

**POLITECNICO DI TORINO**

**Corso di Laurea Magistrale  
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

**Calibrazione sperimentale di un banco prova  
multiasse per lo studio del fenomeno della  
riadesione**



**Relatori**

Prof. Antonio Gugliotta  
Prof. Nicola Bosso  
Ing. Nicolò Zampieri

**Candidato**

Matteo Magelli

Marzo 2019

*A mio papà*

# Indice

|   |           |
|---|-----------|
| <b>Abstract</b> .....   | <b>1</b>  |
| <b>Sommario</b> .....   | <b>2</b>  |
| <b>1. Introduzione e Stato dell'Arte</b> .....  | <b>4</b>  |
| 1.1 <i>Definizioni fondamentali di attrito, creep e aderenza</i> .....                | 5         |
| 1.2 <i>Il contatto ruota-rotaia</i> .....   | 7         |
| 1.2.1 <i>Cenni di interazione ruota-rotaia</i> .....                                  | 7         |
| 1.2.2 <i>Teorie del contatto</i> .....  | 8         |
| 1.2.3 <i>Attrito dipendente dalla velocità</i> .....                                  | 14        |
| 1.2.4 <i>Il modello di contatto del Politecnico di Torino</i> .....                   | 17        |
| 1.3 <i>Il fenomeno della contaminazione</i> .....                                     | 20        |
| 1.3.1 <i>Contatto in presenza di acqua e olio</i> .....                               | 22        |
| 1.3.2 <i>Foglie</i> .....   | 26        |
| 1.3.3 <i>Grasso</i> .....   | 27        |
| 1.4 <i>Sistemi per il recupero dell'aderenza</i> .....                                | 28        |
| 1.4.1 <i>Sabbia</i> .....   | 29        |
| 1.4.2 <i>Friction Modifiers</i> .....   | 31        |
| 1.4.3 <i>Sistemi di controllo trazione e frenatura</i> .....                          | 35        |
| 1.5 <i>Modelli numerici di aderenza degradata</i> .....                               | 39        |
| <b>2. Il roller rig multisala del Politecnico di Torino</b> .....                     | <b>45</b> |
| 2.1 <i>Metodi sperimentali per la caratterizzazione dell'aderenza degradata</i> ..... | 46        |
| 2.1.1 <i>Tribometri</i> .....   | 46        |
| 2.1.2 <i>I sistemi roller rig</i> .....   | 48        |
| 2.1.2.1 <i>Condizioni di similitudine</i> .....                                       | 50        |
| 2.1.2.2 <i>Prove di aderenza mediante roller rig</i> .....                            | 54        |
| 2.2 <i>Prove sperimentali per la caratterizzazione della riadesione</i> .....         | 55        |
| 2.3 <i>Il roller rig multisala del Politecnico di Torino</i> .....                    | 58        |
| 2.3.1 <i>Il telaio</i> .....  | 60        |
| 2.3.2 <i>I rulli</i> .....  | 62        |
| 2.3.3 <i>Le sale ferroviarie</i> .....  | 64        |
| 2.3.4 <i>L'impianto frenante</i> .....  | 67        |
| 2.3.5 <i>Il sistema di sospensione</i> .....  | 69        |
| <b>3. Collegamenti e Calibrazione</b> .....   | <b>72</b> |
| 3.1 <i>La strumentazione e la strategia di controllo</i> .....                        | 73        |
| 3.2 <i>I collegamenti e l'acquisizione</i> .....                                      | 76        |
| 3.2.1 <i>Collegamento e acquisizione degli encoder</i> .....                          | 77        |

|           |  |            |
|-----------|--|------------|
| 3.2.2     | Collegamento e acquisizione delle celle di carico .....      | 81         |
| 3.2.3     | Collegamento e acquisizione delle elettrovalvole.....        | 83         |
| 3.2.4     | L'azionamento .....  | 86         |
| 3.2.5     | L'acquisizione in LabVIEW .....                              | 89         |
| 3.3       | La calibrazione dei sensori.....                             | 90         |
| 3.3.1     | La calibrazione delle celle di carico a bottone .....        | 90         |
| 3.3.2     | La calibrazione delle elettrovalvole .....                   | 93         |
| 3.3.2.1   | La scelta delle elettrovalvole .....                         | 93         |
| 3.3.2.2   | La taratura delle elettrovalvole.....                        | 95         |
| 3.3.3     | La determinazione dei raggi efficaci di frenatura.....       | 97         |
| <b>4.</b> | <b>Risultati sperimentali .....</b>                          | <b>100</b> |
| 4.1       | Introduzione .....   | 101        |
| 4.2       | Prove preliminari .....                                      | 101        |
| 4.2.1     | Influenza del raggio efficace di frenatura.....              | 101        |
| 4.2.2     | Strategia di pulizia delle superfici.....                    | 102        |
| 4.2.3     | Ripetibilità delle prove .....                               | 103        |
| 4.2.4     | Prove al variare della velocità dei rulli.....               | 105        |
| 4.3       | Ottimizzazione dell'acquisizione .....                       | 110        |
| 4.4       | Prova di riadesione .....                                    | 118        |
|           | <b>Conclusioni e sviluppi futuri.....</b>                    | <b>121</b> |
|           | <b>Appendice A – Equivalenze di carichi e velocità .....</b> | <b>124</b> |
| A.1       | Equivalenze di carichi .....                                 | 124        |
| A.2       | Equivalenze di velocità .....                                | 127        |
|           | <b>Appendice B – Data Sheet .....</b>                        | <b>128</b> |
| B.1       | Celle di carico a bottone FUTEK LLB 400 FSH 00877.....       | 128        |
| B.2       | Celle di carico a S FUTEK LSB302 FSH02089 .....              | 129        |
| B.3       | Encoder ELAP REM470–1024 -8/24–R-10–PP2 .....                | 130        |
| B.3       | Elettrovalvola SMC ITV0050 – 3BS.....                        | 130        |
|           | <b>Bibliografia .....</b>                                    | <b>132</b> |

# Indice delle Figure

|   |           |
|---|-----------|
| <i>Figura 1.1: Forza tangenziale vs creep e orma di contatto [1].....</i>   | <i>6</i>  |
| <i>Figura 1.2: Caratteristica di aderenza in condizioni di asciutto e bagnato [4].....</i>  | <i>7</i>  |
| <i>Figura 1.3: Profili ruota-rotai (a) e punti di contatto (b) .....</i>  | <i>8</i>  |
| <i>Figura 1.4: Attrito Coulombiano vs andamento reale .....</i>   | <i>9</i>  |
| <i>Figura 1.5: Caratteristica di aderenza secondo Carter [3].....</i>   | <i>9</i>  |
| <i>Figura 1.6: Aree di aderenza e scorrimento secondo Carter [8].....</i>   | <i>10</i> |
| <i>Figura 1.7: Confronto fra teorie del contatto .....</i>  | <i>11</i> |
| <i>Figura 1.8: Confronto tra modelli euristici e algoritmi di Kalker .....</i>  | <i>14</i> |
| <i>Figura 1.9: Confronto fra leggi di attrito vs velocità di scorrimento (riadattata da [18]) .....</i>                                   | <i>15</i> |
| <i>Figura 1.10: Confronto fra teoria originale di Kalker, modello esteso di CONTACT e dati sperimentali [19]..</i>                        | <i>16</i> |
| <i>Figura 1.11: Leggi di aderenza vs velocità [20] .....</i>  | <i>16</i> |
| <i>Figura 1.12: Modello PoliTO: Caratteristica di aderenza(<math>\eta = 0.3\%</math>, <math>\phi = 0</math>) [22].....</i>                | <i>19</i> |
| <i>Figura 1.13: Modello PoliTO: <math>F_y</math> vs <math>\phi</math> (<math>\xi=0.3\%</math>, <math>\eta = 0</math>) [22].....</i>       | <i>19</i> |
| <i>Figura 1.14: Fitting sperimentale dei parametri del modello PoliTO [22] .....</i>  | <i>20</i> |
| <i>Figura 1.15: Coefficienti di aderenza ottenuti mediante twin-disk machine [26] .....</i>   | <i>21</i> |
| <i>Figura 1.16: Curve di aderenza in presenza di contaminante ottenute mediante twin-disk machine [27].....</i>                           | <i>22</i> |
| <i>Figura 1.17: Curva di Stribeck [33] .....</i>  | <i>23</i> |
| <i>Figura 1.18: Curve di aderenza con pressione di contatto di 700 Mpa: Asciutto (a) e Lubrificazione con acqua e olio (b) [32].....</i>  | <i>24</i> |
| <i>Figura 1.19: Curve di Stribeck: contaminazione con acqua (a) e olio (b) [32].....</i>  | <i>24</i> |
| <i>Figura 1.20: Valori di attrito in presenza di foggiate e differenti valori di umidità [39].....</i>                                    | <i>26</i> |
| <i>Figura 1.21: Coefficiente di attrito: effetto di temperatura, umidità, grasso e foglie [39] .....</i>                                  | <i>27</i> |
| <i>Figura 1.22 Recupero di aderenza a seguito della contaminazione con grasso [43] .....</i>  | <i>28</i> |
| <i>Figura 1.23: Tasso di usura in presenza di sabbia [46].....</i>  | <i>29</i> |
| <i>Figura 1.24: Coefficiente di attrito in presenza di sabbia [46].....</i>   | <i>30</i> |
| <i>Figura 1.25: Coefficiente di aderenza in funzione della velocità di alimentazione della sabbia di tipo S (riadattata da [49]).....</i> | <i>31</i> |
| <i>Figura 1.26: Caratteristiche di aderenza per differenti tipi di FM [24].....</i>   | <i>33</i> |
| <i>Figura 1.27: Caratteristica di aderenza con FM a base di acqua in condizioni di asciutto (riadattata da [54]) .....</i>                | <i>34</i> |
| <i>Figura 1.28: Caratteristiche di aderenza per differenti condizioni di contaminazione [55] .....</i>                                    | <i>36</i> |
| <i>Figura 1.29: Sistema WSP: Schema per il controllo di una sala [57] .....</i>   | <i>36</i> |
| <i>Figura 1.30: Diagramma di corpo libero veicolo+sala.....</i>   | <i>37</i> |
| <i>Figura 1.31: Esempio di strategia WSP: andamento di velocità e pressione [59] .....</i>  | <i>38</i> |
| <i>Figura 1.32: Coefficienti di riduzione e teoria di Polach [4].....</i>   | <i>40</i> |
| <i>Figura 1.33: Ciclo di riadesione in funzione dell'energia dissipata (riadatta da [65]) .....</i>                                       | <i>41</i> |
| <i>Figura 1.34: Caratteristica di aderenza con riadesione ed interruzione della prova [67] .....</i>                                      | <i>43</i> |
| <i>Figura 1.35: Caratteristica di aderenza con riadesione senza interruzione della prova [67] .....</i>                                   | <i>43</i> |
| <i>Figura 1.36: Coefficiente di attrito iniziale e finale [67] .....</i>  | <i>43</i> |
| <i>Figura 2.1: Macchina pin-on-disk utilizzata da Olofsson et al. [39] .....</i>  | <i>46</i> |

|  |    |
|--|----|
| <i>Figura 2.2: Mini-traction machine utilizzata da Zhu et al. [32]: Schema</i> .....   | 47 |
| <i>Figura 2.3: Schema del dispositivo SUROS [48]</i> .....   | 48 |
| <i>Figura 2.4: Principio di funzionamento del sistema roller rig</i> .....   | 49 |
| <i>Figura 2.5: Roller rig a singola ruota: assieme (a) e dettaglio del rullo e degli attuatori (b) [72]</i> .....                | 49 |
| <i>Figura 2.6: Strategie per il controllo del creep mediante roller rig (riadattata da [79])</i> .....                           | 54 |
| <i>Figura 2.7: Roller rig a sala singola per valutazione della riadesione [79]</i> .....   | 57 |
| <i>Figura 2.8: Tecnica per contaminazione e sistema pulente del roller rig a sala singola [79]</i> .....                         | 57 |
| <i>Figura 2.9: Roller rig multisala del Politecnico di Torino</i> .....  | 58 |
| <i>Figura 2.10: Orientazione dei rulli e precarichi delle molle</i> .....  | 59 |
| <i>Figura 2.11: Numerazione delle sale</i> .....   | 59 |
| <i>Figura 2.12: Gruppi del banco prova: Telaio+rulli (a), sala ferroviaria (b), sistema frenante (c) e sospensione (d)</i> ..... | 60 |
| <i>Figura 2.13: Telaio: disegno di assieme</i> .....   | 61 |
| <i>Figura 2.14: Telaio: dettaglio della giunzione tra raccordi e profilati</i> .....   | 61 |
| <i>Figura 2.15: Telaio+Basamento: Vista assonometrica</i> .....  | 62 |
| <i>Figura 2.16: Rullo: vista di assieme</i> .....  | 63 |
| <i>Figura 2.17: Scartamento riprodotto sul banco prova</i> .....   | 63 |
| <i>Figura 2.18: Gruppo Motore</i> .....  | 64 |
| <i>Figura 2.19: Gruppo sala</i> .....  | 65 |
| <i>Figura 2.20: Collegamento della sala al telaio ottenuto per mezzo del supporto mobile (in blu)</i> .....                      | 66 |
| <i>Figura 2.21: Braccetto fisso con asole, cava per linguetta e foro filettato</i> .....   | 66 |
| <i>Figura 2.22: Piatto inferiore molla</i> .....   | 66 |
| <i>Figura 2.23: Boccola</i> .....  | 67 |
| <i>Figura 2.24: Boccola con bloccaggio assiale e tenuta Corteco</i> .....  | 67 |
| <i>Figura 2.25: Pinza freno BREMBO P32G</i> .....  | 67 |
| <i>Figura 2.26: Gruppo frenante sala</i> .....   | 68 |
| <i>Figura 2.27: Gruppo frenante assemblato</i> .....   | 68 |
| <i>Figura 2.28: Dettaglio blocco antirotazione</i> .....   | 69 |
| <i>Figura 2.29: Sistema di sospensione: vista di assieme</i> .....   | 71 |
| <i>Figura 3.1: Schema acquisizioni sperimentali</i> .....  | 74 |
| <i>Figura 3.2: Diagramma di corpo libero della sala frenata</i> .....  | 76 |
| <i>Figura 3.3: Corrugati per il collegamento dei fili alle morsettiere</i> .....   | 77 |
| <i>Figura 3.4: Vista connettore encoder (lato saldatura)</i> .....   | 77 |
| <i>Figura 3.5: Pinout NI PXIe-6612 per segnali encoder</i> .....   | 78 |
| <i>Figura 3.6: Acquisizione Encoder in LabVIEW: setting canale</i> .....   | 80 |
| <i>Figura 3.7: Aquisizione Encoder in LabVIEW: filtraggio</i> .....  | 80 |
| <i>Figura 3.8: Acquisizione encoder in LabVIEW: calcolo velocità</i> .....   | 81 |
| <i>Figura 3.9: Collegamento fili celle di carico alla morsettiera TB-4330</i> .....  | 82 |
| <i>Figura 3.10: Elettrovalvola SMC: Schema a blocchi</i> .....   | 83 |
| <i>Figura 3.11: Elettrovalvola SMC: principio di funzionamento</i> .....   | 84 |
| <i>Figura 3.12: Distributore di aria compressa</i> .....   | 84 |
| <i>Figura 3.13: Collegamento pneumatico dell'elettrovalvola alle pinze freno mediante raccordo a T</i> .....                     | 84 |

|   |            |
|---|------------|
| <i>Figura 3.14: Elettrovalvola SMC: schema elettrico.....</i>   | <i>85</i>  |
| <i>Figura 3.15: Scheda per output analogici NI-USB 9263: vista isometrica .....</i>   | <i>85</i>  |
| <i>Figura 3.16: Scheda per input analogici NI-USB 9239: Vista Isometrica .....</i>  | <i>86</i>  |
| <i>Figura 3.17: Schema a blocchi del comando servo del motore .....</i>   | <i>87</i>  |
| <i>Figura 3.18: Schema del controllore PID dell'anello di velocità (tratta da [83]) .....</i>   | <i>87</i>  |
| <i>Figura 3.19: Schema di funzionamento dell'azionamento .....</i>  | <i>88</i>  |
| <i>Figura 3.20: Schema della comunicazione dati fra azionamento e PC industriale.....</i>   | <i>88</i>  |
| <i>Figura 3.21: VI LabVIEW per il controllo del roller rig multisala.....</i>   | <i>89</i>  |
| <i>Figura 3.22: Apparato sperimentale per la calibrazione delle celle a bottone: assieme (a) e componenti (b).....</i>  | <i>91</i>  |
| <i>Figura 3.23: Storie temporali delle prove di calibrazione A (a) e B (b) per la cella a bottone 557057 .....</i>  | <i>92</i>  |
| <i>Figura 3.24: Pressioni di frenatura per differenti valori di attrito, carico per asse e numero di pinze frenate (scala 1:5) .....</i>                              | <i>95</i>  |
| <i>Figura 3.25: Pressioni di frenatura per differenti valori di attrito, carico per asse e numero di pinze frenate (scala 1:5) .....</i>                              | <i>95</i>  |
| <i>Figura 3.26: Schema della strategia di calibrazione delle elettrovalvole .....</i>   | <i>96</i>  |
| <i>Figura 3.27: Equilibrio di coppia dei rulli motorizzati .....</i>  | <i>97</i>  |
| <i>Figura 3.28: Storie temporali di pressione e coppia motrice: prova a pressione crescente (a) e decrescente (b) .....</i>   | <i>98</i>  |
| <i>Figura 4.1: Caratteristiche di adesione: influenza del raggio di frenatura (Applicazione di alcool, <math>\omega_R = 190</math> rpm) .....</i>                     | <i>102</i> |
| <i>Figura 4.2: Rampa di pressione per prove di aderenza .....</i>   | <i>102</i> |
| <i>Figura 4.3: Caratteristiche di aderenza per sala 1 (a) e 2 (b) al variare delle condizioni di pulizia delle superfici (<math>\omega_R = 190</math> rpm) .....</i>  | <i>103</i> |
| <i>Figura 4.4: Prove per la verifica della ripetibilità del banco: sale 2 (a) e 3 (b) (<math>\omega_R = 390</math> rpm) .....</i>                                     | <i>104</i> |
| <i>Figura 4.5: Prove per la verifica della ripetibilità del banco: sala 1 (<math>\omega_R = 390</math> rpm).....</i>  | <i>104</i> |
| <i>Figura 4.6: Caratteristiche di adesione ottenute frenando contemporaneamente tutte e 4 le sale (<math>\omega_R = 390</math> rpm) .....</i>                         | <i>105</i> |
| <i>Figura 4.7: Influenza della velocità sull'adesione: sale 1-4 (a-d).....</i>  | <i>106</i> |
| <i>Figura 4.8: Andamento della velocità della sala 4 in funzione del tempo.....</i>   | <i>107</i> |
| <i>Figura 4.9: Influenza della velocità sull'adesione: sale 1-4 (a-d) e calcolo dell'inerzia .....</i>  | <i>108</i> |
| <i>Figura 4.10: Influenza del numero di punti mediati su velocità sala (a) e creep (b) (sala 3, <math>\omega_R = 390</math> rpm) .</i>                                | <i>108</i> |
| <i>Figura 4.11: Velocità originale sala e decelerazione angolare al variare del numero di punti nella media mobile (sala 3, <math>\omega_R = 390</math> rpm).....</i> | <i>109</i> |
| <i>Figura 4.12: Caratteristiche di adesione: influenza di inerzia e media mobile (sala 3, <math>\omega_R = 390</math> rpm) .....</i>                                  | <i>110</i> |
| <i>Figura 4.13: Curve di aderenza al variare della media mobile e trascurando l'inerzia (sala 3, <math>\omega_R = 390</math> rpm) .....</i>                           | <i>110</i> |
| <i>Figura 4.14: Curve di adesione originali delle quattro sale per <math>\omega_R = 100</math> (a), 190 (b) e 390 (c) rpm .....</i>                                   | <i>111</i> |
| <i>Figura 4.15: Calcolo scorrimento (sala 3, <math>\omega_R = 390</math> rpm).....</i>  | <i>112</i> |
| <i>Figura 4.16: Nuova strategia di acquisizione LabVIEW .....</i>   | <i>113</i> |
| <i>Figura 4.17: Posizione angolare: gap di acquisizione e segnale ricostruito (sala 3, <math>\omega_R = 100</math> rpm).....</i>                                      | <i>114</i> |
| <i>Figura 4.18: Nuova strategia di acquisizione: segnali di posizione angolare (sala 3, <math>\omega_R = 100</math> rpm) .....</i>                                    | <i>114</i> |
| <i>Figura 4.19: Nuova strategia di acquisizione: calcolo velocità angolare (sala 3, <math>\omega_R = 100</math> rpm).....</i>   | <i>115</i> |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 4.20: Nuova strategia di acquisizione: andamento temporale del creep (sala 3, $\omega_R = 100$ rpm) ..... | 116 |
| Figura 4.21: Nuova strategia di acquisizione: calcolo accelerazione angolare (sala 3, $\omega_R = 100$ rpm)..... | 116 |
| Figura 4.22: Nuova strategia di acquisizione: caratteristiche di adesione (sala 3, $\omega_R = 100$ rpm).....    | 117 |
| Figura 4.23: Confronto fra le curve di adesione ottenute utilizzando i due algoritmi.....                        | 117 |
| Figura 4.24: Schema dello sporcamento dei rulli nella prova di riadesione .....                                  | 118 |
| Figura 4.25: Prova di riadesione: andamento temporale del creep e dettagli delle contaminazioni.....             | 119 |
| Figura 4.26: Prova di riadesione: dettaglio della prima applicazione di contaminante.....                        | 119 |
| Figura A.1: Schema semplificato ruota rullo .....  | 124 |
| Figura B.1: Cella di carico FUTEK LLB400.....  | 128 |
| Figura B.2: Cella di carico a S FUTEK LSB302.....  | 129 |
| Figura B.3: Encoder REM470-1024 -8/24-R-10-PP2.....  | 130 |
| Figura B.4: Elettrovalvola SMC ITV0050-3BS.....  | 131 |

