativamente allo scambio di forze che si verifica tra dispositivo frenante (ceppo, nel caso di veicoli merci) e ruota, sia in termini di sistema di azionamento della frenata stessa. Si farà riferimento ad un veicolo adibito al trasporto merci, e non ad un veicolo passeggeri, in quanto le condizioni di funzionamento della ruota nel primo caso sono le più critiche dal punto di vista meccanico.[2]

In questo capitolo introduttivo verrà descritto nel dettaglio il sistema frenante a ceppi tipico di un convoglio ferroviario ad uso di trasporto merci. Si andrà quindi ad approfondire la meccanica della frenatura connessa al sistema frenante, e la sua relativa alimentazione pneumatica, descrivendo così il tipico sistema frenante utilizzato sui veicoli ferroviari. Terminate queste descrizioni, si riporteranno le prove sperimentali realizzate sul banco, finalizzate alla calibrazione dei sistemi di attuazione del carico, arrivando alle prove di usura condotte su due ceppi differenti (uno in ghisa e l'altro in composito) per investigarne il coefficiente d'attrito in fase di frenata.

1.1 Analisi fase di frenatura

L'obiettivo del sistema frenante di un veicolo consiste nel controllare la velocità durante la marcia, arrestare il convoglio e mantenerlo fermo in sicurezza sia in condizioni di guida che, eventualmente, in situazioni di emergenza. Partendo dall'analisi della frenatura di un convoglio[3], si riporta in *Figura 1.1* lo schema di un diagramma di corpo libero di un ipotetico vagone del convoglio.

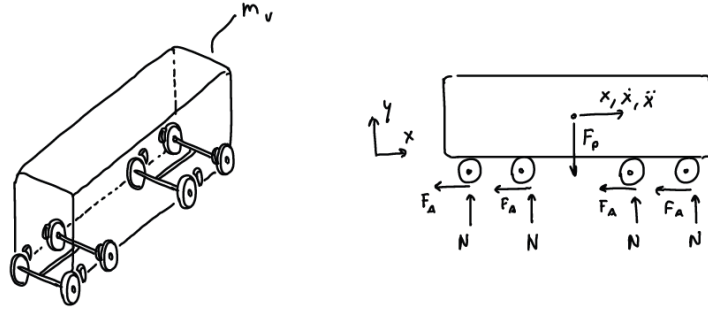


Figura 1.1: Diagramma di corpo libero di un convoglio ferroviario

Nello schema viene indicata con N la forza normale della reazione vincolare a terra, con F_a la forza d'attrito tra ruota e rotaia, con F_p la forza peso agente sulle ruote, con $\ddot{x}$ l'accelerazione del veicolo e con m_v la massa totale dello stesso. Per semplificare il modello fisico vengono effettuate le seguenti ipotesi, andando a supporre che:

- il moto avvenga su un piano orizzontale;
- il peso del vagone sia distribuito in egual misura su ogni ruota;
- il numero delle ruote n_r per veicolo sia pari ad 8 (corrispondente a 2 carrelli equipaggiati ciascuno con 4 ruote).

Grazie allo schema riportato in *Figura 1.1* è possibile scrivere le due equazioni di equilibrio alla traslazione, una lungo l'asse x e una lungo l'asse y :

$$\begin{cases} m_v \ddot{x} = -n_r F_a \\ F_p = n_r N \end{cases} \quad (1.1)$$

A questo punto, per calcolare la forza d'attrito F_a , è necessario realizzare il diagramma di corpo libero di una delle ruote del carrello e da questo ricavare l'equazione di equilibrio alla rotazione della ruota. Ciò permette di calcolare il valore della forza frenante sulla ruota applicata dal cilindro freno tramite timoniera e ceppo. In *Figura 1.2* è mostrato quanto appena citato, dove:

- $Q = iF_{CF}$, forza agente sul ceppo
- F_{CF} , forza esercitata dal cilindro freno
- i , rapporto di timoneria
- $F = \mu Q$, forza frenante
- μ , coefficiente di attrito ruota-ceppo
- N , normale della reazione vincolare
- $F_A \leq F_{A,max} = fN$, rapporto di timoneria
- f , coefficiente di attrito ruota-rotaia
- S , punto di contatto ruota-rotaia

- R_r , raggio della ruota
- $I = \frac{1}{2}m_r R_r^2$, momento d'inerzia della ruota
- m_r , massa della ruota
- $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$, posizione, velocità e accelerazione angolare della ruota

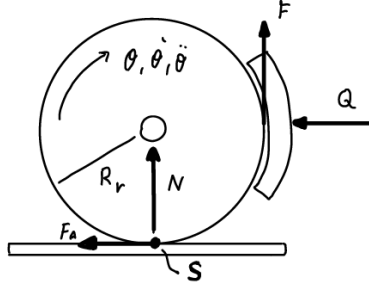


Figura 1.2: Diagramma di corpo libero di una ruota del convoglio

Scrivendo l'equazione di equilibrio attorno al mozzo ruota, si ottiene:

$$I\ddot{\theta} + FR_r - F_A R_r = 0 \quad (1.2)$$

dalla quale bisogna ora ricavare il valore della forza di attrito F_A . Si valuta quindi l'aderenza attraverso un modello di attrito con scorrimento, ovvero si ammette che, in ogni caso, la velocità relativa del punto di contatto S tra ruota e rotaia sia non nulla e valga:

$$\dot{s} = \dot{x} - R_r \dot{\theta} \neq 0 \quad (1.3)$$

dove $\dot{s}$ è detta *scorrimento*. Nello specifico, l'andamento della forza di attrito F_A in funzione dello scorrimento $\dot{s}$ viene riportato in *Figura 1.3*.

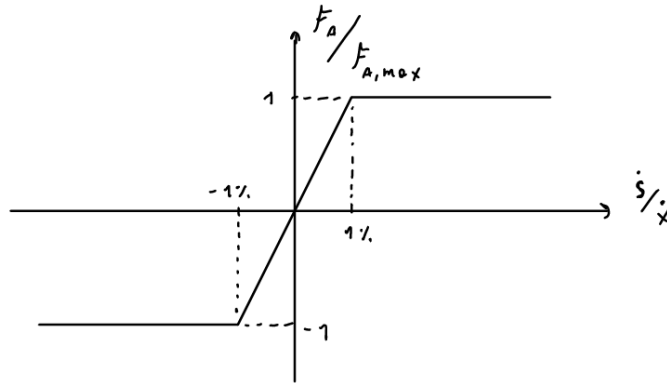


Figura 1.3: Andamento di F_A in funzione di $\dot{s}$

Il massimo valore di forza d'attrito, $F_{A,max}$, inoltre, risulta essere funzione della velocità del veicolo:

$$F_{A,max} = f(\dot{x})N \quad (1.4)$$

dove il valore di $f(\dot{x})$ si ottiene dalla versione empirica della legge di Müller:

$$f(\dot{x}) = \frac{k}{(1 + 0.011\dot{x})} \quad (1.5)$$

dove indichiamo con $\dot{x}$ la velocità del veicolo in km/h e con k il coefficiente di attrito a velocità nulla ($k = 0.33$ in presenza di rotaia asciutta, $k = 0.25$ in condizioni di rotaia umida).

Tornando all'equazione (1.2), occorre ora calcolare il valore del coefficiente d'attrito ruota-ceppe μ e il valore della forza agente sul ceppo Q .

Per il primo, si può utilizzare la formula di Karwatzki valida per ceppi in ghisa(P10), di seguito riportata:

$$\mu(\dot{x}, Q) = 0.6 \frac{\frac{16}{g}Q + 100}{\frac{80}{g}Q + 100} \cdot \frac{\dot{x} + 100}{5\dot{x} + 100} \quad (1.6)$$

indicando con:

- $\dot{x}$, la velocità del veicolo in km/h
- Q , la forza frenante applicata sul ceppo in kN
- g , l'accelerazione di gravità in m/s^2

mentre per il calcolo di Q bisogna conoscere il rapporto di trasmissione della timoniera i nonché la forza esercitata dal cilindro freno F_{CF} :

$$F_{CF} = (p_1 - p_2)\pi \frac{D_{CF}^2}{4} \quad (1.7)$$

dove si indica con:

- p_1 , pressione nella camera anteriore del cilindro
- p_2 , pressione nella camera posteriore del cilindro
- D_{CF} , diametro interno del cilindro freno

Per quanto riguarda invece il calcolo del coefficiente d'attrito ceppo-ruota per ceppi in composito di tipo LL si può fare riferimento agli studi portati avanti da Cantone e Ottati[4], i quali hanno realizzato un fitting polinomiale attraverso due metodi sperimentali. Per due condizioni di carico (2.5 e 11.25 tonnellate ruota) sono state eseguite prove di frenata in condizione di *stop braking* alle velocità di 30, 60, 100 e 120 km/h. Per la condizione di 2.5 ton sono state applicate forze frenanti di 12, 16 e 20 kN, mentre per il carico di 11.25 ton sono state applicate forze pari a 20, 60 e 100 kN. Sono stati utilizzati due metodi di fitting: nel primo, per ogni condizione di carico è stata trovata una sola equazione interpolante il comportamento del coefficiente d'attrito in funzione della velocità imposta; nel secondo invece, viene utilizzata una legge polinomiale unita in continuità con due tratti (iniziale e finale in cui si hanno le velocità nulla e massima). Si rimanda a [4] per i coefficienti utilizzati per il fit polinomiale.

1.2 Sistema frenante ferroviario

In questa sezione si descriveranno le caratteristiche funzionali e tecnologiche proprie di un sistema frenante tipico per treni merci. Oltre alle funzioni di controllo di velocità e di mantenimento in condizioni di stazionamento, il sistema frenante ferroviario deve inoltre rispondere a delle particolari condizioni operative. Si riportano in merito i requisiti di un freno ferroviario secondo le prescrizioni UIC[5, 6]:

- Automatico: deve essere garantito il suo funzionamento anche in caso di avaria o malfunzionamento della *condotta generale*.
- Continuo: l'azione frenante deve essere garantita su tutti i veicoli del convoglio, consentendo la possibilità di azionamento da ogni veicolo in situazioni di emergenza.
- Inesauribile: conclusa una frenatura, deve essere sempre possibile effettuare l'arresto del veicolo in seguito a ripetuti cicli di frenature e sfrenature.
- Moderabile: deve essere possibile regolare in modo continuo l'intensità di frenatura e sfrenatura, tramite l'impiego di valvole proporzionali.

1.2.1 Tipologie di freni

È possibile suddividere i sistemi di frenatura ferroviari in due macro-gruppi, in base alla modalità con cui viene applicata l'azione frenante: quelli in cui l'azione frenante è applicata direttamente sulla ruota tramite degli elementi d'attrito(freni a ceppi nel caso di treni merci) e quelli in cui l'azione frenante viene applicata alla rotaia trasmettendo forze in grado di opporsi al moto(freni elettromagnetici). Volendo poi elencare le tipologie di impianti installabili sui convogli, esistono:

- Freno pneumatico: la forza frenante è ottenuta mediante un attuatore pneumatico che utilizza aria in pressione; il controllo è di tipo meccanico;
- Freno elettropneumatico: come il freno pneumatico, ma il controllo avviene grazie a valvole elettropneumatiche;
- Freno elettroidraulico: l'attuazione avviene utilizzando fluidi idraulici (acqua o olio) controllati da sistemi elettronici;
- Freno elettromagnetico: l'azione frenante si realizza tramite interazioni di natura elettromagnetica; l'azionamento degli organi frenanti è affidati a valvole elettropneumatiche;
- Freno rigenerativo: sfruttano la capacità dei motori elettrici, che movimentano le ruote, di funzionare come generatori di corrente elettrica nelle fasi in cui non è richiesta trazione

In ogni caso, i sistemi di attuazione e di controllo della frenatura avvengono in maniere disperate.

1.2.2 Modalità di frenatura

Ultimando questa sezione descrittiva sui requisiti e sulle tipologie di attuazione, è possibile effettuare una descrizione sui vari tipi di frenatura eseguibili in condizioni di guida:

- Frenatura di servizio: utilizzata normalmente durante la marcia per regolare la velocità del treno o arrestare il veicolo. Può essere pneumatica o elettrodinamica(rigenerativa).

- Frenatura di emergenza: viene utilizzata tutta la capacità frenante di cui il treno è dotato per arrestare il convoglio nel minore tempo possibile, senza arrivare mai al bloccaggio delle ruote. Deve essere garantita un grado di prestazione elevato e una certa affidabilità del sistema. L'attivazione avviene automaticamente per mezzo del sistema di sorveglianza del treno in caso di malfunzionamento del freno di servizio.
- Frenatura di sicurezza: si attiva in caso di malfunzionamento della frenatura di servizio e di emergenza. È necessario un elevato livello di affidabilità, di solito ha attuazione pneumatica. L'azionamento viene effettuato dal macchinista o dai passeggeri a bordo e deve essere garantito l'arresto del veicolo nel minor tempo possibile.
- Frenatura di mantenimento e di parcheggio: viene utilizzato per garantire l'immobilità dei rotabili durante il loro stazionamento.

1.2.3 Freno a ceppo

Si vuole adesso fornire una descrizione generale del funzionamento del freno a ceppi, e successivamente una panoramica sulle configurazioni possibili in ambito ferroviario. Di norma i freni a ceppi trovano applicazione in ambito veicolare, automotive e ferroviario, ma vengono utilizzati anche in macchine da sollevamento. Gli elementi in grado di trasferire l'azione frenante sono detti ceppi, o anche chiamati ganasce, e possono trovare alloggiamento all'interno (automotive) o all'esterno dell'elemento cilindrico da frenare.

Dal punto di vista costruttivo possono essere di due tipi: ad accostamento fisso o libero, a seconda dei gradi di libertà di cui dispongono i ceppi.[7]

Freno a ceppi ad accostamento fisso

Nell'immagine riportata in *Figura 1.4* il ceppo è solidale con l'asta incernierata in A, e ha come unico grado di libertà la rotazione attorno alla cerniera A. Il contatto tra il ceppo e la ruota si considera avvenire nel punto medio E, nel quale idealmente si ipotizza applicata la risultante delle forze scambiate durante la frenata.

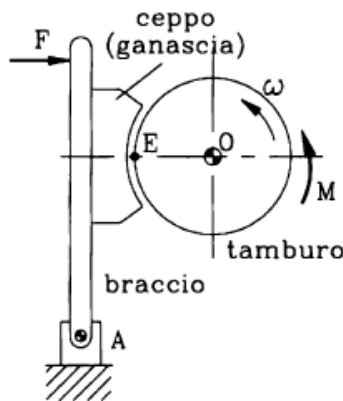


Figura 1.4: Freno a ceppi ad accostamento rigido

Freno a ceppi ad accostamento libero Nell'altra configurazione citata, visibile in *Figura 1.5* si vede come tra il ceppo e l'asta vi sia una coppia cinematica di tipo rotoidale, posta in B, in grado di svincolare il moto dell'uno rispetto all'altro; risulta che il moto del ceppo sia dato dalla somma di una rotazione intorno ad A e una rotazione attorno a B, garantendo così due gradi di libertà.

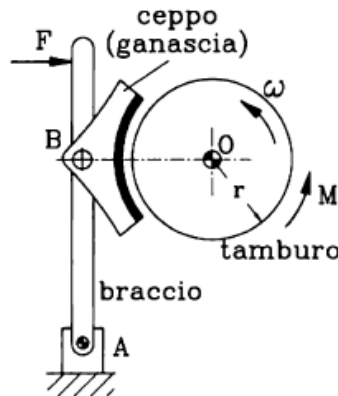


Figura 1.5: Freno a ceppi ad accostamento libero

In questa seconda configurazione cade la semplificazione citata nel caso precedente secondo la quale la risultante delle forze scambiate si trova nella mezzeria del ceppo. In questo caso, per ricavare la retta dei contatti lungo cui avviene lo scambio di forze, occorre far riferimento al metodo del cerchio d'attrito, nel quale si considera il ceppo come boccia e la ruota come perno[7].

In ambito ferroviario, l'uso del freno a ceppi garantisce una soluzione semplice e affidabile, oltre che permette la ritornitura del cerchione riducendo il problema della poligonizzazione delle ruote; dall'altro lato però non può essere utilizzato per velocità superiori ai 120 km/h in quanto possiede una limitata capacità frenante. Di fatto, esistono soluzioni che permettono l'integrazione tra più sistemi frenanti(ad esempio usando anche freni a dischi)

1.2.4 Timoneria

Dopo aver descritto le modalità e le tipologie di frenatura ferroviaria, si vuole ora descrivere il sistema di trasmissione della forza frenante, chiamato *timoneria*. Si tratta di un meccanismo composto da leve e giunti, che mettendo in comunicazione i ceppi con il cilindro freno, garantiscono che la frenata venga ripartita in maniera omogenea tra tutte le ruote dello stesso asse o dello stesso carrello. Nella *Figura 1.6* è possibile vedere un esempio di timoneria ferroviaria. Il sistema di leve può essere differente a seconda del numero dei cilindri freno presenti (uno per carro, uno per carrello, uno per sala). Nelle timoniere generalmente sono presenti dei meccanismi che permettono il recupero del gioco e l'adattamento della forza frenante in funzione della condizione di carico del veicolo (vuoto o carico). È inoltre importante garantire una certa amplificazione o riduzione della forza agente sul ceppo a parità di azionamento determinato dal cilindro freno, per rispettare i vincoli in termini di forza massima esercitabile sul ceppo e prevenire il pattinamento della ruota. A seconda quindi che il veicolo sia carico o vuoto, la forza esercitabile sulla ruota dal ceppo è maggiore o minore a seguito dell'aumento dell'aderenza tra ruota e rotaia.

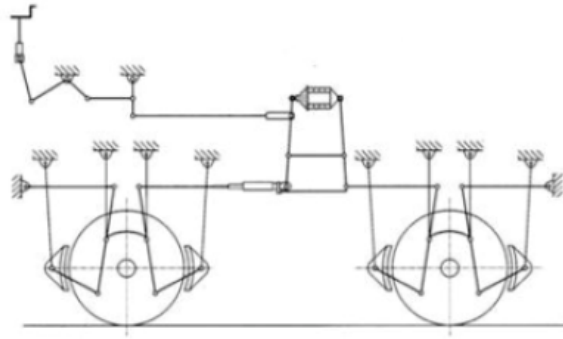


Figura 1.6: Schema funzionale di una timoneria

Possono esistere inoltre due tipi di meccanismi (timoneria iperstatica e isostatica), in funzione del numero di gradi di libertà di cui godono, come si vede nelle *Figure 1.7 e 1.8*.

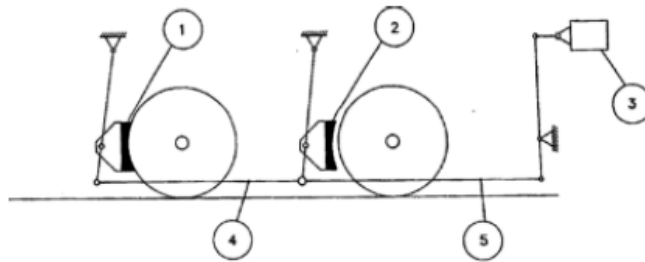


Figura 1.7: Timoneria iperstatica[8]

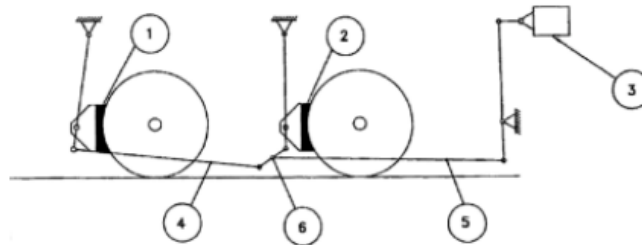


Figura 1.8: Timoneria isostatica[8]

Dove si indica con:

- | | |
|-------------------|---------------|
| 1. Ceppo freno | 4. Tirante |
| 2. Ceppo freno | 5. Tirante |
| 3. Cilindro freno | 6. Bilanciere |

Tra le due si preferisce la soluzione isostatica in quanto con questa è possibile recuperare le eventuali diverse usure sui ceppi ed uniformare così la frenata sui diversi assi; la soluzione iperstatica provocherebbe la frenatura solo su quegli assi che per primi vedono accostare i ceppi, lasciando gli altri sfrenati. Questo causerebbe una disomogeneità nell'usura dei ceppi e nella frenatura del veicolo, nonché una compromissione della sicurezza generale del convoglio.

Si riportano ora in *Figura 1.9* le viste laterale e superiore di una possibile applicazione della timoneria declinata per treni merci.

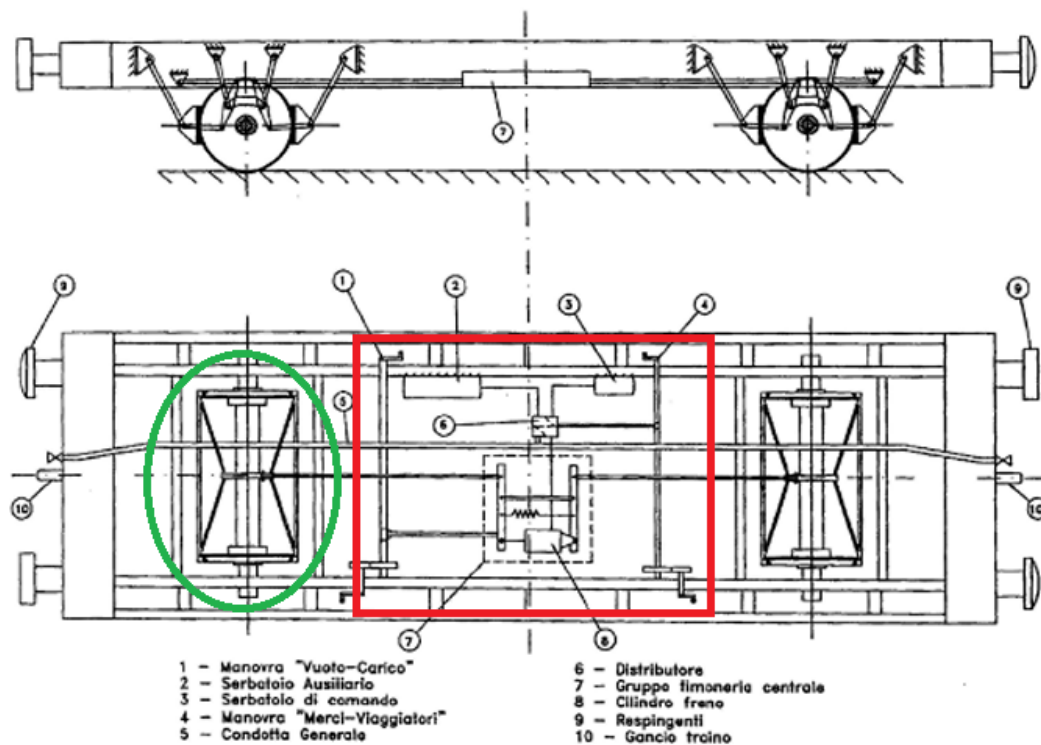


Figura 1.9: Viste laterale e superiore di un carro[8]

Sono state evidenziate la timoneria d'asse, cerchiata in verde, e la timoneria centrale, riquadrata in rosso, della quale si riporta di seguito, in *Figura 1.10*, uno schema realizzativo tipico nel quale è presente anche il sistema di manovra carico/vuoto, oltre che i sistemi automatici di ripresa del gioco. In particolare, il nottolino (6) permette di scegliere quale tirante attivare, andando così a variare il valore dello sforzo agente sul tirante T' , descritto in seguito.

A seguire, in *Figura 1.11*, uno schema funzionale della timoneria centrale dal quale si ricaveranno le equazioni utili alla definizione delle spinte prodotte dai leveraggi.

In *Figura 1.11* è possibile inoltre analizzare tutti i componenti della timoneria centrale. Il cilindro freno viene collegato al carro andando a fissare i relativi perno e stelo a due leve, indi-

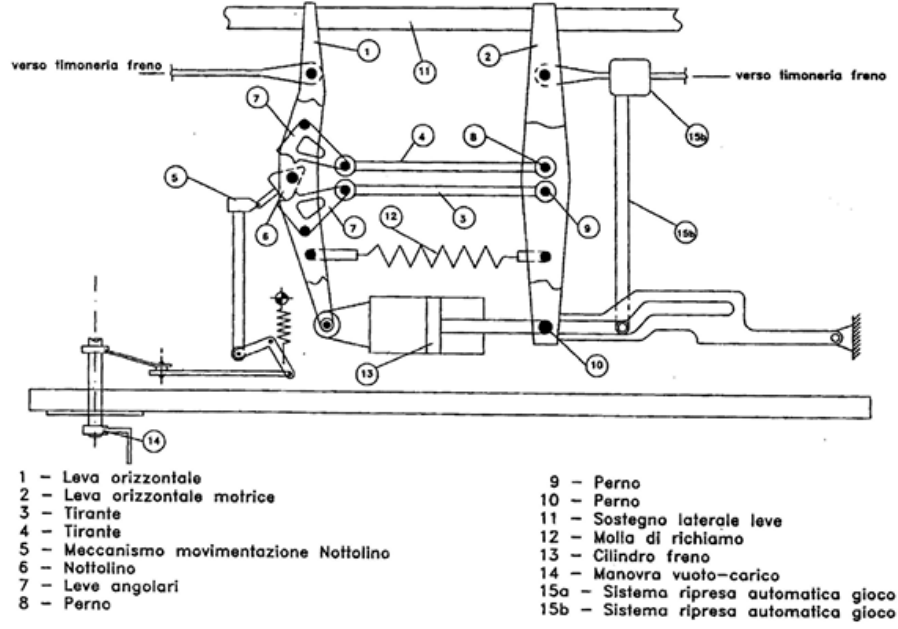


Figura 1.10: Timoneria centrale[8]

cate con il nome di *leva sx* e *leva dx*. Queste ultime sono interconnesse mediante due tiranti, posti a distanza a e a' dal punto di applicazione della forza del cilindro F_C , che permettono il trasferimento degli sforzi T e T'' alla timoneria d'asse.

Dei due tiranti, solo uno risulta attivo; volendo considerare attivo il tirante inferiore è possibile scrivere la seguente equazione valida per l'equilibrio alla *leva sx*:

$$T \cdot b = F_C \cdot a \longrightarrow T = F_C \cdot \frac{a}{b} \quad (1.8)$$

con T corrispondente alla forza diretta verso il gruppo freno sinistro.

Scrivendo ora l'equilibrio alla traslazione orizzontale della leva *sx*, si ottiene il valore di T' , sforzo agente sul tirante:

$$T' = F_C + T = F_C \left(1 + \frac{a}{b} \right) = F_C \left(\frac{a+b}{b} \right) \quad (1.9)$$

Procedendo con l'equilibrio alla rotazione al perno superiore della leva *dx*, si ottiene:

$$T' \cdot a = T'' \cdot (a+b) \quad (1.10)$$

Da cui:

$$T'' = T' \cdot \frac{a}{a+b} = F_C \cdot \left(\frac{a+b}{b} \right) \cdot \frac{a}{a+b} = F_C \cdot \frac{a}{b} \quad (1.11)$$

Così, in definitiva:

$$T = T'' = F_C \cdot \frac{a}{b} \quad (1.12)$$

Se invece si vuole attivare il tirante superiore, si otterrebbe:

$$T = T'' = F_C \cdot \frac{a'}{b'} \quad (1.13)$$

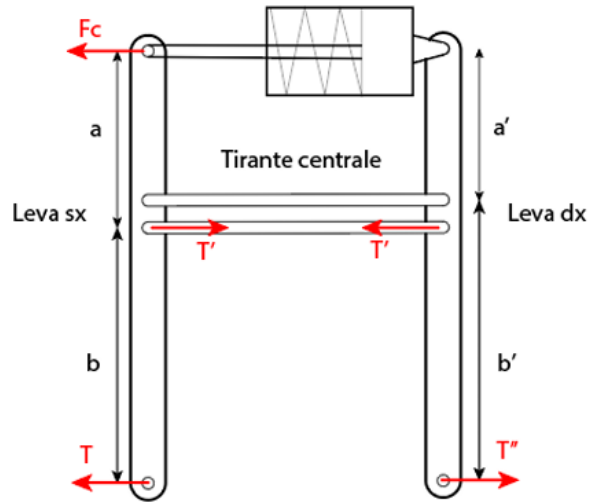


Figura 1.11: Schema funzionale della timoneria centrale[9]

Dove:

$$a > a' \quad \& \quad b < b' \quad \longrightarrow \quad \frac{a'}{b'} < \frac{a}{b} \quad (1.14)$$

Così facendo si riduce lo sforzo frenante, che si usa a tara, nel caso in cui la leva superiore corrisponda al "peso di conversione", opportunamente scelto.

La scelta di attivare uno o l'altro tirante viene deputata alla manovra carico/vuoto, già citata in precedenza. Grazie a una leva, il macchinista può selezionare una delle due configurazioni (a seconda che il treno viaggi carico o vuoto) permettendo così di ottenere una frenata adattata al carico da frenare. La leva agisce su un nottolino, di cui in *Figura 1.12*, con il quale si fissa un tirante liberando l'altro.

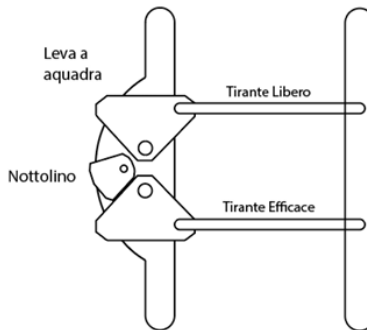


Figura 1.12: Nottolino, manovra carico/vuoto[9]

Per trasferire le forze T e T'' dai tiranti della timoneria centrale ai ceppi, bisogna passare per la timoneria d'asse, della quale si riporta in *Figura 1.13* uno schema funzionale. Questa fornisce un rapporto di moltiplicazione c/d che è funzione della lunghezza dei bracci delle leve.

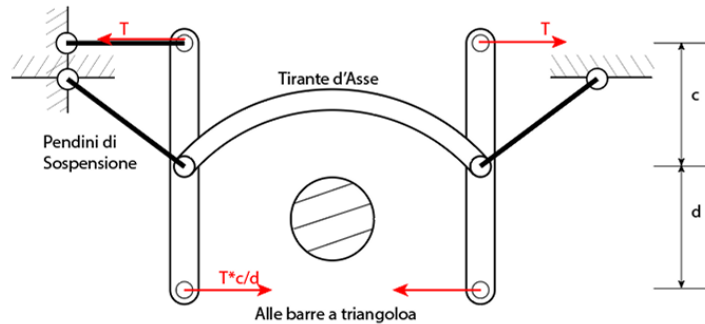


Figura 1.13: Timoneria d'asse[9]

Questo sistema, come si può intuire, non è ottimale in quanto consente di lavorare soltanto tra due configurazioni, senza la possibilità di un adattamento "puntuale" al carico effettivamente gravante sulle ruote.

Per questo motivo sono stati sviluppati dei sistemi automatici di pesatura, in grado di ottenere una variazione continua dello sforzo frenante. In *Figura 1.14* si riporta uno schema grafico del sistema in questione. L'adattamento in frenatura si ottiene mediante la variazione della posizione della slitta S collegata alle sospensioni del veicolo; a seconda del carico si modifica in maniera continua la posizione del fulcro della leva L andando così a modificare il rapporto a/b delle lunghezze tra i bracci.

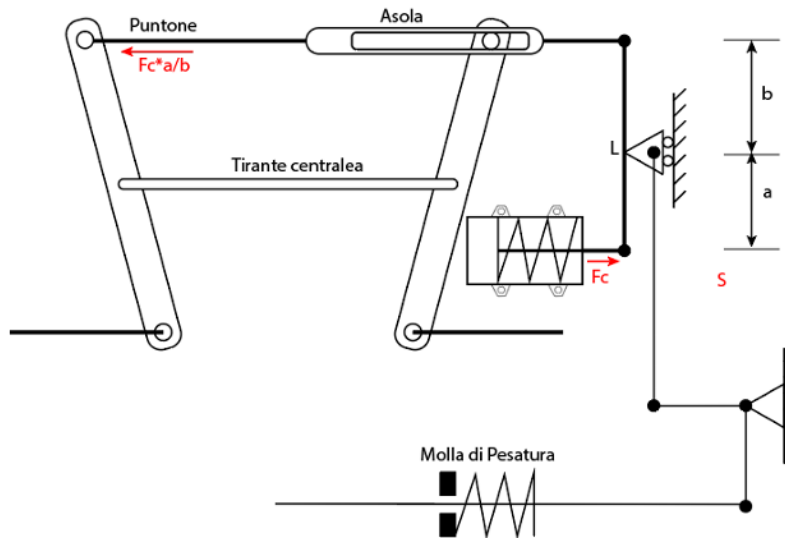


Figura 1.14: Timoneria centrale con dispositivo di pesatura autocontinuo[9]

Il rilevamento del carico del veicolo gravante sulle sospensioni è affidato alla timoneria inferiore che provvede a ripartire il carico in caso di squilibri. Si riporta in *Figura 1.15* lo schema funzionale di una timoneria inferiore di un carro equipaggiato con sospensioni a balestra, connesse al telaio tramite pendini.

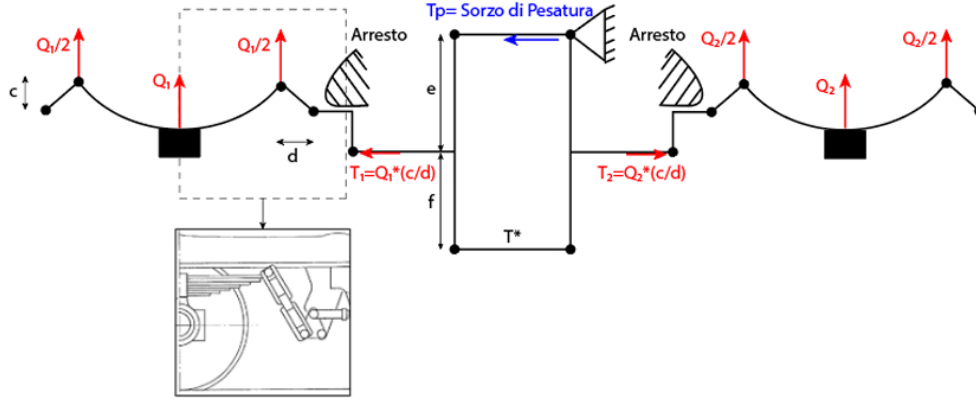


Figura 1.15: Timoneria inferiore di un carro con sospensioni a balestre[9]

Guardando ora la balestra di sinistra, si vede come il pendino a cui è collegata sia a sua volta connesso ad una leva a squadra e ad un tirante sottoposto allo sforzo T_1 . Volendo scrivere l'equazione di equilibrio della balestra, si ottiene:

$$T_1 = \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{c}{d} \quad (1.15)$$

a patto che la leva a squadra non vada a contatto con l'arresto. Volendo ricavare il carico di equilibrio della balestra di destra, si ottiene analogamente:

$$T_2 = \frac{Q_2}{2} \cdot \frac{c}{d} \quad (1.16)$$

I due tiranti sottoposti a T_1 e T_2 sono a loro volta collegati ad un quadrilatero articolato vincolato nel vertice superiore e sottoposto allo sforzo di pesatura T_P , considerato come una reazione vincolare.

Scrivendo l'equilibrio delle aste verticali del quadrilatero, si ottengono le seguenti equazioni:

$$\begin{cases} T^* \cdot (e + f) = T_1 \cdot e & \text{valida per l'asta sinistra} \\ T^* \cdot (e + f) = T_2 \cdot e & \text{valida per l'asta destra} \end{cases} \quad (1.17)$$

considerando T^* come il carico gravante sull'asta inferiore del quadrilatero. Le due equazioni riportate in (1.17) sono valide sotto la condizione che i due sforzi T_1 e T_2 siano uguali. Se così non accade, quindi se ad esempio $T_2 > T_1$, il quadrilatero ruota facendo spostare tutto il sistema verso sinistra, finché la leva a squadra di T_1 non tocca l'arresto. Lo squilibrio di forze generato viene compensato dallo sforzo di pesatura T_P , oltre che dalla reazione d'arresto.

Valgono quindi due casi, descritti dalle seguenti equazioni riportate in (1.18):

$$\begin{cases} T_P = T_1 \cdot \frac{f}{e + f} = Q_1 \cdot \frac{f}{e + f} \cdot \frac{c}{2d} & \text{se } Q_1 < Q_2 \\ T_P = T_2 \cdot \frac{f}{e + f} = Q_2 \cdot \frac{f}{e + f} \cdot \frac{c}{2d} & \text{se } Q_1 > Q_2 \end{cases} \quad (1.18)$$

Risulta quindi che il valore della spinta T_P è proporzionale al carico più basso tra i due. Questa forza T_P viene ottenuta mediante la molla di pesatura presente in *Figura 1.14*, la quale, agendo sulla slitta, modifica le lunghezze dei bracci a e b .

1.2.5 Impianto pneumatico

È ora il momento di descrivere il sistema di comando e attuazione della frenata. Si tratta di un sistema pneumatico nato negli Stati Uniti nel 1869 ad opera di Westinghouse, che costituisce un'evoluzione del freno a vapore proposto da Stephenson nel 1833. Il sistema proposto da quest'ultimo prevedeva l'uso del vapore generato dalla locomotiva per alimentare un cilindro freno che spingeva i ceppi sulle ruote della motrice. Di fatto, il vapore in pressione veniva utilizzato per frenare la sola locomotiva, in quanto non era possibile trasferirlo ai singoli carri, né tantomeno estendere l'azione meccanica di frenatura dalla locomotiva a tutto il convoglio mediante dei rimandi rigidi. La soluzione proposta da Westinghouse estese la capacità frenante a tutti i veicoli del convoglio, sostituendo il vapore con l'aria compressa come fluido motore: venne introdotta una condotta comune adibita al trasporto del segnale di comando della frenata, prevedendo l'uso di un cilindro freno su ogni veicolo. I vari convogli erano collegati mediante un tubo flessibile al sistema di generazione di aria compressa, posto nella locomotiva, ed erano intervallati da rubinetti di collegamento ad ogni estremità del convoglio per permettere l'estensione della condotta a tutti i successivi carri. Le motivazioni che spinsero a sostituire il vapore con l'aria compressa sono molteplici:

- Il vapore comporta il rischio di generazione di condensa lungo la condotta, con conseguenti infiltrazioni di acqua;
- La generazione di aria compressa prevede l'uso di sistemi economici e di semplice realizzazione;
- C'è la possibilità di disperdere l'aria nell'ambiente esterno cessata la sua funzione;
- L'uso di fluidi idraulici (acqua o olio) prevede la costruzione di una duplice condotta, una di mandata e una di ritorno, con problematiche relative a inclusioni di aria e necessità di frequenti rabbocchi.

