



**Politecnico  
di Torino**

# Politecnico di Torino

Corso Laurea magistrale Ingegneria Meccanica

A.A. 2025/2026

Sessione di laurea Ottobre 2025

## **Studio sperimentale di attrito, usura e comportamento termico mediante banco prova twin-disc in ambito ferroviario**

Relatori:

Nicola Bosso  
Niccolò Zampieri

Candidato:

Pietro Falletto

# Abstract

The present thesis addresses the study of the wheel-rail interaction and the phenomena of friction, wear, and energy dissipation occurring during the braking phases of railway vehicles. In recent years, scientific research has developed several predictive models capable of estimating the evolution of wear and surface damage of the wheel, whose effectiveness strongly relies on accurate and repeatable experimental data.

To obtain such data, various tribometric test rigs have been designed, among which twin-disc rigs are particularly effective in simulating the wheel-rail contact. In this framework, an innovative 1:5 scale twin-disc test rig has been developed, designed according to Pascal's similarity criterion and modified to reproduce thermal similarity as well.

The thesis describes the calibration of the rig, with particular focus on the integration of measurement systems, as well as the implementation of a control and data acquisition environment based on LabVIEW and the Modbus TCP/IP protocol. Subsequently, the experimental procedures related to the braking system are presented, including repeatability tests and measurement campaigns aimed at determining friction coefficients and wear factors of cast iron and composite brake blocks. Thermal tests were also performed to analyze the distribution of temperature fields generated by the contact.

The results demonstrated the capability of the rig to ensure high repeatability and to effectively replicate real operating conditions. The measurement campaigns therefore confirmed the validity of the twin-disc rig as a tool for investigating the tribology of wheel-rail and block-wheel contacts. Furthermore, a preliminary study was carried out to integrate infrared thermometers, or pyrometers, into the test rig, including the definition of operating conditions and possible design modifications.

# Sommario

Il lavoro di questa tesi magistrale si introduce all'interno dello studio dell'interazione ruota-rotaia e allo studio dei fenomeni di attrito, usura e dissipazione energetica durante le fasi di frenatura dei veicoli ferroviari. Negli ultimi anni la ricerca scientifica ha sviluppato numerosi modelli predittivi capaci di stimare l'evoluzione dell'usura e dei danneggiamenti superficiali della ruota, la cui efficacia dipende fortemente da dati sperimentali accurati e ripetibili.

Per ottenere questi dati, sono stati sviluppati numerosi banchi di prova tribometrici, tra cui figurano i banchi di prova twin disc, capaci di simulare in maniera efficace il contatto ruota-rotaia, tra cui l'innovativo banco twin-disc in scala ridotta(1:5), progettato sulla base del criterio di similitudine di pascal e modificato per simulare la similitudine termica.

La tesi descrive la calibrazione del banco, con particolare attenzione all'integrazione di sistemi di misura, nonché all'implementazione di un ambiente di controllo e acquisizione dati basato su LabVIEW e protocollo Modbus TCP/IP. In seguito sono presentate le procedure sperimentali relative all'impianto frenante, comprese di test di ripetibilità e lavorazione di misura dei coefficienti di attrito e fattori di usura su ceppi in ghisa e materiale composito. Le prove termiche hanno inoltre permesso di analizzare la distribuzione dei campi di temperatura generati dal contatto. I risultati hanno mostrato la capacità del banco di garantire un'elevata ripetibilità e di poter replicare efficacemente le condizioni operative reali. Le campagne di misura hanno quindi evidenziato la validità del banco twin-disc al fine di ricavare informazioni relative alla tribologia del contatto ruota-rotaia e del contatto ceppo-ruota.

È stato inoltre eseguito un lavoro preliminare al fine di integrare al banco di prova termometri a infrarossi, o pirometri, con annesse condizioni operative e possibili modifiche al banco di prova.

# Indice

<b>1</b>	<b>INTRODUZIONE</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>SISTEMA DI FRENATURA</b>	<b>3</b>
2.1	Tipologie di impianti frenanti . . . . .	3
2.2	Storia dei sistemi frenanti ferroviari . . . . .	5
2.3	Freno pneumatico automatico continuo . . . . .	6
2.3.1	Freno ad una condotta . . . . .	7
2.3.2	Freno a due condotte . . . . .	8
2.3.3	Funzionamento del sistema . . . . .	8
2.3.4	Timoneria . . . . .	10
2.4	Freni a ceppi . . . . .	11
2.4.1	Configurazione ceppi . . . . .	12
2.4.2	Materiali ceppi . . . . .	14
2.4.3	Calcolo forza frenante necessario sul ceppo . . . . .	15
<b>3</b>	<b>Tribologia del contatto ruota ceppo</b>	<b>17</b>
3.1	Cenni di tribologia generale . . . . .	17
3.1.1	Ipotesi di Reye . . . . .	18
3.1.2	Studi sulla natura dell'attrito metallico . . . . .	18
3.1.3	Legge di Archard . . . . .	20
3.1.4	Criterio di Rabinowicz . . . . .	21
3.1.5	Modello di Greenwood e Williamson . . . . .	22
3.2	Tribologia del contatto ruota ceppo . . . . .	22
3.2.1	Primi studi relativi alla tribologia ruota- rotaia . . . . .	22
3.2.2	Studi realizzati in seguito alla norma europea 2008/57 . . . . .	25
<b>4</b>	<b>STATO DELL' ARTE</b>	<b>28</b>
4.1	Banchi di prova Roller rig . . . . .	28
4.1.1	Banchi di prova in scala reale . . . . .	28
4.1.2	Modelli in scala . . . . .	29
4.2	Il problema della scalatura . . . . .	32
4.2.1	Approccio di Iwnicki . . . . .	34
4.2.2	Approccio di Jaschinski . . . . .	35
4.2.3	Approccio di Pascal . . . . .	36
4.3	Modelli Twin-Disc . . . . .	38

4.3.1	Banco di prova SUROS . . . . .	40
4.3.2	Banco di prova JD-1 . . . . .	42
<b>5</b>	<b>BANCO DI PROVA TWIN DISC POLITECNICO DI TORINO</b>	<b>43</b>
5.1	Introduzione . . . . .	43
5.2	Condizioni operative, materiali e fattore di scala . . . . .	43
5.3	Controllo del microscorrimento e applicazione del carico . . . . .	49
5.4	Progettazione layout, dinamica e cinematica . . . . .	50
5.5	Design definitivo . . . . .	52
5.6	Sensori . . . . .	55
5.6.1	Potenziometro . . . . .	56
5.6.2	Cella di carico . . . . .	56
5.6.3	Encoder . . . . .	57
5.6.4	Termocamera . . . . .	58
5.7	Schede di acquisizione dati . . . . .	59
5.8	Ambiente Labview . . . . .	60
5.8.1	Protocollo di comunicazione TCP/IP Modbus . . . . .	62
<b>6</b>	<b>Calibrazioni e prove sperimentali</b>	<b>64</b>
6.1	Calibrazione sistema di carico del banco . . . . .	64
6.1.1	Procedimenti di preparazione del banco . . . . .	64
6.1.2	Procedimento di calibrazione . . . . .	66
6.1.3	Ambiente LabWIEW . . . . .	67
6.1.4	Risultati . . . . .	68
6.2	Calibrazione cilindro freno . . . . .	73
6.2.1	Procedimenti di preparazione del banco . . . . .	73
6.2.2	Procedimento di calibrazione . . . . .	74
6.2.3	Ambiente LabWIEW . . . . .	74
6.2.4	Risultati . . . . .	76
6.3	Prove di attrito e usura . . . . .	78
6.3.1	Preparazione del banco . . . . .	79
6.3.2	Prove di ripetibilità . . . . .	79
6.3.3	Procedimento di acquisizione dati . . . . .	81
6.3.4	Ambiente LabVIEW . . . . .	83
6.3.5	Risultati . . . . .	88
6.4	Prove termiche . . . . .	91
6.4.1	Preparazione del banco . . . . .	91
6.4.2	Procedimento di acquisizione dati . . . . .	91
6.4.3	Ambiente LabWIEW . . . . .	92
<b>7</b>	<b>Studi preliminari riguardanti l'impiego di pirometri</b>	<b>94</b>
7.1	Storia dei pirometri . . . . .	94
7.2	Funzionamento Pirometri . . . . .	95
7.2.1	Pirometri a banda singola . . . . .	96
7.2.2	Pirometri a banda multipla . . . . .	96
7.2.3	Elementi pirometri . . . . .	97
7.2.4	Materiali lenti . . . . .	100

7.3	Scelta pirometro e struttura di sostegno . . . . .	101
7.4	Supporti pirometri . . . . .	103
<b>8</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>106</b>
<b>A</b>	<b>Misure calibrazioni</b>	<b>108</b>
A.1	Calibrazione potenziometro . . . . .	108
A.2	Calibrazione cilindro freno . . . . .	113
<b>B</b>	<b>Grafici risultati prove freno</b>	<b>115</b>

# Elenco delle figure

2.1	Schema frenatura elettromagnetico . . . . .	4
2.2	Schema frenatura elettrica dinamica . . . . .	4
2.3	Schema frenatura elettrica rigenerativa . . . . .	5
2.4	Primi sistemi frenanti pneumatici . . . . .	5
2.5	Schema impianto ad una condotta . . . . .	7
2.6	Schema impianto a due condotte . . . . .	8
2.7	Distributore Europeo . . . . .	9
2.8	Timoneria centrale e sistema vuoto carico . . . . .	11
2.9	Timoneria d'asse . . . . .	11
2.10	Esempio freno a ceppi . . . . .	12
2.11	Ceppi bg in un unico pezzo (115 A) o a suola rimuovibile (115 B) . . . . .	13
2.12	Differenti configurazioni di ceppi BGU . . . . .	13
2.13	Diagramma di corpo libero della ruota . . . . .	15
3.1	Tribology Trust Silver Medal, conferita ai massimi esponenti della ricerca internazionale nel campo della tribologia. . . . .	17
3.2	Macchinario tribologico di Bowden e Leben . . . . .	19
3.3	Modello di contatto a contatto multipli e a contatto singolo . . . . .	20
3.4	Variazione del coefficiente di attrito $\mu_b$ in funzione della velocità $V$ e della forza dinamica $F_{dyn}$ . . . . .	23
3.5	Foto realizzate durante le prove di frenatura . . . . .	24
3.6	Dinamometro impiegato da Vukuloc e Zharov durante le prove . . . . .	25
3.7	coefficienti polinomiali primo metodo . . . . .	26
3.8	Adattamento polinomiale secondo il Metodo 2. La linea rossa continua rappresenta l'adattamento polinomiale dei dati, le linee verdi e blu continue sono rispettivamente i polinomi di raccordo a zero e alla velocità massima. . . . .	27
4.1	Modello Roller Rig Southwest Jiaotong University, Chengdu . . . . .	29
4.2	Modello Roller Rig INRETS Grenoble . . . . .	30
4.3	Roller Rig Politecnico di Torino . . . . .	31
4.4	Schema Roller rig politecnico di Torino . . . . .	32
4.5	Modello twin disc università di Coimbra . . . . .	39
4.6	Esempi di modalità costruttive dei twin disc . . . . .	39
4.7	Schema twin disc SUROS . . . . .	40
4.8	Microcricca rilevata tramite la sonda e successivamente fotografata . . . . .	41

4.9	Schema Modello da banco JD-1 . . . . .	42
5.1	Modello ceppo e portaceppo ANSYS . . . . .	47
5.2	Modello ruota ANSYS . . . . .	48
5.3	Mappa termica ruota . . . . .	48
5.4	Mappa termica ceppo . . . . .	49
5.5	Servomotori DC sincroni a magneti permanenti ACM BRL 220 . . . . .	49
5.6	Schema forze applicate dalle molle . . . . .	50
5.7	Profili dei dischi in scala . . . . .	51
5.8	Modello CAD twin disc . . . . .	53
5.9	Dettagli del sistema frenante . . . . .	54
5.10	Valvola elettropneumatica SMC ITV0050-3BS . . . . .	54
5.11	Modello da banco assemblato in laboratorio . . . . .	55
5.12	Potenzimetro Gefran PZ 34 . . . . .	56
5.13	Cella di carico FUTEK LLB400 . . . . .	56
5.14	Supporti in PLA . . . . .	57
5.15	Encoder Lika C80-H-2048ZCU430 . . . . .	57
5.16	Termocamera FLIR x6900sc SLS . . . . .	58
5.17	Termocamera montata sul supporto . . . . .	58
5.18	Schede di acquisizione dati NI 6009 . . . . .	59
5.19	Dettaglio pinout NI 6009 . . . . .	60
5.20	Esempio di front panel su Labview . . . . .	61
5.21	Esempio di back panel su Labview . . . . .	62
6.1	Banco di prova in seguito al punto 3 della preparazione . . . . .	65
6.2	Misurazioni tramite calibro . . . . .	66
6.3	front view VI usata per la calibrazione del potenziometro . . . . .	67
6.4	front panel VI usata per la calibrazione del potenziometro . . . . .	68
6.5	Curva di taratura prima fase di carico . . . . .	69
6.6	Curva di taratura prima fase di scarico . . . . .	69
6.7	Curva di taratura seconda fase di carico . . . . .	70
6.8	Curva di taratura seconda fase di scarico . . . . .	70
6.9	Curva di taratura terza fase di carico . . . . .	71
6.10	Curva di taratura terza fase di scarico . . . . .	72
6.11	Cella di carico posizionata tra portaceppo e cerchione . . . . .	73
6.12	Diagramma a blocchi VI calibrazione cilindro freno (parte superiore) . . . . .	74
6.13	Diagramma a blocchi VI calibrazione cilindro freno (parte inferiore) . . . . .	75
6.14	front view della VI relativa alla calibrazione del cilindro freno . . . . .	76
6.15	Prima serie di carico calibrazione cilindro freno . . . . .	77
6.16	Seconda serie di carico calibrazione cilindro freno . . . . .	77
6.17	Terza serie di carico calibrazione cilindro freno . . . . .	78
6.18	Dettaglio banco di prova con configurazione freni 1 bg . . . . .	79
6.19	Prove di ripetibilità sul ceppo destro . . . . .	80
6.20	Prove di ripetibilità sul ceppo sinistro . . . . .	81
6.21	Procedimento di pesatura . . . . .	83
6.22	Diagramma a blocchi VI prove frenate prima parte . . . . .	84

6.23	Diagramma a blocchi VI freni seconda parte . . . . .	84
6.24	Diagramma a blocchi VI freni terza parte . . . . .	86
6.25	Front Panel VI prove di frenatura . . . . .	88
6.26	Grafico coefficiente di attrito ghisa . . . . .	89
6.27	Grafico coefficiente di attrito composito . . . . .	89
6.28	Immagini registrate dalla termocamera durante le prove termiche . . . . .	91
6.29	Loop superiore VI prove termiche . . . . .	92
7.1	Schema pirometro Holborn e Kurlbaum . . . . .	95
7.2	Esempio lente standard focus . . . . .	97
7.3	Esempio lente close focus . . . . .	98
7.4	Schema diaframma S:D 1:5 . . . . .	98
7.5	Filtri spettrali a vetri colorati . . . . .	99
7.6	pirometro ottico CS LT con elettronica integrata nel cavo . . . . .	100
7.7	pirometro ottico CT LT con elettronica esterna . . . . .	100
7.8	pirometro ottico CT 3M . . . . .	102
7.9	Specifiche Ottiche pirometro CT 3MH1 . . . . .	103
7.10	Piastra di supporto pirometri (vista frontale) . . . . .	104
7.11	Piastra di supporto pirometri (vista isometrica) . . . . .	104
7.12	Banco di prova con piastra montata . . . . .	105
B.1	Coefficiente di attrito a 400 rpm e 1.05 bar . . . . .	115
B.2	Potenza dissipata a 400 rpm e 1.05 bar . . . . .	116
B.3	Coefficiente di attrito a 400 rpm e 2.1 bar . . . . .	116
B.4	Potenza dissipata a 400 rpm e 2.1 bar . . . . .	117
B.5	Coefficiente di attrito a 400 rpm e 3.15 bar . . . . .	117
B.6	Potenza dissipata a 400 rpm e 3.15 bar . . . . .	118
B.7	Coefficiente di attrito a 400 rpm e 4.2 bar . . . . .	118
B.8	Potenza dissipata a 400 rpm e 4.2 bar . . . . .	119
B.9	Coefficiente di attrito a 800 rpm e 1.05 bar . . . . .	119
B.10	Potenza dissipata a 800 rpm e 1.05 bar . . . . .	120
B.11	Coefficiente di attrito a 800 rpm e 2.1 bar . . . . .	120
B.12	Potenza dissipata a 800 rpm e 2.1 bar . . . . .	121
B.13	Coefficiente di attrito a 800 rpm e 3.15 bar . . . . .	121
B.14	Potenza dissipata a 800 rpm e 3.15 bar . . . . .	122
B.15	Coefficiente di attrito a 800 rpm e 4.2 bar . . . . .	122
B.16	Potenza dissipata a 800 rpm e 4.2 bar . . . . .	123
B.17	Coefficiente di attrito a 1200 rpm e 1.05 bar . . . . .	123
B.18	Potenza dissipata a 1200 rpm e 1.05 bar . . . . .	124
B.19	Coefficiente di attrito a 1200 rpm e 2.1 bar . . . . .	124
B.20	Potenza dissipata a 1200 rpm e 2.1 bar . . . . .	125
B.21	Coefficiente di attrito a 1200 rpm e 3.15 bar . . . . .	125
B.22	Potenza dissipata a 1200 rpm e 3.15 bar . . . . .	126
B.23	Coefficiente di attrito a 1200 rpm e 4.2 bar . . . . .	126
B.24	Potenza dissipata a 1200 rpm e 4.2 bar . . . . .	127

# Elenco delle tabelle

3.1	Coefficienti di attrito a diverse velocità . . . . .	24
4.1	Fattori di scala relativi ai distinti approcci . . . . .	38
5.1	Fattori di scala iniziali . . . . .	44
5.2	Confronto tra la scalatura originale e la scalatura modificata . . . . .	46
5.3	Parametri di funzionamento del motore . . . . .	52
6.1	Misurazioni pesature e fattori di usura alle differenti velocità per ceppi in ghisa (parte 1) . . . . .	90
6.2	Misurazioni pesature e fattori di usura alle differenti velocità per ceppi in ghisa (parte 2) . . . . .	90
6.3	Misurazioni pesature e fattori di usura alle differenti velocità per ceppi in composito (parte 1) . . . . .	90
6.4	Misurazioni pesature e fattori di usura alle differenti velocità per ceppi in composito (parte 2) . . . . .	90
A.1	Misure prima prova di carico (parte 1) . . . . .	108
A.2	Misure prima prova di carico (parte 2) . . . . .	109
A.3	Misure prima prova di scarico (parte 1) . . . . .	109
A.4	Misure prima prova di scarico (parte 2) . . . . .	110
A.5	Misure seconda prova di carico (parte 1) . . . . .	110
A.6	Misure seconda prova di carico (parte 2) . . . . .	110
A.7	Misure seconda prova di scarico (parte 1) . . . . .	111
A.8	Misure seconda prova di scarico (parte 2) . . . . .	111
A.9	Misure terza prova di carico (parte 1) . . . . .	111
A.10	Misure terza prova di carico (parte 2) . . . . .	112
A.11	Misure terza prova di scarico (parte 1) . . . . .	112
A.12	Misure terza prova di scarico (parte 2) . . . . .	112
A.13	Prima prova di carico . . . . .	113
A.14	Seconda prova di carico . . . . .	113
A.15	Terza prova di carico . . . . .	114

# Capitolo 1

## INTRODUZIONE

Una delle principali questioni esistenti nei sistemi ferroviari è legato al problema dell'usura nell'interazione tra ruota e rotaia. Il danno non può essere derubricato esclusivamente a questioni di manutenzione ordinaria o di eccessivo rumore causato dalle vibrazioni generate: l'erosione del materiale, soprattutto sui cerchioni delle ruote, può compromettere in maniera seria sia la dinamica sia la stabilità dell'intero convoglio, innescando pericolose reazioni a catena che possono risultare in incidenti catastrofici. Questo problema può generare perdita di efficienza, vibrazioni e sollecitazioni che possono mettere in difficoltà gli elementi meccanici fondamentali, come le sospensioni e i freni. A seconda delle condizioni di carico e della velocità operativa, infatti, i profili sia della ruota sia della rotaia possono subire modifiche che, se non gestite, possono compromettere la sicurezza complessiva del treno e aumentare il rischio di deragliamento.

Da anni la ricerca si muove in direzione di sviluppare strumenti in grado di prevedere l'evoluzione dell'usura per ottimizzare gli interventi di manutenzione e aumentare la sicurezza dei sistemi ferroviari. L'efficacia di questi modelli predittivi dipende fortemente da dati di input precisi, in particolare in relazione ai coefficienti di usura dei materiali, ottenibili solo attraverso campagne sperimentali onerose in termini di costi e tempi.

Storicamente, i primi test effettuati sono quelli sul campo, effettuati su effettivi veicoli e rotaie reali, e questi rimangono tutt'oggi il modo più diretto e preciso per replicare le condizioni operative; tuttavia, sono anche i test più complessi da realizzare e spesso risulta impossibile effettuare queste prove in maniera effettivamente ripetibile. Per questa ragione i test maggiormente utilizzati sono quelli in strutture di laboratorio, meno affidabili rispetto alle prove sul campo ma che garantiscono maggiore controllo dei parametri, maggiore ripetibilità e minor costo.

Per affrontare questo dilemma, una delle soluzioni più promettenti è l'uso dei banchi prova tribometrici, in particolare i tribometri Twin-Disc. Questi dispositivi sono eccezionalmente adatti per lo studio dell'interazione ruota-rotaia, dato che riescono a riprodurre sia il moto di rotolamento che lo strisciamento. Tuttavia, il principale limite comune nella maggior parte dei sistemi esistenti è che la geometria di contatto è spesso semplificata in modo eccessivo. Molti banchi usano due semplici cilindri, una configurazione che non replica fedelmente il contatto tra la ruota conica e la rotaia, rendendo i risultati meno affidabili per il mondo reale.

Per ovviare a queste criticità, il gruppo di ricerca del Politecnico di Torino “Progettazione e sperimentazione di sistemi e veicoli ferroviari ed industriali e microsistemi” , guidato dai

professori Bosso e Zampieri, ha progettato e realizzato un banco prova Twin-Disc in scala ridotta (1:5) [1] che supera questa limitazione. La vera innovazione del progetto è la sua accuratezza nella scalatura dei profili: sfruttando il modello di similitudine di Pascal, che garantisce che la pressione di contatto si mantenga su scala unitaria, i ricercatori hanno potuto simulare la geometria reale con un livello di fedeltà più elevato rispetto ai modelli da banco twin-disc precedentemente realizzati. Inoltre, per aumentare ulteriormente l'affidabilità del banco, è stata modificata leggermente la curvatura del profilo della rotaia per assicurare che anche l'area di contatto e il carico normale fossero scalati in modo coerente.

Grazie a questa soluzione, il banco di prova è in grado di condurre test mirati e con risultati fisicamente significativi. Con questo banco, è possibile analizzare nel dettaglio il comportamento termico e l'usura della ruota in un ambiente controllato, cosa che non sarebbe possibile in scala reale senza un dispendio di tempo e denaro enorme. I risultati ottenuti possono essere applicati direttamente alle condizioni operative dei veicoli ferroviari, trasformando l'analisi di laboratorio in un'analisi predittiva concreta e di valore.

Il banco di prova, inoltre, si può utilizzare per compiere una gamma di prove maggiore rispetto a quelle inizialmente previste: attraverso un sistema di frenatura 2 bgu o 1 bgu, è possibile simulare l'usura e l'energia dissipata durante una frenatura da parte di un freno ferroviario a ceppi, e con l'ausilio di sensoristica termica è possibile analizzarne il campo termico generato.

Questa tesi si occupa di mostrare la realizzazione di alcune di queste prove di laboratorio, con particolare focus relativo alla procedura effettuata durante la realizzazione di queste prove e i programmi realizzati per il controllo del banco di prova e per l'acquisizione dei dati.

I capitoli 2 e 3 introducono nozioni relative al sistema frenante, l'usura generata durante la frenatura e al campo termico generato nella ruota durante la frenata, importanti per comprendere le prove effettuate dal gruppo di ricerca.

I capitoli 4 e 5 sono una ricerca estensiva dello stato dell'arte in relazione ai banchi di prova tribologici per emulare l'interazione tra ruota e rotaia e spiega nel dettaglio il banco di prova twin disc del politecnico di Torino

Il capitolo 6 entra nel merito delle prove effettuate in laboratorio, mentre il capitolo 7 presenta uno studio preliminare relativo all'utilizzo di pirometri all'interno del banco di prova twin disc

## Capitolo 2

# SISTEMA DI FRENATURA

### 2.1 Tipologie di impianti frenanti

Il sistema frenante è una componente fondamentale dell'architettura dei convogli ferroviari, poiché assolve un elevato numero di funzioni essenziali per il corretto esercizio sicuro ed efficiente del trasporto su rotaia. Esso è impiegato non soltanto per ridurre la velocità del convoglio o l'arresto completo, sia per esigenze di servizio sia per motivi di sicurezza, ma anche per garantire il suo stazionamento in condizioni statiche.

Nei veicoli ferroviari moderni sono utilizzati una pluralità di impianti e sistemi frenanti differenti, che spesso coesistono all'interno dello stesso convoglio.

Tra i vari sistemi utilizzati per realizzare la frenata, i principali utilizzati in ambito ferroviario sono [2]:

- Freno a mano: Freno meccanico in cui un sistema vite-madrevite agisce sui ceppi dei freni, è utilizzato per assicurare lo stazionamento del convoglio
- Rallentatore elettroidraulico: Utilizzato nei convogli a diesel dotati di trasmissione idraulica, l'energia cinetica del convoglio viene dissipata nell'organo di trasmissione.
- Rallentatore elettromagnetico: In questa tipologia di freno[3], un pattino in materiale magnetico è montato sulla parte inferiore del carrello. Durante la frenatura il pattino viene posto in prossimità delle rotaie e si generano correnti parassite, che risultano in una forza antagonista al moto del treno.

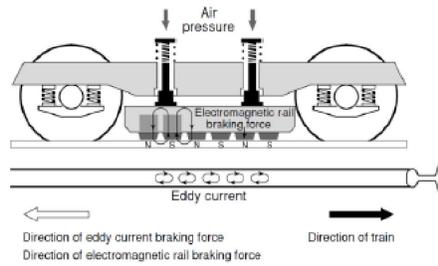


Figura 2.1: Schema frenatura elettromagnetico

- Freno elettrodinamico: è il freno più utilizzato nei freni elettrici, converte l'energia cinetica in energia elettrica. Si divide in due categorie in base alla soluzione costruttiva della locomotiva [4]: la frenatura dinamica e la frenatura rigenerativa

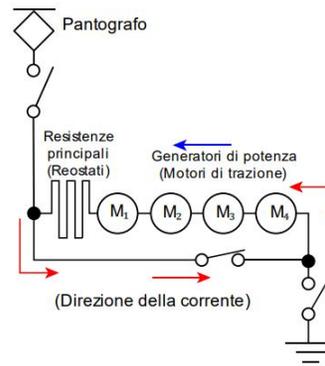


Figura 2.2: Schema frenatura elettrica dinamica

La frenatura dinamica convoglia l'elettricità generata durante la frenatura del treno ai reostati e viene dissipata in calore, mentre il pantografo viene scollegato dalla linea aerea.

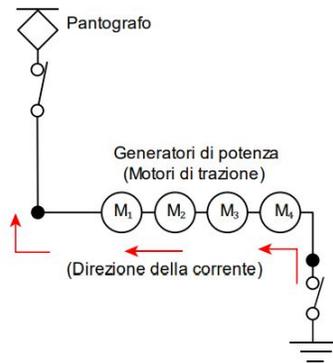


Figura 2.3: Schema frenatura elettrica rigenerativa

Nella frenatura rigenerativa il pantografo rimane collegato alla linea aerea e l'energia elettrica generata viene recuperata attraverso la linea aerea. Il flusso viene controllato attraverso un controllore installato sotto al pantografo.

- Freno pneumatico: Sistema meccanico in cui un attuatore pneumatico agisce sui ceppi, sia la forza frenante sia il controllo avvengono attraverso un circuito pneumatico
- Freno elettropneumatico: Evoluzione del freno pneumatico, il comando viene gestito da un sistema di elettrovalvole

## 2.2 Storia dei sistemi frenanti ferroviari

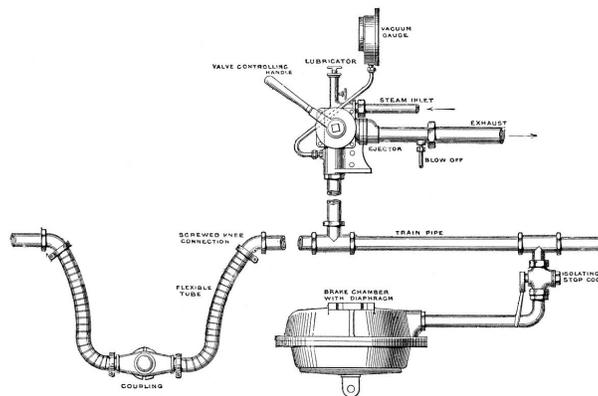


Figura 2.4: Primi sistemi frenanti pneumatici

I primissimi veicoli ferroviari mai realizzati da Robert Stephenson, come il “Locomotion no.1” [5] e il “Rocket”, non erano dotati di sistema frenante. Il primo sistema frenante brevettato da Stephenson utilizzava un attuatore a vapore che agiva sui ceppi e effettuava la frenata della locomotiva. Questo sistema presentava numerose criticità, tra cui la scarsa efficienza all'aumentare dei vagoni e la creazione di condensa lungo la condotta comune. Un altro sistema utilizzato nei primi convogli ferroviari era un sistema a base di freni a mano, dove uno o più operatori dovevano manualmente azionare la leva lungo tutto il convoglio; questo sistema non permetteva il rallentamento sincronizzato del convoglio e generava forti tensioni sugli organi di collegamento, inoltre lo spazio di arresto aumentava notevolmente, e i rischi per la sicurezza erano molto elevati. Il primo sistema frenante moderno continuo fu progettato nel 1969 dallo statunitense George Westinghouse [6]: la prima versione di questo sistema era una evoluzione del sistema di Stephenson, in cui una condotta comune aveva il compito di trasmettere il segnale frenante, con una conseguente sostituzione del fluido usato dal vapore all'aria compressa.

## 2.3 Freno pneumatico automatico continuo

Il freno pneumatico è il sistema frenante più diffuso nei sistemi ferroviari. Questo sistema è contraddistinto da 4 caratteristiche fondamentali [7]:

- Automatico: il freno deve entrare automaticamente in azione in caso di interruzione della continuità strutturale del convoglio
- Continuo: Tutto il convoglio è collegato dal medesimo impianto frenante, e l'azionamento del freno deve essere possibile da qualunque veicolo del convoglio
- Inesauribile: L'efficacia del sistema frenante deve rimanere costante in seguito a qualunque numero di cicli di frenata e sfrenata
- Regolabile: Deve essere possibile modulare la forza frenante e sfrenante agente sul convoglio

I freni pneumatici utilizzati oggi possiedono ulteriori caratteristiche necessarie per poter essere viabili da un punto di vista commerciale, come la compatibilità e l'interscambiabilità. È impiegato per il rallentamento e arresto del veicolo, ma risulta inadatto per lunghe frenate di stazionamento poiché dopo lunghe soste l'azione del cilindro freno può scaricarsi per effetto delle perdite attraverso gli elementi di tenuta.

Oggi, l'utilizzo del freno pneumatico è minimizzato, favorendo altri sistemi per rallentare il convoglio per ridurre il consumo del sistema frenante e per ridurre le emissioni generate durante la frenata. L'impiego di quest'ultimo sistema rimane tuttavia necessario, essendo il sistema più sicuro e il più efficiente in caso di arresto del veicolo o frenate a basse velocità.

Esistono due principali categorie di impianto frenante: l'impianto frenante ad una condotta, principalmente impiegato nei convogli merci, e l'impianto frenante a due condotte, impiegato principalmente nei convogli passeggeri. Entrambi questi sistemi possono essere modificati in sistemi di frenata elettropneumatica, per aumentare la velocità di frenata e la simultaneità dell'azione frenante tra i vari veicoli del convoglio. In questi sistemi, le elettrovalvole agiscono direttamente sul circuito pneumatico, andando a sostituire il tradizionale sistema di comando gestito attraverso il circuito pneumatico.

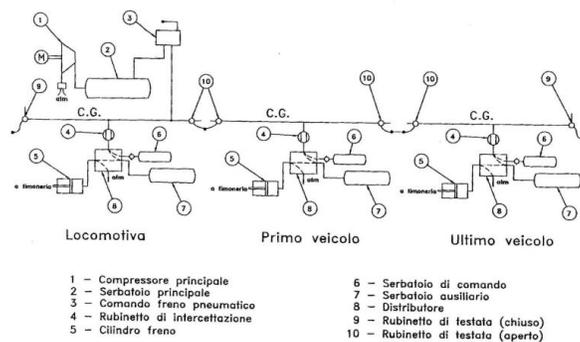


Figura 2: Impianto frenante a 1 condotta

Figura 2.5: Schema impianto ad una condotta

### 2.3.1 Freno ad una condotta

Gli elementi principali dell'impianto frenante ad una condotta sono i seguenti:

- Compressore principale: può essere alternativo o rotativo, produce aria compressa
- Stadi di filtraggio ed essiccazione: servono a eliminare eventuali elementi contaminanti o umidità presenti nell'aria compressa prima di essere inviata nel serbatoio principale
- Serbatoio principale: Contiene l'aria compressa ad una pressione compresa tra 10 e 12 bar, una pressione superiore rispetto a quella della condotta generale per ridurre il volume del serbatoio e permettere all'evenienza una ricarica veloce della condotta
- Rubinetto di controllo del freno: Valvola di collegamento tra il serbatoio principale e la condotta principale, è regolata manualmente dal macchinista in diverse posizioni (5 in caso di rubinetti realizzati seguendo la norma UIC, 7 in caso di rubinetti FS) a cui corrispondono modalità di funzionamento dell'impianto frenante
- Condotta generale: sistema di tubazioni che si estende lungo tutto il convoglio deputato al passaggio di aria compressa per tutti i veicoli. Ha la funzione sia di alimentare di aria compressa il serbatoio ausiliario sia di trasmettere il segnale frenante; la pressione è mantenuta a 5 bar in caso di marcia del veicolo e la variazione della pressione nella condotta è il fattore che regola la frenatura del convoglio. È composta da due tubi flessibili in parallelo necessari per avere un sistema ridondante per ragioni di sicurezza.
- Rubinetto di intercettazione: valvola presente in testa al distributore necessario per isolare il sistema del carro in caso di rottura o guasto della condotta generale
- Distributore: Valvola pneumatica a cui è demandata la gestione del collegamento tra il serbatoio ausiliario, la condotta generale, il cilindro freno e il serbatoio di comando. Attraverso l'interazione di questi elementi è possibile regolare la frenatura e la sfrenatura del veicolo

- Serbatoio di comando: Serbatoio mantenuto a 5 bar in maniera continua che ha funzione di riferimento, in caso di differenza di pressione tra il serbatoio di comando e la condotta generale si attiva la frenata del veicolo
- Serbatoio ausiliario: Serbatoio locale in cui viene accumulata l'aria compressa ad una pressione generalmente inferiore alla pressione presente nella condotta generale (intorno ai 3.8 bar) che poi alimenterà direttamente il cilindro freno. È necessario dimensionare adeguatamente il serbatoio ausiliario per avere un freno inesauribile
- Cilindro freno: attuatore pneumatico che converte la pressione dell'aria compressa in una forza frenante
- Timoneria
- Organi di attrito: a seconda della configurazione, possono essere freni a ceppi o freni a disco

### 2.3.2 Freno a due condotte

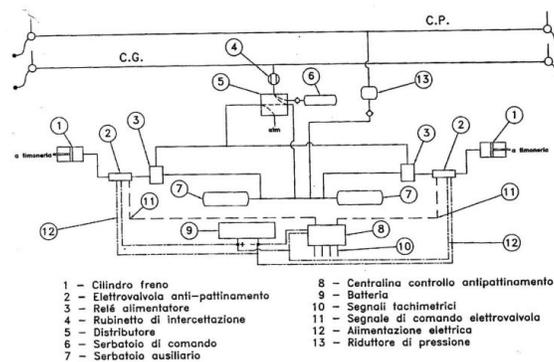


Figura 5: Impianto frenante a 2 condotte

Figura 2.6: Schema impianto a due condotte

Rappresenta un'evoluzione dell'impianto frenante a una condotta, le principali differenze con l'impianto frenante ad una condotta sono:

- La presenza di una condotta principale, dedicata esclusivamente all'alimentazione dei serbatoi ausiliari e in cui circola aria compressa ad una pressione di 10/12 bar . Questo sistema rende necessariamente il freno inesauribile
- La presenza di elettrovalvole anti-pattinamento, obbligatori per tutti i veicoli che possono viaggiare ad una velocità superiore ai 120 km/h, che mandano in scarico i cilindri freno in caso di pattinamento e interrompono la frenata

### 2.3.3 Funzionamento del sistema

Il sistema frenante delle locomotive si basa sull'uso dell'aria compressa. Questa, aspirata e portata in pressione dal compressore di bordo, viene accumulata nel serbatoio principale in attesa di essere

impiegata. L'operatore controlla il processo tramite il rubinetto generale e la modulazione della frenata può avvenire sia con movimenti graduati della leva sia attraverso il tempo di permanenza in una determinata posizione, in funzione della progettazione del dispositivo. Elemento cardine dell'impianto è il distributore [8], che regola i flussi d'aria verso il cilindro-freno. In condizioni normali di marcia, la pressione nella condotta generale e nella camera C del

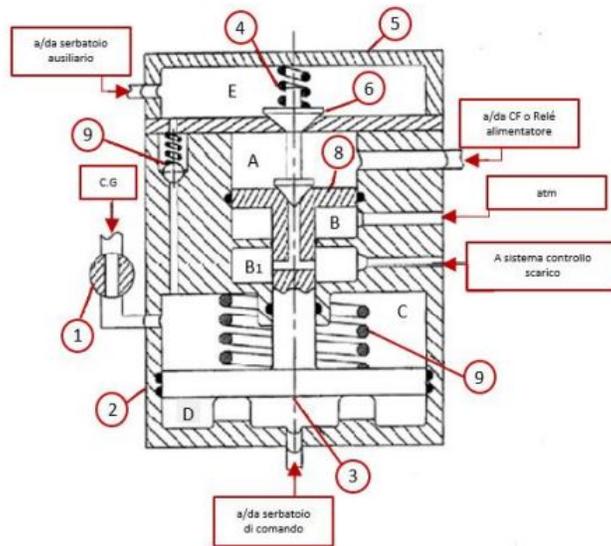


FIGURA 4: DISTRIBUTORE

Figura 2.7: Distributore Europeo

distributore è di circa 5 bar. L'otturatore principale resta in equilibrio grazie all'azione combinata di una molla e della pressione costante (anch'essa a 5 bar) fornita dal serbatoio di comando, che ha una capacità di circa 15 litri. In questa configurazione la camera A, collegata al cilindro-freno, è in comunicazione con lo scarico atmosferico B, mentre contemporaneamente il serbatoio ausiliario (65 litri), alimentato attraverso una valvola di non ritorno, si carica fino a 3,8 bar. Quando il macchinista attiva la frenatura, la leva del rubinetto mette la condotta generale in collegamento con l'ambiente esterno: ciò provoca un abbassamento di pressione fino a un massimo di 1,5 bar. La camera C del distributore, essendo connessa alla condotta, subisce la stessa riduzione, mentre la camera D rimane a 5 bar. Questo squilibrio fa sollevare l'otturatore, che interrompe il collegamento tra A e B e apre invece quello tra E (in comunicazione con il serbatoio ausiliario) e A. L'aria compressa passa quindi dal serbatoio ausiliario al cilindro-freno, che entra in funzione attivando la frenata.

Nella fase di rilascio, la condotta generale viene nuovamente riportata a 5 bar. La camera C segue l'aumento di pressione e lo stantuffo del distributore torna nella sua posizione di riposo, ristabilendo il collegamento tra A e B: il cilindro-freno scarica in atmosfera e i ceppi si staccano

dalle ruote. In sintesi, la logica del sistema prevede che la riduzione di pressione nella condotta generale funga da segnale che il distributore traduce in immissione d'aria nel cilindro-freno. Oltre alle funzioni base, il distributore integra diverse modalità ulteriori. Tra questi vi è il “primo tempo”, che garantisce un rapido riempimento iniziale del cilindro-freno fino a circa 0,6 bar non appena la pressione della condotta cala di 0,5 bar (portandosi quindi da 5 a 4,5 bar). Tale pressione iniziale serve ad accostare i ceppi alle ruote. Altre soluzioni includono gli ugelli calibrati, che permettono di variare i tempi di applicazione della frenata in regime passeggeri o merci, e il dispositivo di isolamento del serbatoio di comando. Infine, il cilindro-freno è un attuatore pneumatico a semplice effetto: il suo pistone trasmette direttamente il moto alla timoneria che comanda l'applicazione, la pressione e il rilascio dei ceppi sulle ruote.

### 2.3.4 Timoneria

La timoneria del freno è l'insieme di organi atti a trasferire la forza frenante dal cilindro freno agli organi di attrito, contestualmente consentendo di effettuare il recupero del gioco e di variare la forza frenante in base al carico presente. Affinchè il contatto tra i ceppi avvenga contestualmente in qualunque condizione di usura, è necessario che la timoneria sia un sistema isostatico, così da avere una migliore distribuzione dei sistemi frenanti. Generalmente la timoneria si divide in due parti: una componente vicino agli assi, detta timoneria d'asse, e una componente posta al centro del carro, detta timoneria centrale.

Per poter recuperare il gioco è necessario un dispositivo apposito tra la timoneria d'asse e la timoneria centrale, capace di potersi sfilare e riavvitare in funzione del carico: quando avviene la frenatura e i ceppi si accostano, il dispositivo si blocca e il sistema diventa rigido; quando avviene la sfrenatura, il dispositivo può svitarsi e si svita fino a quando non si genera un gioco prestabilito, fisso e indipendente dal grado di usura dei ceppi. In questo modo si riesce a tenere costante il gioco.

Particolarmente importante è il dispositivo vuoto-carico [9], che in base al carico presente sul convoglio regola la pressione inviata al cilindro-freno, così da poter evitare l'applicazione una forza eccessiva nei casi in cui i carri siano scarichi. I sistemi vuoto carico si dividono in sistemi a gradini e sistemi continui, usati rispettivamente generalmente in treni merci e treni passeggeri.

Il sistema meccanico a gradini è descritto come segue, all'interno della timoneria centrale: il cilindro freno è collegato a due leve vincolate da un lato direttamente sul cilindro freno, mentre al centro sono presenti due aste, agenti una alla volta. In base a quale asta sta fungendo da vincolo centrale, andrà a variare la forza trasmessa alla timoneria di asse, poiché varierà il braccio della forza all'interno dell'equilibrio dei momenti. A determinare quale delle due barre è attiva è l'azione di un nottolino mobile, la cui posizione è modificabile tramite manovella. In caso di sistemi vuoto-carico autocontinui la timoneria centrale è modificata per non avere guadagni tramite leva centrale, però, contrariamente al sistema a gradini, il cilindro freno non è incluso nella timoneria centrale e si collega tramite una asta dotata di vincolo mobile; attraverso lo spostamento dell'asta si ottiene una modifica delle forze frenanti in base al carico per asse. I sistemi di pesatura del carico per asse oggi sono generalmente sistemi pneumatici, tuttavia in caso di presenza di sistemi autocontinui meccanici è presente una terza componente della timoneria tra la timoneria d'asse e la timoneria centrale, la timoneria inferiore, che sfrutta il carico sulle molle a balestra delle sospensioni per misurare il carico agente

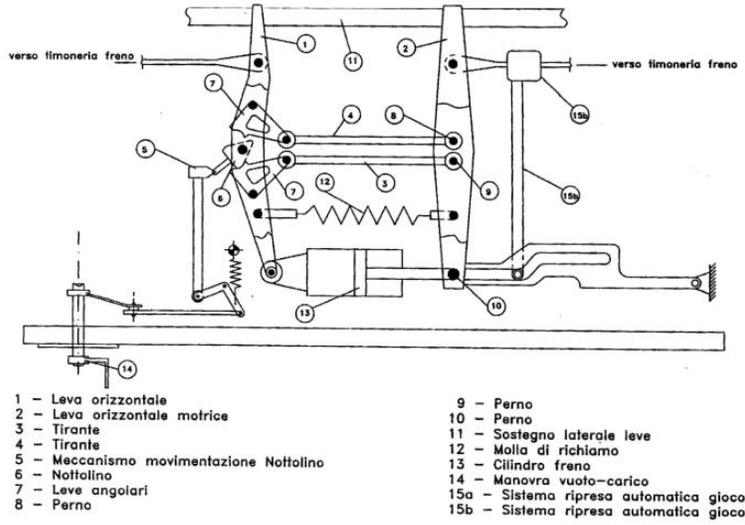


Figura 2.8: Timoneria centrale e sistema vuoto carico

La timoneria d'asse è composta da un tirante che proviene dalla timoneria centrale, due barre verticali collegate alla struttura del carro e vincolati tra loro da un tirante d'asse curvo al centro. Al ceppo ci si arriva dal nodo inferiore, e all'arrivo di forze dal tirante che viene dalla timoneria centrale entrambi i ceppi si muovono e viene applicata la forza frenante. E' necessario che il tirante centrale sia curvo poiché altrimenti andrebbe in contrasto con l'assile.