## Indice delle Tabelle

|   |    |
|---|----|
| Tabella 1.1: Esponenti del modello di contatto del PoliTO [22].....                                       | 18 |
| Tabella 1.2: Valori di coefficiente di attrito ottenuti con tribometro [25].....                          | 21 |
| Tabella 1.3: Coefficienti di attrito ruota-rotai secondo Moore [21].....                                  | 21 |
| Tabella 1.4: Valori di coefficienti di attrito in presenza di lubrificazione secondo Zhu et al. [36]..... | 25 |
| Tabella 1.5: Sintesi degli algoritmi utilizzati nei sistemi Antiskid [64].....                            | 39 |
| Tabella 1.6: Parametri del modello di Polach per condizioni di asciutto e bagnato [4] .....               | 40 |
| Tabella 1.7: Parametri del modello di riadesione di Voltr e Lata [67].....                                | 44 |
| Tabella 2.1: Confronto tra modelli di similitudine ( $\phi_1 = 5$ ) .....                                 | 53 |
| Tabella 2.2: Caratteristiche geometriche principali del banco multisala .....                             | 58 |
| Tabella 2.3: Telaio: dimensioni e materiale dei profilati .....   | 61 |
| Tabella 2.4: Dati tecnici motore ACM BRL 220 6 .....  | 64 |
| Tabella 2.5: Caratteristiche BREMBO P32G.....   | 68 |
| Tabella 2.6: Caratteristiche molla sistema di sospensione.....  | 69 |
| Tabella 3.1: Strumentazione roller rig multisala .....  | 74 |
| Tabella 3.2: Colori sale.....   | 77 |
| Tabella 3.3: Encoder: corrispondenza pin-cavo-segnale .....   | 77 |
| Tabella 3.4: Corrispondenza canali-PFI per encoder .....  | 78 |
| Tabella 3.5: Collegamento fili encoder alla morsettiera SCB68A .....                                      | 79 |
| Tabella 3.6: Cella a bottone: corrispondenza filo-segnale.....  | 81 |
| Tabella 3.7: Cella a S: corrispondenza filo-segnale.....  | 81 |
| Tabella 3.8: Corrispondenza fili-pin morsettiera TB-4330.....   | 82 |
| Tabella 3.9: Corrispondenza canali - sensore per morsettiera TB-4330.....                                 | 83 |
| Tabella 3.10: Elettrovalvola SMC: Corrispondenza fili-segnali .....                                       | 85 |
| Tabella 3.11: Scheda per output analogici NI USB 9263: corrispondenza sala, cavo a 8 poli e canale.....   | 86 |
| Tabella 3.12: Scheda per input analogici NI-USB 9239: corrispondenza sala, cavo a 8 poli e canale.....    | 86 |
| Tabella 3.13: Guadagni degli anelli di velocità e corrente .....  | 87 |
| Tabella 3.14: Esempio di scheda di taratura fornita da FUTEK (cella a bottone 575057).....                | 90 |
| Tabella 3.15: Rette di calibrazione delle celle a bottone (dati FUTEK).....                               | 90 |

|  |            |
|--|------------|
| <i>Tabella 3.16: Risultati della calibrazione con resistenza di shunt di 100 kΩ per le celle a bottone .....</i> | <i>91</i>  |
| <i>Tabella 3.17: Risultati della calibrazione per la cella a bottone 557057.....</i>                             | <i>92</i>  |
| <i>Tabella 3.18: Risultati della calibrazione per la cella a bottone 621828.....</i>                             | <i>93</i>  |
| <i>Tabella 3.19: Risultati della calibrazione per la cella a bottone 621829.....</i>                             | <i>93</i>  |
| <i>Tabella 3.20: Modelli di elettrovalvole SMC disponibili.....</i>  | <i>93</i>  |
| <i>Tabella 3.21: Risultati della calibrazione delle elettrovalvole .....</i>                                     | <i>97</i>  |
| <i>Tabella 3.22: Risultati della calibrazione del raggio efficace di frenatura .....</i>                         | <i>99</i>  |
| <i>Tabella A.1: Carichi equivalenti (sale 1 e 4).....</i>  | <i>125</i> |
| <i>Tabella A.2: Carichi equivalenti (sale 2 e 3).....</i>  | <i>126</i> |
| <i>Tabella A.3: Velocità equivalenti .....</i>   | <i>127</i> |
| <i>Tabella B.1: Data Sheet FUTEK LLB400 FSH00877 .....</i>   | <i>128</i> |
| <i>Tabella B. 2: Data sheet FUTEK LSB302 FSH02089.....</i>   | <i>129</i> |
| <i>Tabella B. 3: Data sheet encoder ELAP REM470–1024 -8/24–R-10–PP2 .....</i>                                    | <i>130</i> |
| <i>Tabella B. 4: Data sheet SMC ITV0050-3BS .....</i>  | <i>131</i> |

## Abstract

The forces acting between wheel and rail are one of the most important aspects in railway transportation systems. These forces affect the dynamic behaviour of the vehicle, playing a fundamental role during traction and braking operations. The evaluation and prediction of the contact forces is complex since the contact patch conditions are extremely variable due to the presence of different kinds of *contaminants*. The ratio between longitudinal and vertical forces, which is usually referred to as the *adhesion coefficient*, can be dangerously affected by water, oil, grease, leaves and snow lying between the wheels and the rails. Due to the presence of these contaminants, adhesion can drop to very low values, causing serious issues in terms of safety, performances and punctuality. Sand and engineered product called *friction modifiers* are spread onto the interface to increase adhesion and to keep it at a constant optimum level. Also, modern vehicles are equipped with mechatronic devices intended to maximize the performances and the level of safety during both traction (i.e., *Antiskid systems*) and braking (i.e., *Wheel Slide Protection*, or *WSP*, systems). The working principle of these apparatus is based on a proper distribution of the braking/tractive effort among the wheels. Modelling degraded adhesion conditions is of great importance to predict the behaviour of a vehicle running along a contaminated track. However, this is not a simple task because of the numerical complexity of the problem, which becomes even more difficult if the re-adhesion phenomenon is considered. In fact, the leading wheelsets have a cleaning effect on the rails, so that dry adhesion conditions can be partially restored for the following ones. Moreover, it is extremely onerous to perform on-track tests to collect data for the validation of numerical models that consider the presence of contaminants at the wheel-rail interface. Due to this fact, researches make use of several laboratory facilities that can reproduce the contact conditions with different levels of approximation, such as *pin-on-disk machines*, *twin-disk machines*, *mini traction machines* and scaled or even full-scale *roller rigs*.

A literature review can be found in the first chapter of this thesis, focusing on the effects of various contaminants on adhesion and wheel-rail tribology and showing different models to calculate the adhesion coefficient both for dry and contaminated conditions.

The second chapter deals with the description of the laboratory devices used for experimental research in the railway field and with the presentation of an innovative *multi-axle roller rig* designed at the DIMEAS of Politecnico di Torino, which allows the simulation of following wheels running along a contaminated track. This device is intended to give a deep understanding of the re-adhesion phenomenon, and in future developments it could be provided with PWM valves in order to validate new *WSP* algorithms.

The third chapter focuses on the experimental setup of the multi-axle roller rig and on the arrangement of the sensors installed on the rig to measure data such as the speed of the wheelset, the normal loads, the pressure acting on the brake calipers and the braking forces applied by the pads. Also, this chapter shows the strategy used to acquire the signals with the software LabVIEW by National Instruments.

Finally, the fourth chapter points out the preliminary experimental results obtained thanks to a series of tests performed on the rig, such as adhesion curves for different contact conditions and a re-adhesion test.

## Sommario

Le forze scambiate all'interfaccia ruota-rotaia rappresentano uno degli aspetti di maggior interesse all'interno della ricerca ferroviaria, in quanto influenzano il comportamento dinamico del veicolo giocando un ruolo fondamentale durante le fasi di trazione e frenatura. La determinazione ed il calcolo delle forze di contatto sono compiti estremamente complessi a causa della variabilità delle condizioni dell'orma di contatto, dovuta alla presenza di differenti tipi di contaminante. Il rapporto fra forze longitudinali e normali, denominato *coefficiente di aderenza*, dipende fortemente da eventuali sostanze che si trovino a giacere all'interfaccia ruota-rotaia, quali acqua, olio, grasso, foglie e neve. A causa di questi contaminanti, l'aderenza può crollare a valori ridotti, affliggendo seriamente le prestazioni, la puntualità e la sicurezza dell'intero sistema ferroviario. Sabbia e prodotti ingegnerizzati, denominati *friction modifiers*, vengono sparsi all'interfaccia ruota-rotaia rispettivamente per recuperare l'aderenza e per mantenerla ad un valore costante di ottimo. Inoltre, i veicoli moderni dispongono di sistemi mecatronici che hanno il compito di massimizzare le prestazioni e la sicurezza, in entrambe le fasi di trazione (*Antiskid*) e frenatura (*Wheel slide protection, WSP*). Il funzionamento di tali dispositivi è basato su una corretta distribuzione dello sforzo di trazione/frenatura fra le differenti ruote dell'intero convoglio. La modellazione delle condizioni di aderenza degradata è dunque un aspetto di grande importanza per poter correttamente prevedere il comportamento di un veicolo che corre lungo una sezione contaminata di tracciato. Tuttavia, non si tratta di un compito semplice a causa della complessità numerica del problema, che diventa ancora più arduo se si tiene conto del fenomeno della riadesione. Infatti, le ruote anteriori del veicolo hanno un effetto pulente sulla superficie della rotaia che può determinare un recupero di aderenza sulle sale successive. Inoltre, è estremamente oneroso condurre prove in linea per acquisire dati sperimentali utili alla validazione di modelli che considerano la presenza di contaminanti sulla linea. A causa di ciò, i ricercatori fanno uso di diversi dispositivi di laboratorio in grado di riprodurre le condizioni al contatto e la dinamica del veicolo con differenti livelli di approssimazione, quali *pin-on-disk machines*, *twin-disk machines*, *mini traction machines* e *roller rig* in scala ridotta o reale.

Il primo capitolo di questa tesi presenta una ricerca bibliografica riguardo gli effetti dei vari contaminanti sull'aderenza e sulla tribologia del contatto ruota-rotaia; inoltre, vengono mostrati i modelli più diffusi in campo ferroviario per il calcolo del coefficiente di aderenza sia in condizioni di asciutto sia in presenza di contaminanti.

Il secondo capitolo si concentra invece sulla descrizione dei dispositivi di laboratorio maggiormente utilizzati nella ricerca ferroviaria; particolare attenzione è rivolta all'innovativo *roller rig multisala* presente al DIMEAS del Politecnico di Torino, che consente di simulare 4 sale ferroviarie che viaggiano lungo un tracciato contaminato. Tale dispositivo è stato progettato al fine di comprendere in maniera più approfondita il fenomeno della riadesione ed in futuro potrebbe essere dotato di valvole comandate in PWM per studiare e validare nuovi algoritmi di controllo frenatura.

Il terzo capitolo mostra il setup sperimentale del banco prova multisala e la calibrazione dei sensori installati per misurare i dati di interesse quali la velocità delle sale, i carichi normali, la pressione agente sulle pinze freno e le forze frenanti applicati dalle pastiglie. In questo capitolo viene anche brevemente descritta la strategia di acquisizione dei segnali mediante il software LabVIEW.



---

# *Capitolo 1*

---

## *1. Introduzione e Stato dell'Arte*

## 1.1 Definizioni fondamentali di attrito, creep e aderenza

In questo paragrafo si vogliono fornire le definizioni di aderenza, attrito e *creep*, che saranno più volte richiamate nel proseguo dell'elaborato. Per semplicità di esposizione, le definizioni fornite nel seguito si basano sull'ipotesi di considerare un moto puramente longitudinale; l'estensione al caso di moto nel piano viene di conseguenza.

Con il termine attrito si fa riferimento alla forza che si oppone al movimento relativo tra due superfici: in particolare si distingue tra attrito statico e dinamico (o cinematico). Il primo indica la forza necessaria per dare origine a uno scorrimento relativo, mentre il secondo coincide con la forza richiesta per mantenere tale scorrimento [1]. Suh e Sin [2] hanno mostrato come l'attrito sia dovuto principalmente a 3 fenomeni che avvengono su scala microscopica:

- 1) Deformazione delle asperità superficiali;
- 2) Adesione delle superfici in moto relativo;
- 3) Abrasione dovuta a particelle ed asperità di durezza elevata.

È chiaro che in ambito ferroviario gli sforzi longitudinali necessari per le fasi di trazione e frenatura del convoglio derivano proprio dall'attrito fra ruota e rotaia. È bene evidenziare sin da subito che il moto relativo tra ruota e rotaia non è mai di puro rotolamento: infatti, a causa dell'elasticità dei corpi, il contatto non è puntiforme, bensì si sviluppa su un'area più o meno estesa, la cui forma e dimensione dipende da geometria, proprietà meccaniche dei materiali, carico premente etc. [3]. Di conseguenza, esiste sempre una differenza tra la velocità di avanzamento del veicolo e la velocità periferica della ruota, ossia una sorta di macro-scorrimento longitudinale denominato *creep*. Diverse sono le definizioni matematiche di tale grandezza: in alcune pubblicazioni si trova l'espressione:

$$\xi = \frac{V - \omega_w R_w}{V} \quad (1.1)$$

mentre altrove è si preferisce ricorrere alla formulazione:

$$\xi = \frac{V - \omega_w R_w}{\frac{1}{2}(V + \omega_w R_w)} \quad (1.2)$$

dove:

- $V$  è la velocità di traslazione longitudinale del veicolo;
- $\omega_w$  è la velocità di rotazione della ruota;
- $R_w$  è il raggio di rotolamento della ruota.

In particolare, la (1.2) permette di evitare difficoltà computazionali in caso di valori di velocità del veicolo molto basse. Ad ogni modo, qualunque sia la definizione adottata, valgono sempre le medesime considerazioni qualitative in termini di leggi aderenza in funzione del *creep*. Il termine a numeratore nelle espressioni (1.1), (1.2) è definito velocità di scorrimento  $v_s$ :

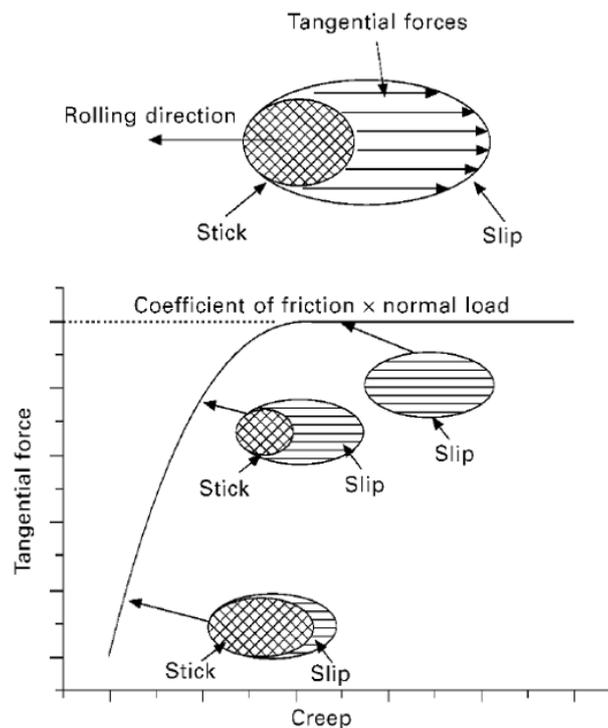
$$v_s = V - \omega R \quad (1.3)$$

In campo ferroviario con il termine aderenza si fa invece riferimento al rapporto tra la forza tangenziale  $F$  trasmessa a terra ed il carico normale agente sulla ruota  $N$ :

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

Il coefficiente di aderenza  $\mu$  risulta essere una funzione del *creep* ed è limitato superiormente dal valore del coefficiente di attrito [1, 4]. Nel caso di transitori di accelerazione/decelerazione del veicolo, l'aderenza indica il coefficiente di attrito, variabile con la velocità, da utilizzare nei problemi di trazione/frenatura.

In Figura 1.1 è mostrato l'andamento della forza di trazione in funzione del *creep*: come si può notare, l'aderenza aumenta al crescere del *creep*, e conseguentemente aumenta la porzione di orma di contatto che si trova in condizioni di micro-scorrimento. La curva incontra poi una saturazione quando l'aderenza raggiunge il massimo del coefficiente di attrito e l'impronta di contatto è totalmente in scorrimento: in questa situazione dunque si assiste ad uno scorrimento globale, che è responsabile di bloccaggio ruota in frenatura e di slittamento in trazione.



**Figura 1.1: Forza tangenziale vs *creep* e orma di contatto [1]**

La Figura 1.2 mostra invece la forma tipica delle caratteristiche di aderenza ottenute sperimentalmente in condizioni di asciutto e bagnato. Innanzitutto, è possibile notare che l'aderenza sull'asciutto è sempre maggiore che sul bagnato, come ampiamente prevedibile; inoltre si evidenzia come in realtà le curve non vadano incontro ad una semplice saturazione, bensì raggiungano un massimo e poi abbiano un tratto decrescente. Pertanto, sin da ora si può intuire come i moderni sistemi *Antiskid* e *Wheel slide protection* (WSP) per il controllo della coppia di trazione e frenatura debbano fare sì che le ruote lavorino sempre nelle condizioni di ottimo dell'aderenza, evitando la parte decrescente della caratteristica, alla quale corrisponde un funzionamento instabile.

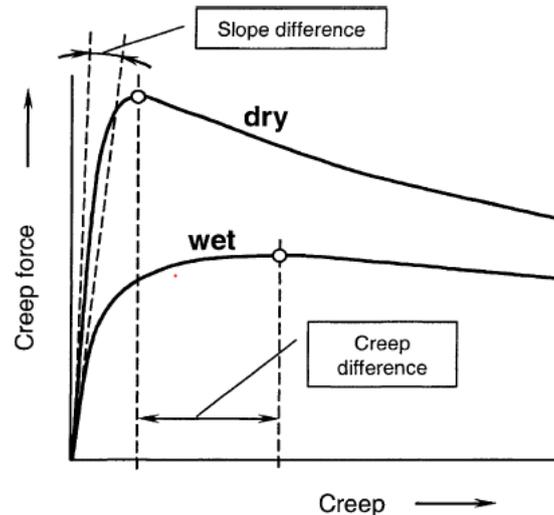


Figura 1.2: Caratteristica di aderenza in condizioni di asciutto e bagnato [4]

## 1.2 Il contatto ruota-rotaia

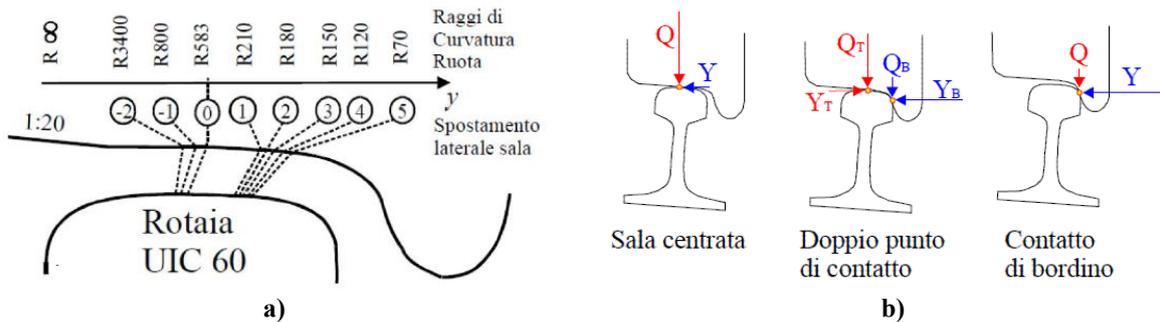
### 1.2.1 Cenni di interazione ruota-rotaia

La dinamica del sistema ferroviario è essenzialmente basata sul contatto fra ruota e rotaia, entrambe realizzate in acciaio. Le forze trasmesse sono di tre tipi:

- 1) Forze verticali di supporto  $Q$ ;
- 2) Forze laterali di guida  $Y$ ;
- 3) Forze longitudinali per trazione/frenatura del veicolo  $T$ .

I profili di ruota e rotaia non sono regolari; in particolare, il raggio della ruota non è costante al variare della posizione laterale in direzione  $y$ . Si possono distinguere due zone distinte: la tavola di rotolamento, con una conicità pari a 1:20 e la flangia (o bordino), con un'inclinazione tipica di  $72^\circ$  (Figura 1.3). La conicità della tavola di rotolamento consente l'autocentratura della sala ferroviaria durante la marcia in rettilineo grazie alla generazione di una forza di richiamo gravitazionale, mentre in curva l'azione congiunta di conicità e spostamento laterale della sala consente di ottenere una sorta di effetto differenziale, dal momento che ruota interna ed esterna, possedendo la medesima velocità angolare, si trovano ad avere differenti raggi di rotolamento.

Quando in curva la forza di richiamo gravitazionale non è sufficiente a mantenere la sala ferroviaria lungo i binari, per evitare il deragliamentò il contatto si sposta nella zona del bordino, mantenendo così il veicolo sulla linea ferrata. Di conseguenza, si può affermare che in rettilineo il contatto avviene nella zona della tavola, mentre in curva si hanno due punti di contatto, uno sulla tavola e l'altro sulla flangia.



**Figura 1.3: Profili ruota-rotaia (a) e punti di contatto (b)**

La determinazione delle forze scambiate al contatto fra ruota e rotaia non è un'operazione semplice, in quanto devono essere risolti 4 problemi distinti:

- 1) Problema geometrico, che consiste nella determinazione dei punti di contatto sui profili di ruota e rotaia;
- 2) Problema normale, per il calcolo della forma e delle dimensioni dell'area di contatto, nonché della distribuzione su di essa della pressione normale;
- 3) Problema cinematico, la cui soluzione consente di ottenere il moto relativo delle superfici a contatto;
- 4) Problema tangenziale, volto al calcolo della distribuzione delle pressioni tangenziali a partire dalla conoscenza di moto relativo, pressioni normali e forma/dimensioni dell'impronta di contatto.

È possibile affermare i problemi 1) e 2) sono tipici della meccanica del contatto, mentre 3) e 4) sono direttamente collegati alla determinazione delle condizioni di aderenza. La complessità della questione è aggravata dal fatto che i 4 problemi presentano mutue interazioni, che rendono difficile una soluzione analitica.

## 1.2.2 Teorie del contatto

Già nel 1881 Hertz [5] menzionava il caso dell'interazione ruota-rotaia nel suo studio nel campo della meccanica del contatto. In tale trattato egli presentò una soluzione analitica del problema del contatto fra corpi, in grado di determinare forma e dimensioni dell'area di contatto, nonché la distribuzione delle pressioni normali di contatto, a partire dalla conoscenza della forza premente. Le ipotesi principali su cui si basava tale soluzione erano le seguenti:

- a) Materiali elastici, isotropi e lineari;
- b) I corpi si deformano come semi-spazi elastici, ovvero l'orma di contatto è di dimensioni trascurabili rispetto alle dimensioni dei corpi;
- c) Superfici lisce, continue e non conformi, ossia il contatto iniziale si sviluppa su un punto o una linea, e le superfici nell'intorno del punto di contatto sono descrivibili da un polinomio di 2° ordine;
- d) Assenza totale di attrito.