Negli anni questo sistema ha visto delle migliorie realizzative e prestazionali, ma il layout costruttivo resta fedele a quanto proposto da Westinghouse. A tal proposito, si riporta in *Figura 1.16* uno schema indicativo di un impianto adottato su treni merci.

Come si può vedere, l'impianto di locomotiva è costituito da un sistema di generazione dell'aria compressa e dal sistema di attuazione della frenata; quest'ultimo risulta identicamente presente su tutti i veicoli del convoglio. La generazione di aria compressa è affidata ad un *compressore*(1), alternativo o a palette; l'aria viene filtrata ed essiccata prima di essere inviata nell'impianto per evitare possibili inclusioni indesiderate all'interno dello stesso. Dopo essere stata trattata, l'aria viene immagazzinata all'interno del *serbatoio principale*(2) avente capacità di 1200 litri ad una pressione di 8-10 bar. Questo serbatoio asservisce l'impianto frenante ed eventualmente tutte le utenze supplementari, come quelle presenti sui convogli passeggeri.

Dal serbatoio si dirama l'organo di distribuzione che prende il nome di *condotta generale*(C.G.): si tratta di un tubo che percorre tutto il convoglio, dotato di *rubinetti di testata*(10) utili a connettere un carro, o una carrozza (nel caso di treni passeggeri), all'altro, permettendo così la comunicazione tra i singoli impianti frenanti presenti sui carri e l'impianto di generazione di aria compressa. Il passaggio di aria dal serbatoio principale verso la condotta generale è regolato dal *rubinetto di comando*(3) posto nella cabina del macchinista, che consente di gestire

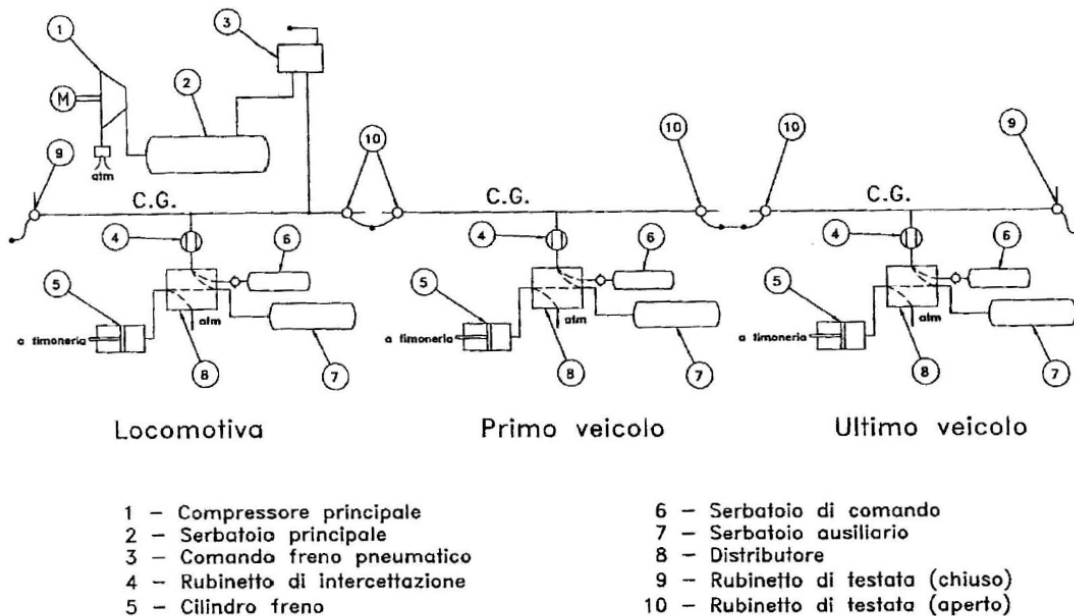


Figura 1.16: Impianto pneumatico ad una condotta.[8]

le varie modalità di frenatura e sfrenatura.

L'aria quindi arriva negli impianti frenanti dei singoli carri attraverso dei *rubinetti di intercettazione*(4), per poi giungere all'interno del *distributore*(8). Quest'ultimo, anche detto *valvola tripla*, ricopre un ruolo fondamentale nell'azionamento della frenata e nella messa in comunicazione dei vari componenti dell'impianto di attuazione presente su ogni veicolo, quali il *serbatoio di comando*(6) che funge da "memoria" della pressione in condotta generale, il *cilindro freno*(5) ovvero l'organo generatore della forza frenante, e il *serbatoio ausiliario*(7) cioè il "polmone" che fornisce l'aria in pressione durante la frenata.

Di seguito, si riporta in *Figura 1.17* la sezione di un distributore europeo, descrivendone i componenti e il funzionamento durante le fasi di frenatura e sfrenatura, nonché in condizioni di marcia.

In condizione di **marcia normale**, la camera C, messa in comunicazione con la condotta generale tramite un *foro calibrato*(1), si trova al suo stesso livello di pressione(5 bar). Lo *stantuffo principale*(3) è tutto abbassato, in posizione di equilibrio, spinto dalla *molla di polarizzazione*(4). Inferiormente, lo stantuffo vede la pressione del serbatoio di comando, avente capacità di 15 litri, avente sempre un valore costante di 5 bar. In questa configurazione, la camera A e la camera B1 sono messe in comunicazione, ponendo così il cilindro freno in scarico. Contemporaneamente, se il serbatoio ausiliario si trova a una pressione inferiore rispetto a quella della condotta, allora, attraverso la *valvola di non ritorno*(7), fluisce aria dalla condotta verso la camera E finché il serbatoio non raggiunge la pressione di 3.8 bar. È importante che la pressione del serbatoio si tenga sempre a "livello" in quanto, da questo, verrà alimentato il cilindro freno durante la frenata.

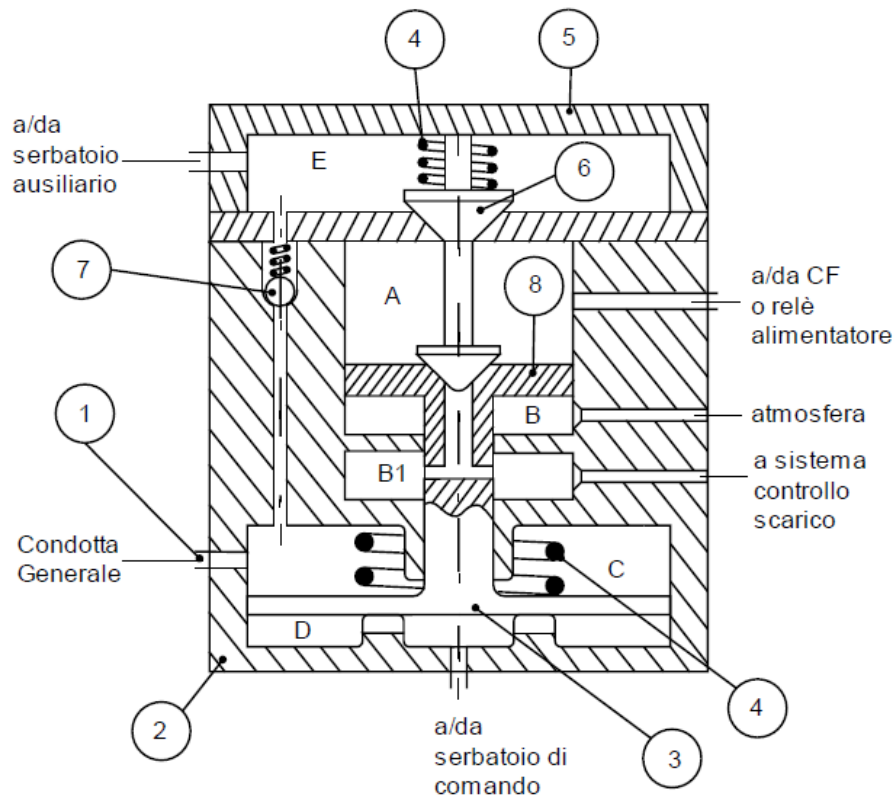


Figura 1.17: Sezione di un distributore, o valvola tripla[8]

Durante la **frenatura**, azionando il rubinetto di comando, il macchinista causerà uno scaricamento della condotta verso l'atmosfera proporzionale all'intensità della frenata richiesta, producendo un delta di pressione massimo di 1.5 bar. In questo modo, lo *stantuffo principale*(3) verrà spinto in alto dalla pressione del serbatoio di comando, in quanto la pressione nella camera D, tenuta costante a 5 bar, sarà maggiore della pressione nella camera C. Questo spostamento in alto metterà in contatto lo *stantuffo equilibratore*(8) con il *doppio otturatore*(6) interrompendo così la comunicazione tra le camere A e B, e inviando pressione dal serbatoio ausiliario verso il cilindro freno, grazie alla luce che si apre tra la camera A ed E.

Si ripristinano le condizioni di marcia durante la fase della **sfrenatura**, nella quale la condotta generale interrompe il suo collegamento con l'ambiente esterno, permettendo così il ripristino della pressione nominale di 5 bar. Conseguentemente, anche la camera C torna ad avere una pressione prossima a quella della condotta, finché, una volta raggiunta, permette allo *stantuffo principale*(3) di tornare in posizione di riposo. La discesa dello stantuffo provoca l'abbassamento del *doppio otturatore*(6), disaccoppiando così il serbatoio ausiliario dal cilindro freno. Si interrompe l'azione frenante e la valvola si riporta nelle condizioni per operare una nuova frenatura.

Riassumendo, l'azione di frenatura ad opera del cilindro freno avviene a seguito di uno scaricamento della condotta generale, agente in questo senso da segnale di comando. Il distributore è inoltre corredato da diversi dispositivi ausiliari che ne migliorano la prontezza e le prestazioni,

come ad esempio il dispositivo di primo tempo, che verrà brevemente descritto in seguito, il dispositivo carico/vuoto, già discusso nel paragrafo 1.2.4, finendo con il dispositivo di isolamento del serbatoio di comando, utile all'isolamento di quest'ultimo dal sistema pneumatico in situazioni di guasto e all'impedimento del rilascio accidentale del freno in caso di perdite della condotta.

L'appena citato *dispositivo di primo tempo*, che si interpone tra distributore e cilindro freno, consente un rapido riempimento del cilindro freno fino ad una pressione di 0.6 bar, utile a far accostare i ceppi sulle ruote. Viene detto "di primo tempo" in quanto con questo si intende la fase nella quale la pressione della condotta diminuisce dello stesso valore di pressione, generando così uno spostamento del pistone tale da mandare in contatto ceppi e ruote in maniera rapida. La successiva frenatura avviene poi in maniera graduale, in funzione della richiesta di azione frenante prodotta dal rubinetto di comando.

2 Problematiche termiche riscontrate sulla ruota

Nonostante si possano pensare come una soluzione superata, l'uso dei freni a ceppi rimane una realtà concreta ed efficace sia in termini economici che di affidabilità. Si tratta di una soluzione progettuale molto comune sui treni merci, nonché su alcuni treni passeggeri, dove vengono utilizzati in combinazione con altri sistemi frenanti, quali freni a disco o freni elettrodinamici.

Dal punto di vista realizzativo, la scelta di utilizzare freni a ceppi risulta essere molto più semplice ed economica rispetto, ad esempio, ai freni a disco che prevederebbero la loro installazione sull'asse delle ruote su opportuni dischi. L'uso di ceppi garantisce l'applicazione della frenata tramite il loro contatto con la tavola della ruota: questa caratteristica risulta essere vantaggiosa in quanto il contatto continuo ha un effetto tornante nei confronti della ruota, limitando il progressivo appiattimento delle ruote a seguito dei carichi gravanti sull'asse. Viene così migliorata l'interfaccia ruota-rotaia a seguito dell'applicazione della frenata grazie a questo effetto pulente.

Tuttavia, l'uso dei freni a ceppi risulta essere svantaggioso in termini di usura, la quale è più elevata rispetto a quella dei freni a dischi, oltremodo in termini di efficacia della frenatura dovuta alla riduzione del coefficiente d'attrito in seguito alle alte temperature raggiunte in opera.

L'innalzamento della temperatura a seguito dell'azione frenante, causato dallo strisciamento dei ceppi sulle ruote, ha implicazioni significative sulla progettazione delle ruote, in quanto vi sono conseguenti modificazioni nella microstruttura dei materiali impiegati nella loro realizzazione, quindi nel loro comportamento. Investigare quindi come avviene lo scambio termico tra ceppo e ruota diventa un tema di importante rilievo nell'ambito della meccanica ferroviaria. Ad esempio, alcuni modelli di scambio termico prevedono l'inserimento del contributo di dissipazione offerto dal contatto ruota-rotaia all'interno dei calcoli utili alla determinazione della temperatura massima raggiungibile dalla ruota. In aggiunta a ciò, assume particolare importanza conoscere in che modo avviene la ripartizione di calore a seguito di frenatura tra ceppo e ruota, e in che maniera i materiali utilizzati possono modificare questa distribuzione.

Degli studi [10] mostrano come l'interazione termomeccanica a seguito della frenata produce nella ruota delle zone termicamente più sollecitate nelle quali coesistono zone più calde di altre, anche dette *hot-spots* oltre che l'inizializzazione di cricche superficiali, molto dannose per la vita utile della ruota. Gli appena citati *hot-spots*, corrispondenti a zone limitate di materiale ad alta temperatura, parrebbero essere alla base della formazione di martensite superficiale sulla ruota; tale martensite porterebbe a un indurimento elevato della tavola della ruota e alla formazione di cricche di fatica [11].

Come già anticipato, il contatto ruota-rotaia ricopre un ruolo importante nella dissipazione per conduzione del calore generato durante la frenatura. Essendo interessato tutto l'ellisse di contatto ruota-rotaia nello scambio di calore tra di esse, si è riscontrato [12] che il cambiamento di orientazione e le dimensioni di quest'ultima hanno influenza sul raffreddamento della ruota. Inoltre, dallo stesso studio si evince che la dissipazione di calore offerta dalla rotaia ha un effetto significativo per alti valori di temperatura raggiunti dalla ruota.

Per quanto riguarda la scelta dei materiali impiegati nella realizzazione dei ceppi, nel corso degli anni sono stati proposti nuovi materiali che potessero sostituire l'uso di ghisa. Di pari passo con la ricerca sui materiali, c'è stata una forte stretta sulla eco-sostenibilità oltre che sulla

salute umana, che hanno portato a continue modifiche delle normative. Ad esempio, fino agli anni '90 del Novecento sono stati ampiamente utilizzati ceppi in amianto a causa della natura fibrosa dello stesso, nonché delle notevoli capacità termiche di cui dispone[13]. A causa però delle particelle rilasciate a seguito della frenatura, l'uso dell'amianto è stato bandito per limitarne i danni di contaminazione ambientale, oltre che per i notevoli rischi per la salute umana. In [14] Vukulov e Lamzin effettuano degli studi su coefficienti di attrito, usura e proprietà termiche in materiali compositi aventi un contenuto minimo di amianto; dimostrano che ceppi in pomice di scorie e altri tipi di grafite, con aggiunte di additivi termo-conduttori, possono soddisfare le proprietà frenanti richieste da un freno.

Studi acustici [15] mostrano inoltre una riduzione di 12-14 dB nel rumore causato dal passaggio di treni merci equipaggiati con freni a ceppi in composito rispetto a quelli in ghisa. Questo fenomeno è dovuto al fatto che le ruote frenate da ceppi in composito mostrano una tavola molto liscia e levigata, caratteristica dovuta al differente grado di usura prodotto dai due materiali e dal diverso modo di abrasione degli stessi. Come si vedrà in seguito, l'usura prodotta dall'uso di materiali compositi risulta essere molto minore rispetto ai vecchi ceppi in ghisa.

La scelta di utilizzare ceppi in composito, normalmente realizzati in materiali organici oppure in polveri metalliche, ha portato anche alla distinzione degli stessi in due categorie:

- LL: *Low Friction-Low Noise*, i quali hanno un comportamento in opera molto simile alla ghisa in termini di attrito e non necessitano la sostituzione delle ruote esistenti
- K: *High Performance*, che garantiscono un coefficiente di attrito mediamente più alto rispetto ai ceppi in ghisa, ma richiedono l'uso di ruote compatibili per evitare usura eccessiva o impuntamenti durante le operazioni di frenata.

Accade inoltre, come si vedrà in seguito, che l'usura della superficie frenante dei ceppi in composito risulti essere molto omogenea, in confronto con quella dei ceppi in ghisa, che vedono l'asportazione irregolare di materiale in corrispondenza dei bordi del ceppo (i bordi risulteranno essere "seghettati"). Parallelamente, come si può vedere in *Figura 2.1*, l'uso di freni in compositi riduce le eterogeneità superficiali della tavola della ruota, mentre al contrario, l'uso di ceppi in ghisa comporta la formazione di sparse irregolarità superficiali sulla tavola della ruota.



Figura 2.1: Effetto dell'uso di ceppi in ghisa e in composito su tavole di ruote ferroviarie

In *Figura 2.2* sono riportate le possibili tipologie di realizzazione di ceppi, mentre le configurazioni tipiche di un montaggio di ceppi in opera sono mostrate in *Figura 2.3*:

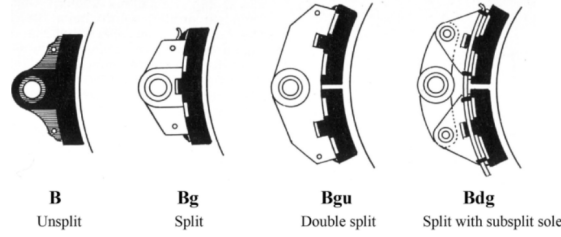


Figura 2.2: Tipologie di realizzazione dei ceppi[16]

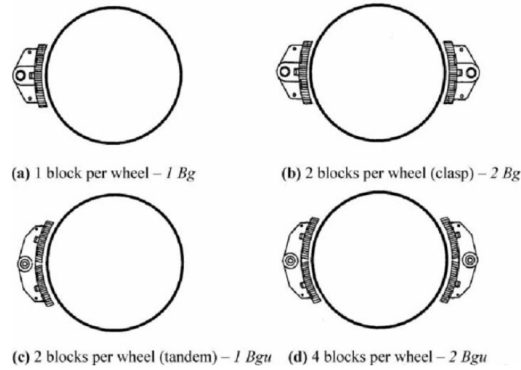


Figura 2.3: Configurazioni tipiche adottate in Europa

dove si indicano con **B** i ceppi unicamente costituiti dal ferodo, con **Bg** i ceppi in cui c'è un ferodo sostituibile, **Bgu** in cui ci sono due ferodi separati alloggiati nel ceppo e con **Bdg** due ferodi separati flottanti rispetto al ceppo fisso. Ancora, nella *Figura 2.3* si mostrano le configurazioni possibili per quello che riguarda le tipologie **Bg** e **Bgu**, dove per 1 Bg/Bgu si intende l'uso di un solo ceppo per ruota mentre con 2 Bg/Bgu l'utilizzo di 2 ceppi per ruota.

Per quello che invece riguarda il comportamento termico dei freni in composito, questi producono un innalzamento delle temperature della ruota molto maggiore rispetto a quanto accade utilizzando freni in ghisa. Il fenomeno è dovuto al diverso coefficiente d'attrito dei materiali, in quanto per il composito si ha un valore di conducibilità termica λ variabile nell'intervallo 1-3 W/mK per il tipo LL e nell'intervallo 3-10 W/mK per la tipologia K, a fronte di un ben più grande valore di λ raggiunto dalla ghisa, variabile intorno ai 50 W/mK. Le implicazioni di ciò porteranno ad un diverso comportamento in opera di ruota e rotaia, rintracciabile nei risultati dei modelli termici teorici, oltre che sperimentalmente a seguito delle prove di usura realizzate per questo lavoro di tesi.

2.1 Calcolo delle temperature prodotte durante la frenatura

Come si è detto, lo scambio di calore prodotto durante il contatto ceppo-ruota assume un ruolo importante nella definizione della vita utile della ruota. Nel corso degli anni sono stati sviluppati

diversi modelli matematici, di varia complessità, in funzione anche della disponibilità computazionale di calcolo, partendo dall'analisi delle temperature registrate in data-sheet sperimentali, fino ad arrivare ad una completa determinazione del campo di temperatura mediante analisi agli elementi finiti (FEM)[17].

È possibile determinare le temperature scambiate partendo da delle ipotesi sulla divisione del calore prodotto, analizzando le velocità di rotazione della ruota, le condizioni di carico del veicolo e le forze tangenziali applicate dai freni. Questi modelli analitici sono frutto della semplificazione al modello monodimensionale dello scambio termico conduttivo tra i due corpi, nonché dell'assunzione che le temperature di contatto siano le stesse in entrambi i corpi, ceppi e ruota, si vedano [18, 19].

Volendo riportare un esempio, la frazione di calore assorbita dalla ruota può essere calcolata come:

$$\beta = \left\{ 1 + \left(\frac{\kappa_w}{\kappa_b} \right)^{1/2} \frac{\lambda_b}{\lambda_w} \frac{A_b}{A_w} \right\}^{-1} \quad (2.1)$$

dove sono indicati con β la frazione di calore assorbita dalla ruota[-], con κ il coefficiente di diffusione del calore [m^2/s], con λ la conducibilità termica [$W/m^\circ C$], con A_b e A_w le aree di contatto di freno e ruota (A_w corrisponde alla circonferenza della ruota moltiplicata per la larghezza del freno); per i pedici, b è riferito al freno e w è riferito alla ruota. Contestualmente, il calore assorbito dal ceppo corrisponde al termine $(1 - \beta)$.

Questo tipo di modello consente di determinare le temperature in gioco considerando indipendenti i vari flussi termici applicati ai vari componenti. Questa assunzione, però, non permette di tenere in considerazione le diverse modalità di raffreddamento a cui sono sottoposti ruota e ceppo durante la marcia.

Oltre a questo, le temperature superficiali possono essere calcolate con elevata precisione mediante i modelli di conduzione termica noti in letteratura, applicando le opportune condizioni al contorno ai vari componenti, ma ciò non consente di determinare il *campo di temperatura* che investe a ruota, in particolare, durante le operazioni di frenatura. Quindi con questi metodi non è possibile determinare gli sforzi termici e le deflessioni a cui è sottoposta la ruota, producendo così una progettazione non completamente definita.

A questa analisi preliminare vanno accostate, quindi, ulteriori considerazioni inerenti allo scorrimento dei corpi in contatto, alla geometria dei corpi in gioco nonché alla dissipazione di calore verso l'ambiente prodotta per convezione e irraggiamento. Non da sottovalutare, inoltre, è il contributo di dissipazione del calore generato offerto dal contatto ruota-rotaia, del quale si parlerà in seguito approfonditamente.

2.1.1 Effetto del *rail chill*

Quanto anticipato poc'anzi prende il nome di *rail chill*, inteso come contributo dissipativo del calore generato nel caso di ruota frenata mediante ceppi, e nel caso di ruota motorizzata nella quale si va a dissipare il calore dovuto allo strisciamento tra la stessa e la rotaia. In [20] si introduce il contributo dissipativo mediante una costante determinata sperimentalmente considerando un contatto termico non perfetto frutto dell'esperienza pratica. In [21] è stato valutato il *rail chill* mediante un banco di prova; sono stati messi a contatto una "ruota rotaia", di grandi dimensioni, con una ruota corredata di sistema frenante, per valutare l'effetto dissipativo che si

ottenneva grazie alla prima sulla seconda. I risultati ottenuti mostrano un decremento del calore assorbito dalla ruota frenata di circa il 15-18 per cento del calore totale generato a seguito della frenata: in particolare, è stata effettuata un'operazione di *drag braking* della durata di 46 minuti, utilizzando dei ceppi in composito su una ruota di 840 mm di diametro, avente un carico sull'asse ruota di 24.5 tonnellate. Si è constatato, inoltre, che lo scambio termico tra ruota e rotaia (nel caso della prova sperimentale, della "ruota rotaia") è circa proporzionale alle dimensioni dell'area di contatto tra i due corpi.

Di seguito verranno riportati due modelli di scambio termico proposti dal Prof. Vernersson, docente della Chalmers University of Technology di Göteborg in Svezia. Il primo definisce il modello di contatto ceppo-ruota, mentre il secondo introduce nella modellazione il contributo della rotaia nella dissipazione del calore generato in frenata.[22]

2.2 Modellazione del contatto ceppo-ruota

Dunque, la potenza frenante applicata dal ceppo sulla ruota si trasforma in potenza termica durante la frenata grazie all'attrito tra i due corpi. Come descritto in precedenza, la determinazione delle temperature superficiali è di facile determinazione, conoscendo i parametri di marcia del convoglio. Nel modello di seguito descritto, avverrà la determinazione del campo termico mediante un'analisi FEM condotta su un sistema ruota-ceppo modellato seguendo le dimensioni e le geometrie reali; si riporta l'immagine del sistema meccanico in *Figura 2.4*.

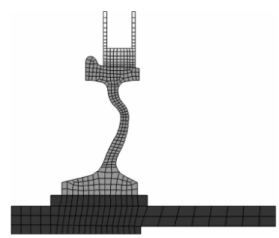


Figura 2.4: Discretizzazione mediante elementi finiti della geometria della ruota, del ceppo e dell'asse ruota

Si inizia la modellazione del problema di scambio termico scrivendo le equazioni che regolano lo scambio termico convettivo e di irraggiamento:

$$q^{conv} = -h^{conv}(T - T_{\infty}) \quad (2.2)$$

$$q^{rad} = -\varepsilon\sigma(T^4 - T_{\infty}^4) \quad (2.3)$$

dove con h si indica il coefficiente di scambio termico [W/m^2K], con T la temperatura in [K] del campo termico, mentre con T_{∞} si indica la temperatura ambiente in [K]; nell'equazione (2.3) si indica con ε l'emittanza e con σ la costante di Stefan-Boltzmann($= 56.7 \cdot 10^{-9}[W/m^2K^4]$)

Entrambe le equazioni sono scritte con il segno meno in quanto si tratta di calore ceduto dalla superficie. Contestualmente, il flusso termico totale dissipato risulta:

$$q^{cool} = q^{conv} + q^{rad} \quad (2.4)$$

Volendo poi ottenere un confronto più rapido tra le due modalità di dissipazione del calore, riferendoci così ad un delta di temperatura rispetto alla temperatura ambiente, ovvero ad un $(T - T_\infty)$, è possibile rimaneggiare l'equazione (2.3) nel modo seguente per ottenere un coefficiente di scambio termico dovuto al contributo dell'irraggiamento h^{rad} :

$$q^{rad} = -\varepsilon\sigma(T^4 - T_\infty^4) = -\varepsilon\sigma(T^2 + T_\infty^2)(T + T_\infty)(T - T_\infty) = -h^{rad}(T - T_\infty) \quad (2.5)$$

Questo artificio matematico sarà utile successivamente.

2.2.1 Scambio termico tra ceppo e ruota

Per quanto riguarda ora lo scambio termico tra i corpi a contatto, lo studio [23] mostra come tra questi vi sia un salto di temperatura all'interfaccia. Questo delta è causato dalle irregolarità superficiali di ceppo e ruota, facendo così smaltire l'energia termica attraverso porzioni limitate di materiale [24]. Inoltre, si viene a formare, per i corpi in strisciamento, il cosiddetto "terzo corpo" all'interfaccia tra ceppo e ruota. Si tratta di accumuli di materiale asportato durante la frenatura; secondo [25], studi condotti su freni a dischi rivelano che questi accumuli di materiale eroso offrono delle proprietà meccaniche e termiche differenti da quelle del materiale vergine. Viene così giustificata l'introduzione del sopra citato "terzo corpo" nell'analisi di scambio termico tra ruota e ceppi, necessario per motivare il salto termico tra i due[26].

Il flusso termico medio prodotto durante la frenatura risulta essere:

$$\bar{q}^{brake} = \frac{Q^{brake}}{BL_b} \quad (2.6)$$

con il quale si ottiene il valore del flusso termico:

$$q^{brake} = \bar{q}^{brake} \left(1 + \gamma \left(\xi_t - \frac{1}{2} \right) \right) \quad (2.7)$$

Nelle equazioni (2.6) e (2.7) troviamo:

- Q^{brake} , potenza termica afferente al ceppo in $[W]$
- B , larghezza del ceppo in $[m]$
- L_b , lunghezza dell'arco di ceppo in contatto con la ruota in $[m]$
- γ , parametro adimensionale che tiene conto della variazione assiale del flusso termico sulla larghezza del ceppo. Per valori positivi del flusso termico q^{brake} , si ha $-2 \leq \gamma \leq 2$, dove per $\gamma > 0$ il flusso è diretto verso la parte flangiata della ruota mentre per $\gamma < 0$ il flusso è diretto verso la parte esterna della ruota
- ξ_t , coordinata assiale lungo la superficie di contatto della ruota; $\xi_t = 0$ in corrispondenza dell'inizio del contatto(esternamente) e $\xi_t = 1$ sul bordo della superficie del ceppo(lato flangia della ruota).

Si riporta ora la modellazione a parametri concentrati del modello termico tramite similitudine elettrica, in *Figura 2.5*. dove a un valore totale di flusso termico generato q^{brake} , una parte di flusso q_w viene assorbita dalla ruota, mentre l'altra, q_b , passa nel ceppo. Le temperature superficiali dei due corpi prendono il nome rispettivamente di T_w^{cont} e T_b^{cont} per la ruota e il ceppo, mentre con T_m si intende la temperatura all'interfaccia comune. Infine con R_b e R_w si indicano le resistenze termiche di ceppo e ruota.

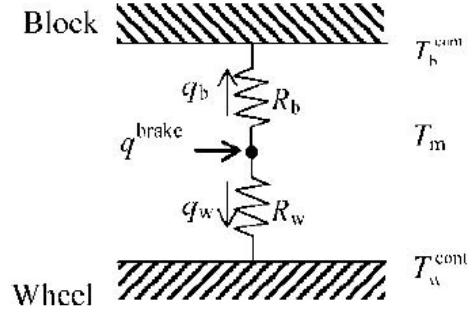


Figura 2.5: Modellazione del problema di scambio termico tra ruota e ceppo

Scrivendo le equazioni di equilibrio termico, risulta:

$$q^{brake} = q_w + q_b \quad (2.8)$$

$$T_m - T_w^{cont} = R_w q_w \quad (2.9)$$

$$T_m - T_b^{cont} = R_b q_b \quad (2.10)$$

e procedendo con le opportune sostituzioni, si ottengono le quantità di flusso che vengono smaltite da ruota e ceppo:

$$q_w = \frac{T_b^{cont} - T_w^{cont}}{R_w + R_b} + \frac{R_b}{R_w + R_b} q^{brake} \quad (2.11)$$

$$q_b = \frac{T_w^{cont} - T_b^{cont}}{R_w + R_b} + \frac{R_w}{R_w + R_b} q^{brake} \quad (2.12)$$

Adesso sorge il problema di considerare nello scambio termico la variazione circonferenziale di flusso prodotto a seguito della rotazione della ruota. Per quanto questo contributo possa essere trascurato nel calcolo del flusso medio, assume un ruolo importante nel calcolo della temperatura della tavola della ruota, nel contatto con il ceppo freno. Si procede aggiungendo alla temperatura nominale della ruota un delta di temperatura prodotto localmente dall'azione del ceppo sulla ruota. Riportando la formulazione ottenuta in [27], si ottiene il valore della temperatura media della superficie di ruota frenata:

$$T_w^{cont}(y, t) = \Delta T_w^{loc}(y, t) + T_w^{nom}(y, t) + T_\infty \quad (2.13)$$

dove con T_∞ si intende la temperatura iniziale della ruota (prima della frenatura), con $T_w^{nom}(y, t)$ la temperatura media della tavola della ruota calcolata sul modello fem mostrato in *Figura 2.4*. Il termine $\Delta T_w^{loc}(y, t)$ si riferisce alla differenza di temperatura esistente tra il tratto di ruota a contatto con il ceppo e la temperatura media della stessa durante la rotazione.

2.2.2 Analisi della temperatura locale all'interfaccia ceppo-ruota

In questa sezione Vernersson investiga la variazione di temperatura locale prodotta dalla frenatura, appena citata nell'equazione (2.13). Attraverso il calcolo del numero di Peclet, definito come segue, è possibile constatare la natura conduttiva del problema termico:

$$Pe = \frac{L_b v}{4 \kappa} \quad (2.14)$$

dove L_b corrisponde alla lunghezza del contatto(già vista nell'equazione (2.6)), v è la velocità della sorgente di calore(quindi uguale alla velocità della ruota) e con κ si intende la diffusività del materiale. Imponendo valori di velocità fino a 0.001 m/s , lunghezza L_b pari a 0.50 m (nella configurazione 1Bgu dei ceppi, si veda *Figura 2.3*) e $\kappa = 14.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ si ottengono valori di $Pe > 10$, utili all'accettazione di tale problema come 1-dimensionale [28]. Si riporta uno schema semplificato della configurazione 1Bgu adottata durante le analisi, in *Figura 2.6*

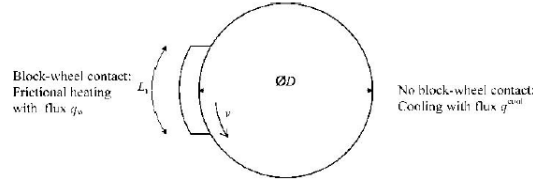


Figura 2.6: Schema funzionale utile a comprendere le zone interessate dal q^{cool} durante la rotazione della ruota

L'equazione di diffusione del calore assume la seguente formulazione[29]:

$$\kappa \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.15)$$

Dalla *Figura 2.6* è intuibile come durante 1 giro di rotazione della ruota, durante la fase di frenata, vi sia una sezione di ruota sottoposta alla sorgente di calore ed una, ben più grande, sottoposta al raffreddamento. È stato quindi diagrammato l'andamento delle temperature su un giro di ruota, oltre che sono state riportate le temperature medie raggiunte da ruota e ceppo durante lo stesso periodo. In *Figura 2.7* si riporta anche l'andamento del flusso termico a cui è

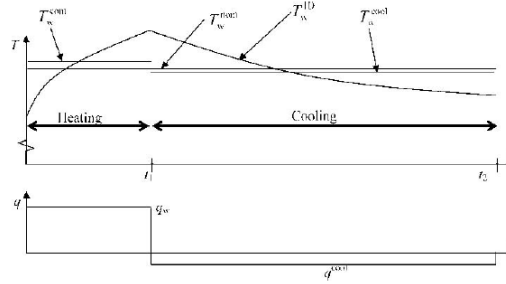


Figura 2.7: Storia termica a cui è sottoposta la ruota durante 1 sua rotazione completa

sottoposta la ruota durante un periodo di 1 giro. In particolare, il flusso termico q_w assorbito dalla ruota, come calcolato nell'equazione (2.11); per il calcolo del flusso termico dissipato dalla ruota q^{cool} si utilizza l'espressione seguente:

$$q^{cool} = -(h^{conv} + h^{rad})(T_w^{cool} - T_\infty) \quad (2.16)$$

Come si legge, viene utilizzata la temperatura media della ruota durante la fase di raffreddamento della ruota T_w^{cool} . Il flusso termico risultante è corredato da un errore(inferiore al 1 %) rispetto al valore reale, dovuto proprio all'uso della temperatura media e non di quella locale. Per il calcolo di quest'ultima, indicata con T_w^{cool} si procede attraverso un calcolo iterativo utilizzando

i metodi di avanzamento in tempo:

$$T_w^{1D}(t) = \frac{2q_i}{\lambda} \sqrt{\frac{\kappa}{\pi}} \sum_{i=1}^{2n} (-1)^{i+1} q_i \sqrt{t - t_i} \quad (2.17)$$

dove

$$q_i = q_w \quad \text{per } i = 1 \quad (2.18)$$

$$q_i = (q_w - q^{cool}) \quad \text{per } i > 1 \quad (2.19)$$

con

$$t_i = \frac{(i-1)}{2} t_2 \quad \text{se } i \text{ è dispari} \quad (2.20)$$

$$t_i = \frac{(i-2)}{2} t_1 + t_1 \quad \text{se } i \text{ è pari} \quad (2.21)$$

Sono necessarie poche iterazioni per giungere a convergenza, nonostante l'imposizione effettuata al primo passo del calcolo iterativo. Si ottiene un valore di temperatura locale prossimo a quello della temperatura media risultante dall'analisi agli elementi finiti. Si introduce inoltre un'approssimazione lineare al calcolo della temperatura locale per compensare l'ipotesi monodimensionale effettuata alla genesi del problema convettivo, oltre che per bilanciare la troncatura effettuata sulle poche iterazioni, durante i metodi di avanzamento in tempo riportati in (2.17-2.21). Risulta quindi che la temperatura media calcolata ad ogni giro della ruota sia pari a:

$$T_w^{loc} = T_w^{1D} \big|_{n=n_{trunc}} + P(t) \quad (2.22)$$

dove il polinomio lineare $P(t)$ è così definito:

$$P(t) = C_0 + C_1 \frac{t}{t_{rev}} \quad (2.23)$$

in cui t_{rev} è il tempo impiegato per effettuare una rotazione della ruota, mentre i coefficienti C_0 e C_1 sono calcolati imponendo la stessa temperatura media e locale ad ogni iterazione con quella calcolata agli elementi finiti. Concludendo, nella (2.23) valgono le seguenti espressioni:

$$\frac{1}{t_{rev}} \int_{t_0}^{t_0+t_{rev}} T_w^{loc} dt = T_w^{nom} \quad (2.24)$$

e

$$\frac{T_w^{loc}(t + t_{rev}) - T_w^{loc}(t)}{t_{rev}} = \frac{\Delta T_w^{nom}}{\Delta t} \quad (2.25)$$

dove T_w^{nom} è la temperatura superficiale media risultante dall'analisi fem, mentre il rapporto $\frac{\Delta T_w^{nom}}{\Delta t}$ corrisponde all'incremento finito di temperatura nel singolo periodo utilizzato sempre nel fem.