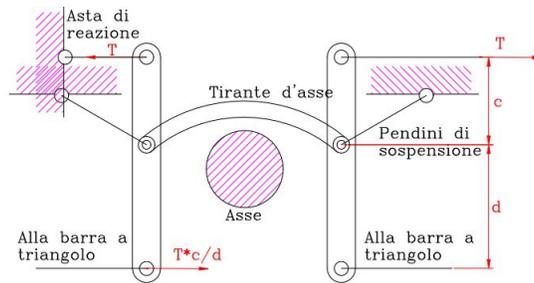


Figura 2.9: Timoneria d'asse

## 2.4 Freni a ceppi

Gli organi di attrito del sistema frenante pneumatico, responsabili di generare una forza frenante sulle ruote e dissipare l'energia cinetica del veicolo, possono essere di due tipi: a dischi o a ceppi. I freni a ceppi sono la tecnologia frenante più antica e sono ancora oggi in uso nel settore ferroviario. In passato furono usati anche nei convogli passeggeri, tuttavia oggi trovano applicazione quasi esclusivamente nei veicoli destinati al trasporto merci. Il funzionamento si basa

sull'applicazione di ceppi, realizzati in materiale con alto coefficiente di attrito, direttamente sulla tavola del cerchione della ruota. Questo contatto genera una forza di attrito che provoca un momento frenante e dissipazione dell'energia cinetica e potenziale del veicolo.

I vantaggi relativi all'utilizzo del freno a ceppi sono:

- Semplicità: la relativa semplicità del sistema facilita l'implementazione in ogni sua fase, dalla progettazione alla produzione
- Economicità: Questo sistema presenta costi ridotti sia nella produzione sia nella manutenzione
- Effetto sulla ruota: Il contatto tra ruota e ceppo riduce gli effetti negativi di poligonalizzazione e appiattimento della ruota, in definitiva contribuendo a mantenere la ruota regolare.

La principale limitazione è relativa alla massima velocità del convoglio: ad elevata velocità, infatti, il contatto tra ceppo e ruota può generare temperature elevate che possono danneggiare i ceppi e compromettere l'efficacia del sistema frenante. Per questa ragione l'utilizzo dei freni a ceppi è limitato a convogli merci, operanti a basse velocità.



Figura 2.10: Esempio freno a ceppi

### 2.4.1 Configurazione ceppi

Le forme e le dimensioni dei ceppi sono standardizzate dalla norma UIC 541-1 [10], armonizzata nell'ambito europeo dalla norma EN 16452:2015 [11], che prevede due tipologie di configurazioni:

- Configurazione Bg: derivante dal nome tedesco “Bremsklotz geteilt” prevede l'impiego di un singolo ceppo per ogni supporto corrispondente, può avere un unico ceppo frenante (1 Bg) oppure due ceppi frenanti (2 Bg). È una configurazione per definizione rigida, ed è presente un maggior rischio di impuntamento in caso di frenata o sfrenata a causa di un accostamento non uniforme. Le norme UIC prevedono due tipologie di ceppo a configurazione Bg: in un

unico pezzo, vietati nei veicoli omologati successivamente al 1930, oppure con suola amovibile. Nei ceppi a suola amovibile si distinguono tre componenti fondamentali che rimarranno anche nella configurazione Bgu: suola, ovvero la componente a contatto con la ruota (segnata nell'immagine dal codice 115a), il portasuola (115b) e la chiavetta di collegamento (115c). La lunghezza della suola deve essere di 320 mm, e tutte le dimensioni sia della suola, sia del portasuola sia della chiavetta devono rispettare le norma UIC

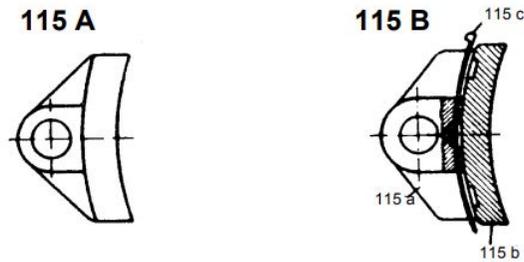


Figura 2.11: Ceppi bg in un unico pezzo (115 A) o a suola rimuovibile (115 B)

- Configurazione Bgu: derivante dal nome tedesco “Bremsklotz geteilt unterteilt” , prevede l'impiego di multipli ceppi sui portaceppi, migliorando la distribuzione della forza frenante. La norma UIC 541-1 identifica 4 tipi di ceppi a configurazione Bgu: ceppo singolo con suola amovibile in due pezzi, ceppo singolo con suola amovibile in tre pezzi, ceppo doppio in un unico pezzo, vietati nei veicoli omologati successivamente al 1952, e ceppo doppio con suola amovibile. Nei ceppi la corda della suola deve avere dimensione di 250 mm, e mentre le dimensioni delle portasuole e delle suole devono rispettare le prescrizioni delle norme, la chiavetta può essere a discrezione del costruttore a patto che sia sostituibile con una chiavetta di altra forma compatibile con la norma UIC 541-1. Nei casi di ceppi singoli in più pezzi, i singoli pezzi devono essere disposti in modo tale da permettere l'inserimento di suole di spessore 60 mm

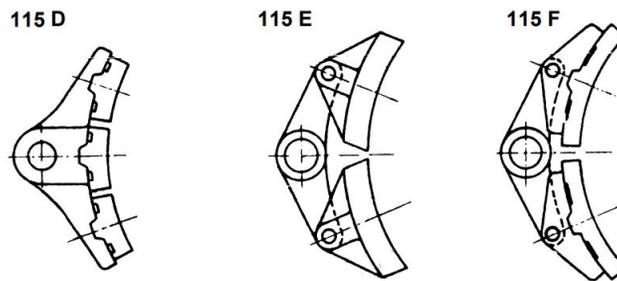


Figura 2.12: Differenti configurazioni di ceppi BGU

## 2.4.2 Materiali ceppi

I ceppi possono essere realizzati in due tipologie di materiali:

- Ghisa: la ghisa è utilizzata per la realizzazione di soles per freni a ceppi poichè mantiene buone caratteristiche frizionali ad alta temperatura anche in condizioni di ruote bagnate, usura limitata nel tempo e buon assorbimento delle vibrazioni. Storicamente la ghisa impiegata ad uso ferroviario era la classica ghisa grigia di fonderia, oggi giorno però la ghisa utilizzata per i ceppi ferroviari si caratterizza [12] per la presenza di fosforo all'interno della lega, presente sotto forma di fosfuro di ferro  $Fe_3P$ , con una concentrazione che può variare notevolmente da percentuali molto basse, intorno al 0.7/1 %, a percentuali molto elevate fino a 10 % [13], generalmente più usate. La presenza di fosforo aumenta notevolmente sia la durezza sia la fragilità del materiale. All'interno della lega sono presenti pure tracce secondarie di silicio, zolfo e manganese. Per aumentare la resistenza dei ceppi è spesso presente una piastra di supporto. Nonostante le buone prestazioni dei ceppi in ghisa, la norma europea 2008/57 [14], aggiornata poi nel 2012 e 2016. ha ristretto notevolmente il livello di rumore massimo che può essere generato da un freno ferroviario, rendendo nella pratica inutilizzabili i freni a ceppi in ghisa nel territorio dell'Unione Europea. Inoltre, durante l'usura delle soles si può sviluppare pulviscolo di ossido di ferro, che è tossico in caso di inalazione da parte degli esseri umani.
- Materiali compositi: Sono stati sviluppati in seguito alle direttive europee che pongono limiti sulla generazione di rumore ammissibile [15]. Possiedono una buona resistenza alle alte temperature e un coefficiente di dilatazione termica contenuto. Un altro beneficio è legato all'assenza di scintille generate durante la generazione di attrito, che rende i ceppi in ghisa inadatti in caso di presenza di materiali infiammabili o a rischio di esplosione. Le proprietà per la realizzazione sono regolamentate dalla norma UIC 541-4 [16] Si dividono in 3 categorie di materiali, in base al coefficiente di attrito:
  - LL e L: sono la soluzione a minor attrito e rappresentano una soluzione con costi ridotti e prestazioni adeguate. Sono stati storicamente utilizzati per sostituire i ceppi in ghisa sui veicoli già in servizio in seguito alle normative per la riduzione del rumore. Esistono freni a ceppi di tipo L che possono operare con prestazioni elevate fino a 200 km/h
  - K: sono la soluzione a maggior attrito. Le norme UIC prescrivono ai ceppi realizzati con questi materiali di prevedere una protezione contro l'uso scorretto della suola. Hanno un coefficiente di attrito nominale uguale o superiore a 0.25 e Sono generalmente utilizzate per veicoli metropolitani e locomotive, oppure per ceppi di configurazione bg.

Le composizioni esatte delle mescole [17] [18] [19] [20] sono di difficile catalogazione a causa dei brevetti detenuti dalle aziende; tuttavia, le principali tipologie di materiali presenti all'interno dei materiali compositi sono i seguenti:

- Materiali fibrosi, necessarie per fare da base della matrice di composito. Nonostante le norme UIC lo vietino, in numerosi paesi sono ancora diffusi soluzioni che prevedono l'uso di fibre di amianto. Oggi giorno sono molto diffuse le fibre in materiale organico, che causano l'elevato degrado delle soles e limitano la vita utile dei freni. Sperimentazioni innovative hanno provato l'impiego di fibre di nylon [21]; esistono inoltre studi innovativi realizzati in paesi del sud-est asiatico relativi all'uso dell'ibisco

[22], delle fibre presenti sul grappolo esausto in cima alle palme da cocco [23] o dell'esocarpo delle noci di cocco [24], anche se le stringenti legislazioni in merito di sicurezza rendono complicato l'utilizzo di questi materiali all'interno dell'unione europea.

- Resine sintetiche termo-indurenti o epossidiche, necessarie per effettuare il processo di produzione dei ceppi
- Elastomeri sintetici
- Elastomeri ceramici
- sabbie silicacee
- inserti o polveri metalliche, necessarie per aumentare la conducibilità termica dei ceppi

Una delle principali criticità derivanti all'utilizzo di ceppi in composito è legato alla minore conduzione termica [25], poiché la bassa conduzione termica concentra maggiormente il calore generato durante la frenatura sulla ruota, aumentando il rischio di surriscaldamento. Inoltre l'uso di materiali organici riduce la vita operativa del ceppo.

### 2.4.3 Calcolo forza frenante necessario sul ceppo

Per determinare la forza frenante che deve agire su ogni ceppo per effettuare la frenata del veicolo ferroviario, è necessario effettuare il diagramma di corpo libero della ruota. In seguito, si effettuerà uno schema considerando una configurazione freno 2 Bgu

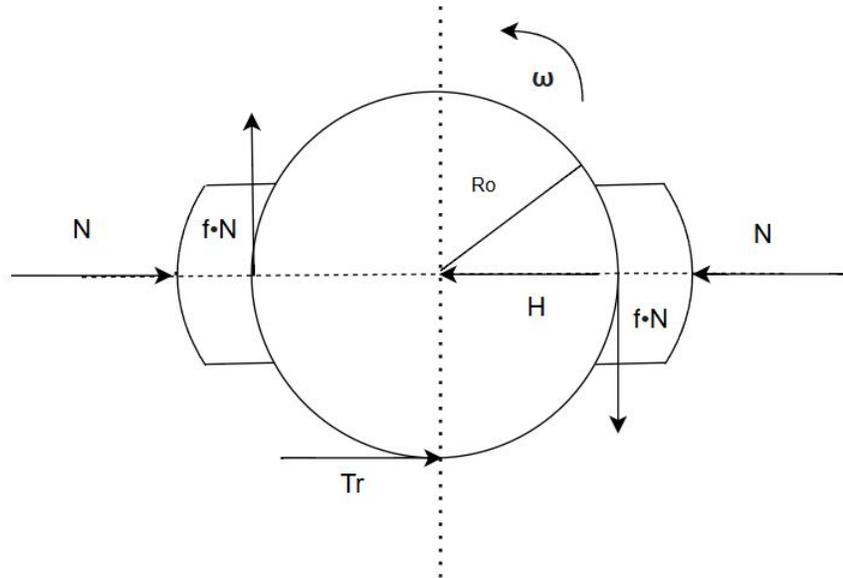


Figura 2.13: Diagramma di corpo libero della ruota

Nell'immagine:

- $N$  è la forza normale applicata sulla ruota dal ceppo proveniente dalla timoneria. Il rapporto tra la forza esercitata dal cilindro freno e la forza normale applicata dai ceppi è pari a  $N = \eta \cdot F$ , dove  $\eta$  è il rapporto di timoneria ed è sempre pari o maggiore a 1.
- $T_r$  è lo sforzo tangenziale che la rotaia esercita sul cerchione
- $H$  è la reazione vincolare che la boccola applica sull'asse della ruota
- $f \cdot N$  è la forza tangenziale dovuta all'attrito tra ceppo e ruota
- $R_o$  è il raggio della ruota
- $\omega$  è la velocità angolare della ruota

Il momento frenante della ruota può essere calcolato come

$$M_f = \sum_{i=1,2} f_i \cdot N_i \cdot R_o \quad (2.1)$$

Dove è il coefficiente di attrito di ciascun ceppo. Generalmente possiamo assumere lo sforzo normale  $N$  come uguale su entrambi i ceppi, poiché le forze provengono dallo stesso cilindro freno la timoneria è progettata con questo fine. La reazione della ruota sul terreno vale

$$T_r \cdot R_o = \sum_{i=1,2} f_i \cdot N_i \cdot R_o \quad (2.2)$$

Considerando l'equilibrio della sala, considerato  $j$  come i due lati della sala

$$f_{i,j} \cdot N_{i,j} \cdot R_o = \sum_j T_{rj} \cdot R_o \quad (2.3)$$

In ultima analisi dobbiamo necessariamente tenere conto che lo sforzo tangenziale deve essere minore della massima forza d'attrito applicabile sulla rotaia, a prescindere dalla ripartizione del peso tra le due ruote

$$\sum T_r \leq f_a \cdot P \quad (2.4)$$

Dove  $P$  è il carico per asse. In definitiva l'equazione che ottiene è la seguente

$$\sum N \cdot R_o \leq P \cdot R_o \cdot f_a \quad (2.5)$$

Questa equazione in definitiva pone un limite alla massima forza frenante applicabile dai ceppi sulla ruota

## Capitolo 3

# Tribologia del contatto ruota ceppo

### 3.1 Cenni di tribologia generale

Il termine tribologia venne coniato per la prima volta nel 1964 da Peter Jost, nel corso della conferenza di ottobre sulla lubrificazione del ferro e dell'acciaio, organizzata a Cardiff dalla "Institution of Mechanical Engineers Lubrication and Wear Committee" [26], in collaborazione con la "Iron and Steel Institute".

Jost nel 1964 fu poi nominato presidente di un comitato istituito dal ministero dell'istruzione e della scienza del nuovo governo laburista [27], con l'obiettivo di modernizzare l'industria britannica. Il termine tribologia venne poi definito ed espanso nel report definitivo del comitato, pubblicato nel 1966 [28], come la scienza e la tecnologia delle superfici interagenti in moto relativo, volte a studiare i fenomeni di attrito, usura e lubrificazione.



Figura 3.1: Tribology Trust Silver Medal, conferita ai massimi esponenti della ricerca internazionale nel campo della tribologia.

Questo gruppo di lavoro diede vita al Committee on tribology, che Jost presiedette per i 40 anni successivi, e fu promotore della nascita del Tribology Trust, fondazione incaricata di istituire premi annuali alla ricerca, e in ambito internazionale del International Tribology council. Nonostante ciò, è da sottolineare come la letteratura scientifica che fece da base a questa branca sia ad essa antecedente e molto estesa, facendo riferimento a studi del XIX secolo.

### 3.1.1 Ipotesi di Reye

La base scientifica relativa all'usura è stata sviluppata dal professore del Politecnico di Zurigo Theodore Reye [29], pubblicata nel *Der Civilingenieur* nel 1860.

L'articolo si prefiggeva come obiettivo la realizzazione di una teoria unificata relativa all'attrito dei perni in funzione del livello di usura: fino a quel momento, infatti, esistevano due teorie differenti, una relativa ai perni basata sull'ipotesi di Weisbach, e una relativa ai perni rodati. Nella teoria dei perni nuovi il contatto è considerato uniforme su tutta la superficie d'attrito e la pressione normale costante per tutta l'unità di superficie, con maggiore usura nelle zone a velocità relativa più alta, mentre nel caso dei perni rodati il contatto è localizzato lungo poche linee di supporto e la pressione è concentrata in pochi punti.

Le due teorie presentano limiti evidenti: la teoria dei perni nuovi è valida solo in un brevissimo periodo di tempo, prima che l'usura renda il modello invalido; invece la teoria dei perni rodati presuppone un contatto discontinuo che causerebbe vibrazioni e danni molto elevati, risultando troppo pessimistico in caso di perni ancora utilizzabili.

Reye propone una nuova ipotesi: partendo dal presupposto che sperimentalmente è stato dimostrato l'attrito su superfici piane è proporzionale alla pressione normale e che l'usura in direzione normale alla direzione di carico è uguale in ogni punto del perno, le zone a velocità più elevata vedono ridursi la pressione normale man mano che consumano di più, mentre le zone lente ne sopportano una quota crescente.

Nonostante l'intento limitato alla sola usura dei perni, formulerà all'interno della sua teoria la prima formalizzazione della cosiddetta teoria di Reye: secondo l'ipotesi di reye, il volume di materiale asportato è direttamente proporzionale al lavoro effettuato dalle forze di attrito o, in forma matematica

$$V_{asp} \propto \int F_{att} dx \quad (3.1)$$

Questa formulazione ha fatto da base agli studi tribologici nel mondo scientifico industriale europeo, e venne integrata dal lavoro di Archard che verrà mostrata nel dettaglio nel capitolo 3.1.3

### 3.1.2 Studi sulla natura dell'attrito metallico

Notevoli passi in avanti nell'ambito del mondo della tribologia vennero in particolare fatti dal fisico Australiano Frank Philip Bowden, che realizzò numerosi studi indirizzati a chiarire la natura dell'attrito. Uno dei primi realizzati fu pubblicato nel 1939 [30], con la collaborazione di Leben, lavorando al laboratorio di chimica e fisica di Cambridge, dove venne costruito un macchinario ad alta sensibilità per misurare le variazioni istantanee della forza di attrito e della temperatura sulla superficie durante prove di scorrimento tra metalli non lubrificati.

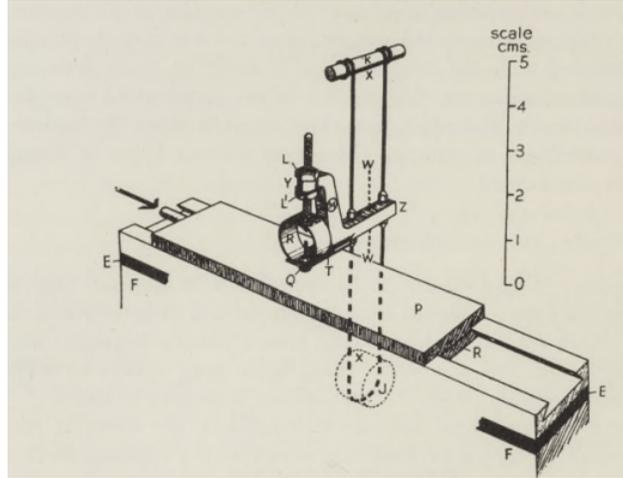


Figura 3.2: Macchinario tribologico di Bowden e Leben

Durante gli esperimenti, si è osservato come lo scorrimento non fosse continuo ma si poteva osservare il fenomeno di stick-slip: il cursore del macchinario si incolla alla superficie metallica, accumula tensione e poi si stacca con un impulso improvviso, salvo poi dopo poco spazio riattaccarsi, creando un ciclo continuo. La quantità di energia accumulata durante lo stick dipende dalla velocità e dal carico, mentre lo spazio di slip dipende dalle proprietà dei metalli: con metalli dissimili gli slip sono rapidi e regolari, mentre con metalli simili sono più irregolari e a frequenza minore.

L'interpretazione teorica data a questo fenomeno è legato alla formazione di giunzione metalliche locali per via delle pressioni di contatto elevate e a surriscaldamenti transitori durante il contatto. Da questo articolo ne deriva l'articolo seminale del 1942 [31], realizzato in collaborazione del fisico londinese David Tabor, con cui realizzerà tutte le sue opere e ricerche più importanti. Secondo questo articolo la forza d'attrito si esprime come segue:

$$F = S + P \quad (3.2)$$

Dove  $S$  rappresenta la forza necessaria per tagliare le microsaldature formate per adesione o saldature a freddo alle asperità di contatto e  $P$  è la forza legata al ploughing, ovvero le spinte e solchi prodotti dalle asperità del metallo duro che penetrano nel più tenero.

Essendo la forza  $S$  proporzionale all'area reale di contatto  $A$  e alla resistenza di taglio  $\tau$ , e la forza  $P$  proporzionale all'area del solco  $A'$  e alla pressione di flusso  $p$ , la forza di attrito può essere misurata come

$$F \approx \tau A + pA' \quad (3.3)$$

e il coefficiente di attrito diventa, definendo  $W$  come il peso del corpo che scorre

$$\mu = \frac{F}{W} \approx \frac{\tau}{p} + \frac{A'}{A} \quad (3.4)$$

Teorie analoghe furono sviluppate da Ragnar Holm [32], che effettuò test per capire se l'attrito tra materiali metallici è generato principalmente dall'adesione tra le superfici o dalla deformazione meccanica e per calcolare la superficie di contatto effettiva tra superfici metalliche in scorrimento.

Per l'esperimento venne impiegato un piano inclinato con fili di rame per misurare il coefficiente di attrito, attraverso la misura dell'angolo minimo di inclinazione necessario per farlo muovere; in seguito, venne misurato l'appiattimento dei fili, così da calcolare il lavoro di deformazione. Attraverso l'esperimento, è stato possibile misurare come l'adesione è di gran lunga il fenomeno più importante, mentre la deformazione contribuisce solo marginalmente, mentre attraverso la misurazione della superficie di contatto effettiva tra superfici metalliche in scorrimento è stato dimostrato come l'attrito per unità di superficie è spesso pari a un terzo o metà della resistenza alla lacerazione.

### 3.1.3 Legge di Archard

Quasi un secolo dopo l'elaborazione dell'ipotesi di Rey, l'ingegnere britannico John F. Archard decise di formulare una teoria completa semplificata da impiegare per caratterizzare l'usura abrasiva basata sulla teoria del contatto tra asperità microscopiche, pubblicando un articolo nel 1953 sullo studio del contatto e sfregamento tra superfici lisce [archard\_contact\_1953.] L'articolo in questione introduce due modelli di contatto: il contatto singolo, in cui la superficie è sferica e si deforma contro la superficie piana considerata rigida e il contatto multiplo, in cui la superficie strisciante è considerata piana ma con molte asperità a profondità multiple in cui all'aumentare del carico cresce sia il numero sia la dimensione delle aree di contatto.

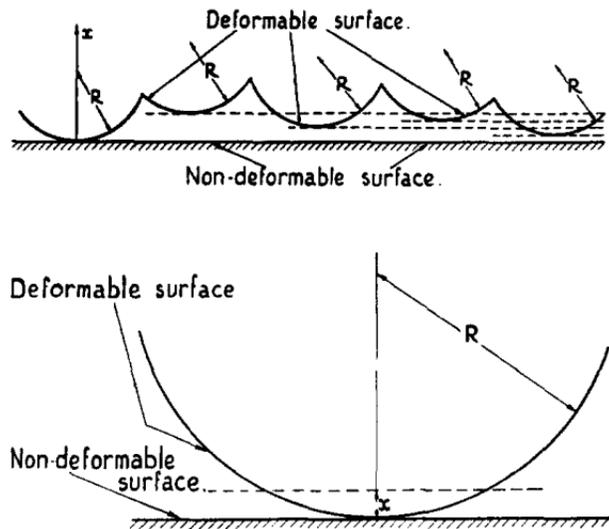


Figura 3.3: Modello di contatto a contatto multipli e a contatto singolo

Attraverso le formule di Hertz sui fenomeni di elasticità non lineare, si riesce a ricavare l'area reale di contatto, e le ricerche sperimentali hanno dimostrato che il modello a contatti multipli è

più aderente ai dati ottenuti. Attraverso questi risultati, si ottiene che la resistenza di contatto non dipende solo dalla natura della deformazione, ma anche dalla distribuzione delle asperità. Il cuore dell'articolo è relativo all'usura, con lo scopo di spiegare in maniera organica il fenomeno. Archard parte da tre punti chiave:

- un'asperità resta a contatto per un tratto proporzionale al suo raggio
- Il volume di materiale rimosso è un grumo di materiale, con volume proporzionale al cubo del raggio dell'area di contatto
- Solo una piccola parte dei contatti asportano materiale, e questa quantità dipende dai materiali delle superfici di usura e le condizioni operative durante il contatto

Da queste ipotesi Archard ricava che il volume di usura è direttamente proporzionale al lavoro esercitato dal carico, da cui deriva la celebre teoria di Archard - Reye, chiamata così per via della somiglianza con la famosa teoria di Theodore Reye. Viene anche chiamata equazione dell'usura

$$V = K \frac{W \cdot L}{H} \quad (3.5)$$

Dove  $V$  è il volume usurato,  $L$  è la lunghezza del di strisciamento,  $K$  è il coefficiente di usura,  $W$  è il carico totale e  $H$  è la durezza del materiale

### 3.1.4 Criterio di Rabinowicz

Nonostante i numerosi sviluppi della tribologia, uno dei principali misteri relativi all'usura è relativa al funzionamento esatto dell'usura adesiva: infatti durante l'usura si osserva che i frammenti di materiali si trasferiscono da una superficie all'altra durante lo scorrimento, per poi staccarsi a diventare particelle libere. Questo comportamento porta dentro di sé un apparente paradosso: infatti il trasferimento iniziale implica la creazione di un forte legame tra frammento e superficie, che però non può esistere visto che poi queste particelle si staccano.

Per spiegare questo fenomeno, Rabinowicz [33] propone l'esistenza di un meccanismo legato all'energia elastica immagazzinata nel frammento: infatti durante la formazione del frammento, rimangono tensioni residue dalle deformazioni plastiche ed elastiche durante il processo di attrito. Affinché il frammento si stacchi, è necessario che questa energia elastica superi una soglia critica per creare nuove superfici libere. Per frammenti emisferici, Rabinowicz ricava una dimensione critica che al di sopra di essa il grumo si libera e diventa una particella di usura, calcolata come segue

$$d_c \approx \frac{F \cdot \gamma}{\sigma^2} \quad (3.6)$$

dove  $\gamma$  è la densità superficiale del materiale,  $\sigma$  è la resistenza a snervamento e  $K$  è una costante numerica che dipende dalla geometria e dal modello. Per metalli duri il diametro critico è dell'ordine di  $d_c \approx 10^{-3} - 10^{-2} mm$ , mentre crescono per metalli morbidi e diminuiscono per non metalli duri.

Questa teoria, nonostante sia molto datata, ha trovato recentemente evidenze sperimentali includendo simulazioni atomistiche avanzate [34]

### 3.1.5 Modello di Greenwood e Williamson

Nello studio delle asperità e di come si deformano e interagiscono sotto carico sono intervenuti James A. Greenwood e J.B.P. Williamson [35], autori del celebre modello di Greenwood e Williamson.

La grande innovazione è che questo è un modello statistico, che rappresenta le superfici reali come insiemi di asperità emisferiche con altezza variabile, il cui valore segue una distribuzione gaussiana. Le ipotesi principali sono che le asperità comunque mantengono lo stesso raggio di curvatura, la loro altezza segue una distribuzione normale, ogni asperità interagisce in maniera elastica indipendente e le interazioni tra asperità sono trascurabili. Il numero di asperità in contatto si calcola quindi come

$$N = \eta A_0 \int_z^\infty \phi(h) dh \quad (3.7)$$

Dove  $\eta$  è la densità di asperità  $\phi$  è la deviazione standard delle altezze,  $z$  è la distanza tra il piano medio della distribuzione e la superficie opposta e  $A_0$  area apparente di contatto. Attraverso queste premesse, per ogni asperità a contatto viene calcolata l'area reale di contatto e la forza di contatto, calcolate rispettivamente come

$$A_r = \eta A_0 \int_z^\infty \pi R(h-z) \phi(h) dh \quad (3.8)$$

$$W = \eta A_0 \int_z^\infty \frac{4}{3} E^* R^{1/2} (h-z)^{3/2} \phi(h) dh \quad (3.9)$$

Dove  $R$  è raggio medio di curvatura delle asperità e  $E^*$  è il modulo elastico ridotto. I principali risultati di questo studio sono legati alla dimostrazione che l'area reale di contatto è proporzionale al carico applicato, che esiste una sostanziale indipendenza tra area reale e area nominale di contatto, che il carico è distribuito in modo non uniforme tra le asperità e che parametri come la deviazione standard delle altezze e densità di asperità influiscono notevolmente sul numero di contatti e sulla crescita dell'area con il carico.

## 3.2 Tribologia del contatto ruota ceppo

Uno degli ambiti di studio della tribologia moderna è legata allo studio del contatto tra ruota e ceppo del freno ferroviario. Lo studio tribologico ha grande impatto all'interno della frenatura ferroviaria, poiché ne dipendono sicurezza, efficienza e durabilità.

Una delle caratteristiche del contatto ruota-rotaia è che è un contatto aperto, dunque esposto a condizioni ambientali esterne e che può avere parametri operativi molto variabili, a seconda della velocità del convoglio, della velocità, della pressione di contatto e della durata della frenata; tutti questi parametri influenzano fortemente il coefficiente di attrito, che tuttavia deve mantenersi ad un valore sufficientemente elevato per garantire l'efficacia della frenata.

### 3.2.1 Primi studi relativi alla tribologia ruota- rotaia

Il primo studio relativo al contatto ruota rotaia risale al 1947 ad opera di B.I. Karwatzki, che ricavò empiricamente l'equazione di attrito dei ceppi in ghisa a contatto con la ruota:

$$\mu_b = 0.6 \frac{V + 100}{5V + 100} \frac{16/g \cdot F_{dyn} + 100}{80/g \cdot F_{dyn} + 100} \quad (3.10)$$

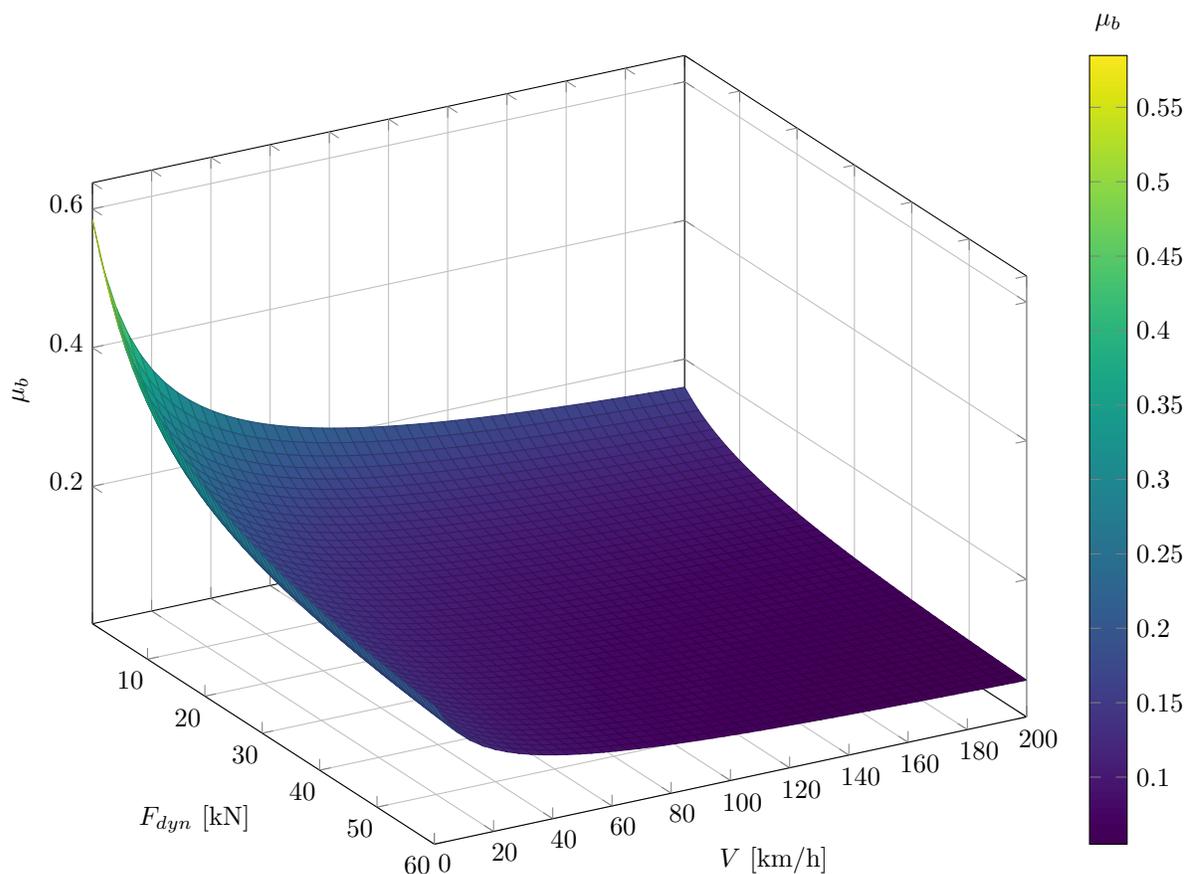


Figura 3.4: Variazione del coefficiente di attrito  $\mu_b$  in funzione della velocità  $V$  e della forza dinamica  $F_{dyn}$ .

Nonostante l'età avanzata dell'equazione e la difficoltà di reperimento dell'articolo originale, numerosi studi più recenti ne hanno confermato la validità e rimane tutt'oggi la base per molti studi sull'interazione ruota-ceppe. La validità inoltre è rimasta valida anche nel passaggio che è avvenuto tra ghisa grigia, comunemente utilizzata prima degli anni 70/80 e ghisa ad alto contenuto di fosforo, che la sostituì nel tempo.

Nei decenni successivi il department of transportation degli USA ha realizzato numerosi studi sperimentali con l'obiettivo di ottimizzare e rendere più efficiente i veicoli ferroviari merci statunitensi. I primi risultati di questi studi sono stati presentati all'interno del manuale "FREIGHT CAR TRUCK DESIGN OPTIMIZATION - VOLUME II" [36], pubblicato nel 1975 e che include dati sperimentali ricavati su frenate realizzate a due velocità di partenza differenti, 110 Miglia orarie (equivalenti a 177 km/h) e 150 miglia orarie (equivalenti a 241 km/h) e impiegando ceppi in ghisa grigia e ceppi in materiale composito COBRA, a base di fibre di amianto. Gli studi hanno osservato una buona capacità di resistenza ad usura da partedi dei ceppi COBRA, tuttavia le successive normative contro l'amianto hanno reso inutilizzabili questo genere di ceppi

ferroviari.

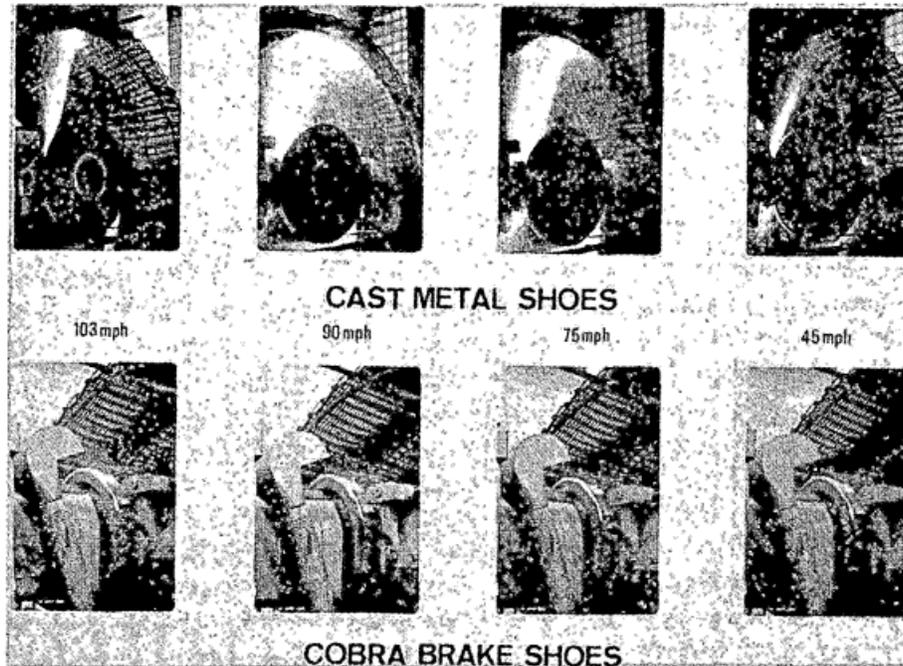


Figura 3.5: Foto realizzate durante le prove di frenatura

Successivamente, nel 1981 è stato realizzato il rapporto "Brake System Design Optimization" commissionato dalla Federal Railroad Administration [36].

Questo articolo conferma il fenomeno del "fading" all'interno dei ceppi ferroviari, descritto precedentemente da Karwatzki, secondo cui il coefficiente d'attrito diminuisce all'aumentare della velocità. Lo studio compara a differenti velocità il coefficiente di attrito tra ceppi in ghisa grigia, ceppi in composito e ceppi ad alto contenuto di fosforo

Velocità (mph)	Ceppi in ghisa grigia	Ceppi in composito	Ceppi in ghisa Hi-P
5	0.27	0.25	0.23
20	0.18	0.25	0.17
40	0.15	0.24	0.15
60	0.13	0.22	0.14
80	0.12	0.20	0.13

Tabella 3.1: Coefficienti di attrito a diverse velocità

Come possiamo osservare, il fenomeno del fading è molto più accentuato nei ceppi in ghisa grigia, rispetto ai ceppi in compositi e ai ceppi in ghisa ad alto contenuto di fosforo. Lo studio inoltre riporta miglioramenti del comportamento ad usura dei ceppi in ghisa ad alto contenuto di fosforo, oltre alla minore produzione di scintille. Questo studio contribuì alla diffusione dei ceppi in ghisa ad alto contenuto di fosforo rispetto alla ghisa grigia tradizionale.

### 3.2.2 Studi realizzati in seguito alla norma europea 2008/57

In seguito all'adozione da parte dell'unione europea della norma 57 del 2008, numerosi studi si sono concentrati nella definizione della tribologia dei ceppi in composito.

A tal senso, nel 2008 Vukolov e Zharov [37] hanno realizzato test pratici su ceppi freni utilizzando dinometri inerziali per ruote, in cui l'obiettivo principale era trovare vedere la variazione dell'usura sulla superficie di rotolamento delle ruote, valutando contestualmente le caratteristiche di attrito, resistenza all'usura e resistenza termica dei ceppi. Per questa ricerca sono stati impiegati ceppi in ghisa, ceppi in composito a base di fibre polimeriche e materiali metalloceramici. Questo studio ha dimostrato la superiorità dei ceppi in composito relativamente a resistenza termomeccanica e livello di usura: i ceppi in composito possono sopportare potenze frenanti fino a 1000 kW, mentre per i ceppi in ghisa e metalloceramici è necessaria una limitazione della potenza frenante per evitare fessure fissate a rispettivamente 450 kW e 650 kW.

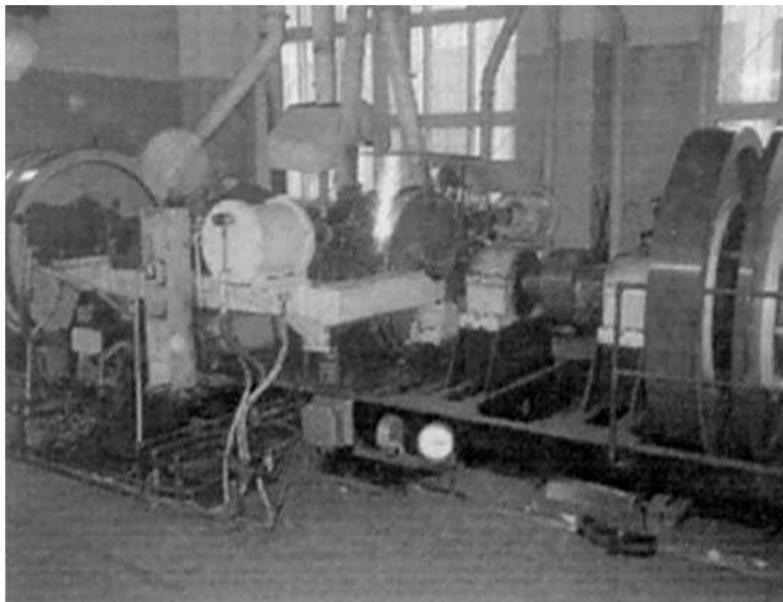


Figura 3.6: Dinamometro impiegato da Vukolov e Zharov durante le prove

Uno degli studi più importanti fu realizzato da Luciano Cantone e Andrea Ottati [38], realizzato con l'obiettivo di ricavare in maniera empirica il coefficiente di attrito tra ceppo in materiale composito e la ruota per poter realizzare modelli più accurati della dinamica longitudinale dei veicoli ferroviari.

Per ricavare i dati sperimentali sono state realizzate prove su banco dinamometrico conformi agli standard UIC, e i ceppi montati sono di tipo LL in configurazione Bg in condizioni asciutte. Durante le prove, sono state realizzate frenate da velocità iniziali di 30, 60, 100 e 120 km/h, sia in condizione di carico nullo, equivalenti a 2,5 tonnellate per ruota, sia in condizione di carico massimo, equivalenti a 11,25 tonnellate per ruota. Il valore della forza normale applicata sulla ruota dal ceppo è pari a 12, 16 e 20 kN in condizioni di carico nullo, mentre in caso di carico massimo la forza impressa è pari a 20, 60 e 100 kN. Durante i test è stata registrata la variazione del coefficiente d'attrito in funzione di velocità e forza applicata. In seguito, si sono realizzati due modelli differenti per adattare i dati sperimentali a leggi polinomiali che possano prevedere il comportamento dell'attrito:

- Unica polinomiale valida per tutte le diverse velocità, che possa adattarsi a tutte le possibili velocità in base alle condizioni di carico e di forza impressa. Per realizzarla è stato applicato il metodo del fitting pesato, in cui ogni punto sperimentale è associato un peso inversamente proporzionale alla sua varianza. In questo modo sono state ricavate 6 differenti polinomi, uno per ogni combinazione carico-forza frenante. Nella seguente tabella sono riportati i coefficienti al variare delle condizioni di carico e forza frenante

$F_k$	Coefficients									
12	5,139e-4	-4,350e-4	-1,600e-3	4,583e-3	-2,688e-3	-1,129e-2	1,740e-2	1,714e-2	-3,928e-2	1,563e-1
16	-2,251e-3	-4,799e-3	1,825e-2	2,615e-2	-5,071e-2	-4,205e-2	5,835e-2	3,634e-2	-5,253e-2	1,473e-1
20	-2,567e-3	-3,176e-3	1,824e-2	1,719e-2	-4,265e-2	-2,491e-2	4,476e-2	2,675e-2	-5,222e-2	1,398e-1
20	-4,175e-4	7,251e-3	7,889e-3	-3,684e-2	-3,748e-2	4,921e-2	5,549e-2	3,589e-3	-2,467e-2	1,280e-1
60	6,228e-4	4,939e-6	-3,057e-3	1,110e-5	-2,713e-3	-1,406e-3	1,336e-2	2,063e-2	-3,016e-2	1,005e-1
100	1,168e-3	2,425e-4	-5,689e-3	-9,027e-4	-5,823e-3	-4,408e-3	3,677e-2	3,085e-2	-2,937e-2	9,183e-2

Figura 3.7: coefficienti polinomiali primo metodo

- Polinomiali specifiche per ciascuna velocità, così da raggiungere un totale di 24 polinomi. Per ogni velocità il dominio del polinomio va da una velocità nulla alla velocità di riferimento del test e per velocità esterne al dominio si usano polinomi di connessione.