Chiaramente, queste ipotesi risultano estremamente forti e la d) rende la teoria di Hertz non applicabile direttamente al caso di ruota e rotaia, che invece basano il loro funzionamento proprio sull'attrito; nonostante ciò, il lavoro di Hertz resta una pietra miliare nel campo della meccanica del contatto.

Carter [6, 7], studiando le locomotive a vapore, fu il primo ad evidenziare l'esistenza di uno scorrimento dovuto alla differenza tra la velocità di avanzamento del veicolo e la velocità periferica della ruota; egli evidenziò che al crescere della coppia motrice fornita alle ruote di trazione, non si aveva un passaggio repentino da aderenza a slittamento, bensì i corpi sembravano scivolare lentamente al contatto, presentando un comportamento diverso da quello tipico dei fenomeni di attrito coulombiano (Figura 1.4).

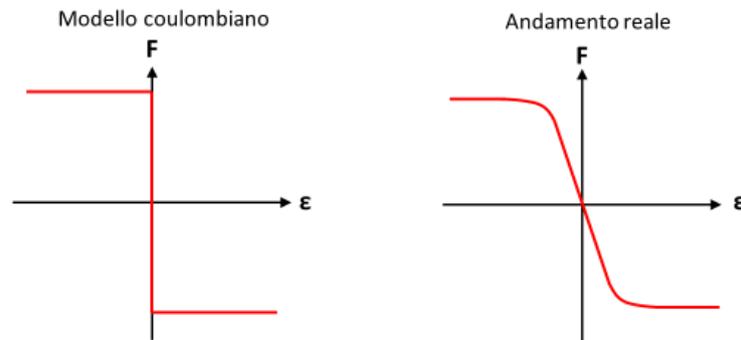


Figura 1.4: Attrito Coulombiano vs andamento reale

Carter notò che per piccoli valori di *creep* la forza tangenziale risultava proporzionale a questo microscorrimento ( $F = k\xi$ ), mentre poi la caratteristica andava incontro ad una saturazione una volta raggiunte le condizioni di attrito ( $F = fN$ ). La Figura 1.5 mostra la curva di aderenza secondo Carter nella fase di trazione.

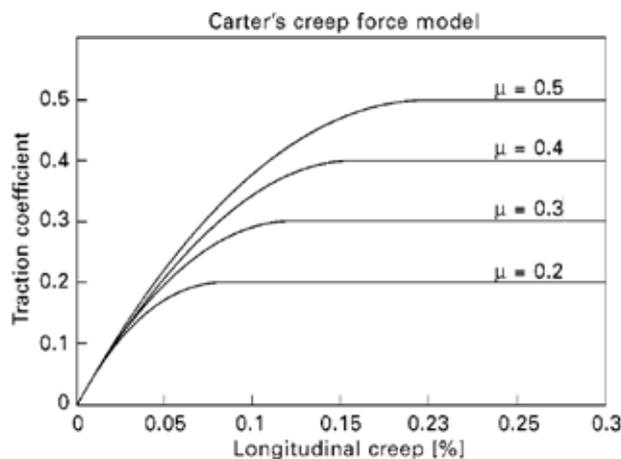
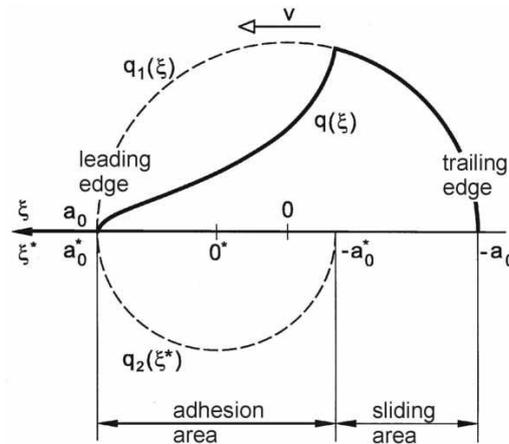


Figura 1.5: Caratteristica di aderenza secondo Carter [3]

Il modello di contatto elaborato da Carter prevede l'esistenza sull'orma di contatto di due aree, una in aderenza e una in micro-scorrimento, le cui proporzioni variano al variare del carico applicato. Forma e dimensioni di tali aree sono calcolate a partire dalla teoria di Hertz nel caso di contatto fra cilindro e piano; assumendo l'ipotesi che ruota e rotaia siano assimilabili a semi-spazi elastici. Carter riuscì a trovare una soluzione analitica al problema della determinazione degli sforzi tangenziali: in sintesi, la distribuzione degli sforzi tangenziali  $\tau$  sull'orma di contatto è ottenuta dalla differenza di due circonferenze, una avente diametro coincidente con la dimensione dell'orma di contatto, mentre l'altra di diametro pari all'estensione dell'area di aderenza. Carter ipotizzò che le due circonferenze fossero tangenti in corrispondenza del bordo di ingresso, come mostrato in Figura 1.6. I limiti principali legati alla teoria di Carter risiedono innanzitutto

nel fatto che il modello monodimensionale è evidentemente una semplificazione del problema; inoltre, il coefficiente di proporzionalità nella zona lineare fu calcolato in maniera errata secondo l'espressione  $F = A\sqrt{rN}$ .



**Figura 1.6: Aree di aderenza e scorrimento secondo Carter [8]**

Un primo modello tridimensionale fu proposto da Johnson [9], considerando il problema di una sfera che rotola su di un piano; il modello prevedeva 3 gradi di libertà (DOF), coincidenti con i moti in direzione longitudinale e laterale ed il moto di spin. Per ciascuno dei 3 DOF era presente uno scorrimento (*creep*). Egli analizzò separatamente la combinazione di *creep* longitudinale e laterale ed il solo micro-scorrimento di spin. Il limite principale di questa teoria era quello di considerare esclusivamente aree circolari, pertanto la collaborazione con Vermeulen [10] spinse Johnson a formulare un modello con impronte ellittiche in presenza di *creep* longitudinale e laterale; anche l'area di aderenza era ellittica, e tangente a quella di contatto in corrispondenza del bordo di uscita. Johnson si accorse però che questo modello aveva ancora un limite, in quanto sull'orma di contatto si poteva individuare al bordo di ingresso una prima zona in scorrimento, cui seguivano una zona di aderenza e successivamente una nuova porzione in scorrimento.

Per superare tale incongruenza, Haines e Ollerton [11] avevano già proposto un metodo valido per il solo caso di puro *creep* longitudinale, definito *Strip Theory* (teoria della striscia), che consentiva di ottenere la forza longitudinale integrando la distribuzione di sforzi tangenziali per strisce parallele a partire dal bordo di uscita, supponendo che il bordo di ingresso fosse in scorrimento.

La Figura 1.7 mostra un confronto fra le teorie del contatto proposte da Haines e Ollerton e da Johnson e Vermeulen.

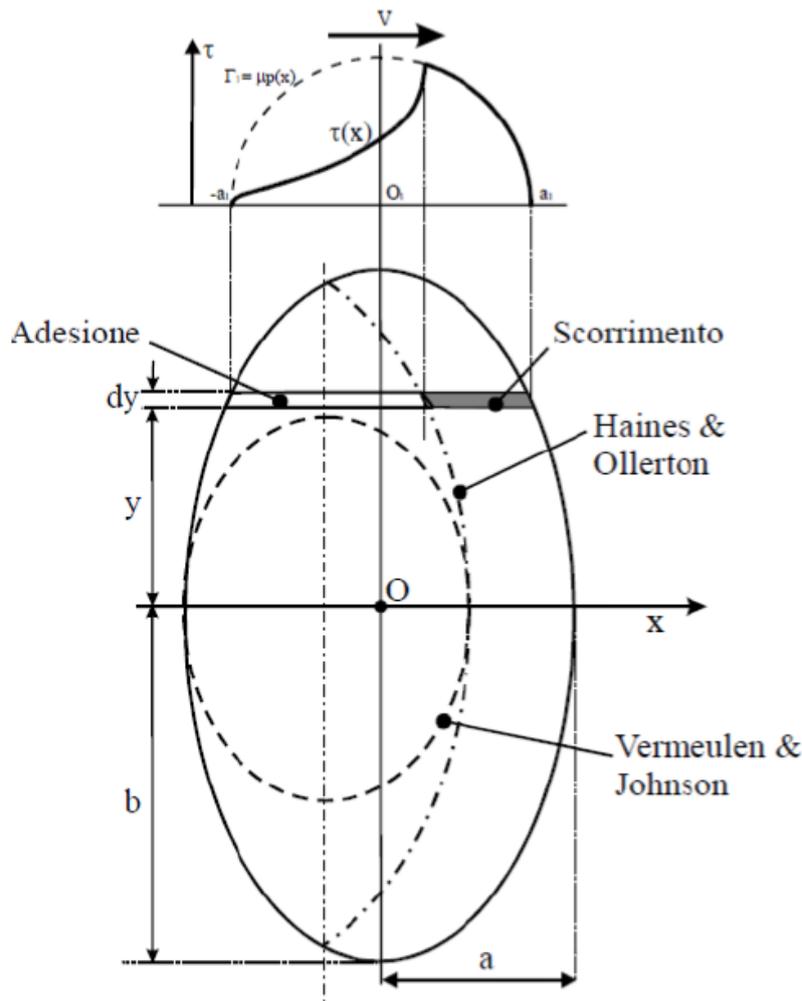


Figura 1.7: Confronto fra teorie del contatto

Tutte le limitazioni dei modelli sin qui esposti furono risolte da Kalker, che già nella sua tesi di dottorato introdusse un metodo per il calcolo delle forze nella parte lineare della caratteristica forza vs scorrimento. Il metodo fu rivoluzionario in quanto Kalker considerò tutti e 3 i *creep* (longitudinale  $\xi$ , laterale  $\eta$ , spin  $\varphi$ ) contemporaneamente presenti ed area di contatto ellittica di semiassi  $a$  e  $b$ , partendo dalla teoria di Hertz ed ipotizzando che l'orma fosse assimilabile ad un semispazio elastico. Tale modello lineare, presentato in [12], permette di calcolare le forze scambiate tra ruota e rotaia nella parte lineare della caratteristica forza vs *creep* secondo l'espressione matriciale:

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

dove  $G$  è il modulo di elasticità tangenziale, mentre i coefficienti  $C_{ij}$  sono detti di Kalker e ricavabili in funzione del rapporto  $a/b$  e del modulo di Poisson  $\nu$ .

Per superare l'ipotesi di assenza di attrito propria della teoria di Hertz, Kalker in questo modello lineare seguì l'approccio di Johnson, ipotizzando che le tensioni tangenziali non modificano lo stato di deformazione sull'area di contatto. Egli assunse inoltre due ipotesi aggiuntive, ossia quella di semispazio elastico e di quasi identità. La prima afferma che l'area di contatto è di dimensioni ridotte rispetto alle

curvature dei corpi, di conseguenza il problema è bidimensionale e tale area giace su di un piano; la seconda invece prevede di considerare le stesse caratteristiche elastiche per i due corpi a contatto: di conseguenza gli stress tangenziali non modificano la distribuzione delle pressioni normali.

La teoria di Kalker prevede innanzitutto il calcolo dell'area di contatto  $\Omega$  a partire dalla teoria di Hertz:

$$\Omega = \left\{ (x, y) \mid \left( \frac{x}{a} \right)^2 + \left( \frac{y}{b} \right)^2 \leq 1 \right\} \quad (1.6)$$

Dopodiché si può ottenere un'espressione per la distribuzione della pressione normale:

$$p_z(x, y) = G f_{00} \sqrt{1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 - \left( \frac{y}{b} \right)^2} \quad (1.7)$$

Da questa, in ogni punto deve essere  $|p_\tau| \leq f p_z$  dove  $f$  è il coefficiente di attrito: nella regione di scorrimento, la pressione tangenziale coincide con la pressione normale scalata del coefficiente di attrito, mentre nella regione di aderenza la pressione tangenziale è calcolata secondo le leggi dell'elasticità lineare a partire dalle deformazioni  $u_\tau$ , ottenute in funzione dei 3 *creep*. La determinazione delle distribuzioni dei campi di tensione e deformazione, e di conseguenza delle aree di aderenza e scorrimento, fu realizzata da Kalker mediante un metodo numerico, basato sulla teoria variazionale, che attraverso l'algoritmo DUVROL consentiva di risolvere un problema di minimizzazione. Secondo tale approccio, la distribuzione delle tensioni tangenziali è ottenibile minimizzando l'energia potenziale elastica sull'orma di contatto, oppure massimizzando l'energia complementare (come effettivamente fece Kalker).

Kalker estese poi il modello anche ad aree non Hertziane e rimosse l'ipotesi di quasi-identità, seguendo quindi il processo di Panagiotopoulos [13], secondo il quale le tensioni tangenziali modificano lo stato di deformazione sull'impronta di contatto. Questo nuovo metodo, che richiede numerose iterazioni per la determinazione della distribuzione degli sforzi normali e tangenziali, fu implementato nell'algoritmo CONTACT [14], che oggi è disponibile nella maggior parte dei software di simulazione dinamica.

Infine, Kalker sviluppò un algoritmo semplificato, denominato FASTSIM [15], per ridurre lo sforzo computazionale richiesto da CONTACT, a scapito però della precisione del calcolo: fra i risultati dei due algoritmi, possono esserci differenze fino al 25%!

Più di recente, Polach [16] ha proposto un modello basato sull'ipotesi di aree di contatto ellittiche e distribuzione delle pressioni normali identica a quella prevista dalla teoria di Hertz; tale metodo introduce una rigidità tangenziale, funzione dell'elasticità dei corpi, che può essere ottenuta sia per via sperimentale sia a partire dalla teoria lineare di Kalker. L'algoritmo che ne deriva, disponibile in ADAMS Rail, richiede un tempo di calcolo ridotto da 3 a 8 volte rispetto a FASTSIM, con differenze nei risultati trascurabili. Adottando tali ipotesi, la forza tangenziale scambiata al contatto fra ruota e rotaia si calcola con l'espressione:

$$F = \frac{2Qf}{\pi} \left( \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon^2} + \text{atan}(\varepsilon) \right) \quad (1.8)$$

dove:

- $f$  è il coefficiente di attrito;

- $Q$  è il carico normale agente sull'orma di contatto;
- $\varepsilon$  è il gradiente delle tensioni tangenziali nell'area di contatto, calcolabile secondo la formula:

$$\varepsilon = \frac{2 C \pi a^2 b}{3 Q f} s_{tot} \quad (1.9)$$

In tale espressione:

- $C$  è la rigidezza tangenziale al contatto, che può essere ottenuta per via sperimentale o a partire dalla teoria di Kalker mediante l'equazione (1.14);
- $a$  e  $b$  sono i semiassi dell'ellisse di contatto, calcolati mediante la teoria di Hertz;
- $s_{tot}$  è lo scorrimento tangenziale complessivo, ottenuto come combinazione vettoriale degli scorrimenti longitudinale  $\xi$  e laterale  $\eta$ :

$$s_{tot} = \sqrt{\xi^2 + \eta^2} \quad (1.10)$$

Le componenti di forza longitudinale ( $F_x$ ) e laterale ( $F_y$ ) possono essere calcolate come:

$$F_x = F \frac{\xi}{s_{tot}} \quad (1.11)$$

$$F_y = F \frac{\eta}{s_{tot}} \quad (1.12)$$

Indicando con  $G$  il modulo di elasticità tangenziale e con  $C_{11}$  il coefficiente di Kalker, la componente  $\varepsilon_x$  può essere calcolata come:

$$\varepsilon_x = \frac{1 G \pi a b C_{11}}{4 Q f} \xi \quad (1.13)$$

Polach ha fornito anche l'espressione per calcolare la rigidezza tangenziale a partire dalla teoria di Kalker:

$$C = \frac{3 G}{8 a} C_K^* \quad (1.14)$$

nella quale  $C_K^*$  è un fattore calcolabile ad ogni istante di simulazione in funzione dei coefficienti di Kalker:

$$C_K^* = \sqrt{\left(C_{11} \frac{\xi}{s_{tot}}\right)^2 + \left(C_{22} \frac{\eta}{s_{tot}}\right)^2} \quad (1.15)$$

Sempre al fine di ridurre i tempi di calcolo, Shen, Hedrick ed Elkins [17] avevano già proposto un metodo euristico, basato su funzioni non lineari degli scorrimenti, per la determinazione delle forze scambiate fra ruota e rotaia. Tale modello è una combinazione della teoria lineare di Kalker e della curva di saturazione non lineare di Johnson e Vermeulen. Il primo passo è il calcolo delle forze lineari secondo l'espressione matriciale:

$$\begin{Bmatrix} F_x^{lin} \\ F_y^{lin} \end{Bmatrix} = Gab \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & \sqrt{ab} C_{23} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi \\ \eta \\ \varphi \end{Bmatrix} \quad (1.16)$$

nella quale si trascura il momento di spin, ma non lo scorrimento  $\varphi$ . Note le forze lineari nelle direzioni longitudinale e laterale, è possibile calcolare la risultante:

$$F^{lin} = \sqrt{(F_x^{lin})^2 + (F_y^{lin})^2} \quad (1.17)$$

Da questa, si calcola un fattore di riduzione  $k_{RED}$ :

$$k_{RED} = \begin{cases} 1 - \frac{1}{3} \frac{F^{lin}}{fN} + \frac{1}{27} \left( \frac{F^{lin}}{fN} \right)^2, & \frac{F^{lin}}{fN} \leq 3 \\ \frac{fN}{F^{lin}}, & \frac{F^{lin}}{fN} > 3 \end{cases} \quad (1.18)$$

dove  $f$  è il coefficiente di attrito ed  $N$  è il carico normale. Infine, è possibile calcolare le forze di aderenza:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = k_{RED} \begin{Bmatrix} F_x^{lin} \\ F_y^{lin} \end{Bmatrix} \quad (1.19)$$

Ovviamente, il modello tiene conto del limite di attrito:

$$F = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2} \leq fN \quad (1.20)$$

Come si può notare in Figura 1.8, tale soluzione è in accordo con l'algoritmo CONTACT solo per valori ridotti di spin.

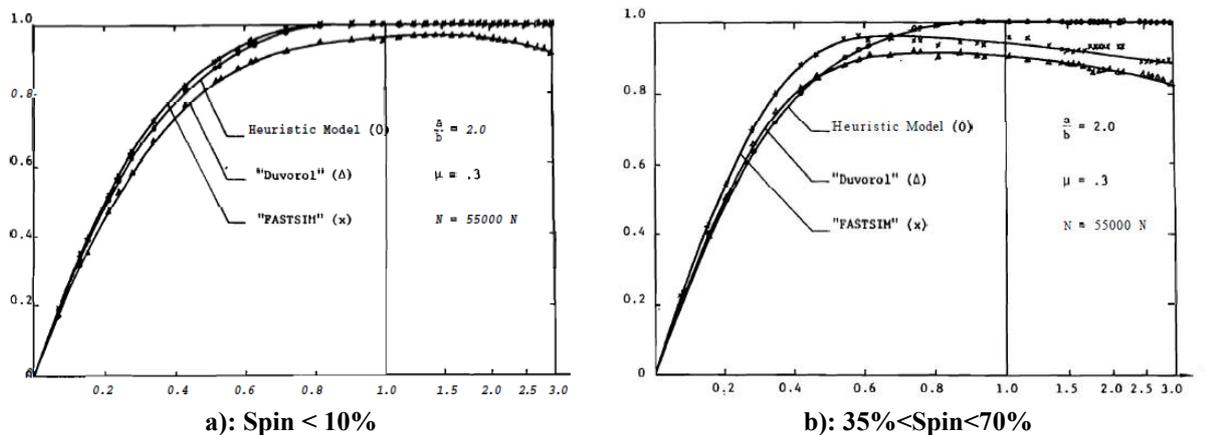


Figura 1.8: Confronto tra modelli euristici e algoritmi di Kalker

### 1.2.3 Attrito dipendente dalla velocità

Tutte le teorie presentate sin qui sono valide solo per il caso di superfici pulite e non tengono ovviamente conto degli effetti di una eventuale contaminazione all'interfaccia; inoltre, esse non considerano nemmeno il tratto decrescente della caratteristica di aderenza in funzione del *creep*, legato principalmente all'aumento di temperatura al contatto con il crescere del *creep*.