Si può finalmente calcolare il valore della ΔT_w^{loc} incontrato nell'equazione (2.13) come segue:

$$\Delta T_w^{loc} = T_w^{cont} - T_w^{nom} \quad (2.26)$$

in cui T_w^{cont} si calcola come

$$T_w^{cont}(t) = \frac{1}{t_{cont}} \int_{t_0}^{t_0+t_{cont}} T_w^{loc} dt \quad (2.27)$$

in cui t_{cont} corrisponde al tempo in cui avviene il contatto ceppo-ruota.

2.3 Modellazione del contatto ruota-rotaia

A questo punto, occorre procedere con la modellazione del contatto termico tra ruota e rotaia. Seguirà la descrizione di due modelli, uno in cui si ammetterà un contatto perfetto tra ruota e rotaia, l'altro verrà modificato aggiungendo una resistenza termica tra i due corpi, a simulare le possibili condizioni di marcia in cui vi sia la contaminazione mediante sabbia, materiale eroso e scarti di lubrificazione. Si veda *Figura 2.8*. In particolare, questo secondo modello realizza uno scenario reale in cui la presenza di un contatto non perfetto tra i due corpi viene registrata dai sistemi di segnalazione ferroviaria. Di fatto, si verifica una non chiusura del contatto elettrico tra ruota e rotaia, che fornisce dei segnali mancanti nella rilevazione dei convogli sul tracciato a causa dell'aumento della resistenza elettrica tra i corpi. Questo fenomeno prende il nome di *shuntage problems*[30].

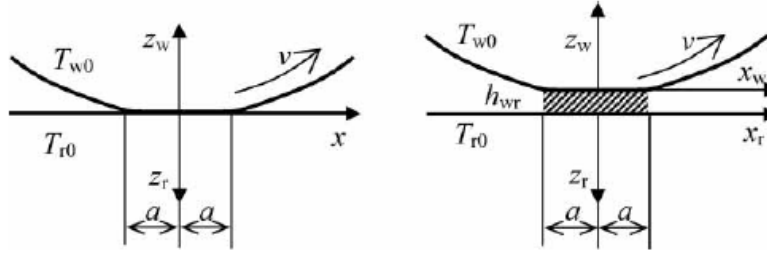


Figura 2.8: Modello fisico del contatto ruota-rotaia: a sx il modello di contatto termico perfetto, a dx il modello con resistenza termica tra i corpi

In *Figura 2.8* si indicano: con T_{w0} e T_{r0} le temperature iniziali di ruota e rotaia, con x e z , con i rispettivi pedici w , per la ruota e r , per la rotaia, il sistema di coordinate cartesiane scelto, con ν lo scorrimento tra ruota e rotaia, con h_{wr} l'altezza dello strato di materiale presente tra ruota e rotaia, con a la lunghezza del semiasse maggiore dell'ellisse di contatto.

2.3.1 Modello di contatto termico perfetto tra ruota e rotaia

Il calcolo del flusso termico scambiato durante il contatto è stato realizzato assumendo il perfetto contatto termico tra i due corpi, ruota e rotaia, aventi stesso materiale e stessa velocità, imponendo quindi nullo lo scorrimento. Utilizzando le equazioni per la risoluzione del problema termico mono-dimensionale di diffusione in un mezzo semi-infinito, presenti in [31], si trova che:

$$T_w(t, z) = T_m + (T_{w0} - T_m) \operatorname{erf} \left(\frac{z}{2\sqrt{\kappa t}} \right) \quad (2.28)$$

$$T_r(t, z) = T_m + (T_{r0} - T_m) \operatorname{erf} \left(\frac{z}{2\sqrt{\kappa t}} \right) \quad (2.29)$$

nelle quali si indica con T_m la temperatura comune assunta durante il contatto.

Utilizzando la teoria del contatto Hertziano, si assume una superficie di contatto ellittica aventi semiassi a e b .

La posizione generica di un punto materiale, della ruota o della rotaia, all'ingresso dell'ellisse di contatto risulta essere:

$$x = vt - \tilde{a} \quad (2.30)$$

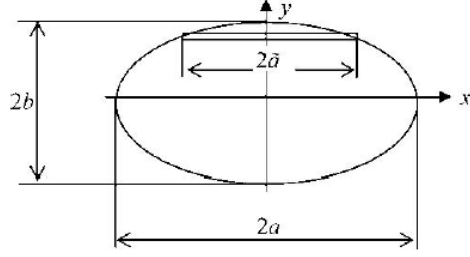


Figura 2.9: Area di contatto ellittica, secondo teoria di Hertz

Volendo analizzare il comportamento termico di una striscia di ellisse lungo la direzione di marcia di lunghezza $2\tilde{a}$, come riportato in *Figura 2.9*, si può scrivere:

$$T_w(\xi, \zeta) = T_m + (T_{w0} - T_m) \operatorname{erf} \left(\frac{\zeta}{\sqrt{2(\xi + 1)}} \right) \quad (2.31)$$

$$T_r(\xi, \zeta) = T_m + (T_{r0} - T_m) \operatorname{erf} \left(\frac{\zeta}{\sqrt{2(\xi + 1)}} \right) \quad (2.32)$$

avendo prima effettuato un'adimensionalizzazione delle coordinate come segue

$$\xi = \frac{x}{\tilde{a}} \quad (2.33)$$

$$\zeta = \frac{z}{\tilde{\delta}} \quad (2.34)$$

definendo una nuova variabile sotto il nome di profondità di penetrazione termica δ :

$$\delta = \frac{\tilde{a}}{\sqrt{Pe}} \quad (2.35)$$

Il flusso termico afferente a ruota e rotaia risulta subito calcolato come:

$$q_w(\xi) = -\frac{\lambda}{\sqrt{\kappa}} (T_{w0} - T_m) \sqrt{\frac{v}{\pi \tilde{a}(\xi + 1)}} \quad (2.36)$$

$$q_r(\xi) = \frac{\lambda}{\sqrt{\kappa}} (T_m - T_{r0}) \sqrt{\frac{v}{\pi \tilde{a}(\xi + 1)}} \quad (2.37)$$

calcolando la temperatura media di contatto T_m come media delle temperature di ruota e rotaia appena riportate, in virtù del fatto che il flusso uscente dalla ruota è direttamente trasferito sulla rotaia.

Adesso, integrando il flusso termico sull'area dell'ellisse di contatto tra ruota e rotaia, si ottiene la potenza termica scambiata tra i due corpi:

$$Q_r^{\text{perfect}} = \int_A q_r \, dA \quad (2.38)$$

Si procede utilizzando l'equazione dell'ellisse usando coordinate adimensionali:

$$\left(\frac{\tilde{a}}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2 = 1 \quad (2.39)$$

$$\text{dove } \eta = \frac{y}{b} \quad (2.40)$$

$$\text{ponendo } \tilde{a} = a\sqrt{1-\eta^2} \quad (2.41)$$

Avendo a disposizione queste coordinate, si può procedere integrando la (2.38) attraverso metodi numerici, si scrive:

$$Q_r^{\text{perfect}} = \int_A q_r dA = b \int_{-1}^1 d\eta \int_{-1}^1 \tilde{a} q_r(\xi) d\xi \quad (2.42)$$

$$Q_r^{\text{perfect}} \approx 6.99 \frac{b\lambda}{\sqrt{\kappa}} (T_{w0} - T_{r0}) \sqrt{\frac{a\nu}{8\pi}} \quad (2.43)$$

Dall'equazione (2.43) è possibile vedere come la quantità di calore scambiata durante il contatto sia proporzionale al delta di temperatura esistente tra i corpi in contatto, oltre che funzione dell'area di contatto e delle proprietà termiche dei materiali utilizzati. Sapendo di questa dipendenza lineare dalla temperatura, è possibile quindi introdurre delle specifiche condizioni al contorno per la risoluzione del problema di diffusione termica mediante metodi fem.

2.3.2 Modello di contatto termico non ideale: introduzione di una conduttanza termica tra ruota e rotaia

Come annunciato in precedenza, in questo secondo modello termico di seguito riportato, si introdurrà una conduttanza termica h_{wr} tra ruota e rotaia (modellante la possibile presenza di sporco o detriti durante le condizioni di marcia). Come si riporta in *Figura 2.10*, il valore della conduttanza viene ugualmente ripartito tra i due corpi considerando due strati a contatto rispettivamente con la ruota e con la rotaia. Nei due contatti, sono note le temperature superficiali dei due strati, pari rispettivamente alle temperature superficiali di ruota e rotaia.

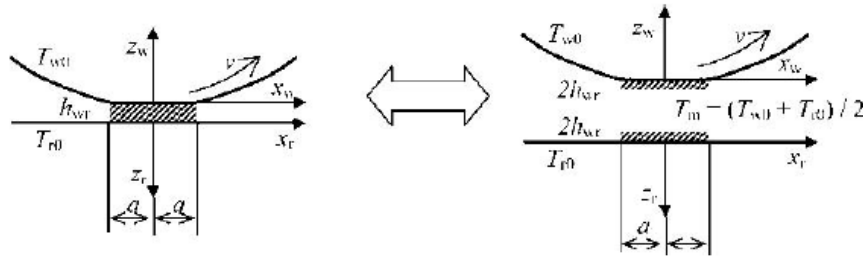


Figura 2.10: Adattamento del modello termico ideale utilizzando una conduttanza tra ruota e rotaia

Conoscendo la temperatura all'interfaccia tra i due strati, pari alla temperatura media tra quelle di ruota e rotaia, è possibile risolvere il problema termico di diffusione imponendo una condizione di Robin [29], utile quando sono note le condizioni in cui avviene lo scambio termico convettivo, in questo caso tra ruota e film.

La risoluzione del problema convettivo porta alla determinazione delle temperature di ruota e rotaia:

$$T_w(t) = T_m + (T_{w0} - T_m) \operatorname{erfcx}(Bi) \quad (2.44)$$

$$T_r(t) = T_m + (T_{r0} - T_m) \operatorname{erfcx}(Bi) \quad (2.45)$$

dove con Bi si intende il numero adimensionale di Biot, nella forma utile alla risoluzione di fenomeni transitori, definito come:

$$Bi = 2h_{wr} \frac{\sqrt{\kappa t}}{\lambda} \quad (2.46)$$

mentre per $\operatorname{erfcx}(x)$ ci si riferisce alla funzione errore complementare modificata, definita come:

$$\operatorname{erfcx}(x) = e^{x^2} \operatorname{erfc}(x) \quad (2.47)$$

in cui il termine moltiplicativo e^{x^2} consente di scalare gli errori molto piccoli prodotti dalla sola funzione $\operatorname{erfc}(x)$, che potrebbero causare instabilità numerica oltre che perdite di precisione nei calcoli. Dunque, si calcola il flusso termico entrante in ruota e rotaia come segue:

$$q_w(t) = -q_r(t) = -\frac{\lambda}{\sqrt{\kappa t}} (T_{w0} - T_m) Bi \operatorname{erfcx}(Bi) \quad (2.48)$$

Si noti che, come poc'anzi accennato, il valore del flusso entrante nella rotaia corrisponde in modulo a quello del flusso uscente dalla ruota.

Analogamente a quanto effettuato con il modello termico ideale, si mostrano le equazioni appena riportate, utilizzando le coordinate adimensionali definite in (2.33,2.34):

$$T_w(t) = T_m + (T_{w0} - T_m) \operatorname{erfcx}(Bi_\xi) \quad (2.49)$$

$$T_r(t) = T_m + (T_{r0} - T_m) \operatorname{erfcx}(Bi_\xi) \quad (2.50)$$

dove il numero di Biot riferito alle coordinate adimensionali risulta:

$$Bi_\xi = \frac{2h_{wr}}{\lambda} \sqrt{\frac{\tilde{a}\kappa(\xi + 1)}{v}} \quad (2.51)$$

mentre il flusso termico assume la forma:

$$q_w(\xi) = -q_r(\xi) = -\lambda \sqrt{\frac{v}{\tilde{a}\kappa(\xi + 1)}} (T_{w0} - T_m) Bi_\xi \operatorname{erfcx}(Bi_\xi) \quad (2.52)$$

I risultati prodotti dagli studi di Vernersson[22] sono riportati nelle *Figure 2.11, 2.12*. Nei diagrammi sono riportati gli andamenti delle curve di temperatura e di flusso termico prodotte per diversi valori di conduttanze termiche. Le temperature iniziali di ruota e rotaia sono assunte pari a 100°C e 0°C rispettivamente. Il semiasse maggiore dell'ellisse di contatto $\tilde{a}$ è pari a 5 mm e la velocità del treno assunta pari a 100 km/h.

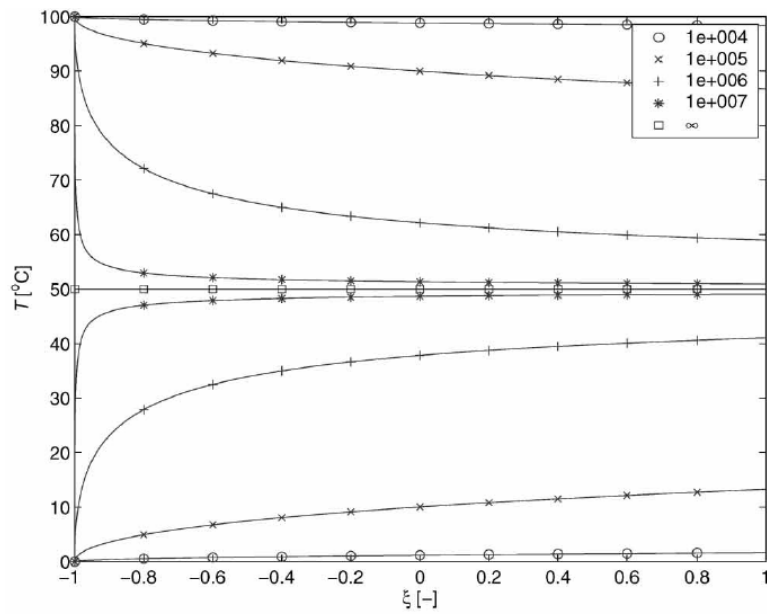


Figura 2.11: Andamenti della temperatura durante il contatto ruota rotaia

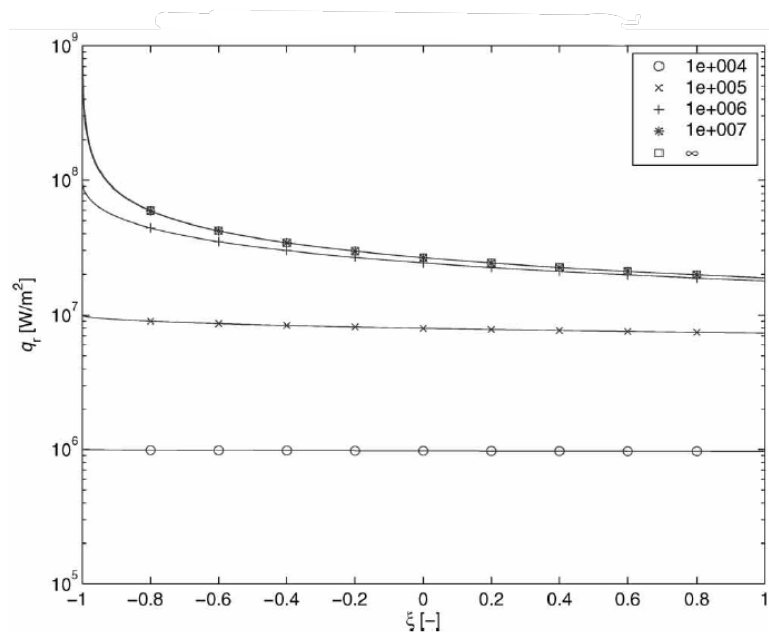


Figura 2.12: Andamenti del flusso termico scambiato

Come si può leggere dalla *Figura 2.11*, per bassi valori di conduttanza imposti, l'effetto del *rail chill* non è molto significativo. Al contrario, per conduttanze di valori elevati, il modello termico sviluppato tende a produrre lo stesso effetto prodotto dal modello ideale. Contrariamente a quanto effettuato con il modello termico perfetto, in questo caso non si è prodotta una formulazione analitica per la determinazione della potenza termica scambiata tra ruota e rotaia, ma si è proceduto integrando numericamente l'equazione (2.42).

I risultati ottenuti sono mostrati in *Figura 2.13*, dove sono state riportate le curve per 3 diverse dimensioni di ruota: con linea continua ruota con diametro di 1.5 m, con linea tratteggiata 0.92 m e con linea tratto-punto 0.65 m.

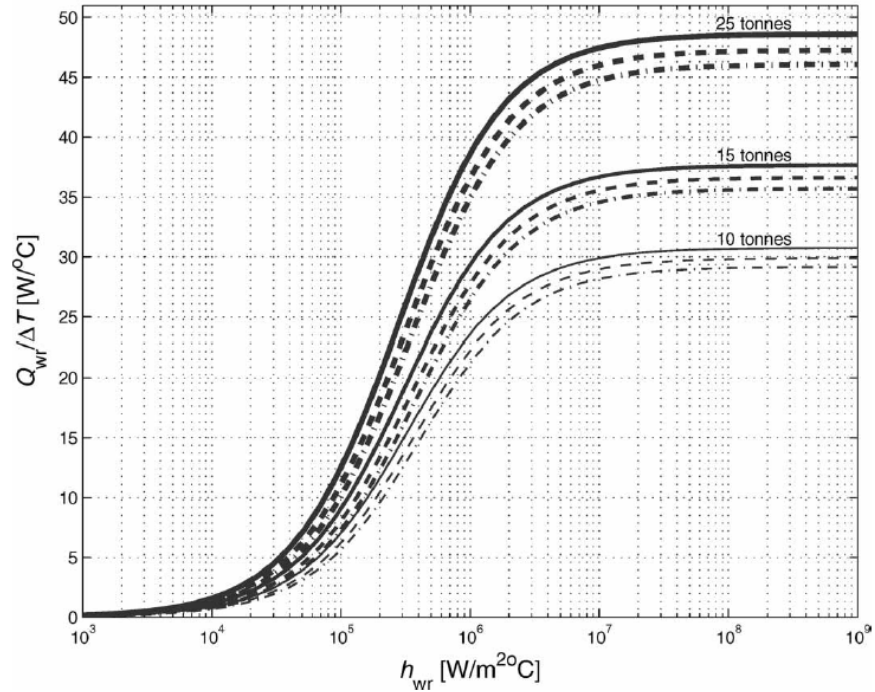


Figura 2.13: Effetto del rail chill

È evidente come l'influenza del carico gravante sull'asse possa produrre effetti importanti in termini di *rail chill*: questo fenomeno è giustificato dalla dipendenza della potenza termica dalla dimensione dell'area di contatto tra ruota e rotaia, si veda l'equazione (2.43). Inoltre, essendoci una dipendenza del tipo:

$$Q_r = f(h_{wr}, v, \kappa, \lambda) b a^n \quad (2.53)$$

il valore della conduttanza imposta tra ruota e rotaia modifica il valore dell'esponente n . Per valori di conduttanza bassa, n tende a 1, mentre per alti valori, il valore dell'esponente tende a $1/2$, valore per il quale si ottiene il caso di scambio termico perfetto.

Per concludere, lo studio riporta l'analisi della temperatura della tavola della ruota a seguito dell'interazione con la rotaia. Per quello che riguarda il modello di contatto termico ideale, la temperatura dell'area di contatto a seguito del passaggio sulla rotaia può essere calcolata come la media delle temperature dei due corpi, in accordo con quanto riportato dagli studi di Carslaw

e Jaeger[31]:

$$T_w^{\text{perfect}} = -T_m \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\sqrt{\frac{\Delta t_{\text{cont}}}{t - t_R^i}} \right) \quad (2.54)$$

dove Δt_{cont} corrisponde alla durata del contatto tra ruota e rotaia mentre t_R^i corrisponde all'istante di tempo in cui avviene il primo contatto tra i due corpi nell' i -esimo giro di rotazione della ruota. Si procede imponendo le temperature dei corpi in gioco, come già fatto nel caso del calcolo delle temperature di ruota e ceppo, fissando la temperatura media risultante dal calcolo iterativo di cicli ripetuti. Suddividendo il profilo della ruota in varie sezioni sottoposte allo stesso flusso termico supposto costante, si è calcolata la temperatura alla fine di una rotazione. Questo valore viene quindi utilizzato per replicare le analisi numeriche al giro successivo della ruota.

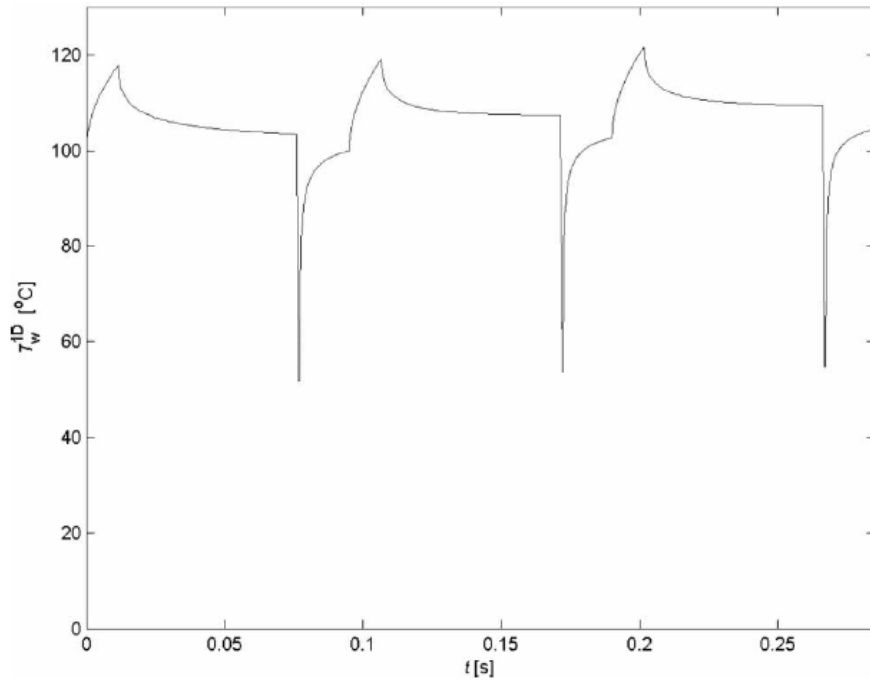


Figura 2.14: Andamento della temperatura della tavola della ruota a seguito di 3 rivoluzioni durante operazioni di frenatura, supposto il contatto termico ideale tra ruota e rotaia

Per il caso di 3 rotazioni della ruota, si riporta in *Figura 2.14* l'andamento della temperatura della stessa in funzione del tempo.

I risultati sono funzione delle condizioni iniziali poste a monte dell'analisi: temperatura iniziale di ruota e rotaia rispettivamente di 100 °C e 0 °C, flusso termico di raffreddamento q^{conv} pari a $10 \times 10^3 \text{ W/m}^2$, con $h^{\text{conv}} = 100 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$ e $T - T_\infty$, flusso termico entrante sulla ruota $q_w = 1.95 \times 10^6 \text{ W/m}^2$, prodotto da una potenza termica Q_w di 50 kW, con una lunghezza del ceppo L_b di 0.32 m (in configurazione 1Bgu, si veda *Figura 2.3*) e una lunghezza dell'asse maggiore dell'ellisse di contatto $2\tilde{a}$ pari a 10 mm

In ogni ciclo sono individuabili 3 fasi: il riscaldamento a seguito del contatto con il ceppo, il raffreddamento convettivo ad opera dell'aria circostante e l'ulteriore *rail chill* ad opera del contatto con la rotaia.

L'autore[22] riporta inoltre dei risultati di analisi numeriche, in termini di partizionamento termico, prodotte simulando una potenza frenante di 30 kW mantenuta per un tempo di 30 min in configurazione 2Bgu, ipotizzando un carico gravante sull'assale pari a 25 tonnellate e una velocità del convoglio di 100 km/h . Sono evidenti le differenze dovute alla scelta del materiale del ceppo freno utilizzato. Per ceppi in ghisa la ripartizione di potenza termica è 81% sulla ruota e 19% sul ceppo; aggiungendo il *rail chill* e ipotizzando un contatto termico ideale si ottiene una ripartizione che vede il 59% della potenza termica investire la ruota, il 14% il ceppo freno e il restante 27% essere smaltito dalla rotaia. Utilizzando invece ceppi in materiale composito il 94% del calore verrebbe assorbito dalla ruota; nel caso in cui si consideri la presenza della rotaia, su di essa verrebbe smaltito il 29% del calore, sulla ruota il 67% e solo il 4% sul ceppo.

I risultati mostrano quindi come sia di grande interesse investigare il comportamento termico della ruota in funzione del materiale scelto per il ceppo. Da questa scelta si ottengono risultati differenti in termini di vita utile della ruota. Questo progetto di tesi si proporrà un'ulteriore investigazione in merito ai fenomeni di scambio termico prodotti sul banco di prova *Twin Disc*[1] di cui verranno descritte in seguito le caratteristiche e le peculiarità.

3 Banchi prova, stato dell'arte

Prima di descrivere il banco di prova *Twin-Disc* [1] progettato e realizzato presso i laboratori di Meccanica Ferroviaria del Politecnico di Torino sul quale avverranno le prove di frenatura, è necessario eseguire una panoramica in merito ai banchi di prova utilizzati nel corso degli anni. Come già anticipato, le motivazioni che hanno spinto alla realizzazione di questi banchi rispondono ad esigenze di tipo sperimentale, oltre che logistiche ed economiche. Risulta infatti molto comodo e poco oneroso replicare in ambiente controllato le prove che altrimenti dovrebbero essere effettuate in situ, richiedendo l'occupazione dell'infrastruttura ferroviaria nonché dei veicoli stessi. Oltre alle citate motivazioni logistiche ed economiche, esistono degli obiettivi ingegneristici non trascurabili, quali la costante ricerca di affidabilità e sicurezza nei veicoli su rotaia, oltre che nella loro efficienza in termini di uso e manutenzione in opera. Per raggiungere questi obiettivi, sono stati sviluppati diversi modelli predittivi del comportamento termico e ad usura che, per essere verificati e migliorati, hanno avuto bisogno nel corso degli anni di sistemi sperimentali ad hoc.

Per ciò che riguarda l'usura del profilo della ruota, sono di fondamentale importanza le proprietà tribologiche dei materiali, ossia di come interagiscano in funzione del coefficiente d'attrito che si instaura durante il contatto. Di fatto, per mezzo dei banchi prova che verranno descritti, si va ad investigare il comportamento che assumono ruota e rotaia, oltre che ceppo e ruota, a seconda delle condizioni di aderenza che si verificano tra gli stessi. Si utilizzano, inoltre, dei modelli in grado di simulare le condizioni di marcia (in termini di carico, velocità di rotazione delle ruote e tempo di frenata), al fine di ottenere dei coefficienti di usura utili alla manutenzione di ruota e ceppi.

I banchi di prova possono essere realizzati sia a dimensioni reali che in scala, con una particolare attenzione verso questi ultimi in quanto, in base al metodo di scalatura scelto, si produrranno risultati particolari. In questo capitolo si effettuerà anche una breve descrizione delle strategie di scalatura utilizzate in questo ambito.

Tra i banchi più utilizzati, troviamo i *Pin-on-Disc* [32], i *Ball-on-Disc* [33], fino ad arrivare al *Twin Disc* sul quale ci si riferirà per le prove sperimentali di questo elaborato. La soluzione sperimentale più vicina alle condizioni reali si realizza però con i banchi *Roller-Rig* nei quali vengono replicate le sale singole, o addirittura un intero carrello, in scala reale o ridotta. Sostanzialmente, con il primo si intende un pin fermo in contatto su un disco rotante; con il secondo invece, una piccola sfera rotante sostituisce il pin. I due banchi differiscono in quanto, con il pin si simula solo lo strisciamento tra i corpi, mentre con la sfera rotante si riesce ad avere anche un moto rotativo della stessa; in ogni caso, si ottengono risultati che solo parzialmente riescono a descrivere i fenomeni tribologici che si verificano normalmente durante la marcia. Si vedano le immagini riportate nelle *Figure 3.1, 3.2*.

Per quanto riguarda la tipologia *Twin Disc*, si tratta di due dischi premuti l'uno contro l'altro: mettendo in rotazione entrambi i dischi è possibile simulare sia il rotolamento che lo scorrimento. Nonostante questo vantaggio, questo banco ha presentato in letteratura delle limitazioni in termini di superficie di contatto: questa risulta essere approssimata rispetto all'area di contatto che si sviluppa tra ruota e rotaia, in quanto a essere in contatto erano spesso due cilindri non sagomati. Per risolvere questa limitazione è stato sviluppato un nuovo banco nel quale vengono messi in contatto due rulli sagomati in scala 1:5 in maniera tale da ottenere uno scalamento coerente sia della superficie di contatto che del carico normale gravante su di essa.

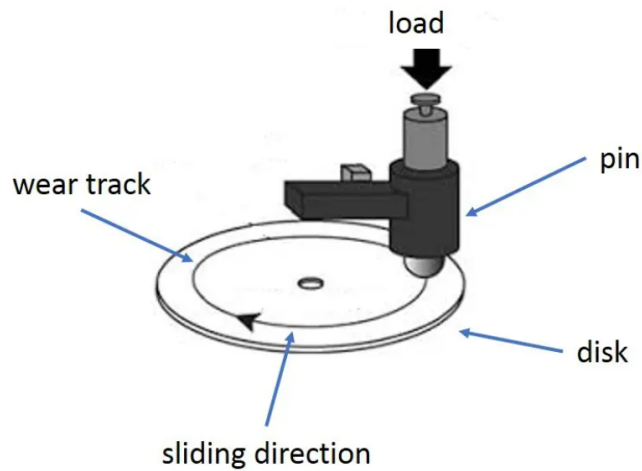


Figura 3.1: Schema funzionale di un tribometro *pin-on-disk*[34]

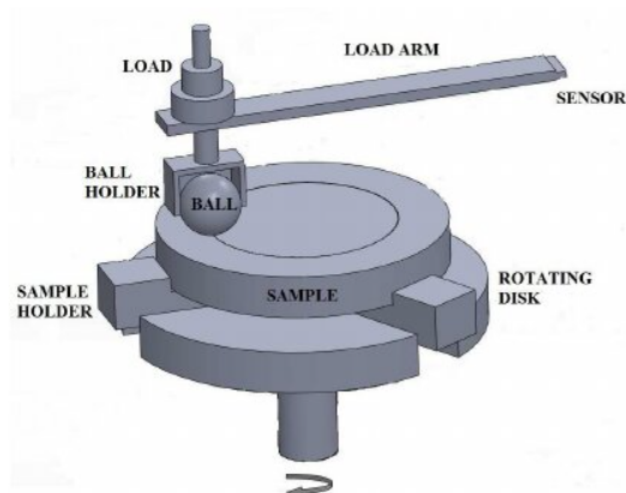


Figura 3.2: Schema funzionale di un tribometro *ball-on-disk*[35]

3.1 Studi condotti con banchi Pin-on-Disk e Ball-on-Disk

I tribometri *Pin-on-Disk* e *Ball-on-Disk* rappresentano strumenti fondamentali nella caratterizzazione del comportamento tribologico dei materiali utilizzati in applicazioni ferroviarie. Questi dispositivi permettono di riprodurre in laboratorio condizioni controllate di contatto tra superfici, fornendo dati quantitativi su fenomeni di attrito, usura e lubrificazione. Sebbene si tratti di prove semplificate rispetto al contatto reale ruota-rotaia, essi consentono di ottenere informazioni affidabili e ripetibili, utili nella selezione di materiali, nello sviluppo di soluzioni ingegneristiche e nella validazione di modelli teorici [36, 37].

Di seguito verranno citate alcune possibili applicazioni tipiche dei banchi in oggetto:

1. Misura del coefficiente di attrito statico e dinamico

Una delle applicazioni principali di questi tribometri è la misura del coefficiente di attrito. I test permettono di valutare il comportamento di accoppiamenti tra materiali diversi, sia a contatto secco sia lubrificato, in funzione di parametri operativi quali carico normale, velocità di scorrimento e temperatura. In ambito ferroviario, questa misura è di grande rilevanza per comprendere l'efficacia dei ceppi frenanti, dei materiali delle ruote e delle rotaie, anche in presenza di contaminanti quali acqua, olio, foglie o agenti atmosferici [38]. Le curve prodotte, che rappresentano l'andamento del coefficiente di attrito nel tempo o in funzione della distanza percorsa, consentono di confrontare le prestazioni dei materiali testati.

2. Analisi dell'usura

Un altro uso tipico di questi banchi ricade nello studio dei meccanismi di usura dei materiali ferroviari. Attraverso la misura diretta della massa persa (pesata prima e dopo il test) o la quantificazione volumetrica tramite profilometria ottica, è possibile valutare la resistenza all'usura di materiali metallici e compositi. Questi test permettono di distinguere tra differenti forme di usura, come quella abrasiva, adesiva o da fatica da contatto [39]. Nel contesto ferroviario, i risultati sono utili per la progettazione di ruote e ceppi con maggiore durabilità, in grado di sopportare condizioni di servizio gravose.

3. Effetto dei lubrificanti e dei modificatori di attrito

È possibile testare l'efficacia di diversi lubrificanti o modificatori di attrito. Tali sostanze vengono applicate in forma liquida, solida o in pasta sulle superfici di contatto e permettono di ridurre l'attrito, contenere l'usura o regolare l'adesione tra ruota e rotaia. In particolare, si utilizzano modificatori dell'attrito come il sabbiammento o i *friction modifiers* per migliorare la frenatura o risolvere problemi di *low adhesion* [40]. I test tribologici in laboratorio permettono di confrontare diversi prodotti, valutando la loro efficacia e durabilità nel tempo.

4. Influenza di parametri ambientali

Altra caratteristica fondamentale è la possibilità di variare e controllare le condizioni ambientali. È possibile condurre test in presenza di umidità, contaminanti (olio, sabbia, ruggine), o a temperature controllate, per simulare condizioni reali di esercizio. Questo consente di studiare il comportamento tribologico dei materiali ferroviari in situazioni critiche, come in inverno o durante eventi atmosferici intensi. Tali informazioni sono fondamentali per la progettazione di sistemi di frenatura e ruote in grado di operare con affidabilità anche in condizioni ambientali avverse [41].

5. Studio della microstruttura post-test

Dopo i test tribologici, è consuetudine effettuare un'analisi delle superfici sottoposte a scorrimento per comprendere meglio i meccanismi alla base dell'attrito e dell'usura. Tecniche come la microscopia elettronica a scansione (SEM), la spettroscopia EDS o la profilometria ottica vengono impiegate per osservare la formazione di cricche, strati trasferiti, ossidazioni o deformazioni plastiche localizzate. Queste osservazioni aiutano a correlare i dati quantitativi (attrito e usura) con fenomeni microscopici, permettendo un'ottimizzazione mirata dei materiali e dei trattamenti superficiali [42].

3.2 Banchi di prova Roller-Rig in scala reale

Si tratta di dispositivi sperimentali sui quali vengono testate le sale montate singolarmente, ovvero l'insieme di una coppia di ruote solidali a un assile rigido, fino ad interi carrelli provvisti o meno di cassa. I banchi di prova *Roller-Rig* in scala reale (1:1) rappresentano strumenti fondamentali per la sperimentazione dinamica di veicoli ferroviari, consentendo l'analisi di fenomeni complessi in un ambiente controllato. Questi dispositivi simulano le condizioni operative reali, offrendo una piattaforma versatile per testare componenti come carrelli, ruote e sistemi di frenatura, e consentendo di effettuare studi dinamici in merito alle vibrazioni sulla sala montata.

La struttura tipica comprende rulli motorizzati che simulano il movimento del binario sotto le ruote del veicolo, permettendo lo studio del comportamento dinamico senza necessità di test su linea. Ad esempio, il banco sviluppato dall'Università di Siegen consente di testare carrelli a velocità fino a 300 km/h, con la possibilità di configurare i rulli per simulare curve, facilitando l'analisi di scenari complessi come guasti a molle o ammortizzatori [43]. Si veda l'immagine riportata in *Figura 3.3*.

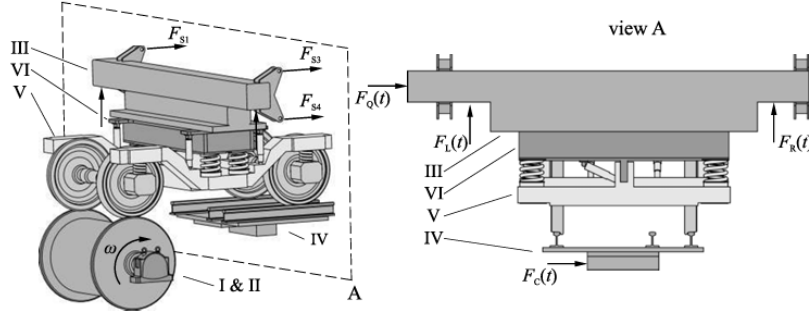


Figura 3.3: Schema di un banco Roller-Rig in scala reale, con vista globale e laterale(sezione A).[43]

Utilizzando la legenda nell'immagine appena riportata, è possibile trovare: il motore (I), il rullo inferiore simulante la rotaia (II), l'unità di carico della sala (III), l'unità di curvamento (IV), carrello (V), adattatore tra il carrello e l'unità di carico(VI). Nell'ambito dei test effettuati, il carico verticale, fino ad un massimo di 21 tonnellate, viene applicato dinamicamente tramite due cilindri idraulici, producendo le forze F_R e F_L . Viene inoltre simulato un carico laterale F_Q per azione di un altro cilindro idraulico, opportunamente posizionato. In combinazione con il movimento dell'unità di curvamento, è possibile simulare dei tracciati curvilinei.

È evidente come l'uso di un banco roller-rig in scala reale presenti numerosi vantaggi rispetto ad altre tipologie di banchi prova o ai test su linea. Innanzitutto, tali dispositivi consentono un'elevata ripetibilità dei test, grazie al controllo preciso delle condizioni operative. Questo permette di effettuare analisi comparative affidabili tra differenti configurazioni o soluzioni tecnologiche. In secondo luogo, l'esecuzione delle prove in un ambiente chiuso e protetto garantisce condizioni di sicurezza superiori, eliminando i rischi associati alla circolazione reale. Inoltre, la flessibilità di configurazione del banco permette di simulare differenti carichi, velocità, geometrie di tracciato e condizioni ambientali. Un ulteriore vantaggio è rappresentato dalla riduzione dei costi, dato che le prove possono essere eseguite senza dover accedere a tratte ferroviarie dedicate,

con un notevole risparmio in termini di tempi e risorse.