Il secondo metodo permette una migliore adesione ai dati sperimentali, tuttavia richiede una maggiore complessità a livello numerico. Le curve polinomiali ricavate sono state poi confrontate con dati sperimentali provenienti da veicoli reali concessi da Trenitalia, che ha realizzato le prove su due tipologie di carrozze differenti: Eanos, veicoli dotati di sistemi vuoto-carico a gradino, e Sgns, dotati di sistema vuoto carico autocontinuo. Il confronto con le distanze di arresto reali sono rimaste entro un margine di errore del 5% rispetto ai valori attesi usando entrambi i metodi, però il secondo metodo si è dimostrato più preciso in tutte le distanze considerate.

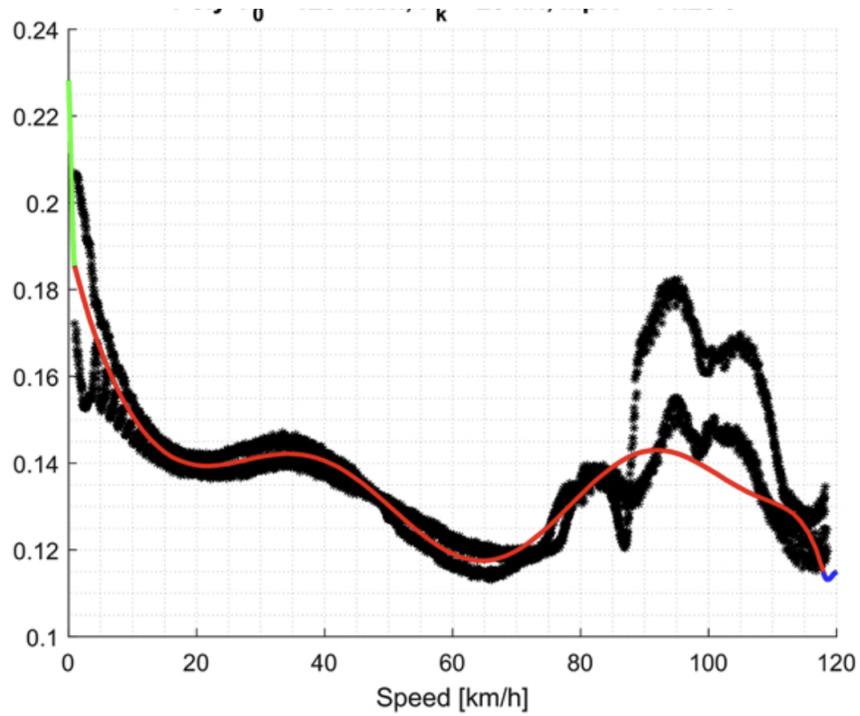


Figura 3.8: Adattamento polinomiale secondo il Metodo 2. La linea rossa continua rappresenta l'adattamento polinomiale dei dati, le linee verdi e blu continue sono rispettivamente i polinomi di raccordo a zero e alla velocità massima.

## Capitolo 4

# STATO DELL' ARTE

### 4.1 Banchi di prova Roller rig

I banchi di prova che simulano l' interazione ruota rotaia sono stati generalmente di tipologia roller-rig: questi banchi di prova modellano l' intero carrello a contatto con la rotaia, simulato da un disco sagomato come la rotaia. Si tratta di modelli affidabili, supportati da un' ampia letteratura che consente la realizzazione di banchi di prova fortemente personalizzabili in base alle necessità. I principali problemi sono relativi alla necessità di realizzare l' intero carrello o semicarrello, che necessitano ingombri notevoli che non sempre sono disponibili in laboratorio. I banchi di prova Roller-Rig sono realizzabili in due tipologie: In scala reale o in scala ridotta.

#### 4.1.1 Banchi di prova in scala reale

I modelli in scala reale sono sistemi molto avanzati e capaci di simulare in maniera estremamente accurata il contatto della ruota con la rotaia, tuttavia gli ingombri sono molto elevati, così come i costi necessari per realizzare un modello di questo tipo. I modelli in scala reale sono inoltre più complessi da utilizzare e mantenere, inoltre la modifica dei parametri operativi risulta essere un' operazione gravosa.

Al 2019 [39] erano presenti 12 banchi di prova roller rig full scale in tutto il mondo, di cui 3 in Italia: il banco di prova "RRAC" realizzato da RFI a Firenze [40], il banco di prova "BU 300" realizzato dalla Lucchini RS S.P.A. a Lovere (BG) e il modello "Ansaldo", realizzato dal centro di ricerca di trasporti Ansaldo a Napoli.

Un esempio di modello full scale è quello realizzato alla Southwest Jiaotong University, Chengdu, China, [41] come descritto da W. Zhang e colleghi.

Il modello è composto da due sistemi a contatto: la metà superiore è un modello che simula metà carrello in cui le ruote sono mosse da un motore di potenza 800 kW la cui coppia generata viene costantemente misurata da un torsionmetro; La metà inferiore è costituita da rulli il cui profilo è equivalente a quella della rotaia di tipologia UIC60, collegata ad un generatore così da simulare la resistenza all' avanzamento, un torsionmetro che misura la coppia di questa resistenza e capace di generare vibrazioni in direzione verticale e laterale così da simulare le irregolarità del tracciato. È inoltre presente un trasduttore per misurare la forza longitudinale. Questo modello ha permesso il calcolo del coefficiente di attrito tra ruota e rotaia in maniera accurata e in diverse modalità

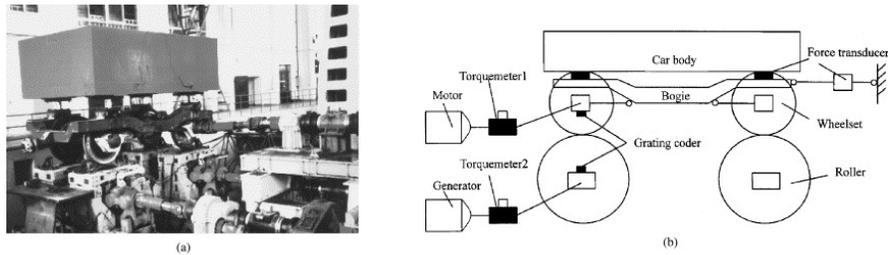


Figura 4.1: Modello Roller Rig Southwest Jiaotong University, Chengdu

operative, come a differenti carichi per asse, velocità e in presenza di acqua sul tracciato. Uno dei principali problemi è relativo alla generazione di un valore di creepage elevato dopo appena 60 secondi dall' inizio delle sperimentazioni, limitando notevolmente il tempo osservabile: la presenza di creepage infatti limita notevolmente il coefficiente di adesione osservato.

#### 4.1.2 Modelli in scala

Viste le numerose limitazioni pratiche legate ai modelli roller - rig in scala reale, è stata realizzata una letteratura scientifica estesa per realizzare i modelli roller- rig in scala ridotta, in modo tale da ridurre costi e ingombri [42].

La principale criticità relativa ai modelli in scala è relativa alla realizzazione di un sistema che sia simile al modello in scala reale dinamicamente, elasticamente e termicamente, come descritto nel capitolo 4.2. Inoltre, la presenza di un rullo di diametro limitato rendeva non perfetta l' equivalenza con una rotaia rettilinea, equiparabile al profilo di un disco di diametro infinito.

I primi modelli roller - rig in scala di cui è presente una letteratura scientifica documentata sono risalenti al 1952 [43], realizzati in Giappone e utilizzati per la progettazione dei primi modelli del treno "Shinkansen serie 0", il primo treno alimentato tramite energia elettrica per linea aerea a superare la velocità massima di 200 km/h, entrati in servizio per la prima volta nel 1964 sulla linea "Tokaido Shinkansen" tra Tokyo e Osaka.

In seguito, verranno esposti come esempi tre modelli in scala realizzati con diverse strategie di scalatura: il roller rig presente all' istituto nazionale di Grenoble "Institut National de Recherche sur les Transports et leur Securite", meglio noto come "INRETS" che utilizza i fattori di scala di Pascal, il roller rig realizzato al laboratorio di mecatronica e modellazione dinamica dell'università di Torino, che utilizza i fattori di scala di Iwnicki e il roller rig realizzato al Politecnico di Torino, realizzato utilizzando i fattori di scala di Jaschinski.

Il roller rig presente all' INRETS [44] è stato realizzato nel 1984 per studiare in particolare l' interazione ruota-rotaia nei carrelli merci, con particolare attenzione verso i carrelli di tipo Y25, che rappresentano tutt' oggi la base per la maggior parte dei carrelli utilizzati nei treni merci in Europa. Il fattore di scala del carrello è pari a 1:4, tuttavia si decise di utilizzare un rullo di dimensioni molto più elevate rispetto ai convenzionali rulli in scala ridotta utilizzati nei banchi di prova in scala: il rullo ha infatti un diametro pari a 13 metri e una massa di 40 tonnellate. L' utilizzo di un rullo di dimensioni elevate era dovuto alla volontà di limitare gli effetti negativi dovuti alla curvatura del rullo; tuttavia, rende anche il modello molto ingombrante e aumentò notevolmente il costo di realizzazione del modello.

Nonostante ciò, l'uso estensivo di sensoristica all'avanguardia e software di acquisizione innovativi per l'epoca lo rese un modello pionieristico per l'epoca. Inoltre, rappresenta il primo modello di roller-rig che utilizza i coefficienti di scala di Pascal, che verranno poi utilizzati per la realizzazione del modello twin disc del politecnico di Torino che viene descritto estensivamente al capitolo 5.

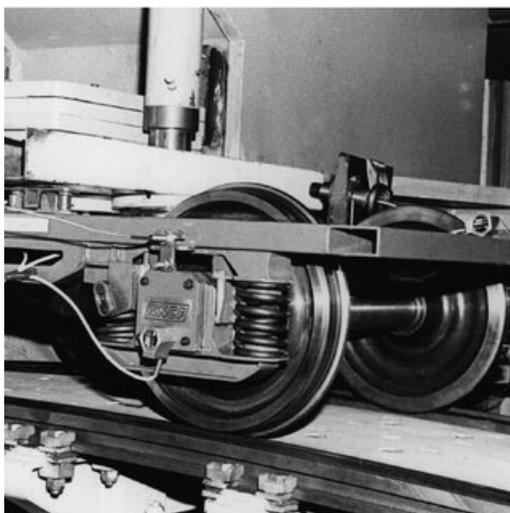


Figura 4.2: Modello Roller Rig INRETS Grenoble

Il roller rig in scala sviluppato presso l'Università di Firenze [45] è stato concepito per affrontare una delle principali criticità dei banchi prova tradizionali: la difficoltà di riprodurre in maniera realistica e ripetibile le condizioni di aderenza degradata al contatto ruota-rotaia. Tale impianto è stato progettato per riprodurre il comportamento di veicoli ad alta velocità, con particolare riferimento alla locomotiva E404 dell'ETR500, che costituisce tutt'oggi il treno di riferimento per l'alta velocità italiana.

Il modello è stato realizzato con un fattore di scala pari a 1:5, adottando i criteri di similitudine di Iwnicki. Questa scelta ha consentito di mantenere inalterata la scala temporale e le frequenze proprie del sistema, condizione essenziale per lo sviluppo e la validazione di procedure *hardware-in-the-loop* (HIL) applicate ai sottosistemi mecatronici di bordo. Il rispetto della similitudine di massa, tuttavia, ha comportato un incremento del peso effettivo dei componenti rispetto ai valori teorici di scala: se da un lato ciò ha reso più oneroso il dimensionamento delle sospensioni e delle interfacce meccaniche, dall'altro ha garantito un maggior livello di forza normale al contatto ruota-rullo, riducendo il rischio di perdita di sincronizzazione tra ruote e rulli e rendendo così più affidabili le simulazioni in condizioni di scarsa aderenza.

Dal punto di vista meccanico, il banco consente una notevole flessibilità: la geometria del carrello in scala può essere variata, ad esempio modificando l'interperno degli assi, mentre le caratteristiche di smorzamento sono regolabili grazie all'impiego di ammortizzatori pneumatici a taratura variabile. Un aspetto innovativo è rappresentato dal sistema di trasmissione, sostituito da una cinghia dentata omocinetica, che garantisce sia l'adattabilità a differenti configurazioni di carrello, sia una ridotta influenza sulle deformazioni introdotte dagli stadi di sospensione.

Un altro punto di forza del banco riguarda la gestione delle manovre di trazione e frenatura. Ogni asse è infatti equipaggiato con attuatori elettrici indipendenti, capaci di applicare coppie variabili e di simulare scenari di frenatura rigenerativa. Ciò rende superflua la progettazione di impianti frenanti dedicati e permette di ridurre sensibilmente i consumi energetici complessivi del sistema. Dal punto di vista del controllo, il roller rig si distingue per l' integrazione di un modello in tempo reale capace di simulare lo slittamento tra ruota e rotaia senza dover ricorrere all' immissione fisica di contaminanti sulla superficie dei rulli. In questo modo, è possibile riprodurre in maniera ripetibile leggi di aderenza arbitrarie, evitando i problemi legati a usura localizzata e costi di manutenzione elevati che caratterizzano i banchi prova convenzionali.

Il banco prova sviluppato a Firenze rappresenta quindi un passo avanti significativo rispetto ai roller rig tradizionali: la possibilità di effettuare test HIL su sistemi come il Wheel Slide Protection (WSP), i sistemi di trazione e di controllo della stabilità, nonché sugli algoritmi di odometria per i moderni sistemi di segnalamento, lo rende uno strumento di riferimento per la ricerca sperimentale sui veicoli ferroviari ad alta velocità. Inoltre, la costruzione modulare e l' ampia personalizzazione meccanica ed elettronica consentono di utilizzarlo come piattaforma flessibile sia per attività di ricerca avanzata, sia per scopi didattici.

Il roller rig realizzato al Politecnico di Torino è un modello particolare in quanto è un roller rig multisala, progettato nell'ambito del progetto NPTC: sono presenti 2 rulli che simulano le due rotaie su cui corre il treno, e su ogni rullo si trovano a contatto 4 sale realizzate in scala 1:5, che simulano le diverse sale presente su un carrello ferroviario.

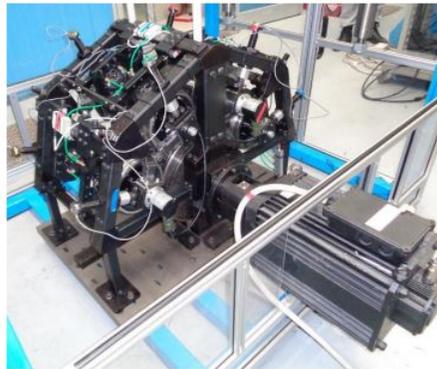


Figura 4.3: Roller Rig Politecnico di Torino

Le sale ferroviarie sono state realizzate in scala 1:5 e sono di due tipologie: di diametro 184 mm, che simulano il comportamento delle ruote di diametro 940 mm, e di diametro 208 mm, che simulano il comportamento delle ruote di diametro 1040 mm. L' orientazione delle sale, rispetto allo schema in figura, è pari a  $\alpha_1 = \alpha_4 = 72^\circ$  e  $\alpha_2 = \alpha_3 = 24^\circ$  ed è stata vincolata alla possibilità di poter utilizzare le ruote di diverso diametro. Entrambi i rulli sono calettati su alberi motorizzati indipendenti. Le ruote sono cerchiare, così da poter rimuovere facilmente il cerchione della ruota in caso di eccessiva usura o se si dovessero testare cerchi con profilo differente.

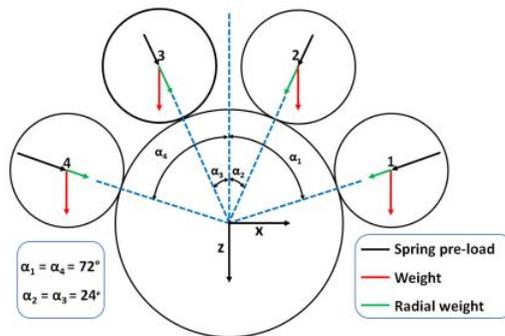


Figura 4.4: Schema Roller rig politecnico di Torino

Ogni assile può simulare condizioni di carico non uniformi, squilibri, disallineamenti o difetti della ruota e il telaio principale del veicolo in scala è collegato agli assi tramite elementi elastici opportunamente dimensionati, così da riprodurre le rigidzze verticali e laterali del sistema sospensivo presente sui veicoli reali, inclusi molle, ammortizzazioni e articolazioni. Rappresenta un modello innovativo e con notevoli potenzialità, ma vista la recente realizzazione presenta ancora degli ampi margini di perfezionamento sia dal punto di vista progettuale sia dal punto di vista dell' acquisizione dati lato sia software sia hardware.

## 4.2 Il problema della scalatura

Come anticipato in precedenza, la scalatura è uno dei fattori critici per la realizzazione di un modello che possa fornire dati utili alla comprensione dei fenomeni fisici che avvengono sui veicoli ferroviari reali.

In tal senso ci viene in aiuto il concetto di similitudine, introdotto per la prima volta da Reynolds nel 1895 [46], applicata allo studio di fluidi viscosi e che in seguito vennero applicati a numerosi ambiti di studio come idrodinamica, meccanica e dinamica del volo, dinamica dei processi chimici e la stessa ingegneria meccanica. In particolare, per descrivere la similitudine di due sistemi fluidodinamici Reynolds descrisse tre diverse forme di similitudine che devono essere contemporaneamente soddisfatte per poter ottenere la similitudine fluidodinamica:

- Similitudine geometrica: le varie lunghezze presenti nel componente devono conservare il rapporto tra esse.
- Similitudine cinematica: i vettori velocità in punti omologhi devono avere uguale direzione e verso, mentre i moduli devono mantenere lo stesso rapporto tra esse. Per ottenere similitudine cinematica è necessaria ma non sufficiente la similitudine geometrica.
- Similitudine dinamica: i vettori forza in punti omologhi devono avere uguale direzione e verso, mentre i moduli devono mantenere lo stesso rapporto tra esse. Per ottenere similitudine dinamica è necessaria ma non sufficiente la similitudine cinematica, e di conseguenza lo stesso ragionamento si può applicare alla similitudine geometrica.

Queste definizioni di similitudini, esaustive per l'epoca per poter descrivere sistemi fluidodinamici, trascurano il problema termico, che influenza in maniera notevole il comportamento dei modelli in ambito ferroviario.

Nonostante ciò, la maggior parte delle scalature utilizzate per realizzare modelli roller rig in scala si sono limitate fino ad ora a soddisfare queste tre similitudini.

Un fattore che influenza notevolmente i requisiti per la similarità è la scelta dei materiali, poiché ha un effetto in relazione alle caratteristiche dinamiche e cinematiche del modello.

Per l'ottenimento dei fattori di scala [47], nelle prime realizzazioni dei modelli la metodologia più usata consisteva nell'analisi dimensionale del sistema da scalare, per poi ottenere parametri adimensionali da cui poi si derivavano i fattori di scala. In seguito, si è favorito un approccio differente, la cosiddetta "analisi ispezionale", e si basa dalla derivazione dei fattori di scala a partire dalle equazioni di moto. In seguito, verrà mostrata nel dettaglio la seconda metodologia spiegata, utilizzando la notazione introdotta da Jaschinski nei suoi studi relativi al problema della scalatura.

I primi fattori di scala che vennero determinati sono il fattore di scala della lunghezza, del tempo e della densità, espressi come

$$\varphi_l = \frac{l_1}{l_0} \quad (4.1)$$

$$\varphi_t = \frac{t_1}{t_0} \quad (4.2)$$

$$\varphi_\rho = \frac{\rho_1}{\rho_0} \quad (4.3)$$

Dove le grandezze con pedice 1 fanno riferimento alle grandezze in grandezza reale mentre le grandezze con pedice 0 sono le grandezze in scala ridotta. Da questi primi fattori di scala, possiamo ricavare i fattori di scala della sezione trasversale, del volume, della velocità e dell'accelerazione come

$$\varphi_A = \varphi_l^2 \quad (4.4)$$

$$\varphi_V = \varphi_l^3 \quad (4.5)$$

$$\varphi_v = \frac{\varphi_l}{\varphi_t} \quad (4.6)$$

$$\varphi_a = \frac{\varphi_l}{\varphi_t^2} \quad (4.7)$$

Combinando ulteriormente questi fattori di scala troviamo il fattore di scala di massa, di inerzia e di forza

$$\varphi_m = \varphi_\rho \cdot \varphi_V \quad (4.8)$$

$$\varphi_I = \varphi_m \cdot \varphi_A \quad (4.9)$$

$$\varphi_F = \varphi_m \cdot \varphi_a \quad (4.10)$$

Per poter realizzare il modello in scala in questo momento è necessario trovare i fattori di scala di molti altri parametri. In particolare, alcuni di questi fattori di scala sono:

- $\varphi_T$ , il fattore di scala relativo alle forze di creep
- $\varphi_{ab}$ , il fattore di scala relativo all'ellisse di contatto tra ruota e rotaia

- $\varphi_E$ , il fattore di scala per il modulo di Young
- $\varphi_\nu$ , il fattore di scala per il coefficiente di Poisson
- $\varphi_\epsilon$ , il fattore di scala per la deformazione
- $\varphi_\sigma$ , il fattore di scala per le tensioni
- $\varphi_\mu$ , il fattore di scala per il coefficiente d'attrito tra ruota e rotaia
- $\varphi_c$ , il fattore di scala per la rigidezza
- $\varphi_{ct}$ , il fattore di scala per la rigidezza torsionale
- $\varphi_d$ , il fattore di scala relativo allo smorzamento
- $\varphi_{dt}$ , il fattore di scala relativo allo smorzamento torsionale
- $\varphi_F$ , il fattore di scala per la forza applicata
- $\varphi_M$ , il fattore di scala per la coppia applicata

Per l' identificazione di questi fattori di scala non esiste un approccio univoco nella letteratura scientifica, tuttavia analizzeremo i tre principali approcci utilizzati: l' approccio di Iwnicki, l' approccio di Jaschinski e l' approccio di Pascal

#### 4.2.1 Approccio di Iwnicki

L'approccio di Iwnicki venne utilizzato per la realizzazione del roller rig in scala 1:5 alla Rail Technology Unit della Manchester Metropolitan University (MMU). Il banco di prova era pensato per simulare il comportamento di un veicolo ferroviario fino a 250 miglia all' ora (equivalenti a circa 402 km/h)

In relazione ai fattori di scala di tempo e lunghezza, si è deciso di imporre  $\varphi_t = 1$  e  $\varphi_l = 5$ , mentre i materiali sono stati scelti identici ai materiali usati al sistema in scala reale, di conseguenza  $\varphi_\rho = 1$   $\varphi_E = 1$   $\varphi_\nu = 1$  e  $\varphi_\mu = 1$ , da cui si ottiene che il fattore di scala della massa e il fattore di scala dell' inerzia sono pari a  $\varphi_m = 125$  e  $\varphi_I = 3125$ .

Si applicano le equazioni del moto

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = F \quad (4.11)$$

$$I\ddot{\theta} + d_t\dot{\theta} + c_t\theta = M \quad (4.12)$$

Applicando i fattori di scala le equazioni (4.11) e (4.12) sono

$$m\ddot{x}\left(\frac{\varphi_m \cdot \varphi_l}{\varphi_t^2}\right) + c\dot{x}\left(\frac{\varphi_c \cdot \varphi_l}{\varphi_t}\right) + kx(\varphi_k \cdot \varphi_l) = F \cdot \varphi_F \quad (4.13)$$

$$I\ddot{\theta}\left(\frac{\varphi_I}{\varphi_t^2}\right) + d_t\dot{\theta}\left(\frac{\varphi_{cT}}{\varphi_t}\right) + c_t\theta\left(\frac{\varphi_{kT}}{\varphi_t}\right) = M \cdot \varphi_M \quad (4.14)$$

Dall'equazione (4.13) si ricavano i fattori di scala  $\varphi_d = \varphi_l^3 = 125$ ,  $\varphi_c = \varphi_l^3 = 125$  e  $\varphi_F = \varphi_l^4 = 625$   
Inoltre dall'equazione (4.14) Si ottiene  $\varphi_{dt} = \varphi_{ct} = \varphi_M = \varphi_l^5 = 3125$ .

Per la misura dell' ellisse di contatto tra ruota e rotaia è stata applicata la teoria lineare di kalker, l'equazione laterale del veicolo, che è equivalente

$$m\ddot{y}_w = 2f_{22}\left(\frac{\dot{y}}{v} - \Psi_w\right) + 2f_{23}\left(\frac{\dot{\Psi}_w}{v} - \frac{\epsilon_0}{l_0 \cdot r_0}\right) + \frac{e\epsilon y_w}{l_0} + d_y \cdot (\dot{y}_w - \dot{y}_b - a \cdot \dot{\Psi}_b + h \cdot \dot{\Theta}_b) \quad (4.15)$$

e l'equazione di equilibrio relativo all'imbardata del veicolo, ovvero

$$I_z \ddot{\Psi}_w + 2f_{11} \left( \frac{l_0^2 \dot{\Psi}_w}{v} + \frac{l_0 \lambda y_w}{r_0} \right) - 2f_{23} \left( \frac{\dot{y}_w}{v} - \Psi_w \right) + 2f_{33} \left( \frac{\dot{\Psi}_w}{v} \right) + c_\psi (\Psi_w - \Psi_b) \quad (4.16)$$

Da cui si ottiene che  $\varphi_{ab} = 5^{3.33}$ , e il fattore di scala relativo alla forza peso come

$$\varphi_W = \varphi_m \cdot \varphi_g = 5^3 \quad (4.17)$$

## 4.2.2 Approccio di Jaschinski

L' approccio di jaschinski [48] è stato elaborato per modelli da banco che puntano a simulare problemi dinamici non lineari, come il roller rig presente al deutsches zentrum für luft- und raumfahrt (DLR), nella sede di Monaco di Baviera, con un fattore di scala 1:5, in cui la non linearità risulta un fattore aggiunto di complessità.

Questa necessità aggiunge un' ulteriore equazione relativa al moto del veicolo rispetto all' approccio di Iwnicki, relativa alla dinamica laterale, ricavata da Jaschinski:

$$\frac{m}{\chi} \ddot{y}_w = \frac{I_y \Gamma v}{\chi r_0} \dot{\Psi}_w - \frac{c_y}{\chi} y_w - \frac{m g b_o}{\chi} y_w + T_y + T_x \Psi_w \quad (4.18)$$

Dove:

- $I_y$  rappresenta il momento di inerzia della sala
- $T_x$  La forza di scorrimento longitudinale
- $T_y$  La forza di scorrimento laterale
- $\Gamma$  un parametro definito da Jaschinski nella seguente maniera:

$$\frac{\delta_0}{l_0 - r_0 \delta_0} \quad (4.19)$$

- $\delta_0$  è la conicità della ruota
- $\chi$  un parametro definito come

$$\frac{\Gamma \cdot l_0}{\delta_0} \quad (4.20)$$

- $b_0$  un parametro definito come

$$2\Gamma + \Gamma^2 (R_R + r_0) \quad (4.21)$$

- $R_R$  come il raggio della ruota

È possibile riscrivere l'equazione precedente attraverso i fattori di scala precedentemente notati come

$$\frac{m}{\chi} \ddot{y}_w = \frac{I_y \Gamma v}{\chi T_o} \dot{\Psi}_w - \frac{c_y}{\chi} y_w \frac{\varphi_c \varphi_t^2}{\varphi_m} - \frac{m g b_o}{\chi} \frac{\varphi_t^2}{\varphi_l} y_w + (T_y + T_x \Psi_w) \frac{\varphi_T \varphi_t^2}{\varphi_m \varphi_l} \quad (4.22)$$

Attraverso questa equazione, si ottengono i fattori di scala di velocità, rigidità e forze di scorrimento:  $\varphi_v = \sqrt{\varphi_l} = \sqrt{5}$ ,  $\varphi_c = \varphi_\rho \cdot \varphi_l^2$  e  $\varphi_T = \varphi_\rho \cdot \varphi_l^3$ , da cui si ricavano i fattori di scala di forza normale, massa e attrito come  $\varphi_N = \varphi_m = \varphi_T = \varphi_\rho \cdot \varphi_l^3 \cdot \varphi_\mu = 1$ ; Possiamo definire un nuovo fattore di scala dell'ellisse di contatto come

$$\varphi_e = \sqrt{\varphi_{ab}} = \sqrt[3]{\varphi_N \cdot \varphi_l} \quad (4.23)$$

Questa relazione è particolarmente problematica perchè affinché sia rispettata è necessario che  $\varphi_\rho = \frac{1}{\varphi_l}$  e volendo utilizzare un fattore di scala pari a 5, è estremamente complicato riuscire a realizzare un modello con una densità 5 volte superiore al veicolo reale. Per ovviare a questa criticità, Jaschinski decide per il modello in scala del DLR di non ottenere una perfetta similitudine dinamica ma una approssimazione che possa risultare soddisfacente, attraverso un fattore di scala di densità pari a 0.5. Da questo si trovano tutti i valori di scala, riprendendo laddove non esaminati le relazioni utilizzate da Iwnicki per il suo approccio:

- $\varphi_t = \frac{\varphi_l}{\varphi_v} = \sqrt{5}$
- $\varphi_a = \frac{\varphi_l}{\varphi_t^2}$
- $\varphi_m = \varphi_T = \varphi_N = \varphi_F = 62.5$
- $\varphi_I = \varphi_\rho \cdot \varphi_l^5 = 1562.5$
- $\varphi_c = \varphi_\rho \cdot \varphi_l^2$
- $\varphi_d = \frac{\varphi_\rho \cdot \varphi_l^3}{\varphi_v}$
- $\varphi_e = (\varphi_N \cdot \varphi_l)^{\frac{1}{3}}$

### 4.2.3 Approccio di Pascal

Questo approccio è stato sviluppato da Pascal per la realizzazione del roller rog presente all'INRETS di Grenoble, con un fattore di scala relativo alla lunghezza pari a 4.

Poichè il focus è stato dato sulla simulazione esatta del contatto ruota rotaia e le forze di scorrimento, così da rappresentare in maniera esatta le teorie di kalker, è necessario creare una scalatura che renda le tensioni tra il sistema reale e il modello esatte, dunque il fattore di scala relativo alle tensioni deve essere

$$\varphi_\sigma = \frac{\varphi_F}{\varphi_l^2} = 1 \quad (4.24)$$

Da questa equivalenza si può ricavare che il fattore di scala relativo alla rigidità, che è pari a

$$\varphi_c = \frac{\varphi_F}{\varphi_l} = \varphi_l = 4 \quad (4.25)$$

Dall'eguaglianza tra forze elastiche e gravitazionali si può ottenere l'equivalenza

$$\varphi_c \cdot \varphi_l = \varphi_m \cdot \varphi_g \quad (4.26)$$

Dove  $\varphi_g$  è il fattore di scalatura per la gravità, e assumendo un fattore di scala relativo alla densità unitario si ottiene come

$$\varphi_g = \frac{1}{\varphi_l} = \frac{g_1}{g_0} \quad (4.27)$$

Il fattore di scala relativo alla frequenza naturale è equivalente a

$$\varphi_\omega = \sqrt{\frac{\varphi_c}{\varphi_m}} = \sqrt{\frac{\varphi_g}{\varphi_l}} \quad (4.28)$$

Utilizzando l'equazione (4.17) si calcola come

$$\varphi_\omega = \frac{m_1 \cdot g_1}{m_0 \cdot g_0 \cdot \varphi_l} = \varphi_l^2 \quad (4.29)$$

Mentre assumendo un fattore di scala gravitazionale unitario si ottiene che

$$\varphi_m \cdot \varphi_g = \varphi_\rho \cdot \varphi_l^3 \Rightarrow \varphi_\omega = \varphi_l^3 = 64 \quad (4.30)$$

Considerando la filosofia che considera la scala gravitazionale unitaria si ottengono i fattori di scala di velocità, tempo e accelerazione come

$$\varphi_v = \frac{\varphi_c \cdot \varphi_l}{\varphi_m} = 1 \quad (4.31)$$

$$\varphi_t = \varphi_a = \varphi_l \quad (4.32)$$

Da questi tre approcci possiamo schematizzare i fattori di scala nella seguente tabella. I fattori di scala della densità riportati per l'approccio di Jaschinski sono i due estremi dei valori utilizzabili, ovvero  $\varphi_\rho = 1$  e  $\varphi_\rho = 1/5$ , dove valori più vicini all'unità favoriscono la progettazione del modello mentre valori più vicini a 1/5 favoriscono la precisione con cui viene scalata la pressione. Inoltre, nonostante il  $\varphi_l$  del roller rig dell'INRETS sia pari a 4, per rendere i valori più facilmente confrontabili agli altri si è deciso di riportare i valori dei fattori di scala calcolati a partire da  $\varphi_l = 5$

Grandezza	Simbolo	Iwnicki	Jaschinski		Pascal
			$\varphi_\rho = 1$	$\varphi_\rho = 1/5$	
Lunghezza	$\varphi_l$	5	5	5	5
Tempo	$\varphi_t$	1	$\sqrt{5}$	$\sqrt{5}$	5
Velocità	$\varphi_v$	5	$\sqrt{5}$	$\sqrt{5}$	1
Accelerazione	$\varphi_a$	5	1	1	1/5
Massa	$\varphi_m$	125	125	25	125
Forza	$\varphi_F$	625	125	25	25
Densità	$\varphi_\rho$	1	1	1/5	1
Peso	$\varphi_W$	125	125	25	125
Modulo di Young	$\varphi_E$	1	1	1	1
Rigidezza	$\varphi_c$	125	25	5	5
Rigidezza torsionale	$\varphi_{ct}$	3125	625	125	125
Forza di scorrimento	$\varphi_T$	625	125	25	25
Smorzamento	$\varphi_d$	125	$25\sqrt{5}$	$5\sqrt{5}$	25
Smorzamento torsionale	$\varphi_{dt}$	3125	$625\sqrt{5}$	$125\sqrt{5}$	625
Inerzia	$\varphi_I$	3125	3125	625	625

Tabella 4.1: Fattori di scala relativi ai distinti approcci

### 4.3 Modelli Twin-Disc

Come visto in precedenza, i modelli roller rig, sia quelli in scala reale sia quelli in scala ridotta, presentano problemi relativi a costi di realizzazione e manutenzione. Inoltre, un ulteriore problema è rappresentato dalle limitate condizioni di operatività simulabili e dalle tempistiche di realizzazioni delle prove elevate. Per venire incontro a queste problematiche, sono stati elaborati nuovi modelli di banchi di prova, denominati “Twin-disc Test Rig”, in cui la simulazione sia della ruota sia della rotaia è data da due dischi a contatto a cui viene applicata una forza esterna per simulare il peso del carrello ferroviario. Questo rappresenta un modello estremamente semplificato dell’ interazione ruota-rotaia, poichè riduce l’ intero problema ad un semplice esempio di contatto hertziano.

Il primo modello di twin disc fu realizzato negli anni 20 da Amsler [49]; È degno di nota come l’ impiego di twin disc sia diffuso anche in ambiti diversi dalla meccanica ferroviaria: per esempio Henry Edward Merritt nel 1935 realizzò uno dei primi modello di twin disc per la realizzazione delle trasmissioni impiegate sui carri armati britannici in uso durante la Seconda guerra mondiale. Esistono vari modi in cui possiamo categorizzare la strategia costruttiva di un sistema twin disc, uno di essi è in base al sistema di controllo delle forze di strisciamento:

- A doppio motore, in cui ogni disco della stessa dimensione è collegato ad un motore indipendente, così da simulare in maniera accurata gli effetti di strisciamento e ampliare le

possibilità di simulazione. È la metodologia costruttiva più comune.

- A motore singolo, in cui i dischi sono sempre della stessa dimensione e il rapporto di scorrimento è data dall' interazione tra ingranaggi. Un esempio pratico di questo modello è il banco di prova realizzato nel laboratorio dell' università di Coimbra [50]. La principale criticità è legata alla limitatezza dei rapporti di strisciamento, derivanti dal sistema di ingranaggi presente.

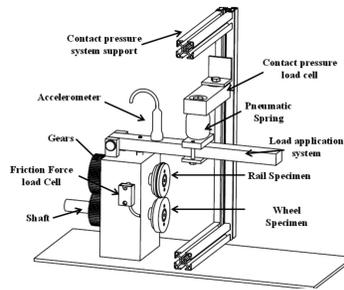


Figura 4.5: Modello twin disc università di Coimbra

- A dischi diseguali, in cui il rapporto di strisciamento è dato dalla diversa dimensione dei due dischi. Un esempio di questo modello è stato realizzato da Bolton e Clayton al Railway Technical Center di Derby [51]. È una soluzione poco comune, poiché non permette un corretto controllo delle forze di scorrimento.

Un ulteriore parametro con cui può essere categorizzato un twin disc è legato al modo in cui può essere applicato il carico che simula il carico agente sull' asse: esso può avvenire tramite sistema idraulico, sistema pneumatico o per molle compresse.

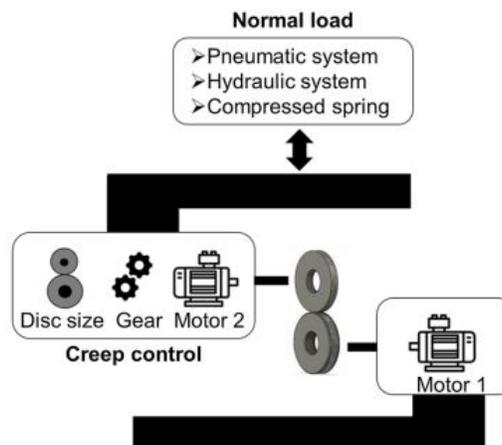


Figura 4.6: Esempi di modalità costruttive dei twin disc

Secondo la ricerca compiuta da R. Rocha [52] e pubblicata nel 2023, i principali paesi responsabili della ricerca nell'ambito dei twin disc fino al 2022 sono stati Cina, Regno Unito, Corea del sud e Giappone. L'articolo inoltre elenca un'interessante valutazione dei diversi ambiti in cui sono stati impiegati i twin disc, tra cui si configurano:

- Studio di materiali per ruota e rotaia
- valutazione dell'impatto di varie condizioni ambientali sul contatto ruota-rotaia
- Studio dell'attrito tra ruota e rotaia
- Simulazioni difetti
- Simulazione impianti di segnalamento
- Simulazione trattamenti su ruota o rotaia
- Verifica modelli computazionali o matematici

Di seguito verranno esposti due modelli di banchi di prova, entrambi con un sistema a doppio motore: il modello realizzato da D.F. Fletcher e J.H. Beynon alla Sheffield University, denominato "SUROS" [53], e il modello presente alla southwest jiaotong university a Chengdu denominato JD-1 [54][55].

#### 4.3.1 Banco di prova SUROS

Il banco di prova SUROS (Sheffield University Rolling Sliding) prende origine dal banco di prova LEROS e ne espande notevolmente l'accuratezza e le possibilità a livello di modalità applicative.

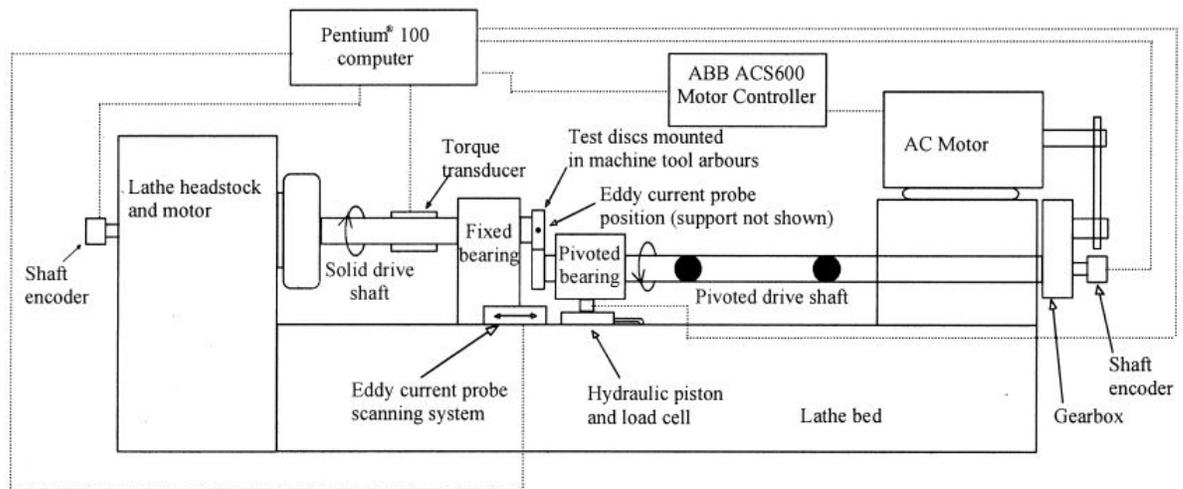


Figura 4.7: Schema twin disc SUROS

Il motore a induzione a 7.5 kW gestito da un controllore in frequenza ABB sostituisce il precedente in corrente alternata, consentendo di regolare la velocità in modo continuo tra 0 e 1600 rpm con elevata stabilità e possibilità di applicare coppie fino a 160 Nm. Il sistema di carico è idraulico ed è capace di applicare una forza fino a 29 kN; la misura del carico è affidata ad una cella di carico in linea con il pistone idraulico, un notevole miglioramento rispetto alla misura effettuata attraverso la pressione dell'olio che era precedentemente impiegata. La coppia viene misurata attraverso un trasduttore dedicata, mentre la velocità è rilevata con encoder ottici da 2500 impulsi/giro. Per assicurare il controllo dello slip desiderato, viene impiegato un ciclo di controllo chiuso che controlla in continuo la velocità dei due dischi.

Una delle principali innovazioni del banco di prova è l'introduzione di un sistema a correnti parassite per l'individuazione precoce delle cricche: durante una prova una sonda viene fatta scorrere sulla superficie di uno dei due dischi, se la sonda scopre che le microcricche hanno superato una soglia stabilita tramite una calibrazione iniziale, la prova viene definita fallita e si può definire la vita a fatica in termini di numero di giri. In questo modo è possibile identificare cricche che, nonostante siano ancora microscopiche, rappresentano già un rischio per il disco e si aumenta notevolmente la precisione rispetto ad ispezioni post-prova.