Monk-Steel et al. [18] hanno presentato una panoramica di alcune leggi che tengono conto della dipendenza dell'attrito dalla velocità di scorrimento. Indicando con  $v_s$  la velocità di scorrimento e con  $f_0$  l'attrito statico valgono la legge esponenziale di Kraft:

$$f(v_s) = f_0 \cdot \left( 1 - 0.5e^{-\frac{0.138}{|v_s|}} - 0.5e^{-\frac{6.9}{|v_s|}} \right) \quad (1.21)$$

e le leggi razionali di Poiré-Bochet:

$$f(v_s) = f_0 \frac{1}{1 + 0.03|v_s|} \quad (1.22)$$

e di Galton:

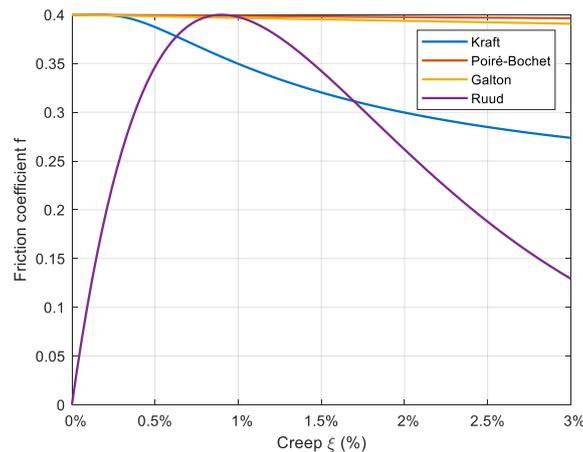
$$f(v_s) = f_0 \frac{1 + 0.018|v_s|}{1 + 0.097|v_s|} \quad (1.23)$$

Infine, gli autori hanno presentato la legge di Ruud, che lega l'aderenza al *creep* secondo l'espressione:

$$\mu = \mu_{max} \frac{\xi}{\xi_0} e^{\left(1 - \frac{\xi}{\xi_0}\right)} \quad (1.24)$$

dove  $\mu_{max}$  e  $\xi_0$  sono costanti, suggerite pari a 0.4 e 0.009 rispettivamente. In particolare,  $\mu_{max}$  è il massimo della caratteristica di aderenza e può quindi non coincidere con l'attrito statico. In Figura 1.9 è presentato un confronto fra le differenti leggi ottenute con le seguenti ipotesi:

- Velocità di avanzamento  $V = 10$  m/s;
- $f_0 = \mu_{max} = 0.4$ ;



**Figura 1.9: Confronto fra leggi di attrito vs velocità di scorrimento (riadattata da [18])**

Anche l'algoritmo CONTACT subisce continui upgrade per migliorare la sua abilità predittiva; in [19] è mostrato un aggiornamento in grado di tenere conto del tratto decrescente della caratteristica di aderenza e della riduzione della pendenza del tratto lineare, dovuta alla rugosità delle superfici ed alla contaminazione (Figura 1.10). In particolare, per quanto riguarda la diminuzione di attrito si utilizza la seguente espressione esponenziale:

$$f(v_s) = f_\infty + (f_0 - f_\infty) e^{-\log(2) \frac{v_s}{v_{hlf}}} \quad (1.25)$$

dove:

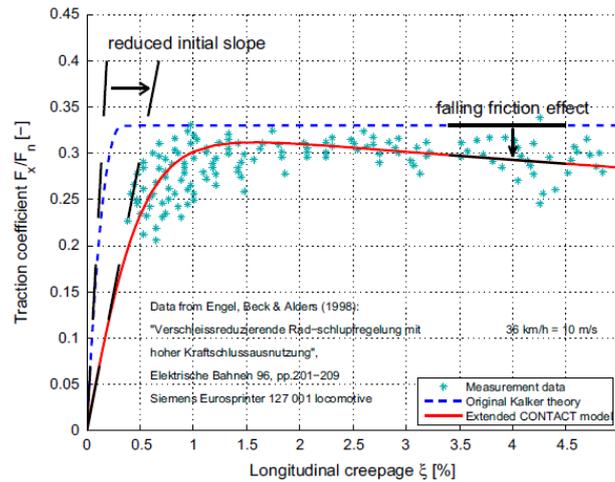
- $f_0$  è il coefficiente di attrito statico;
- $f_\infty$  è il valore asintotico dell'attrito per velocità di scorrimento tendenti a infinito;
- $v_s$  è la velocità di scorrimento;

- $v_{hf}$  è la velocità di scorrimento che corrisponde al dimezzamento del contributo  $f_0-f_\infty$  del secondo termine.

Tale legge è simile a quella proposta da Polach [4], nella quale compaiono l'attrito statico e i parametri di tuning del modello  $A$  e  $B$ :

$$f(v_s) = f_0[(1 - A)e^{-Bv_s} + A] \tag{1.26}$$

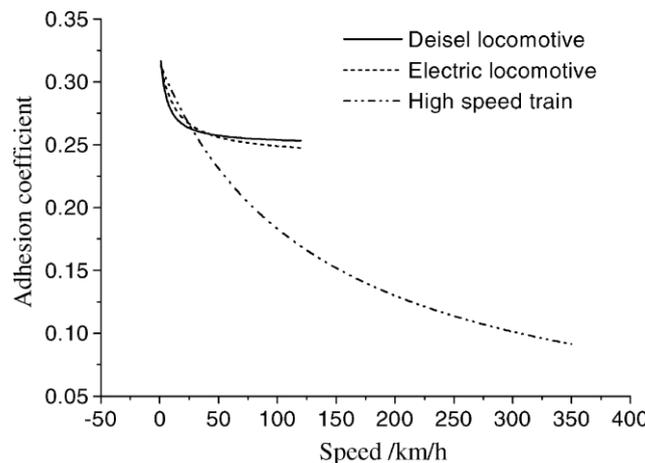
$$A = \frac{f_\infty}{f_0} \tag{1.27}$$



**Figura 1.10: Confronto fra teoria originale di Kalker, modello esteso di CONTACT e dati sperimentali [19]**

Zhang et al. [20] hanno invece presentato la seguente legge che lega l'aderenza disponibile in trazione alla velocità per treni AV, estendendo il campo di validità di altre formulazioni utilizzate dalle ferrovie cinesi per locomotive Diesel ed elettriche (Figura 1.11):

$$f(V) = 0.005 + \frac{13}{42 + 0.31V} \tag{1.28}$$



**Figura 1.11: Leggi di aderenza vs velocità [20]**

Già Moore [21] aveva evidenziato la presenza in letteratura numerose formulazioni che legano aderenza e velocità, nella forma:

$$f(V) = k_1 + \frac{k_2}{V + k_3} \quad (1.29)$$

oppure:

$$f(V) = k_4 - k_5 V^n \quad (1.30)$$

dove:

- I coefficienti  $k_i$  ( $i = 1-5$ ) sono tutti positivi;
- $n$  vale 1 oppure 2;

In particolare, l'autore proponeva in condizioni di asciutto l'espressione:

$$f(V) = \begin{cases} 0.25 & , \quad V < 40 \text{ mph} \\ \frac{30}{V + 75} & , \quad 40 < V < 150 \text{ mph} \end{cases} \quad (1.31)$$

mentre in condizioni di bagnato suggeriva di considerare il 60% di tale valore.

#### 1.2.4 Il modello di contatto del Politecnico di Torino

I relatori di questo lavoro di tesi [22] hanno proposto di recente un modello di contatto caratterizzato da una elevata efficienza e tempi di calcolo inferiori sia a FASTSIM sia al metodo di Polach. Il modello consente di calcolare in forma chiusa le forze di contatto  $F_x$  e  $F_y$  in funzione dei 3 *creep* longitudinale, laterale e di spin, mediante le equazioni (1.32), (1.33), nelle quali si è utilizzata la medesima simbologia impiegata in (1.5):

$$F_x = \frac{f_{11}\xi}{\sqrt[n]{d + \left(\frac{f_{11}\xi}{fQ}\right)^{n_1} + \left(\frac{f_{22}\eta}{fQ}\right)^{n_1} + \left\{\frac{f_{23}}{fQ} \cdot [\delta \cdot \varphi + k(\delta \cdot \varphi)^{n_2}]\right\}^{n_1}}} \quad (1.32)$$

$$F_y = \frac{f_{22}\eta + f_{23}\varphi}{\sqrt[n]{d + \left(\frac{f_{11}\xi}{fQ}\right)^{n_1} + \left(\frac{f_{22}\eta}{fQ}\right)^{n_1} + \left\{\frac{f_{23}}{fQ} \cdot [\delta \cdot \varphi + k(\delta \cdot \varphi)^{n_2}]\right\}^{n_1}}} \quad (1.33)$$

I termini  $f_{11}$ ,  $f_{22}$  e  $f_{23}$  si ottengono dall'equazione lineare di Kalker (1.5) mediante le seguenti relazioni:

$$f_{11} = C_{11}Gab \quad (1.34)$$

$$f_{22} = C_{22}Gab \quad (1.35)$$

$$f_{23} = C_{23}G(ab)^{3/2} \quad (1.36)$$

In tali formule, il termine  $d$  è tipicamente pari a 1, mentre i due esponenti  $n$  e  $n_1$  vengono fatti coincidere. Il termine  $\delta$  è invece funzione del rapporto tra i semiassi dell'impronta di contatto, supposta ellittica:

$$\delta = \frac{1}{2} \left(\frac{b}{a}\right)^{n_3} \quad (1.37)$$

Infine, il fattore  $k$  è calcolato in funzione del modulo di elasticità tangenziale  $G$ , del rapporto tra i semiassi dell'ellisse e del limite di aderenza:

$$k = 4000G^n \frac{(ab)^{n_4}}{(fN)^{n_5}} \quad (1.38)$$

Al variare di  $n$ , è possibile modificare la forma delle curve calcolate secondo le equazioni (1.32), (1.33); gli esponenti  $n_i$  sono stati ricavati numericamente mediante una routine MATLAB, in modo da ottenere andamenti simili a quelli predetti da FASTSIM e Polach: i risultati sono mostrati in Tabella 1.1.

| <b>Esponente</b> | <b>Valore di fitting</b> |
|------------------|--------------------------|
| $n$              | 2.4                      |
| $n_1$            | 2.4                      |
| $n_2$            | 3.83                     |
| $n_3$            | 0.383                    |
| $n_4$            | $4\pi/3$                 |
| $n_5$            | 2.8                      |
| $n_6$            | 1                        |

**Tabella 1.1: Esponenti del modello di contatto del PoliTO [22]**

Il modello potrebbe considerare l'effetto della diminuzione dell'attrito con la velocità di scorrimento mediante una delle formulazioni presenti in letteratura, quali ad esempio quelle presentate al paragrafo precedente nelle equazioni (1.21)-(1.31). Così facendo, però, si dovrebbe ricorrere a metodi iterativi per il calcolo delle forze tangenziali di contatto. Al fine di non comportare un aumento del tempo di calcolo, gli autori hanno proposto una formulazione innovativa, modificando leggermente il modello e adottando un coefficiente  $n_1 > n$ . In questo modo, per mantenere costante la pendenza della caratteristica di aderenza, il coefficiente  $d$  non può più essere unitario, ma deve essere calcolato secondo la formula:

$$d = 1 + n_1 - n \quad (1.39)$$

Per tenere conto dell'effetto *falling friction*, il coefficiente di attrito non è calcolato in funzione della velocità di scorrimento, bensì è ottenuto a partire dagli esponenti  $n$ ,  $n_1$  e  $n_6$ :

$$f = f_0 [1 + 0.6 \cdot (n - n_1)]^{n_6} \quad (1.40)$$

Il modello di base è stato oggetto di tuning e validazione mediante una routine MATLAB, mentre un'ulteriore validazione è stata effettuata in ambiente Simpack, simulando il tragitto di un'automotrice Diesel Aln663 lungo il tracciato Aosta-Pré-Saint-Didier. La routine MATLAB ha mostrato che le curve ottenute secondo la formulazione del PoliTO sono sempre simili a quelle predette da FASTSIM e Polach, più vicine all'una o all'altra a seconda di quali *creep* vengano mantenuti costanti o nulli (Figura 1.12, Figura 1.13).

Anche le simulazioni multibody hanno mostrato risultati in linea con quelli predetti dagli altri due metodi: si può dunque convenire che il modello PoliTO fornisce output simili, ma con il vantaggio di richiedere un minor tempo di calcolo.

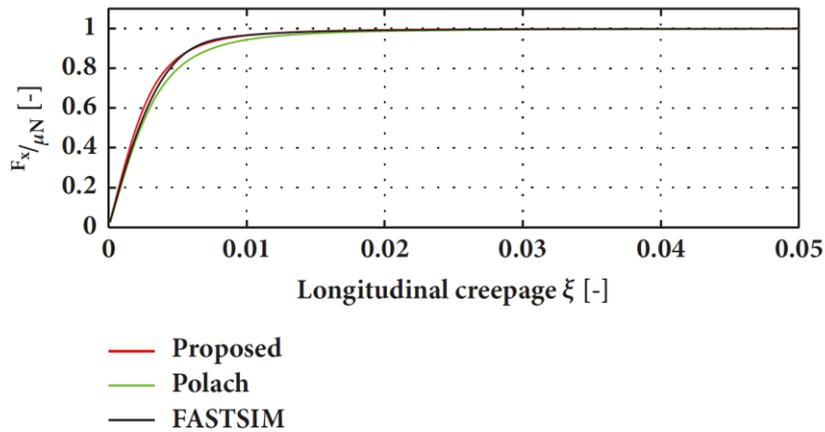


Figura 1.12: Modello PoliTO: Caratteristica di aderenza ( $\eta = 0.3\%$ ,  $\phi = 0$ ) [22]

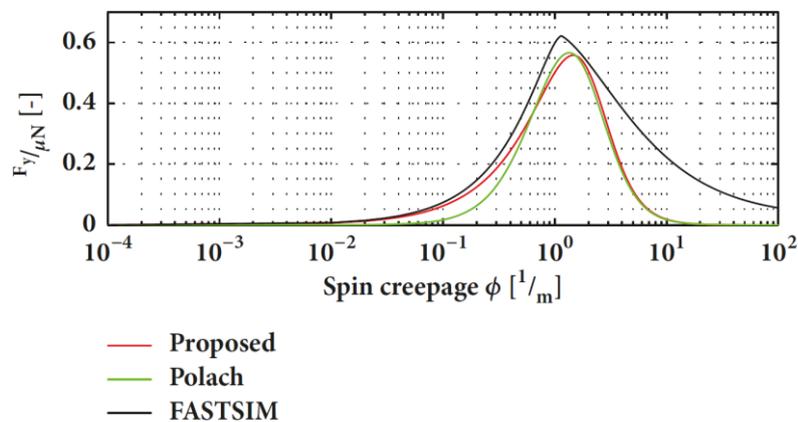


Figura 1.13: Modello PoliTO:  $F_y$  vs  $\phi$  ( $\xi=0.3\%$ ,  $\eta = 0$ ) [22]

Bosso e Zampieri hanno infine fornito un esempio di fitting dei parametri del modello su caratteristiche di aderenza ottenute sperimentalmente mediante un roller rig a singola sala con motorizzazione indipendente dei rulli. Osservando la Figura 1.14 si può innanzitutto notare come le caratteristiche di aderenza sperimentali variano a seconda del tipo di controllo dei motori dei rulli: nel caso di controllo in coppia, a causa delle inerzie in gioco, si ottengono valori inferiori di attrito statico, con coefficienti di aderenza inferiori rispetto al caso di controllo in velocità. Inoltre, dalla medesima immagine è evidente che per tenere conto della diminuzione di attrito oltre il massimo è necessario ricorrere al modello modificato. Il fitting così ottenuto prevede con buona approssimazione il dato sperimentale nella parte decrescente della caratteristica, mentre peggiore è la sovrapposizione nel tratto lineare, dove risulta più accurato il modello originale con  $n = n_1 = 1.5$ , ottimizzato sulla prova. Per poter fornire una migliore previsione del dato sperimentale si potrebbe pensare di utilizzare una funzione a tratti, tuttavia ciò comporterebbe un aumento dei tempi di calcolo, la cui rapidità rappresenta invece un vantaggio importante del metodo proposto.

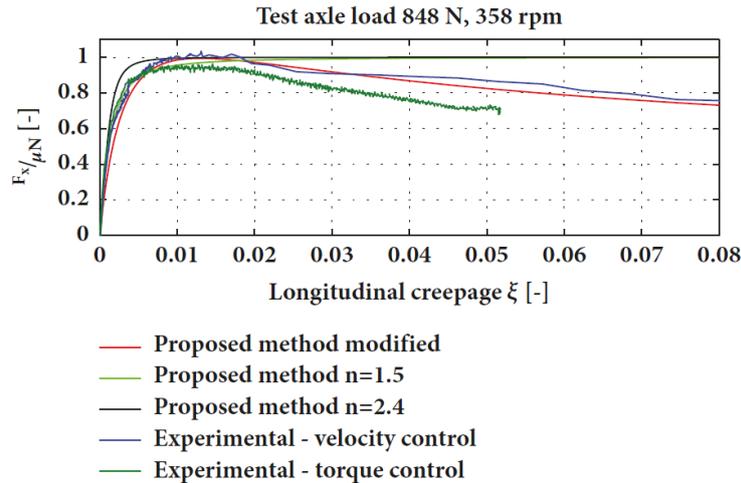


Figura 1.14: Fitting sperimentale dei parametri del modello PoliTO [22]

### 1.3 Il fenomeno della contaminazione

Il contatto fra ruota e rotaia avviene in un ambiente aperto: ciò significa che all'interfaccia possono essere presenti elementi provenienti dall'esterno, che vanno a modificare inevitabilmente le condizioni di aderenza, formando uno strato intermedio di materiale posto fra le due superfici (*Third body material: TBM*). È importante sottolineare che spesso questi TBM interagiscono chimicamente con gli acciai di ruota e rotaia: di conseguenza, i materiali realmente a contatto hanno proprietà chimiche, meccaniche e fisiche differenti rispetto a quelle nominali in assenza di contaminante [23].

In [1] gli autori Lewis e Olofsson forniscono una interessante classificazione di questi materiali presenti al contatto, distinguendo tra *contaminanti*, *friction modifiers* (FM) e *lubrificanti*. I contaminanti sono tutti quegli elementi che si trovano presenti all'interfaccia a causa delle condizioni climatiche e ambientali, quali acqua, foglie, neve, ma anche detriti dovuti all'usura delle superfici, ossidi, pietrisco della massicciata, polvere etc. Sono catalogati come FM tutti quei prodotti, solidi o liquidi, che vengono sparsi intenzionalmente sulla tavola della ruota al fine di raggiungere valori ben precisi di attrito così da ottimizzare la performance dell'intero sistema in termini di aderenza ed usura delle superfici. Infine, sono definiti lubrificanti sostanze come oli e grassi che vengono intenzionalmente poste sul bordino della ruota per diminuire l'attrito in curva, in modo da ridurre l'usura e minimizzare il rischio di deragliamento. Sebbene Lewis e Olofsson considerino la sabbia come un FM, in questo elaborato sembra più corretto catalogarla come un elemento a parte, in quanto è stata utilizzata per incrementare la trazione sin dagli albori del sistema ferroviario. In ogni caso, è importante sottolineare come si possa distinguere tra elementi naturalmente presenti e prodotti intenzionalmente posti tra ruota e rotaia per raggiungere determinati obiettivi in termini di aderenza, usura, sicurezza etc. [24].

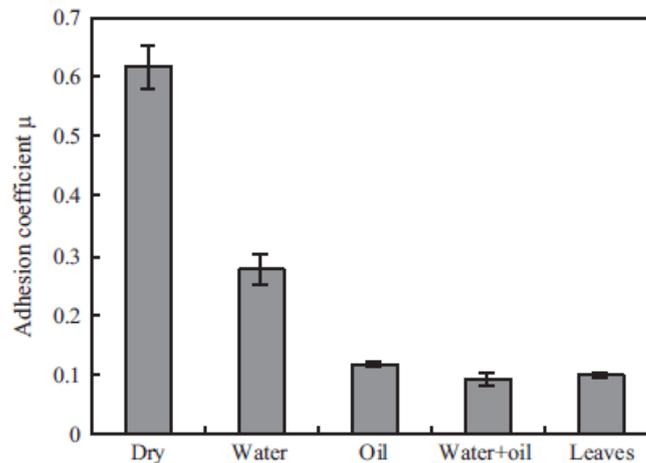
Numerosi sono gli studi e gli articoli presenti in letteratura che vanno ad analizzare le condizioni di aderenza in presenza di contaminante; in particolare, si vogliono sin da ora presentare nelle Tabelle 1.2 e 1.3 i risultati ottenuti da Lewis et al. con un tribometro [25] e da Moore [21], mentre in Figura 1.15 sono mostrati i valori di aderenza registrati mediante *twin-disk machine* (macchina a dischi gemelli) da Wang et al. [26] in condizioni di asciutto ed in presenza di differenti contaminanti.

| <b>Condizioni</b>            | <b>Temperatura (°C)</b> | <b>Coefficiente di attrito</b> |
|------------------------------|-------------------------|--------------------------------|
| Rotaia asciutta (soleggiato) | 19                      | 0.6-0.7                        |
| Pioggia                      | 5                       | 0.2-0.3                        |
| Grasso                       | 8                       | 0.05-0.1                       |
| Film umido di fogliame       | 8                       | 0.05-0.1                       |

Tabella 1.2: Valori di coefficiente di attrito ottenuti con tribometro [25]

| <b>Condizione rotaia</b> | <b>Coefficiente di attrito</b> |
|--------------------------|--------------------------------|
| Asciutta e pulita        | 0.25-0.3                       |
| Asciutta con sabbia      | 0.25-0.33                      |
| Bagnata e pulita         | 0.18-0.20                      |
| Bagnata con sabbia       | 0.22-0.25                      |
| Grasso                   | 0.15-0.18                      |
| Rugiada                  | 0.09-0.15                      |
| Neve leggera             | 0.10                           |
| Neve leggera con sabbia  | 0.15                           |
| Foglie bagnate           | 0.07                           |

Tabella 1.3: Coefficienti di attrito ruota-rotaia secondo Moore [21]

Figura 1.15: Coefficienti di aderenza ottenuti mediante *twin-disk machine* [26]

La Figura 1.16 mostra invece alcuni andamenti sperimentali di aderenza in funzione del *creep* ricavati da prove in laboratorio con *twin-disk machine* [27].

Anche nella pubblicazione di Fulford per *Railway Safety and Standard Boards* (RSSB) [28], vengono presentati alcuni valori di coefficiente di attrito nelle varie condizioni di contaminazione della linea; in particolare, si ha  $f = 0.4-0.65$  in condizioni di asciutto, mentre si può assistere a una riduzione di attrito con  $f < 0.3$  in caso di lubrificazione dovuta ad acqua o olio. Le foglie possono essere responsabili di valori di coefficiente di attrito compresi fra 0.1 e 0.2; un crollo drastico di attrito ( $f = 0.02-0.05$ ) si può avere quando si ha una combinazione di uno strato nerastro, dovuto alla reazione chimica fra fogliame e acciai di ruota e rotaia, e leggere precipitazioni di rugiada, pioggia e neve.

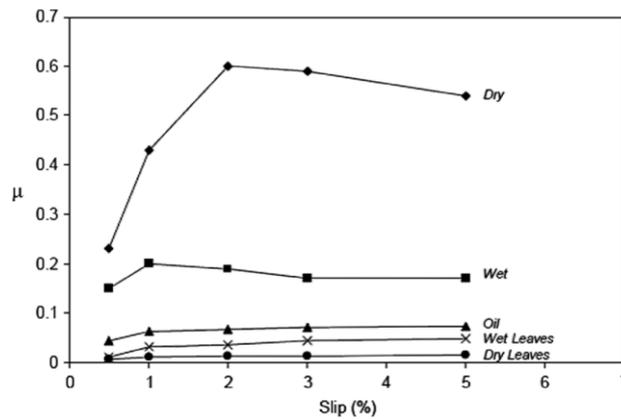


Figura 1.16: Curve di aderenza in presenza di contaminante ottenute mediante *twin-disk machine* [27]

Come si può notare, le condizioni di aderenza sono estremamente variabili al variare delle condizioni atmosferiche e degli elementi presenti al contatto. I valori di aderenza al contatto fra ruota e rotaia devono necessariamente assicurare 3 differenti aspetti: prestazioni in accelerazione e frenatura, rispetto degli orari sulla tabella di marcia e sicurezza. Pertanto, risulta evidente come conoscere le condizioni di aderenza anche in presenza di contaminanti sia estremamente importante per garantire livelli di prestazione e sicurezza adeguati sia al traffico merci sia a quello passeggeri. Tuttavia, risulta estremamente complesso modellare le condizioni di aderenza degradata a causa dell'esistenza del fenomeno della riadesione: infatti, quando un veicolo percorre un tratto di binario contaminato, le forze longitudinali che si sviluppano fra ruota e rotaia e gli elevati valori di scorrimento raggiunti comportano una parziale rimozione dello strato stesso di contaminate. Il risultato è quindi una pulizia sia della ruota, che perciò recupera aderenza, sia della rotaia: di conseguenza, le ruote in coda al veicolo non sperimentano una contaminazione così spinta grazie al passaggio delle ruote precedenti. Il fenomeno della riadesione non è da confondere con il recupero dell'aderenza dovuto all'intervento di sistemi meccatronici presenti a bordo veicolo, quali WSP e *Antiskid*.