Dal punto di vista applicativo, questa tipologia di banchi viene utilizzata estensivamente per lo studio della dinamica del veicolo, consentendo l'analisi di parametri come stabilità, comfort, risposta alle sollecitazioni e comportamento in curve. Sono inoltre strumenti preziosi nello sviluppo e nella validazione di sistemi di monitoraggio strutturale (Structural Health Monitoring), in quanto permettono di testare sensori e algoritmi in condizioni realistiche ma controllate. Infine, i dati sperimentali acquisiti durante le prove possono essere utilizzati per confrontare e calibrare modelli numerici predittivi, contribuendo alla validazione delle simulazioni FEM o multibody [44].

Nonostante i numerosi vantaggi, i banchi roller-rig in scala reale presentano anche alcune limitazioni e sfide tecniche. Una delle principali criticità riguarda la complessità costruttiva e la necessità di infrastrutture altamente specializzate. La realizzazione di un banco in grado di ospitare veicoli a dimensioni reali richiede ampi spazi, sistemi di azionamento potenti e un'infrastruttura di supporto meccanico ed elettronico sofisticata, con conseguenti costi elevati di progettazione, costruzione e manutenzione [44].

Dal punto di vista della fedeltà sperimentale, un'altra limitazione risiede nella riproduzione parziale delle condizioni di interazione ruota-rotaia. Nei roller-rig, infatti, la ruota gira su un rullo cilindrico o conico, e questo tipo di contatto non riproduce perfettamente la geometria del contatto con la rotaia reale, che di fatto possiede curvatura infinita. Tale discrepanza può influire sulla rappresentatività dei fenomeni osservati, in particolare per quanto riguarda l'usura, l'attrito e le vibrazioni [43]. Questo particolare verrà in parte risolto dal banco di prova Twin-Disc oggetto delle analisi riportate in questo elaborato.

Un'ulteriore sfida è legata alla simulazione dei carichi verticali e laterali dinamici tipici dell'esercizio ferroviario, i quali devono essere imposti artificialmente mediante attuatori controllati, aumentando la complessità del sistema e la necessità di calibrazione accurata. Inoltre, la gestione dei dati sperimentali raccolti richiede l'impiego di sistemi avanzati di acquisizione e analisi, e un'integrazione efficiente con i modelli numerici utilizzati per la validazione.

3.3 Concetto di scalatura

Nel corso degli anni hanno preso sempre più importanza la possibilità di eseguire prove su banchi in scala: il loro impiego permette di ottenere diversi vantaggi, quali la riduzione dei costi progettuali e realizzativi, l'elevata riproducibilità delle prove nonché la vasta gamma di parametri modificabili durante l'esecuzione delle prove sperimentali. È indubbio però che la riproduzione in scala in ambiente controllato di un sistema dinamicamente complesso come quello in oggetto comporti delle accortezze in termini di riferibilità dei risultati al caso reale. Si deve porre quindi una particolare attenzione alle modalità con le quali vengono riprodotte e riportate le grandezze di interesse sul banco.

Per ottenere quindi delle comparazioni fisicamente attendibili utilizzando un dispositivo sperimentale in scala è necessario operare una scalatura. Scelta una grandezza di confronto, come ad esempio tempo, accelerazione o pressione, bisogna riportare tutte le altre utilizzando dei fattori moltiplicativi che la rendano confrontabile con essa.

Prima di fare questo bisogna definire 3 condizioni necessarie per ottenere una completa similitudine tra un sistema fisico scalato e quello reale.

- Similitudine geometrica: deve esserci uguaglianza nelle lunghezze reali e sperimentali, a meno di un unico fattore di scala.
- Similitudine cinematica: le velocità in punti omologhi del modello e del banco devono essere uguali in direzione e verso, con modulo scalato di un unico fattore di scala.
- Similitudine dinamica: le forze agenti in punti omologhi di modello e banco devono avere stesso verso e direzione, con modulo scalato di un unico fattore di scala.

Queste definizioni, insieme con il concetto di *similitudine* sono state introdotte per la prima volta da Reynolds[45] nel 1895: lui ne fece uso per i suoi studi in merito al moto di fluidi in ambiente controllato, dove era fondamentale riuscire a replicare le stesse condizioni fisiche misurabili in opera.

Come si può intuire, le tre tipologie di similitudini sono connesse tra loro in maniera verticale: la similitudine geometrica risulta condizione necessaria ma non sufficiente per il verificarsi della similitudine cinematica, così come quest'ultima lo è per quella dinamica. Completano la scalatura i fattori di scala risultanti dalla scelta del tipo di similitudine imposta.

A questo punto è necessario procedere con la determinazione dei citati fattori di scala. Storicamente, era consuetudine utilizzare un certo numero di fattori adimensionali dai quali poi riferire tutte le grandezze di interesse. Negli ultimi anni, la tendenza è quella di scrivere tutte le equazioni del moto che descrivono il fenomeno in gioco, ricavando per ogni grandezza il fattore di scala utile a mantenere la condizione di similitudine scelta[46].

Si parte imponendo il fattore di scalatura delle lunghezze φ_l , corrispondente al rapporto di scala che si vuole mantenere tra il sistema reale e quello scalato, scrivendo la seguente equazione:

$$\varphi_l = \frac{l_1}{l_0} \quad (3.1)$$

dove il pedice "1" sta ad indicare la lunghezza caratteristica del sistema reale, mentre il pedice "0" quella del banco in scala.

Conseguentemente, si ottengono i fattori di scalatura di area e volume:

$$\varphi_A = \varphi_l^2 \quad (3.2)$$

$$\varphi_V = \varphi_l^3 \quad (3.3)$$

Allo stesso modo, è possibile scalare il tempo, scrivendo:

$$\varphi_t = \frac{t_1}{t_0} \quad (3.4)$$

Si ottengono così i fattori di scala per velocità e accelerazione:

$$\varphi_v = \frac{\varphi_l}{\varphi_t} \quad (3.5)$$

$$\varphi_a = \frac{\varphi_l}{\varphi_t^2} \quad (3.6)$$

Infine, utilizzando un fattore di scala per la densità, è possibile ottenere i valori di massa, di momento d'inerzia e di forza nel seguente modo:

$$\varphi_\rho = \frac{\rho_1}{\rho_0} \quad (3.7)$$

$$\varphi_m = \varphi_\rho \varphi_l^3 \quad (3.8)$$

$$\varphi_I = \varphi_m \varphi_l^2 \quad (3.9)$$

$$\varphi_F = \frac{m_1 a_1}{m_0 a_0} = \varphi_m \varphi_a = \frac{\varphi_\rho \varphi_l^4}{\varphi_t^2} \quad (3.10)$$

Una volta scritte le equazioni riportate poc'anzi, è possibile scegliere una strategia di scalatura attraverso la quale definire i fattori di scala univoci per le grandezze di interesse.

Una prima possibile scelta, proposta da Iwnicki e dal suo gruppo di ricerca[46], consiste nel riportare il tempo con un fattore di scala unitario tra il sistema reale e quello in scala. In questo modo, le frequenze naturali dei due sistemi(reale e scalato 1:5) risultano essere le stesse. Conseguentemente, le velocità e le accelerazioni risultano proporzionali al fattore di scala geometrico utilizzato per dimensionare le lunghezze del banco.

Utilizzando, inoltre, per il banco gli stessi materiali utilizzati in opera, risulta che il fattore di scala della densità φ_ρ sia uguale a 1. Ne consegue che massa e forza premente siano riportate rispettivamente alla terza e alla quarta potenza del fattore di scala scelto:

$$\varphi_l = 5 \quad (3.11)$$

$$\varphi_m = 5^3 \quad (3.12)$$

$$\varphi_F = 5^4 \quad (3.13)$$

Malauguratamente, scrivendo le equazioni del moto si riscontrano delle incongruenze tra il fattore di scala della forza normale $\varphi_N = 5^4$ e quello del peso φ_w :

$$\varphi_w = \varphi_m \varphi_\rho = 5^3 \quad (3.14)$$

I ricercatori rispondono a tale problema sospendendo le sale del banco per mezzo di un sistema di funi e carrucole, garantendo così l'assorbimento del contributo della gravità.

Un'altra modalità di scalatura adottata per lo studio della dinamica laterale del veicolo è stata proposta dal Centro di ricerca Aerospaziale Tedesco (*DLR-Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt*): si scrivono le equazioni non lineari della dinamica laterale e si apportano delle correzioni sui fattori di scala nel rispetto delle similitudini dinamiche. L'obiettivo di Jaschinski consisteva nel riprodurre un banco in grado di studiare il fenomeno dell'*hunting*, ovvero un moto oscillatorio autoindotto che coinvolge principalmente spostamenti laterali e rotazioni in imbardata (*yaw*) del carrello o della sala montata. Tale moto è il risultato della combinazione tra la conicità del profilo ruota, la rigidità del sistema sospensivo e l'interazione non lineare tra ruota e rotaia.

Quando il veicolo si muove lateralmente rispetto all'asse del binario, la differenza di raggio di rotolamento tra le due ruote genera una forza di richiamo. Tuttavia, se la velocità del veicolo supera una certa soglia critica, questo meccanismo di stabilizzazione può diventare instabile,

innescando un'oscillazione ciclica che può permanere o amplificarsi nel tempo. Per ulteriori approfondimenti si rimanda a [47].

In sostanza, Jaschinski opera le seguenti scalature per accelerazioni e velocità:

$$\varphi_a = 1 \quad (3.15)$$

$$\varphi_v = \sqrt{\varphi_l} \quad (3.16)$$

Dalle equazioni di equilibrio, che legano le forze normali N , la massa m e le forze laterali T , si può scrivere:

$$\varphi_N = \varphi_m = \varphi_T = \varphi_\rho \varphi_l^3 \quad (3.17)$$

producendo così una scalatura unitaria per il coefficiente di attrito μ :

$$\varphi_\mu = 1 \quad (3.18)$$

Rimane da scalare la densità che, assumendo la similitudine geometrica per l'ellisse dei contatti ($\varphi_e = \varphi_l$), risulta:

$$\varphi_\rho = \frac{1}{\varphi_l} \quad (3.19)$$

il che risulterebbe impossibile assumendo un fattore di scalatura geometrica $\varphi_l = 5$.

Fortunatamente l'esatta similitudine dell'ellisse dei contatti risulta non essere necessaria in condizioni limite di scorrimento, in quanto l'area di contatto non risulta influente sulle forze scambiate in queste condizioni.

Jaschinski propose quindi di adottare un valore arbitrario per scalare la densità; tale valore consentì di produrre dei risultati fedeli almeno del tratto lineare delle curve di adesione:

$$\varphi_\rho = \frac{1}{2} \quad (3.20)$$

Un altro tipo di scalatura prevede di utilizzare un fattore unitario per la comparazione delle pressioni di contatto tra ruota e rotaia. Utilizzata sul banco prova progettato dall'IN-RETS (*Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité*), attraverso questa scalatura si ottiene una risposta fedele in termini di raggiungimento delle forze di scorrimento di Kalker, nonché una perfetta corrispondenza statica e dinamica del veicolo in ambiente sperimentale. Il gruppo di ricerca guidato da Pascal definisce quindi il fattore di scala per gli sforzi φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\varphi_F}{\varphi_l^2} = 1 \quad (3.21)$$

il che è importante per la progettazione, per esempio, della struttura del banco nonché delle eventuali molle di applicazione del carico. Conseguentemente risulta che le pressioni di contatto nel caso reale e nel banco in scala siano le stesse; si può scrivere quindi che:

$$\varphi_F = \varphi_l^2 \quad (3.22)$$

per definire quindi il fattore di scala per le rigidzze delle molle:

$$\varphi_c = \frac{\varphi_F}{\varphi_l} = \varphi_l \quad (3.23)$$

Assumendo poi che i materiali siano normalmente gli stessi utilizzati in scala reale, si può ipotizzare un coefficiente di scala per la densità $\varphi_\rho = 1$. Andando poi a comparare la forza elastica con quella gravitazionale:

$$\varphi_c \varphi_l = \varphi_m \varphi_g \quad (3.24)$$

che corrisponde a scrivere l'equazione delle frequenze naturali di oscillazione del sistema meccanico:

$$\varphi_\omega^2 = \frac{\varphi_g}{\varphi_l} = \frac{\varphi_c}{\varphi_m} \quad (3.25)$$

Si ottiene quindi un fattore di scala per l'accelerazione di gravità pari a:

$$\varphi_g = \frac{1}{\varphi_l} \quad (3.26)$$

che impone di aumentare il carico gravante sul banco per mantenere la similitudine scelta.

Si ricavano inoltre i fattori di scala per le velocità, per il tempo e per le accelerazioni:

$$\left(\frac{\varphi_v}{\varphi_l} \right)^2 = \frac{\varphi_c}{\varphi_m} \rightarrow \varphi_v = 1 \quad (3.27)$$

$$\varphi_t = \varphi_l \quad (3.28)$$

$$\varphi_a = \varphi_l \quad (3.29)$$

Questo tipo di scalatura consente di ottenere uno studio accurato in scala della dinamica verticale e di quella laterale, utilizzando una similitudine di quelli che sono gli sforzi normali e tangenziali presenti in opera.

Si riporta, in *Tabella 3.1*[48] un riepilogo di tutti i fattori di scala di interesse per le tre tipologie di scalatura citate.

Ovviamente è chiaro che ogni scalatura è funzionale a delle specifiche prove sperimentali da effettuare. Ciò implica che a seconda delle esigenze, è necessario adattare i parametri di funzionamento del banco in funzione della scalatura imposta. Per quanto riguarda i tribometri tradizionali, attraverso di loro si investigano propriamente le proprietà tribologiche dei materiali.

Nel caso specifico del banco di prova Twin-Disc del Politecnico di Torino è stata operata sia una scalatura meccanica(Pascal) che una scalatura termica, funzionale alle analisi di scambio termico tra ceppo e ruota a seguito di frenatura. Questa scalatura verrà descritta nel Capitolo 4, dedicato unicamente al banco Twin-Disc del PoliTo.

Grandezza	Simbolo	<i>Iwnicki</i>	<i>Jaschinski</i> $\varphi_\rho = 1$	<i>Jaschinski</i> $\varphi_\rho = 1/5$	<i>Pascal</i>
Lunghezza	φ_l	5	5	5	5
Tempo	φ_t	1	$\sqrt{5}$	$\sqrt{5}$	5
Velocità	φ_v	5	$\sqrt{5}$	$\sqrt{5}$	1
Accelerazione	φ_a	5	1	1	1/5
Massa	φ_m	125	125	25	125
Forza	φ_F	625	125	25	25
Densità	φ_ρ	1	1	1/5	1
Peso	φ_W	125	125	25	125
Modulo di Young	φ_E	1	1	1	1
Rigidezza	φ_c	125	25	5	5
Rigidezza torsionale	φ_{ct}	3125	625	125	125
Forza di scorrimento	φ_T	625	125	25	25
Smorzamento	φ_d	125	$25\sqrt{5}$	$5\sqrt{5}$	25
Smorzamento torsionale	φ_{dt}	3125	$625\sqrt{5}$	$125\sqrt{5}$	625
Inerzia	φ_I	3125	3125	625	3125

Tabella 3.1: Fattori di scalatura secondo le metodologie riportate[48]

3.3.1 Roller-Rig Multisala @PoliTo

Presso i laboratori di meccanica ferroviaria del Politecnico di Torino è stato progettato e allestito un roller-rig multisala in scala (1:5), utilizzando la similitudine di Jaschinski[49], di cui si riporta un'immagine in *Figura 3.4*.

Lo scopo del banco multisala è stato quello di poter eseguire test di aderenza degradata e riadesione della ruota sul rullo rotaia. L'idea progettuale del banco consiste nel mettere in contatto 4 sale in scala su due rulli coassiali di uguale dimensione, facendo girare 4 ruote su un medesimo rullo. I due rulli possono essere alimentati separatamente o, utilizzando un giunto di collegamento, in maniera solidale in base al tipo di prove da voler realizzare.

Nella progettazione dei rulli e delle ruote è stato scelto di realizzare entrambi i rotabili in due componenti distinti, un mozzo e un cerchione, in maniera tale da poter sostituire il secondo in seguito a usura oppure in base alla volontà di utilizzare un tipo di profilo ruota differente. Sono stati replicati in scala il profilo UIC60 per il rullo e l'ORE S1002 per le ruote.

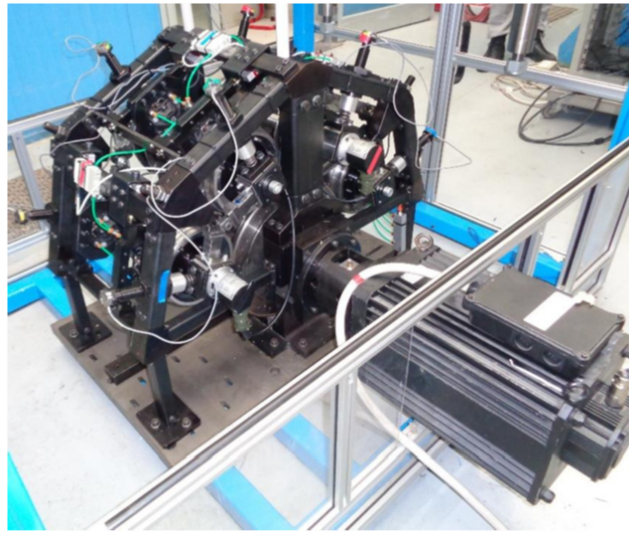


Figura 3.4: Banco di prova multisala presso i laboratori del Politecnico di Torino[50]

Per motivi d'ingombro delle ruote, dei sistemi sospensivi e di applicazione del carico, sono state disposte le ruote con una certa angolazione attorno al rullo. Si veda l'immagine in *Figura 3.5*.

L'applicazione dei carichi sulle ruote avviene mediante delle molle ad elica ed una vite di regolazione presente in corrispondenza di ciascuna ruota. Chiaramente, le sale più esterne, ovvero la 1 e la 4, scaricano sul rullo una componente della forza peso inferiore rispetto alle sale centrali, la 2 e la 3. In questa maniera, utilizzando i sistemi di carico propri di ogni ruota è possibile replicare il carico asse voluto a seconda delle prove da effettuare.

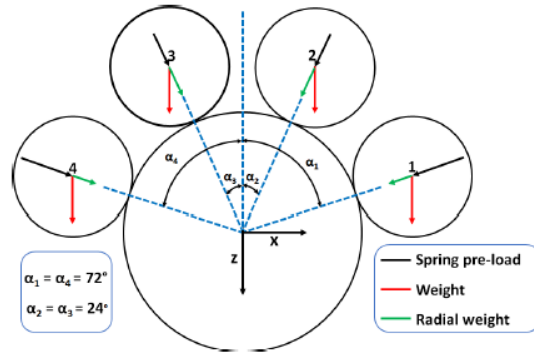


Figura 3.5: Disposizione delle ruote attorno al rullo[50]

3.3.2 Roller-Rig commerciale RENK

Esistono, inoltre, dei banchi di prova commerciali sui quali è possibile eseguire numerose prove in merito al contatto ruota-rotai, nonché sulla frenatura. In quest'ottica, sono un esempio i banchi di prova sviluppati dall'azienda tedesca RENK[51], che rappresentano una soluzione di riferimento in ambito sperimentale, offrendo una riproduzione fedele e controllata di tali condizioni all'interno di un laboratorio.

Nella soluzione proposta dalla RENK, riportata in *Figura 3.6*, sono possibili numerose possibilità sperimentali che lo rendono molto versatile.

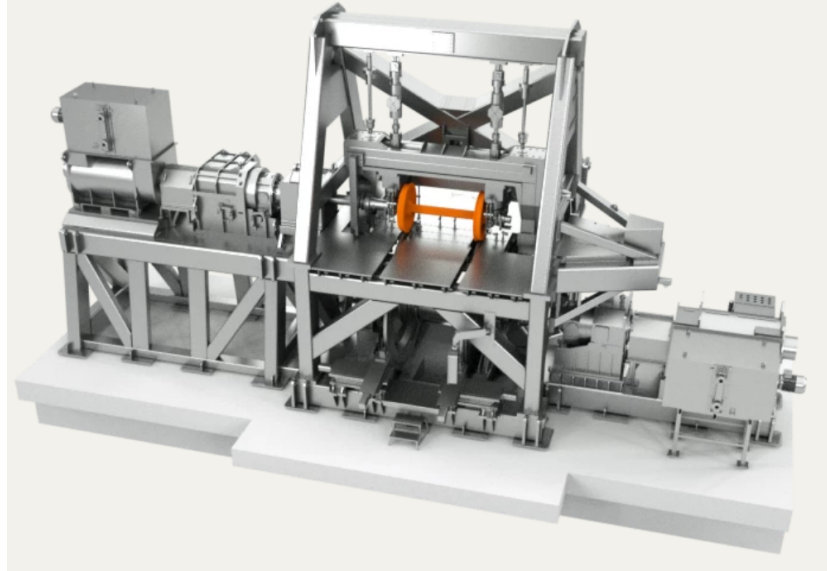


Figura 3.6: Banco di prova commerciale RENK[51]

Tra questi è possibile investigare l'influenza dei trattamenti termici sulle ruote, il fenomeno del fischio in curva oltre che l'efficacia degli assorbitori acustici montati sulla ruota. Tali banchi risultano inoltre essenziali per la calibrazione e lo sviluppo di sistemi diagnostici, lo studio della distribuzione dei lubrificanti e dei meccanismi di danneggiamento, così come per

l'ottimizzazione degli assili e per il monitoraggio del comportamento dinamico durante la marcia.

Un'altra area in cui questi banchi trovano largo impiego è lo sviluppo dei sistemi di frenatura. Il banco è infatti in grado di esaminare lo slittamento della ruota in diverse condizioni ambientali, misurare i coefficienti di attrito reali tra ruota e rotaia, caratterizzare il contatto frizionale e valutare le reali distanze di frenata. Questi dati sperimentali possono essere integrati in ambienti di simulazione hardware-in-the-loop (HIL), favorendo lo sviluppo e la validazione di algoritmi di controllo della frenatura più performanti per i veicoli ferroviari di nuova generazione.

Un'altra peculiarità del banco RENK consiste nella simulazione ottimizzata della rotaia infinita. A tal fine, il sistema utilizza due anelli di grandi dimensioni, i quali replicano il profilo reale della rotaia e sono montati sulla circonferenza di due dischi motorizzati. Con il banco è possibile raggiungere elevate velocità di rotazione, confrontabili nella scala reale con le velocità raggiunte in marcia dai treni ad alta velocità, fino a raggiungere i 300 km/h.

Il banco è inoltre equipaggiato con motori in grado di coprire un vasto range di funzionamento, in termini di velocità di rotazione, che garantiscono la generazione di scenari di prova diversificati. Le ruote in prova e i dischi simulanti la rotaia sono azionati da motori indipendenti, in grado di riprodurre non solo le velocità operative di un treno ad alta velocità, ma anche fasi transitorie come l'accelerazione e la frenatura. È possibile imporre variazioni rapide di coppia e velocità, condizione essenziale per studiare l'efficacia di sistemi frenanti a controllo attivo.

Infine, il banco RENK è dotato di un sistema di caricamento triassiale che consente di simulare non soltanto il peso statico del veicolo sul binario, ma anche gli effetti dinamici legati all'inerzia del veicolo. Grazie all'automazione del sistema RDDS (RENK Dynamic Drive System), è possibile riprodurre con precisione i carichi nelle tre direzioni, in condizioni sia statiche che dinamiche.

3.4 Banchi di prova Twin-Disc

Esiste un'altra tipologia di banco di prova sperimentalmente consolidata sotto il nome di *Twin-Disc Test Rig*. L'idea realizzativa consiste nel mettere in contatto due dischi motorizzati indipendentemente, simulanti una ruota ferroviaria, l'altro la rotaia. Alla genesi della sperimentazione in materia di Twin-disc si portavano in contatto due cilindri di uguali dimensioni riducendo il problema ad un tipico esempio di contatto hertziano. In *Figura 3.7* si mostra un'immagine esplicativa.

Chiaramente questa soluzione semplifica di molto il problema ben più complesso del contatto ruota-rotaia. Comunque, grazie a questa soluzione progettuale, l'idea di avere solo due dischi in contatto al posto di un'intera sala montata, riduce i costi di progettazione del banco, il tempo delle prove e aumenta la versatilità sperimentale.

Una peculiarità di questa tipologia di banchi consiste, come già anticipato, nella possibilità di alimentare indipendentemente i due dischi, in maniera tale da simulare condizioni di scorrimento. Così come la velocità, possono essere variate indipendentemente le condizioni di contatto come il carico normale, la velocità periferica e le condizioni ambientali.

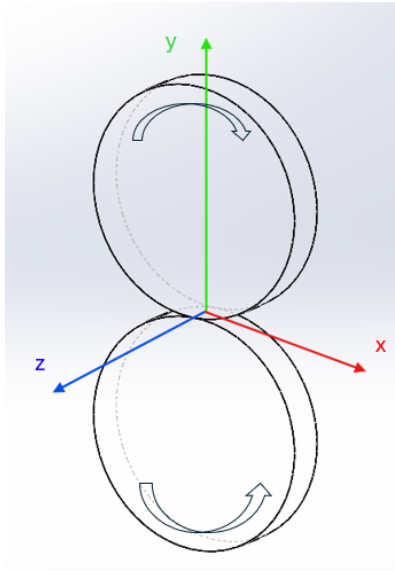
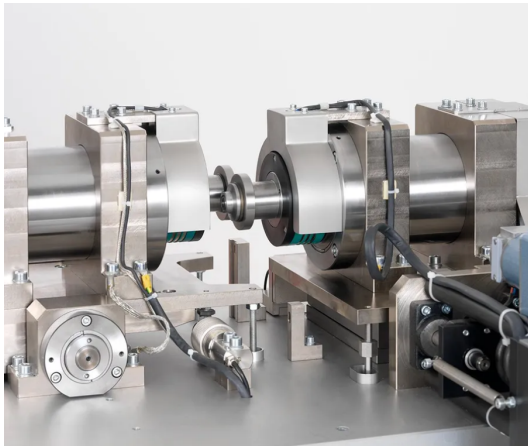


Figura 3.7: Schema concettuale del contatto tra cilindri

Di seguito, in *Figura 3.8*, si riportano due fotografie che mostrano il contatto tra due cilindri all'interno di un banco di prova commerciale [52].



(a) Setup banco prova Optimol



(b) Dettaglio del contatto tra i due dischi

Figura 3.8: Banco di prova Optimol[52]

Il banco permette di effettuare delle analisi generali in merito al comportamento sotto carico di due dischi azionati individualmente. È possibile testare i materiali dei dischi, i corrispondenti rivestimenti o i trattamenti termici subiti, in condizioni di lubrificazione variabile.

3.4.1 Banco Twin-Disc @BUT

Un primo esempio di banco di prova twin-disc può essere riferito a quello progettato e realizzato in scala (1:3) nei laboratori della Facoltà di Ingegneria Meccanica della University of Technology di Brno[53], in Repubblica Ceca. In *Figura 3.9* si può vedere lo schema funzionale del banco.

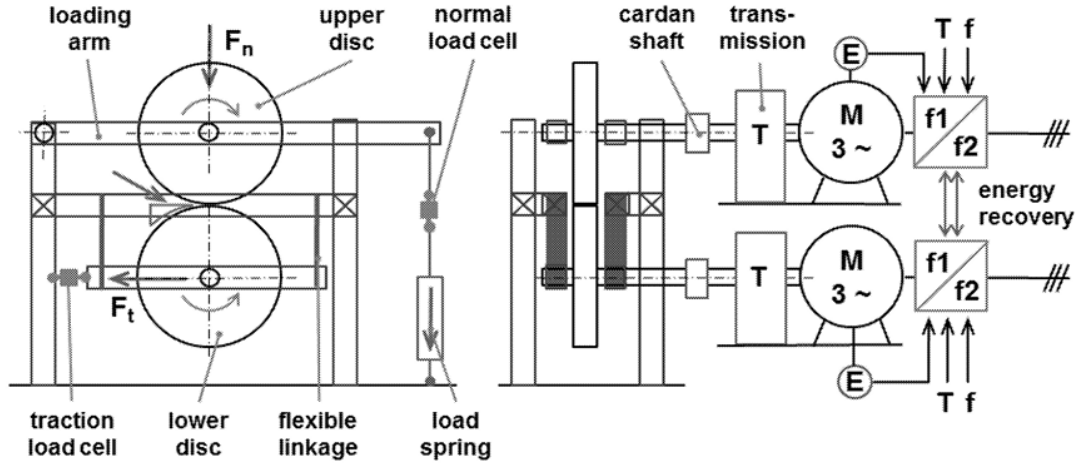


Figura 3.9: Schema funzionale del banco[53]

L'obiettivo del gruppo di ricerca ceco consisteva nel scoprire l'influenza del cosiddetto *terzo corpo* sul coefficiente d'attrito tra ruota e rotaia. Come anticipato nel paragrafo riservato alla discussione del modello termico di diffusione del calore, nel quale si introduceva la presenza del *terzo corpo* come una resistenza termica frapposta tra ruota e rotaia, in questo studio se ne valuta l'influenza sul coefficiente d'attrito tra le stesse. Di fatto, la presenza di sporco e contaminazioni provoca la formazione di un film tra i rotabili che ne limita l'aderenza. Il banco di prova prevede quindi l'alimentazione indipendente delle due ruote a contatto, con la possibilità di variazione della velocità di ruota e rullo in funzione delle prove da eseguire. In caso di differenti velocità, quindi di presenza di scorrimento, è previsto l'utilizzo di uno dei due motori come generatore per il recupero dell'energia [53].

L'applicazione del carico sulla ruota superiore avviene mediante una serie di leveraggi, tirati mediante un meccanismo a molle e una vite di applicazione. L'uso di celle di carico permette la calibrazione e la validazione delle condizioni scelte per le prove. Inoltre, le ruote sono chiuse dentro una camera stagna che permette di sparare sabbia e altri contaminanti in corrispondenza della superficie di contatto tra ruota e rotaia.

Un altro esempio di banco, sempre prodotto nei laboratori della BUT[54], viene riportato nelle *Figure 3.10 e 3.11*. In questo caso, il gruppo di ricerca guidato da Galas e Omasta investiga le possibili cause dello stridio dovuto al contatto ruota-rotaia. In questo caso, le dimensioni della ruota corrispondono a quelle nominali di una ruota ferroviaria (diametro 800 mm), quindi i fattori di scalatura sui parametri riferiti ad essa sono riportati a 1.

Il gruppo di ricerca ceco si pone l'obiettivo di verificare il modello di contatto ruota-rotaia denominato *mode-coupling*, che parrebbe essere alla base dei meccanismi che producono il rumore tipico delle ruote durante il rotolamento. Questo modello mostra la dipendenza della forza

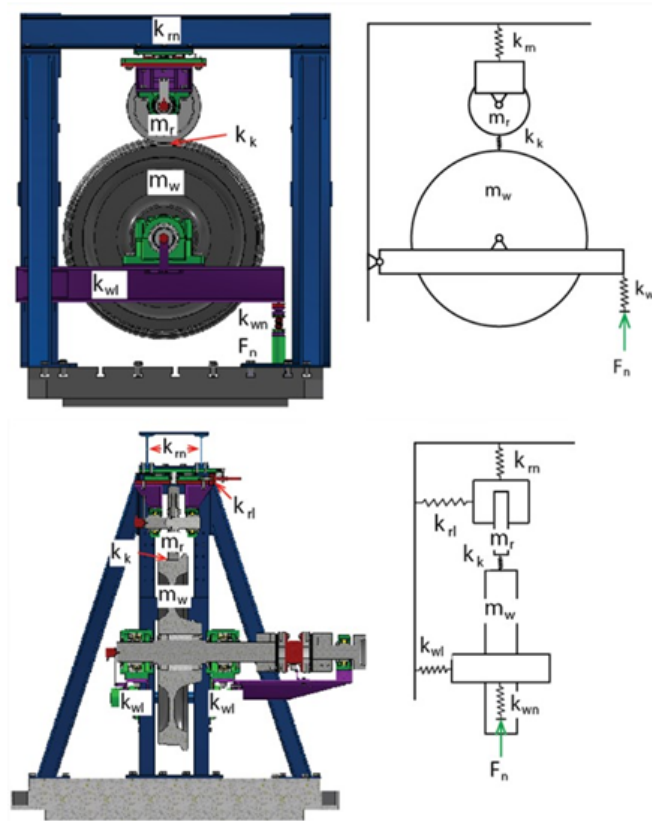


Figura 3.10: Vista frontale e sezione del banco. Schema a parametri concentrati del modello dinamico[54]

di attrito dall'intensità del carico normale gravante sulla ruota, in quanto le oscillazioni nella direzione verticale influenzano la forza normale, la quale a sua volta modifica la forza d'attrito tramite il coefficiente di attrito. Di conseguenza, anche le oscillazioni nella direzione orizzontale ne risultano influenzate, determinando un effettivo "accoppiamento" tra i due moti. Per ottenere una validazione opportuna, il banco permette di misurare separatamente le forze di attrito tangenziali e le forze laterali, producendo così la caratteristica di scorrimento laterale, utile alla definizione del comportamento dinamico del sistema sospensivo della ruota.

Come si vede in *Figura 3.10*, la ruota del banco è connessa ad una leva tramite la quale viene applicato il carico normale mediante un attuatore idraulico e delle molle di carico. La ruota simulante la rotaia è posta, in questo banco, superiormente alla ruota vera e propria; la rigidità normale della rotaia viene controllata dalle travi superiori della struttura di sostegno del banco.

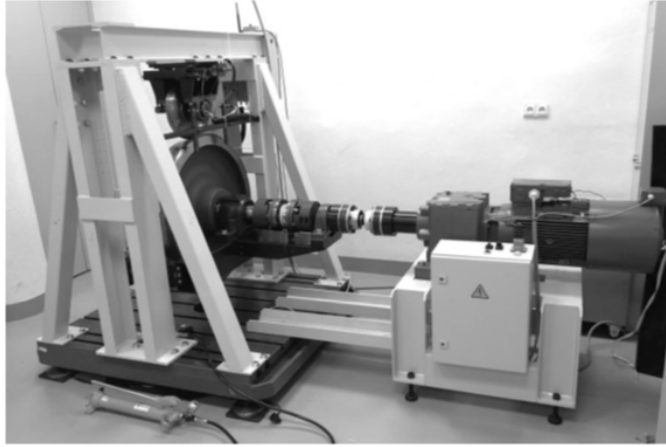


Figura 3.11: Banco prova realizzato[54]

In *Figura 3.12* si riporta il modello dinamico alla base della progettazione del banco [55]. Si vede come in questo modello venga modellata anche la dinamica laterale dell'accoppiamento ruota-rotaia. La modellazione delle rigidità fa riferimento ai corrispondenti valori normalmente riscontrabili in opera su ruote e rotaie. In questo modo si riesce a simulare le oscillazioni dinamiche in entrambe le direzioni, laterale e normale.

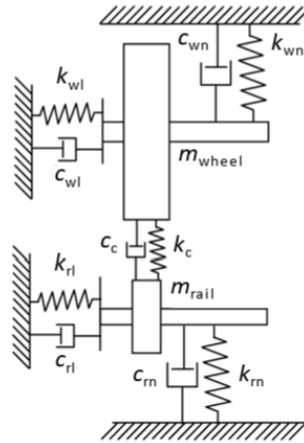


Figura 3.12: Schematizzazione in parametri concentrati della dinamica del banco di prova[54]

Viene inoltre misurato il livello di pressione sonora (SPL) in corrispondenza del banco in maniera tale da poterlo riferire alle diverse condizioni di aderenza con le quali vengono fatte le prove. Il SPL è utile alla validazione dei modelli predittivi sul rumore prodotto dalla ruota, oltre che per valutare l'impatto degli assorbitori acustici applicabili al banco.

4 Banco di prova Twin-Disc @PoliTo

In questa sezione verrà descritto il banco di prova sul quale verranno effettuate le prove sperimentali oggetto di questo elaborato. Verranno inoltre riportate le scalature applicate al banco e le novità progettuali portate dallo stesso.

4.1 Descrizione del banco

Nel corso della presente attività di tesi si è partiti dal CAD 3D del banco, di cui si riportano due immagini nelle *Figure 4.1 e 4.2*, si è passati per il suo assemblaggio, fino ad arrivare ad eseguire su di esso le calibrazioni e le prove sperimentali oggetto di questo lavoro.

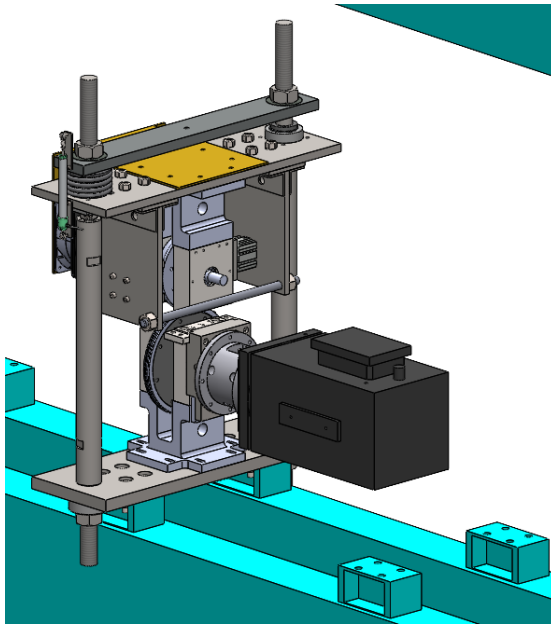


Figura 4.1: Vista assonometrica anteriore del modello 3D del banco

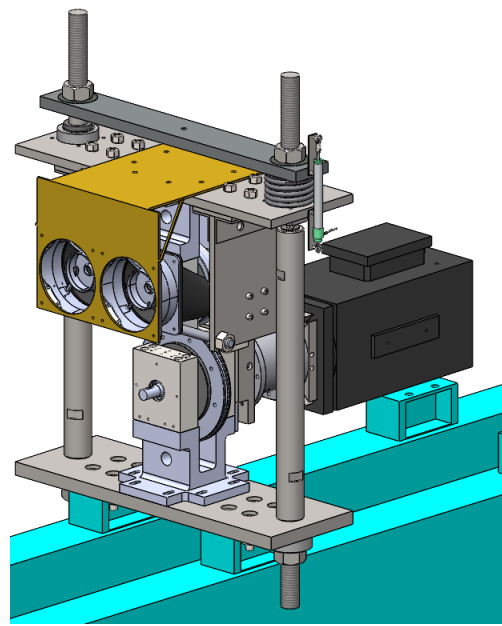


Figura 4.2: Vista assonometrica posteriore del modello 3D del banco

L'obiettivo per il quale è stato progettato il banco consiste nel realizzare una piattaforma sperimentale in scala in grado di testare e validare dei modelli di usura e di scambio termico prodotti durante le operazioni di frenata nel caso di ceppi per treni merci.