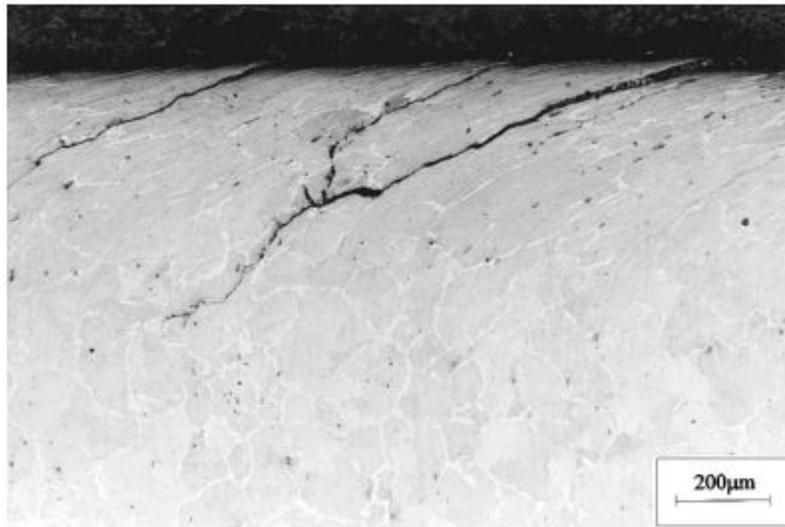


Figura 4.8: Microcricca rilevata tramite la sonda e successivamente fotografata

I test hanno mostrato che la macchina è capace di mantenere le condizioni di contatto in maniera estremamente accurata, con la pressione hertziana che resta entro il  $\pm 2\%$  e lo slip cumulativo entro il  $\pm 0.02\%$ . Inoltre è da sottolineare l'elevata ripetibilità dei risultati, con variazioni nella vita a fatica limitate a poche migliaia di cicli tra campioni nominalmente identici. La presenza di alcuni guasti prematuri inattesi, tuttavia, rimane una criticità del banco di prova.

### 4.3.2 Banco di prova JD-1

Il JD-1 Wheel/rail simulation facility è un modello da banco twin disc progettato per riprodurre fenomeni di usura, rolling contact fatigue e spalling dei materiali usati per ruote e rotaie. È stato realizzato presso la Southwest Jiaotong University di Chengdu, in Cina, ed è uno dei modelli da banco più importanti in campo ferroviario a livello internazionale

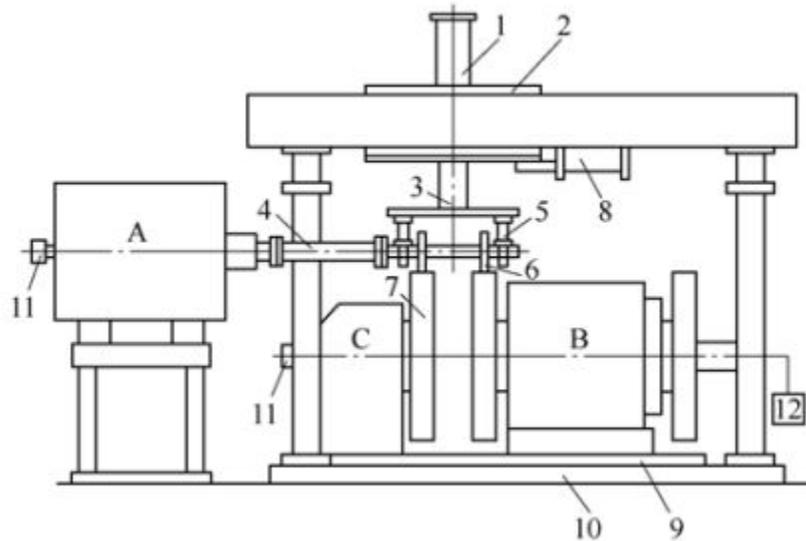


Figura 4.9: Schema Modello da banco JD-1

Il banco di prova è composto da due rulli, uno di 200 mm che simula la ruota realizzato in acciaio con C 0,40-0,70%, Mn 0,80-1,00%, Si 0,30-0,50%; e l'altro di 1070 mm che simula la rotaia in acciaio con C 0,62-0,77%, Mn 1,35-1,65%, Si 0,15-0,37%, le cui dimensioni sono determinate tramite le regole di similitudine di Hertz, in modo da garantire che le pressioni di contatto e le dimensioni dell'ellisse di contatto possano simulare in maniera accurata il contatto reale. I due rulli sono azionati da due motori indipendenti a corrente continua ZQDR-204, che permettano di controllare con grande precisione le velocità relative dei rulli, così da controllare lo scorrimento, con un campo di creep che va da -7.5% a +7.5%, coprendo così sia condizioni di trazione sia condizioni di frenata. Il carico verticale che applica la forza normale ai rulli è un cilindro pneumatico capace di applicare carichi 2400 N, 2800 N e 3200 N, equivalenti a carichi d'assile reali rispettivamente di 24 t, 28 t e 32 t, equivalenti a carichi d'assili utilizzati in linee merci pesanti in uso in Cina. Per introdurre componenti trasversali è presente un cilindro laterale, mentre per trasferire i carichi ai rulli è presente un carrello di carico e giogo. Per misurare le forze normali e tangenziali è presente un sensore di carico triassiale. Sono inoltre presenti encoder ottici per misurare la velocità angolare e le superfici sono stusiate con microscopi ottici, microscopia confocale laser, microscopia elettronica a scansione e misuratori di microdurezza.

## Capitolo 5

# BANCO DI PROVA TWIN DISC POLITECNICO DI TORINO

### 5.1 Introduzione

Il Twin Disc sviluppato presso il laboratorio del Politecnico di Torino, sul quale sono state condotte le prove descritte in seguito, è stato realizzato con l'obiettivo di emulare in maniera accurata l'interazione tra ruota e rotaia, con particolare accuratezza relativa ai vagoni merci. A tal fine, è necessario considerare diversi fattori per la realizzazione dell'effettivo twin disc:

- Condizioni operative e materiali
- Fattore di scala
- Controllo del microscorrimento
- Metodologia di applicazione del carico
- Parametri dinamici e cinematici dei dischi
- Correzione della curva laterale dei dischi

### 5.2 Condizioni operative, materiali e fattore di scala

Per determinare le condizioni operative, si è scelto un carico per asse da emulare massimo pari a 22.5 tonnellate, equivalente al peso per asse massimo operabile all'interno delle linee di categoria D2, D3 e D4 [56]. È stata scelta una velocità di 60 km/h, inferiore alla velocità di omologazione media dei veicoli merci dei veicoli merci moderni; tuttavia, rappresenta una velocità più verosimile alle velocità che i treni merci percorrono all'interno delle linee nazionali

Al fine di emulare in maniera accurata il comportamento dinamico, sono stati scelti materiali simili a quelli che compongono le ruote (acciaio R260) e le rotaie (R7), soprattutto per quanto concerne la durezza superficiale; non è stato tuttavia possibile utilizzare i materiali reali per difficoltà a livello di approvvigionamento.

Per poter simulare la frenata della ruota il modello è stato dotato di due freni a ceppi con due possibili configurazioni: 1 Bg e 2Bg.

Generalmente la realizzazione di modelli Twin disc non seguono approcci di scalatura, tuttavia per aumentare l' accuratezza del modello è stato deciso di utilizzare un approccio rigoroso di scalatura. L' approccio di scalatura è stato scelto con l' obiettivo di mantenere un fattore di scala unitario per la pressione di contatto, al fine di replicare la stessa pressione di contatto che avviene nel modello in scala reale; è stato di conseguenza scelto l' approccio di Pascal. Il fattore di scala della lunghezza è stato scelto pari a 5 per creare un modello in scala 1:5, di conseguenza sono stati ricavati i seguenti fattori di scala

Quantità	Fattori di scala
Lunghezza	5
Area	25
Volume	125
Tempo	5
Velocità	1
Massa	125
Forza	25
Densità	1
Peso	125
Modulo di Young	1
Tensioni	1
Rigidezza	5
Forze di scorrimento	5
Inerzia	3125

Tabella 5.1: Fattori di scala iniziali

Nel corso della realizzazione del modello è stata effettuata una modifica rispetto ai fattori di scala di Pascal per poter ottenere anche una similitudine termica del modello durante il processo di frenata [57]. Questo rappresenta un approccio innovativo al problema della similitudine, che finora si limitava a ricercare la similitudine geometrica, dinamica e cinematica.

Considerando come costanti le proprietà termiche, il sistema di equazioni che descrivono il comportamento termico sono le seguenti

$$\begin{cases} \rho c \dot{T} = \lambda \nabla^2 T, & \Omega \\ -\lambda \nabla T \cdot \mathbf{n} = \Phi_{in}(t), & \Gamma_1 \\ -\lambda \nabla T \cdot \mathbf{n} = U (T_B - T), & \Gamma_2 \\ T(x, t = 0) = T_0(x) \end{cases} \quad (5.1)$$

Dove  $\omega$  è il dominio computazionale,  $\Gamma_1$  è il bordo del dominio dove arriva il flusso termico in ingresso,  $\phi_{in}$ ,  $\Gamma_2$  è il bordo del dominio computazionale dove avviene convezione termica, con temperatura  $T_B$  e coefficiente di convettività termica  $U$ ,  $T_0$  è il campo termico iniziale,  $c$  è la capacità termica e  $\lambda$  è la conduttività termica

Le quantità del sistema sono state normalizzate utilizzando valori di riferimento, che nel sistema presente qui sotto presentano al pedice un asterisco

$$\begin{cases} \bar{T} = \frac{T}{T^*} \\ \bar{x} = \frac{x}{L^*} \\ \bar{t} = \frac{t}{t^*} \\ \bar{\Phi} = \frac{\Phi_{in}}{\Phi^*} \\ \bar{U} = \frac{U}{U^*} \\ \bar{T}_B = \frac{T_B}{T_B^*} \end{cases} \quad (5.2)$$

Ottenendo quindi un sistema di equazioni adimensionali:

$$\begin{cases} \dot{\bar{T}} = \frac{\lambda}{\rho c L^{*2}} t^* \nabla^2 \bar{T}, & \Omega \\ \nabla \bar{T} \cdot \mathbf{n} = -\frac{\phi^* L^*}{\lambda} \bar{\phi}(t), & \Gamma_1 \\ \nabla \bar{T} \cdot \mathbf{n} = -\frac{U^* L^*}{\lambda T^*} \bar{U} (T_B^* \bar{T}_B - T^* \bar{T}), & \Gamma_2 \\ \bar{T}(\mathbf{x}, \bar{t} = 0) = \bar{T}_0(\mathbf{x}) \end{cases} \quad (5.3)$$

Da questo sistema di equazioni è possibile identificare una serie di parametri adimensionali

$$\begin{cases} A_1 = \frac{\lambda}{\rho c L^{*2}} t^* \\ A_2 = \frac{\phi^* L^*}{\lambda} \\ A_3 = \frac{U^* L^* T_B^*}{\lambda T^*} \\ A_4 = \frac{U^* L^*}{\lambda} \end{cases} \quad (5.4)$$

I fattori di scala dei seguenti parametri sono espressi dalle seguenti equazioni

$$\begin{cases} \varphi_{A1} = \frac{\varphi_t}{\varphi_L^2} \\ \varphi_{A2} = \varphi_\Phi \varphi_L \\ \varphi_{A3} = \frac{\varphi_U \varphi_L \varphi_{T_B}}{\varphi_T} \\ \varphi_{A4} = \varphi_U \varphi_L \end{cases} \quad (5.5)$$

Attraverso semplici passaggi analitici è possibile notare come i fattori di scala  $\phi_{A3}$  e  $\phi_{A4}$  sono equivalenti e li rappresenteremo come  $\phi_{bi}$ . Per ottenere una perfetta equivalenza tra i due modelli è nostro obiettivo avere tutti e 4 questi fattori di scala di valore unitario.

La modifica più significativa richiesta per ottenere una similitudine termica durante la frenata è relativa al fattore di scala relativo al tempo, che deve essere pari a:  $\varphi_t = \varphi_l^2$  Il quale permette i fattori di scala  $\varphi_{A1}$  e  $\varphi_{A2}$  di essere unitari.

Per ottenere il terzo fattore di scala unitario è necessario considerare il fattore di scala della conduzione termica  $\varphi_U = \frac{1}{\varphi_l}$ . Risulta quindi necessario ottenere un'amplificazione del flusso termico e del coefficiente di conduzione termica

Il flusso termico generato durante l' interazione tra ruota e ceppo è pari a

$$\phi_{w,s} = \frac{\mu \cdot F_s \cdot V}{L_s \cdot H_s} \quad (5.6)$$

Dove  $F_s$  è la forza applicata dal ceppo,  $V$  è la velocità tangenziale del rullo,  $L_s$  è la lunghezza circonferenziale del ceppo e  $H_s$  è la larghezza del ceppo. Da questa equazione è quindi possibile ottenere il fattore di scala relativo come

$$\frac{\varphi_{F_s} \cdot \varphi_V}{\varphi_L^2} = \frac{1}{\varphi_L} \quad (5.7)$$

Da cui ne consegue che ci deve essere equivalenza tra il fattore di scala tra la forza applicata dal ceppo e il vettore lunghezza.

Di seguito è riportata la tabella che mostra come la scalatura di pascal deve essere modificata per ottenere una similitudine termica

Grandezza	Regola di scalatura originale	Regola di scalatura modificata
Lunghezza	$\varphi_L$	$\varphi_L$
Area	$\varphi_L^2$	$\varphi_L^2$
Tempo	$\varphi_L$	$\varphi_L^2$
Velocità	1	1
Forza	$\varphi_L^2$	$\varphi_L$
Peso	$\varphi_L^3$	$\varphi_L^3$
Flusso	1	$\varphi_L^{-1}$
Energia termica	$\varphi_L^3$	$\varphi_L^3$
Coefficiente di convezione	Non considerato	$\varphi_L^{-1}$
Temperatura	Non considerato	1

Tabella 5.2: Confronto tra la scalatura originale e la scalatura modificata

Per convalidare numericamente la nuova regola di similitudine sono stati realizzati due modelli agli elementi finiti in ANSYS Mechanical APDL, relativi al ceppo e al disco, in cui è possibile passare dalla scalatura reale a quella ridotta. Il modello del ceppo è bidimensionale piano e rappresenta

un settore circolare, semplificando la geometria per ridurre le tempistiche computazionali. La mesh del ceppo è stata realizzata unendo elementi termici, mentre il portaceppi è stato realizzato come una capacità termica concentrata, e il collegamento tra questi due elementi è modellato attraverso dei collegamenti conduttivi. Il ceppo in ghisa è stato modellato con una conduttività termica pari a  $\lambda_b = 47.7$ , densità pari a  $\rho_b = 7100$  e calore specifico pari a  $c = 549$ , mentre i rispettivi valori per il portaceppi sono stati considerati come  $\lambda_h = 50$ ,  $\rho_h = 7800$  e  $c = 460$ . Per simulare il contatto termico con la ruota, è stato aggiunto un flusso termico costante sul contorno di sinistra del ceppo, mentre per simulare il contatto con l'aria è stata impostata una condizione di bordo simulante uno scambio termico convettivo sui contorni superiori e inferiori.

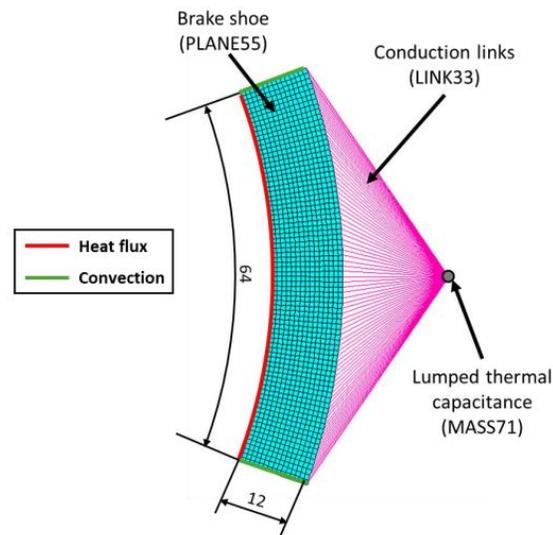


Figura 5.1: Modello ceppo e portaceppi ANSYS

Il modello della ruota invece è stato realizzato planare, assialsimmetrico e semplificato, con la quasi totalità del contorno a cui è stata aggiunta una condizione di bordo simulante la convezione termica e una minuta frazione a cui è stato imposto un flusso termico costante. Sono state realizzate due tipologie di simulazioni: nelle prime, sono state considerate le proprietà termiche costanti, mentre nelle seconde le proprietà termiche sono variabili. I risultati hanno portato ad una quasi perfetta sovrapposizione tra le curve di temperatura tra scala reale e scala ridotta, con temperature massime leggermente più alte in caso di proprietà termiche variabili per via della minore conducibilità termica e maggiore capacità termica. Le prove termiche sono anche state confermate dalle mappe termiche realizzate

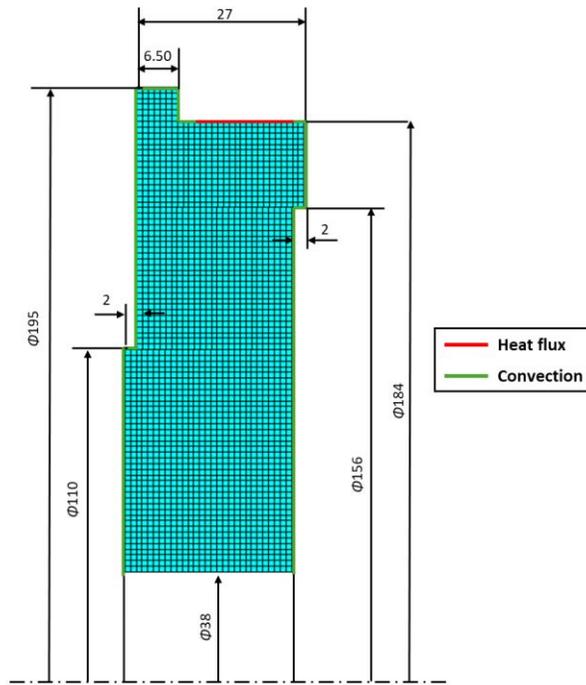


Figura 5.2: Modello ruota ANSYS

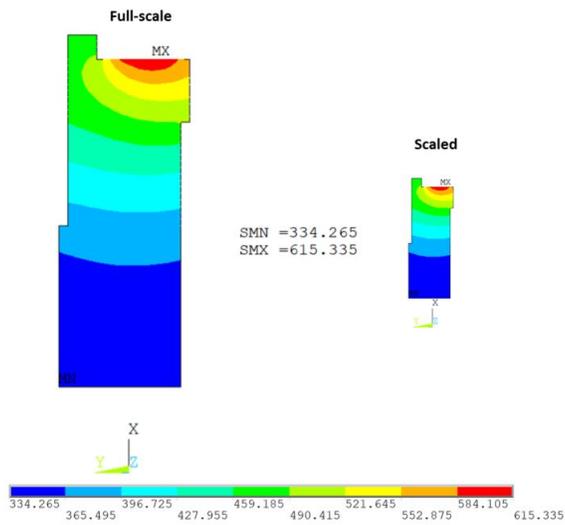


Figura 5.3: Mappa termica ruota

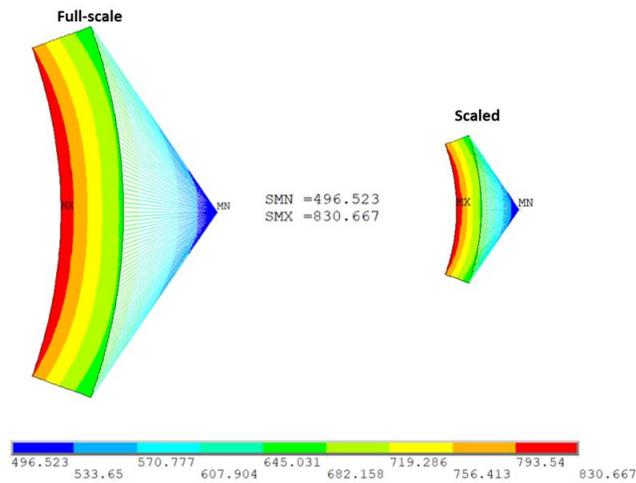


Figura 5.4: Mappa termica ceppo

### 5.3 Controllo del microscorrimento e applicazione del carico

Per il sistema di controllo del microscorrimento si è ritenuto opportuno scegliere la soluzione a doppio motore indipendente, poiché è la soluzione che garantisce maggiore accuratezza e controllo del microscorrimento.

Entrambi gli alberi sono potenzialmente dotati di servomotori DC sincroni a magneti permanenti ACM BRL 220 a 6 poli, che erogano una coppia massima di 450 Nm e hanno una coppia nominale di 150 Nm a 2000 rpm. La velocità massima di rotazione del motore è pari a 3000 RPM.

Entrambi i motori sono dotati di torsionometro integrato nel collegamento con l'albero.

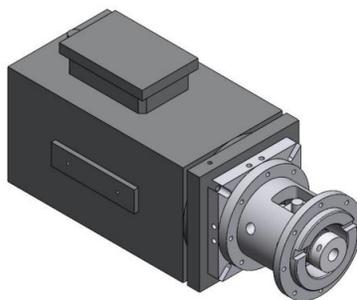


Figura 5.5: Servomotori DC sincroni a magneti permanenti ACM BRL 220

La scelta del sistema di applicazione del carico assiale è stata determinata dalla necessità di avere un carico costante anche in caso di cambio del raggio dei due dischi in caso di rimozione del materiale dai dischi in caso di usura, di conseguenza si è deciso di optare per molle precaricate. Le molle elicoidali utilizzate hanno una rigidezza pari a 29.87 N/mm, e assicura una variazione di carico pari al 2.4% quando viene raggiunto il massimo carico assiale pari a 5000 N

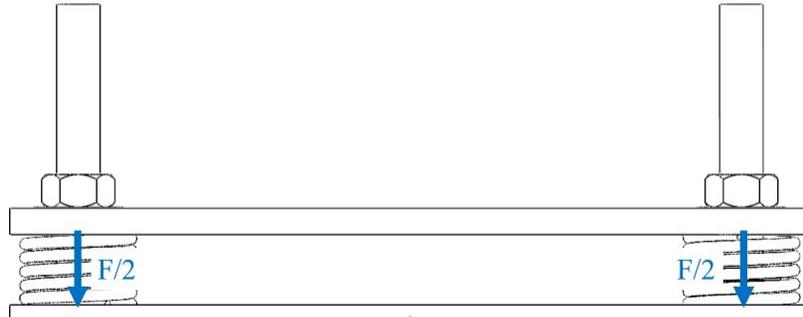


Figura 5.6: Schema forze applicate dalle molle

L'equivalenza tra le forze applicate dal sistema di carico assiale in chilogrammi segue la legge

$$F_N = \frac{1000 \cdot Q_{asse}}{2 \cdot \varphi_F} \quad (5.8)$$

Dove il carico asse è inteso come complessivo delle due molle.

## 5.4 Progettazione layout, dinamica e cinematica

Per la progettazione dinamica e cinematica e si è deciso di utilizzare come profili da replicare la ruota conforme alla norma ORE S1002, mentre la rotaia deriva dal profilo conforme alla norma UIC 60.

La realizzazione del modello in scala del disco che emula la rotaia deve necessariamente tenere conto dell'effetto generato dalla curvatura limitata del disco rispetto alla curvatura infinita della rotaia rettilinea. Per poter quantificare l'effetto della curvatura limitata appare necessario utilizzare le teorie di Hertz per calcolare l'area dell'ellisse di contatto, i cui semiassi sono esprimibili come

$$a = \alpha \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot R_{eq}}{E'}} \quad (5.9)$$

$$b = \beta \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot R_{eq}}{E'}} \quad (5.10)$$

Dove  $F$  è il carico normale, e  $E$ ,  $\alpha$  e  $\beta$  sono parametri che si ottengono attraverso i moduli di Young, Poisson e i raggi dei due dischi.

Attraverso un calcolo iterativo è stata determinata la curvatura laterale necessaria per ottenere un fattore di scala della pressione pari a 1, che risulta in un fattore di scala  $\varphi_{ab} = 24.98$ , che è di poco inferiore al valore aspettato inizialmente di 25. Come si può inoltre osservare dall'immagine

riportata, la modifica rispetto alla rotaia scalata è limitata; tuttavia, contribuisce a rendere più aderente al modello in scala reale.

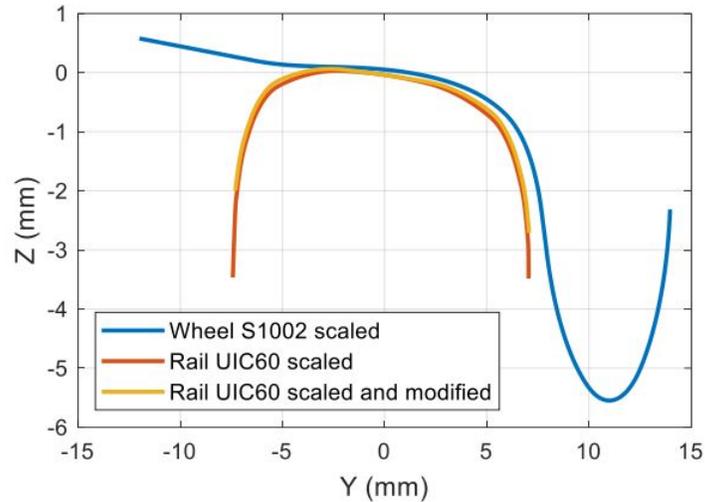


Figura 5.7: Profili dei dischi in scala

I coefficienti di attrito massimi e continuativi utilizzati sono pari a  $\mu_{max} = 0.6$  e  $\mu_{cont} = 0.4$ . Poiché il fattore di scala della velocità è pari a 1, necessariamente la velocità angolare dovrà essere maggiorata a causa della variazione del minore raggio.

La forza normale, la forza tangenziale e la coppia invece sono state calcolate applicando le seguenti forze, sapendo che il fattore di scala relativo alle forze è pari al quadrato del fattore della lunghezza. Di conseguenza, possiamo pure trovare la potenza

$$F_v = \frac{M \cdot g}{2\varphi_t^2} \quad (5.11)$$

$$F_t = \mu \cdot F_v \quad (5.12)$$

$$C_w = F_t \cdot r_t \quad (5.13)$$

$$P_w = C_w \cdot \omega_w \quad (5.14)$$

Qui sotto sono riportati tutti i valori relativi ai calcoli usati per l'emulazione di un treno merci.

Parametri	Simbolo	Valori
Carico per asse massimo [t]	$M$	22.5
Velocità periferica [km/h]	$v$	60
Velocità angolare [rpm]	$\omega_w$	1730
Carico verticale [N]	$F_v$	4415
Forza tangenziale massima [N]	$F_{tmax}$	2649
Forza tangenziale continuativa [N]	$F_{tcont}$	1766
Coppia massima [Nm]	$C_{\omega max}$	244
Coppia continuativa [Nm]	$C_{\omega cont}$	162
Potenza massima [kW]	$P_{max}$	49
Potenza continuativa [kW]	$P_{cont}$	29

Tabella 5.3: Parametri di funzionamento del motore

L'equivalenza tra la velocità del veicolo simulato e le velocità del disco della rotaia e del disco della ruota segue la legge, esprimendo la velocità dei dischi in giri al minuto e la velocità del veicolo in chilometri all'ora

$$n_{rotaia} = v_{veh} \cdot 20.095 \quad (5.15)$$

$$n_{ruota} = v_{veh} \cdot 28.832 \quad (5.16)$$

## 5.5 Design definitivo

In questa sezione viene descritto il design definitivo del banco Twin Disc assemblato presso il Laboratorio di Meccanica dei Trasporti del Politecnico di Torino, con particolare attenzione alla sensoristica utilizzata per l'acquisizione dati.

Durante le prove, è stato installato esclusivamente il motore che aziona il disco simulante la rotaia, mentre l'albero collegato al disco rappresentante la ruota è rimasto libero.

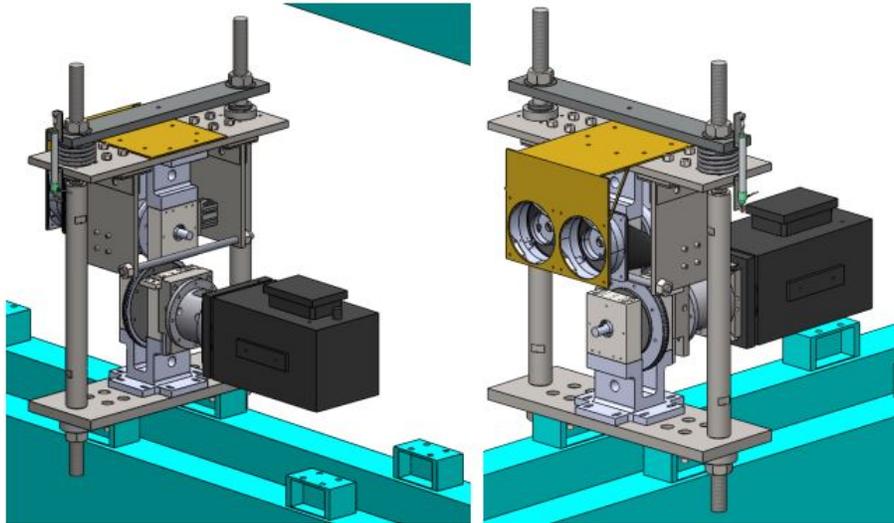


Figura 5.8: Modello CAD twin disc

Il sistema di carico del banco è costituito da due molle elicoidali sormontate da un supporto forato. Le molle scelte hanno una rigidezza pari a 29.87 N/mm, una lunghezza libera pari a 150 mm e un'altezza a pacco pari a 66.3 mm, risultando in una corsa utile pari a 83.7 mm. All'interno delle molle è presente un tirante filettato M40 che ha sia funzione strutturale del sistema, sia di applicazione del carico sia sul supporto sia sulle molle, attraverso due dadi di modulo M40. Maggiore è la compressione applicata sulle molle, maggiore è il carico esercitato sul twin disk. Il sistema di frenata è costituito da diversi componenti principali, qui di seguito elencati:

1. Piastra verticale forata, su cui è montato il cilindro freno
2. Piastra Orizzontale collegata al piatto verticale e al sistema di carico assiale. Questa piastra è dotata al centro di golfare verticale, adatto per la movimentazione della parte superiore del banco di prova
3. Tasselli di rinforzo
4. Cilindri pneumatici FESTO ADN-S-50-25-I-P-A che permettono l'accostamento dei ceppi alla rotaia, permettendo la frenata, la cui pressione massima è pari a 10 bar
5. Ceppi, disponibili in due materiali diversi: ghisa P10 e composito di tipo K
6. Portaceppo
7. Vite che blocca il portaceppo al cilindro freno
8. Cuscinetto orientabile a sfere skf 2200, dotato di due corone di sfere
9. Anello di sicurezza

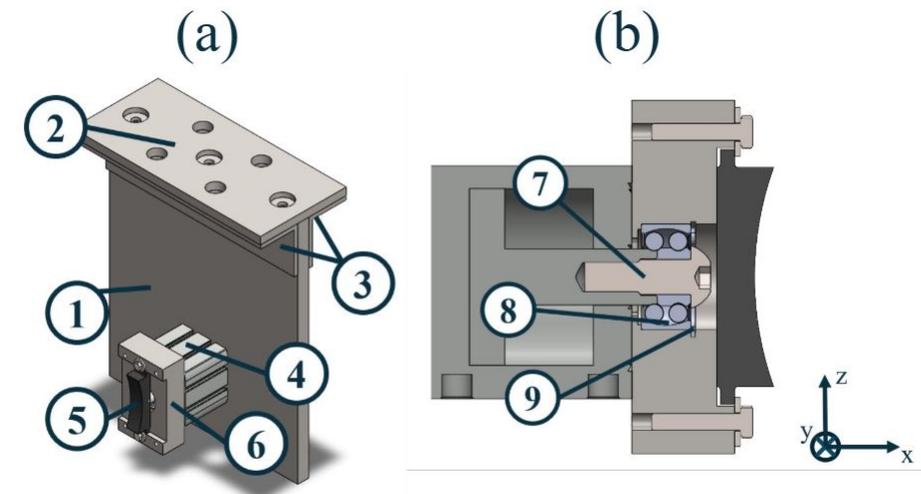


Figura 5.9: Dettagli del sistema frenante

Il cilindro pneumatico ha richiesto l'installazione di un impianto pneumatico composto da un distributore, un serbatoio e un compressore. Il distributore utilizzato è una valvola elettropneumatica proporzionale SMC ITV0050-3BS, la cui tensione di alimentazione è pari a 24 V, range di pressioni 0.01/9 bar regolabile attraverso una tensione di input pari a 0/10 V. La valvola proporzionale è dotata di una tensione di output, utilizzabile come tensione di feedback, di range 1/5 V.



Figura 5.10: Valvola elettropneumatica SMC ITV0050-3BS

Le guide lineari utilizzate sono le KFB40-B-PP-AS, prodotte da Schaeffler, ovvero guide lineari a sfere: esse hanno un diametro nominale pari a 40 mm, l'uso di cuscinetti a sfere riduce

notevolmente l' attrito e garantiscono elevata precisione, elevata rigidità e capacità di carico, lunga durata di esercizio e manutenzione ridotta.

Il progetto è stato modificato per includere delle ventole Orion Fans serie OD180APL-24H\*B, in modo da forzare la convezione termica per raffreddare la ruota e il punto di contatto tra ruota e rotaia, montate in uno stadio avanzato delle prove di laboratorio



Figura 5.11: Modello da banco assemblato in laboratorio

## 5.6 Sensori

L' utilizzo estensivo di sensoristica rappresenta un valore aggiunto del banco di prova realizzato nel laboratorio del Politecnico di Torino, poiché permette la realizzazione di numerose tipologie di prove e valori contro validati da sensoristica di feedback. Alcuni sensori sono fissi sul banco prova e sono stati impiegati in tutte le prove svolte in laboratorio, come il potenziometro, altri sensori sono stati impiegati solo in caso di specifica necessità, come la termocamera

### 5.6.1 Potenzimetro

Il potenziometro si trova montato esternamente tra le due piastre orizzontali attraverso l' utilizzo di due piastrine e ha come funzione la misura accurata della distanza tra le due piastre, variabile in base al precarico agente sul sistema. Il potenziometro utilizzato è il trasduttore lineare modello Gefran PZ 34, di corsa massima 50 mm, tensione di alimentazione 40 V e operabile in un range di temperature possibili tra  $-30^{\circ}/+100^{\circ}$  celsius



Figura 5.12: Potenzimetro Gefran PZ 34

L' impiego di un potenziometro ha permesso di correlare in maniera univoca e robusta il carico agente sulla sala simulata con la distanza tra le due piastre di supporto. È tuttavia necessario notare come il potenziometro misuri solo la distanza tra le due piastre da una estremità, di conseguenza è necessario garantire la perfetta planarità della piastra superiore attraverso altri strumenti non fissi. In alternativa, in futuro potrebbe essere installato un secondo potenziometro dall' altro lato, per confermare la planarità della piastra superiore, e dunque l' applicazione dello stesso carico dalle due parti

### 5.6.2 Cella di carico

La cella di carico è stata impiegata per misurare il carico applicato sui rulli attraverso il sistema di carico assiale. La cella di carico utilizzata è la FUTEK LLB400, che misura la forza applicata esclusivamente sul bottone centrale della faccia superiore



Figura 5.13: Cella di carico FUTEK LLB400

La cella di carico è realizzata in acciaio inossidabile 17-4 PH, e la tensione di alimentazione è pari a 10 VDC. Il carico nominale è di 454 Kg, di poco superiore al carico massimo applicato, che è pari a 400 Kg, inoltre la cella di carico presenta da catalogo una bassa non linearità, isteresi e non linearità, pari a 0.25%, così come la variazione dello zero dovuta dalla temperatura è estremamente ridotta, garantendo una buona affidabilità teorica per le prove. Per garantire l'effettiva applicazione del carico esclusivamente sul bottone centrale sono stati realizzati due supporti tramite fabbricazione additiva che ricalcano il profilo dei due dischi in acido poliattico, o PLA.



Figura 5.14: Supporti in PLA

### 5.6.3 Encoder

Per la misura della velocità di rotazione dei due dischi, sono stati impiegati due encoder Lika C80-H-2048ZCU430, posizionati sugli alberi su cui sono posizionati i due dischi.



Figura 5.15: Encoder Lika C80-H-2048ZCU430

La tensione di alimentazione può essere pari a 5 V o 10 V e la velocità angolare massima acquisibile è pari a 6000 RPM, che è molto inferiore rispetto alla velocità angolare massima a cui possono ruotare i motori utilizzati.

#### 5.6.4 Termocamera

Per le prove termiche è stata messa a disposizione dal gruppo di ricerca di meccanica dei materiali e delle giunzioni del Politecnico di Torino una termocamera ad alta risoluzione e ad alta frequenza di acquisizione FLIR x6900sc SLS. In tal senso è necessario ringraziare il gruppo di ricerca e in particolare la professoressa Martina Scapin, la dottoressa Marta Beltramo e il professore Lorenzo Petroni.



Figura 5.16: Termocamera FLIR x6900sc SLS

Il detector è un superreticolo a strati tesi con una sensibilità inferiore a 40 mK, un range di temperature misurabili in condizioni standard tra  $-20^{\circ}\text{C}$  e  $350^{\circ}\text{C}$ , con setting che possono permettere alla termocamera di arrivare a misurare temperature fino a  $3000^{\circ}\text{C}$  e un'accuratezza di  $\pm 2^{\circ}\text{C}$  o 2%. Le criticità principali della termocamera sono legate alla fragilità della termocamera, che in caso di caduta rischia di subire danni molto gravi, e al peso elevato pari a 6,35 kg. Per ovviare a queste problematiche è stato necessario montare un piano di supporto che possa ospitare in maniera stabile e affidabile la termocamera durante l'esecuzione delle prove



Figura 5.17: Termocamera montata sul supporto

## 5.7 Schede di acquisizione dati

Le schede di acquisizione dati utilizzate sono le NI 6009 realizzate dalla National Instruments.



Figura 5.18: Schede di acquisizione dati NI 6009

Queste schede possiedono 32 Pinout di diverso genere:

- AI <0..7>: 8 Inputs analogici, divisi in 4 in positivi a 4 negativi, con gli input positivi 0.0, 0.1, 0.2 e 0.3 collegati con gli input negativi 0.4, 0.5, 0.6 e 0.7.
- AO <0,1>: 2 output analogici
- P<0,1>, <0..7> : 12 porte I/O digitali configurabili individualmente sia come Input sia come Output.
- PFI 0: porta configurabile sia come trigger digitale sia come event counter
- +2.5 V: riferimento di tensione esterna pari a 2.5 V che eroga una tensione di riferimento per valutare l' integrità delle protezioni esterne
- +5 V: Erogatore di potenza elettrica, di tensione +5V e corrente di range 0 mA / 200 mA

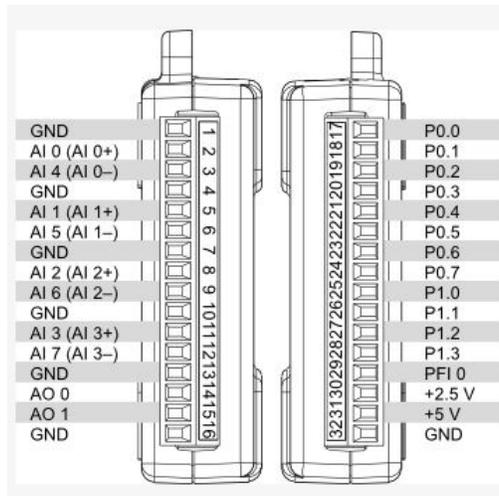


Figura 5.19: Dettaglio pinout NI 6009

## 5.8 Ambiente Labview

La comunicazione tra le schede di acquisizione, i sensori e i computer è affidata alle VI realizzate in ambiente LabVIEW.

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) è un ambiente di sviluppo grafico creato da National Instruments (NI), utilizzato soprattutto in ambito ingegneristico, scientifico e industriale.

A differenza dei linguaggi di programmazione testuali (C, Python, Java, ecc.), LabVIEW si basa su un linguaggio grafico chiamato G: il programmatore non scrive istruzioni testuali, ma costruisce diagrammi collegando blocchi funzionali e flussi di dati.

È molto diffuso in:

- Automazione e controllo di macchinari e processi industriali
- Acquisizione dati (DAQ) da sensori e strumenti
- Misure elettroniche e test di laboratorio
- Robotica e meccatronica
- Sistemi embedded e IoT

I programmi sviluppati in ambiente LabVIEW si chiamano VI, cioè Virtual Instrument, composti da due ambiente principali:

- Il Front Panel, ovvero l' interfaccia utente del programma. All' interno del front panel è possibile trovare sia i controlli, che possono assumere la forma di pulsanti, slider, manopole, caselle di testo, sia gli indicatori, che possono essere display numerici, grafici e LED booleani



Figura 5.20: Esempio di front panel su Labview

- Il Block Diagram, dove si costruisce l' algoritmo attraverso l' inserzione di elementi logici. Le principali tipologie di blocchi logici che possono essere inseriti sono
  - Vettori e stringhe
  - Operatori numerici e booleani
  - Strutture, ovvero contenitori grafici che permettono di organizzare il flusso di esecuzione del programma, come i cicli while e gli event structure
  - Funzioni e strumenti che permettono di leggere e scrivere dati su file
  - Temporizzatori
  - Daq assistant, attraverso cui è possibile configurare e utilizzare le schede DAQ della National Instruments o le schede compatibili. Permettono di riconoscere automaticamente le schede DAQ installate, acquisire e generare segnali analogici e digitali, e configurare parametri dei sensori e attuatori

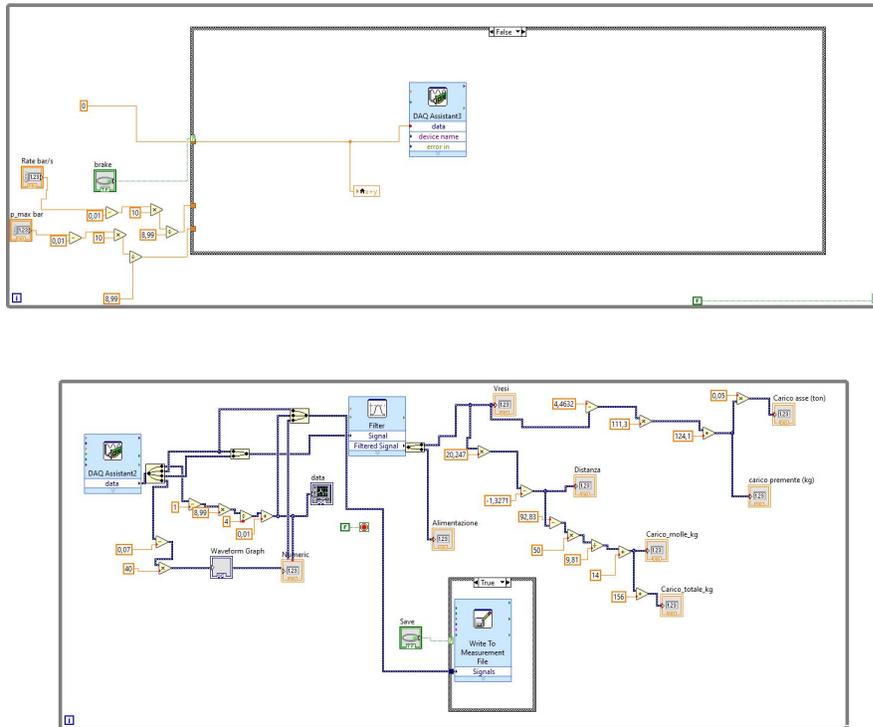


Figura 5.21: Esempio di back panel su Labview

### 5.8.1 Protocollo di comunicazione TCP/IP Modbus

Una delle necessità registrate per la realizzazione delle VI per il banco di prova è stata la necessità di riuscire a comunicare tra la VI e il motore del banco, collegati mediante rete cablata. Per superare questa criticità si è utilizzato il protocollo di comunicazione TC/IP Modbus.

Modbus è un protocollo di comunicazione industriale introdotto da Modicon, oggi Schneider Electric, per semplificare lo scambio di dati tra dispositivi destinati all'automazione; il protocollo di comunicazione TCP/IP rappresenta la sua evoluzione nata per accomodare la tecnologia all'utilizzo di cavi ethernet e stack TCP/IP.

Modbus adotta una filosofia client-server, dove il client rappresenta il dispositivo che avvia la comunicazione, invia le richieste e attende le risposte, mentre i server ricevono le richieste ed elaborano i dati. La comunicazione tra i due dispositivi è di tipo request/response in cui il client invia una richiesta e il server restituisce una risposta con i dati richiesti o la conferma dell'azione. All'interno del banco di prova, il client è rappresentato dal computer su cui è presente la VI, mentre il server è rappresentato dal motore.

Modbus TCP/IP sfrutta il transmission control protocol, o TCP, che gestisce automaticamente la segmentazione dei dati, controllo di errore, ordinamento e gestione del flusso, in particolare

utilizzando per impostazione predefinita la porta TCP 502 che facilita l'interoperabilità tra dispositivi di produttori diversi e l'integrazione in reti esistenti.