### 1.3.1 Contatto in presenza di acqua e olio

In questa sezione, si analizzano gli effetti sull'aderenza provocati dalla presenza sulla linea di acqua e/o olio: questi due elementi vengono analizzati insieme perché vanno a modificare le condizioni al contatto, introducendo una lubrificazione laddove è invece tipicamente presente un attrito di tipo secco. L'acqua presente all'interfaccia tra ruota e rotaia può essere dovuta a precipitazioni e rugiada mattutina [29], mentre l'olio si va a depositare sulla tavola della ruota a causa di perdite dal treno, oppure quando si diffonde dal bordino, dove è utilizzato come lubrificante per ridurre l'usura [30]. L'attrito viscoso in presenza di un film lubrificante è stato ampiamente studiato da Stribeck nei primi anni del '900 analizzando il problema dei cuscinetti a strisciamento e volventi [31]. I risultati salienti sono riportati nella Figura 1.17, che mostra l'andamento del coefficiente di attrito in funzione del numero di Hersey (HN):

$$HN = \frac{\eta_f \cdot V_f}{P} \quad (1.41)$$

dove:

- $V_f$  è la velocità relativa fra fluido e superficie;

- $\eta_f$  è la viscosità dinamica del fluido;
- $P$  è il carico premente.

In pratica, se si ammette che la forza normale e la viscosità siano parametri costanti, tale grafico mostra l'andamento del coefficiente di attrito in funzione della velocità relativa fra le superfici in presenza di lubrificante. Come si nota, all'aumentare di  $HN$  si passa dal regime di lubrificazione limite al regime fluidodinamico, attraversando una zona intermedia di lubrificazione mista. La determinazione del regime di lubrificazione può essere effettuata mediante il calcolo di un parametro  $\Lambda$ , legato allo spessore del film fluido e funzione della rugosità e delle proprietà elastiche dei materiali a contatto (maggiori dettagli sono disponibili in [32]). Con  $\Lambda < 1$ , si ha una lubrificazione limite, con  $1 < \Lambda < 3$  si ha lubrificazione mista e infine per  $\Lambda > 3$ , si ha che lo spessore del film di lubrificante è maggiore della rugosità delle superfici a contatto, e la lubrificazione è di tipo fluidodinamico. È bene sottolineare che al crescere dello spessore del film di lubrificante e quindi del parametro  $\Lambda$  aumenta sempre più la porzione di carico normale sostenuta dal lubrificante; viceversa quando si è in condizioni limite, la forza normale è totalmente sostenuta dalle asperità superficiali dei materiali in contatto.

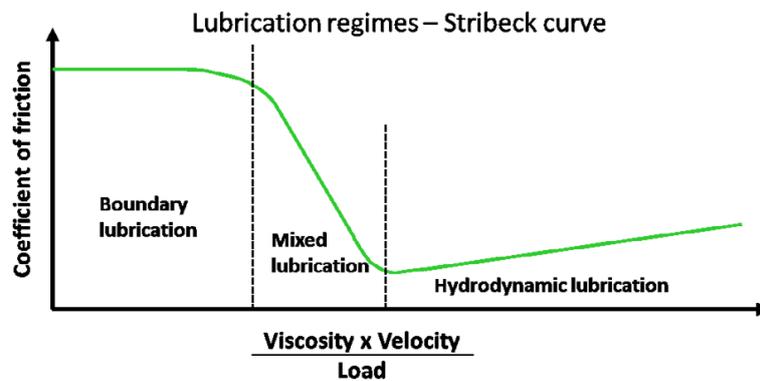
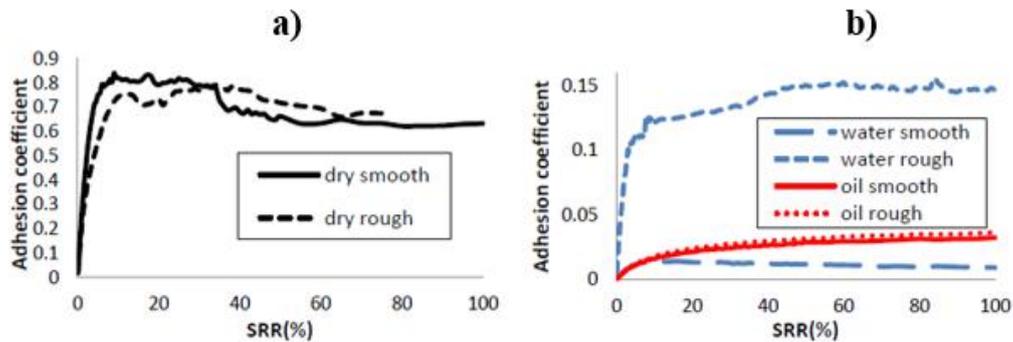


Figura 1.17: Curva di Stribeck [33]

Il problema dell'adesione degradata in presenza di acqua e/o olio è stato studiato da Beagley et al. sin dagli anni '70 mediante prove in laboratorio con una macchina costituita da un disco rotolante su di un piatto [34, 35]. Gli autori hanno rilevato come la presenza di sola acqua possa provocare una diminuzione di coefficiente di attrito da un valore di 0.6 a circa 0.3. Coefficienti di attrito inferiori sono stati registrati su una macchina di Amsler, a causa della formazione di una pasta molto viscosa costituita da detriti e polveri presenti all'interfaccia mischiati ad acqua: il valore di coefficiente di attrito è tanto minore quanto più alta è la concentrazione di particelle solide in questa pasta, fino ad un minimo registrato pari a 0.005. Inoltre, gli autori hanno mostrato come l'aderenza subisca un brusco decremento quando si abbia un mix di acqua e olio all'interfaccia: infatti: è stato osservato che in situazioni di contaminazione con solo olio il coefficiente di attrito diminuisce al crescere della quantità di liquido immessa, fino a un valore di soglia oltre il quale il coefficiente di attrito si mantiene costante e pari al valore minimo  $f = 0.15$ , circa la metà di quello registrato per la contaminazione con sola acqua.

In [32], gli autori Zhu, Olofsson e Persson presentano uno studio di laboratorio volto ad ottenere le curve di aderenza e di Stribeck nelle condizioni di attrito secco, lubrificazione con acqua e con olio mediante una *mini-traction-machine* (MTM), che consiste in una sfera fatta rotolare su di un disco, in modo da ottenere un moto relativo di rotolamento-strisciamento. Gli autori hanno utilizzato dischi con due diversi valori di

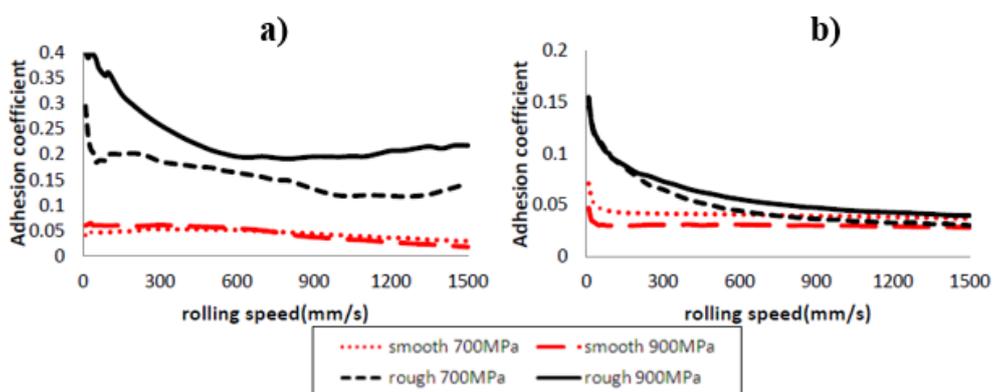
rugosità per valutare l'influenza di tale parametro sull'aderenza. In Figura 1.18 si nota come in condizioni di asciutto si abbia un'aderenza leggermente maggiore con superfici lisce; viceversa, in condizioni di lubrificazione, la superficie più ruvida garantisce un'aderenza migliore in presenza di acqua, mentre in presenza di olio le variazioni sono minime. Da notare come nel caso di superficie poco rugosa, l'aderenza in presenza di acqua risulti addirittura inferiore a quella con olio.



**Figura 1.18: Curve di aderenza con pressione di contatto di 700 Mpa: Asciutto (a) e Lubrificazione con acqua e olio (b) [32]**

Le curve di Stribeck (Figura 1.19) mostrano altre differenze fra acqua e olio: in presenza di acqua, la superficie liscia ha sempre un valore di aderenza estremamente ridotto, decrescente fino a 0.02 con la velocità di rotolamento, mentre la superficie rugosa mostra un'aderenza maggiore, che si stabilizza a un valore di 0.15 con pressione di contatto di 700 MPa e di 0.2 con pressione normale di 900 MPa. Viceversa, in presenza di olio, al crescere della velocità di rotolamento l'aderenza crolla bruscamente ad un valore di 0.04 per la superficie rugosa e di 0.03 per superficie liscia.

Infine, gli autori hanno mostrato una forte dipendenza fra aderenza e temperatura in presenza di acqua al contatto: per la superficie rugosa, l'aderenza è maggiore a una temperatura di 20°C rispetto alla condizione di 5°C.



**Figura 1.19: Curve di Stribeck: contaminazione con acqua (a) e olio (b) [32]**

Sulla base di tali risultati, Zhu, Olofsson e Söderberg [36], hanno presentato un modello numerico in grado di prevedere le condizioni di aderenza in presenza di olio e acqua separatamente, analizzando il comportamento in termini di aderenza e capacità di carico, per 3 differenti condizioni topografiche di ruota e rotaia:

- 1) Superfici poco rugose;
- 2) Superfici molto rugose;
- 3) Superfici idealmente lisce.

Si sono eseguite due tipologie di prove: una prima serie di simulazioni a velocità costante e *creep* variabile (curve di aderenza), seguite da test con *creep* costante e velocità variabile (curve di Stribeck).

In Tabella 1.4 si mostrano i valori di attrito (inteso come il limite dell'aderenza disponibile) utilizzati dagli autori nelle varie condizioni di attrito secco e viscoso in presenza di lubrificante: come è semplice osservare, con olio l'aderenza crolla a valori inferiori di quelli che si hanno con acqua. Ciò si deve principalmente alla viscosità dell'olio, molto maggiore di quella dell'acqua.

| <b>Condizione</b>               | <b>Coefficiente di attrito</b> |
|---------------------------------|--------------------------------|
| <i>Asciutto</i>                 | 0.52                           |
| <i>Lubrificazione con acqua</i> | 0.17                           |
| <i>Lubrificazione con olio</i>  | 0.08                           |

**Tabella 1.4: Valori di coefficienti di attrito in presenza di lubrificazione secondo Zhu et al. [36]**

Il primo set di prove ha mostrato come l'aderenza cresca all'aumentare della rugosità delle in quanto superfici molto rugose impediscono la formazione di un film sufficientemente spesso di lubrificante, in grado di sostenere una porzione elevata della forza premente: tale effetto è più marcato in presenza di olio, assai più viscoso dell'acqua.

La prova a *creep* costante è stata svolta imponendo un valore del 2%, corrispondente alla zona di saturazione: il modello ha mostrato un andamento decrescente dell'aderenza al crescere della velocità, con un conseguente aumento della percentuale di carico sostenuta dal film di lubrificante. Gli autori hanno dunque concluso che l'acqua comporta sempre un regime di lubrificazione limite, mentre l'olio causa una lubrificazione limite o mista; al crescere della velocità, in presenza di olio, l'elevata viscosità può determinare una lubrificazione di tipo fluidodinamico.

Nell'articolo di Chen et. al [37] vengono analizzati gli effetti della temperatura del fluido e della rugosità delle superfici a contatto mediante una macchina a dischi gemelli (*twin disk machine*); la condizione indagata è quella di contaminazione con sola acqua. I risultati di questa attività sperimentale sono in linea con quelli dei lavori visti in precedenza: gli autori hanno infatti rilevato che l'aderenza incrementa significativamente al crescere della temperatura dell'acqua presente all'interfaccia. Inoltre, la sperimentazione ha confermato un decremento della trazione con la velocità di rotolamento, mentre è stato rilevato un incremento al crescere della rugosità delle superfici.

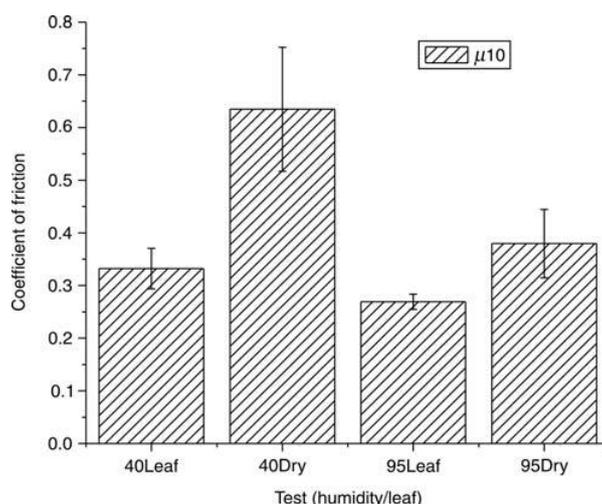
In un lavoro precedente, gli autori Zhang et. al [20] hanno effettuato prove di laboratorio servendosi di un roller rig in scala reale: anche in questo caso, si è mostrato come l'olio, rispetto all'acqua, comporti una diminuzione più marcata di aderenza. I risultati hanno evidenziato una forte diminuzione del coefficiente di aderenza al crescere della velocità, sia in condizioni di contaminazione con acqua sia in condizioni di contaminazione con olio. Inoltre, in tale sperimentazione si è rilevato un decremento dell'aderenza con il crescere del carico sull'asse, più marcato nel caso di contaminazione con acqua: per i valori di carico sull'asse di 44 kN e 67 kN sono state proposte formule per il calcolo del coefficiente di attrito al crescere della velocità.

Uno studio interessante condotto da Lewis et al.[38], ha invece indagato la situazione di una contaminazione con miscele di acqua e olio, rilevando che la perdita di aderenza è simile a quella che si avrebbe in presenza di solo olio: di conseguenza, l'olio risulta avere un effetto dominante. Gli autori hanno inoltre mostrato come sia sufficiente una quantità di olio estremamente modesta per causare una forte perdita di aderenza.

### 1.3.2 Foglie

Le foglie presenti sulla linea possono comportare una forte diminuzione di aderenza; l'attenzione per tale problema è nata soprattutto nell'epoca moderna in quanto agli albori del sistema di trasporto ferroviario, quando la trazione era ancora a vapore, per scongiurare incendi si provvedeva ad un'eliminazione delle foglie presenti sui binari e al taglio degli alberi nei pressi delle ferrovie [29]. Inoltre, poiché gli acciai erano di qualità inferiore rispetto a quelli attualmente impiegati per ruote e rotaie, si usuravano maggiormente, e ciò contribuiva a distruggere rapidamente gli eventuali depositi di foglie che venivano a formarsi all'interfaccia.

Nella pubblicazione di Olofsson e Sundvall [39], vengono dapprima mostrate evidenze sperimentali di tracciati soggetti alla presenza di foglie sulle rotaie a Stoccolma, mentre in seguito si presentano prove di laboratorio eseguite mediante tribometro *pin-on-disk* per la valutazione dell'influenza di umidità, temperatura, foglie e lubrificante grasso Binol Rail 150 sulle condizioni di aderenza. Innanzitutto, gli autori mostrano come le foglie vengano intrappolate dalla turbolenza dell'aria prodotta dal passaggio del treno ad alta velocità; esse vengono dunque portate nella zona della tavola della ruota, dove sono poi frantumate e sparse lungo un'area maggiore. Nella prima serie di test di laboratorio sono state valutate le differenze tra condizioni di attrito secco e contaminazione con foglie di olmo per due differenti valori di umidità (40% e 95%): nella situazione incontaminata, la crescita del valore di umidità comporta una forte riduzione di aderenza, tuttavia si ha un decremento più marcato a causa di una lubrificazione dovuta alle foglie (Figura 1.20).



**Figura 1.20: Valori di attrito in presenza di foglie e differenti valori di umidità [39]**

Nella seconda serie di test sperimentali gli autori hanno realizzato 16 prove secondo un metodo fattoriale per la valutazione congiunta degli effetti di temperatura, umidità, lubrificazione con grasso e lubrificazione con foglie di olmo. La presenza di foglie di olmo comporta una riduzione fino a 4 volte dell'attrito rispetto

alle condizioni non contaminate, ma il coefficiente decresce ulteriormente laddove si utilizzi la lubrificazione con grasso; la presenza congiunta di foglie e grasso invece comporta valori di aderenza leggermente superiori a quelli misurati in presenza di solo grasso (Figura 1.21).

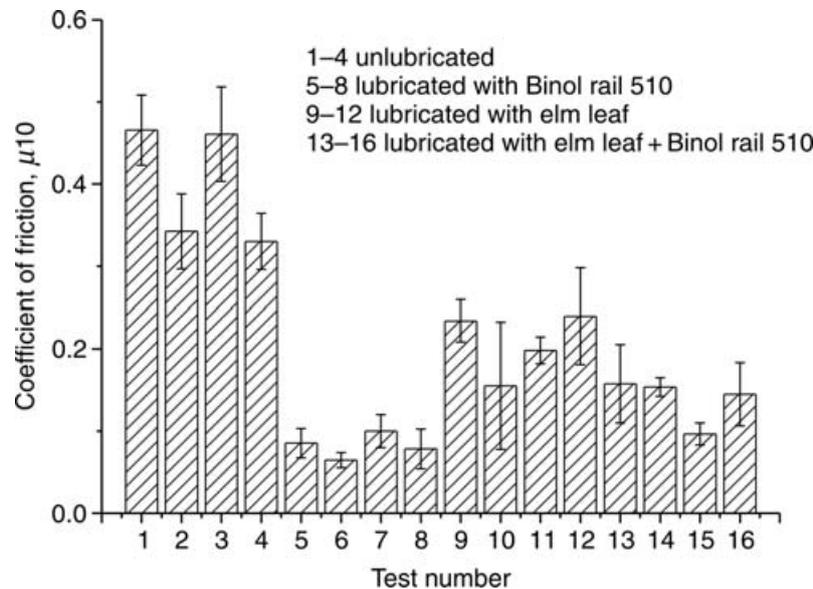


Figura 1.21: Coefficiente di attrito: effetto di temperatura, umidità, grasso e foglie [39]

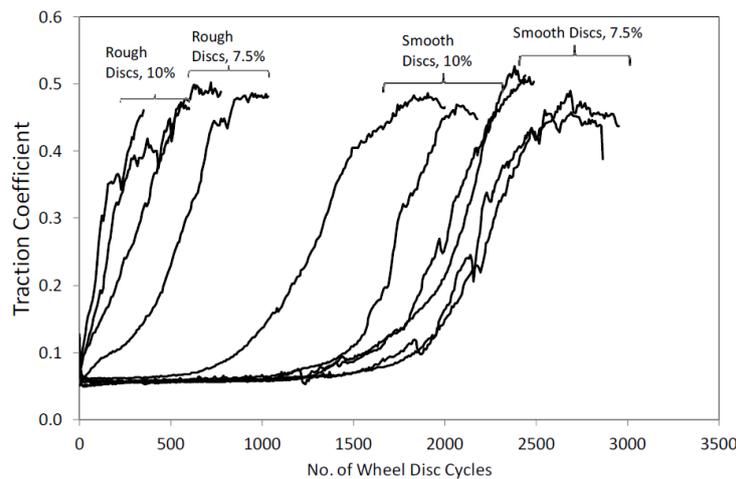
Quando sulla rotaia è presente fogliame, esso reagisce chimicamente con gli acciai di ruota e rotaia, andando a formare uno strato nerastro e duro [28], definito come simil-Teflon [40]. Nell'articolo di Gallardo-Hernandez e Lewis [27], relativo ad esperimenti di laboratorio mediante *twin-disk machine*, si mostra come l'aggiunta di foglie provochi un crollo istantaneo dell'attrito, sia in condizioni di asciutto sia di bagnato; inoltre, l'analisi delle superfici dei dischi mostra come le foglie tendano a formare uno strato che aderisce ai dischi stessi. In condizioni di attrito secco, questo strato è abbastanza duro ( $40\text{HV}_{1\text{gr}}$ ), mentre in presenza di acqua si ha uno strato superiore più soffice, al di sotto del quale si ha il tipico strato nerastro più duro ( $59\text{HV}_{1\text{gr}}$ ), di difficile rimozione.

Zhu, Olofsson e Nilsson [41], hanno effettuato studi su tracciati di Stoccolma per comprendere la composizione chimica dello strato nerastro di fogliame; essi hanno rilevato una composizione chimica profondamente diversa da quella dello strato incontaminato, con maggiori quantità di carbone, calcio, ossigeno, azoto e una minor percentuale di ferro. Inoltre, gli autori hanno mostrato una forte correlazione fra lo spessore degli ossidi al contatto e l'estensione della contaminazione da fogliame, cui in definitiva segue una riduzione di attrito.

### 1.3.3 Grasso

Differenti tipi di grasso sono utilizzati come lubrificanti fra fianco della rotaia e bordino della ruota; il contatto in tale zona avviene durante la marcia in curva, e comporta pressioni di contatto e condizioni di usura estremamente più severe rispetto al caso del contatto fra tavola della ruota e testa della rotaia [42, 43]. Il grasso viene tipicamente distribuito da sistemi disposti a fianco della rotaia ed è composto principalmente da tre componenti: una base di olio, un addensatore che forma una matrice per il contenimento dell'olio e alcuni additivi [42]. Il lavoro più interessante riguardo alle proprietà e al funzionamento dei grassi è sicuramente quello di Lewis et al. [43], in cui si mostrano risultati ottenuti

mediante *twin-disk machine*. Gli autori hanno effettuato due differenti tipologie di test: saturazione della lubrificazione (LS) e lubrificazione piena (FL). Nella prima serie di test si sono registrati i coefficienti di aderenza fino al raggiungimento dei valori tipici delle condizioni non lubrificate, corrispondenti quindi all'eliminazione del film di grasso; nella seconda è stata invece analizzata solamente la prima fase successiva all'applicazione del grasso, nella quale dunque si raggiungono condizioni di lubrificazione spinta. Innanzitutto, gli autori hanno rilevato coefficienti di attrito in presenza di grasso pari a circa 0.1, corrispondenti a valori ottenuti in presenza di olio. È stato mostrato come al crescere della rugosità diminuisce il mantenimento del lubrificante, inteso come il tempo trascorso fra l'applicazione del grasso e il raggiungimento di un'aderenza tipica della situazione incontaminata (Figura 1.22).