Come verrà descritto di seguito, il banco permette di realizzare diversi tipi di prova, come ad esempio la possibilità di utilizzare la configurazione 1Bg piuttosto che la 2Bg (si veda l'immagine riportata in *Figura 2.3*). Nella configurazione riportata nelle figure appena riportate è possibile constatare la presenza di un solo motore che alimenta il rullo, in combinazione con la presenza di un gruppo di ventole funzionale a simulare una convezione forzata in corrispondenza della zona di contatto tra ruota e ceppo.

Si procederà in seguito con la descrizione puntuale delle peculiarità del banco, delle strategie progettuali riportando delle immagini reali del banco in opera.

4.1.1 Progettazione del banco

Il banco è stato progettato seguendo la similitudine di Pascal, ampiamente descritta nel paragrafo 3.3. La scelta di eseguire questo tipo di scalatura viene giustificata dal fatto di voler mantenere la stessa pressione di contatto tra i due dischi, nonché dalla volontà di realizzare una superficie di contatto quanto più realistica possibile su un banco prova.

Si è proceduto quindi scegliendo un fattore di scala per le lunghezze φ_l pari a 5, comunemente utilizzato in letteratura. La scelta di questo particolare fattore è stata dettata anche dalle limitazioni imposte dai motori utilizzati sul banco: avendo la possibilità di riutilizzare un motore già presente in laboratorio, già utilizzato su altri banchi di prova, questo valore consente di non eccedere nella richiesta di potenza al motore stesso. Come si può vedere in *Tabella 4.1*, seguendo la scalatura di Pascal, le velocità periferiche sui dischi sono scalate con un fattore unitario, il che rende necessaria la richiesta di una grande potenza al motore, per sopperire alle elevate velocità nel caso della ruota con raggio piccolo, e della coppia richiesta nel caso di ruote con raggio maggiore.

Grandezza	Simbolo	<i>Pascal</i>
Lunghezza	φ_l	5
Superficie	φ_A	25
Volume	φ_V	125
Tempo	φ_t	5
Velocità	φ_v	1
Massa	φ_m	125
Forza	φ_F	25
Densità	φ_ρ	1
Peso	φ_W	125
Modulo di Young	φ_E	1
Tensione	φ_σ	1
Rigidezza	φ_c	5
Forza di scorrimento	φ_T	25
Inerzia	φ_I	3125

Tabella 4.1: Fattori di scalatura utilizzati sul banco Twin-Disc[2]

Oltre al motore, modello brushless ACM BRL 220, sono stati riutilizzati due alberi identici sui quali vengono calettate le ruote, le due boccole di supporto agli alberi e le staffe di fissaggio delle boccole sul frame fisso. Si riportano le immagini dei modelli CAD di questi ultimi e le immagini del gruppo albero-boccola-supporto assemblati in laboratorio.

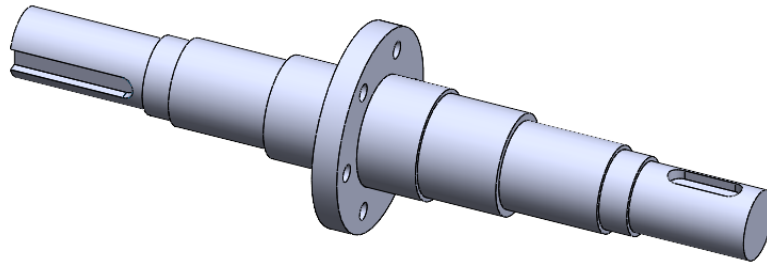


Figura 4.3: Albero di calettamento dei due rulli

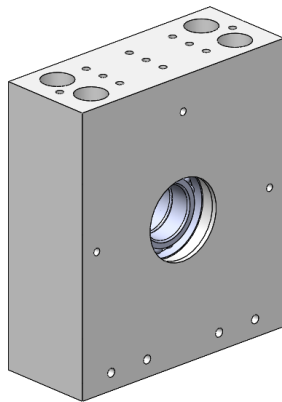


Figura 4.4: Boccola di supporto all'albero

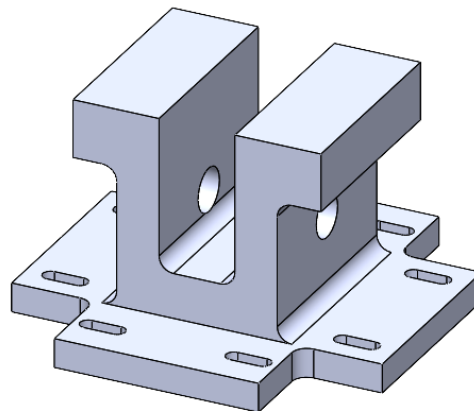


Figura 4.5: Supporto di fissaggio per la boccola

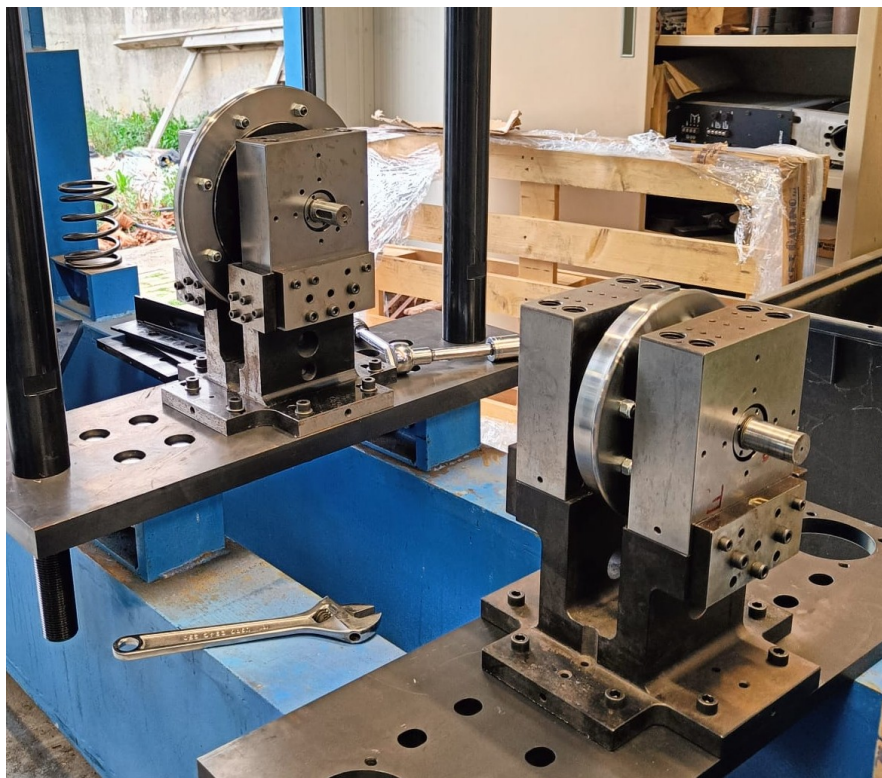


Figura 4.6: Rullo e ruota montate tramite la boccola sui rispettivi supporti

Nell'immagine riportata in *Figura 4.6* si vedono montati i due dischi, uno per il rullo(a sinistra) e l'altro per la ruota(a destra), sui due supporti neri, a loro volta serrati sulle due piastre orizzontali. In questa immagine si vedono bene i due dischi prima di essere messi in posizione, uno sopra l'altro. Segue in *Figura 4.7* l'immagine del banco assemblato, nella quale si vedono i due dischi in contatto, il sistema di carico del banco(costituito dalle molle elicoidali e il sistema dado-vite per la relativa regolazione) e i due cilindri freno(con i rispettivi ceppi) fissati sulle piastre verticali che scendono a sbalzo dalla piastra superiore. È visibile in alto a sinistra, fissato esternamente alle due piastre orizzontali separate dalle molle, un potenziometro(serie PZ34) utile alla calibrazione del carico gravante sul carico. In seguito si mostreranno le calibrazioni effettuate con esso in fase di settaggio del banco per le successive prove di frenatura, oggetto di questo lavoro di tesi.

Per il dimensionamento delle piastre, dei tiranti verticali e delle molle si rimanda a [2].

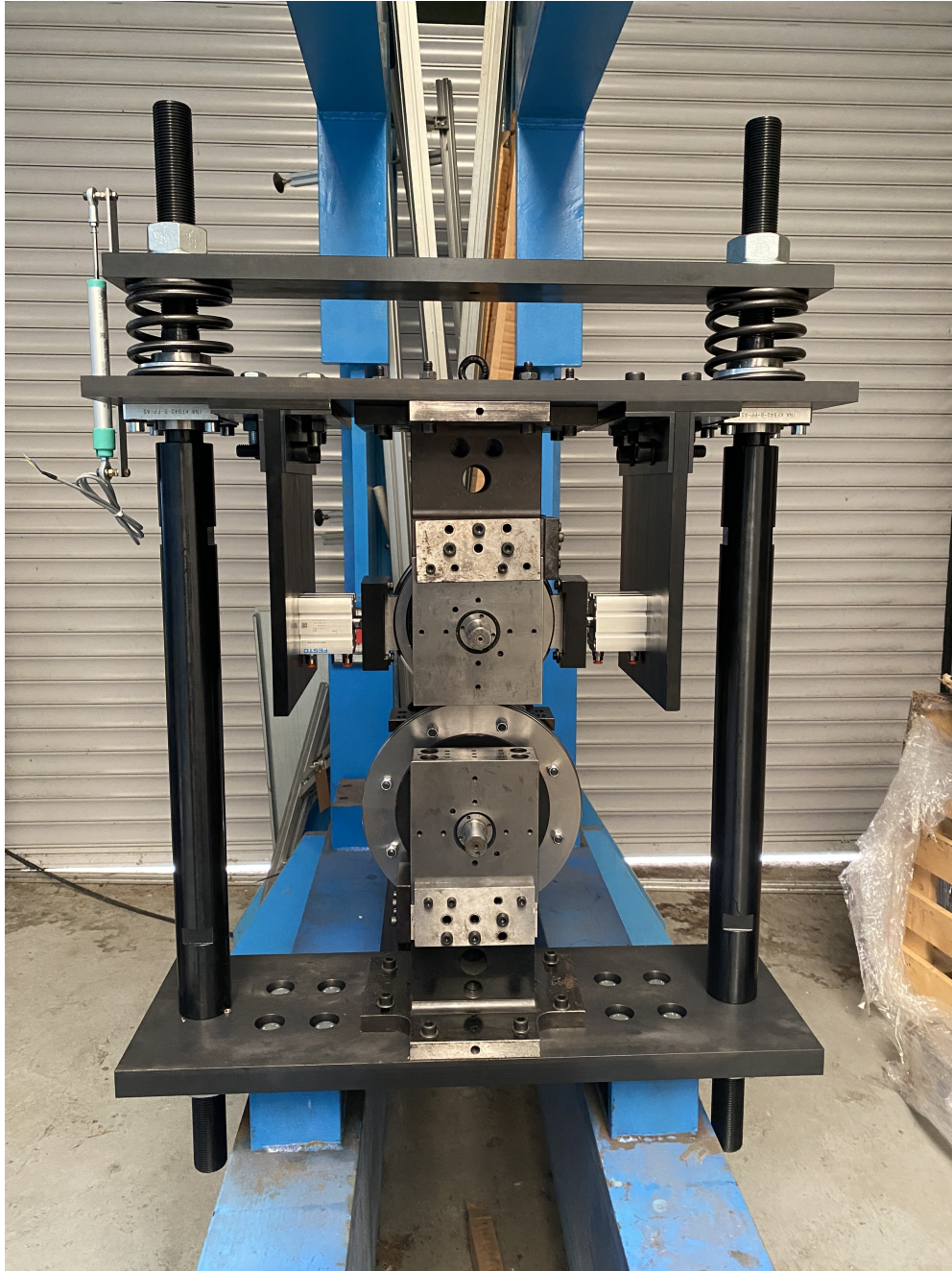


Figura 4.7: Banco prova assemblato presso i laboratori di meccanica ferroviaria del Politecnico di Torino

4.1.2 Parametri di funzionamento e novità progettuali nel banco

Come si diceva in precedenza, per la progettazione del banco è stato seguito l'approccio proposto da Pascal, con l'obiettivo di scalare con fattore di scala unitario le pressioni di contatto tra ruota e rotaia. Il modello però non assicura la completa similitudine tra le superfici di contatto rispetto alle condizioni nominali di avanzamento della ruota sulla rotaia. Di fatto esiste una discrepanza tra le curvature delle superfici a contatto, in particolare di quella della rotaia: nel caso reale questa risulta essere a curvatura nulla, mentre nella realizzazione del banco ci si trova a dover far fronte a una curvatura imposta dalle dimensioni del rullo simulante la rotaia.

Si è proceduto quindi andando ad apporre una leggera modifica sulla curvatura del profilo del rullo, in maniera tale da mantenere coerente la scalatura.

Prima però di riportare le modifiche apportate, si riporta in *Figura 4.8* l'immagine che mostra i due profili del rullo, quello scalato e quello scalato e modificato, durante l'accoppiamento con la ruota. Per la ruota è stato utilizzato il profilo descritto dallo standard ORE S1002, mentre per la rotaia si è utilizzato il profilo UIC 60. Di seguito anche un'immagine dell'accostamento ruota-rotaia realizzato sul banco vero e proprio, in *Figura 4.9*.

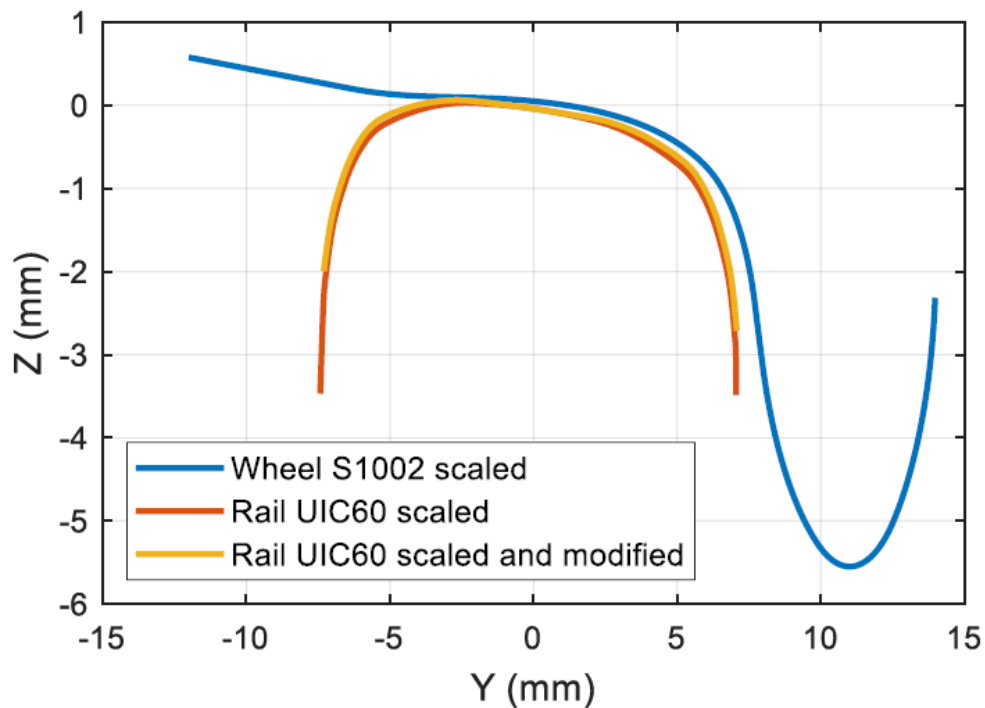


Figura 4.8: Accoppiamento tra i profili di ruota e rotaia[2]

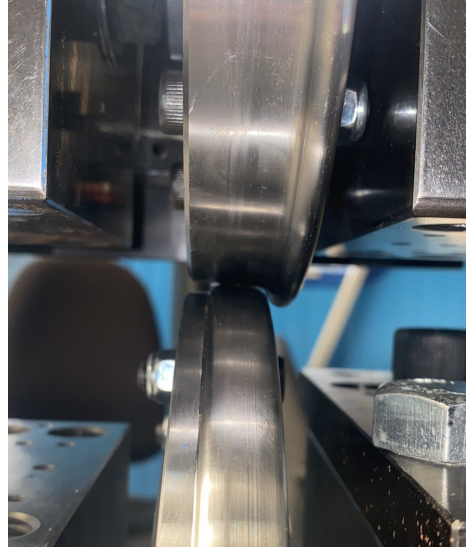


Figura 4.9: Fotografia realizzata sul banco, accoppiamento tra ruota e rullo

Per quello che riguarda la correzione della curvatura apportata ai profili longitudinali e laterali di ruota e rotaia, si è proceduto in maniera iterativa applicando la teoria del contatto di Hertz. È stato modificato il valore della curvatura finché non si è ottenuto il valore desiderato di superficie di contatto, e conseguentemente di pressione tra i corpi. Il valore della curvatura del rullo può essere scelto in maniera arbitraria, quanto più grande possibile per simulare meglio la curvatura ideale della rotaia. Per ragioni costruttive però bisogna scegliere un valore finito in accordo con la teoria di Hertz e con le dimensioni delle curvature laterali e longitudinali note:

	Longitudinale $R_{(w,r)x}$	Laterale $R_{(w,r)y}$
Ruota	92 mm	64 mm
Rullo	132 mm	? mm

Tabella 4.2: Tabella dei raggi di curvatura di ruota e rullo

Nella *Tabella 4.2* si indicano con i pedici w e r rispettivamente ruota e rullo, mentre con x e y le due direzioni longitudinale e laterale.

Applicando la teoria del contatto hertziano e imponendo che l'ellisse del contatto abbia semiassi:

$$a = \alpha \cdot \sqrt[3]{\frac{3FR_{eq}}{E'}} \quad (4.1)$$

$$b = \beta \cdot \sqrt[3]{\frac{3FR_{eq}}{E'}} \quad (4.2)$$

$$\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_w^2}{E_w} + \frac{1 - \nu_r^2}{E_r} \quad (4.3)$$

con il raggio di curvatura equivalente calcolato come segue:

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{wy}} + \frac{1}{R_{rx}} + \frac{1}{R_{ry}} \quad (4.4)$$

nelle quali si indica con F il carico normale, con E e ν il modulo di Young e il coefficiente di Poisson per l'acciaio, con α e β coefficienti non lineari funzione del raggio di curvatura equivalente R_{eq} .

Utilizzando un valore massimo di pressione garantita di 1640 MPa, nel caso di treni merci, nell'equazione:

$$p_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{\pi ab} \quad (4.5)$$

si ottiene un valore di raggio di curvatura laterale per il rullo pari a:

$$R_{ry} = 184 \text{ mm} \quad (4.6)$$

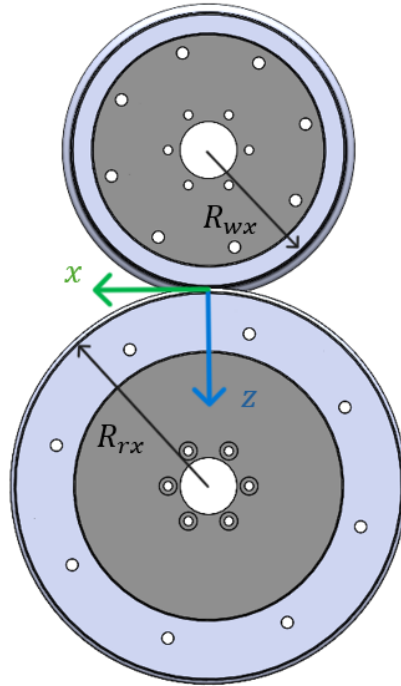


Figura 4.10: Curvature longitudinali

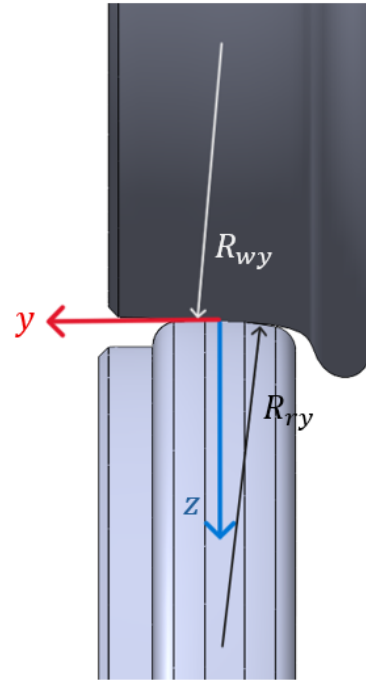


Figura 4.11: Curvature laterali

Come si può vedere nell'immagine riportata in *Figura 4.10* ruota e rullo sono costituiti da due corpi separati, un disco esterno e un mozzo interno, uniti e resi solidali mediante delle viti di fissaggio. Questo tipo di scelta è stata dettata dalla volontà di voler effettuare prove utilizzando profili ruota differenti e dalla necessità di sostituire gli stessi a seguito di usura.

Nello specifico, per le ruote del banco sono stati utilizzati acciai aventi le stesse proprietà chimiche e meccaniche di quelli richiesti dalle normative EN 13262 e EN 13674-4.

Per quanto riguarda l'applicazione del carico sull'asse ruota, il banco è stato dotato di due piloni verticali aventi estremità filettate con dimensione M40. Il compito di imprimere la forza di contatto tra i due dischi è affidato alle due molle elicoidali visibili in *Figura 4.7*. Agendo sui dati che chiudono le molle tra le due piastre orizzontali è possibile regolare il carico in base alle necessità sperimentali. Tra le stesse piastre è stato montato un potenziometro lineare (serie PZ34), in *Figura 4.12*, che consente di stimare il carico applicato misurando la distanza tra le piastre e conoscendo il valore della rigidità delle molle.



Figura 4.12: Particolare del potenziometro montato lateralmente al banco

Per quello che riguarda l'azionamento dei freni a ceppi sul banco, sono stati scelti due cilindri pneumatici a doppio effetto, il cui stelo è collegato ad un supporto ceppi. Se ne riporta un'immagine in *Figura 4.13*. Come si può vedere, i ceppi risultano bloccati in posizione mediante due viti che chiudono le flange dei ceppi in battuta sul portaceppi.

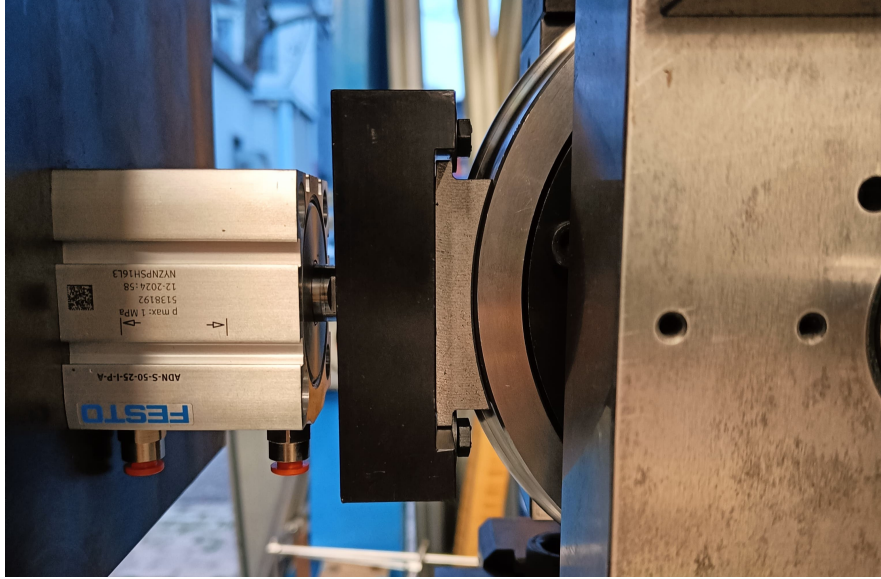


Figura 4.13: Cilindro freno pneumatico, portaceppo e ceppo montati in posizione sul banco

Il cilindro risulta montato con gli ingressi aria rivolti verso il basso per comodità di gestione dei collegamenti pneumatici. L'impianto pneumatico che asservisce i cilindri non corrisponde a quello normalmente presente sui treni, costituito dalle varie condotte e dal distributore, bensì è composto da un serbatoio e da un compressore di ricarica. Il ruolo del distributore viene simulato da un'elettrovalvola comandata tramite PC. Va detto però che, per le prove di *drag braking* che vorranno essere realizzate sul banco, che prevedono delle frenate a pressione costante, non è necessario avere un controllo dinamico della pressione in camera del cilindro.

Nel capitolo seguente verrà riportata la calibrazione del cilindro freno, in maniera tale da poter ricavare una caratteristica di funzionamento dello stesso. Con questa e con la calibrazione delle molle di applicazione del carico verticale, si potranno settare i parametri dai quali partire per le prove di frenata.

Prima di descrivere l'attività sperimentale, è bene conoscere l'entità delle grandezze fisiche in gioco, in particolare valutare se i motori utilizzati sul banco siano in grado o meno di ottemperare alle velocità e alle coppie richieste per le prove. Con la similitudine imposta, il fattore di scala per le velocità di rotazione delle ruote risulta essere unitario, quindi da questa è possibile risalire alle potenze richieste al motore.

Si scrivono le consuete equazioni che mettono in relazione la cinematica e la dinamica del banco, partendo da quella che descrive la velocità di rotazione della ruota:

$$\omega_w = \frac{v}{\frac{d_{t_{scaled}}}{2}} \quad (4.7)$$

Dove con v si indica la velocità periferica della ruota e con $d_{t_{scaled}}$ si indica il valore del diametro ruota scalato dalla dimensione nominale:

$$d_t = 920 \text{ mm} \quad d_{t_{scaled}} = 184 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Si scrivono così le relazioni che legano il carico verticale F_v gravante sulla ruota con la forza tangenziale F_t , passando per il coefficiente d'attrito μ tra i due dischi (presupposto pari a 0.4 nel caso di attrito dinamico e pari a 0.6 nel caso di attrito statico):

$$F_v = \frac{Mg}{2 \varphi_l^2} \quad (4.9)$$

$$F_t = \mu F_v \quad (4.10)$$

indicando con M il carico gravante sull'asse, dimezzato per considerarne l'effetto sulla singola ruota.

Si scrivono, infine, le relazioni che descrivono la coppia e la potenza richiesta:

$$C_w = F_t \cdot \frac{d_{t_{scaled}}}{2} \quad (4.11)$$

$$P_w = C_w \cdot \omega_w \quad (4.12)$$

Utilizzando le equazioni appena riportate è possibile verificare che le quantità richieste dal banco possono essere garantite mediante i motori già presenti in laboratorio. Si riporta in *Tabella 4.3* un riassunto delle principali grandezze cinematiche e dinamiche richieste.

Parametri	Simbolo	Treni Passeggeri	Treni Merci
Carico asse [t]	M	12	22.5
Velocità periferica [km/h]	v	80	60
Velocità angolare [rad/s]	ω_w	242	181
Velocità angolare [rpm]	ω_w	2307	1730
Carico verticale [N]	F_v	2354	4415
Forza tangenziale massima [N]	$F_{t_{max}}$	1413	2649
Forza tangenziale continuativa [N]	$F_{t_{cont}}$	942	1766
Coppia massima [Nm]	$C_{\omega_{max}}$	130	244
Coppia continuativa [Nm]	$C_{\omega_{cont}}$	87	162
Potenza massima [kW]	P_{max}	31	44
Potenza continuativa [kW]	P_{cont}	21	29

Tabella 4.3: Parametri di funzionamento richiesti al motore[2]

4.1.3 Scalatura termica

Oltre alla scalatura meccanica applicata in termini di pressioni di contatto, un'altra novità è stata quella di apportare una scalatura termica ai fenomeni di scambio termico prodotti durante la frenatura. Questo passaggio sarà utile per correlare i dati sperimentali con gli scenari reali. Partendo dalla scrittura delle equazioni che descrivono i fenomeni termici in oggetto, si è arrivati alla definizione dei parametri di scalatura che verranno di seguito riportati.

Per prima cosa, si riporta il sistema di equazioni alle derivate parziali ricavabile per l'interazione tra ruota e ceppo. Nell'ordine in cui sono riportate, per prima si trova l'equazione della diffusione interna al ceppo, la seconda corrisponde all'equazione che regola le condizioni al contorno relative al flusso termico scambiato, la terza e la quarta sono rispettivamente l'equazione di convezione e le condizioni iniziali relative al campo termico sul dominio scelto.

$$\begin{cases} \rho c \dot{T} = \lambda \nabla^2 T , & \Omega \\ -\lambda \nabla T \cdot \mathbf{n} = \phi_{in}(t) , & \Gamma_1 \\ -\lambda \nabla T \cdot \mathbf{n} = U(T_B - T) , & \Gamma_2 \\ T(\mathbf{x}, t = 0) = T_0(\mathbf{x}) \end{cases} \quad (4.13)$$

dove T è la temperatura, $\dot{T}$ la sua derivata temporale, t il tempo, $\mathbf{x}$ è il vettore delle coordinate interno al dominio Ω , Γ_1 corrisponde al bordo del dominio dove insiste il flusso ϕ_{in} , Γ_2 è il bordo del dominio dove si verifica il fenomeno della convezione, di cui U è il coefficiente convettivo e T_B è la temperatura del fluido(aria), T_0 corrisponde alla temperatura iniziale del campo di temperature, ed infine ρ è la densità, c è il calore specifico e λ è la conducibilità termica.

Si procede introducendo delle quantità normalizzate che saranno funzionali a riscrivere il sistema (4.15) in maniera adimensionale.

$$\bar{T} = \frac{T}{T^*} ; \quad \bar{\mathbf{x}} = \frac{\mathbf{x}}{L^*} ; \quad \bar{t} = \frac{t}{t^*} ; \quad \bar{\phi} = \frac{\phi_{in}}{\phi^*} ; \quad \bar{U} = \frac{U}{U^*} ; \quad \bar{T}_B = \frac{T_B}{T_B^*} \quad (4.14)$$

in cui i termini forniti con asterisco corrispondono ai valori di riferimento per la data grandezza e i termini riportati con la barra superiore indicano i corrispondenti termini adimensionalizzati. Inserendo le equazioni (4.14) in (4.15) si ottiene il seguente sistema reso adimensionale:

$$\begin{cases} \dot{\bar{T}} = \frac{\lambda}{\rho c} \frac{t^*}{L^{*2}} \bar{\nabla}^2 \bar{T} , & \Omega \\ \bar{\nabla} \bar{T} \cdot \mathbf{n} = -\frac{\phi^* L^*}{\lambda} \bar{\phi}(\bar{t}) , & \Gamma_1 \\ \bar{\nabla} \bar{T} \cdot \mathbf{n} = -\frac{U^* L^*}{\lambda T^*} \bar{U}(\bar{T}_B^* \bar{T}_B - T^* \bar{T}) , & \Gamma_2 \\ \bar{T}(\bar{\mathbf{x}}, \bar{t} = 0) = \bar{T}_0(\bar{\mathbf{x}}) \end{cases} \quad (4.15)$$

È infine possibile scrivere 4 parametri adimensionali come segue:

$$\begin{cases} A_1 = \frac{\lambda}{\rho c} \frac{t^*}{L^{*2}} \\ A_2 = \frac{\phi^* L^*}{\lambda} \\ A_3 = \frac{U^* L^* T_B^*}{\lambda T^*} \\ A_4 = \frac{U^* L^*}{\lambda} \end{cases} \quad (4.16)$$

dove si può notare che il termine A_4 corrisponde al noto numero adimensionale di Biot, quindi $A_4 = Bi$; mentre nel caso in cui si definisca una velocità di riferimento come segue

$$V^* = \frac{L^*}{t^*} \quad (4.17)$$

allora il termine A_1 corrisponderà all'inverso del numero adimensionale di Peclet, ovvero $A_1 = Pe^{-1}$

Accade che il sistema reale e quello scalato abbiano lo stesso comportamento termico se i valori dei termini adimensionali appena riportati siano gli stessi nei due sistemi. Scrivendo dei fattori di scala come fatto nel caso della scalatura meccanica, è possibile scrivere:

$$\varphi_{Aj} = \frac{(A_j)_{reale}}{(A_j)_{scalato}} \quad (4.18)$$

dove $j=1-4$; deve accadere che questi fattori siano unitari per raggiungere la similitudine termica. Ammettendo che i componenti in scala siano realizzati con gli stessi materiali dei componenti reali, si possono scrivere i seguenti fattori di scala:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_{A1} = \frac{\varphi_t}{\varphi_L^2} \\ \varphi_{A2} = \varphi_\phi \varphi_L \\ \varphi_{A3} = \frac{\varphi_U \varphi_L \varphi_{T_B}}{\varphi_T} \\ \varphi_{A4} = \varphi_U \varphi_L \end{array} \right. \quad (4.19)$$

Facendo riferimento alla similitudine di Pascal riportata in tabella 3.1, risulta:

$$\varphi_{A1} = \frac{1}{\varphi_L} \quad \varphi_{A2} = \varphi_L \quad \varphi_{Bi} = \varphi_U \varphi_L \quad (4.20)$$

che corrisponde ad avere una scalatura termica imperfetta. Di fatto, utilizzando questo tipo di scalatura non è possibile riferire i risultati ottenuti sul banco al sistema reale. Usando questa scalatura, il focus è posto sul contatto ceppo-ruota. Volendo applicare la scalatura anche al contatto ruota-rotaia, bisogna operare un'ulteriore modifica.

Nello specifico caso di *drag braking*, si raggiunge la similitudine termica imponendo un appropriato scalamento del flusso termico. Si ottiene una similitudine sulla diffusione termica nel ceppo applicando un tempo di frenata ben più ridotto rispetto al caso reale, in quanto $\varphi_t = \varphi_L^2$. Questa imposizione va contro quanto ricavato tramite Pascal, dove si avrebbe lo stesso fattore di scala per le lunghezze e per il tempo; questa scelta porterebbe ad avere il termine φ_{A1} pari a 1. Allo stesso modo, supponendo che il flusso termico applicato sul banco sia amplificato, si ottiene $\varphi_\phi = 1/\varphi_L$ arrivando ad ottenere $\varphi_{A2} = 1$. Infine, per ottenere un fattore di scala unitario per il numero di Biot, si deve imporre una modificazione al fattore di scala del coefficiente convettivo, scrivendo $\varphi_U = 1/\varphi_L$.

Sapendo che il flusso termico scambiato tra ceppo e ruota durante la frenata è:

$$\phi_{ws} = \frac{\mu F_s V}{L_s H_s} \quad (4.21)$$

dove μ è il coefficiente d'attrito ceppo-ruota, F_s è la forza premente sul ceppo, V è la velocità periferica della ruota, L_s e H_s sono rispettivamente la lunghezza circonferenziale e lo spessore assiale del ceppo. Scrivendo il fattore di scala corrispondente, si ottiene:

$$\varphi_\phi = \frac{\varphi_{F_s} \varphi_V}{\varphi_L^2} \quad (4.22)$$

Sapendo che $\varphi_t = \varphi_L^2$, una scalatura opportuna per le velocità di rotazione della ruota sarebbe imporre $\varphi_V = 1/\varphi_L$. ovvero amplificare la velocità sul banco. Non è possibile raggiungere le velocità eventualmente richieste tramite i motori presenti in laboratorio, e l'uso di un motoriduttore sarebbe pericoloso in termini di sicurezza. Si opta quindi di imporre $\varphi_V = 1$ rispettando la similitudine di Pascal. Per raggiungere la similitudine sul flusso termico $\varphi_\phi = 1/\varphi_L$, la pressione di spinta sul ceppo dovrà essere scalata secondo $\varphi_{F_s} = \varphi_L$, che va in contrasto con quanto ricavato tramite la similitudine di Pascal, secondo la quale varrebbe $\varphi_{F_s} = \varphi_L^2$. Questo compromesso è comunque accettabile per le operazioni di *drag braking* in cui si tiene costante la pressione frenante durante tutta la durata della prova. Per le operazioni di *stop braking* saranno apportate delle modifiche alla scalatura a seguito della validazione del modello termico tramite l'analisi agli elementi finiti. Di seguito si allega una tabella riassuntiva (Tabella 4.4) dei nuovi fattori di scala a seguito della scalatura termica.