In definitiva, appare chiaro come l'utilizzo di Modbus TCP/IP garantisca elevata compatibilità, affidabilità, scalabilità e flessibilità, ideali per il banco di prova preso in esame. Per poter rendere compatibile l'ambiente di LabVIEW è stato necessario installare il toolkit di funzioni "NI Modbus library"

## Capitolo 6

# Calibrazioni e prove sperimentali

In seguito alla progettazione del design definitivo del banco di prova e del relativo assemblaggio, è stato necessario calibrare i sensori e gli strumenti utilizzati per realizzare le prove del banco [58]; in seguito, si è passato alla realizzazione delle prove vere e proprie. Ogni tipologia di calibrazione e prova ha richiesto una diversa VI, che verrà descritta estensivamente in base alle peculiarità di ogni programma realizzato.

### 6.1 Calibrazione sistema di carico del banco

La prima calibrazione effettuata al banco di prova è stata la calibrazione relativa al sistema di applicazione di carico: l'obiettivo era ottenere una correlazione tra lunghezza misurata attraverso il potenziometro, l'effettiva distanza tra le due piastre di supporto orizzontali e il carico verticale applicato tramite le molle precomprese.

#### 6.1.1 Procedimenti di preparazione del banco

Per poter effettuare le misure necessarie è stato necessario preparare il banco per poter inserire la cella di carico in maniera sicura e in una posizione tale da garantire l'ottenimento di misure affidabili

1. Il primo step necessario è stato sganciare il potenziometro dalla sua sede sulla piastra superiore del sistema di carico assiale, lasciandolo pendulo alla sua sede presente sulla piastra inferiore
2. Sono svitare le due viti M40 dai tiranti filettati e le rondelle sottostanti, così da poter poi rimuovere la piastra superiore
3. A carroponete ancora spento sono state agganciate le bindelle del carroponete al golfare presente sulla piastra orizzontale inferiore



Figura 6.1: Banco di prova in seguito al punto 3 della preparazione

4. Un operatore (Abilitato all'uso del carrozzone attraverso il possesso della relativa abilitazione carrellista ai sensi del decreto legislativo. 81/2008 in materia di tutela della salute e della sicurezza nei luoghi di lavoro) ha quindi usato il carrozzone per poter alzare il banco di prova e permettere le lavorazioni in sicurezza.
5. Sono stati montati i due supporti in PLA sui due dischi, in modo tale che siano verticalmente allineati
6. La ruota superiore è stata bloccata attraverso vincoli esterni, in modo che i due supporti risultino allineati
7. La cella di carico è stata posizionata sul supporto inferiore e, in caso di misura di carico diversa da zero, sono stati resettati gli offset sulla cella di carico
8. L'operatore abilitato ha fatto scendere la parte superiore del banco di prova precedentemente sollevata, così da avere il supporto superiore interamente appoggiato sul bottone della cella di carico. Questa operazione è stata estremamente delicata, sia poiché ci si doveva assicurare sia che il carico poggiasse interamente sul bottone della cella di carico (facilmente verificabile visivamente assicurandosi che vi fosse sempre uno spazio libero tra il supporto superiore e le superfici della cella di carico che non fossero il bottone), sia poiché in caso di movimenti bruschi del carrozzone si rischiava il danneggiamento dei supporti e della cella di carico

9. Sono state sganciate le bindelle del carroponne dal golfare della piastra inferiore
10. È stata riposizionata la piastra superiore, le rondelle e i dadi, senza però che esse esercitassero un carico sul banco di prova, ed è stato infine riagganciato il potenziometro sulla sua sede presente sulla piastra superiore
11. Con ancora i dadi non avvitati, è stato calcolato il peso proprio del banco di prova attraverso la cella di carico

### 6.1.2 Procedimento di calibrazione

Il procedimento di calibrazione è avvenuto ripetendo più volte i seguenti passaggi, partendo da un carico iniziale pari al peso proprio del banco di prova:

1. Avvitando i due dadi M40, si applica velocemente un carico che sia il più vicino possibile al valore desiderato.
2. Attraverso l'ausilio di un calibro che misura la distanza tra le due piastre di supporto, si assicura che il carico applicato sulle due molle sia lo stesso

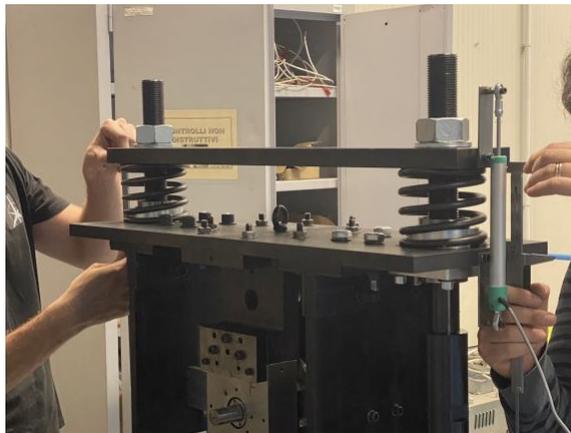


Figura 6.2: Misurazioni tramite calibro

3. In caso di diversa lunghezza misurata sui due lati, si avvita o svita la molla il cui valore di carico diverge di più dal valore desiderato. I serraggi e le misurazioni sono stati eseguiti sempre dagli stessi operatori, poiché era desiderabile aumentare la costanza delle misurazioni prese.
4. Si ripetono i passaggi 2 e 3 finché le due distanze misurate non siano uguali
5. Una volta assicurata la planarità del supporto superiore, si registrano la lunghezza ottenuta tramite i calibri, i dati dalla cella e i dati provenienti dal potenziometro
6. Si aumenta il nuovo valore di carico di riferimento, e si ripete il procedimento dal punto 1.

7. Nonostante le prove verranno eseguite con un carico massimo pari a 450 kg, equivalenti a 22.5 tonnellate in scala reale, si è deciso di aumentare il carico fino ad un valore massimo di 500 kg, equivalenti a 25 tonnellate in scala reale. Una volta raggiunto il carico massimo, si esegue lo stesso procedimento ma andando man mano a scaricare il banco fino ad arrivare al peso proprio del banco di prova

Questo procedimento è stato ripetuto tre volte, così da ottenere per ogni valore di carico di riferimento 6 misurazioni differenti.

### 6.1.3 Ambiente LabVIEW

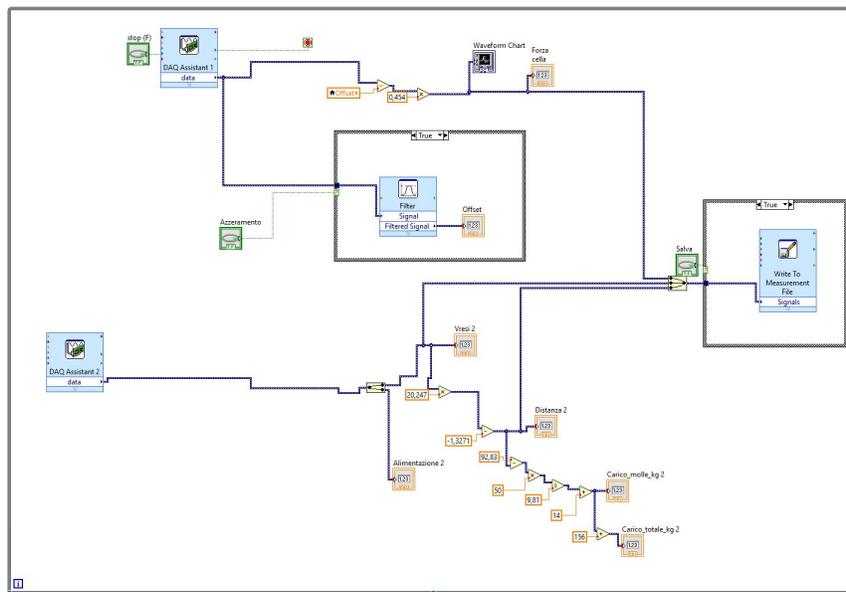


Figura 6.3: front view VI usata per la calibrazione del potenziometro

In questa VI l'intero programma a blocchi è contenuto in un unico ciclo while, in cui la condizione di loop è determinata dalla variabile di stop del Daq Assistant, che registra la forza proveniente dalla cella di carico e attivabile attraverso il controllore booleano “stop”. Il Daq assistant è stato settato per ricevere la forza misurata in libbre, l'unità di misura predefinita della cella di carico, e effettua in maniera continua misurazioni con una frequenza di campionamento pari a 2 Hz. Attraverso il controllore booleano “azzeramento” è possibile attivare una case structure, che attraverso un filtro che calcola la media mobile della tensione proveniente dalla cella di carico può calcolare l'offset della cella di carico, che verrà mostrata poi a schermo attraverso il display numerico “offset”. Alla forza di output della cella di carico deve essere sottratto l'offset misurato, e poi moltiplicato per il fattore di conversione tra chili e libbre; questo valore è poi mostrato a schermo tramite il display numerico “forza cella” e un grafico ad onde.

Il DAQ Assistant 2 registra la tensione di alimentazione e la tensione di output erogata dal potenziometro: Entrambe le misure sono effettuate in volts, con frequenza di campionamento pari a 2 Hz e sono mostrate a schermo attraverso i display numerici “Alimentazione 2” e “Vresi 2” . Il valore della tensione di output è poi convertito nella relativa corsa del potenziometro e, conoscendo la legge di conversione calcolata attraverso le formule teoriche, nel valore di carico applicato dalle molle e il carico totale applicato includendo il peso proprio del banco; tutti valori sono poi stati riportati a schermo attraverso i display numerici “Distanza 2” , “Carico\_molle\_kg 2” e “Carico\_totale\_kg 2” . È importante considerare che i valori letti su ”Carico molle\_kg 2” e ”Carico\_totale\_kg 2” sono valori puramente teorici e i valori effettivamente utilizzati durante le prove verranno ricavati attraverso la calibrazione che sta venendo effettuata. È infine presente un booleano “Salva” che, quando premuto, attiva uno structure case che salva su una cartella predefinita del computer un file contenente la forza agente sulla cella, la tensione di output del potenziometro e la corsa del potenziometro, in ottemperanza del punto 5 del procedimento della calibrazione.

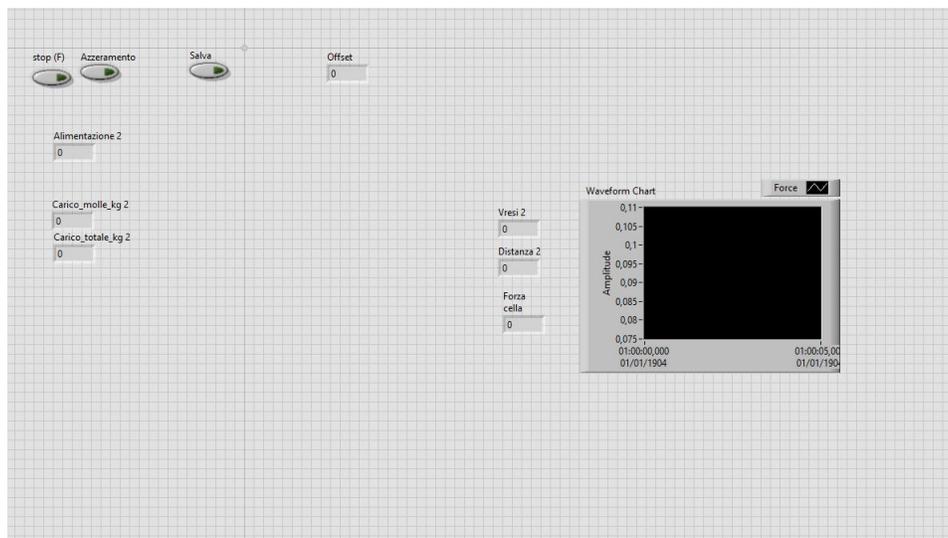


Figura 6.4: front panel VI usata per la calibrazione del potenziometro

#### 6.1.4 Risultati

All'appendice sono presenti le tabelle con tutte le misurazioni effettuate. Attraverso i dati ottenuti dalla calibrazione, sono stati interpolati i dati ottenuti tramite il software Microsoft Excel per ottenere le curve di taratura che legano ad ogni procedimento di carico e scarico la forza misurata dalla cella in chili e la distanza misurata dal potenziometro in millimetri.

Le quattro curve hanno le seguenti equazioni:

- prima prova di carico

$$F = -5.5576 \cdot d + 630.58 \quad (6.1)$$

Coefficiente di determinazione  $R^2 = 0.995$

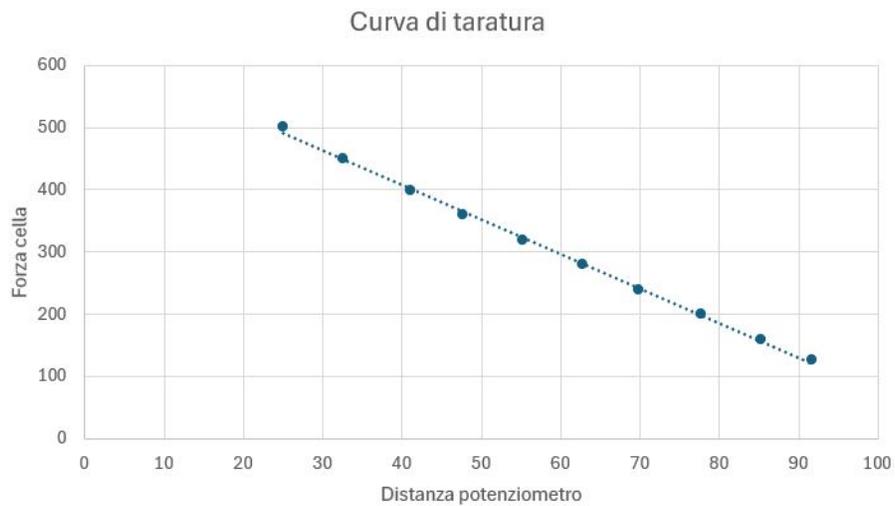


Figura 6.5: Curva di taratura prima fase di carico

- Prima prova di scarico

$$F = -5,5282 \cdot d + 633,57 \quad (6.2)$$

Coefficiente di determinazione  $R^2 = 0.9994$

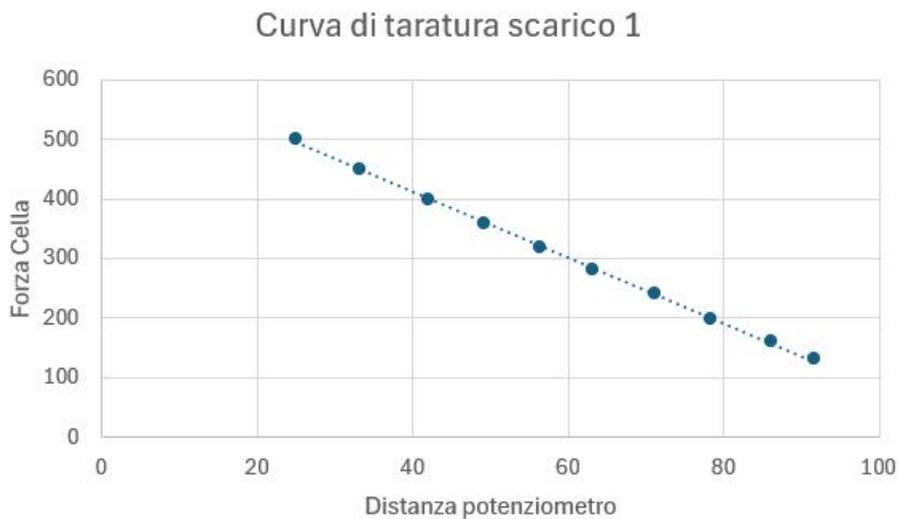


Figura 6.6: Curva di taratura prima fase di scarico

- Seconda prova di carico

$$F = -5,5576 \cdot d + 628,76 \quad (6.3)$$

Coefficiente di determinazione  $R^2 = 0.9983$

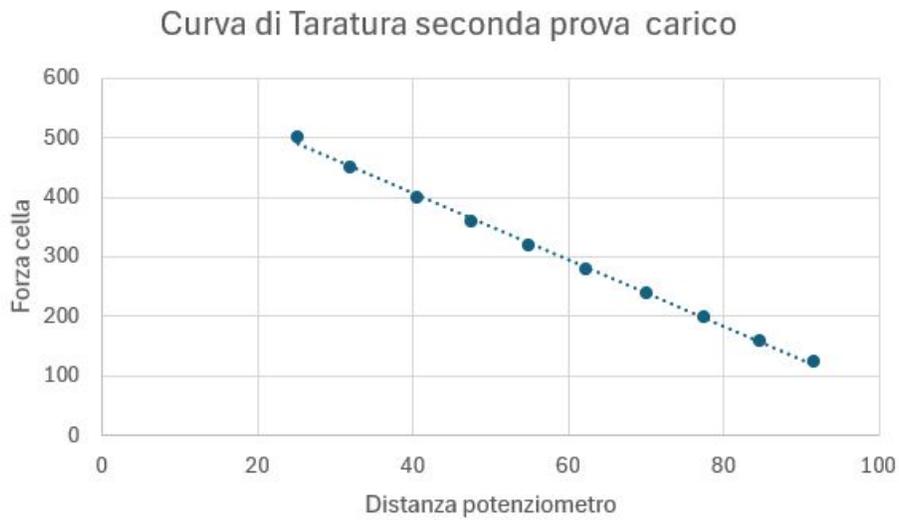


Figura 6.7: Curva di taratura seconda fase di carico

- Seconda prova di scarico

$$F = -5,4954 \cdot d + 634,24 \quad (6.4)$$

Coefficiente di determinazione  $R^2 = 0.9992$

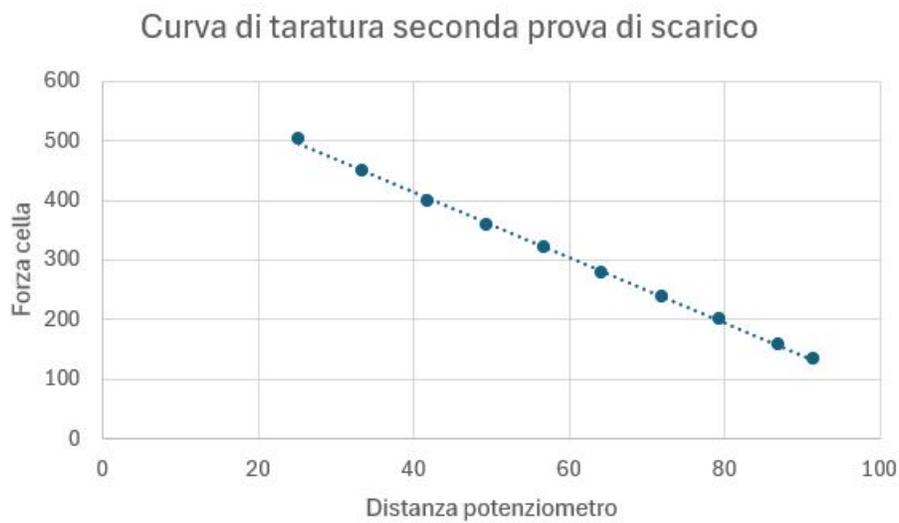


Figura 6.8: Curva di taratura seconda fase di scarico

- Terza prova di carico

$$F = -5,5013 \cdot d + 628,74 \quad (6.5)$$

Coefficiente di determinazione  $R^2 = 0.9995$

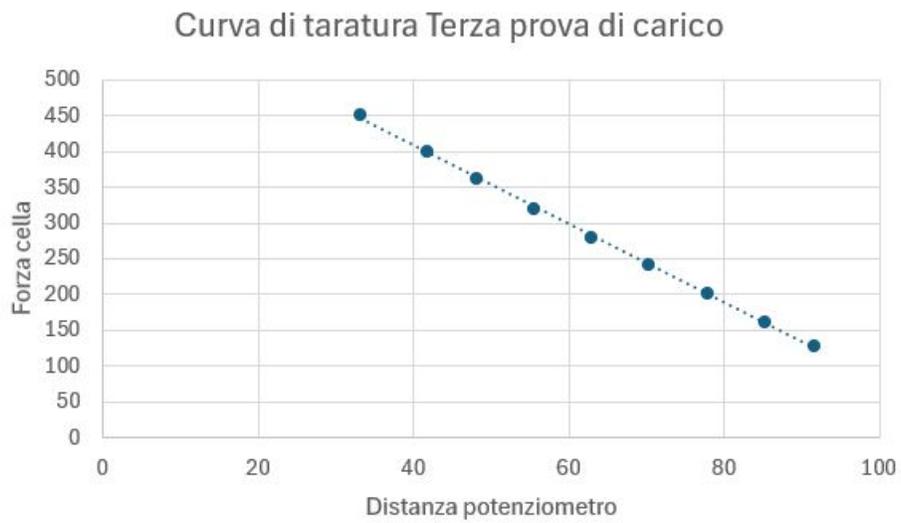


Figura 6.9: Curva di taratura terza fase di carico

- Terza prova di scarico

$$F = -5,506 \cdot d + 628,13 \quad (6.6)$$

Coefficiente di determinazione  $R^2 = 0.9995$

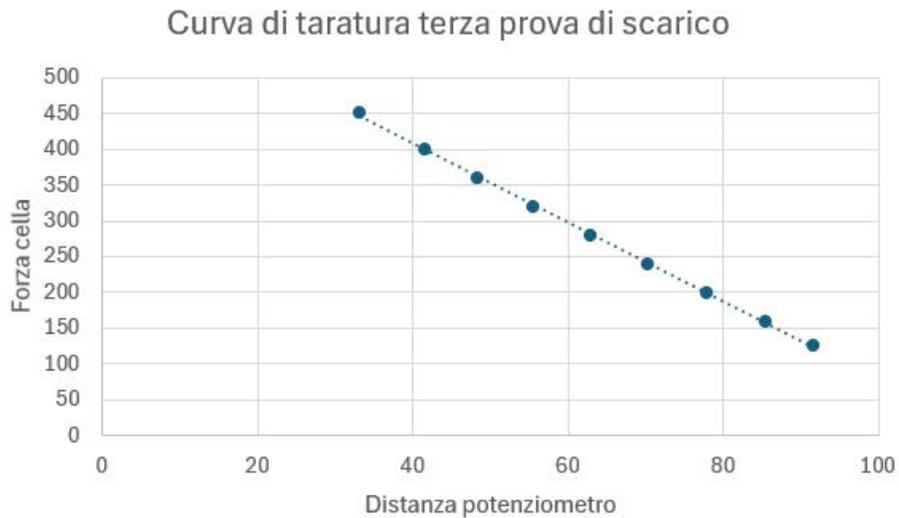
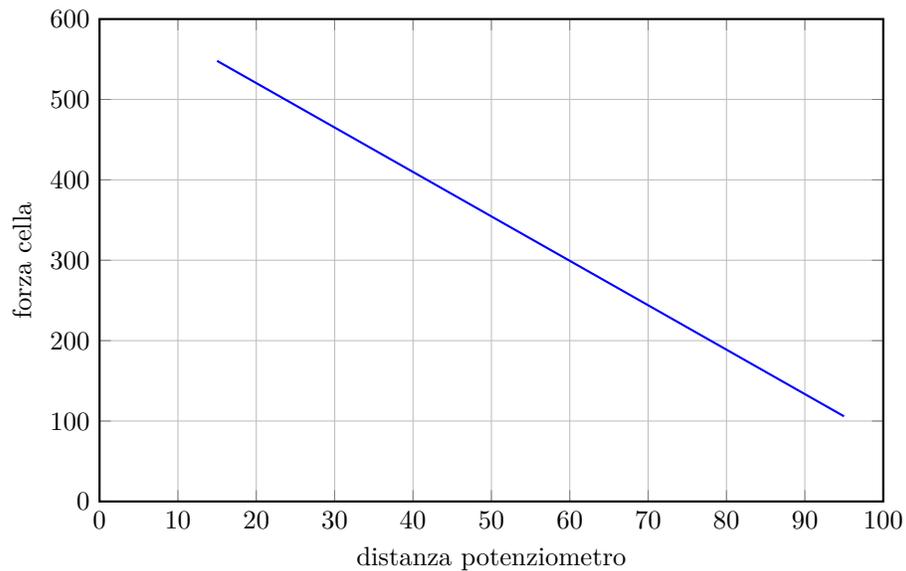


Figura 6.10: Curva di taratura terza fase di scarico

Come è possibile verificare, le tre curve di taratura presentano equazioni estremamente simili e il valore molto elevato del coefficiente di determinazione indica un indice di linearità estremamente elevato. Attraverso un'analisi dati su Matlab, è stato possibile ricavare la retta di equazione

$$F = -5.5259 \cdot d + 630.86 \quad (6.7)$$

Con indice di determinazione  $R^2 = 0.9983$



Attraverso questa calibrazione è quindi possibile correlare in maniera esatta la distanza misurata tramite il potenziometro con il carico verticale esercitato.

## 6.2 Calibrazione cilindro freno

In seguito alla calibrazione del sistema di carico del banco, si è reso necessario calibrare il cilindro freno per trovare una correlazione tra la pressione esercitata dal cilindro freno e la forza effettivamente applicata sul cerchione della ruota da parte del ceppo, non essendo presente un sensore che rilevi la forza frenante sul ceppo. Per eseguire questa rilevazione è stata usata la cella di carico FUTEK LLB400 precedentemente descritta e si è deciso di calibrare esclusivamente il ceppo di sinistra, poiché i due cilindri freno sono nominalmente identici e si è supposto che non ci fossero difetti che possano rendere il comportamento dei due cilindri diverso

### 6.2.1 Procedimenti di preparazione del banco

Come per la calibrazione del sistema di carico, è stato necessario adattare il banco alle necessità del banco di prova

1. È stato azzerato l'offset della cella di carico attraverso l'ambiente LabVIEW
2. Si sono allentate le viti che tiene bloccato un ceppo così da poter rimuovere il ceppo
3. La cella di carico è stata inserita tra il cerchione della ruota e il portaceppi, con la superficie che presenta il bottone rivolto verso la ruota, facendo attenzione che l'intero contatto tra la cella di carico e il cerchione della ruota avvenga sul bottone



Figura 6.11: Cella di carico posizionata tra portaceppo e cerchione

## 6.2.2 Procedimento di calibrazione

Di seguito viene descritto il procedimento di calibrazione

1. Si procede ad azionare il cilindro freno ad una pressione di 1 bar, che ha il ruolo di prima pressione di target
2. Si aumenta la pressione di target 0.5 bar e si effettua una nuova misurazione
3. Si procede fino al raggiungimento della pressione di 4.3 bar, che rappresenta l'ultimo valore di pressione target.

## 6.2.3 Ambiente LabVIEW

Come possiamo osservare da una breve analisi del diagramma a blocchi, la VI è notevolmente più complessa rispetto a quella utilizzata per la calibrazione del potenziometro.

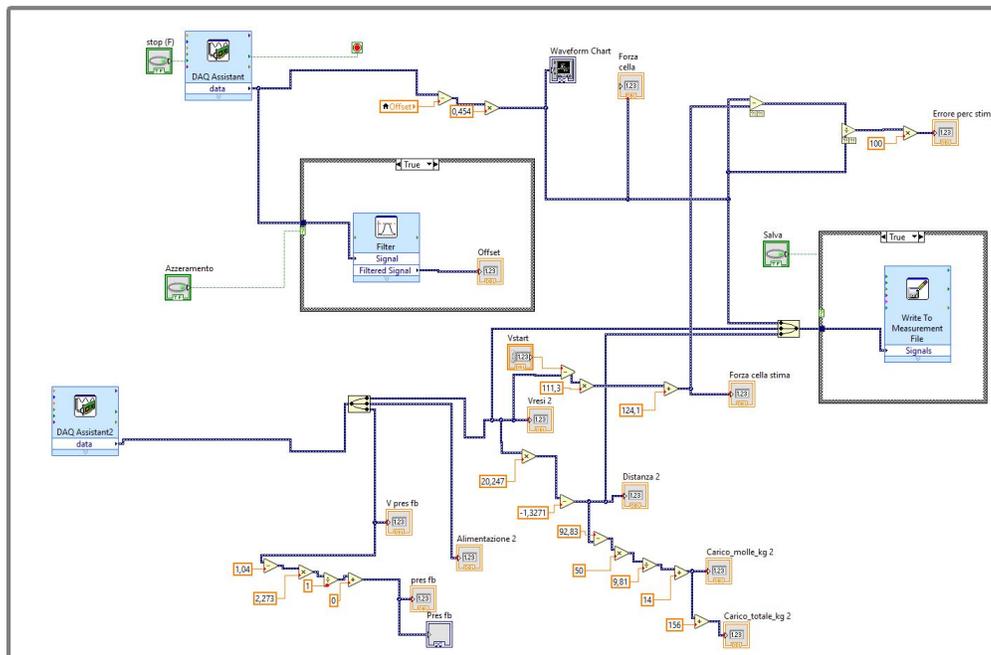


Figura 6.12: Diagramma a blocchi VI calibrazione cilindro freno (parte superiore)

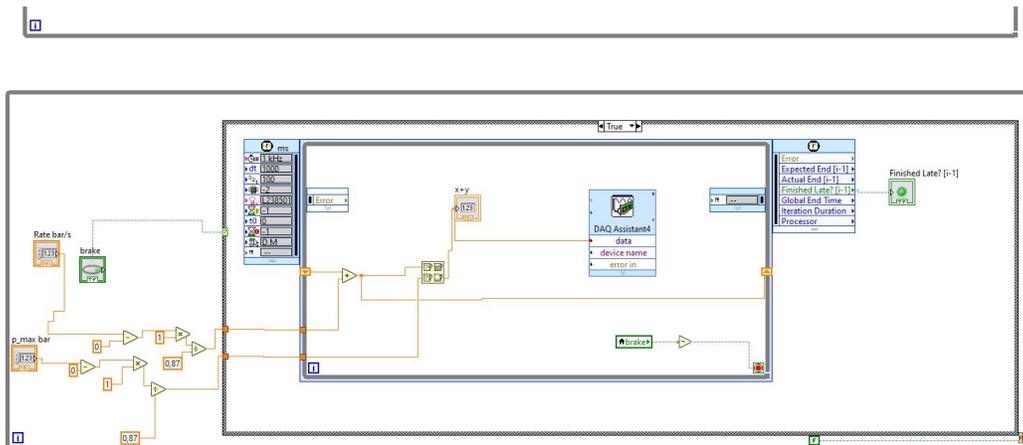


Figura 6.13: Diagramma a blocchi VI calibrazione cilindro freno (parte inferiore)

L'intero programma è contenuto in due cicli loop, quello superiore incaricato di gestire la registrazione dei dati provenienti dal potenziometro, la cella di carico e il cilindro freno e l'altro incaricato di inviare gli output al cilindro freno. Il primo loop presenta come loop condition lo stop del DAQ Assistant, incaricato di misurare la forza della cella e attivabile attraverso il controllore booleano "Stop (F)". Il DAQ Assistant campiona in maniera continua con una frequenza di acquisizione pari a 2 Hz e registra il valore di forza misurato in libbre. Attraverso il Controllore booleano "Azzeramento" è possibile attivare lo structure case in cui è contenuto il filtro media mobile incaricato di misurare l'offset e di visualizzarlo a schermo attraverso il display numerico "Offset". Alla forza misurata dalla cella deve essere sottratto l'offset e deve essere convertito in chilogrammi prima di essere mostrato a schermo attraverso un grafico ad onda e su un display numerico. Sempre nello stesso loop è presente il DAQ Assistant2, che registra i valori di tre differenti tensioni, sempre in maniera continua con frequenza di acquisizione pari a 2 Hz: la tensione di feedback proveniente dal cilindro freno, La tensione di alimentazione del potenziometro e la tensione di output del potenziometro. La tensione di feedback del potenziometro viene mostrata a schermo sul display "V pres fb" e convertita in una pressione di feedback attraverso l'equazione ricavata da precedenti calibrazioni della valvola proporzionale e mostrata a schermo tramite il display "pres fb"; mentre la tensione di alimentazione è mostrata a schermo tramite il display "Alimentazione 2". La tensione di output del potenziometro viene mostrata a schermo come "V resi 2" e convertita nella lunghezza misurata, carico molle e carico totale, per poi essere mostrati a schermo tramite i display numerici "Distanza 2", "Carico\_molle\_kg 2" e "Carico\_totale\_kg 2". Un passaggio fondamentale consiste nell'utilizzare la tensione di output per ricavare una stima della forza che dovrebbe misurare la cella per poi confrontarla con l'effettivo valore misurato nella cella, che poi viene mostrato a schermo come "Errore perc stima". Attraverso il controllore booleano "salva" è possibile attivare lo structure case che salva i valori della forza misurata nella cella, la tensione di output del potenziometro e la lunghezza misurata del potenziometro

Il secondo loop presenta due controllori numerici: il controllore "p\_max bar" che impone la pressione massima esercitata sul cilindro freno e il controllore "rate bar/s" che impone la velocità

con cui la pressione al cilindro freno arriva al valore massimo precedentemente impostato. Entrambi i valori sono convertiti nelle tensioni equivalenti ricavate attraverso la calibrazione per controllare in tensione la valvola proporzionale. All'interno del loop è presente un controllore booleano "brake" che attiva il case structure deputato ad attivare la timed structure che regola la frenatura del banco di prova: all'interno di questa structure infatti è presente il DAQ assistant4 che è collegato alla valvola proporzionale. La condizione di false del case structure è inoltre la loop condition dell'intero ciclo loop. In caso di criticità intercorse durante la frenatura si attiva il bottone booleano "Finished late"

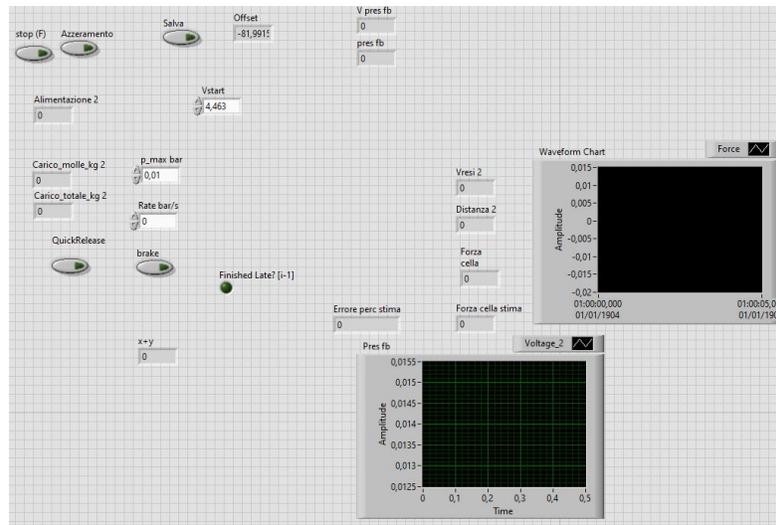


Figura 6.14: front view della VI relativa alla calibrazione del cilindro freno

## 6.2.4 Risultati

In seguito verranno riportate le curve di taratura relative ad ogni prova di carico, che correlano la pressione di feedback misurata dal cilindro freno con la forza misurata dalla cella di carico

- Prima serie di carico

$$F = 19.027 \cdot p_{fb} + 0.6179 \quad (6.8)$$

Coefficiente di determinazione  $R = 0.9985$

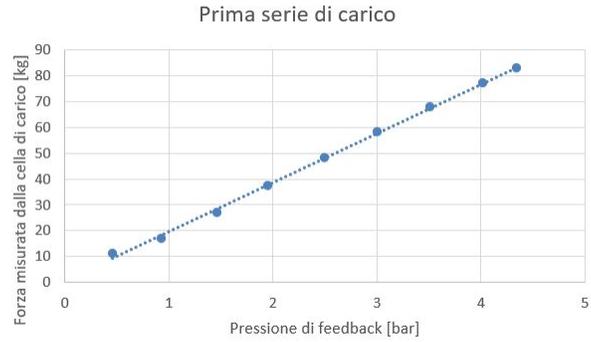


Figura 6.15: Prima serie di carico calibrazione cilindro freno

- Seconda serie di carico

$$F = 18.925 \cdot p_{fb} + 0.9301 \quad (6.9)$$

Coefficiente di determinazione  $R = 0.9984$

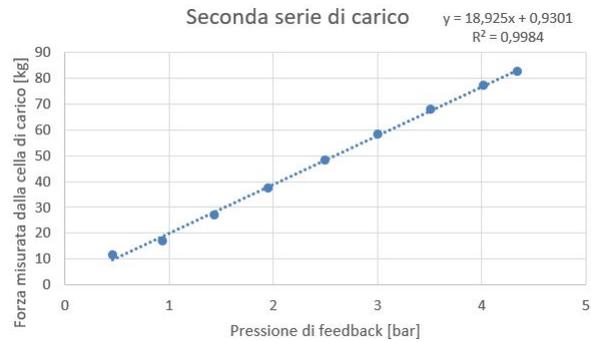


Figura 6.16: Seconda serie di carico calibrazione cilindro freno

- Terza serie di carico

$$F = 19.007 \cdot p_{fb} + 0.7719 \quad (6.10)$$

Coefficiente di determinazione  $R = 0.9981$

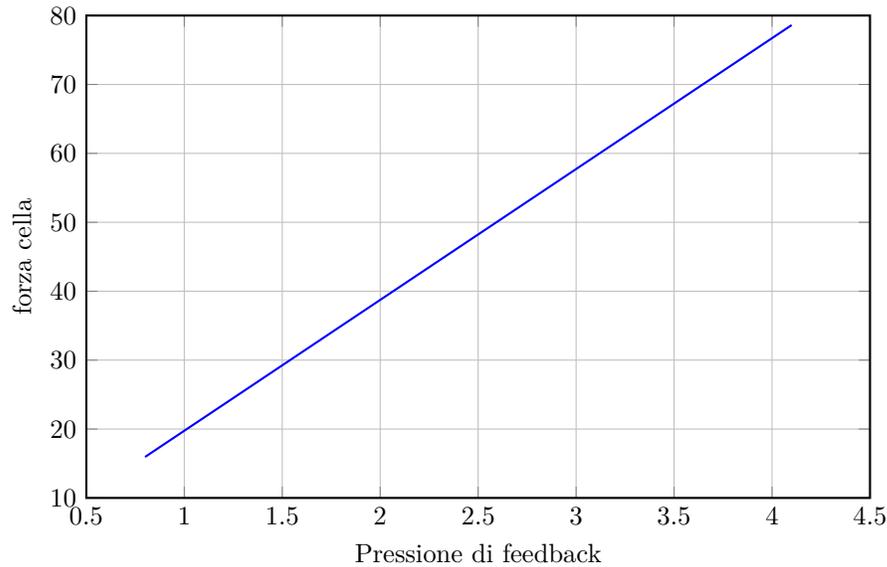


Figura 6.17: Terza serie di carico calibrazione cilindro freno

I risultati osservati presentano un'elevatissima ripetibilità e linearità, mostrando performance estremamente positive. Mediando i valori di feedback e di forza, è stata ottenuta una curva di taratura unica, descritta dalla seguente equazione:

$$F = 18,989 \cdot p_{fb} + 0,7608 \quad (6.11)$$

Coefficiente di determinazione  $R = 0.9983$



### 6.3 Prove di attrito e usura

In seguito alle calibrazioni effettuate, si è iniziato con le prime prove vere e proprie con il banco di prova, che consistono nella prova di attrito e usura, con l'obiettivo di ricavare il coefficiente di

attrito tra i ceppi, sia quelli in ghisa sia quelli in materiale composito, e la ruota durante la fase di frenatura, e il fattore di usura in volume, definito come il rapporto tra il volume perso durante i cicli di frenatura e l'energia dissipata durante i suddetti cicli di frenatura

$$U = V_{us}/E_{tot} \quad (6.12)$$

### 6.3.1 Preparazione del banco

1. Per preparare il banco alle misurazioni si è modificato il banco con una rimozione di un cilindro freno, così da cambiare il setup del sistema frenante da un freno 2 Bg a 1 Bg, dotato di un unico ceppo frenante. Questo è stato eseguito perchè durante la frenata 2 Bg non è possibile prevedere a priori il contributo che i due ceppi avranno sull'azione frenante, dunque risulta complicato effettuare una relazione univoca tra il coefficiente di usura e la forza frenante. Questa considerazione è stata convalidata da alcune prove preliminari, in cui i due ceppi hanno mostrato superfici d'usura differenti dopo alcuni processi di frenatura.



Figura 6.18: Dettaglio banco di prova con configurazione freni 1 bg

2. Sono state montate le ventole di raffreddamento, in quanto per la prima volta l'esigenza di raffreddare i ceppi e le ruote è diventato importante per ottenere prove affidabili e per non danneggiare il banco di prova.
3. è stato azzerato l'offset presente sugli encoder

### 6.3.2 Prove di ripetibilità

Un aspetto cruciale della validazione dei dati ottenuti da un banco di prova è la verifica della costanza dei risultati, dunque si è ritenuto necessario effettuare un insieme di test con l'obiettivo di verificare la ripetibilità dei dati ottenuti.

Sono stati effettuati due cicli sperimentali, entrambi condotti con ceppi in ghisa, uno sul ceppo di destra uno sul ceppo di sinistra, entrambi costituiti da quattro frenate consecutive della durata di 70 secondi, con velocità pari a 800 RPM (equivalenti a 40 km/h di velocità del veicolo in scala reale) e pressione nel cilindro freno di 1 bar, seguite da una frenata di 90 secondi senza l'ausilio di

sistemi refrigeranti esterni, come le ventole o tubo vortex. La direzione del moto dei dischi durante le prove è stata invertita per verificare la ripetibilità sia in senso orario sia in senso antiorario. In seguito alle prove, è stato verificato l'andamento del coefficiente di attrito istantaneo, per verificare che l'andamento sia costante. Di seguito sono mostrati i grafici relativi ad entrambi i cicli sperimentali.

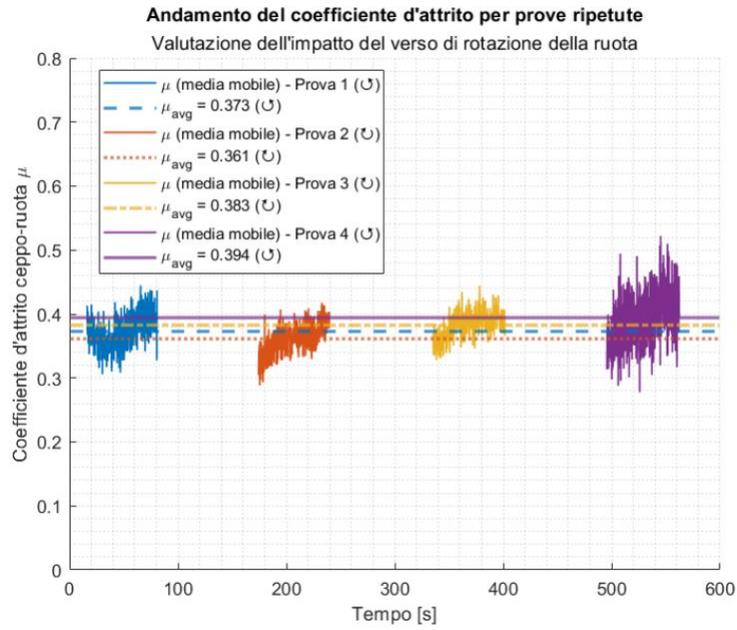
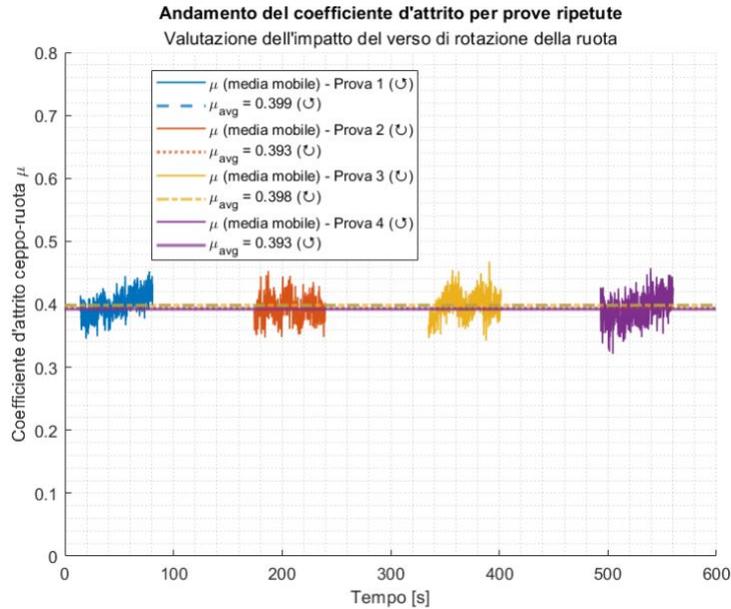


Figura 6.19: Prove di ripetibilità sul ceppo destro



È quindi evidente come l'andamento del coefficiente di attrito sia sufficientemente costante lungo le quattro prove, di conseguenza il banco di prova ha dimostrato una buona ripetibilità nelle prove.