**Figura 1.22 Recupero di aderenza a seguito della contaminazione con grasso [43]**

Si è poi evidenziata una forte correlazione fra rugosità, mantenimento e usura: al crescere della rugosità diminuisce il mantenimento ed aumenta la quantità di massa asportata, poiché la fase di piena lubrificazione ha una durata inferiore rispetto al caso di superfici lisce. Infine, gli autori hanno evidenziato come la maggior parte dell'usura sia concentrata nella fase di recupero dell'aderenza, mentre la massa persa durante la piena lubrificazione risulta estremamente inferiore.

## 1.4 Sistemi per il recupero dell'aderenza

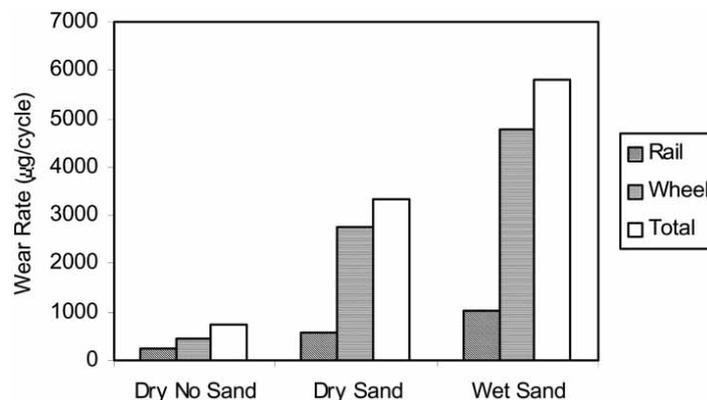
Al paragrafo 1.3 si sono mostrati studi disponibili in letteratura circa gli effetti dei contaminanti quali acqua, olio, foglie e grasso sull'adesione ruota-rotai. Si è evidenziato come in generale queste sostanze provochino brusche diminuzioni di aderenza, che possono affliggere le prestazioni e la sicurezza dell'intero sistema ferroviario. Nel seguito vengono descritti i sistemi maggiormente impiegati per il recupero e la gestione dell'aderenza. Sin dagli albori del sistema ferroviario si è infatti diffusa la pratica di spargere sabbia all'interfaccia ruota-rotai laddove sia presente una forte contaminazione della linea. Oggi si ricorre invece a prodotti ingegnerizzati, denominati *friction modifiers*, che consentono di mantenere il coefficiente di adesione ad un valore di ottimo. Inoltre, i veicoli moderni dispongono di sistemi meccatronici che controllano lo sforzo di trazione e frenatura al fine di massimizzare l'aderenza in ogni condizione, riducendo l'usura dei profili delle ruote e garantendo un più elevato livello di sicurezza.

### 1.4.1 Sabbia

Come già specificato, sebbene in [29] gli autori Lewis e Olofsson considerino la sabbia come parte della famiglia dei FM, in questo elaborato si preferisce fare una distinzione dovuta a 2 motivazioni principali. Innanzitutto, la sabbia è stata impiegata sin dagli albori del sistema ferroviario per incrementare la trazione e l'aderenza in frenata [44, 45]; inoltre essa non è un prodotto ingegneristico volto a mantenere il coefficiente di attrito ad un valore preciso e predeterminato, ma un elemento presente in natura utilizzato semplicemente per recuperare aderenza.

La sabbia è contenuta in apposite tramogge montate al di sotto del treno e viene distribuita all'interfaccia ruota-rotaila mediante un sistema ad aria compressa che sfrutta un apposito ugello; il processo di spargimento della sabbia è manuale nella fase di trazione, mentre è automatico in frenata, ed interviene quando si attiva il freno di emergenza [46]. In veicoli più moderni, la sabbiatura può essere attivata automaticamente dai sistemi antipattinamento (WSP) e dai controlli di trazione, in entrambe le fasi di decelerazione e accelerazione [47].

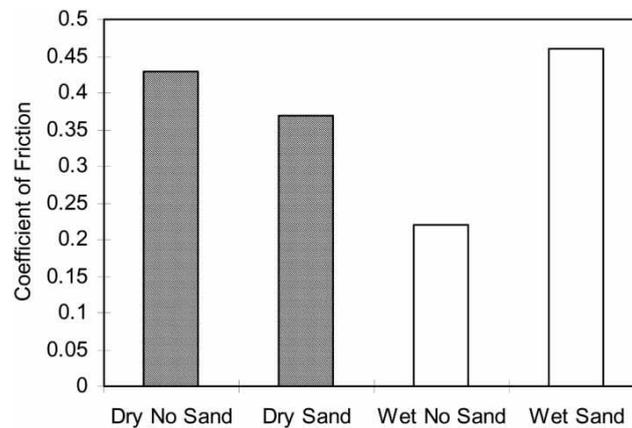
Nel lavoro di Lewis e Dwyer-Joyce [46] vengono realizzati esperimenti mediante *twin-disk machine* per verificare i livelli di usura e attrito quando si applichi sabbia al contatto, sia in condizioni di asciutto sia di bagnato. Gli autori hanno rilevato che la sabbia causa un notevole incremento dell'usura di ruota e rotaila, secondo un fattore variabile da 2 a 10 rispetto alle condizioni incontaminate; in particolare l'usura aumenta notevolmente sul bagnato, in quanto l'acqua è in grado di intrappolare una maggiore quantità di sabbia, che viene poi frantumata ed opera un'azione abrasiva (Figura 1.23).



**Figura 1.23: Tasso di usura in presenza di sabbia [46]**

Le prove in laboratorio hanno inoltre mostrato come in condizioni di asciutto l'aggiunta di sabbia provochi una leggera diminuzione del coefficiente di attrito: ciò è dovuto al fatto che in queste condizioni la sabbia agisce come una sorta di lubrificante solido, impedendo il contatto metallo-metallo fra i due dischi. Sul bagnato invece, una maggiore quantità di sabbia viene intrappolata al contatto e questo causa un incremento dell'attrito dovuto all'azione abrasiva dei granelli frantumati all'interfaccia (Figura 1.24).

Altre prove in laboratorio con *twin-disk machine* eseguite da Gallardo-Hernandez e Lewis [27] hanno evidenziato come l'applicazione di sabbia in presenza di foglie e acqua comporti un ripristino delle condizioni di aderenza a valori analoghi a quelli registrati prima dell'inserimento delle foglie tra i dischi; inoltre, l'analisi delle superfici dei dischi ha mostrato che la sabbia impedisce la formazione dello strato nerastro dovuto alla reazione chimica tra foglie e acciai.



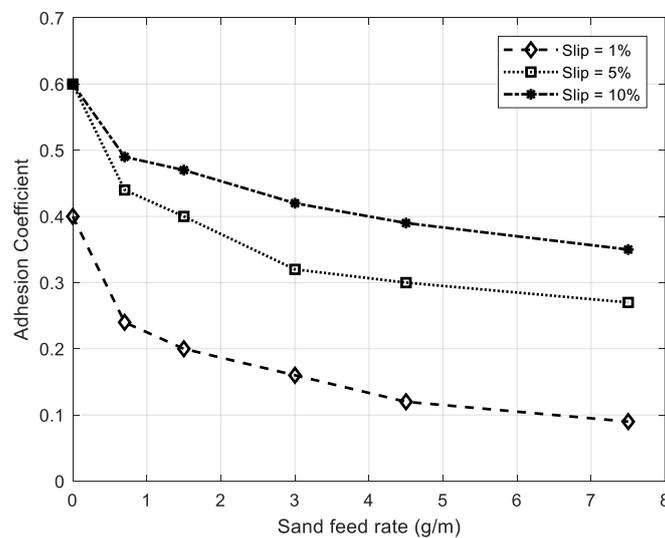
**Figura 1.24: Coefficiente di attrito in presenza di sabbia [46]**

Interessante è anche il lavoro di Omasta et al.[45], in cui vengono analizzati gli effetti sul recupero di aderenza da parte della quantità di sabbia immessa all'interfaccia mediante prove in laboratorio con *twin-disk machine*. I differenti valori di velocità di sabbiatura sono stati simulati variando la quantità di sabbia immessa in un lasso di tempo di 1.5 s. Sono state esaminate 3 differenti situazioni di contaminazione:

- 1) Bagnato (con 2 tassi differenti di diffusione di acqua, relativi ad umidità e pioggia rispettivamente);
- 2) Fogliame (miscuglio di foglie ed estratto liquido);
- 3) Grasso.

Gli autori hanno rilevato che la sabbia applicata su bagnato comporta una prima riduzione di aderenza dovuta alla formazione di uno strato di lubrificante solido costituito da granelli di sabbia che impediscono il contatto metallo-metallo. A seguito della rottura di questo strato, l'aderenza cresce fino a raggiungere valori superiori a quelli precedenti alla sabbiatura; lo studio dimostra come al crescere della velocità di spargimento della sabbia risulta più marcata la diminuzione istantanea di aderenza, ma anche aumenta il valore una volta recuperata l'adesione. Ulteriori prove con maggiore flusso di acqua al contatto (relativi alla simulazione di condizioni di pioggia) hanno però dimostrato come questa tendenza ad un certo punto vada incontro ad una saturazione, e non ha quindi più senso incrementare la quantità di sabbia per migliorare l'adesione. Per quanto riguarda la contaminazione con miscuglio di foglie, la sabbiatura provoca un immediato recupero di adesione, ma l'aderenza dopo alcuni cicli crolla: ciò è dovuto al fatto che la sabbia non è in grado di distruggere lo strato di fogliame presente all'interfaccia. Di contro, in caso di estratto liquido ricavato dall'acqua in eccesso nel fogliame, a seguito del recupero di adesione, l'aderenza rimane costante al susseguirsi dei vari cicli. Nel caso di contaminazione da foglie, la quantità di sabbia ha poca influenza sul valore di aderenza una volta ripristinata l'adesione: è infatti predominante l'effetto di velocità di rotolamento e *creep*. Infine, per quanto riguarda la contaminazione con grasso, gli autori hanno mostrato che il recupero di adesione è più graduale rispetto al caso con miscuglio di foglie, ma il nuovo valore di aderenza non decresce e rimane costante; inoltre, l'effetto della quantità di sabbia in questo caso è rilevante solo per basse velocità di rotolamento.

La dipendenza di recupero di adesione e usura da tipologia di sabbia, dimensione dei granelli, velocità di alimentazione e *creep* è stata oggetto di prove in laboratorio mediante *twin-disk machine* (*SUROS roller rig*) realizzate da Arias Cuevas et al. [48, 49]. In particolare, in [48] gli autori hanno mostrato come granelli di dimensioni maggiori e valori più elevati di *creep* siano in grado di realizzare un recupero di adesione più consistente; tuttavia anche l'usura risulta incrementata. In [49] invece si evidenzia come in condizioni di asciutto ciascun tipo di sabbia testato si comporti come un lubrificante solido per qualunque velocità di alimentazione; velocità di alimentazione maggiori sono invece responsabili di valori inferiori di adesione e di un incremento di isolamento elettrico, che può essere dannoso per i sistemi di rilevamento veicolo posti sulla linea. La riduzione di adesione al crescere della velocità di sabbiatura, mostrata in Figura 1.25, è dovuta ai granelli che fluendo vanno ad avvolgere le superfici impedendo il contatto metallo-metallo tra le parti; per valori crescenti di *creep* tuttavia aumenta l'effetto abrasivo della sabbia e conseguentemente la riduzione di adesione è meno brusca.



**Figura 1.25: Coefficiente di adesione in funzione della velocità di alimentazione della sabbia di tipo S (riadattata da [49])**

Per ovviare al problema della forte usura connessa all'utilizzo della sabbia, Wang et al. [26] hanno effettuato studi in laboratorio mediante *twin-disk machine* mostrando come particelle di allumina sembrano in grado di offrire contributi simili alla sabbiatura per quanto riguarda l'adesione, andando contemporaneamente ad asportare una minor quantità di materiale dalla superficie dei due dischi.

## 1.4.2 Friction Modifiers

Lewis e Olofsson [1] forniscono una interessante panoramica riguardo ai *friction modifiers* (FM), definendoli come prodotti artificiali volti a mantenere il coefficiente di attrito nell'intorno di uno specifico valore obiettivo, in modo da ottimizzare la performance dell'intero sistema ferroviario in termini di adesione, usura, danneggiamento delle superfici, fatica da rotolamento (*Rolling contact fatigue*, RCF), rumore etc. Ciò rende questi prodotti estremamente differenti dai lubrificanti, che invece sono applicati esclusivamente per ridurre il valore del coefficiente di attrito. Secondo gli autori inoltre i FM devono essere in grado di migliorare le condizioni di adesione in caso di contaminazione.

Stock et al. [33] forniscono una classificazione dei prodotti utilizzati per l'ottimizzazione dell'attrito nella zona della testa della rotaia. In tale articolo, i FM sono definiti come tutti quei prodotti artificiali volti a ridurre il coefficiente di attrito dal valore di 0.5-0.8 ad un valore di circa 0.3-0.4 al fine di minimizzare usura, rumore, danneggiamento delle superfici etc. Gli autori distinguono quindi i FM da altri prodotti appositamente realizzati per incrementare l'attrito in condizioni di scarsa aderenza dovuta a contaminazione (*traction enhancers*, TH). Inoltre, in questa pubblicazione si effettua una distinzione fra i vari prodotti applicati sulla testa della rotaia in base al meccanismo con cui essi vanno a modificare l'attrito: i FM sono materiali in grado di "asciugarsi", prevedendo l'evaporazione della fase liquida di cui sono composti, mentre i lubrificanti non forniscono tale effetto, bensì si basano sui regimi di lubrificazione limite o mista.

In questo elaborato sembra tuttavia più corretto adottare la definizione di [1], facendo così ricadere anche i TH tra i FM: pertanto nel seguito si farà riferimento con il termine FM ad un qualunque prodotto deliberatamente applicato nella zona tavola della ruota/testa della rotaia per raggiungere un qualsivoglia scopo, sia esso la minimizzazione dei consumi oppure la ripresa di aderenza in condizioni di contaminazione. La distinzione rispetto ai lubrificanti è immediata in quanto questi ultimi sono applicati con la mera intenzione di ridurre il coefficiente di attrito. Questa definizione è in accordo con quella di Khan e Dasaka, che in [50] presentano una panoramica dei tipi di FM presenti sul mercato, della relativa strategia di applicazione e dei benefici risultanti. Le principali tipologie di FM presenti sul mercato sono:

- Soluzioni liquide applicate sulla testa della rotaia, in grado di lasciare un sottile film di rivestimento a seguito dell'asciugatura;
- Schiume;
- Gel di trazione, sparsi sul tracciato mediante appositi distributori ed utilizzati per contrastare la perdita di aderenza dovuta alle foglie in autunno;
- Stick solidi distribuiti sulla tavola della ruota mediante sistemi a molla o applicatori industriali come AUTOPILOT®.

In ogni caso, l'applicazione di questi FM consente di ottenere un miglioramento nella trazione e nell'efficienza di frenatura, determinando una richiesta di potenza ridotta ed ottenendo un coefficiente di attrito di ottimo avente un valore di 0.35. Inoltre, è possibile diminuire il rumore, la fatica da rotolamento e l'usura, con conseguente abbattimento di costi e tempi legati alla manutenzione di ruota e rotaia.

Kalousek e Magel [51] forniscono una distinzione dei FM basata sui valori di coefficiente di attrito che essi sono in grado di garantire:

- I *Low coefficient of friction FM* (LCF-FM) consentono di ottenere coefficienti di attrito inferiori a 0.2 e sono utilizzati tra bordino della ruota e fianco della rotaia;
- Gli *High positive friction FM* (HPF-FM) raggiungono coefficienti di attrito nel range 0.2-0.4 e trovano impegno all'interfaccia fra tavola della ruota e testa della rotaia;
- I *Very high positive friction FM* (VHPF-FM) portano a valori di coefficiente di attrito simili a quelli ottenuti con HFC-FM, ma consentono di raggiungere un'aderenza maggiore a *creep* inferiori.

Come mostrato dal lavoro di Matsumoto et al. [52] su un banco prova in scala 1:5, gli HFC-FM consentono di ottenere curve di forza vs *creep* che non presentano il tipico tratto decrescente oltre la saturazione: in questo

modo, si evita l'instabilità e il *loop* di *creep* fra due valori cui corrisponde la medesima aderenza (*stick-slip*) [33]. I VHPF-FM sono caratterizzati dall'aver aderenza sempre crescente all'aumentare del *creep*, in maniera ancor più marcata rispetto agli HPF-FM, per i quali si può in prima battuta assumere che l'aderenza resti costante a seguito della saturazione [24], come mostrato in Figura 1.26.

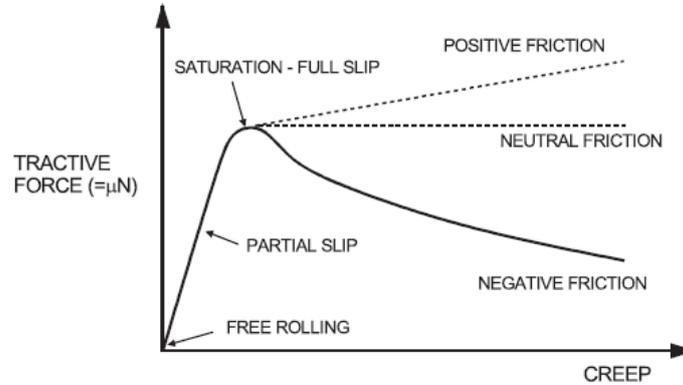


Figura 1.26: Caratteristiche di aderenza per differenti tipi di FM [24]

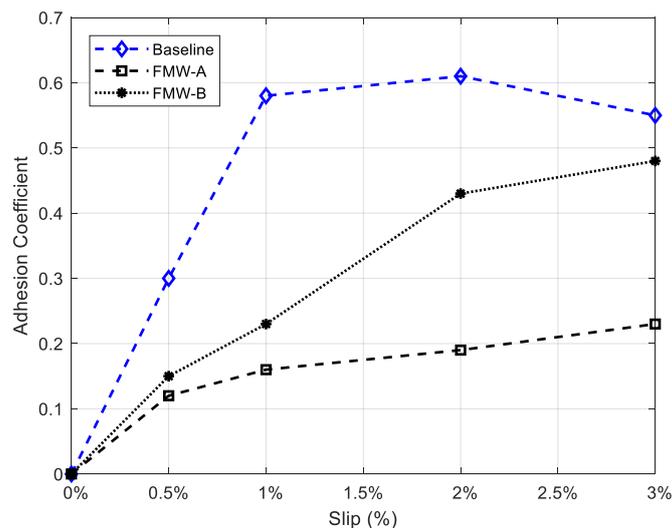
In letteratura si possono trovare numerose pubblicazioni riguardanti sia il comportamento di FM di differente composizione in termini di mantenimento del livello di adesione desiderato sia l'influenza della quantità di prodotto applicata al variare del valore di scorrimento.

Nell'articolo di Galas et al. [53] si effettuano studi mediante *mini-traction machine* su due differenti FM a base d'olio, denominati nel seguito FMO-A (contenente olio vegetale e particelle sospese di Cu e Zn) e FMO-B (costituito da olio di estere con particelle di Cu e Al); i risultati sono confrontati con una situazione di pura contaminazione da olio di ricino e con la condizione base di attrito secco. Gli autori hanno rilevato che entrambi i FM sono in grado di mantenere un valore ottimale di aderenza (0.2-0.4) per un tempo sufficientemente lungo, senza andare ad affliggere le prestazioni in trazione e frenatura. Inoltre, essi hanno mostrato come per valori di *creep* elevati (10%), non sia sufficiente l'applicazione di 1  $\mu\text{l}$  di FMO-A o FMO-B per ottenere un'aderenza stabile nel range 0.2-0.4: di conseguenza, si sono effettuati test che hanno mostrato come in queste condizioni siano necessari 3  $\mu\text{l}$  di FMO-A e 1.5  $\mu\text{l}$  di FMO-B per avere un'aderenza ottimale. Fra i due FM esiste tuttavia una differenza sostanziale: mentre con i 3  $\mu\text{l}$  di FMO-A la caratteristica aderenza-tempo raggiunge un comportamento stabile, nessuna quantità di applicazione di FMO-B riesce a garantire per un *creep* del 10% una stabilità nel tempo della caratteristica di aderenza, ed anzi quantità eccessive possono causare una situazione di lubrificazione piuttosto spinta, con valori molto bassi di adesione, capaci di compromettere la prestazione in trazione e frenatura. La differenza di comportamento tra i due FM è da correlare alla differente quantità di particelle metalliche contenute nella base di olio. In ogni caso, è chiaro che durante le applicazioni bisogna utilizzare una quantità corretta di FM: quantità ridotte potrebbero non garantire un'aderenza ottimale per un tempo sufficiente, mentre quantità eccessive possono andare ad affliggere significativamente le fasi di trazione e frenatura. Infine, per quanto riguarda l'usura, i due FM sono in grado di ridurre la quantità di massa persa al contatto, ma l'usura risulta comunque molto più elevata rispetto alla lubrificazione con olio di colza.

Arias Cuevas et al. hanno invece analizzato gli effetti di due FM a base di acqua, in termini di aderenza e usura, mediante *twin-disk machine*, sia in condizioni di asciutto e bagnato [54] sia in presenza di fogliame

[47]. Il primo FM, denominato nel seguito FMW-A, è stato testato con successo in Giappone per incrementare l'aderenza in condizioni di pioggia, mentre l'altro (FMW-B), trova impiego in Inghilterra e Olanda per migliorare le fasi di trazione e frenatura in presenza di foglie sulla linea. In entrambi gli articoli, si definisce come caso base (*Baseline*) la condizione in cui non è applicato nessuno dei due FM analizzati. In [54], gli autori hanno mostrato come in condizioni di asciutto, per scorrimenti di 0.5%, 1%, 2% e 3% il coefficiente di aderenza massimo si osserva nel caso base (0.30-0.60); FMW-A porta invece ad avere aderenza intermedia (0.15-0.35), mentre FMW-B è responsabile di un'aderenza maggiore, nel range 0.25-0.35. Nel caso base si osserva un massimo di aderenza per scorrimento del 2%, cui segue un tratto decrescente della caratteristica di adesione, mentre l'applicazione dei due FM garantisce un'aderenza sempre crescente con lo scorrimento (Figura 1.27).