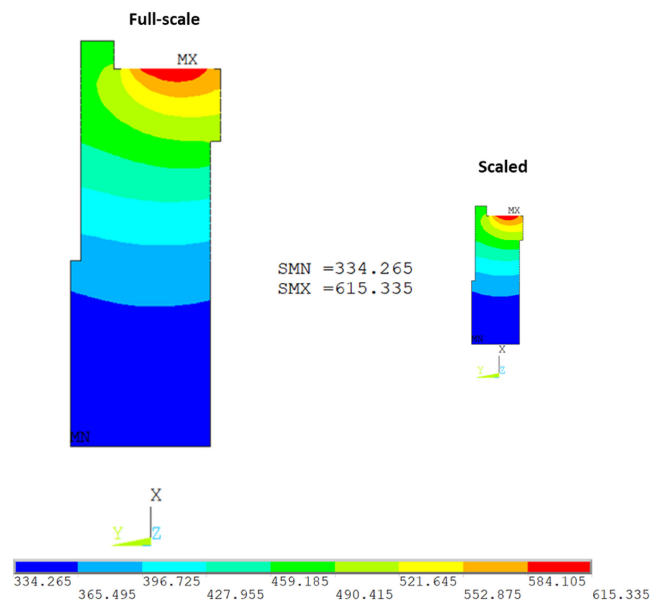
Grandezza	Scalatura di Pascal	Nuova scalatura
Lunghezza	φ_L	φ_L
Superficie	φ_L^2	φ_L^2
Tempo	φ_L	φ_L^2
Velocità	1	1*
Forza	φ_L^2	φ_L
Peso	φ_L^3	φ_L^3
Flusso termico	1	φ_L^{-1}
Energia termica	φ_L^3	φ_L^3
Coefficiente convettivo	Non investigato	φ_L^{-1}
Temperatura	Non investigato	1

Tabella 4.4: Confronto tra i metodi di scalatura riportati (Scalatura di Pascal vs Nuovo modello di scalatura)[56]

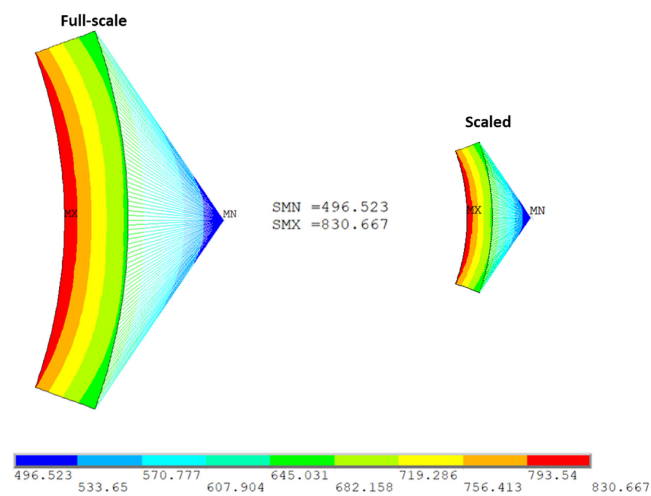
Con l'asterisco si ricorda che il fattore di scala della velocità non è coerente con quelli di lunghezza e tempo, in maniera tale da poter utilizzare i motori disponibili in laboratorio, senza avere la necessità di acquistarne altri o di dover installare a valle dello stesso un moltiplicatore di velocità.

Si riportano ora le immagini (Figura 4.14) dei campi termici calcolati mediante analisi agli elementi finiti eseguita in ambiente ANSYS Mechanical APDL. Sono state realizzate prove su ruota e ceppi a dimensioni reali e in scala, simulando una prova di *drag braking* come da standard TSI Wag, ovvero in condizione 2Bg, carico asse pari a 22.5 tonnellate e velocità del veicolo pari a 70 km/h su una discesa avente una pendenza del 21%. Il tempo di esecuzione della prova

simulata è pari a 34 minuti per il modello in scala reale e pari a 81.6 secondi nella simulazione in scala ridotta.



(a) Campo termico a fine test per la ruota.[56]



(b) Campo termico a fine test per i ceppi.[56]

Figura 4.14: Confronto del campo termico tra scala reale e ridotta per ruota e ceppo.

Come si può vedere per entrambe le prove, in scala reale e ridotta, si ottiene lo stesso campo di temperatura per la ruota e per il ceppo, oltre che vengono raggiunte le stesse temperature puntuali. Questi risultati mostrano la bontà della scalatura termica eseguita e consentono quindi di applicare la scalatura anche alle prove sperimentali eseguibili in futuro sul banco di prova Twin-Disc.

4.1.4 Aggiornamento del banco per rispettare la scalatura termica

A seguito della scalatura appena realizzata, è necessario apportare delle aggiunte al banco al fine di rispettare i fattori di scala per la frenata e per il coefficiente convettivo ricavati nel paragrafo precedente.

Per ciò che riguarda l'applicazione della forza frenante si rimanda al paragrafo 4.1.2, dove viene descritto il cilindro freno scelto per garantire la forza frenante di 2.3 kN sul banco in scala (nel caso di frenata in scala reale, la forza necessaria è 11.6 kN). Si veda poi il capitolo seguente nel quale vengono riportate le prove di caratterizzazione sullo stesso.

Limitatamente all'incremento del coefficiente convettivo richiesto dalla scalatura termica riportata in *Tabella 4.4*, è necessario aggiungere un sistema di ventole e ugelli in grado di accelerare il fluido in corrispondenza della superficie di contatto tra ceppo e ruota. Per la stima del coefficiente convettivo U si fa uso dei numeri adimensionali di Reynolds e di Prandtl.

Risultano infatti:

$$U = \frac{0.037\lambda_{aria}}{2R_w} Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad Re = \frac{2R_w V \rho_{aria}}{\mu_{v,aria}} \quad Pr = \frac{c_{aria} \mu_{v,aria}}{\lambda_{aria}} \quad (4.23)$$

dove R_w corrisponde al raggio della ruota, V corrisponde alla velocità periferica della ruota. Di nuovo, λ corrisponde alla conducibilità termica, ρ alla densità, c al calore specifico, μ alla viscosità dinamica. Il pedice "aria" si riferisce alle proprietà dell'aria. Il trend risultante, allegato in *Figura 4.15*, mostra la necessità di avere un sistema in grado di accelerare il fluido composto da ventole e ugelli opportunamente progettati.

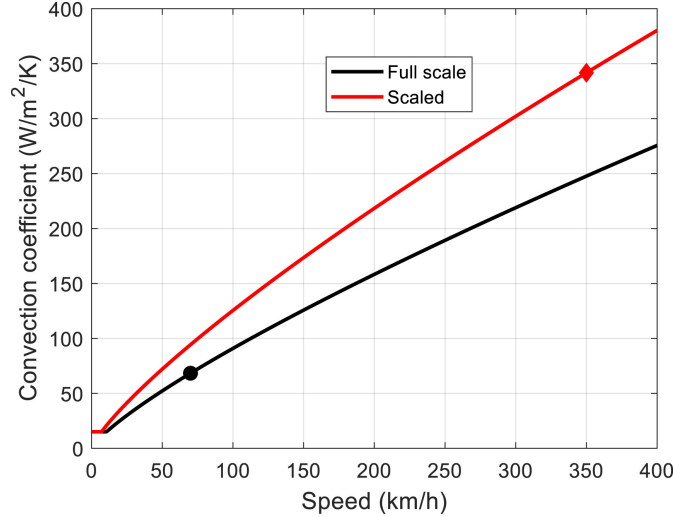


Figura 4.15: Andamento del coefficiente convettivo per il sistema reale e per quello in scala.[56]

Utilizzando quindi la teoria degli ugelli, le cui equazioni sono riportate di seguito, e impostando i valori di pressione e velocità desiderati in uscita all'ugello, è stato possibile progettare la geometria utile ad aumentare il coefficiente di scambio termico convettivo dell'aria.

$$\dot{M} = A_0 \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \rho_i^t p_i^t \left[\left(\frac{p_0}{p_i^t} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_0}{p_i^t} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (4.24)$$

dove A è la sezione dell'ugello, γ è il rapporto tra i calori specifici a pressione costante e a volume costante dell'aria, ρ è la densità, p è la pressione, mentre i pedici i e o indicano le condizioni in ingresso(*inlet*) e in uscita(*outlet*); l'apice t indica le condizioni totali del fluido.

A questa equazione che regola la portata di aria attraverso l'ugello, si aggiungono la legge di conservazione della massa e le leggi dei gas ideali:

$$\begin{cases} \dot{M} = \rho A v \\ \frac{p}{\rho} = R^* T \\ T^t = T + \frac{v^2}{2c_p} \\ \frac{p}{\rho^\gamma} = \text{cost} \end{cases} \quad (4.25)$$

dove v è la velocità del fluido attraverso l'ugello, R^* è costante specifica dell'aria e c_p è il calore specifico dell'aria a pressione costante.

La risoluzione di queste equazioni ha portato così alla progettazione della sezione degli ugelli, realizzati mediante tecniche di fabbricazione additiva presso i laboratori del Politecnico di Torino. Si allega un'immagine, in *Figura 4.16* degli ugelli prodotti tramite stampa 3D.

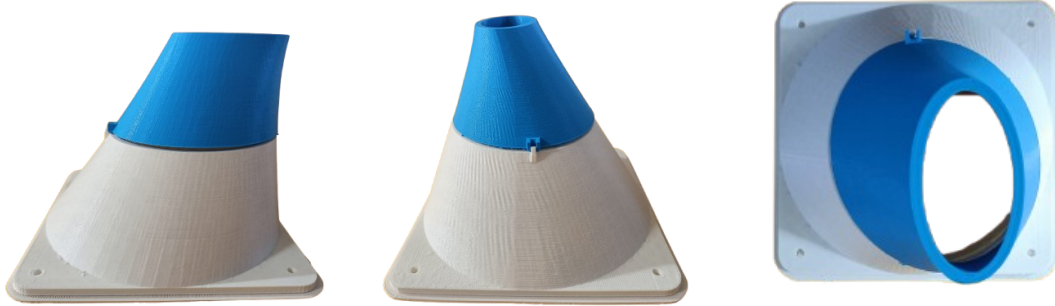


Figura 4.16: Viste laterali e superiore dell'ugello stampato in 3D

Come si vede, l'ugello è stato realizzato in due pezzi a causa delle dimensioni limitate del piatto di stampa della stampante disponibile in laboratorio e per limitare la durata del tempo di stampa del pezzo. Sono stati aggiunti due "dentini" di centraggio, esternamente alla superficie dell'ugello, per favorire l'accoppiamento nella posizione corretta tra i due pezzi stampati. Il diverso colore dei due pezzi è dovuto alla sostituzione del filo avvenuta durante la stampa.

Questi ugelli verranno in futuro montati su delle ventole poste posteriormente al banco in modo da permettere al fluido passante attraverso di loro di investire la superficie di contatto ceppo-ruota, rispettando così i fattori ricavati con la scalatura termica.

5 Calibrazioni e prove sperimentali

In questo capitolo verranno riportati i risultati dell'attività sperimentale svolta sul banco presso i laboratori del Politecnico. Come già anticipato in precedenza, prima di effettuare le prove di usura vere e proprie, nonché delle analisi preliminari in merito al comportamento termico di ceppi e ruote durante le frenate, sono state effettuate le calibrazioni del caso. Nei successivi paragrafi verranno descritte le procedure seguite, gli strumenti di acquisizione utilizzati e le prove effettuate con il banco.

5.1 Calibrazione del sistema di applicazione del carico

Il primo step utile alla configurazione del banco consiste nel trovare una correlazione tra il serraggio delle molle e il carico verticale prodotto sulle ruote. La definizione della caratteristica delle molle è quindi imprescindibile per il corretto funzionamento del banco nelle successive prove. Di fatto, conoscendo il diametro e la lunghezza dei tiranti, insieme con le dimensioni del diametro esterno della guida lineare presente in corrispondenza della piastra superiore, è stata scelta una molla in grado di garantire una limitata escursione nonché avente una lunghezza libera a riposo contenuta[2]. Si riporta un'immagine in *Figura 5.1* del sistema tirante-guida lineare-molla.

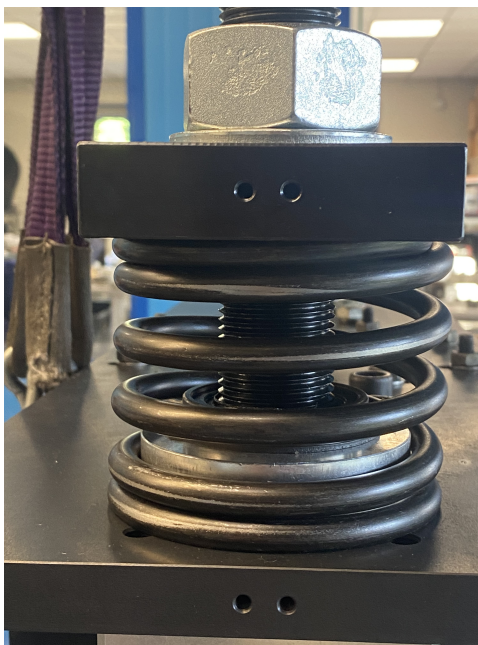


Figura 5.1: Particolare della molla compressa a seguito di applicazione del carico

La scelta di utilizzare delle guide lineari(modello KFB40) è stata dettata dalla volontà di non avere nessun tipo di perdita di carico dovuta all'attrito dei corpi in strisciamento, oltre che per assicurare che il moto avvenga solamente in direzione verticale. Scegliendo quindi delle molle con rigidezza pari a $k = 29.87 \text{ N/mm}$ con una corsa di 83.7 mm e una lunghezza libera di 150 mm , è stato possibile ottenere un compromesso tra la lunghezza dei tiranti e le dimensioni della molla stessa, con la possibilità di caricare il banco fino alle 25 tonnellate-asse.

Per misurare inoltre il peso caricato sulla ruota è stato necessario utilizzare una cella di carico a bottone(FUTEK LLB400) frapposta tra le due ruote. Per evitare lo scalfimento della tavola della ruota dovuta al contatto tra la stessa e la limitata superficie del bottone della cella di carico, sono stati progettati e realizzati(mediante stampa 3D) due supporti in PLA in grado di evitare questo tipo di problema. I supporti, di cui si allegano delle immagini in *Figura 5.2*, sono stati progettati realizzando il negativo del profilo di ruota e rullo, in maniera tale da ottenere una buona corrispondenza tra le superfici.



Figura 5.2: Blocchetti supporto per cella di carico

Si riporta inoltre un'immagine in *Figura 5.3* scattata durante le prove di calibrazione effettuate in laboratorio.

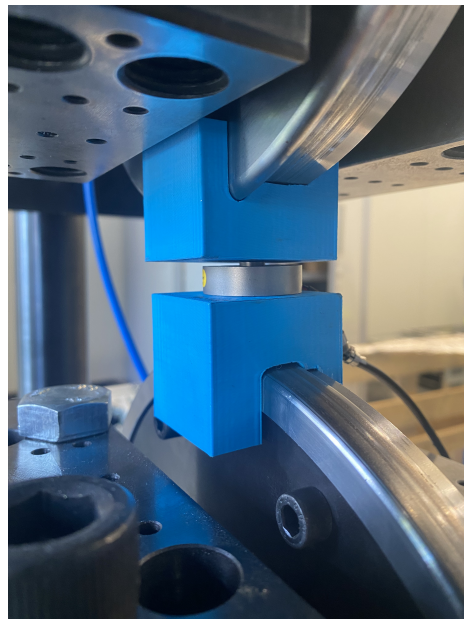


Figura 5.3: Configurazione che vede i due blocchetti contrapposti in posizione su rullo e ruota, separati dalla cella di carico

Tenendo cura nel verificare che tra i due blocchetti ci fosse sempre una luce libera (e che quindi non venissero in contatto tra loro) in maniera tale da far passare tutto il carico verticale sulla cella di carico, è stata eseguita la seguente procedura di settaggio pre-calibrazione:

1. Staccare il potenziometro dalle due piastre
2. Svitare i dadi dai tiranti, togliendo le rondelle e la piastra di carico
3. Utilizzando il carroponte(*), sollevare la piastra porta molle quanto basta per consentire di lavorare in sicurezza
4. Inserire i blocchetti sulle ruote
5. Frenare la ruota superiore in posizione, in maniera tale da non consentire rotazioni indesiderate
6. Posizionare la cella di carico sul blocchetto inferiore
7. Resettare i possibili offset di cui è affetta la cella di carico
8. Utilizzando il carroponte(*), fa scendere il banco in posizione avendo cura di non danneggiare cella di carico e blocchetti
9. Scollegare le bindelle di sollevamento dal golfare posto sulla piastra superiore
10. Rimontare piastra superiore, rondelle e dadi senza avvitarli, in maniera tale da misurare il peso proprio del banco
11. Rimontare il potenziometro tra le due piastre e procedere con la calibrazione

Si noti che le fasi in cui è previsto l'utilizzo del carroponte, segnate con (*), possono essere eseguite soltanto da un operatore in possesso dell'abilitazione carrellista ai sensi del D.Lgs. 81/2008 in merito all'utilizzo in sicurezza del mezzo. Si riporta in *Figura 5.4* un'immagine che fa riferimento al punto 3. della procedura di settaggio.

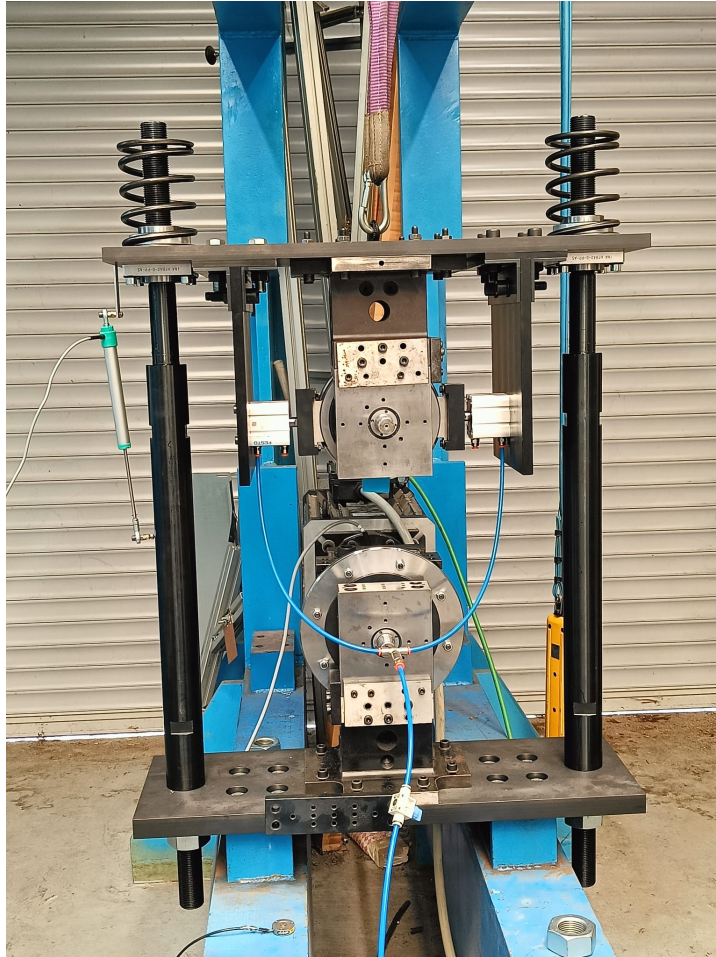


Figura 5.4: Fase 3. della procedura di settaggio della cella di carico

Una volta terminata la procedura appena descritta, si è pronti per iniziare le acquisizioni, tramite potenziometro, dei valori di distanza tra le piastre in seguito all'applicazione del carico. Conoscendo il fattore di scalatura per le masse ($\varphi_m = 25$) e utilizzando l'equazione 4.10 priva dell'accelerazione gravitazionale, è possibile calcolare il valore di forza verticale di riferimento da replicare con il serraggio delle molle. Si è scelto di coprire l'intervallo 6 – 22.5 ton/asse ad intervalli di 2 tonnellate, corrispondenti a 40 kg nella scalatura del banco. Partendo dalla condizione in cui i dadi non siano in contatto con le rispettive rondelle, si è proceduto, mediante uno modello a blocchi LabVIEW, ad acquisire le seguenti grandezze per determinati valori di carico applicato.

- Forza misurata sulla cella (F_{cella} [kg])
- Tensione resistente del potenziometro (V_{resi} [V])
- Distanza piastre misurata tramite potenziometro ($Dist\ potenziometro$ [mm])
- Distanza piastre misurata tramite calibri ($Dist\ piastre$ [mm])

La procedura di misurazione prevede i seguenti passaggi:

1. Prima misurazione del peso proprio del banco, in condizione di dadi liberi: acquisizione delle grandezze appena sopra riportate.
2. Applicazione del carico di riferimento i-esimo eseguendo il serraggio dei dadi sul tirante.
3. Conoscendo il passo della vite si eseguono 2.5 giri del dado arrivando fino ad un valore di carico misurato prossimo a quello desiderato
4. Tramite un calibro si misurano le distanze tra le piastre lateralmente alle molle.
5. Si procede con il caricamento/scaricamento di uno o entrambi i dadi fino alla convergenza delle misure di distanza lette tramite il calibro
6. Si procede con l'acquisizione delle grandezze di cui sopra.
7. Si ripete l'iter per il successivo valore di carico di riferimento desiderato.

Arrivati al termine della prova di carico, in corrispondenza di un valore di 450 kg sul banco, pari a 22.5 tonnellate asse, si procede a ritroso effettuando la prova di scarico.

Seguendo lo stesso percorso descritto per la prova di carico, al termine della prova di scarico si dovrebbero misurare gli stessi valori ottenuti all'inizio della prova di carico. Si riporta un'immagine relativa al punto 4. in *Figura 5.5*.

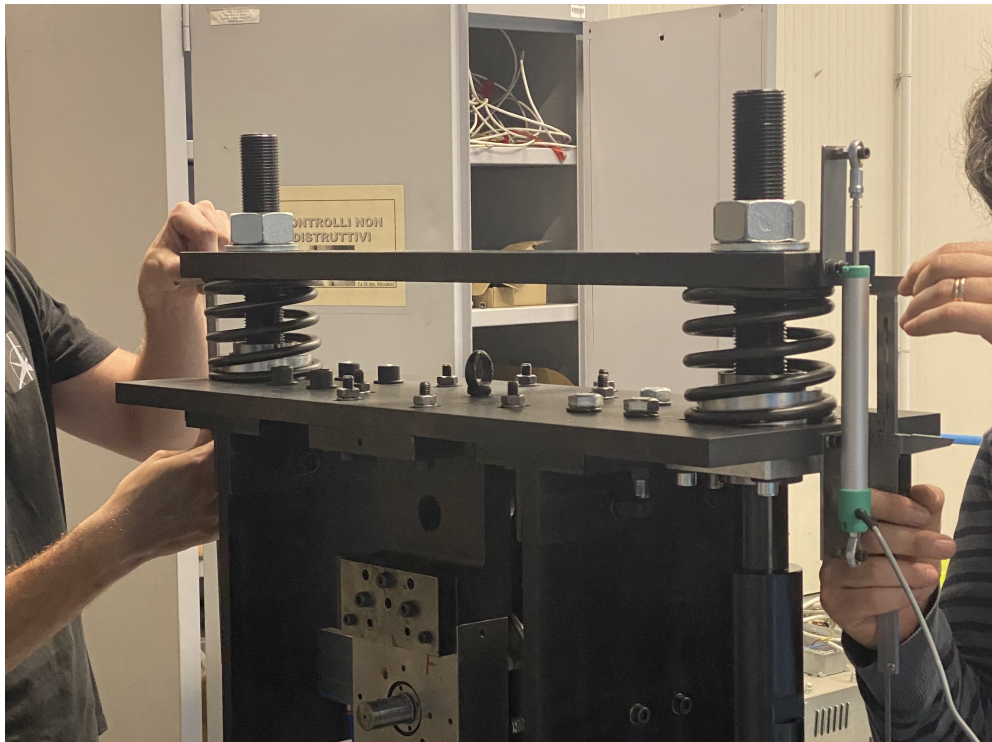


Figura 5.5: Lettura tramite calibro della distanza delle due piastre superiori

Durante questa fase di calibrazione si è tenuta cura nel cercare di far realizzare le misurazioni sempre agli stessi operatori, in maniera tale da ottenere una riferibilità, per quanto minima, del metodo di misura.

Una volta terminate le prove e l'acquisizione dei dati, è stato possibile realizzare la curva di taratura del banco. Dal punto di vista sperimentale si è scelto di effettuare due prove consecutive di carico e scarico dalle quali sono state analizzate le curve interpolatrici dell'andamento registrato. In *Figura 5.6* si riporta un grafico con i risultati di queste prove, con un relativo zoom, in *Figura 5.7*, in corrispondenza di 240 kg di forza applicati al banco.

Come si può ben vedere, le curve di taratura posseggono un andamento lineare fortemente ripetibile. Infatti, dallo zoom riportato si vede come i valori di forza registrata oscillino in un intorno di qualche kg in riferimento ad una variazione di 10 mV di tensione registrata dal potenziometro.

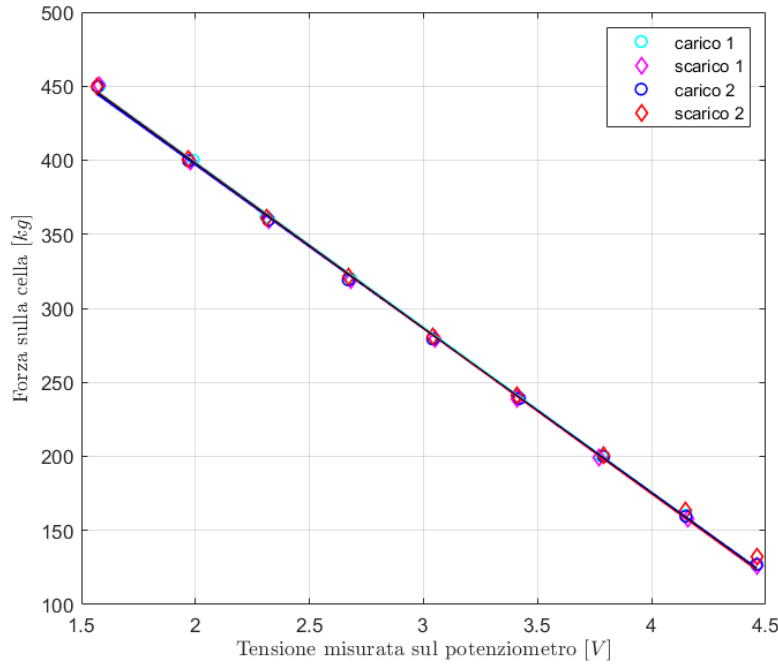


Figura 5.6: Curve di taratura del banco di prova Twin-Disc

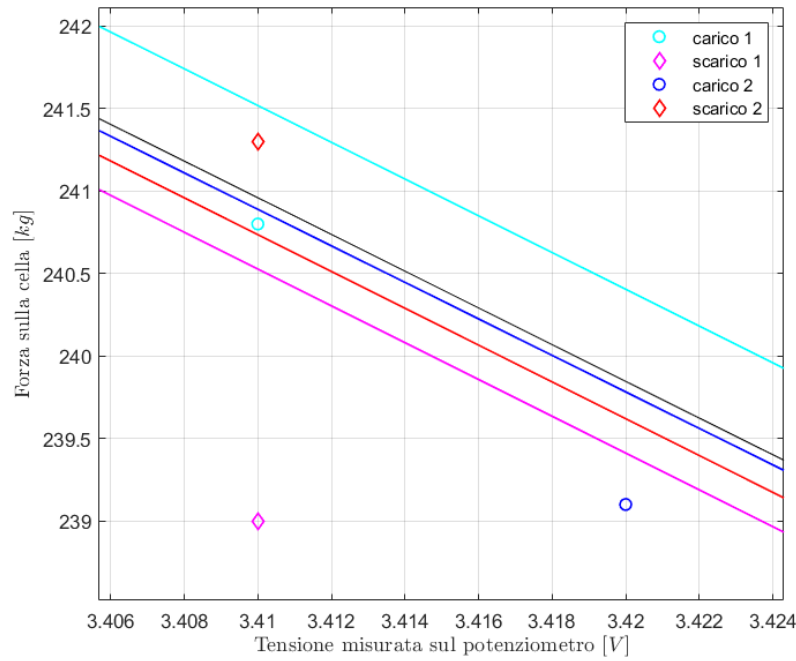


Figura 5.7: Zoom in corrispondenza di un carico applicato pari a 240 kg

A seguito di questa taratura, si è voluto eseguire un altro set di prove (in carico e scarico) con l'obiettivo di fittare questi nuovi valori sulla caratteristica appena ottenuta. La volontà di ciò risiede nel verificare ulteriormente la ripetibilità dell'applicazione dei carichi nonché di voler confermare la bontà dell'attività sperimentale svolta.

Si riporta quindi, in *Figura 5.8*, l'andamento della terza prova effettuata fittata rispetto alla curva di taratura appena realizzata. In questo grafico si riportano anche i valori di errore relativo rispetto alla curva di interpolazione, sotto forma di barre di errore.

Anche in questo caso si riporta, in *Figura 5.9*, uno zoom relativo ad uno dei valori misurati, in particolare corrispondente ad una forza sulla cella di 160 kg. Si vede come l'errore relativo tra la forza calcolata tramite la regressione definita dalle prove precedenti e la forza misurata sia molto limitato e del tutto accettabile per le prove in questione.

Inoltre i valori di carico e scarico si posizionano in un intorno ragionevole della curva di fitting prodotta in precedenza. Questo tipo di risultato conferma la validità di tutto l'impianto sperimentale nonché dell'accuratezza progettuale e realizzativa dei componenti del banco. Si giustificano così anche la scelta di utilizzare le precedentemente citate guide lineari che, seppur aggiungendo un costo al banco, ne garantiscono maggiore ripetibilità e precisione nelle prove.

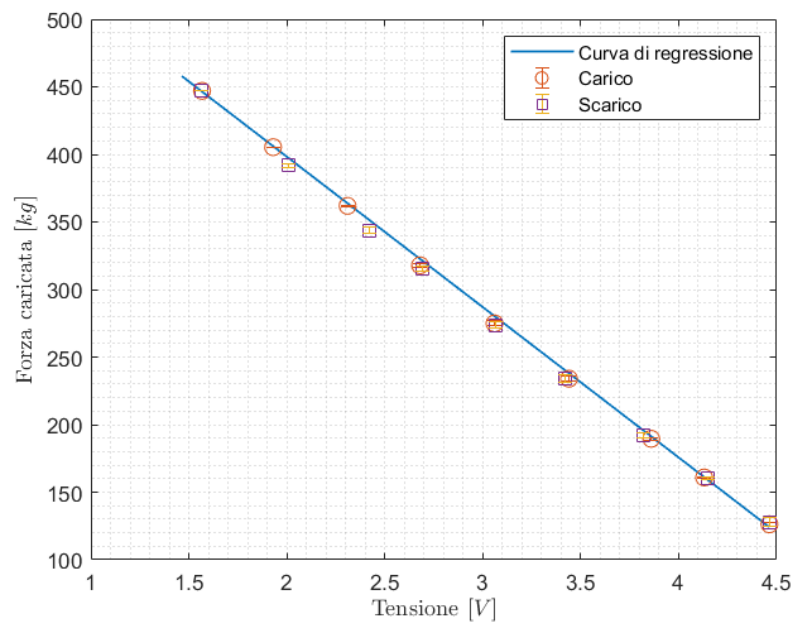


Figura 5.8: Valori di forza misurati nella terza prova riferiti alla curva di fit ricavata sulle precedenti due prove

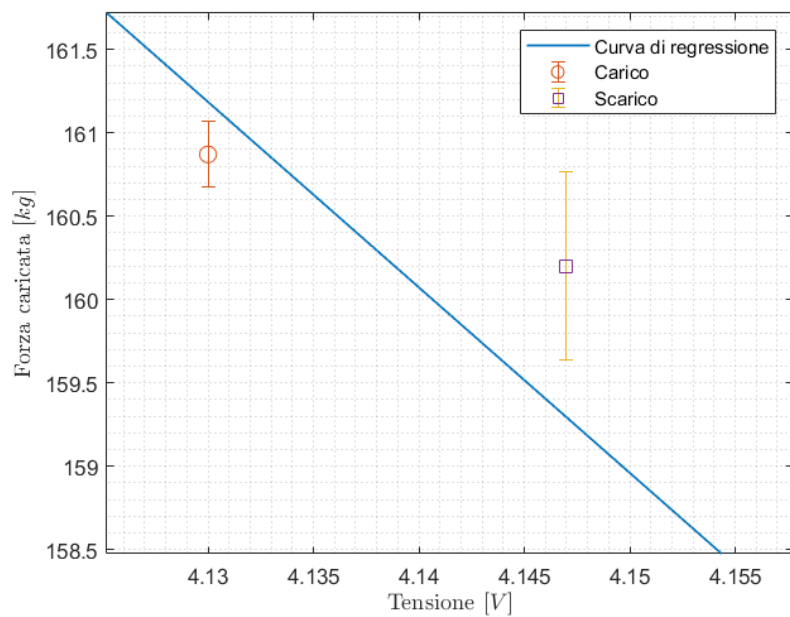


Figura 5.9: Zoom in corrispondenza di una forza misurata pari a 160 kg

Si riporta dunque la retta di calibrazione del sistema di applicazione del carico, i cui coefficienti sono stati ricavati mediante l'analisi dati su MatLab. Riportando la retta nella forma

$$F_N = a_1(V_{start} - V) + q \quad (5.1)$$

risulta

$$a_1 = 111.3 \text{ kg/V} \quad q = 124.1 \text{ kg} \quad (5.2)$$

dove a_1 è il coefficiente angolare e q l'intercetta, V_{start} corrisponde al valore di tensione misurata a banco scarico (molle non caricate) e V il valore della tensione puntuale per ogni valore di carico scelto.

In *Tabella 5.1* si riportano le corrispondenze tra tensione registrata dal potenziometro e forza premente sulla ruota, calcolata mediante la regressione lineare mostrata nell'equazione (5.1). Si riportano inoltre, in *Tabella 5.2* i valori di forza premente applicata al banco utilizzati per la calibrazione e l'acquisizione dati; a fianco di questi, i valori corrispondenti in tonnellate-asse validi in condizioni reali.

V [V]	$(V_{start} - V)$ [V]	F_N [kg]
4.46	0	124
4.16	0.3	157
3.86	0.6	191
3.56	0.9	224
3.26	1.2	258
2.96	1.5	291
2.66	1.8	324
2.36	2.1	358
2.06	2.4	391
1.76	2.7	425
1.46	3.0	458

Tabella 5.1: Regressione lineare interpolante i dati sperimentali, calcolanda usando le (5.1) e (5.2)

$F_{N,ref}$ [kg]	$Q_{asse,ref}$ [ton]
120	6
160	8
200	10
240	12
280	14
320	16
360	18
400	20
450	22.5

Tabella 5.2: Corrispondenza tra carico applicato al banco e carico asse di riferimento in condizioni reali

Questa calibrazione ci consente così di attribuire ad ogni valore di tensione letta sul potenziometro, un valore di carico premente applicato tramite le molle, in qualsiasi condizione di funzionamento del banco.

5.2 Calibrazione dell'elettrovalvola pneumatica

Occorre a questo punto eseguire una calibrazione sulla valvola pneumatica controllata elettricamente che asservirà il cilindro freno durante le operazioni di frenata. È necessario trovare una correlazione tra la tensione di input alla valvola e la pressione di set da voler raggiungere, così come poter associare alle pressioni di feedback, registrate mediante un pressostato, dei valori di tensione di output per poter univocamente gestire le pressioni di frenata durante le prove sperimentali.

Per il banco di prova Twin-Disc è stata riutilizzata una elettrovalvola SMC ITV0050 in grado di lavorare nel range di pressioni 0.01-9 bar alimentata a 24 V, avente un range di tensione in input V_{in} di 0-10 V e uno di output V_{out} di 1-5 V, già presente in laboratorio e utilizzata su banchi prova realizzati in precedenza.

Se ne allega un'immagine in *Figura 5.10*



Figura 5.10: Elettrovalvola SMC ITV0050-3BS

Teoricamente, le caratteristiche di input e di output per i seguenti range di funzionamento dell'elettrovalvola sarebbero:

$$p_{set} = \frac{8.99}{10} V_{set} + 0.01 \quad (5.3)$$

$$p_{fb} = \frac{8.99}{4} (V_{fb} - 1) + 0.01 \quad (5.4)$$

ma si vuole realizzare una taratura sperimentale in maniera tale da avere un'effettiva curva di funzionamento specifica per l'elettrovalvola in oggetto.

Si è partiti dunque imponendo dei valori di tensione di input nel range 0-10 V ad intervalli di 0.5 V. Da questi, caricando e scaricando la valvola a 0 prima di ogni nuovo valore di tensione, si sono letti i valori di pressione di feedback tramite un pressostato digitale e i valori di tensione di feedback.

Le nuove rette di calibrazione risultano essere le seguenti:

$$p_{set} = 0.9 V_{set} + 0.01 \quad (5.5)$$

$$p_{fb} = 2.271 V_{out} - 2.360 \quad (5.6)$$

Si riportano gli andamenti delle caratteristiche della valvola nelle *Figure 5.11 e 5.12*.

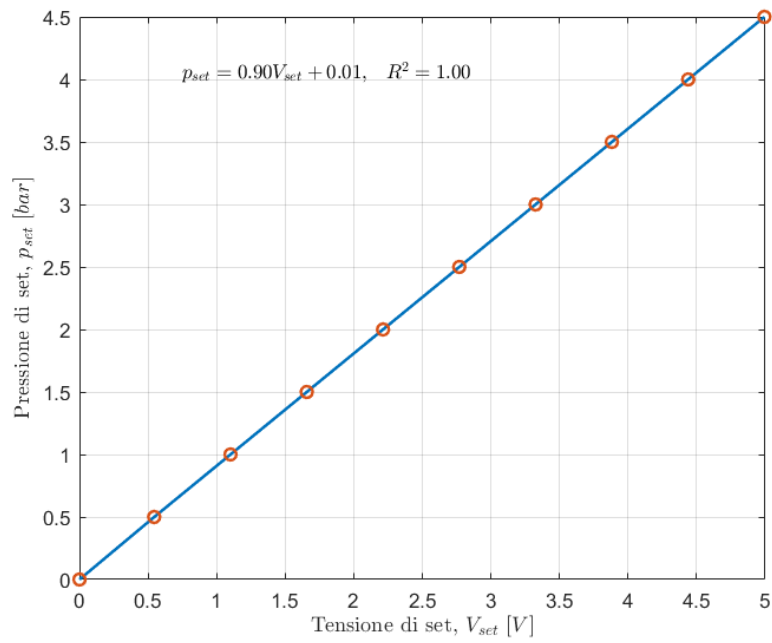


Figura 5.11: Caratteristica di input dell'elettrovalvola

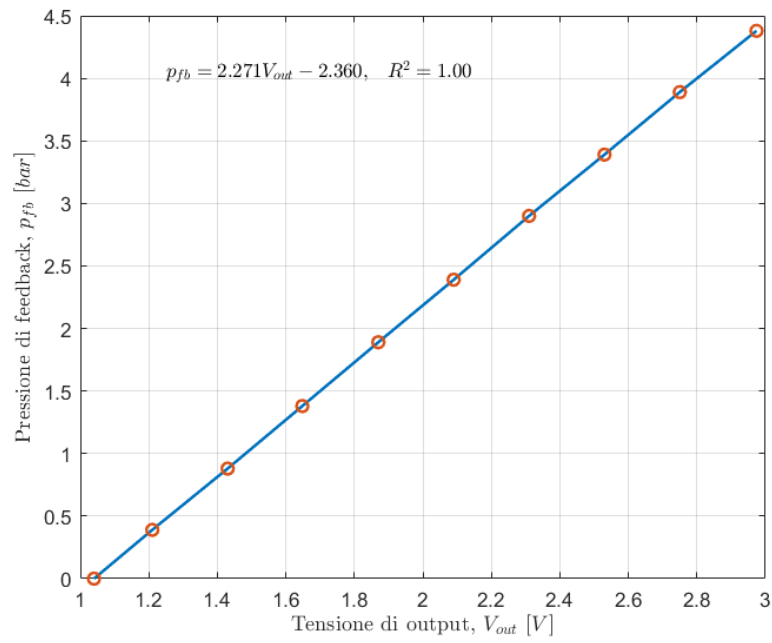


Figura 5.12: Caratteristica di output dell'elettrovalvola

5.3 Caratterizzazione del cilindro freno

Di seguito, si ricava la curva di funzionamento del cilindro freno adibito ad attuatore della frenata. In questo caso, l'obiettivo di queste prove consiste nel trovare una corrispondenza tra una data pressione al cilindro e la forza effettivamente applicata dalla suola sulla tavola della ruota. È importante eseguire questa calibrazione in quanto sul banco non è presente un sistema in grado di fornire una misura diretta della forza premente sul ceppo.