### 6.3.3 Procedimento di acquisizione dati

1. prima di iniziare il set di misurazioni, si effettua una misurazione della massa del ceppo
2. Attraverso l'apposito tasto presente sulla cabina del motore, si accende il motore
3. Attraverso la VI viene messo in moto il motore e messo direttamente alla velocità necessaria per la velocità.
4. si attiva il procedimento di salvataggio
5. si aziona il cilindro freno alla pressione desiderata ad una velocità pari di 0.5 bar/s.
6. una volta passato il tempo necessario per la frenata, si toglie la pressione dal cilindro freno così da permettere la separazione tra i ceppi e la ruota
7. si interrompe l'acquisizione dei dati
8. si lasciano ruotare i dischi per permettere un primo procedimento di raffreddamento attraverso il ricircolo di aria attorno ai dischi
9. si interrompe l'acquisizione dati

10. viene manualmente spento il motore attraverso la cabina. Questo procedimento è necessario prima di poter operare nelle vicinanze del banco di prova per questioni di sicurezza.
11. vengono azionate manualmente le ventole di raffreddamento
12. Attraverso un tubo vortex e una pistola ad aria compressa, entrambi collegati al serbatoio che alimenta i cilindri freno, vengono raffreddati manualmente i ceppi e la ruota, misurando ciclicamente la temperatura di ceppo e ruota attraverso una termocoppia
13. una volta che la temperatura dei due elementi è tornata alla temperatura ambiente, si procede a ricominciare il procedimento dal punto 1, modificando la pressione del cilindro freno e il tempo di frenata in base alla prova desiderata. In tabella sono riportate le combinazioni di tempo di frenata e pressioni utilizzate durante le prove

Pressione di target [bar]	Tempo di frenata [s]
2.1	60
2.1	120
2.1	120
4.2	45
3.15	45
1.05	45
1.05	45
1.05	45
1.05	270

La sesta e settima prova realizzate sono state realizzate senza il procedimento di raffreddamento, poiché a causa della bassa potenza termica generata a bassa pressione il coefficiente di attrito risultava non stabile ma crescente.

14. Al termine del set di prove, si provvede alla rimozione dei supporti del ceppo in ghisa e alla pesatura tramite bilancia ad alta precisione, per calcolare la quantità di materiale asportato durante il processo di frenatura

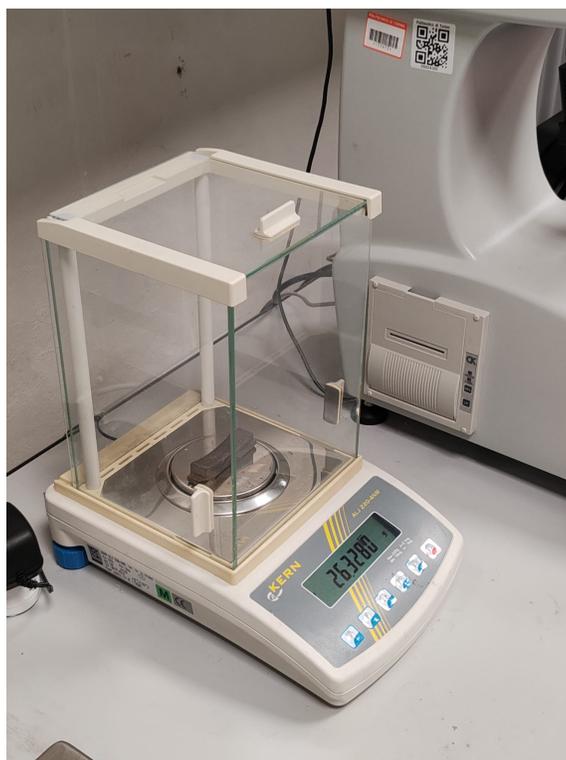


Figura 6.21: Procedimento di pesatura

15. Si riposiziona il ceppo nel portaceppi e si ripete il procedimento di misurazione dal punto 1, ripetendo lo stesso set di pressioni ma modificando la velocità di riferimento del banco di prova, che sono state effettuate alla velocità di 800 rpm, 400 rpm e 1200 rpm.

Questo set di misurazioni sono state effettuate una volta utilizzando un ceppo in ghisa, una volta utilizzando un ceppo in composito.

#### 6.3.4 Ambiente LabVIEW

In seguito verrà descritta nel dettaglio la VI utilizzata per controllare il banco di prova. Il diagramma a blocchi è composto da tre cicli loop, dunque per via della grandezza della VI verrà descritta e mostrata ogni ciclo loop, per poi essere mostrata nella sua interezza al fondo della sezione.

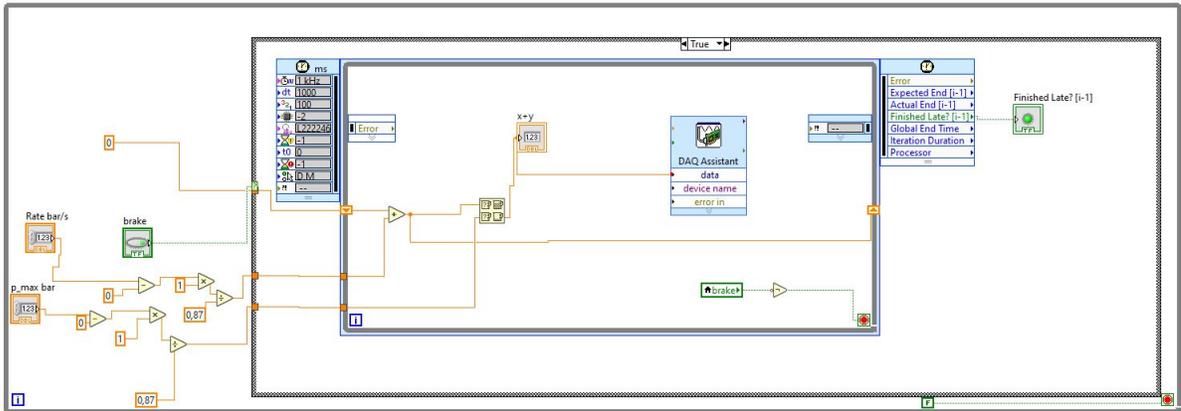


Figura 6.22: Diagramma a blocchi VI prove frenate prima parte

Il primo ciclo loop svolge la funzione di controllare il sistema frenante del banco di prova. Essendo esattamente uguale al ciclo loop inferiore presente nel diagramma a blocchi realizzato per la calibrazione del cilindro freno della sezione 6.2.3, la spiegazione fornita in quella sezione risulta immutata e non verranno forniti ulteriori dettagli relativi al seguente ciclo.

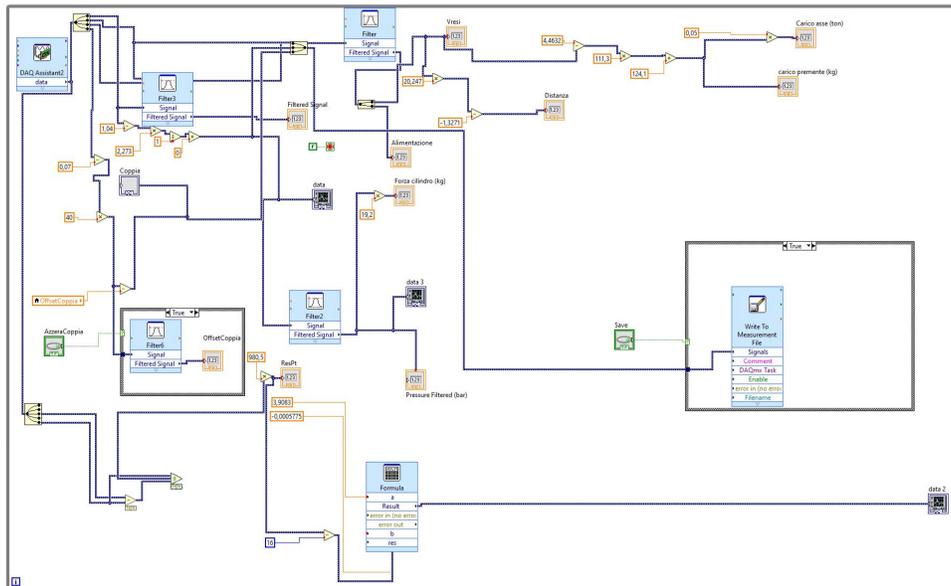


Figura 6.23: Diagramma a blocchi VI freni seconda parte

Il secondo loop controlla la registrazione dei dati attraverso la scheda di acquisizione NI USB-6009. Il Daq Assistant2 è incaricato di registrare 5 diversi input in tensione: la tensione di

feedback del cilindro, la tensione misurata dal potenziometro, la tensione di alimentazione del potenziometro e la coppia misurata dal motore in tensione. La tensione di feedback del cilindro freno viene convertita nell'equivalente valore di pressione, mostrata a schermo attraverso il grafico ad onde "data", per poi essere filtrato attraverso una media mobile e mostrato a schermo attraverso il grafico ad onde "data 3" e il display "pressure filtered (bar)". Infine, la pressione è stata ulteriormente convertita in un valore di forza per essere convertita in forza e mostrata come "Forza cilindro (kg)". In parallelo, la tensione originale viene filtrata a sua volta da una media mobile e mostrata a schermo tramite il display numerico "Filtered signal". La tensione di alimentazione e la tensione misurata del potenziometro vengono filtrate assieme prima di essere mostrate a schermo tramite il display numerico "Vresi" e "Alimentazione"; la tensione misurata viene poi convertita e mostrata a schermo nella lunghezza equivalente del potenziometro, il carico premente e nel carico asse equivalente tramite i display "Distanza", "Carico premente (kg)" e "Carico asse (ton)". Attraverso un controllore booleano è possibile attivare un ciclo case che filtra e misura l'offset della tensione proveniente dal motore convertita in coppia. Attraverso il controllore booleano "Save" è possibile attivare un ulteriore case structure che salva i valori di coppia depurati dall'offset, della tensione del potenziometro e della forza esercitata dal cilindro freno sulla ruota. Nella parte inferiore del ciclo è presente un ramo dedicato all'acquisizione di dati provenienti da una termoresistenza che non è stata alla fine impiegata per via delle complicazioni tecniche, tuttavia si è deciso di tenere la componente della VI in caso venisse impiegata in futuro. Il terzo ciclo loop temporizzato controlla il motore del banco di prova, dunque la rotazione dei due rulli, e registra il segnale proveniente dai due encoder, con una frequenza di 1000 Hz e lo stop legato al controllore booleano Stop (F) .

Iniziando dai due rami in alto a sinistra che partono da fuori il ciclo temporizzato, sono rispettivamente i rami che regolano l'acquisizione dei dati dagli encoder collegati al ramo e al rullo; su in ogni ramo è presente un DAQmx create channel, impostato per impartire l'ordine di contare i picchi provenienti dall'encoder. E'importante che prima sia presente un DAQmx create task, e che a valle sia presente un DAQmx start task, che permettano all'edge counter di funzionare come inteso. All'interno del ciclo temporizzato troviamo poi i due blocchi DAQmx Read, che leggono i valori dei picchi alla frequenza del ciclo e collegato ad un clear task presente all'esterno del ciclo. I valori di picchi misurati dai due encoder sono poi convertiti in valori di velocità equivalenti e mostrati a schermo attraverso grafici ad onde, sia in maniera grezza sia dopo un filtraggio per media mobile. Per verificare il corretto funzionamento della trasmissione del moto è poi misurato il rapporto tra le due velocità e mostrato a schermo.

Nella parte inferiore del loop, il create TCP Master genera un TCP master standard che andrà a comandare l'interazione tra la VI e il motore. In seguito, il TCP master viene collegato ad un ciclo case attivato dal controllore booleano Stopper, che in caso di attivazione blocca il motore e ne impedisce accidentali attivazioni. Sempre all'interno del ciclo temporizzato è presente il controllore numerico "Set speed" che svolge la funzione di impostare la velocità di rotazione del rullo espresso in rpm e di determinare il verso di rotazione: infatti attraverso una funzione segno viene interpretato il segno della velocità come una richiesta di rotazione oraria o antioraria, con valore positivo relativo alla rotazione in senso orario. Il valore assoluto della velocità, il verso e l'eventuale valore nullo della velocità, convertito in una variabile logica che comanda lo stop del motore, vengono convertite in un'array, salvo poi essere inseriti in una funzione Modbus "Write and Read Multiple Registers VI, che si occupa di eseguire una scrittura e una lettura modbus in un'unica chiamata, cioè scrive una serie di valori in registri holding a partire da un certo indirizzo, salvo poi leggere un certo numero di registri holding a partire da un'altro indirizzo. Per

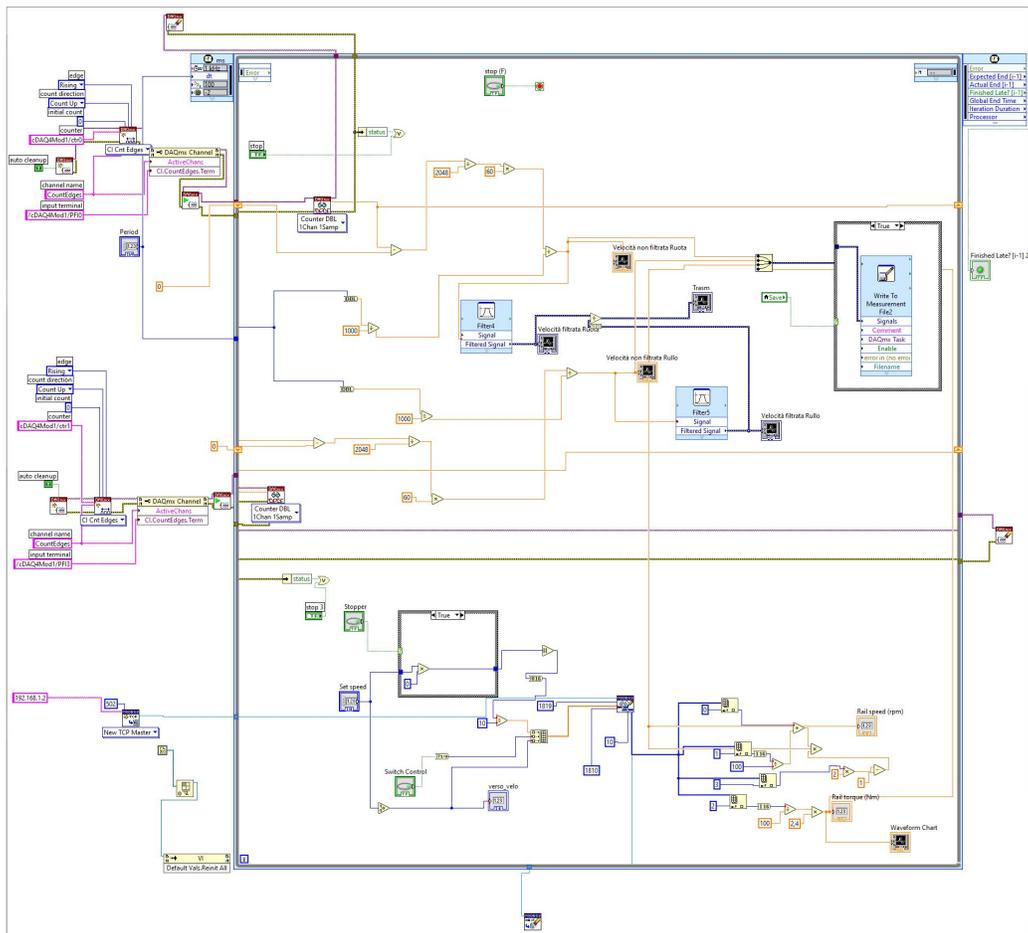
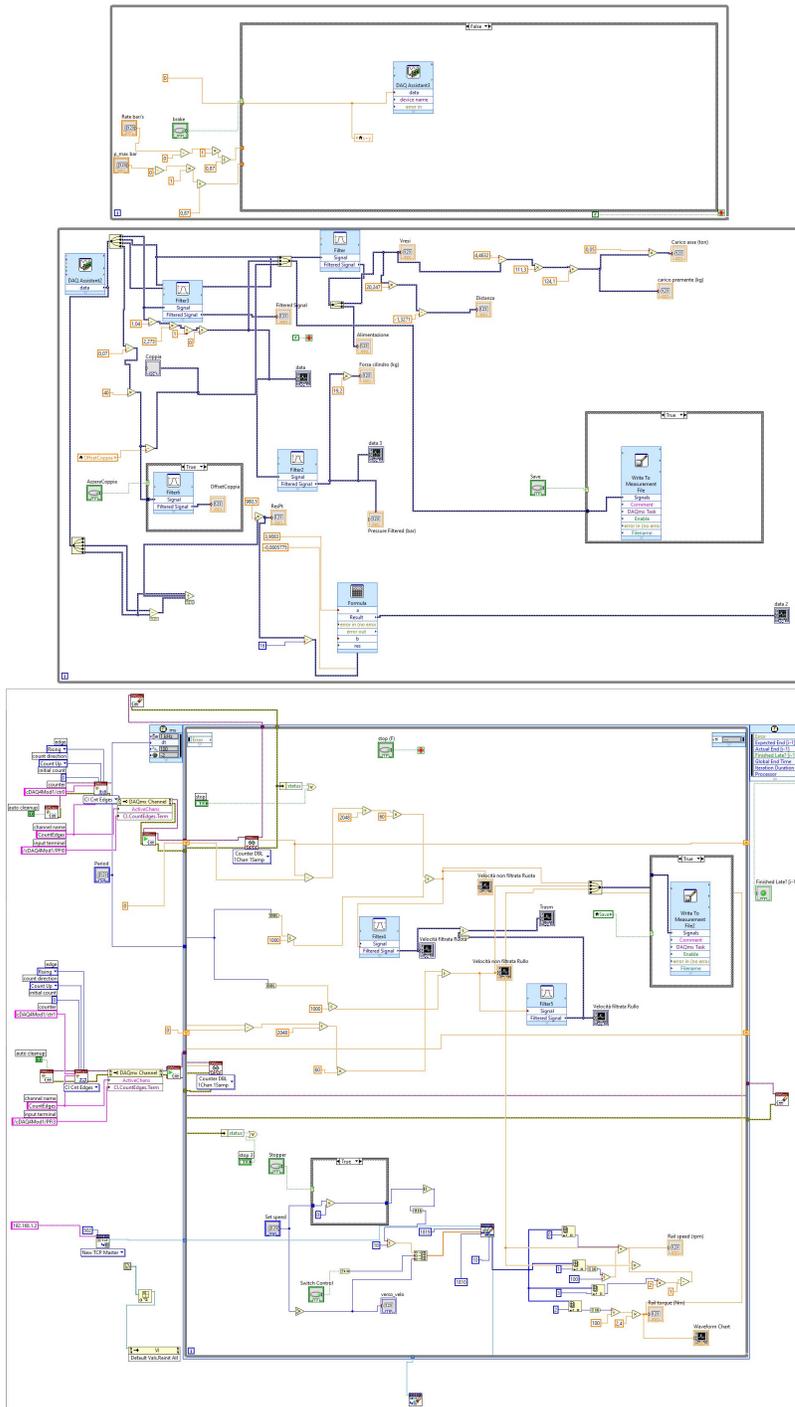


Figura 6.24: Diagramma a blocchi VI freni terza parte

funzionare ha bisogno dell'istanza modbus proveniente dal TCP Master, l'indirizzo di write e di read, i valori provenienti dall'array e il numero di registri consecutivi da leggere, per poi avere in output lo stesso oggetto modbus e i valori letti dai registri, oltre ad eventuali errori in e out. L'istanza di out viene poi inviata alla funzione Shutdown VI, che si occupa di bloccare e ripulire l'istanza modbus in entrata, così da chiudere la connessione con i bus fisici. Contestualmente, dai valori letti dalla funzione "Write and Read Multiple Registers VI" vengono estrapolati i valori della velocità del rullo e la coppia del rullo e mostrati a schermo nei display numerici "Rail speed (rpm)" e "Rail torque (Nm)", che viene anche mostrata a schermo attraverso un grafico a onde. Attraverso un ciclo case attivabile attraverso lo stesso booleano save che attiva il salvataggio nel secondo ciclo loop, vengono salvati i dati relativi alla velocità filtrata della ruota e del rullo misurati dall'encoder, della coppia agente sull'albero del motore e della velocità del rullo misurata dal motore. In caso di errore derivante dalla fine tardiva del ciclo, viene attivato l'indicatore booleano "Finished Late? [i-1] 2"



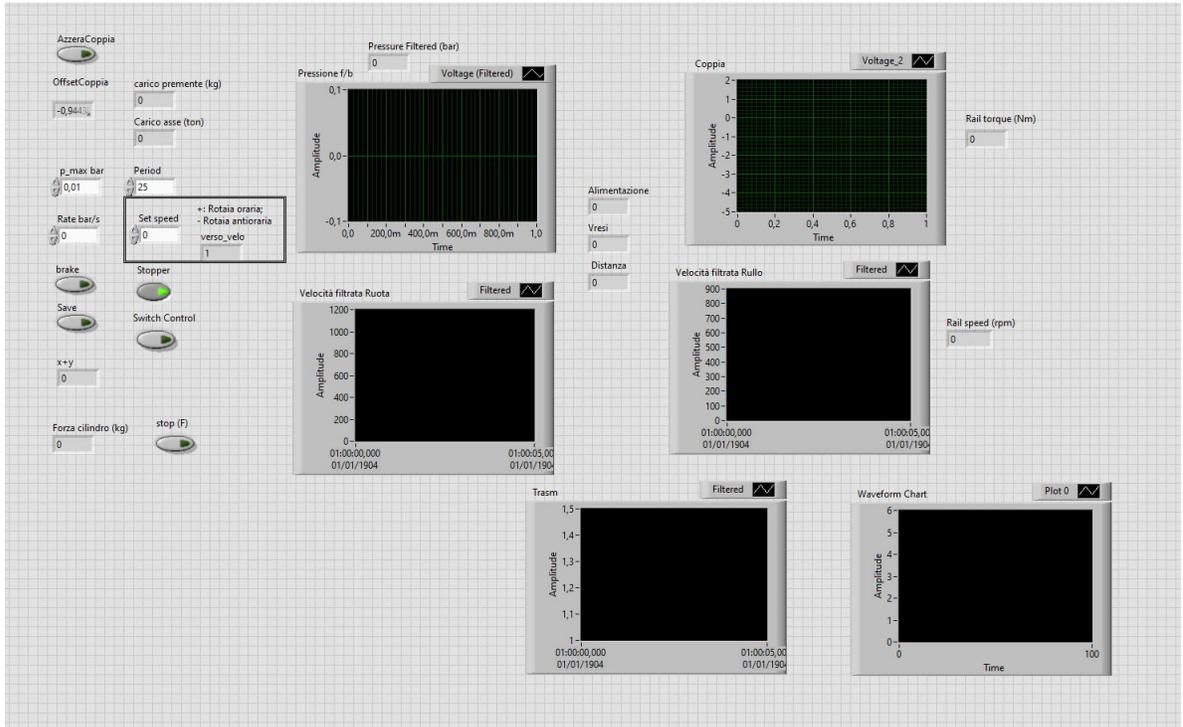


Figura 6.25: Front Panel VI prove di frenatura

### 6.3.5 Risultati

Attraverso l'analisi dati eseguita a valle delle prove, il coefficiente di attrito  $\mu$  è calcolato come segue:

$$\mu = \frac{C_r - C_{r0}}{F_N \cdot R_w \cdot \tau_{nom}} \quad (6.13)$$

Dove  $C_{r0}$  è la coppia applicata all'albero in caso di assenza di forza frenante,  $C_r$  è la coppia effettiva misurata dal torsionometro e  $\tau_{nom}$  è il rapporto tra i due dischi. La potenza istantanea dissipata invece è calcolata come

$$P = (C_r - C_{r0}) \cdot n_r \cdot \frac{\pi}{30} \quad (6.14)$$

Dove  $n_r$  è la velocità della ruota espressa in giri al minuto. Attraverso la potenza istantanea dissipata è possibile calcolare l'energia totale dissipata come

$$E = \int_{t_0}^{t_{fin}} P dt = \int_{t_0}^{t_{fin}} (C_r - C_{r0}) \cdot n_r \cdot \frac{\pi}{30} dt \quad (6.15)$$

In Appendice B sono riportati i grafici realizzati tramite Matlab 2022 contenenti l'andamento della potenza dissipata con la relativa media e l'andamento del coefficiente di attrito nelle varie prove relative ai materiali in composito. In caso di più prove relative alla stessa combinazione di velocità

e pressione, è stato riportato il grafico relativo alla potenza istantanea dissipata della prova più lunga eseguita, mentre per i coefficienti di attrito sono stati mostrati tutti gli andamenti ricavati. Per il calcolo del coefficiente di attrito, si è calcolata la media integrale del coefficiente di attrito ed è di conseguenza stato possibile ricavare l'andamento del coefficiente di attrito in base alla pressione di contatto e la velocità del veicolo.

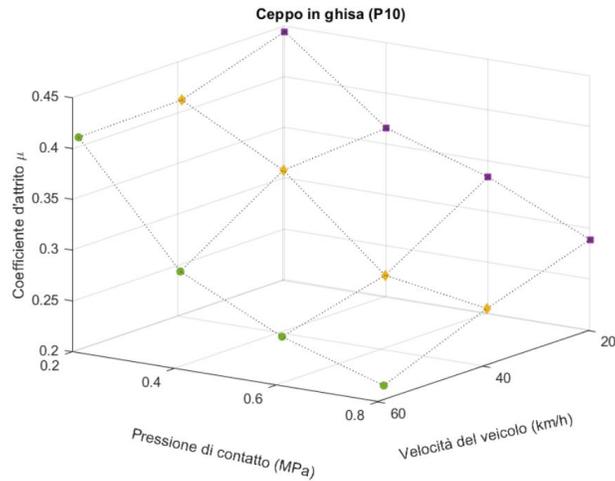


Figura 6.26: Grafico coefficiente di attrito ghisa

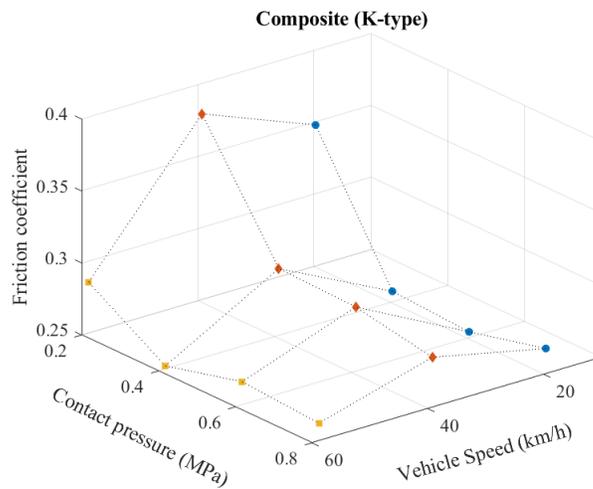


Figura 6.27: Grafico coefficiente di attrito composito

Il grafico relativo ai freni in ghisa mostra come il coefficiente di attrito diminuisce all'aumentare

della velocità e della pressione di contatto, come è determinato dall'equazione di Karwatzki. Al contrario, possiamo osservare come il grafico relativo ai freni in composito mostrano un comportamento molto più costante al variare dei parametri di pressione e velocità, eccetto per le frenate a pressione di contatto molto bassa (0.2 Mpa). Sono inoltre riportati in tabella sottostante i risultati delle pesature relative alla massa dei ceppi in seguito ad ogni serie di frenatura alla medesima velocità, sia per i ceppi in ghisa sia per i ceppi in composito, con i relativi valori di fattori di usura in volume

Velocità veicolo [ $km/h$ ]	Massa iniziale [ $g$ ]	Massa finale [ $g$ ]	Massa persa [ $g$ ]
20	82.6576	81.4056	1.2520
40	84.2833	82.6576	1.6247
60	81.4056	79.4562	1.9494

Tabella 6.1: Misurazioni pesature e fattori di usura alle differenti velocità per ceppi in ghisa (parte 1)

Velocità veicolo [ $km/h$ ]	Volume perso [ $g$ ]	Energia totale [ $kJ$ ]	Fattore di usura [ $mm^3/kJ$ ]
20	176.34	526.3	0.34
40	228.83	926.7	0.25
60	274.56	1195.2	0.23

Tabella 6.2: Misurazioni pesature e fattori di usura alle differenti velocità per ceppi in ghisa (parte 2)

Velocità veicolo [ $km/h$ ]	Massa iniziale [ $g$ ]	Massa finale [ $g$ ]	Massa persa [ $g$ ]
20	27.4908	27.4522	0.0386
40	27.6418	27.4908	0.1510
60	81.4056	79.4562	1.9494

Tabella 6.3: Misurazioni pesature e fattori di usura alle differenti velocità per ceppi in composito (parte 1)

Velocità veicolo [ $km/h$ ]	Volume perso [ $g$ ]	Energia totale [ $kJ$ ]	Fattore di usura [ $mm^3/kJ$ ]
20	19.30	378.2	0.05
40	75.40	907.1	0.08
60	108.65	987.2	0.11

Tabella 6.4: Misurazioni pesature e fattori di usura alle differenti velocità per ceppi in composito (parte 2)

A prescindere dalla velocità presa in considerazione, si può dunque affermare che il fattore di usura in volume è nettamente minore nel caso dei freni in composito, anche se è interessante notare come ad alte velocità la differenza ha avuto un'importante riduzione.

## 6.4 Prove termiche

Poiché era necessario validare il modello termico realizzato tramite ambiente ANSYS e dunque validare la scalatura termica realizzate, sono state effettuate prove termiche in collaborazione con il team di ricerca di Meccanica dei materiali e delle giunzioni del Politecnico di Torino, in cui tramite la termocamera FLIR x6900sc SLS è stato registrato l'andamento termico della ruota e del ceppo durante il procedimento di frenatura. Le prove sono state realizzate con la configurazione 2Bg del banco di prova.

### 6.4.1 Preparazione del banco

1. Sono state rimosse le ventole necessarie per il raffreddamento, poiché si è valutato che l'azione refrigerante delle ventole poteva portare pulviscolo nella lente della termocamera, danneggiandola
2. La termocamera è stata montata sull'apposita struttura presente davanti al banco di prova nel laboratorio
3. La faccia della ruota le facce dei ceppi esposte verso la termocamera sono state verniciate attraverso un'apposita vernice la cui emissività è nota e costante anche ad alte temperature.

### 6.4.2 Procedimento di acquisizione dati

Rispetto alle prove precedenti, l'acquisizione dati ha riguardato due procedimenti di acquisizioni dati relativi a due test differenti: nel primo test, più breve, l'obiettivo era accordare i parametri del modello con il banco di prova attraverso una prima prova preliminare, utilizzando una pressione di frenatura pari a 2.5 bar, una velocità del rullo pari a 600 RPM, equivalente ad una velocità di 30 km/h, un tempo di frenatura pari a 30 secondi e un successivo tempo di raffreddamento pari a 30 secondi; Il secondo test, più lungo, aveva come scopo l'effettiva acquisizione dei dati da utilizzare per la validazione del modello realizzato, con una pressione di frenatura pari a 1 bar, una velocità del rullo pari a 400 RPM, equivalente ad una velocità di 20 km/h, un tempo di frenatura pari a 141 secondi e un successivo tempo di raffreddamento pari a 59 secondi.

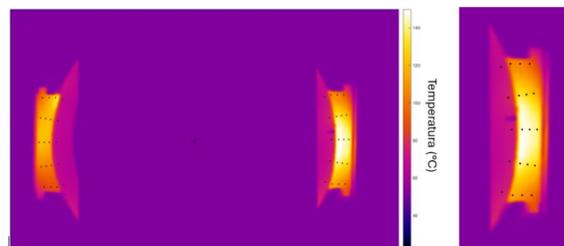


Figura 6.28: Immagini registrate dalla termocamera durante le prove termiche

### 6.4.3 Ambiente LabVIEW

L'ambiente LabVIEW realizzato per il controllo del banco e l'acquisizione dati durante la prova termica è una versione modificata dell'ambiente realizzato per le prove di frenatura, dunque il secondo e terzo loop non sono stati modificati rispetto alla versione mostrata sopra. Le modifiche hanno riguardato esclusivamente il primo ciclo loop, relativo al controllo dell'impianto frenante. Come nelle VI preparate per la calibrazione del cilindro freno e delle prove di frenatura, all'interno

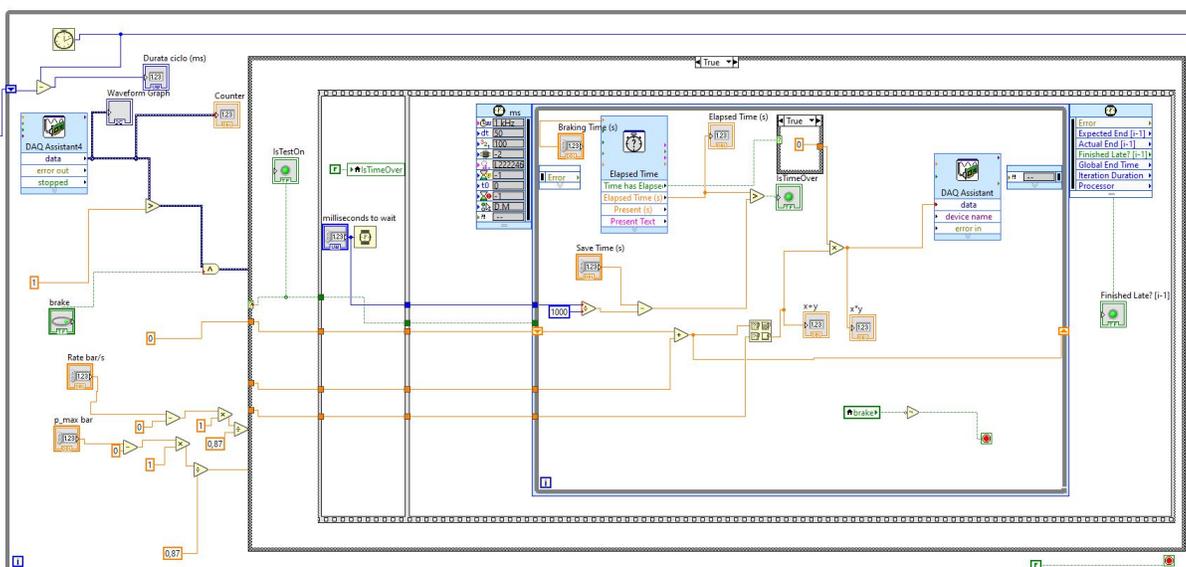


Figura 6.29: Loop superiore VI prove termiche

del ciclo loop sono presenti i controllori numerici "Rate bar/s" e "p\_max bar", con la funzione di imporre la velocità con cui la pressione al cilindro freno aumenta e la pressione da raggiungere nel cilindro freno. Il DAQ Assistant 4 riceve un segnale digitale da parte della termocamera che viene mostrato a schermo attraverso il display numerico "Counter", così che chi controlla la VI possa manualmente far partire la frenatura attivando il controllore booleano "brake", che ha anche la funzione di loop condition dell'intero ciclo di loop. Affinché possa partire il case structure in cui è presente la logica che comanda il cilindro freno è necessario che sia presente sia il segnale proveniente dalla termocamera sia il controllore booleano sia attivato. Dentro il ciclo case è presente il display booleano "is test on", che si attiva all'attivarsi del case structure, sia una flat sequence structure che controlla temporalmente il procedimento di frenatura: prima dell'inizio effettivo della frenatura è infatti previsto un breve periodo di ritardo, impostato dal controllore numerico "milliseconds to wait". All'interno della finestra seguente è presente la logica che gestisce il procedimento di frenatura: attraverso il controllore numerico "Braking Time (s)" si imposta la durata della frenatura, mentre la funzione "elapsed time" misura il tempo trascorso dall'inizio della prova di frenatura, per poi mostrarlo nel display numerico "elapsed time". Il controllore numerico "save time" imposta il tempo di frenatura, che in caso di scadenza attiva il display booleano "IsTimeOver". Il DAQ Assistant ha la funzione di gestire effettivamente il cilindro freno,

impartendo i parametri precedentemente impostati e convertiti nei relativi valori di tensione; è inoltre capace di interrompere la frenatura autonomamente nel momento in cui il tempo di frenatura impostato dovesse scadere, attraverso un booleano che viene inviato dalla funzione "elapsed time". Infine, attraverso il controllo di due timer, uno di riferimento esterno al ciclo loop e uno interno al ciclo loop, è possibile misurare inoltre il tempo impiegato al ciclo a svolgersi.

## Capitolo 7

# Studi preliminari riguardanti l'impiego di pirometri

In seguito alle prove termiche descritte nel capitolo 6, che hanno visto l'impiego della termocamera FLIR x6900sc SLS, si è valutato l'impiego di sensoristica fissa dedicata che possa permettere prove termiche in maniera stabile ed affidabile. Una delle tipologie di sensori che è stata valutata sono i pirometri, sensori ottici senza contatto capaci di misurare la temperatura di punti precisi in maniera robusta e affidabile

### 7.1 Storia dei pirometri

La pirometria ottica ha origine dalle leggi della radiazione termica, legata alla legge di Steven-Boltzmann[59], dove la potenza irradiata da un corpo è espressa come

$$P = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (7.1)$$

Dove  $\varepsilon$  è l'emissività del corpo,  $\sigma$  è la costante di Stefan - Boltzmann,  $A$  è la superficie del corpo da cui viene emessa la radiazione e  $T$  è la temperatura assoluta del corpo.

Attraverso questa teoria Max Plank riuscì a sviluppare la teoria spettrale della radiazione [60], che applicando le teorie sulla quantizzazione dell'energia, riuscì a ricavare una formula che descriveva la radianza spettrale del corpo nero per tutte le frequenze e temperature, in funzione della frequenza

$$L_\nu = \frac{2 \cdot h \cdot \nu^3}{c^2} \frac{1}{e^{\frac{h\nu}{kT}} - 1} \quad (7.2)$$

O in funzione della lunghezza d'onda

$$L_\lambda = \frac{2hc^2}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{hc}{\lambda kT}} - 1} \quad (7.3)$$

Dove  $h$  è la costante di Planck,  $c$  è la velocità della luce,  $k$  la costante di Boltzmann.

Attraverso questi risultati fisici si riuscì a collegare una misura di intensità luminosa o di potenza radiante in una banda alla temperatura di un corpo.

Il primo dispositivo ottico per la misura delle temperature fu il pirometro a filamento scomparso [61], ovvero un pirometro a confronto di luminanza, dove un sottile filamento riscaldato è posto nel piano focale di un sistema ottico e messo in sovrapposizione visiva con la superficie incandescente da misurare; regolando la temperatura del filamento, si cerca il punto in cui il filamento diventa indistinguibile dal fondo incandescente. Questo sistema è stato sviluppato indipendente da Ludwig Holborn e Ferdinand Kurlbaum, in Germania [62] e da Everett F. Morse (USA) nel 1901. Questi strumenti avevano diverse criticità, come la necessità di un operatore esperto e la grande suscettibilità a fonti di disturbo, tuttavia furono sensori rivoluzionari che per la prima volta permettevano misure senza contatto ad altissime temperature in maniera rapida e applicabile alle linee industriali.

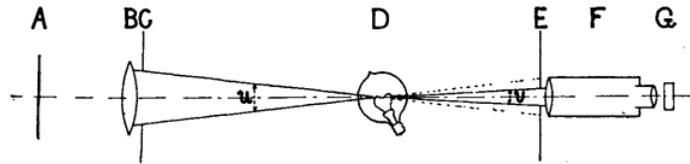


Figura 7.1: Schema pirometro Holborn e Kurlbaum

## 7.2 Funzionamento Pirometri

Un pirometro ottico misura la radianza spettrale emessa dal corpo di cui si vuole conoscere la temperatura, il cui valore in caso di un corpo nero è ricavata attraverso l'equazione (7.3). Nella pratica la potenza emessa dai corpi reali è ridotta dall'emissività spettrale, che dipende dalla lunghezza d'onda, temperatura e l'angolo tra il pirometro e la superficie. Risulta inoltre necessario misurare la componente legata alla radiazione ambientale che viene riflessa dalla superficie. La radianza effettiva misurata si calcola come

$$L_{\lambda}^{mis} = \varepsilon \cdot L_{\lambda} + (1 - \varepsilon)L_{\lambda amb} \quad (7.4)$$

Dove  $\varepsilon$  è l'emissività, inferiore all'unità in caso di corpi reali, e il termine  $L_{\lambda amb}$  rappresenta la radiazione ambientale.

Definiamo quindi la temperatura di brillantezza [63]  $T_b$  come la temperatura del corpo nero che darebbe la stessa radianza misurata, necessaria nel caso in cui non si conosca  $\varepsilon$ .

In base al materiale che compone il corpo di cui vogliamo misurare la temperatura, risulta critica la scelta della lunghezza d'onda della radianza spettrale, poiché l'emissività varia a seconda della lunghezza d'onda, e determinati valori di emissività permettono misure più precise: per esempio, a lunghezze d'onda più elevate i metalli lucidi hanno emissività molto bassa, dunque emettono molto poco e riflettono molto la radianza ambientale. Altri materiali a determinate lunghezze d'onda trasmettono molto le radiazioni, risultando essenzialmente trasparenti o quasi, come vetro o plastica. A causa di questa criticità spesso viene ricoperto il materiale di cui vogliamo misurare la temperatura in vernice dalla emissività nota.

I pirometri a filamento scomparso, descritti nel capitolo 7.1, sono sistemi ormai superati, sostituiti da due modelli differenti: i pirometri a banda singola o i pirometri a banda multipla

## 7.2.1 Pirometri a banda singola

I pirometri a banda singola [64] misurano la radianza di una singola lunghezza d'onda, assumendo un valore di emissività spettrale noto.

Una volta ricavata la componente di radianza emessa dal corpo, è possibile ricavare la temperatura risolvendo l'equazione 7.3 nella temperatura e ottenendo la seguente relazione:

$$T = \frac{hc}{\lambda k} \cdot \left[ \ln \left( \frac{2hc^2}{\lambda^5 L_{\lambda mis}} + 1 \right) \right]^{-1} \quad (7.5)$$

Oppure, includendo dell'equazione il valore dell'emissività,

$$T = \frac{hc}{\lambda k} \cdot \left[ \ln \left( \frac{2hc^2}{\lambda^5 \frac{L_{\lambda, mis}}{\varepsilon(\lambda)}} + 1 \right) \right]^{-1} \quad (7.6)$$

Questi sistemi tendono ad essere più semplici, avendo un solo detectore, dunque generalmente a parità di prestazioni anche meno costosi, in più in condizioni stabili posseggono buona sensibilità e la minore quantità di dati da sincronizzare inducono meno errori.

Una delle principali criticità è l'emissività incerta: infatti se la  $\varepsilon$  non è nota o non è costante a causa della variazione di temperatura, ossidazione o finitura superficiale, possono andare a generarsi errori rilevanti. Inoltre determinare la radiazione ambientale risulta essere un importante fattore da considerare, poiché può adulterare il segnale misurato in maniera significativa.

## 7.2.2 Pirometri a banda multipla

I pirometri a più bande [65], o a più lunghezze d'onda, misurano la radianza a più lunghezze d'onde, per sfruttare il rapporto tra le radianze misurate in queste bande per ridurre l'impatto dell'emissività sconosciuta.