In condizioni di bagnato invece, si osserva un valore di aderenza estremamente ridotto con l'applicazione di FMW-A ( $\mu = 0.07$  per *creep* pari a 0.5%), mentre il caso base e FMW-B hanno un comportamento simile fra loro, con un valore di aderenza di circa 0.2. In ogni caso, si è evidenziato come al crescere dello scorrimento l'aderenza risulti maggiore, in quanto la maggiore differenza tra le velocità dei due dischi consente una più semplice distruzione del film formato dalla goccia di acqua depositata al contatto.



**Figura 1.27: Caratteristica di aderenza con FM a base di acqua in condizioni di asciutto (riadattata da [54])**

Pertanto, si può affermare che FMW-A, essendo responsabile di un'aderenza intermedia in condizioni di asciutto, può portare vantaggi legati a costi e tempi di manutenzione di ruota e rotaia, ma a causa del bassissimo livello di aderenza sul bagnato potrebbe anche essere responsabile di problemi per quanto riguarda le fasi di trazione e frenatura. Inoltre, in condizioni di bagnato è stato osservato che nel caso base il tempo necessario al recupero dell'aderenza a seguito della distruzione del film di acqua fra i due dischi diminuisce al crescere dello scorrimento. Con l'applicazione di FMW-A tale tempo si mantiene invece costante al crescere dello scorrimento, e risulta molto inferiore a quello del caso base: ciò può essere correlato all'effetto duraturo di tale prodotto. Con FMW-B invece, solo per un *creep* pari al 0.5% il tempo di recupero risulta inferiore a quello del caso base, mentre per valori di scorrimento pari a 1% e 2% non si osserva una sostanziale differenza. FMW-A risulta quindi avere un effetto duraturo, dovuto con tutta probabilità alla sua matrice resistente costituita dalle particelle solide e i componenti polimerici. Per quanto

riguarda l'usura invece, lo studio ha mostrato come con FMW-B si abbiano danneggiamenti simili a quelli base, a causa della presenza nella matrice di particelle solide molto dure; la quantità di massa persa in presenza di FMW-A è invece 3 volte inferiore rispetto al caso base e all'applicazione di FMW-B.

In [47] gli autori hanno rilevato un valore di aderenza nell'intervallo 0.01-0.04 in presenza di foglie al contatto fra i dischi. Si è evidenziato come le particelle dure di FMW-B permettano di ottenere sempre una migliore aderenza rispetto al caso base ed all'applicazione di FMW-A; in particolare, già per un valore di scorrimento pari all'1%, FMW-B è in grado di riportare il coefficiente di aderenza al valore che si osserva in assenza di contaminante. L'utilizzo di FMW-A invece è responsabile dei valori più bassi di aderenza registrati alla fine del test, inferiori al caso base. Per quanto riguarda i tempi di recupero dell'aderenza, FMW-B è risultato il più veloce, mentre con FMW-A è necessario un numero di cicli addirittura superiore a quelli evidenziati nel caso base. Tuttavia, l'applicazione di FMW-B ha comportato l'indentazione delle superfici dei due dischi, mentre nessun danneggiamento è stato evidenziato con FMW-A: è quindi opportuno trovare un compromesso tra il recupero di aderenza ed il danneggiamento delle superfici.

### 1.4.3 Sistemi di controllo trazione e frenatura

Come mostrato sin qui, la forza tangenziale scambiata fra ruota e rotaia dipende dall'aderenza disponibile, che è funzione del creep ed è limitata superiormente dal valore del coefficiente di attrito. L'andamento tipico dell'aderenza è già stato mostrato in Figura 1.2: come osservato, vi è un primo tratto in cui l'aderenza cresce con il *creep*, dopodiché la curva raggiunge un massimo e presenta un successivo andamento decrescente. Tale tratto decrescente corrisponde ad una zona instabile di macro-scorrimento: infatti, pur incrementando la coppia motrice o frenante (a seconda di quale situazione si sta considerando, trazione o frenatura), cresce il *creep*, ma la forza longitudinale diminuisce. Pertanto, si raggiungono rapidamente le situazioni di bloccaggio ruota in decelerazione o slittamento in accelerazione. Tale situazione è da evitare, in quanto a *creep* elevati corrispondono elevate quantità di usura, rumore e danneggiamento delle superfici di ruota e rotaia. I moderni sistemi meccatronici di controllo frenatura (*Wheel slide protection*, WSP) e trazione (*Antiskid*), nascono con l'intenzione di controllare la coppia frenante e motrice sulle singole ruote in modo da impedire che esse vadano a lavorare nella zona instabile della caratteristica di aderenza: è così possibile ottimizzare la performance dell'intero sistema, cercando di sfruttare sempre la massima aderenza disponibile. In frenatura, una conseguenza vantaggiosa del sistema WSP è sicuramente la minimizzazione dello spazio di frenata. È intuitivo comprendere come il funzionamento di tali sistemi sarebbe ottimale se essi fossero in grado di far lavorare le ruote sempre nel punto di massimo della caratteristica di aderenza. Raggiungere questo obiettivo è praticamente impossibile, dal momento che è estremamente complesso adattare il sistema di controllo alle condizioni ambientali e di contaminazione della linea, che vanno a modificare la caratteristica di aderenza in termini di coefficiente di attrito, pendenza iniziale e valore di *creep* al quale corrisponde il massimo (Figura 1.28)

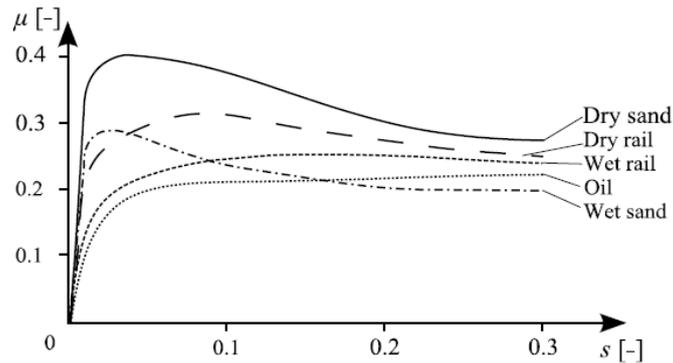


Figura 1.28: Caratteristiche di aderenza per differenti condizioni di contaminazione [55]

I moderni veicoli ferroviari dispongono di freni pneumatici, costituiti da cilindri pneumatici che vanno a movimentare pastiglie (freni a disco) o ceppi (freni a ceppi) direttamente o mediante appositi leveraggi, ottenendo così una forza frenante sull'assile basata sull'attrito fra pastiglie e dischi freno o fra ceppi e cerchioni. Una panoramica dei sistemi frenanti oggi utilizzati è fornita nel lavoro di Hasegawa e Uchida [55]. Il sistema WSP consente di regolare continuamente la pressione dell'aria al cilindro freno, in modo da poterla diminuire, aumentare o mantenere costante a seconda delle condizioni operative grazie ad una apposita centralina, nella quale è implementato un opportuno algoritmo di controllo [56]. In Figura 1.29 è mostrato un possibile schema di un sistema WSP: come si nota, i componenti fondamentali, oltre alla centralina, sono gli encoder per la misura della velocità angolare dei singoli assili e le elettrovalvole per il controllo della pressione nei cilindri freno. La centralina riceve in input le misurazioni degli encoder e da questi è in grado di ottenere accelerazioni e *creep*; a seconda dell'algoritmo di controllo, vengono verificate le condizioni di incipiente bloccaggio e inviati opportuni segnali alle elettrovalvole, che vanno quindi a modificare la pressione al cilindro freno [57]. Le due elettrovalvole per il controllo della pressione possono essere sostituite da un'unica valvola, denominata *Dump*, di cui si forniscono cenni di funzionamento e disegni costruttivi nel lavoro di Zhang et al. [58].

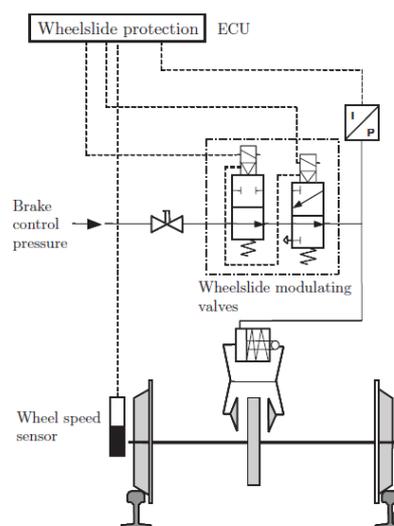


Figura 1.29: Sistema WSP: Schema per il controllo di una sala [57]

Come riportato da Nakazawa e Daisuke [59], i sistemi WSP tradizionali utilizzano algoritmi di controllo che rilevano l'incipiente bloccaggio a partire dal calcolo di accelerazione periferica della ruota  $\dot{\omega}R_w$ , velocità di

scorrimento  $v_s$ , *creep*  $\xi$  oppure una combinazione dei 3. In ogni caso, tutte e 3 le grandezze sono calcolate a partire dalle misure degli encoder montati su ciascuna sala, che costituiscono quindi l'input del sistema WSP. Per comprendere come mai l'accelerazione periferica della ruota  $\dot{\omega}_R$  sia una "spia" di un possibile macro-scorrimento, è necessario scrivere le equazioni di equilibrio (1.42),(1.43) del gruppo veicolo+sala a partire dal diagramma di corpo libero mostrato in Figura 1.30.

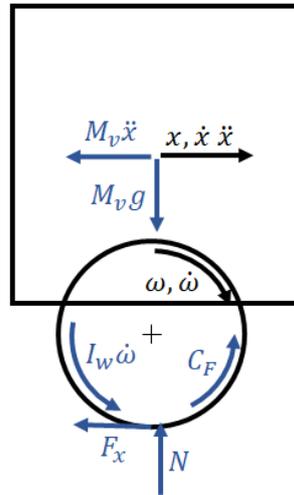


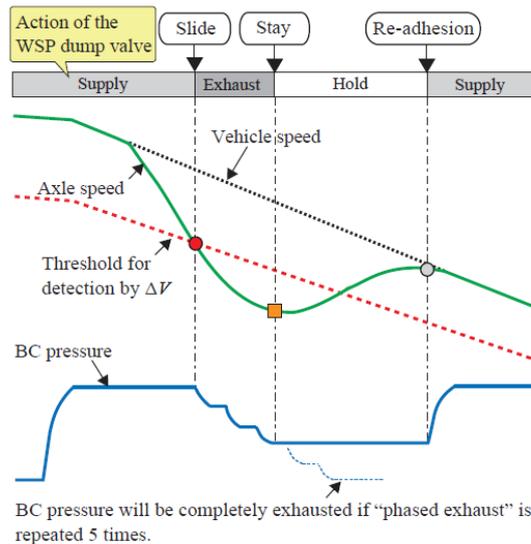
Figura 1.30: Diagramma di corpo libero veicolo+sala

$$M_v |\ddot{x}| = F_x \quad (1.42)$$

$$|\dot{\omega}| = \frac{C_F - F_x R_w}{I_w} \quad (1.43)$$

Come si nota dall'equazione (1.43), la decelerazione angolare cresce in modulo al crescere della differenza fra coppia frenante e momento della forza longitudinale. Durante la frenata, inizialmente la forza di aderenza è circa proporzionale alla coppia frenante, dopodiché essa raggiunge il massimo cui segue la zona instabile, nella quale il termine  $C_F - F_x R_w$  e quindi la decelerazione  $|\dot{\omega}|$  subiscono un brusco incremento [60], che è dunque sintomatico dell'incipiente bloccaggio. Si noti che tali equazioni, presentando i valori in modulo, sono valide anche per una ruota motrice, soggetta ad una coppia di trazione  $C_M$  anziché alla coppia frenante  $C_F$ .

La Figura 1.31 mostra l'andamento di velocità e pressione al cilindro freno per un sistema al quale è applicato il controllo sul *creep*, denominato SR-WSP (*Slip rate WSP*), che è in grado di mantenere il *creep* in un range limitato. Come già affermato, l'incipiente bloccaggio viene individuato a partire da *creep*, velocità di scorrimento, velocità e decelerazione della ruota: per ciascuno di questi indicatori, sono fissati opportuni valori di soglia cui corrispondono le fasi di mantenimento, scarico ed incremento della pressione del cilindro freno. Come si può notare, quando la velocità della sala scende al di sotto di un certo valore, funzione della soglia impostata per la velocità di scorrimento, la valvola *Dump* entra nella fase denominata *Exhaust*, durante la quale viene ridotta la pressione al cilindro freno. Non appena viene identificato lo stato *Stay*, la pressione viene mantenuta costante; infine, in corrispondenza di un segnale di riadesione (*Re-adhesion*), il sistema fa crescere la pressione a cilindro freno. Esempi di questo tipo di approccio si possono trovare in letteratura nei lavori di Lee et al. [60] e Zhu et al. [61].



**Figura 1.31: Esempio di strategia WSP: andamento di velocità e pressione [59]**

Numerosi sforzi da parte di aziende e centri di ricerca stanno portando allo studio di algoritmi sempre più performanti, in grado di sfruttare l'aderenza al meglio in ogni circostanza, così da ottenere decelerazioni maggiori, spazi di frenata inferiori e usura ridotta. A titolo di esempio, Nakazawa et al. hanno sviluppato nuove tecniche per l'identificazione dello scorrimento basate su una variabile  $T_L$ , che corrisponde al tempo necessario al bloccaggio della ruota: tale algoritmo è stato testato su banco prova [59] ed in linea [62], mostrando in entrambi i casi risultati estremamente promettenti.

Come evidenziato nella pubblicazione di Kondo [63], per la fase di trazione la maggior parte dei veicoli ferroviari ricorre a motori asincroni comandati da inverter. I sistemi *Antiskid* montati su EMU e locomotive hanno obiettivi diversi: sulle EMU, essi mirano alla riduzione dello slittamento di tutte le ruote motrici, mentre sulle locomotive lo scopo è quello di massimizzare la forza tangenziale, in quanto la locomotiva è l'unico veicolo che fornisce sforzi di trazione in tutto il convoglio. Nell'articolo si afferma come i sistemi di controllo della trazione intervengano quando sia in qualche modo individuato un possibile slittamento: in tale situazione, la corrente viene ridotta e di conseguenza anche la coppia sulla ruota, che torna quindi a recuperare trazione. Kondo mostra inoltre come esistano sia sistemi che basano il loro funzionamento su opportuni sensori di velocità (generatori di impulsi), sia altri che non necessitano di tali componenti, in quanto sono in grado di stimare la velocità del rotore a partire da tensione di rotore, corrente sull'asse di quadratura e flusso magnetico sul rotore. Infine, l'autore fornisce alcune indicazioni circa possibili soluzioni per il controllo in diverse situazioni di configurazioni del gruppo di trazione e sensoristica a bordo. Gli algoritmi di controllo implementati nella centralina hanno logiche simili a quelli visti nel caso della frenatura: anche per la trazione infatti, le principali grandezze che permettono di identificare un possibile slittamento sono velocità e accelerazione delle ruote, velocità di scorrimento e *creep*.

Pichlík e Zděnek [64] presentano una interessante panoramica delle varie tipologie di controllo dello slittamento, dividendole in 6 gruppi, ordinati in ordine cronologico (e quindi di sviluppo tecnologico e complessità crescente). Al primo gruppo appartengono metodi basati sul mantenimento di un determinato valore di velocità di scorrimento, fissato a circa 2 km/h, che sperimentalmente rappresenta un valore di ottimo, adatto a diverse condizioni di contaminazione della linea. Il secondo tipo di controllo si basa sulla determinazione del massimo della caratteristica aderenza vs *creep*; questi algoritmi non vanno a

determinare la velocità di scorrimento, tuttavia il risultato è una continua oscillazione intorno al punto di funzionamento, che può provocare fluttuazioni della coppia motrice. La terza categoria di algoritmi regola la velocità di scorrimento ad un opportuno valore utilizzando un controllo sulla velocità, che richiede tempi di calcolo molto rapidi. Il quarto gruppo è basato sulla determinazione della pendenza della caratteristica adesione vs *creep*, mentre il quinto racchiude tutti quegli algoritmi che vanno a correlare lo slittamento alle vibrazioni dinamiche della sala. Infine, l'ultima categoria si basa su logiche ibride, che sfruttano più metodi differenti tra quelli esposti. La Tabella 1.5 mostra un riassunto schematico delle varie logiche esposte, indicando in ciascun caso quali sono le variabili misurate e quali sono invece le grandezze che da queste devono essere stimate.

| <b>Metodi</b>  | <b>Parametri misurati</b>        | <b>Parametri aggiuntivi (stimati o calcolati)</b>                                 |
|--|----------------------------------|---|
| <i>Basati su velocità di scorrimento costante</i>                        | Velocità ruota<br>Velocità treno | Velocità di soglia  |
| <i>Basati sulla ricerca del massimo della caratteristica di aderenza</i> | Coppia motrice<br>Giri motore    | Stima della coppia di carico o del coefficiente di aderenza<br>Momento di inerzia |
| <i>Basati su controllore di velocità</i>                                 | Velocità ruota<br>Coppia motrice | Accelerazione richiesta   |
| <i>Basati sulla determinazione della pendenza</i>                        | Velocità ruota                   | Angolo di fase elettrico del motore   |
| <i>Indiretti</i>   | -                                | Requisiti speciali  |
| <i>Ibridi</i>  | Dipendenti dall'algoritmo        | Dipendenti dall'algoritmo   |

Tabella 1.5: Sintesi degli algoritmi utilizzati nei sistemi *Antiskid* [64]

## 1.5 Modelli numerici di aderenza degradata

Al paragrafo 1.2 sono state mostrate differenti teorie del contatto per il calcolo delle forze tangenziali scambiate fra ruota e rotaia, tuttavia esse risultano valide solamente in condizioni di asciutto in quanto non tengono conto della possibile presenza di contaminanti all'interfaccia. È molto complesso infatti modellizzare correttamente situazioni di aderenza degradata, tenendo conto anche della riadesione.

Polach ha rilevato che utilizzando le equazioni (1.8)-(1.15) e la legge di attrito in funzione della velocità di scorrimento (1.26),(1.27) l'unico modo per ottenere il massimo dell'aderenza a valori elevati di *creep* in condizioni di bagnato è quello di utilizzare fattori di riduzione dei coefficienti di Kalker inferiori a 0.1; così facendo però si ottiene una forte diminuzione del gradiente della caratteristica di aderenza, non registrata sperimentalmente (Figura 1.32) [4].

Di conseguenza, Polach ha proposto una modifica del suo metodo applicando due coefficienti di riduzione,  $k_A$  e  $k_S$ , relativi rispettivamente all'area di aderenza e a quella di scorrimento. In tale modo, utilizzando la stessa simbologia impiegata nelle equazioni (1.8)-(1.15), (1.26),(1.27) la forza tangenziale complessivamente scambiata tra ruota e rotaia vale:

$$F = \frac{2Qf}{\pi} \left( \frac{k_A \varepsilon}{1 + (k_A \varepsilon)^2} + \text{atan}(k_S \varepsilon) \right), \quad k_S \leq k_A \leq 1 \quad (1.44)$$

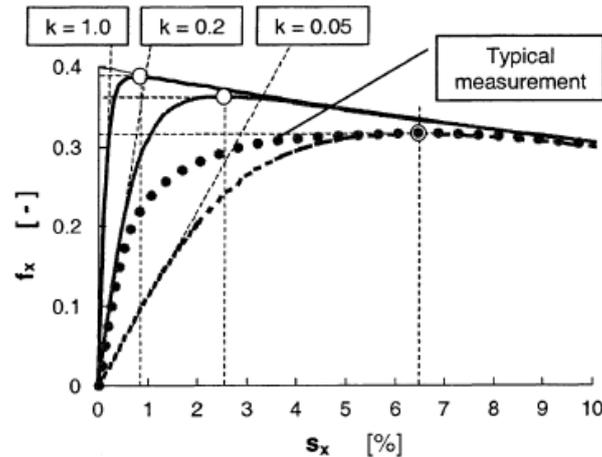


Figura 1.32: Coefficienti di riduzione e teoria di Polach [4]

Polach ha eseguito un tuning sperimentale dei parametri del modello ( $A$ ,  $B$ ,  $f_0$  e  $k_A$ ,  $k_S$ ) mediante prove in linea di puro *creep* longitudinale impiegando differenti locomotive e confrontando situazioni di asciutto e bagnato. In Tabella 1.6 sono riportati valori che l'autore consiglia di adottare per condizioni di asciutto e bagnato qualora non sia possibile eseguire un fitting puntuale dei parametri. Sebbene questo metodo risulti assolutamente valido, è ovvio che non è sufficientemente accurato per tenere in considerazione il fenomeno della riadesione.

| <b>Parametro</b> | <b>Unità di misura</b> | <b>Asciutto</b> | <b>Bagnato</b> |
|------------------|------------------------|-----------------|----------------|
| $k_A$            | (-)                    | 1.00            | 0.30           |
| $k_S$            | (-)                    | 0.40            | 0.10           |
| $A$              | (-)                    | 0.40            | 0.40           |
| $B$              | (s/m)                  | 0.60            | 0.20           |
| $f_0$            | (-)                    | 0.55            | 0.30           |

Tabella 1.6: Parametri del modello di Polach per condizioni di asciutto e bagnato [4]

Per superare tale ostacolo, Allotta et al. [65] hanno proposto una strategia che lega il coefficiente di aderenza all'energia dissipata al contatto: infatti, quando l'energia dissipata  $W_{sp}$ , calcolabile mediante l'equazione (1.45), assume valori ridotti, non si ha alcuna diminuzione dello spessore di contaminante, mentre quando essa cresce, lo spessore si riduce e si può arrivare alla sua completa distruzione, con valori di coefficiente di aderenza simili a quelli che si osservano in condizioni di asciutto.

$$W_{sp} = \mu Q \xi \quad (1.45)$$

Come intuibile, questo comportamento è valido per il caso di contaminazione continua della linea; il modello non tiene però conto dell'effetto pulente che consente alle ruote in coda al treno di trovare sezioni di rotaia con una minor quantità di contaminante a causa del passaggio di quelle precedenti. Come si nota in Figura 1.33, la caratteristica di aderenza varia tra due curve limite, una relativa alle condizioni di completa contaminazione ( $\mu_d$ ) e l'altra corrispondente alla riadesione ( $\mu_r$ ): i valori di aderenza sulle curve limite sono calcolati mediante le equazioni di Polach (1.26), (1.27), (1.44).