Per questo banco sono stati utilizzati due cilindri FESTO ADN-S-50-25-I-P-A, in grado di raggiungere pressioni operative di 10 bar, con una corsa di 25 mm. Si è proceduti estraendo il ceppo dal suo alloggiamento e inserendo al suo posto la cella di carico a bottone utilizzata in precedenza. Si allega un'immagine di quanto descritto, in *Figura 5.13*

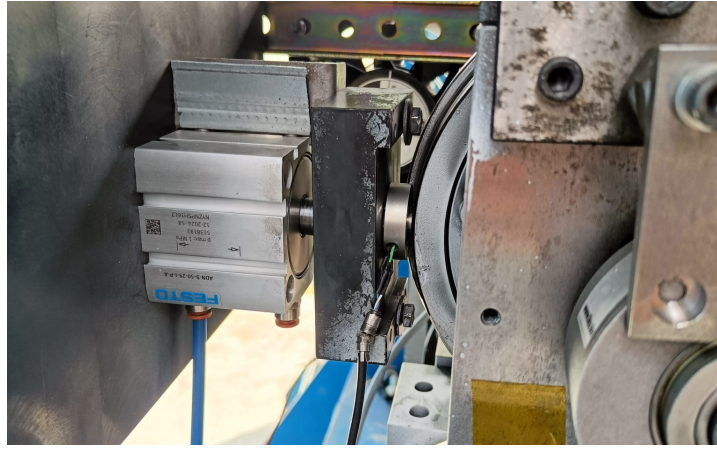


Figura 5.13: Configurazione assunta durante la caratterizzazione del cilindro freno

Prima di inserire la cella in posizione, si operava sulla cella un azzeramento dell'offset, in qualche maniera sempre presente. I risultati della caratterizzazione sono mostrati in *Figura 5.13*. La procedura sperimentale è stata realizzata effettuando tre prove di carico partendo dalla pressione target di 1 bar fino a raggiungere i 4.3 bar ad intervalli di 0.5 bar. Si rilevavano così i valori di pressione e tensione di feedback insieme con il valore di forza (in kg) misurato dalla cella. Vengono scalati quindi i risultati rispetto alla forza attesa da catalogo (1178 N a 6 bar di pressione). Si uniscono i risultati ottenuti durante le tre prove attraverso una media e si ottiene una retta che interpola i dati di forza applicata al ceppo in funzione della pressione di feedback all'elettrovalvola. Utilizzando la caratteristica riportata in (5.6) è possibile dunque ottenere la seguente retta di calibrazione per il cilindro freno:

$$F_{cyl} = 43.784 \cdot (V_{out} - V_{start}) = 43.784 \cdot \left(\frac{p_{fb}}{2.271} - 0.001 \right) \quad (5.7)$$

dove con F_{cyl} si intende la forza esercitata dal cilindro, con V_{out} , V_{start} e p_{fb} le stesse grandezze già utilizzate per la calibrazione dell'elettrovalvola.

Si riportano dunque i risultati ottenuti per le tre prove di carico effettuate con il cilindro freno, in *Tabella 5.3*.

p_{target}	Prova #1		Prova #2		Prova #3	
	p_{fb} [bar]	F_{cella} [kg]	p_{fb} [bar]	F_{cella} [kg]	p_{fb} [bar]	F_{cella} [kg]
0.5	0.46	11.2	0.46	11.57	0.46	11.57
1	0.93	16.96	0.94	17.08	0.94	16.8
1.5	1.46	27.01	1.43	26.92	1.43	26.84
2	1.95	37.7	1.95	37.65	1.95	37.73
2.5	2.50	48.44	2.50	48.37	2.50	48.38
3	3.00	58.42	3.00	58.42	3.00	58.65
3.5	3.51	67.84	3.51	67.85	3.51	67.98
4	4.02	77.15	4.02	77.1	4.02	77.3
4.3	4.34	82.88	4.34	82.6	4.34	82.7

Tabella 5.3: Rilevazioni di pressione e forza premente durante tre prove effettuate con il cilindro pneumatico.

Come si può vedere nelle colonne in cui sono riportati i valori di forza misurati dalla cella, essi conservano una fortissima ripetibilità. Questa considerazione risulta essere positiva per gli scopi in oggetto di questa tesi, in quanto si assicurano sempre le stesse prestazioni frenanti nel corso delle varie prove.

Fatte queste misurazioni, si è proceduto eseguendo una media tra i valori di pressione di feedback e di forza misurata dalla cella, quindi plottando i valori si è ottenuta la curva interpolatrice dei dati, corrispondente alla caratteristica di funzionamento del cilindro. Si allega in *Figura 5.14* quanto appena riportato.

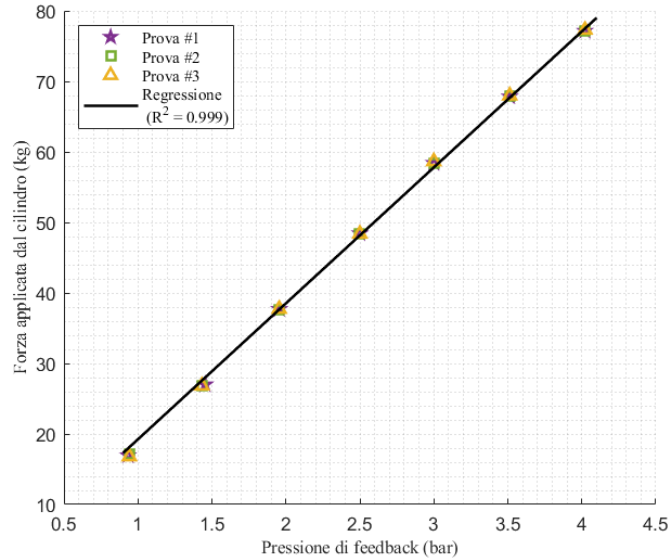


Figura 5.14: Curva di funzionamento realizzata attraverso la caratterizzazione del cilindro freno

5.4 Prove di attrito, misurazione del coefficiente d'attrito e del fattore di usura in massa

Dopo aver configurato e tarato il banco, si procede con delle prove di frenata in configurazione *1Bg* (si veda l'immagine in *Figura 2.3*) Si riporta un'immagine in *Figura 5.15* raffigurante il banco durante le prove.

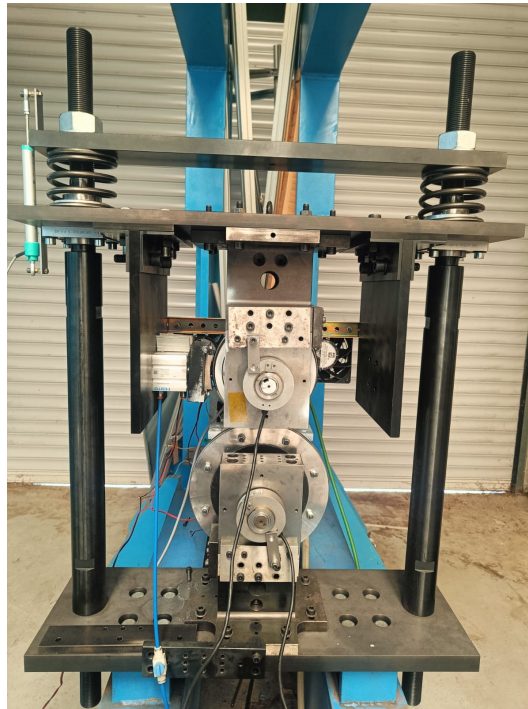


Figura 5.15: Configurazione utilizzata durante le prove di attrito

La scelta di eseguire le prove in questa configurazione è stata dettata dalla volontà di ottenere un valore di coefficiente d'attrito univoco e non prodotto dalla media di due possibili valori diversi misurati nella configurazione *2Bg*. Questa considerazione è stata prodotta a posteriori di una prova preliminare nella quale, estratti i ceppi per valutarne l'usura e l'effettiva superficie di contatto con la ruota, si registravano aree di contatto di forma differente. Questo mostrava che presumibilmente l'azione frenante non era equamente distribuita su tutta la superficie utile disponibile ai ceppi.

Una probabile spiegazione a questo problema ha avuto risposta nel posizionamento errato dei ceppi a seguito dell'accostamento di primo contatto: prima di frenare, i ceppi venivano allontanati dalla tavola della ruota (cilindro freno completamente retrato), per poi ritrovarsi schiacciati in posizione a seguito dell'applicazione della pressione frenante. Chiaramente, la posizione in cui si disponevano i due ceppi era dipendente dall'impuntamento in seguito al primo contatto tra gli stessi e la ruota in movimento.

Sciolto questo nodo, sono state effettuate delle prove di frenata a velocità di rotazione della ruota e pressione nella camera del cilindro costanti, condizioni tipiche delle frenate in *drag*

braking. Come si può vedere nelle immagini appena riportate, il banco è stato dotato di due encoder rotativi incrementali montati sugli alberi su cui sono calettati i due dischi, uno per la ruota e l'altro per il rullo.

L'uso degli encoder (Lika C80-H-2048ZCU430), collegati alle schede di acquisizione National Instruments (NI 6009) e controllati tramite una VI (LabVIEW) consente di misurare le velocità di rotazione in maniera indipendente. Nonostante sia nota la velocità di rotazione del motore, i due encoder consentono un ulteriore controllo sull'effettivo valore di velocità, permettendo di calcolare in maniera puntuale il valore di scorrimento tra le velocità dei due dischi.

Come si anticipava poc'anzi, la comunicazione tra le schede di acquisizione e il PC avviene in ambiente LabVIEW, più in particolare attraverso una VI (ovvero un *Virtual Instrument*): si tratta di un modello a blocchi nel quale è possibile simulare i controlli sugli azionamenti, sono possibili le comunicazioni con le schede di acquisizione (*cDAQ*) ed è possibile mostrare l'andamento delle grandezze controllate/misurate. Il motore si inserisce nella VI attraverso un protocollo di comunicazione TCP/IP Modbus mediante un cavo ethernet connesso tra il pc e l'azionamento della Control Techniques.

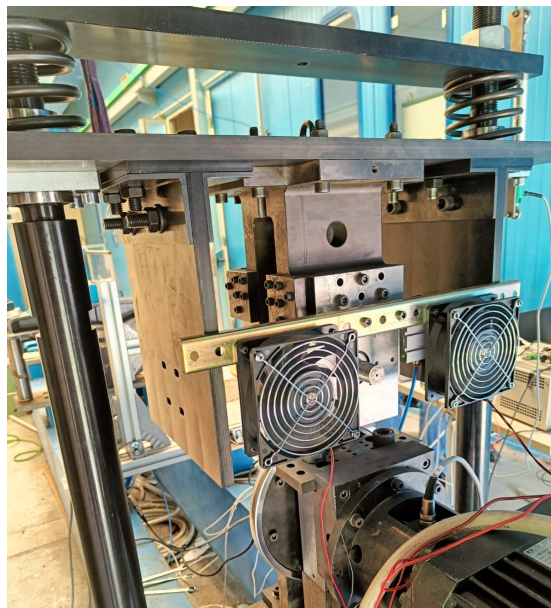


Figura 5.16: Vista posteriore del banco durante le prove di usura

Come si vede inoltre in *Figura 5.16*, sono state montate sul banco due ventole azionate tramite un interruttore fisico (indipendenti dalla VI) utili al raffreddamento dei ceppi a seguito delle prove. L'uso di tali ventole consente di ridurre le temperature di ceppi e ruota al termine di ogni prova effettuata, e quindi di ridurre il tempo impiegato per la realizzazione delle stesse. Si anticipa che, a seconda del tipo di prova e del materiale utilizzato per i ceppi, si è esperita una differente ripartizione del calore tra gli stessi e la ruota, così come dimostrato dagli studi condotti da Vernersson riportati nel paragrafo 2.4.2.

5.4.1 Metodologie di prova seguite

Entrando nello specifico delle prove effettuate, verranno descritti i passaggi seguiti per la loro realizzazione:

1. Azzeramento dell'offset sugli encoder
2. Avvio della VI sul PC posto a distanza di sicurezza dal banco
3. Settaggio manuale del motore in ON
4. Impostazione della velocità scelta per la prova
5. Avvio del salvataggio dei dati acquisiti
6. Azionamento della frenata per il tempo scelto per la prova
7. Interruzione del salvataggio dati
8. Diminuzione e azzeramento della velocità del motore
9. Interruzione della VI
10. Settaggio manuale del motore in OFF
11. Raffreddamento del banco

Questo tipo di procedura è stata seguita nel corso di tutte le prove di cui si mostreranno i risultati in questa sede. Per quello che riguarda il raffreddamento del banco, sono dapprima state utilizzate delle soluzioni rudimentali, convogliando dell'aria compressa in corrispondenza della superficie frenata, oppure utilizzando un tubo Vortex. Quest'ultimo dispositivo, alimentato sempre da aria compressa, ha due uscite dalle quali fuoriescono aria calda e fredda. Se ne allega un'immagine in *Figura 5.17*.

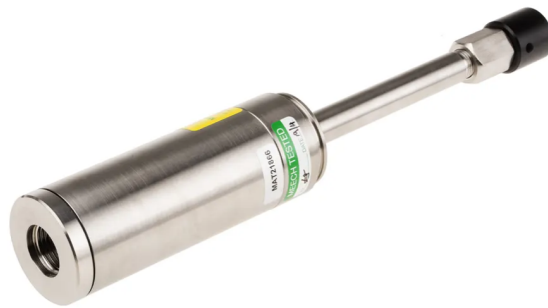


Figura 5.17: Tubo Vortex utilizzato per il raffreddamento di ceppo e ruota

Questo metodo di raffreddamento è stato funzionale nel riportare a temperatura ambiente il ceppo e il porta-ceppo durante le prove in cui si utilizzava la ghisa, in quanto, essendo essi di dimensioni ridotte e possedendo inerzie termiche minori rispetto alla ruota, si impiegava un tempo di raffreddamento non eccessivamente alto.

Utilizzando il ceppo in materiale composito, le temperature raggiunte dalla ruota erano molto maggiori rispetto al caso precedente, quindi per il raffreddamento si procedeva con l'accensione del motore, mettendo così in rotazione la ruota e consentendole di raffreddarsi per convezione forzata dal suo stesso moto rotatorio. Utilizzando i metodi descritti per il caso del ceppo in ghisa, le tempistiche risultavano essere di gran lunga dilatate.

Adesso, consolidata la procedura sperimentale, si riporta in *Tabella 5.4* la sequenza delle prove effettuate per il primo set di velocità impostata, pari a 800 *rpm*. Questo set di prove è stato effettuato prima con il ceppo in ghisa e poi con quello in composito. Prima di eseguire tutte le prove è avvenuta la pesatura dei ceppi a disposizione. Unendo i risultati delle pesature post prova è stato possibile stimare la perdita in massa a seguito delle operazioni di frenata. Dalla massa persa a seguito di ogni prova è stato possibile stimare anche un grado di usura volumetrico, ma di questo si parlerà in seguito.

p_{ref} [bar]	$n_{ref\ rail}$ [rpm]	Tempo di frenata sul banco	Tempo reale corrispondente, $\varphi_t = 5$
2.1	800	1 min	5 min
2.1	800	2 min	10 min
2.1	800	2 min	10 min
4.2	800	45 sec	3 min 45 sec
3.15	800	45 sec	3 min 45 sec
1.05	800	45 sec(*)	3 min 45 sec
1.05	800	45 sec(*)	3 min 45 sec
1.05	800	45 sec	3 min 45 sec
1.05	800	4 min 30 sec	22 min 30 sec

Tabella 5.4: Sequenza delle prove sperimentali eseguite

Il presente set di prove è stato effettuato nell'ordine per le velocità di 800 *rpm*, 400 *rpm* e 1200 *rpm*. Si è proceduto effettuando due set di prove identici per il ceppo in ghisa e di seguito per quello in composito. Al termine delle prove si effettuava la pesatura dei ceppi usurati, così da ottenere un confronto con il peso di partenza.

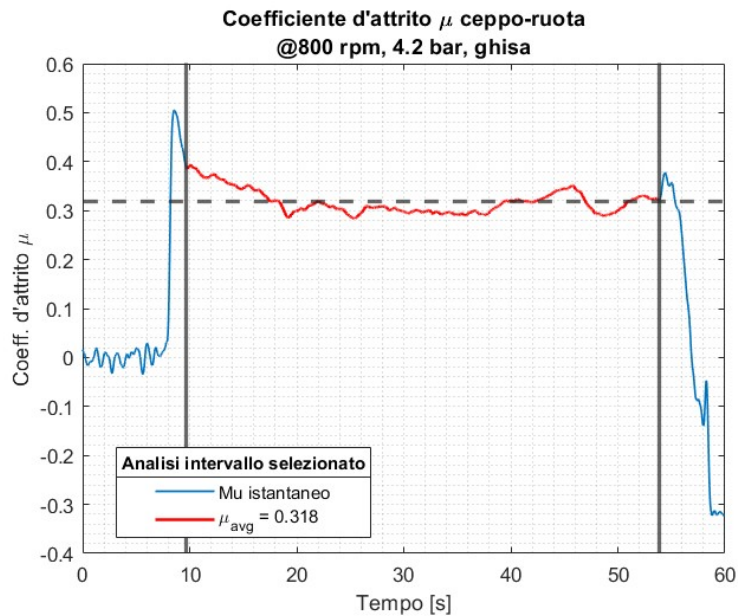
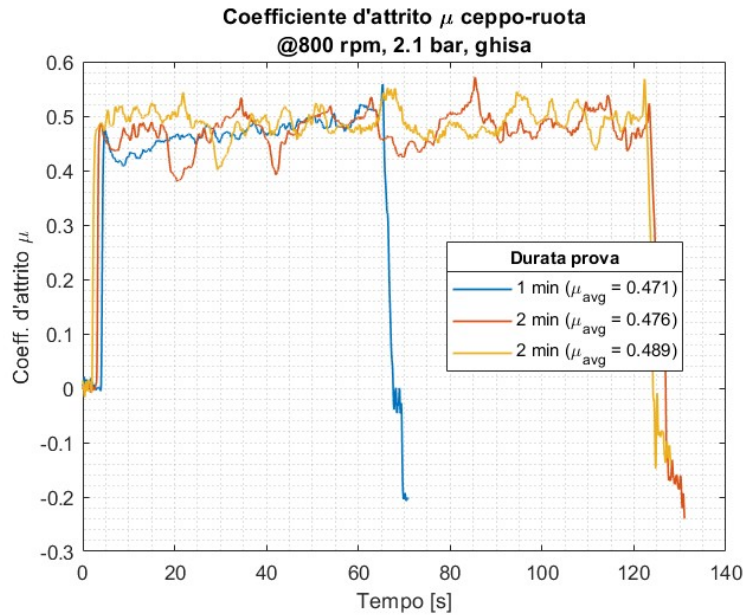
Si noti, inoltre, che le prove effettuate alla pressione di 1.05 *bar* sono segnate con un asterisco(*), ad indicare che tra una prova e la seguente non è stato effettuato il raffreddamento del banco.

Questa scelta è giustificata dal fatto che l'andamento del coefficiente d'attrito misurato al termine della prima prova alla pressione di 1.05 *bar* e durata 45 secondi, risultava avere andamento crescente senza mai raggiungere un valore mediamente stabile. Questa caratteristica è stata riscontrata al termine di tutte e tre le prove alla pressione di 1.05 *bar*, per tutti i set di velocità impostati. Per questa ragione è seguita l'ultima prova riportata in *Tabella 5.4* della durata di 4 minuti e 30 secondi.

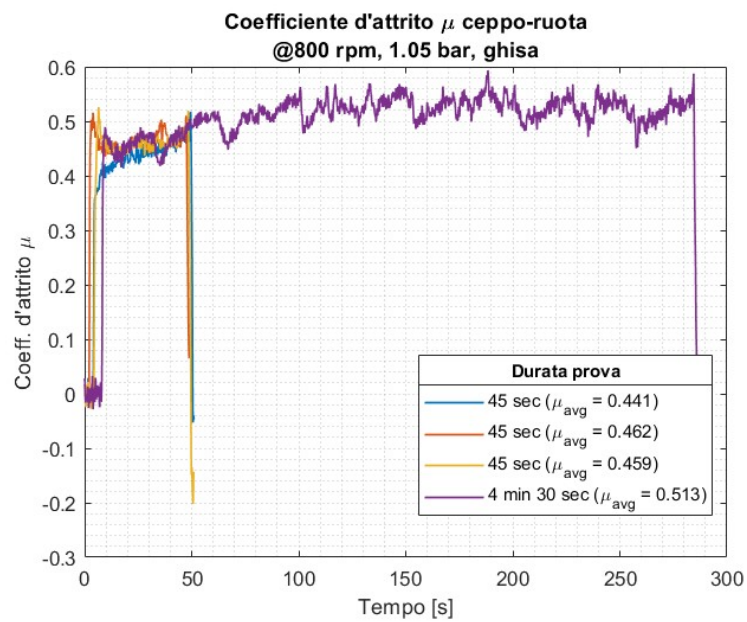
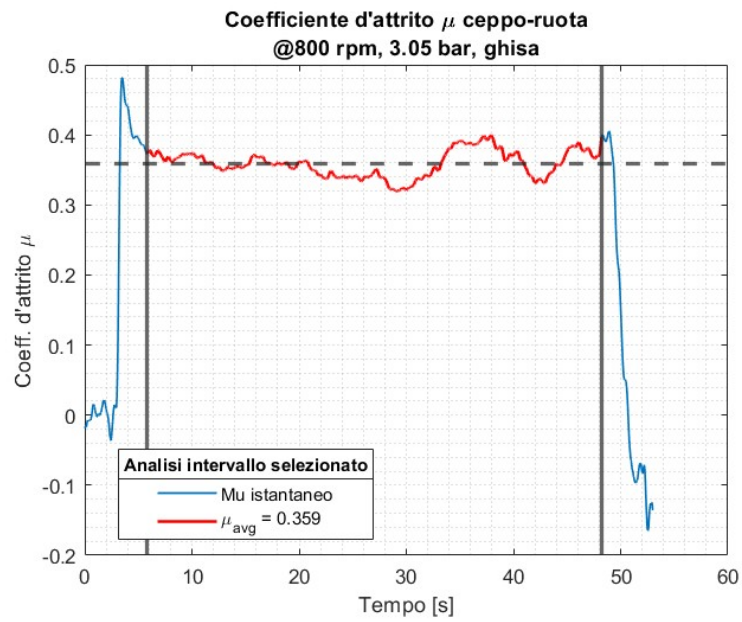
5.4.2 Risultati ottenuti dall'acquisizione

Effettuate le prove, ci si è serviti di un codice Matlab utile al filtraggio dei dati acquisiti e alla gestione grafica delle curve che verranno mostrate di seguito. Di seguito riportati nelle immagini a seguire, l'andamento del coefficiente d'attrito ceppo-ruota in configurazione 1Bg misurato durante le prove. Verranno mostrati i risultati nell'ordine con cui sono state effettuate le prove (si veda la *Tabella 5.4*).

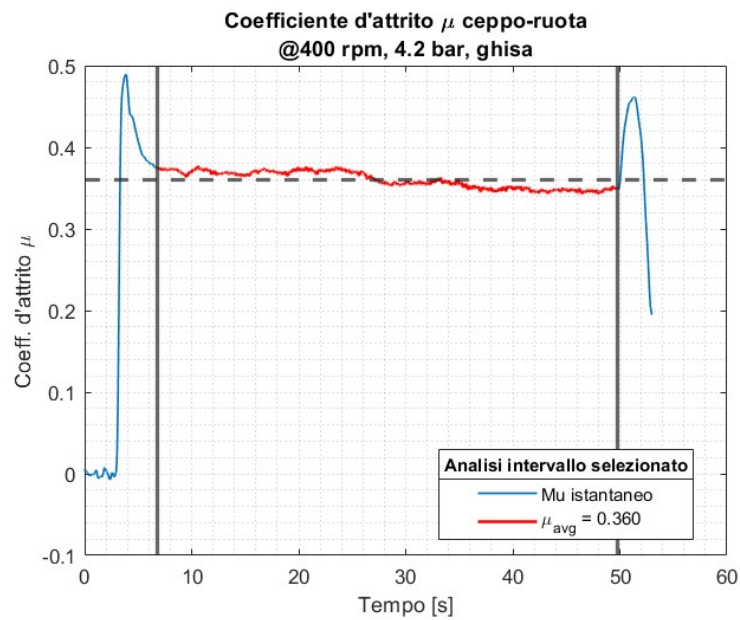
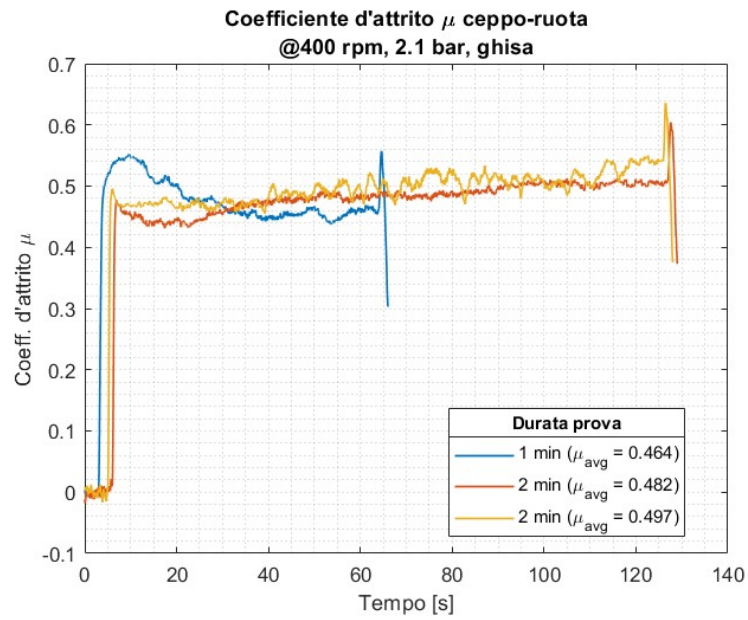
Velocità motore di 800 rpm



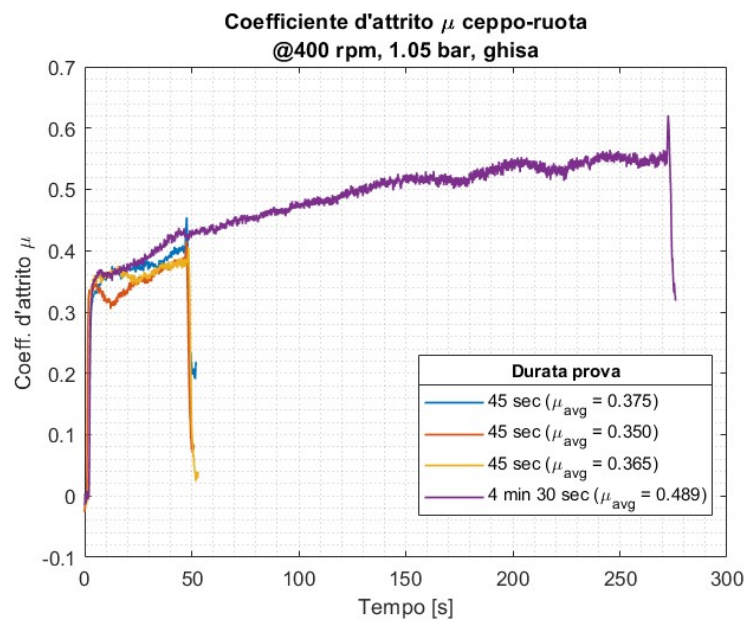
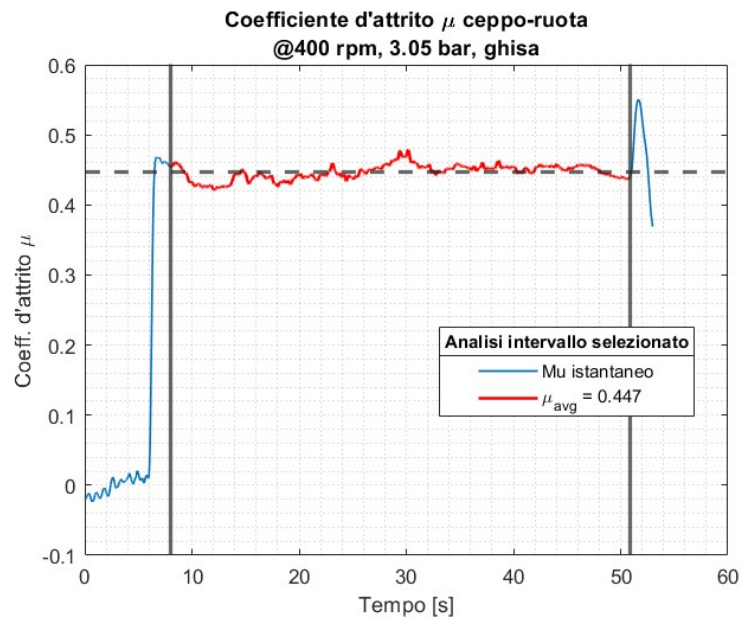
Velocità motore di 800 rpm (continua)



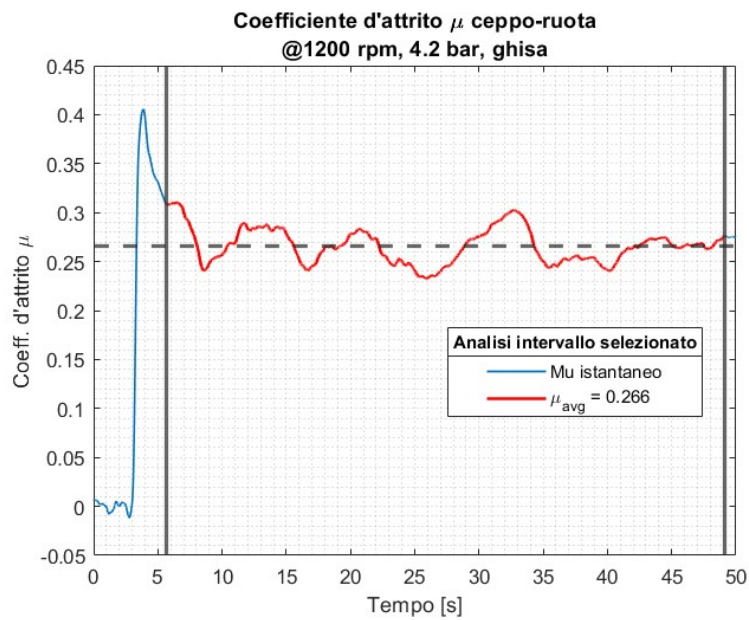
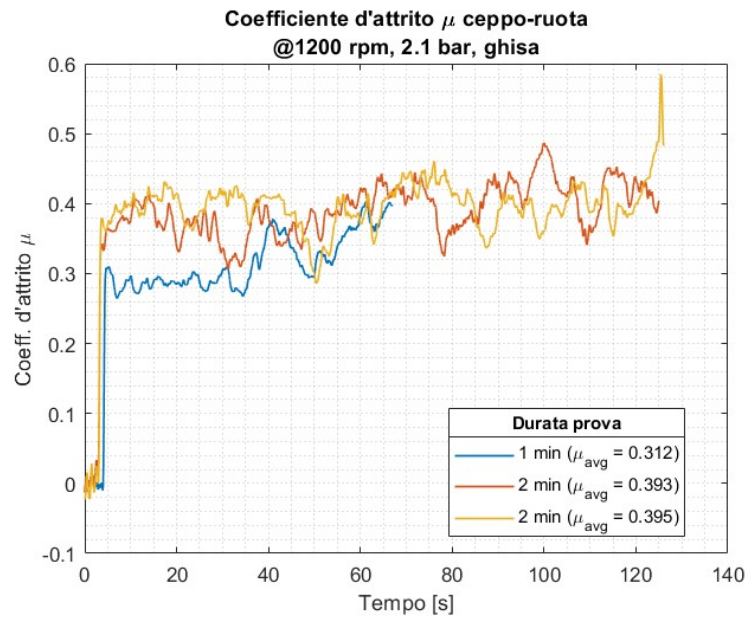
Velocità motore di 400 rpm



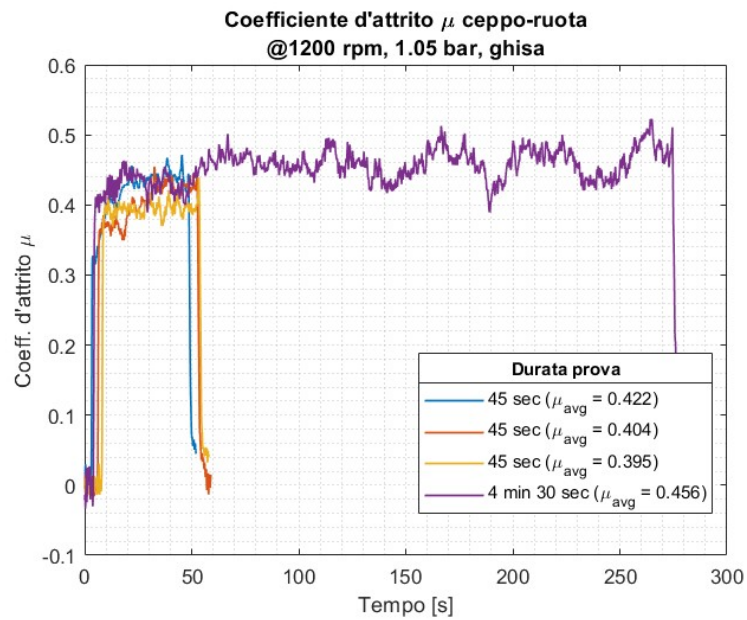
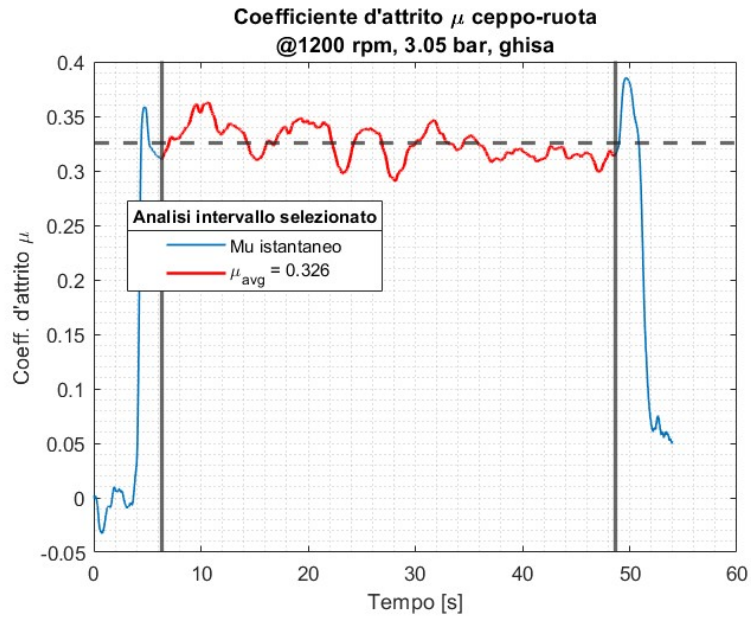
Velocità motore di 400 rpm (continua)



Velocità motore di 1200 rpm



Velocità motore di 1200 rpm (continua)



5.4.3 Commento alle prove eseguite e calcolo del coefficiente d'attrito

Si riporta ora un plot tridimensionale in cui si mostrano in *Figura 5.18* gli andamenti del coefficiente d'attrito in funzione della velocità del veicolo e della pressione di frenatura applicata.

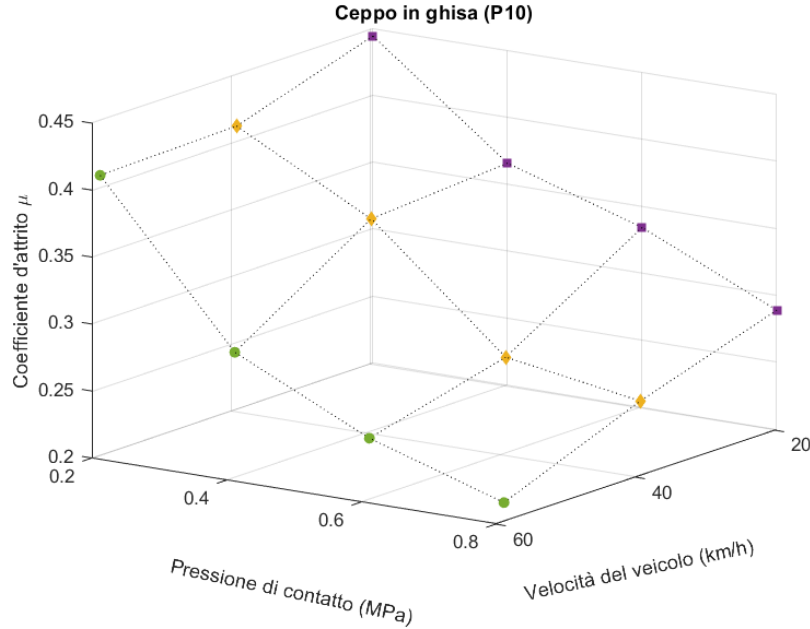


Figura 5.18: Plot 3D, coef. d'attrito in funzione di velocità veicolo e pressione di contatto tra ceppo e ruota, ceppo in ghisa

Si vede come il valore del coefficiente d'attrito diminuisce con l'aumentare della pressione di contatto e della velocità del veicolo, in accordo con quanto descritto dall'equazione di Karwatzki, di norma utilizzata per la simulazione dei test di frenata in Europa [57], e riportata in (1.6)

Si riportano anche gli andamenti del coefficiente d'attrito per il ceppo in composito, in *Figura 5.19*.