Assumendo un caso a due lunghezze d'onda, escludendo la componente legata al riflesso della radianza ambientale, le due radianze hanno valore

$$L_{\lambda mis 1,2} = \varepsilon(\lambda_{1,2}) L_{\lambda_{1,2}}(T) \quad (7.7)$$

Facendo il rapporto otteniamo un parametro

$$R = \frac{L_{\lambda_1, mis}}{L_{\lambda_2, mis}} = \frac{\varepsilon(\lambda_1) \cdot L_{\lambda_1}(T)}{\varepsilon(\lambda_2) \cdot L_{\lambda_2}(T)} = \left( \frac{\lambda_2^5}{\lambda_1^5} \right) \cdot \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \cdot \frac{\exp\left(\frac{hc}{\lambda_1 kT}\right) - 1}{\exp\left(\frac{hc}{\lambda_2 kT}\right) - 1} \quad (7.8)$$

Se si assume un valore di R come noto o si assume che  $\varepsilon$  sia grigia, cioè quasi costante tra le due bande ( $R \simeq 1$ ), allora si può ricavare la temperatura come

$$T = \frac{\frac{hc}{k} \left( \frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1} \right)}{\ln \left[ \frac{\varepsilon_2 \left( \frac{\lambda_1^5}{\lambda_2^5} \right) \frac{\exp\left(\frac{hc}{\lambda_1 kT}\right) - 1}{R \left( \exp\left(\frac{hc}{\lambda_2 kT}\right) - 1 \right)}}{\varepsilon_1} \right]} \quad (7.9)$$

Questa formula, detta forma chiusa, risulta spesso complessa, dunque spesso come approssimazione si usa la formula di Wien, che è valida per lunghezze d'onda corte

$$L_{\lambda,bb}(T) \approx \frac{C}{\lambda^5} \exp\left(-\frac{hc}{\lambda kT}\right) \quad (7.10)$$

Dove la costante di Wien è definito come  $C = 2\pi \cdot h \cdot c^2$  Dunque si ottiene

$$R \approx \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \left(\frac{\lambda_2^5}{\lambda_1^5}\right) \exp\left[\frac{hc}{kT} \left(\frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1}\right)\right] \quad (7.11)$$

E di conseguenza

$$T \approx \frac{hc}{k \left(\frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1}\right)} \cdot \frac{1}{\ln\left[\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \left(\frac{\lambda_2^5}{\lambda_1^5}\right) \cdot \frac{1}{R}\right]} \quad (7.12)$$

Rispetto ai pirometri a banda singola, la sensibilità dovuta all'emissività sconosciuta è minore, migliora la resistenza a condizioni avverse quali occlusioni del campo visivo o finestre sporche e la possibilità con abbastanza bande, di stimare anche un modello di emissività spettrale. Tuttavia, se  $\varepsilon$  cambia in maniera diversa tra le due bande il rapporto può risultare sbagliato, inoltre c'è maggiore complessità strumentale e maggiore sensibilità a rumore a causa dell'elevato numero di canali

### 7.2.3 Elementi pirometri

Le strutture effettive dei pirometri variano da modello a modello, tuttavia gli elementi principali di un pirometro sono i seguenti[66] [67]

- Obiettivo che concentra i raggi infrarossi provenienti dall'oggetto sul piano focale, storicamente è formato da una lente può essere integrata o sostituita da specchi riflettenti di forma parabolica, ellittica o piana inclinata, generalmente in alluminio lucidato, oro o argento. Dal punto di vista pratico, esistono due tipologie di lenti: Standard Focus e Close Focus. Nelle lenti standard focus lo spot di misura è più grande e cresce sempre proporzionalmente con la distanza, mentre nelle lenti close focus lo spot è molto più piccolo ma solo ad una determinata distanza molto ravvicinata.

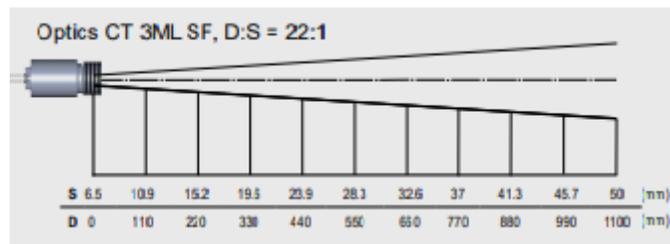


Figura 7.2: Esempio lente standard focus

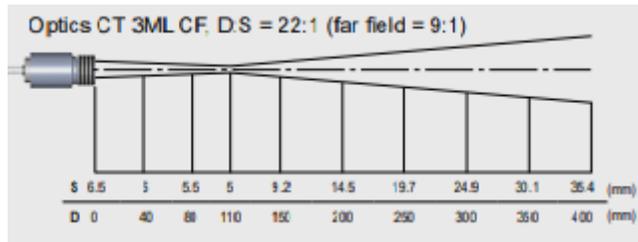


Figura 7.3: Esempio lente close focus

Spesso in ambienti industriali l'obiettivo è protetto da finestre.

- Diaframma che determina l'angolo solido di raccolta. Tra le tipologie maggiormente utilizzate ci sono i diaframmi circolari, a fessura [68], maschere con reticolo o porte con inserti intercambiabili. Per esprimere la risoluzione ottica si usa il D:S (Distance : Spot), ovvero il rapporto tra la distanza misurata e la dimensione del punto a cui stiamo misurando la distanza.

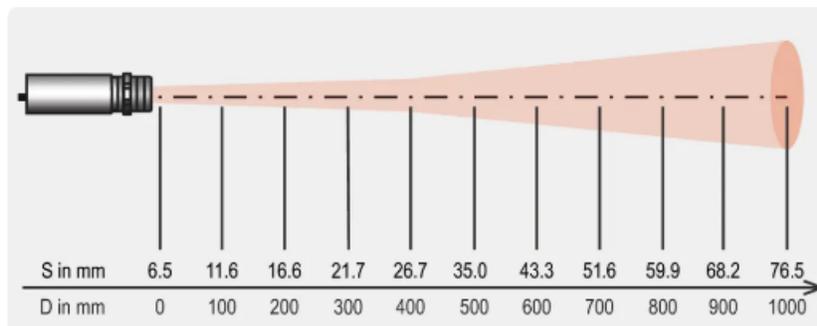


Figura 7.4: Schema diaframma S:D 1:5

- Cammino ottico protetto attraverso tubi neri o schermature anti-riflesso per minimizzare la radiazione parassita.
- Filtri spettrali per isolare la banda stretta insieme alle lenti, attraverso filtri in vetro colorati o filtri interferenziali moderni. Possono essere composti da vetri assorbenti colorati, materiali da lenti (descritti estensivamente nel capitolo 7.2.4) con rivestimenti in semiconduttori, filtri interferenziali tramite materiali dielettrici o filtri metallici a rete.



Figura 7.5: Filtri spettrali a vetri colorati

- Rilevatore che converte la potenza radiante in segnale elettrico attraverso fotodiodi al silicio, termopila o microbolometro. generalmente il segnale è molto debole, con correnti negli ordini dei nanoampere o microampere.
- Elettronica dedicata che svolge numerose funzioni:
  - Amplificazione segnale dal rilevatore
  - Filtraggio e pretrattamento attraverso filtri passa basso o passabanda
  - Conversione segnale da analogico a digitale
  - Compensazione attraverso i dati della calibrazione
  - Linearizzazione della temperatura registrata, altrimenti fortemente non lineare.

L'elettronica può essere integrata nella testina o nel cavo, in caso di pirometri di grandi dimensioni o dalle basse prestazioni, oppure esterna e collocata in apposito contenitore.



Figura 7.6: pirometro ottico CS LT con elettronica integrata nel cavo



Figura 7.7: pirometro ottico CT LT con elettronica esterna

#### 7.2.4 Materiali lenti

La scelta dei materiali che compongono le lenti dei pirometri sono particolarmente importanti: ogni materiale usato possiede un particolare intervallo di trasmissione tipico, per cui determinati materiali si presteranno maggiormente per determinate lunghezze d'onda. È altresì da sottolineare come la lunghezza d'onda precisa è in gran parte determinata dalla geometria dei componenti, spiegando quindi gli elevati intervalli di possibili lunghezze d'onda.

A seconda dei pirometri inoltre, sono anche richieste diverse proprietà a questi materiali, come robustezza, scalabilità della lente, proprietà termiche, peso, dispersione e soprattutto costo.

Tra i materiali maggiormente impiegati per la realizzazione delle lenti [69] [70] [71] [72] Possiamo trovare i seguenti:

- Germanio: formato da metallo allo stato puro, ha un intervallo di trasmissione tipico tra i 2 e i 14  $\mu m$ , rendendolo adatto a una buona quota gli impieghi per lunghezze d'onda medio lunghe. Permette inoltre lenti compatte, è compatibile con rivestimenti antiriflesso ed ha un'elevata durezza. Ha tuttavia come principali svantaggi il fatto che è opaco nel visibile, è pesante, si scalda facilmente per via della conduttività termica bassa e il costo è elevato.
- Seleniuro di zinco ( $ZnSe$ ): è uno dei composti dall'intervallo di trasmissione più ampio, che comprende lunghezze d'onda dai 500  $nm$  ai 18  $\mu m$ . È inoltre robusto con coating appropriati e può essere lavorato in lastre sottili, ma ha un costo medio-alto.
- Fluorite o fluoruro di calcio ( $CaF_2$ ): Buon intervallo di trasmissione, da 130  $nm$  a 10  $\mu m$ . Ha bassa dispersione e un'ottima resistenza chimica, tuttavia è fragile e relativamente costoso
- Zaffiro: Allumina ( $Al_2O_3$ ) fortemente allocromatica, ha un intervallo di trasmissione limitato alle lunghezze d'onda medio-basse, da 200  $nm$  a 5  $\mu m$ . Ha un'elevata durezza superficiale e ha alta resistenza a graffi e shock termici.
- Silicio: utilizzato in forma pura, ha un intervallo di trasmissione da 1.2  $\mu m$  a 9  $\mu m$ , ideale per le lunghezze d'onda medie. Ha una buona durezza, buone caratteristiche termica e alta disponibilità, rendendolo tra i materiali più economici in commercio.
- Solfuro di zinco multispettrale ( $ZnS$ ): ha un buon intervallo di trasmissione, da 400  $nm$  a 12  $\mu m$ . È più economico del seleniuro di zinco, inoltre ha un bassissimo assorbimento.
- Quarzo o Silice fusa [73] : composto da biossido di silicio amorfo ( $SiO_2$ ), è utilizzato per basse lunghezze d'onda, da 200  $nm$  a 3  $\mu m$ . Ha un'elevata trasparenza e resistenza meccanica e termica, inoltre tra i vari elementi è tra i più economici in commercio.
- Vetro borosilicato Bk7: vetro composto da numerosi composti chimici (Biossido di silicio  $SiO_2$ , Anidride borica  $B_2O_3$ , Ossido di sodio  $Na_2O$  e Ossido di potassio  $K_2O$ ), ha un intervallo di trasmissione da 400  $nm$  a 2.5  $\mu m$  e sono particolarmente economiche, sono usate soprattutto come finestre protettive [74]

### 7.3 Scelta pirometro e struttura di sostegno

La necessità di impiegare pirometri nel banco di prova twin disc del Politecnico di Torino è legata alla volontà di misurare la temperatura dei ceppi del sistema frenante, nell'area frontale della ruota e della tavola del cerchione della ruota.

Si è scelto di utilizzare i pirometri anziché una termocamera poiché l'obiettivo principale è soprattutto la misura puntuale della temperatura in zone specifiche, piuttosto che la rilevazione dell'intero campo termico nell'intero sistema frenante; inoltre a parità di prestazioni le termocamere hanno un costo più elevato.

I criteri di scelta con cui sono stati inizialmente cercati i pirometri da impiegare sono i seguenti:

- Dimensioni ridotte, con un modulo della testa che non superi M12

- Tempo di risposta non superiore a 1 millisecondo
- Elettronica integrata nella testina del pirometro oppure nel cavo
- Capacità di misurare correttamente la temperatura del metallo lucente, con riferimento in particolare per i pirometri che devono misurare la temperatura sulla superficie della tavola del cerchione della ruota su cui non è possibile applicare la vernice (Lunghezza d'onda inferiore ai  $3 \mu m$  )
- Possibilità di montare un obiettivo close focus dal focus point non più grande di 3 millimetro di diametro
- Misura della temperatura accurata nell'intervallo di temperature da  $100^\circ$  a  $700/800^\circ$
- Costi contenuti

La ricerca di un pirometro con queste caratteristiche si è rivelata piuttosto difficoltosa, per via dell'assenza di pirometri commerciati in Italia di pirometri che possiedano le prime tre caratteristiche elencate.

Per questa ragione si è optato per la rinuncia della elettronica integrata in favore di soluzioni con elettronica esterna in un box apposito. Questa soluzione, comune nei pirometri ad alte prestazioni, ha come svantaggio l'ingombro notevole dei box, soprattutto nei casi in cui è prevista la compresenza di numerosi pirometri.

Tra i numerosi pirometri in commercio, il modello che in maniera più efficiente risponde alle necessità del banco di prova è il pirometro digitale CT 3MH1, appartenente alla serie di pirometri CT 3M della Optris [75].



Figura 7.8: pirometro ottico CT 3M

Sono pirometri pensati espressamente per metalli a bassa temperatura, garantendo una elevata precisione di misura della temperatura in un intervallo di temperatura compreso tra i 150° e i 1000°. Le scarse prestazioni del pirometro a temperature inferiori ai 150° sono compatibili con lo scopo del pirometro, che ha il compito di registrare soprattutto temperature più elevate raggiunte dalle superfici. La lunghezza d'onda misurata è pari a 2.3  $\mu m$ , di conseguenza compatibile con l'uso per metalli, la testina ha modulo M12 e il tempo di risposta è di 1 millisecondo. La tensione di alimentazione è di 8-36 V, e può operare ad una temperatura fino a 85°C. L'obiettivo ha un S:D di 75:1, e hanno la possibilità di utilizzare una lente CF con S:D di 40:1 in modalità far field , così da avere un focus field di 1.5 mm alla distanza di 110 mm.

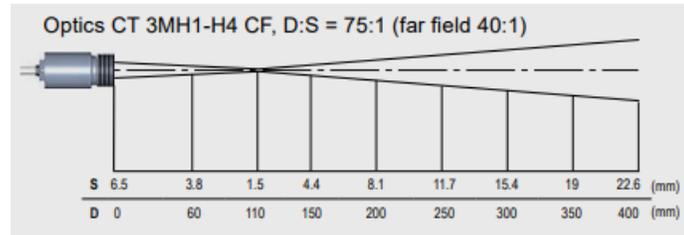


Figura 7.9: Specifiche Ottiche pirometro CT 3MH1

I sensori risultano estremamente interessanti per l'impiego desiderato, tuttavia la presenza del box pone problemi di ingombro intorno al banco di prova.

## 7.4 Supporti pirometri

I pirometri selezionati richiedono la presenza di supporti che possano tenerli ad una distanza fissa di 110 mm dalle superfici da misurare. A causa della distanza molto ravvicinata, è stato necessario progettare sostegni da integrare al banco di prova stesso.

La piastra presenta 13 asole adibite all'inserimento dei pirometri (Da 4 a 16), di cui 3 di dimensione maggiore (6, 11 e 14) per permettere l'alloggiamento di due pirometri simultaneamente, per un totale di 16 pirometri installabili simultaneamente.

Le asole 5, 6 e 7 sulla sinistra e 10, 11 e 12 sulla destra possono alloggiare i pirometri che misurano la temperatura sui ceppi, mentre le asole 4, 6 e 8 sulla sinistra, 9, 11 e 13 sulla destra e 14 in basso possono alloggiare i pirometri che misurano la temperatura sulla ruota; le asole 14, 15 e 16 misurano la temperatura sul rullo.

Le finestre 1 e 3 hanno la funzione di alleggerire la struttura e facilitare l'installazione dei pirometri e i 3 fori presenti ai punti 17 e 18 permettono il fissaggio della piastra sulla parte frontale del banco di prova. Lo spazio segnato al numero 2 permette con ampio gioco il passaggio dell'albero del rullo, con una lunetta inferiore per permettere il passaggio dei cavi dell'inverter.

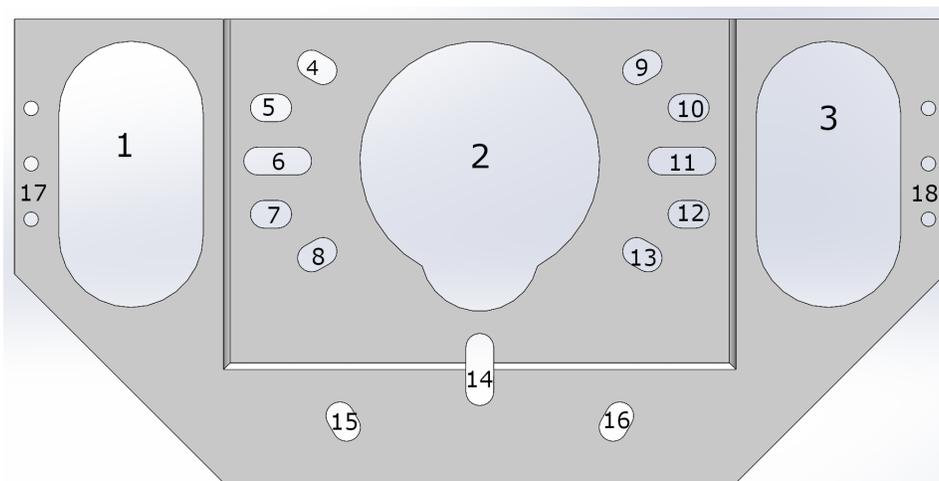


Figura 7.10: Piastra di supporto pirometri (vista frontale)

Lo spessore della piastra è costante di 5 mm, tuttavia è stata realizzata una rientranza dove sono presenti le asole superiori per ottenere una distanza tra i pirometri e sia il ceppo sia la ruota pari a 110, mentre le asole inferiori sono posizionate alla stessa quota longitudinale delle finestre e dei fori per l'ancoraggio al banco.

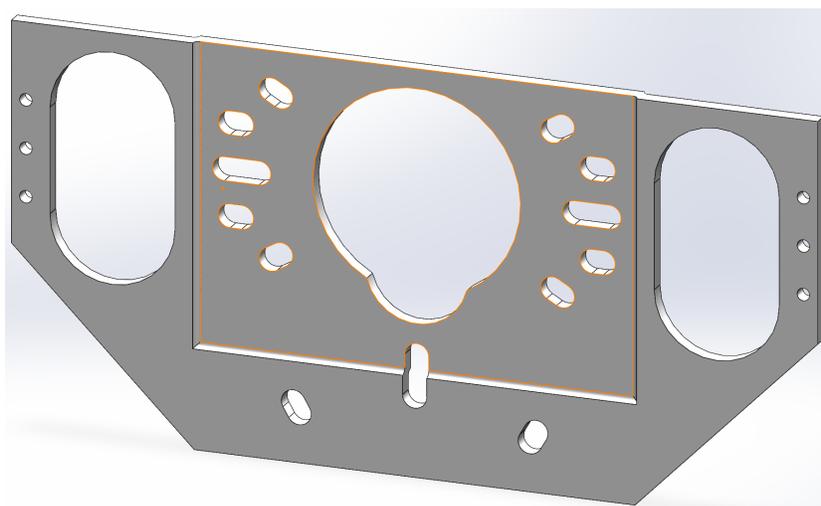


Figura 7.11: Piastra di supporto pirometri (vista isometrica)

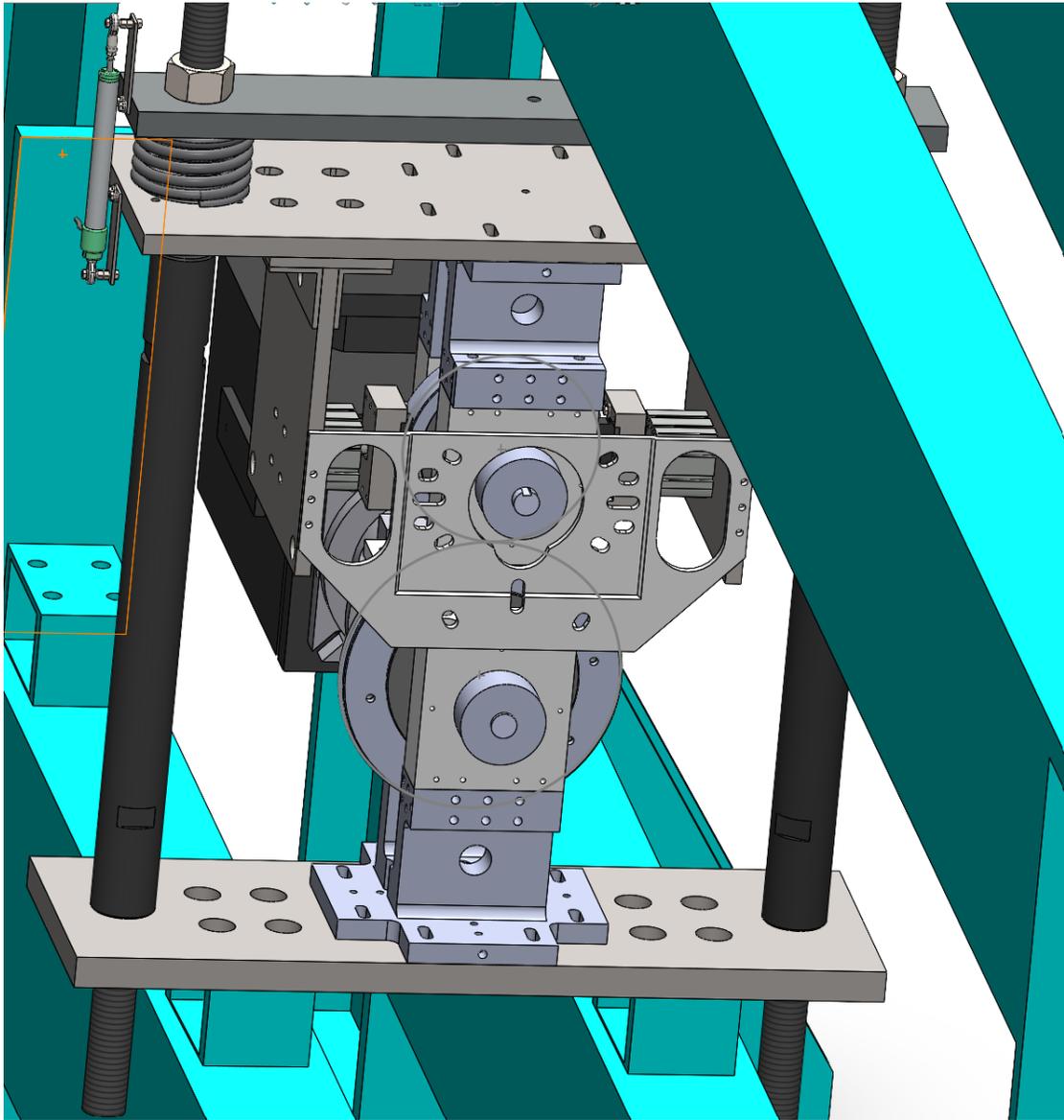


Figura 7.12: Banco di prova con piastra montata

## Capitolo 8

# Conclusioni

L'obiettivo di questa tesi era la validazione e l'impiego del banco di prova Twin disc del politecnico di Torino per l'analisi dell'attrito, dei fenomeni di usura e del comportamento termico nel contatto ceppo - ruota, oltre ad uno studio preliminare per l'integrazione di sistemi di misura della temperatura.

Le procedure di calibrazione descritte nel Capitolo 6 hanno verificato la ripetibilità e l'affidabilità del banco; inoltre sia il sistema di carico sia il cilindro freno hanno dimostrato comportamenti stabili e lineari, oltre ad un'elevata corrispondenza tra i valori misurati e quelli teorici. Questo permette alle campagne sperimentali di essere basate su dati scientificamente validi e coerenti.

Le prove di frenata poi condotte hanno inoltre confermato queste ipotesi, poichè i fattori di usura misurati a diverse velocità e i coefficienti di attrito dei vari ceppi hanno mostrato comportamenti coerenti con quanto riportato in letteratura.

Particolarmente rilevanti sono stati gli esperimenti di ripetibilità, che hanno dimostrato come il banco sia capace di replicare le condizioni operative desiderate. Successivamente, le prove termiche sono state impiegate al fine di realizzare una mappa di distribuzione delle temperature, al fine di identificare i picchi termici e le aree più sollecitate durante la frenata.

Il Capitolo 7 ha visto l'introduzione di uno studio preliminare sull'uso di pirometri come strumenti alternativi alla termocamera presente. Dopo aver esaminato il funzionamento e la varietà dei pirometri disponibili in commercio, è stato deciso di selezionare come modello più idoneo il modello CT 3MH1, con la capacità di misurare temperature da 150 °C a 1000°C, idonee alle temperature registrate nell'interazione ruota-rotai. È stato inoltre realizzato una piastra di supporto per i pirometri che consente l'alloggiamento dei sensori per monitorare l'evoluzione della temperatura in maniera precisa e mantenendo la distanza necessaria per i pirometri.

Per concludere, il banco di prova twin disc ha dimostrato di essere un modello affidabile e versatile per lo studio della tribologia ferroviaria, con capacità di fornire dati coerenti e ripetibili. I suoi possibili utilizzi possono essere molto disparati, dalla validazione di modelli numerici a studi preliminari per successive validazioni di normative ferroviarie.

È rilevante la possibilità di integrazione dei pirometri che fornirà informazioni ad alta risoluzione spaziale e temporale sul comportamento termico della ceppo, della ruota e del rullo, aumentando ulteriormente le potenzialità del banco.

Questo lavoro rappresenta un passo importante verso la definizione di un ambiente sperimentale sempre più completo e affidabile che sia in grado di dare il corretto supporto alla ricerca in ambito

ferroviario. Possibili innovazioni future sono relative alla realizzazione effettiva dei supporti per i pirometri, oltre alla progettazione di ulteriori supporti che permettano la misura della temperatura sulla tavola delle ruote

# Appendice A

## Misure calibrazioni

### A.1 Calibrazione potenziometro

- Prima prova di carico

Tensione di Alimentazione = 5.035 V

Forza di riferimento [kg]	Forza di riferimento equivalente [ton]	Forza misurata dalla cella [kg]
120	6	125.9
160	8	159.7
200	10	199.2
240	12	240
280	14	279.16
320	16	319.51
360	18	359.92
400	20	399
450	22.5	449.5
500	25	501.6

Tabella A.1: Misure prima prova di carico (parte 1)

Tensione output potenziometro [V]	Misura potenziometro [mm]	Distanza Piastre calibro [mm]
4.46	91.69	148.6
4.15	85.29	142.3
3.77	77.65	134.5
3.38	69.81	126.8
3.03	62.78	119.7
2.65	55.14	112.1
2.29	47.70	104.9
1.96	41.10	98.1
1.55	32.63	89.6
1.17	25.00	82.2

Tabella A.2: Misure prima prova di carico (parte 2)

- Prima prova di scarico

Forza di riferimento [kg]	Forza di riferimento equivalente [ton]	Forza misurata dalla cella [kg]
500	25	501.0
450	22.5	450.7
400	20	398.8
360	18	359.9
320	16	319.8
280	14	280.6
240	12	240.3
200	10	199.1
160	8	160.3
120	6	130.3

Tabella A.3: Misure prima prova di scarico (parte 1)

Tensione output potenziometro [V]	Misura potenziometro [mm]	Distanza Piastre calibro [mm]
1.17	25.00	82.0
1.58	33.25	90.4
2.00	41.93	99.3
2.36	49.16	106.3
2.72	56.38	113.5
3.06	63.20	120.5
3.44	71.04	128.2
3.80	78.02	135.6
4.19	86.12	143.0
4.46	91.69	148.6

Tabella A.4: Misure prima prova di scarico (parte 2)

- Seconda prova di carico

Forza di riferimento [kg]	Forza di riferimento equivalente [ton]	Forza misurata dalla cella [kg]
120	6	124,6
160	8	159,2
200	10	199,11
240	12	239,1
280	14	278,59
320	16	319,67
360	18	359,6
400	20	399,36
450	22.5	449,6
500	25	500,2

Tabella A.5: Misure seconda prova di carico (parte 1)

Tensione output potenziometro [V]	Misura potenziometro [mm]	Distanza Piastre calibro [mm]
4,46	91,69	148,5
4,12	84,67	141,65
3,76	77,45	134,6
3,39	70,01	127,15
3,02	62,37	119,73
2,65	54,94	112,15
2,28	47,5	105
1,93	40,48	97,58
1,52	32,02	89,25
1,18	25,20	82,45

Tabella A.6: Misure seconda prova di carico (parte 2)

- Seconda prova di scarico

Forza di riferimento [kg]	Forza di riferimento equivalente [ton]	Forza misurata dalla cella [kg]
500	25	503,6
450	22.5	449,75
400	20	400,17
360	18	359,66
320	16	320,36
280	14	278,86
240	12	239,1
200	10	199,66
160	8	158,84
120	6	133,15

Tabella A.7: Misure seconda prova di scarico (parte 1)

Tensione output potenziometro [V]	Misura potenziometro [mm]	Distanza Piastre calibro [mm]
1,18	25,20	82,4
1,59	33,46	90,8
2,00	41,72	99,0
2,37	49,36	106,7
2,73	56,79	113,9
3,11	64,23	121,6
3,48	71,87	129,2
3,85	79,30	136,6
4,23	86,94	144
4,46	91,49	148,5

Tabella A.8: Misure seconda prova di scarico (parte 2)

- Terza prova di carico

Forza di riferimento [kg]	Forza di riferimento equivalente [ton]	Forza misurata dalla cella [kg]
120	6	127,1
160	8	160,3
200	10	200,3
240	12	240,8
280	14	279,5
320	16	320,1
360	18	361,9
400	20	400
450	22.5	450,2

Tabella A.9: Misure terza prova di carico (parte 1)

Tensione output potenziometro [V]	Misura potenziometro [mm]	Distanza Piastre calibro [mm]
4,46	91,69	148,55
4,15	85,29	142,15
3,78	77,86	134,58
3,41	70,4	127,95
3,04	63	119,75
2,68	55,55	112,25
2,31	48,12	105,15
1,99	41,7	98,4
1,58	33,25	89,95

Tabella A.10: Misure terza prova di carico (parte 2)

- Terza prova di scarico

Forza di riferimento [kg]	Forza di riferimento equivalente [ton]	Forza misurata dalla cella [kg]
500	25	503,6
450	22.5	449,75
400	20	400,17
360	18	359,66
320	16	320,36
280	14	278,86
240	12	239,1
200	10	199,66
160	8	158,84
120	6	133,15

Tabella A.11: Misure terza prova di scarico (parte 1)

Tensione output potenziometro [V]	Misura potenziometro [mm]	Distanza Piastre calibro [mm]
1,18	25,20	82,4
1,59	33,46	90,8
2,00	41,72	99,0
2,37	49,36	106,7
2,73	56,79	113,9
3,11	64,23	121,6
3,48	71,87	129,2
3,85	79,30	136,6
4,23	86,94	144
4,46	91,49	148,5

Tabella A.12: Misure terza prova di scarico (parte 2)

## A.2 Calibrazione cilindro freno

- Prima prova di carico

Pressione di target [bar]	Pressione di feedback [bar]	Forza cella [kg]
0.5	0.46	11.2
1	0.93	16.96
1.5	1.46	27.01
2	1.95	37.7
2.5	2.50	48.44
3	3.00	58.42
3.5	3.51	67.84
4	4.02	77.15
4.5	4.34	82.88

Tabella A.13: Prima prova di carico

- Seconda prova di carico

Pressione di target [bar]	Pressione di feedback [bar]	Forza cella [kg]
0.5	0.46	11.57
1	0.94	17.08
1.5	1.43	26.92
2	1.95	37.65
2.5	2.50	48.37
3	3.00	58.42
3.5	3.51	67.85
4	4.02	77.1
4.5	4.34	82.6

Tabella A.14: Seconda prova di carico

- Terza prova di carico

Pressione di target [bar]	Pressione di feedback [bar]	Forza cella [kg]
0.5	0.46	11.57
1	0.94	16.8
1.5	1.43	26.84
2	1.95	37.73
2.5	2.50	48.38
3	3.00	58.65
3.5	3.51	67.98
4	4.02	77.3
4.5	4.34	82.7