Come si vede invece dal plot 3D per il ceppo in composito, il comportamento offerto da quest'ultimo risulta essere mediamente più stabile rispetto a quello in ghisa, nonostante ci siano delle piccole variazioni in funzione della pressione di contatto e della velocità del veicolo. Si registra, riferendoci alle prove effettuate, un incremento del valore del coefficiente d'attrito in corrispondenza della velocità di 40 km/h per tutti i valori di pressione di contatto testati. Sono dunque necessarie future investigazioni in merito a questo tipo di comportamento.

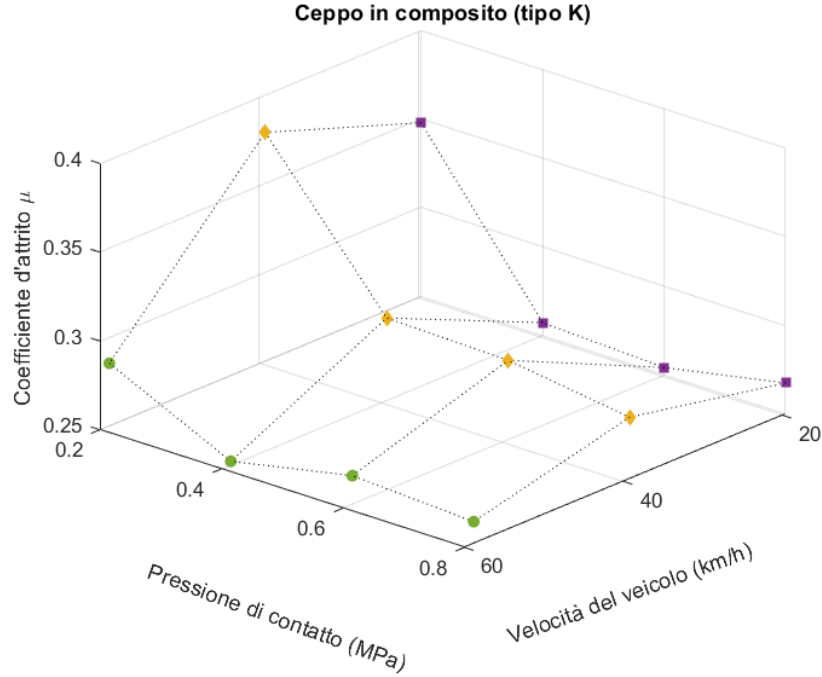


Figura 5.19: Plot 3D, coef. d'attrito in funzione di velocità veicolo e pressione di contatto tra ceppo e ruota, ceppo in composito

Si procede ora con un'analisi in termini di coefficiente d'usura volumetrico del ceppo in oggetto.

Il coefficiente d'attrito riportato nelle pagine precedenti viene calcolato conoscendo le condizioni di funzionamento del banco durante le prove per mezzo dei sensori installati su di esso. Tramite un torsiometro installato sul motore, è possibile misurare la coppia sul motore e da questa calcolare la potenza dissipata seguendo i passaggi di seguito riportati.

$$P_{diss} = (C_{tors} - C_{iniz}) \cdot \omega_{rail} = (C_{tors} - C_{iniz}) \cdot n_{rail} \cdot \frac{\pi}{30} \quad (5.8)$$

Il valore di coppia iniziale viene sottratto per riportare il corretto valore di potenza dissipata durante le frenate. Si tratta di un valore variabile di qualche Nm sempre presente nella fase iniziale delle prove. Epurata questa coppia per mezzo di un'acquisizione puntuale su Matlab, si procede con il calcolare la coppia vista dalla ruota e il conseguente coefficiente d'attrito in funzione del raggio ruota e della forza normale applicata tramite il cilindro freno.

$$C_{wheel} = \frac{P_{diss}}{\omega_{wheel}} = \frac{P_{diss}}{n_{wheel} \cdot \frac{\pi}{30}} \quad (5.9)$$

$$\mu = \frac{C_{wheel}}{R_{wheel} \cdot F_N} \quad (5.10)$$

dove con F_N si intende la forza normale applicata sulla ruota dal cilindro freno, calcolata inserendo nella curva di caratterizzazione riportata in *Figura 5.14* il valore di pressione applicata durante la prova.

I valori di μ_{avg} riportati nei grafici di cui sopra sono stati calcolati eseguendo la media integrale rispetto all'intervallo acquisito mediante comando Matlab *ginput(2)*, attraverso il quale, mediante un indicatore mostrato a video sul plot, è possibile selezionare due punti che fungono da punto iniziale e punto finale per l'intervallo scelto.

Lo stesso comando è stato utilizzato per calcolare la potenza media dissipata durante le singole prove di frenata, e una volta selezionato l'intervallo di analisi, viene dedotta anche l'energia totale dissipata nel corso della frenata in questione. Sapendo che l'energia totale dissipata è frutto del calcolo del seguente integrale:

$$E = \int_{t_{in}}^{t_{fin}} P_{diss} dt = \int_{t_{in}}^{t_{fin}} (C_{tors} - C_{iniz}) \omega_{rail} dt \quad (5.11)$$

viene poi calcolata numericamente eguagliando le equazioni 5.9 e 5.10, riferendo le grandezze calcolate alla durata delle prove. Si ottiene la formulazione analitica per il calcolo dell'energia dissipata:

$$E = \mu \cdot R_w \cdot F_N \cdot \omega_w \cdot \Delta t \quad (5.12)$$

Conoscendo, inoltre, il valore della massa persa a seguito delle varie prove effettuate, è stato possibile calcolare un coefficiente di usura in volume, utile per analizzare il comportamento dei due materiali utilizzati per il ceppo. Definendo dunque il coefficiente appena citato come segue:

$$\text{Usura in volume} = \frac{\Delta \text{Volume perso}}{\Delta \text{Energia dissipata}} \quad (5.13)$$

e conoscendo il valore della densità dei due materiali impiegati, dei quali in *Tabella 5.5*

Materiale	Densità [kg/m ³]
Ghisa	7100
Composito	2000

Tabella 5.5: Densità dei materiali del ceppo

è possibile determinare il volume perso conoscendo il valore di massa persa a seguito di ogni prova. Si riportano in *Tabella 5.6* i risultati delle analisi sull'usura per quanto riguarda il ceppo in ghisa, e in *Tabella 5.7* quelli per il ceppo in composito.

Velocità[rpm]	400	800	1200
Velocità[km/h]	20	40	60
ΔMassa[g]	1.252	1.625	1.949
ΔVolume[mm³]	176.34	228.83	274.56
Energia totale dissipata[kJ]	526.3	926.67	1195.2
Usura in volume[mm³/kJ]	0.34	0.25	0.23

Tabella 5.6: Massa persa, energia dissipata e grado di usura in volume per il ceppo in ghisa

Come si può vedere dai dati riportati nelle tabelle precedenti, la variazione di massa a parità di prove effettuate risulta essere fino a 10 volte maggiore nel ceppo in ghisa rispetto a quello in composito. Di questa considerazione è affetta anche la variazione in volume, scalata attraverso il

Velocità $[rpm]$	400	800	1200
Velocità $[km/h]$	20	40	60
Δ Massa $[g]$	0.0386	0.1507	0.2173
Δ Volume $[mm^3]$	19.30	75.40	108.65
Energia totale dissipata $[kJ]$	378.2	907.1	987.2
Usura in volume $[mm^3/kJ]$	0.05	0.08	0.11

Tabella 5.7: Massa persa, energia dissipata e grado di usura in volume per il ceppo in composito

valore delle densità dei due materiali. Per ciò che riguarda l'energia dissipata, essendo per i due casi solo più dipendente dal coefficiente d'attrito misurato (si veda l'equazione (5.12)) si ottiene un valore minore nel caso di ceppo in composito, dovuto appunto a un coefficiente d'attrito μ minore.

Si riporta infine un confronto tra i coefficienti di usura volumetrica stilato per i due materiali testati, nel grafico a colonne riportato in *Figura 5.20*.

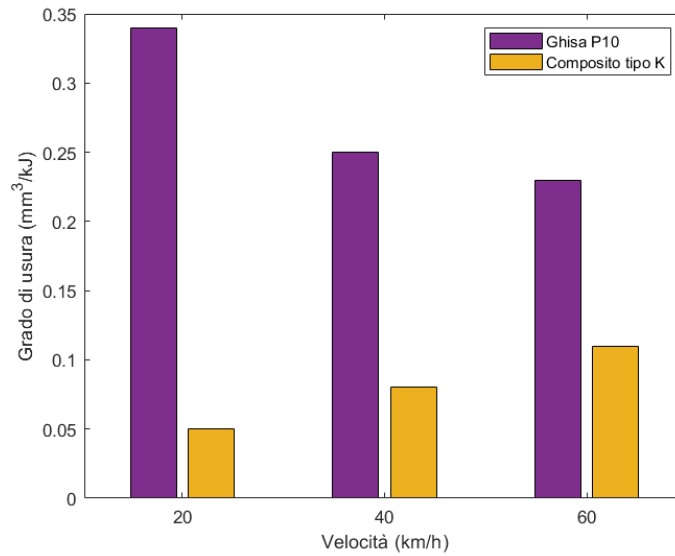


Figura 5.20: Confronto tra i coefficienti di usura volumetrica per i due materiali.

Come si vede, il coefficiente di usura per il ceppo in ghisa risulta essere maggiore rispetto a quello in composito rispettivamente di 7, 4 e 2 volte in funzione della velocità riportata. Da notare sono gli andamenti differenti per i due materiali: per la ghisa questo diminuisce con l'aumentare della velocità, mentre per il composito il trend è opposto.

5.5 Prove di ripetibilità

A seguito delle prove di attrito ci si è chiesti se questi risultati potessero essere ripetibili in funzione del verso di rotazione del motore e del ceppo utilizzati. Si è proceduto quindi eseguendo due prove distinte, utilizzando due ceppi differenti(per queste prove sono stati utilizzati i ceppi in ghisa), nelle quali si è proceduti nella maniera seguente.

Sono state effettuate 4 prove di frenatura consecutive di 70 secondi ciascuna, intervallate da 90 secondi di sfrenatura. Nella prima prova, il motore è stato fatto girare in verso antiorario, quindi nelle successive due prove in verso orario, per concludere con la quarta prova di nuovo in verso antiorario. Si mostrano i risultati ottenuti per le due prove nelle immagini riportate in *Figure 5.21 e 5.22*

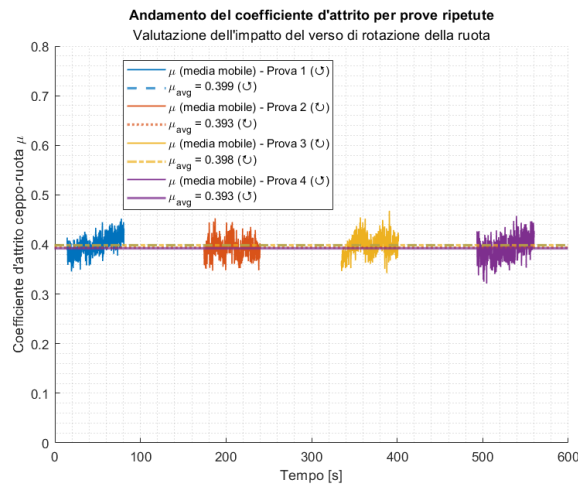


Figura 5.21: Prove di frenatura ripetute su ceppo "sinistro"

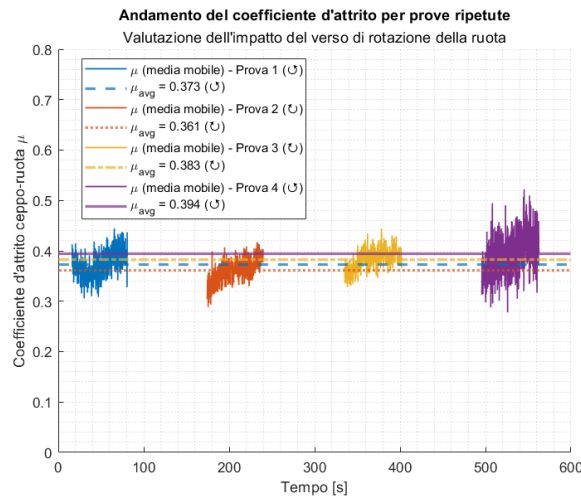


Figura 5.22: Prove di frenatura ripetute su ceppo "destro"

Nell'ambito di queste prove, il motore è stato impostato alla velocità di 800 rpm, corrispondenti ad una velocità di 40 km/h del veicolo, mentre la pressione frenante applicata dal cilindro freno è stata fissata a 1 bar.

Come si vede chiaramente dai grafici riportati poc'anzi, il valore medio del coefficiente d'attrito registrato durante le prove ripetute permette di confermare la validità delle prove effettuate in precedenza, in quanto nelle 4 prove eseguite la variazione risulta molto limitata.

Si può affermare quindi che non vi è dipendenza dal verso di rotazione del motore, né si riscontrano variazioni significative tra una prova e un'altra.

Concludendo, è stata dimostrata la bontà dell'impianto sperimentale realizzato con il banco di prova Twin-Disc; da queste verifiche preliminari dunque, si potranno eseguire numerose altre prove in merito alla frenatura ferroviaria, dall'analisi del comportamento dei diversi materiali, fino alle analisi termiche condotte mediante l'uso di termocamere, passando per la validazione dei modelli di scambio termico a seguito di frenata. Di interesse saranno poi le prove riferite alle normative vigenti, in maniera tale da allargare il campo sperimentale ad applicazioni commerciali da implementare su treni in scala reale.

5.6 Prove termiche preliminari

Come anticipato nel corso di questo lavoro di tesi, possono essere realizzate delle analisi di tipo termico per mezzo del banco Twin-Disc. Viene così giustificata la necessità di realizzare una scalatura termica ad hoc per il banco in questione. Per queste prove si ringrazia il gruppo di ricerca di Meccanica dei materiali e delle giunzioni del Politecnico di Torino, in particolare la professoressa Scapin, il professor Peroni e la dottoressa Beltramo per aver reso disponibile la termocamera utilizzata durante le prove e per aver contribuito all'analisi dei risultati ottenuti.

Entrando nello specifico dell'attività sperimentale, sono state eseguite due prove: una per settare i parametri del modello e l'altra per eseguire una validazione dello stesso. Utilizzando il banco in configurazione 2Bg, è stato applicato un carico normale tra le ruote di 300 kg, corrispondente ad un carico asse leggermente inferiore alle 16 tonnellate-asse.

I parametri sperimentali impostati durante le due prove sono riportati in *Tabella 5.8*.

Numero prova	Pressione di frenatura [bar]	Velocità del motore [rpm]	Velocità veicolo [km/h]	Tempo di frenata [s]	Tempo di raffreddamento [s]
1	2.5	600	30	30	45
2	1	400	20	141	59

Tabella 5.8: Parametri delle 2 prove termiche eseguite

Presso i laboratori del Politecnico di Torino, servendosi di una termocamera ad alta risoluzione e ad alta frequenza di acquisizione (FLIR x6900sc SLS) è stato possibile acquisire l'evoluzione della temperatura nei ceppi e nella ruota durante le prove di *drag braking*, a pressione di frenatura costante. Prima di eseguire le prove, i due ceppi e la ruota sono stati "colorati" mediante spray utilizzando una vernice avente emissività nota ed in grado di resistere ad alte temperature. La termocamera è stata montata quindi su un supporto realizzato tramite barre in alluminio, in maniera tale da renderla stabilmente ferma durante le prove. Si allegano due immagini di quanto descritto in *Figura 5.23* e *5.24*.



Figura 5.23: Ceppi e ruota verniciati per ottenere un'emissività nota alla termocamera

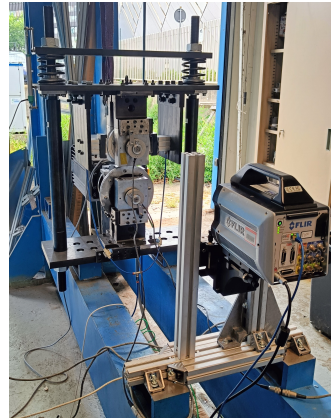


Figura 5.24: Termocamera montata in posizione

Utilizzando le note equazioni di scambio termico, già riportate nel capitolo 2, insieme con i dati registrati durante la prova 1, è stato possibile migliorare i parametri del modello agli elementi finiti, già predisposto per la stesura della scalatura termica. Avvalendosi di uno script Matlab, è stato dunque possibile modificare su ANSYS i seguenti parametri:

- C_{hp} , ovvero il coefficiente di ripartizione del flusso termico tra ceppi e ruota
- Il coefficiente di scambio termico convettivo da applicare all'aria che investe le pareti laterali dei ceppi
- La distanza tra il nodo della capacità termica concentrata del portaceppi e la superficie di contatto tra ceppo e ruota. (Si veda *Figura 5.26*)

Si riportano nelle *Figura 5.25 e 5.26* le modellazioni agli elementi finiti realizzate su ANSYS.

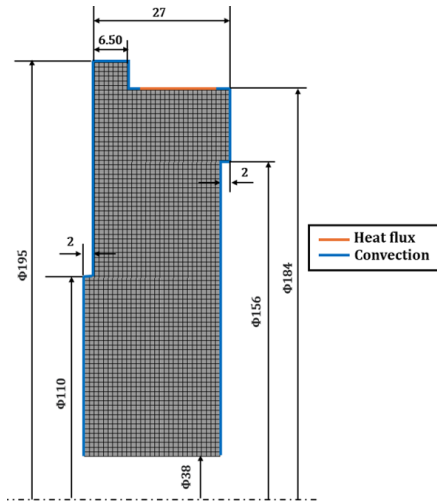


Figura 5.25: Modellazione FE della ruota su ANSYS

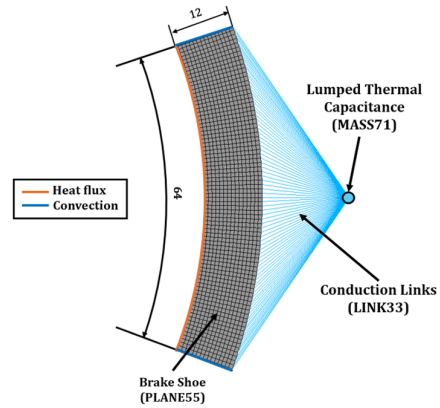


Figura 5.26: Modellazione FE del ceppo su ANSYS

A seguito delle prove è stato possibile eseguire un post processing dalle acquisizioni effettuate, di cui un esempio si mostra in *Figura 5.27*. Nell'immagine riportata sono presenti dei punti neri sulla superficie di ceppi e ruota. Per i ceppi, i punti si trovano alla distanza di 1.85, 5.10 e 8.33 mm dalla superficie di contatto con la ruota. Questi stessi punti sono disposti su 5 "righe", ognuna delle quali si trova a 9° dalle altre, partendo dal centro e muovendosi verso l'esterno.

Dal confronto tra i risultati sperimentali con quelli noti in letteratura (Vernersson), si nota che il coefficiente di ripartizione del flusso termico misurato attraverso le prove, pari al 60%, sia inferiore rispetto a quello misurato in condizioni stazionarie (dopo 1250 secondi), pari all'81% in favore della ruota. Questo risultato è consistente in quanto per le prove effettuate in laboratorio si avrebbe una durata della prova convertita nella scala reale di 750 secondi. Di fatto, essendo la prova di durata inferiore, non permette ai corpi di raggiungere l'equilibrio termico, interrompendo il processo di scambio termico tra ruota e ceppi.

Per quello che riguarda la seconda prova effettuata, dopo aver aggiornato i parametri riportati sopra, si è potuto confrontare gli andamenti sperimentali con quelli prodotti dal modello numerico. Durante la fase di frenata, i due andamenti risultano essere simili, mentre durante

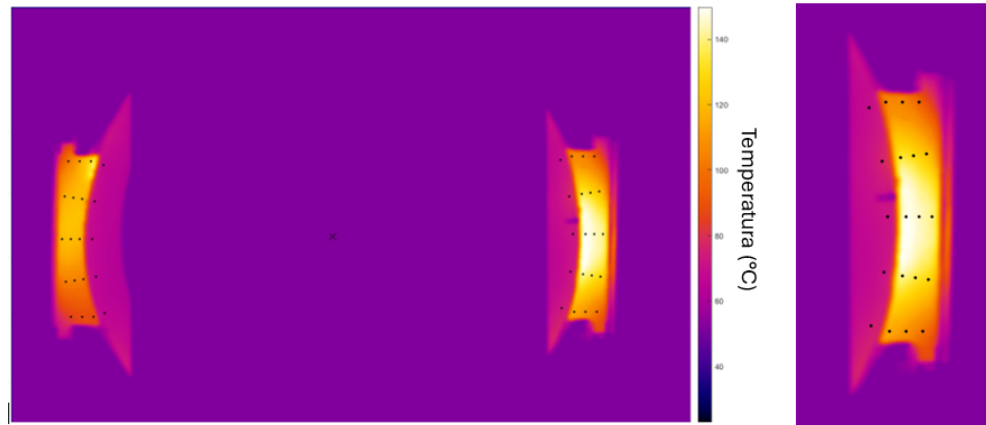


Figura 5.27: Snapshot catturato durante la prima prova termica

la fase di raffreddamento ci sono delle discrepanze, probabilmente dovute alla semplificazione bidimensionale effettuata con il modello agli elementi finiti. In futuro si conta di effettuare delle analisi tridimensionali per poter riprodurre in maniera più fedele i fenomeni termici in atto.

Sviluppi futuri in merito a questo tipo di prove verteranno sulla costruzione dettagliata di un modello agli elementi finiti in grado di descrivere in maniera sempre più accurata i fenomeni di scambio termico tra ruota e ceppi, introducendo il fenomeno del *rail chill* sul comportamento della ruota e aggiungendo al banco di prova l'impianto di ventilazione, completato dagli ugelli precedentemente descritti. Si potrà in questa maniera migliorare il coefficiente di scambio termico convettivo e investigare così il comportamento anche dei ceppi in composito, nei quali il coefficiente di partizionamento è in forte sbilanciamento a sfavore della ruota.

6 Conclusioni e sviluppi futuri

Nel corso di questa tesi è stato presentato e analizzato un banco prova *Twin-Disc* di nuova concezione, sviluppato presso i laboratori di Meccanica Ferroviaria del Politecnico di Torino per lo studio del comportamento tribologico e termico di materiali impiegati nella frenatura ferroviaria.

Partendo con la descrizione dell'impianto frenante normalmente presente su treni merci, passando attraverso la descrizione delle problematiche tribologiche e termiche legate all'uso di ceppi, si è andati avanti con la descrizione dettagliata del banco, seguita dalle fasi di assemblaggio e calibrazione, fondamentali per predisporre l'impianto alle successive prove sperimentali. Il banco realizzato si distingue per la sua versatilità in termini di configurazioni realizzabili, grazie ai numerosi parametri di prova modificabili. Attraverso di esso è possibile l'esecuzione di test di attrito, usura e scambio termico localizzato in corrispondenza delle superfici in contatto, ricreando in maniera fedele le condizioni operative tipiche dei sistemi di frenatura a ceppi.

Tra le attività sperimentali svolte, sono state condotte prove di usura finalizzate al confronto tra due materiali comunemente impiegati nei freni a ceppi: la ghisa tradizionale (P10) e il materiale composito (tipo K). Tali prove hanno permesso di evidenziare le differenze in termini di coefficiente d'attrito e tasso di usura tra i due materiali, fornendo risultati coerenti con la letteratura e utili per futuri sviluppi progettuali. Inoltre, è stata verificata la ripetibilità delle prove e dell'impianto stesso, tramite test ripetuti in condizioni differenti, come l'inversione del verso di rotazione del motore e l'uso di ceppi differenti durante le prove.

I risultati ottenuti rappresentano un'importante base per ulteriori attività sperimentali, come la completa caratterizzazione del comportamento a usura tramite la costruzione della mappa di Archard per i materiali studiati, nonché l'estensione delle prove a nuove configurazioni e materiali innovativi per la frenatura ferroviaria.

Sono state infine effettuate prove termiche mediante l'uso di una termocamera, con lo scopo di monitorare l'evoluzione della temperatura durante le fasi di frenata. I dati acquisiti hanno consentito di validare i modelli numerici agli elementi finiti sviluppati precedentemente, confermandone l'affidabilità nel simulare il comportamento termico del sistema.

Per quanto riguarda gli sviluppi futuri, è previsto l'inserimento sul banco di un sistema di ventilazione attiva, costituito da ventole e ugelli orientati, con l'obiettivo di incrementare il coefficiente di convezione dell'aria in prossimità della zona di contatto tra ruota e ceppi. Tale modifica è funzionale al rispetto delle condizioni termiche previste dalla scalatura termica realizzata appositamente per il banco, e rappresenta un passo fondamentale per la simulazione sempre più fedele dei fenomeni termici reali.

Appendice

A1-Dati di input del banco

Parametro	Simbolo	Valore	Unità
Raggio rotaia	R_{rotaia}	0.132	m
Raggio ruota	R_{ruota}	0.092	m
Pressione di riferimento del cilindro	$p_{ref,cyl}$	6	bar
Forza di riferimento del cilindro	$F_{ref,cyl}$	1178	N
Lunghezza ceppo	L	64	mm
Spessore ceppo	H	16	mm
Coppia continua massima motore	$C_{continua,max}$	150	Nm
Potenza continua massima motore	$P_{continua,max}$	37	kW
Giri motore massimi	$n_{motore,max}$	2000	rpm
Tensione massima della valvola	$V_{max,valvola}$	5	V
Coeff. attrito ruota-rullo	μ_{rulli}	0.2	–
Coeff. attrito ceppi-ruota	μ_{ceppi}	0.3	–
Numero ceppi	N	2	–

Tabella A.1: Parametri di riferimento del banco prova

A2-Corrispondenze pressioni di contatto ruota-ceppo

P _{contatto} (MPa)	F _{press,ceppo} (N)	P _{cyl} (bar)	V _{in,valve} (V)	F _{tang,ceppo} (N)	F _{normale,rulli,min} (kg)
0.10	102.40	0.52	0.57	30.72	31.31
0.20	204.80	1.04	1.15	61.44	62.63
0.30	307.20	1.56	1.73	92.16	93.94
0.40	409.60	2.09	2.31	122.88	125.26
0.50	512.00	2.61	2.89	153.60	156.57
0.60	614.40	3.13	3.47	184.32	187.89
0.70	716.80	3.65	4.05	215.04	219.20
0.80	819.20	4.17	4.63	245.76	250.52

Tabella A.2: Grandezze di interesse in funzione della pressione di contatto

A3-Corrispondenze velocità

Velocità veicolo (km/h)	$n_{asse,rotaia}$ (rpm)	$n_{asse,ruota}$ (rpm)
10	200.95	288.32
15	301.43	432.49
20	401.91	576.65
25	502.38	720.81
30	602.86	864.97
35	703.34	1009.13
40	803.81	1153.30
45	904.29	1297.46
50	1004.77	1441.62
55	1105.24	1585.78
60	1205.72	1729.95
65	1306.20	1874.11
70	1406.67	2018.27
75	1507.15	2162.43
80	1607.63	2306.59
85	1708.10	2450.76
90	1808.58	2594.92
95	1909.06	2739.08

Tabella A.3: Corrispondenze tra la velocità del veicolo e i regimi degli assi

A4-Corrispondenze carichi

Q _{asse} (ton)	Forza contatto (kg)
6.5	130
8.0	160
10.0	200
12.0	240
14.0	280
16.0	320
18.0	360
20.0	400
22.5	450
25.0	500

Tabella A.4: Corrispondenze tra carico per asse e forza di contatto

Si noti che la forza di contatto tra ruota e rullo viene calcolata come segue:

$$F_N = \frac{Q_{asse} \cdot 1000}{2 \cdot \varphi_F} \quad (6.1)$$

con $\varphi_F = 25$. Si divide tutto per 2 in maniera tale da ottenere il carico ruota e si moltiplica per 1000 per ottenere il risultato in *kg*.

Riferimenti bibliografici

- [1] Magelli M. Zampieri N. Pagano R. *Design of an Innovative Twin-Disc Device for the Evaluation of Wheel and Rail Profile Wear*. Designs. 2024; 8(4):73.
<https://doi.org/10.3390/designs8040073>.
- [2] Pagano R. *"Innovative design of a Twin Disc tribometer for wheel-rail contact analysis"* (Tesi Magistrale), Politecnico di Torino. 2024.
- [3] Mauro S. Melchiorre M. *Slide del corso "Strumentazione e controllo dei sistemi di trasporto"*, Politecnico di Torino.
- [4] Cantone L. Ottati A. *"Modelling of Friction Coefficient for Shoes Type LL By Means of Polynomial Fitting"*, The Open Transportation Journal, 2018, 12, 114-127.
- [5] UIC 540. *Brakes-Air Brakes for freight train and passengers train*.
- [6] UIC 544-1. *Brakes-Braking power*.
- [7] Ferraresi C. Raparelli T. *Meccanica Applicata*. CLUT, 2024.
- [8] Bosso N. *Dispense del corso "Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia"*, Politecnico di Torino.
- [9] Gjini R. *"Simulazione termica del contatto ruota-ceppo per veicoli ferroviari trasporto merci"* (Tesi Magistrale), Politecnico di Torino.
- [10] Lundén R. Teimourimanesh S. Vernersson T. *Modelling of temperatures during railway tread braking: Influence of contact conditions and rail cooling effect*.
- [11] Kabo E. Ekberg A. *Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading—an overview*.
- [12] Lundén R. Vernersson T. *Tread braking of railway wheels - wheel and block temperatures and the influence of rail chill*.
- [13] Newcomb T.P. *"Braking and clutches"*, Tribology International, 1978, 11(1), pp 27-28.
- [14] Lamzin A.P. Vukulov L.A. *"Study of brake blocks made of improved composite frictional materials"*, Journal of Friction and Wear, 1995, 16(1), pp 75-78.
- [15] Buhler S. *"Methods and results of field testing of a retrofitted freight train with composite brake blocks"*, Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3-5), pp 1041-1050.
- [16] Ihme J. *"Brakes for Railway Vehicles"*, Rail Vehicle Technology , 2022, pp 107-141.
- [17] Kutchey J. Sheridan D. e Samie F. *"Approaches to the Thermal Modeling of Disc Brakes"*, The Engineering Society for Advancing Mobility Land Sea Air and Space, SAE Technical Paper 880256, 1988, 15 pp.
- [18] Newcomb T. P. *"Thermal aspects of railway braking"*, In Proceedings of the IMechE International Conference on Railway Braking, University of York, 1979, pp 7-18.
- [19] Komkov O. Y. Balakin V. A. Sergienko V. P. *"Heat transfer in friction contact zone at engagement of disc clutches and brakes."*, Sov. J. Frict. Wear, 1997, 18(4), pp 450-455.
- [20] Carlson F. G. Moyar G. J. *"A simple method fore estimating railcar wheel tread temperature rise during braking."*, Rail Transport, ASME, 1997, 13, pp 65-74.
- [21] Bejan A. *"Theory of rolling contact heat transfer."*, J. HeatTransf., Trans. ASME, 1989, 111, pp 257-263.
- [22] Vernersson T. *"Temperatures at railway tread braking. Part 1: modelling"*, Department of Applied Mechanics/CHARMEC, Chalmers University of Technology, SE-412 96 Göteborg.

- [23] Barber J. R. Berry G. A. "The division of frictional heat – a guide to the nature of sliding contact.", *ASME J. Tribol.*, 1984, 106, pp 405-415.
- [24] Fletcher L. S. "Recent developments in contact conductance heat transfer.", *J. Heat Transf., Trans. ASME*, 1988, 110, pp 1059-1070.
- [25] Jacobson S. Eriksson M. Bergman F. "On the nature of tribological contact in automotive brakes.", *Wear*, 2002, 252, pp 26-36.
- [26] Laraqi N. "Velocity and relative contact size effects on the thermal constriction resistance in sliding solids.", *J. Heat Transf., Trans. ASME*, 1997, 119, pp 173-177.
- [27] Kennedy F. E. Jr. Tian X. "Contact surface temperature models for finite bodies in dry and boundary lubricated sliding", *J. Tribol.*, 1993, 115, pp 411-418.
- [28] Kennedy F. E. Jr. Tian X. "Maximum and average flash temperatures in sliding contacts", *ASME J. Tribol.*, 1994, 116, pp 167-174.
- [29] Chiavazzo E. *Dispense del corso "Applicazioni avanzate di fisica tecnica"*, Politecnico di Torino.
- [30] Nuthall S. M. "The effect of eight different brake materials on track circuit resistance.", *TMPBS 34*, 1983, 8 pp. (British Rail Research, Derby).
- [31] Jaeger J. C. Carslaw H. S. "Conduction of heat in solids", 2nd edition, 1959, 510 pp. (Clarendon press, Oxford).
- [32] Sundvall K. Sundh J. Olofsson U. "Seizure and wear rate testing of wheel–rail contacts under lubricated conditions using pin-on-disc methodology.", *Wear*, 2008, 265 (9):1425-1430.
<https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.03.025>.
- [33] Olofsson U. Sundh J. "Seizure mechanisms of wheel–rail contacts under lubricated conditions using a transient ball-on-disc test method", 2008, *Tribol. Int.*, 41, pp. 867-874.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.12.011>.
- [34] <https://www.tribonet.org/wiki/pin-on-disk-test/>.
- [35] Beder M. Alemdağ Y. "Dry Sliding Wear Properties of Al-7Si-4Zn-(0-5)Cu Alloys", 2015, *Journal of the Balkan Tribological Association*. 21.
- [36] J. Zhang et al. "Tribology in railway transportation". In: *Friction* 9.1 (2021), pp. 1–19.
- [37] Valentin L. Popov. *Contact Mechanics and Friction: Physical Principles and Applications*. Springer, 2010.
- [38] E.A.H. Vollebregt et al. "Friction modelling in wheel-rail contact: The role of third bodies". In: *Wear* 265.9-10 (2008), pp. 1218–1224.
- [39] Andrea Bracciali. "Wear and damage in railway wheel and rail materials". In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* (2008).
- [40] H. Tournay e P.E. Gautier. "Influence of friction modifiers on adhesion in the wheel–rail contact". In: *Wear* 258.7-8 (2005), pp. 1172–1178.
- [41] H.P. Evans e R.W. Snidle. *Tribology of high-speed trains*. World Scientific, 2009.
- [42] D. Ahlers et al. "Wear mechanisms in railway applications". In: *Wear* 284–285 (2012), pp. 1–17.
- [43] H. Jung et al. "A Novel Full Scale Roller Rig Test Bench for SHM Concepts of Railway Vehicles". In: *Proceedings of the 8th European Workshop on Structural Health Monitoring (EWSHM)*. Bilbao, Spain, 2016. URL: <https://www.ndt.net/?id=20092>.

- [44] S. V. Myamlin, J. Kalivoda e L. Neduzha. "Testing of Railway Vehicles Using Roller Rigs". In: *Procedia Engineering* 187 (2017), pp. 688–695. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.04.439. URL: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.439>.
- [45] Reynolds O. "IV. On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion," *Philosophical transactions of the Royal Society of London.(a.)*, no. 186, pp. 123-164. 1895.
- [46] A. Jaschinski et al. "The Application of Roller Rigs to Railway Vehicle Dynamics". In: *Vehicle System Dynamics* 31.5-6 (1999), pp. 345–392. DOI: 10.1076/vesd.31.5.345.8360.
- [47] Simon Iwnicki. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Boca Raton: CRC Press, 2006. ISBN: 9780849333217.
- [48] Magelli M. "Development of numerical and experimental tools for the simulation of train braking operations"(Tesi di Dottorato), Politecnico di Torino. 2023.
- [49] A. Gugliotta N. Bosso e N. Zampieri. "A Test Rig for Multi-Wheelset Adhesion Experiments", in J. Pombo, (Editor), "Proceedings of the Third International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance", Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, Paper 233, 2016. doi:10.4203/ccp.110.233.
- [50] Magelli M. "Calibrazione sperimentale di un banco prova multiasse per lo studio del fenomeno della riadesione"(Tesi Magistrale), Politecnico di Torino. 2019.
- [51] RENK Group AG. <https://www.renk.com/en/products/test-systems/railway/wheel-and-rail-contact-and-brakes>.
- [52] Optimol Instruments. <https://optimol-instruments.de/en/products/2disk/>.
- [53] R. Galas et al. "Twin-Disc experimental device for study of adhesion in wheel-rail contact". In: *Engineering MECHANICS* 21.5 (2014), pp. 329–334.
- [54] M. Omasta et al. "Design and development of a twin disc test rig for the study of squeal noise from the wheel-rail interface". In: *Applied Engineering Letters* 7.1 (2022), pp. 10–16. URL: <https://doi.org/10.18485/aeletters.2022.7.1.2>.
- [55] Meehan P.A. "Prediction of wheel squeal noise under mode coupling", *Journal of Sound and Vibration*, 465, 2020, 115025, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.115025>.
- [56] Magelli M. Zampieri N. Pagano R. "Adapting a scaled twin-disc device for tread braking investigations based on an ad-hoc thermal similitude model", *Wear* 574–575, 2025, <https://doi.org/10.1016/j.wear.2025.206105>.
- [57] V. Vullo et al. "TrainDy, a new UIC simulator for the longitudinal dynamics of trains". In: J. Allan, E. Arias, C.A. Brebbia, C. Goodman, A.F Rumsey, G. Sciutto and N. Tomii, *Computers in Railways XI*, WIT Press, 2008.