Tabella A.15: Terza prova di carico

## Appendice B

# Grafici risultati prove freno

- 400 RPM
  - 1.05 bar

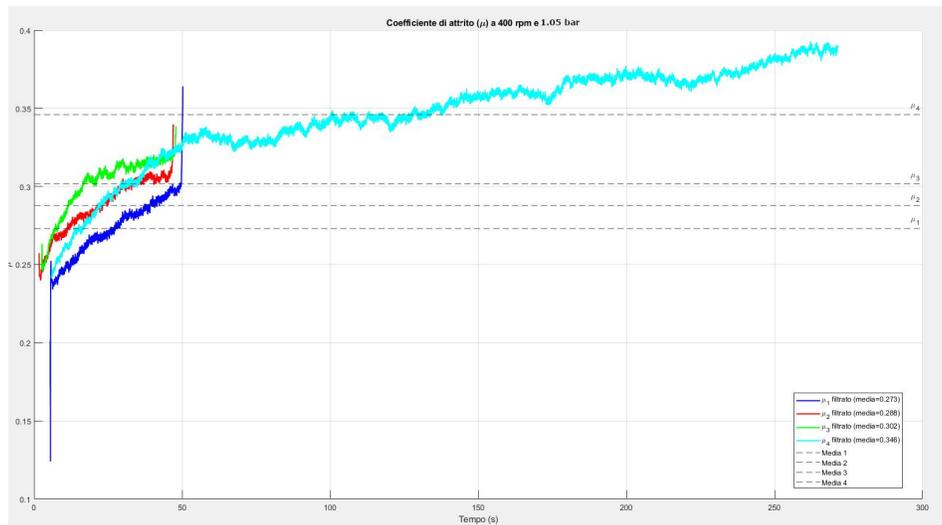


Figura B.1: Coefficiente di attrito a 400 rpm e 1.05 bar

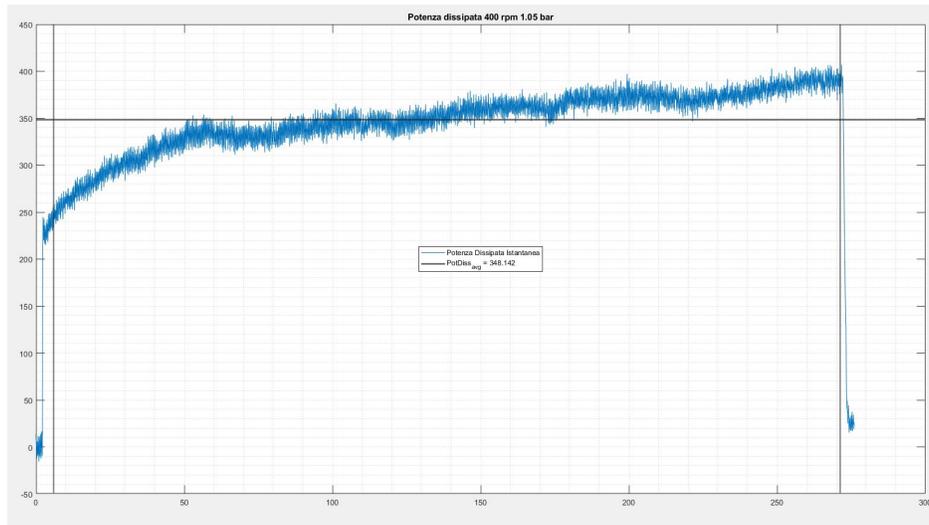


Figura B.2: Potenza dissipata a 400 rpm e 1.05 bar

— 2.1 bar

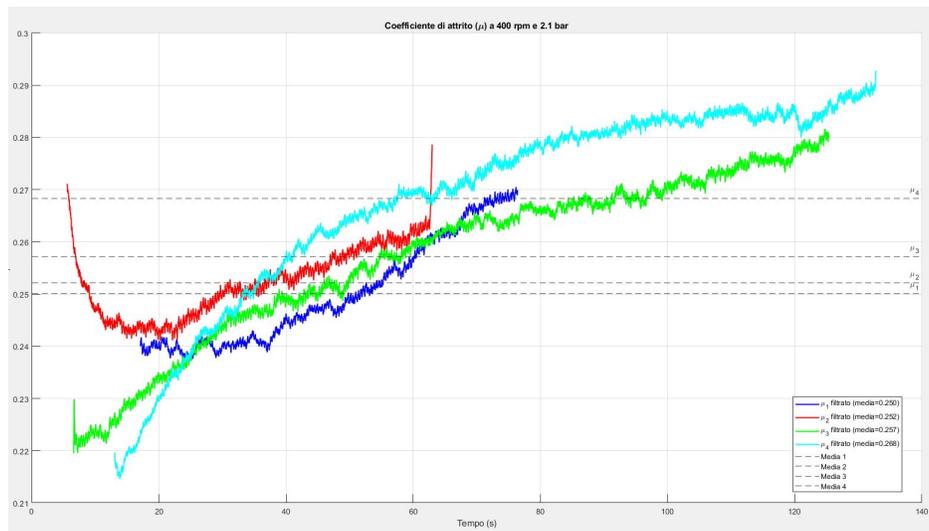


Figura B.3: Coefficiente di attrito a 400 rpm e 2.1 bar

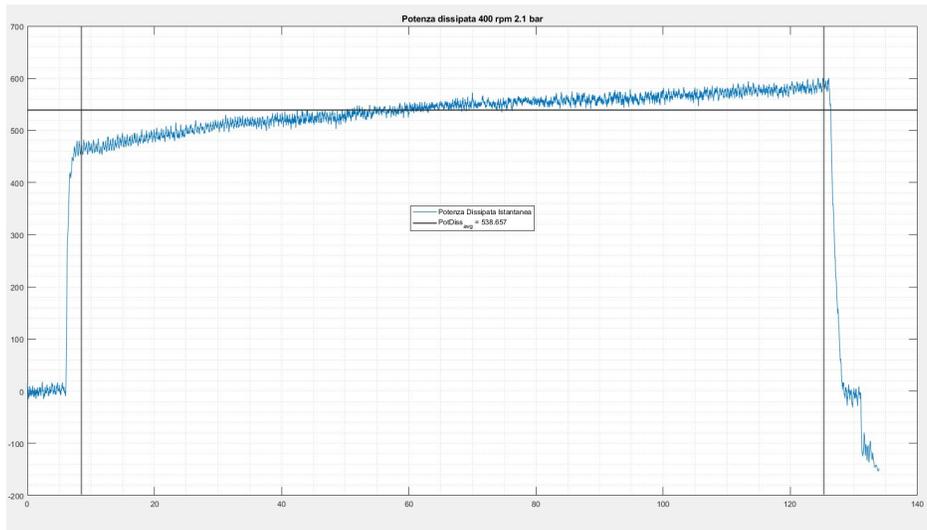


Figura B.4: Potenza dissipata a 400 rpm e 2.1 bar

– 3.15 bar

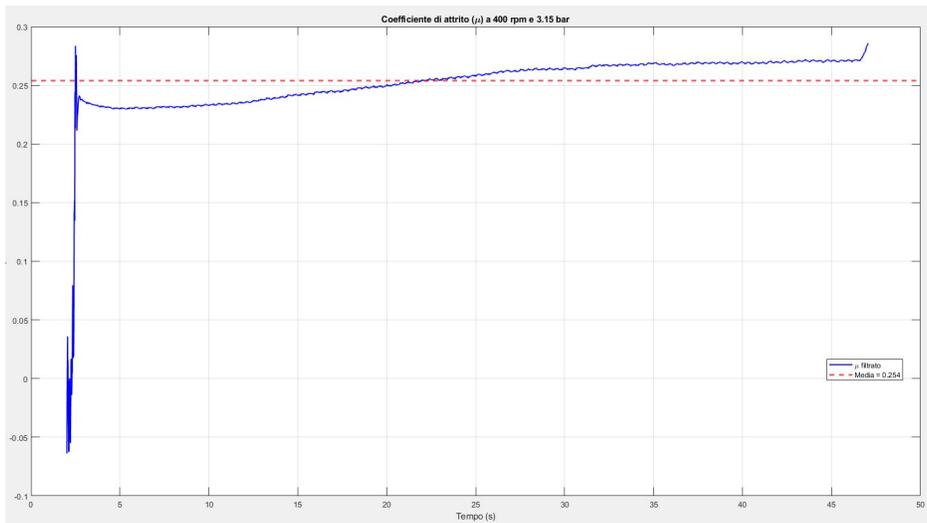


Figura B.5: Coefficiente di attrito a 400 rpm e 3.15 bar

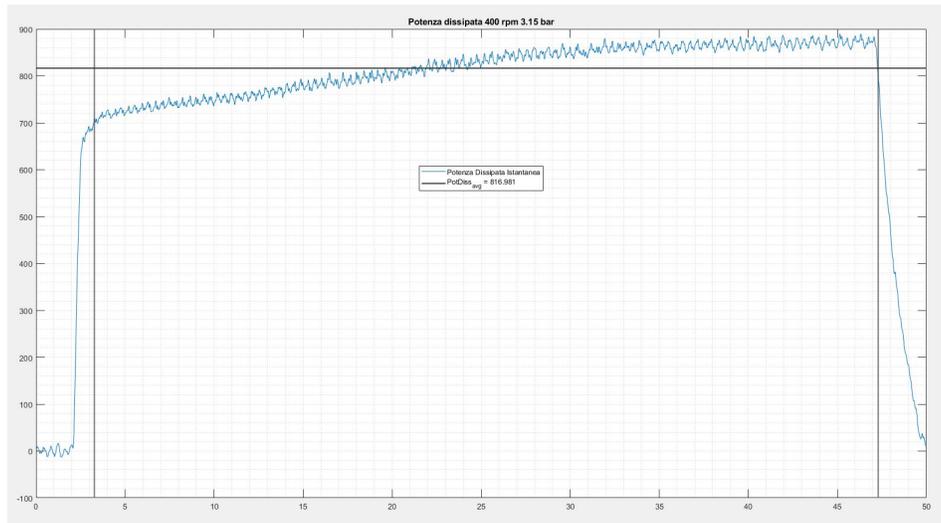


Figura B.6: Potenza dissipata a 400 rpm e 3.15 bar

— 4.2 bar

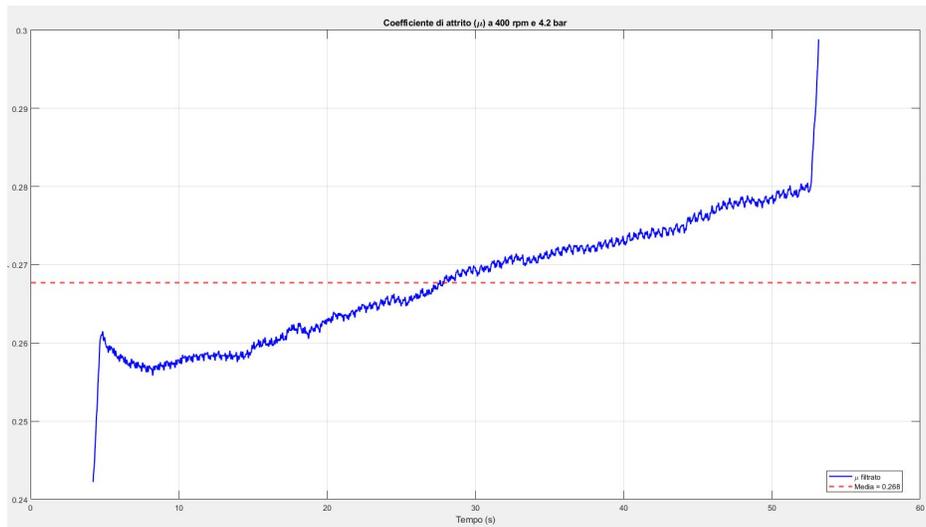


Figura B.7: Coefficiente di attrito a 400 rpm e 4.2 bar

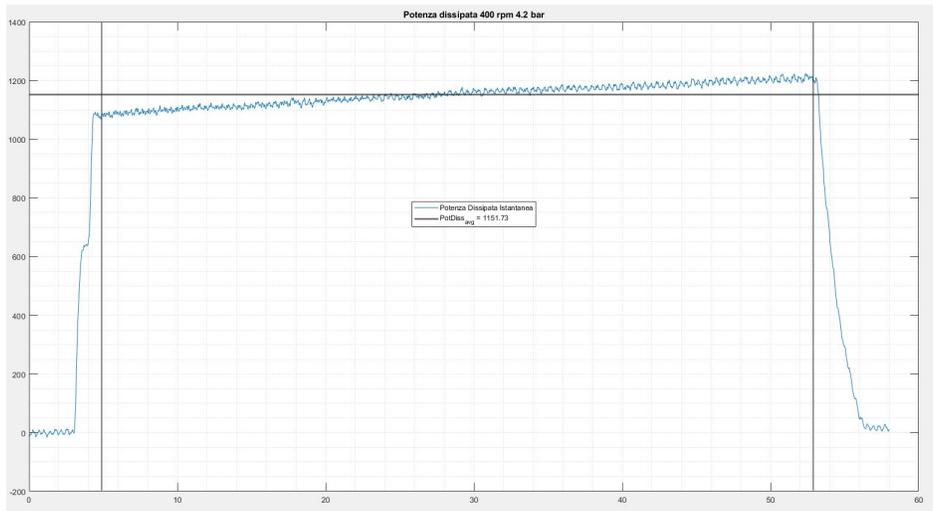


Figura B.8: Potenza dissipata a 400 rpm e 4.2 bar

- 800 RPM
  - 1.05 bar

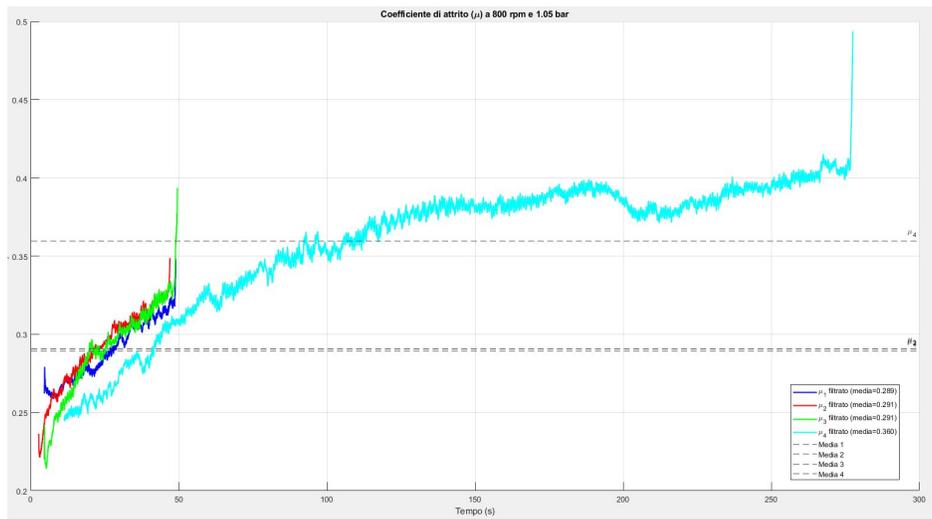


Figura B.9: Coefficiente di attrito a 800 rpm e 1.05 bar

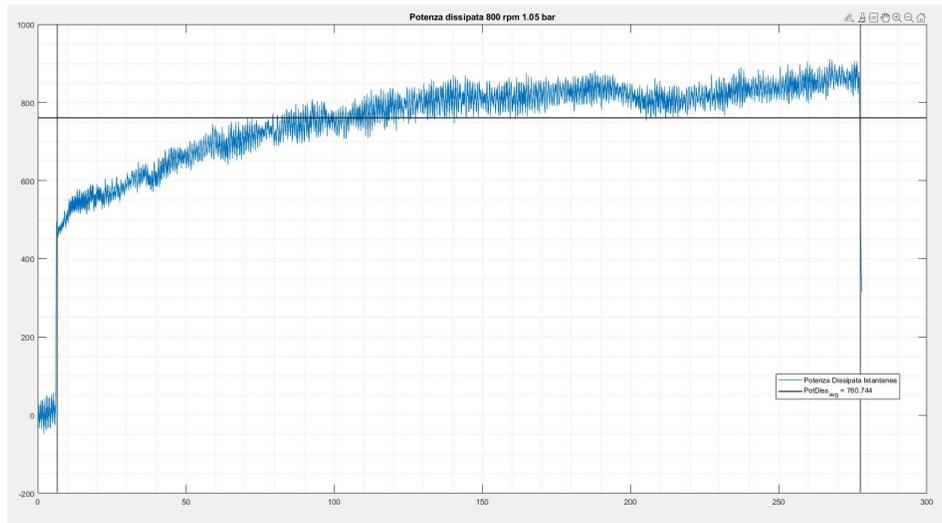


Figura B.10: Potenza dissipata a 800 rpm e 1.05 bar

— 2.1 bar

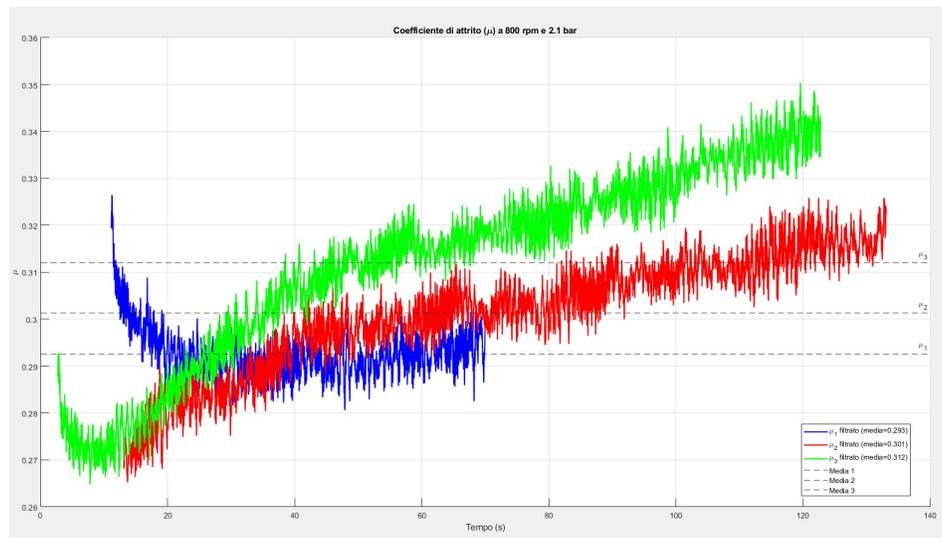


Figura B.11: Coefficiente di attrito a 800 rpm e 2.1 bar

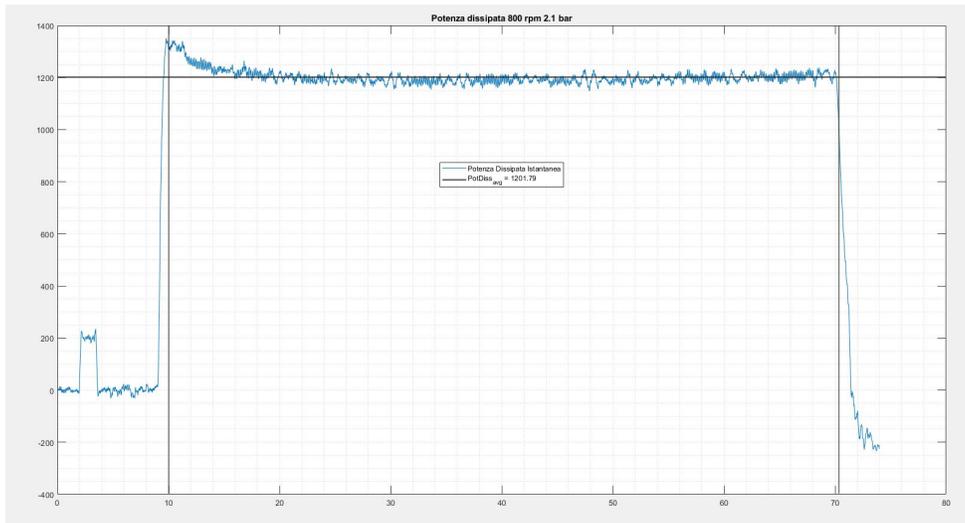


Figura B.12: Potenza dissipata a 800 rpm e 2.1 bar

– 3.15 bar

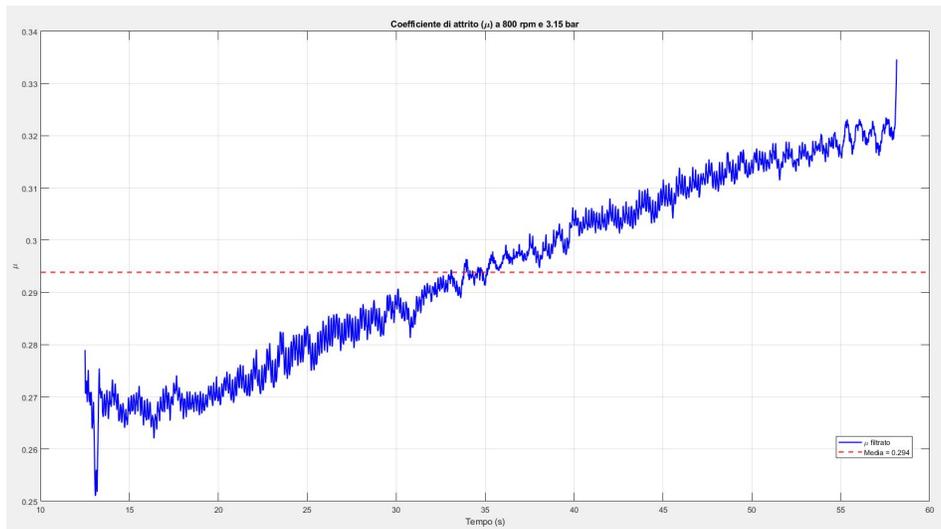


Figura B.13: Coefficiente di attrito a 800 rpm e 3.15 bar

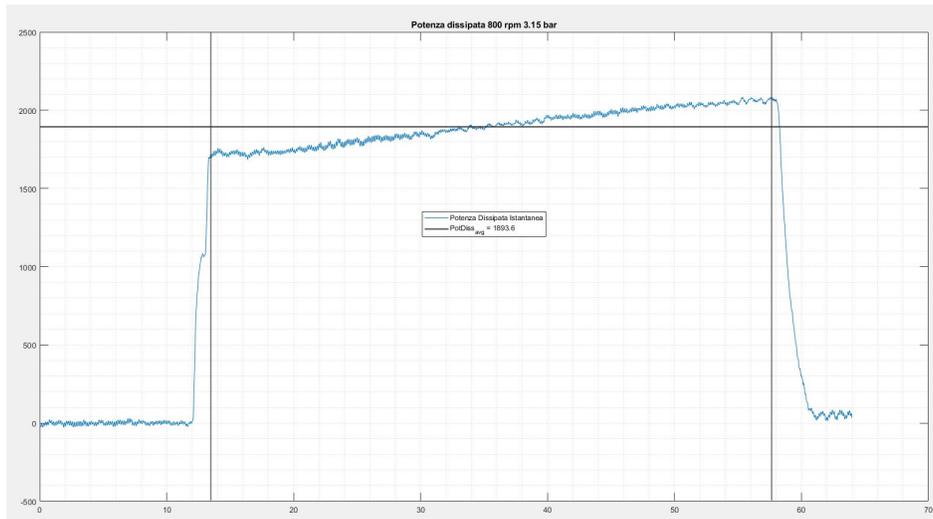


Figura B.14: Potenza dissipata a 800 rpm e 3.15 bar

– 4.2 bar

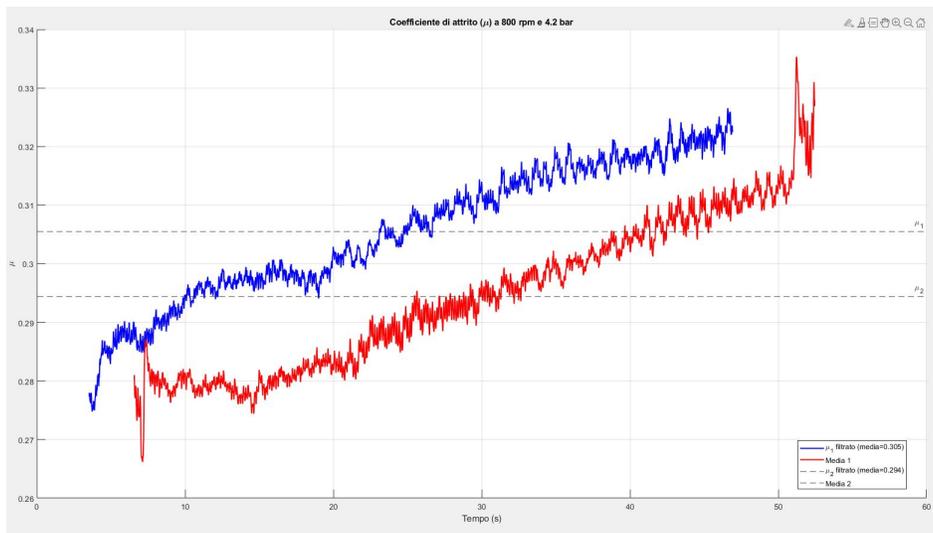


Figura B.15: Coefficiente di attrito a 800 rpm e 4.2 bar

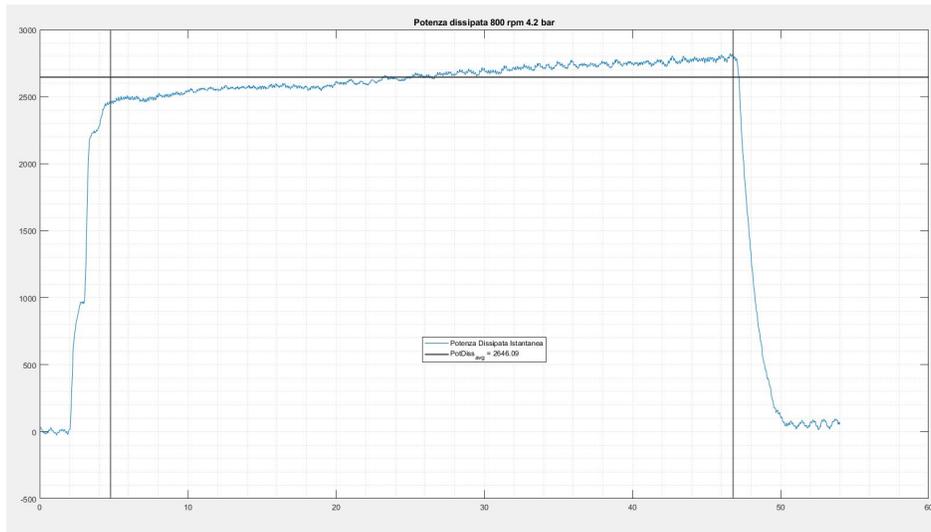


Figura B.16: Potenza dissipata a 800 rpm e 4.2 bar

- 1200 RPM
  - 1.05 bar

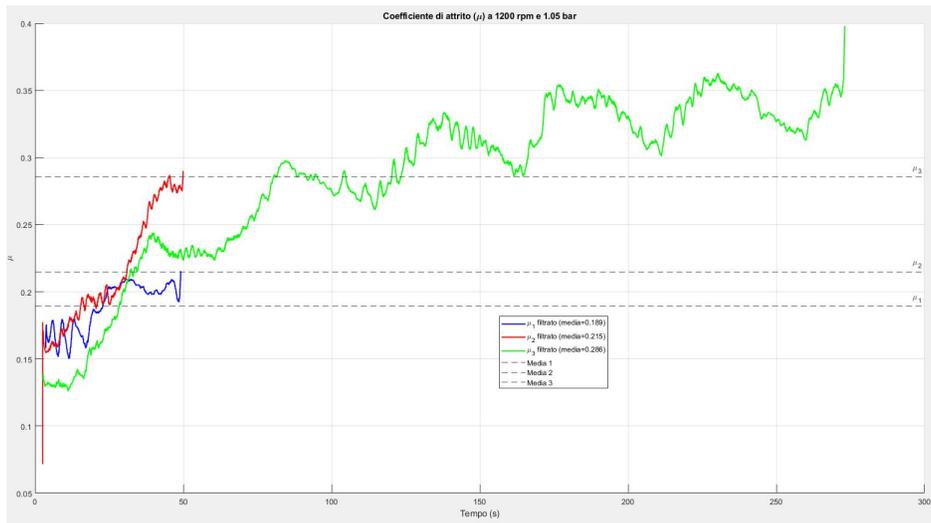


Figura B.17: Coefficiente di attrito a 1200 rpm e 1.05 bar

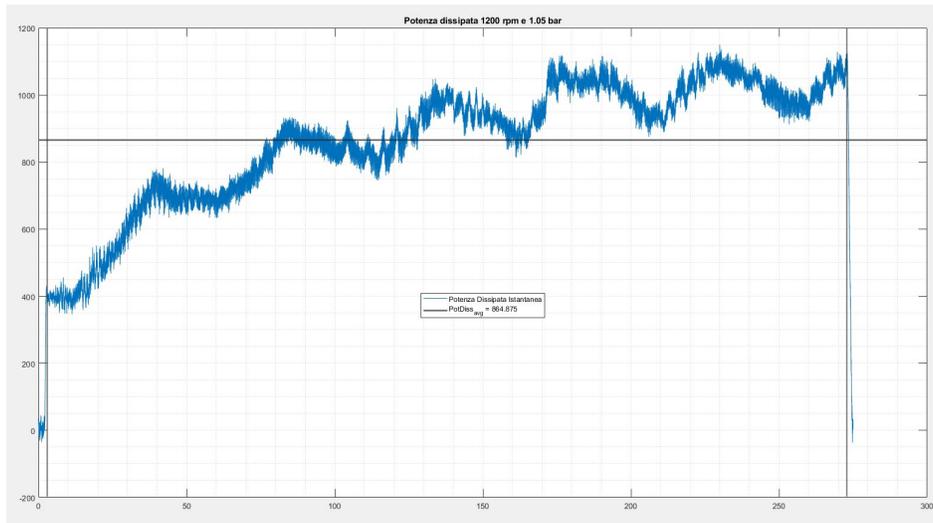


Figura B.18: Potenza dissipata a 1200 rpm e 1.05 bar

– 2.1 bar

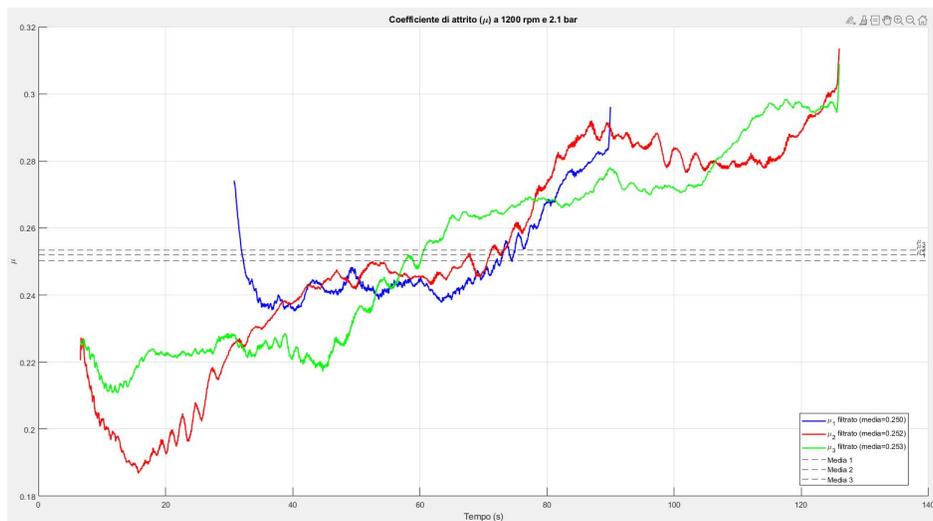


Figura B.19: Coefficiente di attrito a 1200 rpm e 2.1 bar

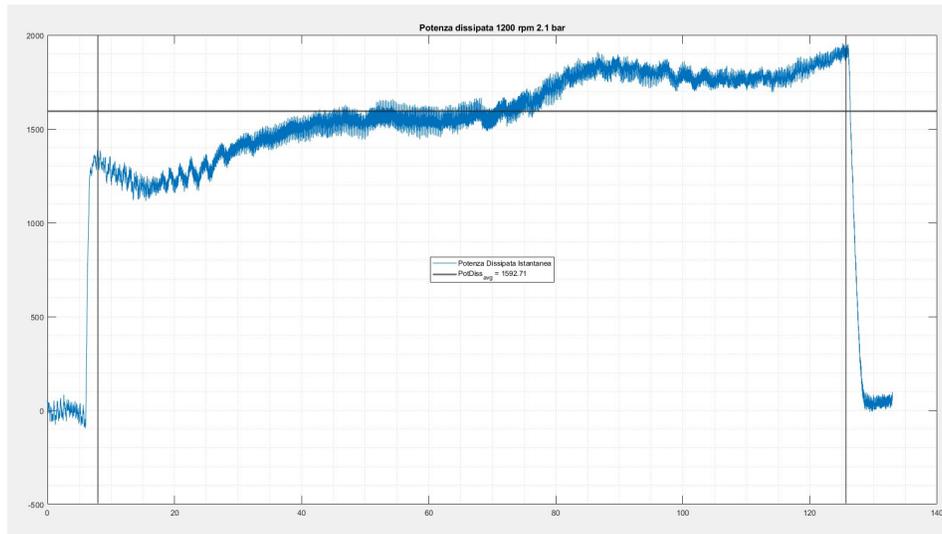


Figura B.20: Potenza dissipata a 1200 rpm e 2.1 bar

— 3.15 bar

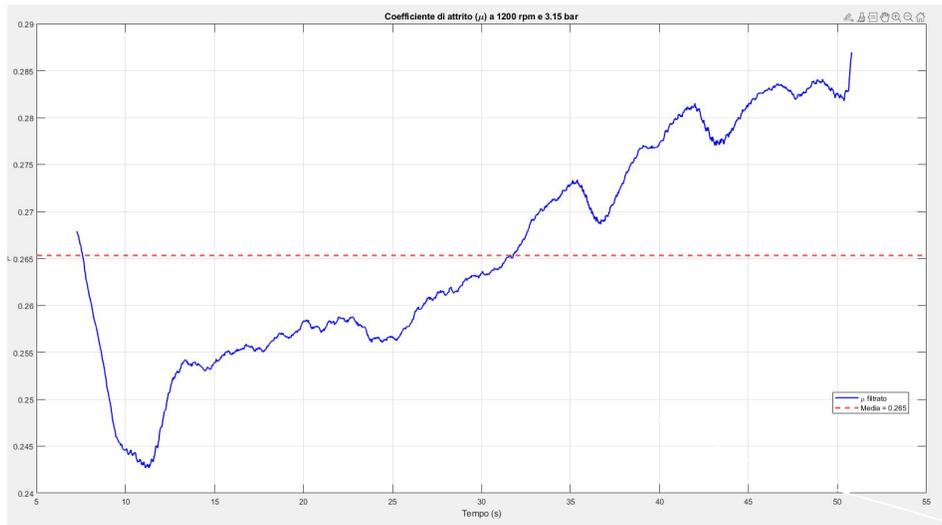


Figura B.21: Coefficiente di attrito a 1200 rpm e 3.15 bar

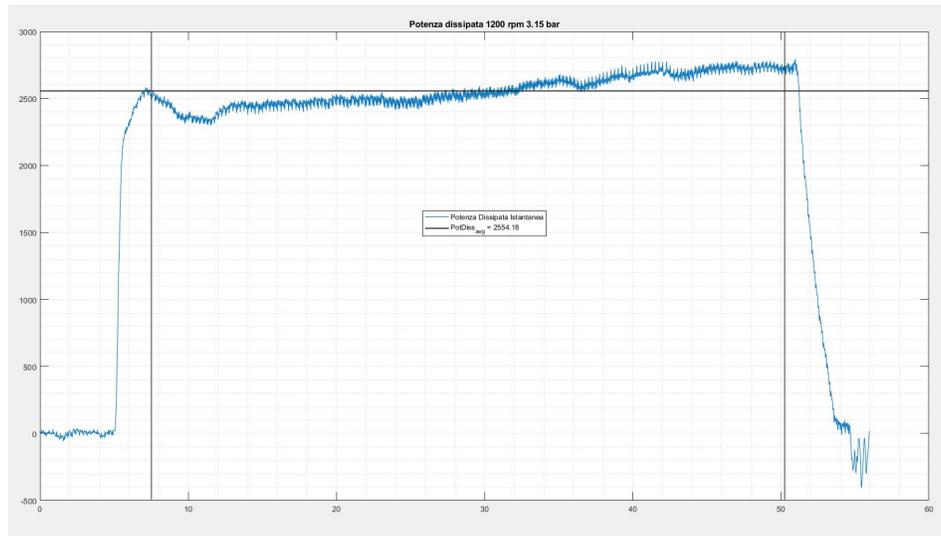


Figura B.22: Potenza dissipata a 1200 rpm e 3.15 bar

– 4.2 bar

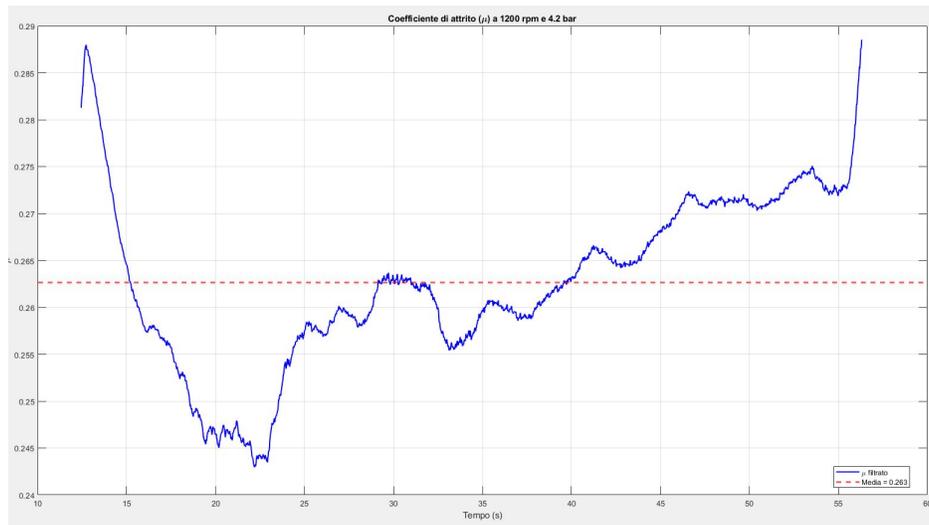


Figura B.23: Coefficiente di attrito a 1200 rpm e 4.2 bar

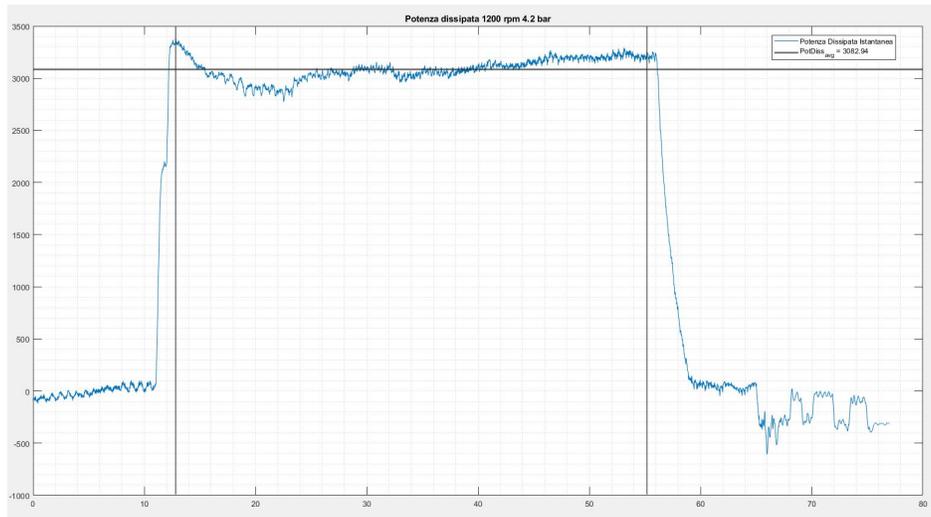


Figura B.24: Potenza dissipata a 1200 rpm e 4.2 bar

# Bibliografia e sitografia

- [1] Matteo Magelli, Rosario Pagano e Nicolò Zampieri. “Design of an innovative twin-disc device for the evaluation of wheel and rail profile wear”. In: *Designs* 8.4 (lug. 2024), p. 73. DOI: 10.3390/designs8040073.
- [2] Niccolò Bosso. *Slide del corso "Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia"*. online. 2024.
- [3] Robert Gjini. “Simulazione termica del contatto ruota-ceppo per veicoli ferroviari trasporto merci”. Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2021.
- [4] Rakesh Sharma, Manish Dhingra e Rajeev Pathak. “Braking Systems in Railway Vehicles”. In: *International Journal of Engineering Research & Technology* 4 (2015), pp. 206–211.
- [5] Nov. 2020. URL: <https://teesvalleymuseums.org/blog/post/locomotion-no-1/>.
- [6] Joe Smetanka. Apr. 2016. URL: <https://info.westinghousenuclear.com/blog/air-brake-invention-at-the-heart-of-westinghouse-safety-legacy>.
- [7] UIC. *Norma UIC 540*. 2006.
- [8] Francesco Matteo Nigro. “Studio del contatto ruota-ceppo durante l’ operazione di frenatura di veicoli ferroviari merci”. Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2020.
- [9] UIC. *Norma UIC 541-04*. 2006.
- [10] UIC. *Norma UIC 541-1*. 2003.
- [11] CEN. *Norma EN 16452-2015*. 2015.
- [12] F. Bucur et al. “Manufacturing process management for cast iron brake blocks”. In: *Journal of Physics: Conference Series* 1781.1 (2021), p. 012056. DOI: 10.1088/1742-6596/1781/1/012056.
- [13] URL: <http://bsrailway.com/railway-locomotive/railway-brake-block.shtml>.
- [14] Parlamento europeo e consiglio. *Direttiva 57/2008*. 2008.
- [15] P. Bucsky. “Noise related rail access charges in Europe: Aspects of interoperability and Competitiveness”. In: *Periodica Polytechnica Transportation Engineering* 49.2 (2019), pp. 189–197. DOI: 10.3311/pptr.14269.
- [16] UIC. *Norma UIC 541-04*. 2007.
- [17] P. Wasilewski. “Full-scale dynamometer test of composite railway brake shoes - study on the effect of the reinforcing fibre type”. In: *Acta Mechanica Et Automatica* 12.3 (2018), pp. 204–208. DOI: 10.2478/ama-2018-0031.

- [18] URL: <https://www.hindcompo.com/products/railway-brake-blocks.htm>.
- [19] Mag. 2025. URL: <https://drie-d.com/our-products/brake-block-railway/#:~:text=Materials%20in%20railway%20brake%20blocks,produce%20minimal%20noise%20and%20dust>.
- [20] *catalogo FRIMATRIL*.
- [21] Nurul Fitria Apriliani Naufal Hilmi Setiawan Putra Dadang Sanjaya Atmaja Adya Aghastya Qudsiyyatul Lailiyah. “Analysis of Hardness and Wear Properties of Composite Railway Brake Blocks Using Nylon Fiber Reinforced”. In: *International Conference on Railway and Transportation*. 2022.
- [22] B.U. Anyanwu et al. “Effect of kenaf core fibre (hibiscus cannabinus) as one of the dispersing phases in brake pad composite production”. In: *Journal of Physics: Conference Series* 1378.4 (dic. 2019), p. 042046. DOI: 10.1088/1742-6596/1378/4/042046.
- [23] Farah Hanan et al. “Characterization of hybrid oil palm empty fruit bunch/woven kenaf fabric-reinforced epoxy composites”. In: *Polymers* 12.9 (set. 2020), p. 2052. DOI: 10.3390/polym12092052.
- [24] Sarafat Ali et al. “Coconut waste fiber used as brake pad reinforcement polymer composite and compared to standard kevlar-based brake pads to produce an asbestos free brake friction material”. In: *Polymer Composites* 43.3 (gen. 2022), pp. 1518–1525. DOI: 10.1002/pc.26472.
- [25] Hisham Abdel-Aal. “A note on the intrinsic thermal response of metallic pairs in dry sliding friction”. In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 26.2 (1999), pp. 289–298. DOI: 10.1016/S0735-1933(99)00015-9.
- [26] H. Peter Jost. “Tribology: How a word was coined 40 years ago”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 223.J3 (2009), pp. 240–244. URL: [https://www.researchgate.net/publication/278344903\\_Tribology\\_How\\_a\\_word\\_was\\_coined\\_40\\_years\\_ago](https://www.researchgate.net/publication/278344903_Tribology_How_a_word_was_coined_40_years_ago).
- [27] John Williams. “The Invention of Tribology: Peter Jost’s Contribution”. In: *Lubricants* 12.3 (2024), p. 65. URL: <https://www.mdpi.com/2075-4442/12/3/65>.
- [28] H.P. Jost e Great Britain. Ministry of Technology. *Committee on Tribology Report, 1966-67*. H.M. Stationery Office, 1968. URL: <https://books.google.it/books?id=TrnnSAAACAAJ>.
- [29] Theodore Reye. “Zur Theorie der Zapfenreibung”. In: *Der Civilingenieur* 6 (1860), pp. 235–255.
- [30] Frank Philip Bowden e L. Leben. “The nature of sliding and the analysis of friction”. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* 169 (1939), pp. 371–391.
- [31] F. P. Bowden e D. Tabor. “Mechanism of metallic friction”. In: *Nature* 150.3798 (1942), pp. 197–199. DOI: 10.1038/150197a0.
- [32] Ragnar Holm. *The Frictional Force with Respect to the Actual Contact Surface*. Rapp. tecn. NACA-TM-802. Translated from Zeitschrift für technische Physik, Vol. 19, No. 7, 1944, pp. 325–327. National Advisory Committee for Aeronautics (NACA), 1944. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20050019642>.

- [33] Ernest Rabinowicz. “The Effect of Size on the Looseness of Wear Fragments”. In: *Wear* 2 (1958/59), pp. 4–8.
- [34] Elena Popova, Valentin L. Popov e Dae-Eun Kim. “60 years of Rabinowicz’ criterion for adhesive wear”. In: *Friction* 6.8 (2018), pp. 735–740. DOI: 10.1007/s40544-018-0240-8. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s40544-018-0240-8>.
- [35] James A Greenwood J. B. P. P. Williamson. “Contact of Nominally Flat Surfaces”. In: *Journal of Engineering for Industry* 88 (3 1966), pp. 375–384. DOI: 10.1115/1.3660503.
- [36] Southern Pacific Transportation Company, Technical Research and Development Group. *FREIGHT CAR TRUCK DESIGN OPTIMIZATION, Literature Search Volume II*. Interim Report FRA-OR&D 75-81B. Document is available to the public through the National Technical Information Service, Springfield, Virginia 22161. Washington, D.C.: U.S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration, Office of Research and Development, lug. 1975.
- [37] L. A. Vukolov e V. A. Zharov. “Indications of Train Wheel Serviceability State during Wheel Interaction with Brake Shoes Made of Polymer Composites, Metalloceramics, and Cast Iron”. In: *Journal of Friction and Wear* 29.5 (2008), pp. 358–361. ISSN: 1068-3666. DOI: 10.3103/S1068366608050061.
- [38] L. Cantone e A. Ottati. “Modelling of Friction Coefficient for Shoes Type LL By Means of Polynomial Fitting”. In: *The Open Transportation Journal* 12.1 (2018), pp. 114–127. DOI: 10.2174/18744478018120100114.
- [39] P. D. Allen et al. “Roller Rigs”. In: *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. A cura di S. Iwnicki et al. 2<sup>a</sup> ed. CRC Press / Taylor & Francis, 2020. Cap. 19, pp. 782–844. DOI: 10.1201/9780429453302. URL: <https://flore.unifi.it/handle/2158/1195363>.
- [40] R. Conti et al. “A full-scale roller-rig for railway vehicles: multibody modelling and Hardware In the Loop architecture”. In: *Multibody System Dynamics* 37.1 (2016), pp. 29–51. DOI: 10.1007/s11044-016-9507-x. URL: <https://doi.org/10.1007/s11044-016-9507-x>.
- [41] Weihua Zhang et al. “Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig”. In: *Wear* 253.1-2 (2002), pp. 82–88. ISSN: 0043-1648. DOI: 10.1016/S0043-1648(02)00086-8.
- [42] F. Bartolini et al. “Multibody simulation fo scaled roller-rig for wheel/rail degraded adhesion tests”. In: *Proceedings of the 13th International Conference on Rail Vehicle Engineering*. 2011, pp. 408–409.
- [43] 松平 精 (Matsudaira Tadashi). “車輪の挙動 [Behaviour of wheels]”. In: 鉄道業務研究資料 [*Journal of Railway Operations Research*] 9.19 (mar. 1952). Modelli in scala su roller-rig, 1/10 e 1/5.
- [44] S. Živanović. “The Application of Roller Rigs to Railway Vehicle Dynamics”. In: *ResearchGate* (2006). URL: [https://www.researchgate.net/publication/224785051\\_The\\_Application\\_of\\_Roller\\_Rigs\\_to\\_Railway\\_Vehicle\\_Dynamics](https://www.researchgate.net/publication/224785051_The_Application_of_Roller_Rigs_to_Railway_Vehicle_Dynamics).
- [45] B. Allotta et al. “A scaled roller test rig for high speed vehicles”. In: *Vehicle System Dynamics* 48 (2010), pp. 3–18.
- [46] Osborn Reynolds. “Iv. on the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion”. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. (A.)* 186 (dic. 1895), pp. 123–164. DOI: 10.1098/rsta.1895.0004.

- [47] 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/vsd.31.5.345.8360.
- [48] A. Jaschinski. “On the application of similarity laws to a scaled railway bogie model”. Tesi di dott. TU-Delft, 1990.
- [49] S. Owen-Jones. *Library Summary of Wear Test Methods*. Technical Report CMMT 93. Includes historical mention of the Amsler Twin-Disc test rig developed in the 1920s. National Physical Laboratory, 1997. URL: <https://eprintspublications.npl.co.uk/821/1/cmmt93.pdf>.
- [50] António Castanhola Batista et al. “Wear and Surface Residual Stress Evolution on Twin-Disc Tests of Rail/Wheel Steels”. In: *Materials Science Forum* 768–769 (2014), pp. 707–713. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.768-769.707. URL: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF.768-769.707>.
- [51] P.J. Bolton e P. Clayton. “Rolling—sliding wear damage in rail and Tyre Steels”. In: *Wear* 93.2 (gen. 1984), pp. 145–165. DOI: 10.1016/0043-1648(84)90066-8.
- [52] R. C. Rocha, H. Ewald, A. B. Rezende et al. “Using twin disc for applications in the railway: a systematic review”. In: *J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.* 45.191 (2023). DOI: 10.1007/s40430-023-04104-1.
- [53] D. I. Fletcher e J. H. Beynon. “Development of a Machine for Closely Controlled Rolling Contact Fatigue and Wear Testing”. In: *J. Test. Eval.* 28.4 (2000), pp. 267–275. DOI: 10.1520/JTE12104J.
- [54] W.J. Wang et al. “Study on the adhesion behavior of wheel/rail under oil, water and sanding conditions”. In: *Wear* 271.9-10 (2011), pp. 2693–2698. ISSN: 0043-1648. DOI: 10.1016/j.wear.2010.12.019.
- [55] W. Wang, J. Guo e Q. Liu. “Experimental study on wear and spalling behaviors of railway wheel”. In: *Chin. J. Mech. Eng.* 26 (2013), pp. 1243–1249. DOI: 10.3901/CJME.2013.06.1243.
- [56] Rosario Pagano. “Innovative design of a Twin Disc tribometer for wheel-rail contact analysis.” Tesi di dott. 2024.
- [57] Matteo Magelli, Rosario Pagano e Nicolò Zampieri. “Adapting a scaled twin-disc device for tread braking investigations based on an ad-hoc thermal similitude model”. In: *Wear* 574-575 (lug. 2025), p. 206105. DOI: 10.1016/j.wear.2025.206105.
- [58] Ianieri Aldo. “Calibrazione e prove sperimentali su un banco di prova Twin-Disc per applicazioni ferroviarie”. Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2025.
- [59] Ludwig Boltzmann. “Ableitung des Stefan’schen Gesetzes, betreffend die Abhängigkeit der Wärmestrahlung von der Temperatur aus der electromagnetischen Lichttheorie”. In: *Annalen der Physik und Chemie* 22 (1884), pp. 291–294.
- [60] Max Planck. “Ueber das Gesetz der Energieverteilung im Normalspectrum”. In: *Annalen der Physik* 4 (1901), pp. 553–563.

- [61] American Institute of Mining and Metallurgical Engineers, National Research Council e National Bureau of Standards. *Pyrometry: The Papers and Discussion of a Symposium on Pyrometry Held by the American Institute of Mining and Metallurgical Engineers at Its Chicago Meeting, September, 1919*. Washington, DC: National Academies Press, 1920. ISBN: 978-0-309-33946-9. DOI: 10.17226/20231. URL: <https://nap.nationalacademies.org/catalog/20231>.
- [62] Wm. Schriever. “A Laboratory Optical Pyrometer: Notes on Its Design and Operation”. In: *Proceedings of the Iowa Academy of Science* 28.1 (1921), pp. 69–82. URL: <https://scholarworks.uni.edu/pias/vol28/iss1/14/>.
- [63] George K. Burgess e Paul D. Foote. “Characteristics of Radiation Pyrometers”. In: *Bulletin of the Bureau of Standards* 12 (1915), pp. 91–176. URL: [https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/bulletin/12/nbsbulletinv12n1p91\\_A2b.pdf](https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/bulletin/12/nbsbulletinv12n1p91_A2b.pdf).
- [64] H. W. Yoon et al. *Optical Radiation Measurements Based on Detector Standards*. Rapp. tecn. 1621. Gaithersburg, MD: National Institute of Standards e Technology (NIST), 2009. URL: <https://www.nist.gov/publications/optical-radiation-measurements-based-detector-standards>.
- [65] R. Belikov et al. “Fast multi-wavelength pyrometer for dynamic temperature measurements”. In: *International Journal of Thermophysics* 45.2 (feb. 2024). DOI: 10.1007/s10765-023-03323-x.
- [66] H. J. Kostkowski e R. D. Lee. *Theory and Methods of Optical Pyrometry*. Rapp. tecn. 41. National Bureau of Standards, 1962. URL: <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/Legacy/MONO/nbsmonograph41.pdf>.
- [67] Omega Engineering. *Thermometry: An Omega Handbook, Volume 1: Thermometers*. <https://www.omega.co.uk/literature/transactions/volume1/thermometers1.html>. 2025.
- [68] Vladimir Bitjukov et al. “Measuring the spot diameter of the pyrometer by a slit diaphragm method”. In: *Measurement Techniques* (2025). URL: [https://www.researchgate.net/publication/393928550\\_Measuring\\_the\\_spot\\_diameter\\_of\\_the\\_pyrometer\\_by\\_a\\_slit\\_diaphragm\\_method](https://www.researchgate.net/publication/393928550_Measuring_the_spot_diameter_of_the_pyrometer_by_a_slit_diaphragm_method).
- [69] SZ Laser. *Infrared/IR Lenses & Windows Selection Guide*. <https://www.szlaser.com/index.php/infraredir-optics/infraredir-lenses-windows-selection-guide/>.
- [70] Avantier Inc. *The Complete Guide to IR Lenses*. <https://avantierinc.com/resources/knowledge-center/the-complete-guide-to-ir-lenses/>.
- [71] ESCO Optics, Inc. *IR Glass*. <https://escooptics.com/pages/ir-glass>. 2025.
- [72] OptoCity. <https://www.optocity.com/crystal/Ge.htm>. 2025.
- [73] Thorlabs. *Product Page*. [https://www.thorlabs.com/newgrouppage9.cfm?objectgroup\\_id=714](https://www.thorlabs.com/newgrouppage9.cfm?objectgroup_id=714). 2025.
- [74] Edmund Optics. *Ultra-Thin N-BK7 Windows*. <https://www.edmundoptics.com/f/ultra-thin-n-bk7-windows/13999/>. 2025.

- [75] Optris GmbH. *optris CT 3M: TECHNICAL DATA*. Datasheet CT 3M-DS-EN2018-07-B. Optris GmbH. Ferdinand-Buisson-Str. 14, 13127 Berlin, Germany, lug. 2018. URL: <https://www.luchsinger.it/contents/products/datasheet-ct-3m.pdf>.