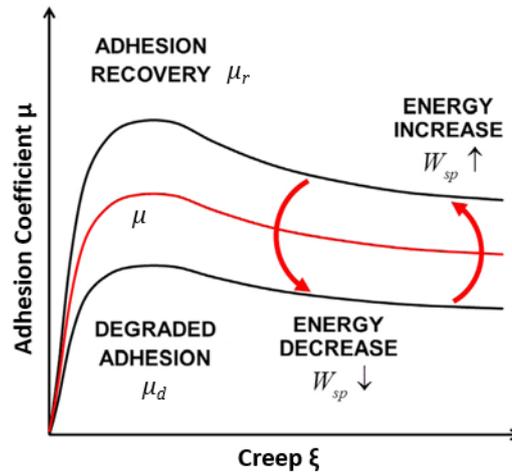


Figura 1.33: Ciclo di riadesione in funzione dell'energia dissipata (riadatta da [65])

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

$$\mu(W_{sp}) = [1 - \lambda(W_{sp})]\mu_d + \lambda(W_{sp})\mu_r \quad (1.46)$$

dove  $\lambda(W_{sp})$  è una funzione dell'energia di scorrimento che deve rispettare le seguenti condizioni:

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

Pertanto, è stata adottata la seguente espressione:

$$\lambda(W_{sp}) = 1 - e^{-\tau W_{sp}} \quad (1.47)$$

dove  $\tau$  rappresenta l'unico parametro del modello che deve essere sottoposto a una procedura di tuning: gli autori hanno ricavato un valore  $\tau = 1.9 \cdot 10^{-4} \text{ m/J}$ . Il calcolo del coefficiente di aderenza si può effettuare inserendo la (1.47) nella (1.46) avvalendosi di opportuni metodi iterativi.

Gli stessi autori avevano già proposto in [66] un metodo energetico, nel quale le forze longitudinali di frenatura venivano calcolate secondo il modello euristico di Shen et al.(1.16)-(1.20), applicando un ulteriore coefficiente di riduzione  $k'_{RED}$ , funzione del *creep* e della sua derivata, per tenere conto della presenza di contaminanti all'interfaccia. Ovviamente, i coefficienti di riduzione  $k_{RED}$  e  $k'_{RED}$ , assumevano valori diversi a seconda che nell'istante di simulazione il *creep* stesse crescendo (aderenza degradata) o diminuendo (fase di riadesione). Pertanto, una volta calcolata la forza longitudinale, era semplice ottenere un primo valore di coefficiente di aderenza:

$$\mu^*(t) = \frac{F_x}{Q} \quad (1.48)$$

L'energia dissipata al contatto veniva calcolata mediante l'espressione:

$$W_{sp}(t) = \mu_{nf}(t)Q\xi \quad (1.49)$$

Il coefficiente  $\mu_{nf}$  è un valore di coefficiente di aderenza ottenuto in funzione dell'energia dissipata secondo la relazione:

$$\mu_{nf}(t + \Delta t) = \begin{cases} \mu^*(t) & , \quad W_{sp} < W_{lim} \\ \frac{W_{sp}(t) - W_{lim}}{W_{max} - W_{lim}}(\mu_r - \mu^*(t)) + \mu^*(t), & W_{lim} \leq W_{sp} \leq W_{max} \\ \mu_r & , \quad W_{sp} > W_{max} \end{cases} \quad (1.50)$$

dove:

- $W_{max}$  è il valore di potenza dissipata cui corrisponde un completo ripristino delle condizioni di aderenza, stimata dagli autori pari a 7.8 kJ/m secondo le indicazioni della norma UNI EN 15595.
- $W_{lim}$  è il valore di potenza dissipata al di sotto del quale non si ha alcuna distruzione dello strato di contaminante. Tale parametro deve essere opportunamente valutato mediante tuning del modello: gli autori hanno ricavato un valore  $W_{lim} = 1.5 \text{ kJ/m}$ .
- $\mu_r$  è il valore di coefficiente di aderenza che corrisponde alla completa riadesione.

Infine, il coefficiente di aderenza all'istante  $t+\Delta t$  poteva essere correttamente valutato mediante l'espressione:

$$\mu(t + \Delta t) = \mu_{nf}(t + \Delta t)H(z) \quad (1.51)$$

dove  $H(z)$  è una funzione di trasferimento discreta, corrispondente alla funzione continua:

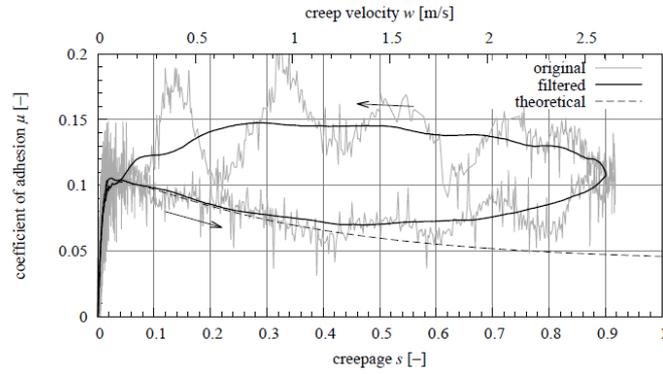
$$T_f(s) = \frac{1}{(\omega')^2 s^2 + 2\zeta\omega' s + 1} \quad (1.52)$$

Tale funzione di trasferimento descriveva l'aumento di aderenza a seguito della distruzione del contaminante. Si noti che per tenere conto dell'effetto pulente sulle ruote posteriori, gli autori consideravano una diminuzione del 10% dell'aderenza disponibile tra sale di due carrelli successivi, mantenendo però un coefficiente di aderenza globale pari a 0.1.

Anche Voltr e Lata [67] hanno seguito un approccio energetico per fornire un modello di riadesione. Per poter correttamente comprendere tale modello, è opportuno inizialmente descrivere i risultati sperimentali che i due autori hanno ottenuto mediante un roller rig a singola ruota tramviaria. Sono stati sperimentati tre differenti livelli di aderenza:

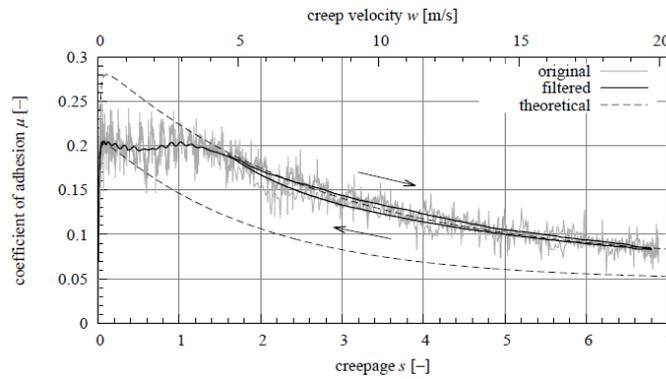
- Bassa: tra rullo e ruota viene sparso olio;
- Intermedia: le superfici vengono contaminate con olio e poi parzialmente ripulite mediante scorrimento;
- Elevata: le superfici sono completamente ripulite mediante un apposito solvente.

A seconda delle prove la velocità periferica del rullo è stata imposta pari a 10, 20 o 40 km/h, mentre il *creep* è stato fatto variare controllando opportunamente il motore montato sull'asse della ruota: il banco è stato progettato per ottenere valori di *creep* fino al 700%! Dalle storie temporali di coefficiente di aderenza sperimentale e *creep* si sono ottenute curve sperimentali di aderenza, di cui è mostrato un esempio in Figura 1.34, che sono state confrontate con gli andamenti teorici predetti dal modello di Polach [4]. Prove in bassa adesione interrotte a valori di *creep* inferiori al 100% hanno mostrato come la perdita di aderenza fosse inferiore rispetto a quella teorica ed inoltre hanno evidenziato una fase di recupero di adesione.



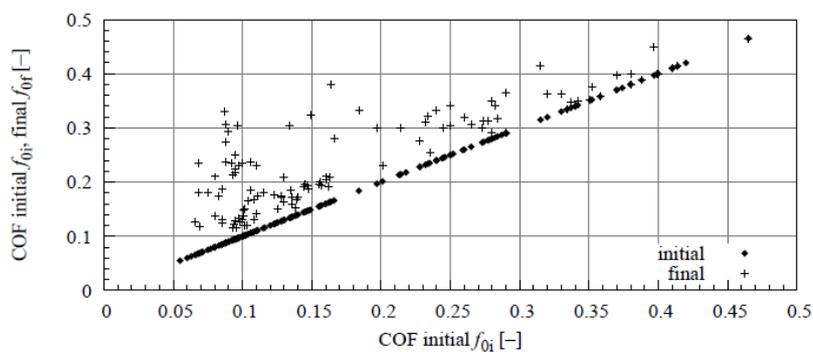
**Figura 1.34: Caratteristica di aderenza con riadesione ed interruzione della prova [67]**

Lasciando invece che lo scorrimento raggiungesse valori più elevati, si è notato come la caratteristica di aderenza raggiungesse un comportamento stazionario con decremento del coefficiente di aderenza al crescere del *creep*, fino a raggiungere valori tipici delle condizioni di asciutto, grazie al fatto che il contaminante veniva completamente rimosso (Figura 1.35).



**Figura 1.35: Caratteristica di aderenza con riadesione senza interruzione della prova [67]**

Gli autori hanno rilevato che a seguito della riadesione, le curve di aderenza mostravano un incremento del coefficiente di attrito statico  $f_0$  che compare nelle equazioni di Polach (1.26),(1.27): l'incremento di attrito è ovviamente maggiore quando l'attrito iniziale è basso, in quanto per valori più elevati non vi è nessuno strato di contaminante da rimuovere (Figura 1.36).



**Figura 1.36: Coefficiente di attrito iniziale e finale [67]**

Pertanto, Voltr e Lata hanno ipotizzato di modellare questo fenomeno facendo variare in funzione del tempo il solo parametro  $f_0$  delle equazioni di Polach, ipotizzando il seguente andamento:

$$f_0(t) = \begin{cases} f_{0,i} + \Delta f_0(t), & \Delta f_0(t) \leq f_{0,f} - f_{0,i} \\ f_{0,f} & , \quad \Delta f_0(t) > f_{0,f} - f_{0,i} \end{cases} \quad (1.53)$$

dove con  $f_{0,i}$  e  $f_{0,f}$  si fa ovviamente riferimento ai coefficienti di attrito iniziale e finale (ossia al termine della riadesione). Il termine  $\Delta f_0(t)$  è stato correlato all'energia dissipata dalle forze tangenziali al contatto in un intervallo di tempo  $\tau_W$  mediante la relazione:

$$\Delta f_0(t) = C_1 (W_{sp}(t) - W_{sp}(t - \tau_W)) \quad (1.54)$$

dove  $C_1$  e  $\tau_W$  rappresentano rispettivamente un fattore di sensibilità e memoria; entrambi questi termini devono essere ottenuti per fitting su dati sperimentali.

Infine, per fare sì che il modello possa rendere conto del *loop* isteretico di adesione, gli autori hanno fornito un termine aggiuntivo per il calcolo del coefficiente di attrito:

$$f = f(f_0, \dots) + C_2 \frac{dv_s}{dt} \quad (1.55)$$

dove  $C_2$  è un ulteriore parametro di sensibilità del modello e  $v_s$  è la velocità di scorrimento.

In Tabella 1.7 sono sintetizzati i valori dei parametri del modello ricavati da Voltr e Lata a partire dalle acquisizioni sperimentali.

| <b>Parametro</b> | <b>Unità di misura</b>  | <b>Aderenza bassa</b> | <b>Aderenza media</b> | <b>Aderenza elevata</b> |
|------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------------|
| $f_{0,i}$        | (-)                     | 0.11                  | 0.23                  | 0.37                    |
| $f_{0,f}$        | (-)                     | 0.19                  | 0.30                  | 0.39                    |
| $C_1$            | ( $m^2/(W \cdot s^2)$ ) | 50.7                  | 41.9                  | 34.3                    |
| $\tau_W$         | (s)                     | 1.10                  | 1.06                  | 0.76                    |
| $C_2$            | ( $s^2/m$ )             | 0.0015                | 0.0010                | 0.0013                  |

**Tabella 1.7: Parametri del modello di riadesione di Voltr e Lata [67]**

---

# *Capitolo 2*

---

## *2. Il roller rig multisala del Politecnico di Torino*

## 2.1 Metodi sperimentali per la caratterizzazione dell'aderenza degradata

Se nel capitolo 1 si sono presentati alcuni studi disponibili in letteratura circa gli effetti dei contaminanti presenti all'interfaccia sulle condizioni di aderenza fra ruota e rotaia, si vuole ora porre l'accento su quelli che sono i principali apparati sperimentali per lo studio dell'aderenza degradata.

Le prove su tracciato con veicolo sono estremamente complesse e costose, inoltre richiedono spesso tempi di setup e di svolgimento molto lunghi, con lo svantaggio aggiuntivo di non poter garantire una riproducibilità sufficiente delle condizioni di test. Per questo motivo, esistono differenti soluzioni che permettono ai ricercatori di studiare determinati fenomeni con sufficiente accuratezza, senza richiedere i tempi ed i costi tipici delle prove in linea. In particolare, si possono distinguere apparati sperimentali dedicati allo studio delle sole condizioni tribologiche al contatto e altri sistemi più complessi, denominati *roller rig*, in grado di simulare più correttamente le condizioni dinamiche cui è sottoposto un veicolo che corre lungo una rotaia, consentendo di replicare la mutua interazione fra geometria dei profili, cinematica del veicolo e forze scambiate all'interfaccia

### 2.1.1 Tribometri

Con la definizione di tribometri si vogliono indicare tutti quei dispositivi di laboratorio che consentono di effettuare il solo studio delle condizioni di interfaccia fra due corpi in moto relativo. Tali apparecchiature risultano essere le più semplici, economiche e flessibili, garantendo inoltre un'ottima riproducibilità delle condizioni di prova; di contro, i risultati ottenuti non sono facilmente correlabili al caso di un veicolo su tracciato ferroviario. Fanno parte di questa categoria le macchine *pin-on-disk*, *twin-disk* e *mini-traction machine*.

I dispositivi *pin-on-disk* permettono di studiare le condizioni di attrito che si sviluppano fra un disco rotante ed un perno premuto con una forza normale contro il disco stesso. Olofsson e Sundvall [39] hanno utilizzato un sistema di questo tipo, mostrato in Figura 2.1, per caratterizzare il coefficiente di attrito in presenza di foglie e lubrificanti al variare della percentuale di umidità, mentre Stolarski [68] ha effettuato studi cinematici del moto del perno sul disco e proposto modelli per il calcolo dell'attrito fra i due corpi. Il limite maggiore di questo sistema è che non riesce a riprodurre le condizioni di rotolamento in quanto il perno scorre semplicemente lungo il disco.



Figura 2.1: Macchina *pin-on-disk* utilizzata da Olofsson et al. [39]

Un'evoluzione del sistema *pin-on-disk* è la *mini-traction machine* (MTM) utilizzata da Zhu et al. [32] per indagare la variazione del coefficiente di attrito in presenza di lubrificazione al variare della rugosità delle superfici a contatto. La macchina, mostrata schematicamente in Figura 2.2, è costituita da un disco rotante in acciaio sul quale rotola e striscia una sferetta, anch'essa in acciaio. Tra i due elementi a contatto si crea uno scorrimento, definito dagli autori come *Slide to Roll Ratio* (*SRR*), calcolato come:

$$SRR = \frac{|U_{disc} - U_{ball}|}{\frac{1}{2}(U_{disc} + U_{ball})} \quad (2.1)$$

$U_{disc}$  e  $U_{ball}$  sono le velocità lineari di disco e sferetta rispettivamente, mentre la media delle velocità è definita velocità di trascinamento. Il dispositivo può essere utilizzato in due modalità:

- Mantenendo costante la velocità di trascinamento, si possono ottenere curve di aderenza in funzione dello scorrimento incrementando progressivamente lo scorrimento relativo *SRR*;
- Mantenendo costante *SRR* ed aumentando progressivamente la velocità di trascinamento, si possono ottenere curve di Stribeck.

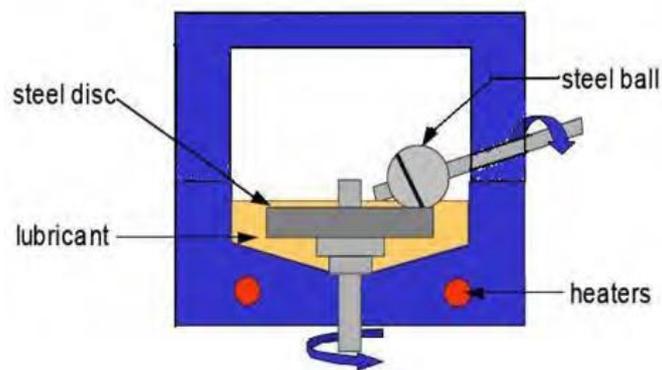


Figura 2.2: *Mini-traction machine* utilizzata da Zhu et al. [32]: Schema

A differenza della macchina *pin-on-disk*, la soluzione MTM, presentando una motorizzazione indipendente per il disco e per la sferetta, consente di simulare un contatto di rotolamento. Anche Galas et al. [53] si sono serviti di una strumentazione simile per studiare l'effetto di FM a base d'olio sull'aderenza.

Infine, un ulteriore tipo di tribometro è la macchina a dischi gemelli, o *twin-disk machine*, nella quale due dischi con motorizzazione indipendente, rappresentativi di ruota e rotaia, vengono premuti uno contro l'altro interponendo eventuali contaminanti all'interfaccia. Una macchina di questo tipo è quella presente all'Università di Sheffield, denominata *SUROS roller rig*, di cui uno schema è mostrato in Figura 2.3.

Il disco che simula la ruota è premuto contro il disco rotaia mediante un pistone idraulico, mentre una apposita cella di carico misura la forza normale  $F_N$ . Mantenendo costante la velocità del disco rotaia e variando quella del disco ruota, è possibile simulare differenti condizioni di *creep*. Gli encoder montati sui due alberi consentono di conoscere istante per istante la velocità dei due dischi  $\omega_w$  e  $\omega_R$ , mentre un torsionmetro misura la coppia  $C$  sul disco rotaia. Pertanto, nella simulazione di condizioni di trazione, è possibile calcolare lo scorrimento come:

$$\xi = \frac{\omega_w r_w - \omega_R r_R}{\frac{1}{2}(\omega_w r_w + \omega_R r_R)} \cdot 100\% \quad (2.2)$$

e il coefficiente di adesione come:

$$\mu = \frac{C}{F_N \cdot r_R} \quad (2.3)$$

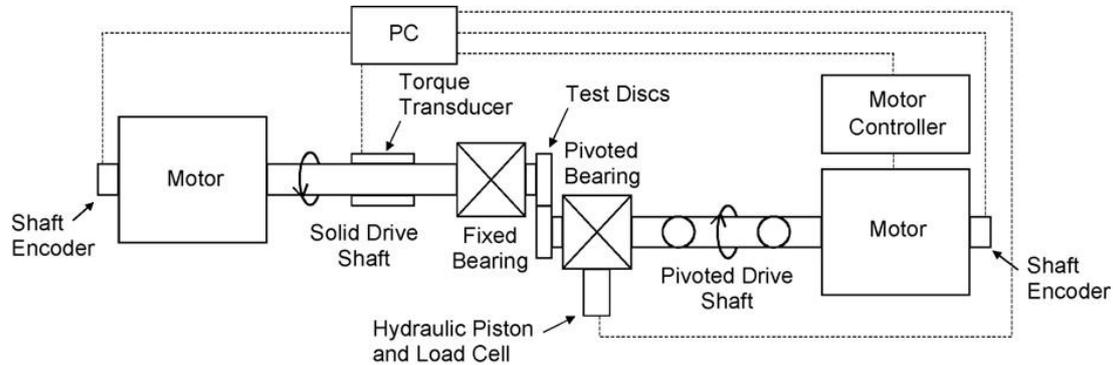


Figura 2.3: Schema del dispositivo SUROS [48]

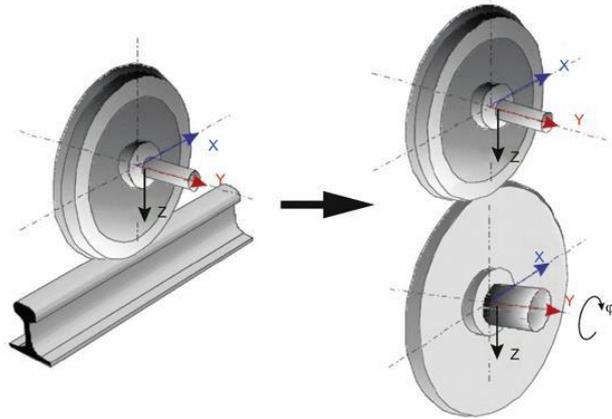
Per poter fornire indicazioni utili in campo ferroviario, i dischi utilizzati nelle prove sono stati ricavati da sezioni di ruote e rotaie reali. Maggiori informazioni circa il banco prova e la vastità di test eseguiti possono essere trovate nelle pubblicazioni [27, 38, 43, 44, 47-49, 54, 69]. Altri esempi di esperimenti con banchi prova simili al dispositivo SUROS si possono trovare nei lavori di Wang et al. [26], Chen et al. [37] e Omasta et al. [45].

I dispositivi descritti in questo paragrafo hanno l'innegabile vantaggio di consentire la massima flessibilità e ripetibilità delle prove; di contro, essi non sono in grado di riprodurre la reale geometria di contatto e la dinamica del veicolo ferroviario. Pertanto, *pin-on-disk*, *mini-traction machine* e *twin-disk* vengono tipicamente utilizzati per caratterizzare i materiali dei campioni a contatto da un punto di vista tribologico.

### 2.1.2 I sistemi roller rig

Come mostrato nella pubblicazione di Myamlin et al. [70], i veicoli ferroviari devono essere sottoposti ad una serie di prove in linea per essere omologati e poter operare in sicurezza; tuttavia, queste prove sono molto costose, lunghe e difficili da organizzare. In particolare, nelle prime fasi di progettazione di un nuovo veicolo, è estremamente importante poter effettuare test più semplici e veloci, indicativi però del comportamento su rotaia. A tale proposito vengono impiegati i *roller rig*, ossia banchi prova in cui le rotaie vengono sostituite da rulli rotanti sulla cui circonferenza sono riportati i profili della rotaia (Figura 2.4).

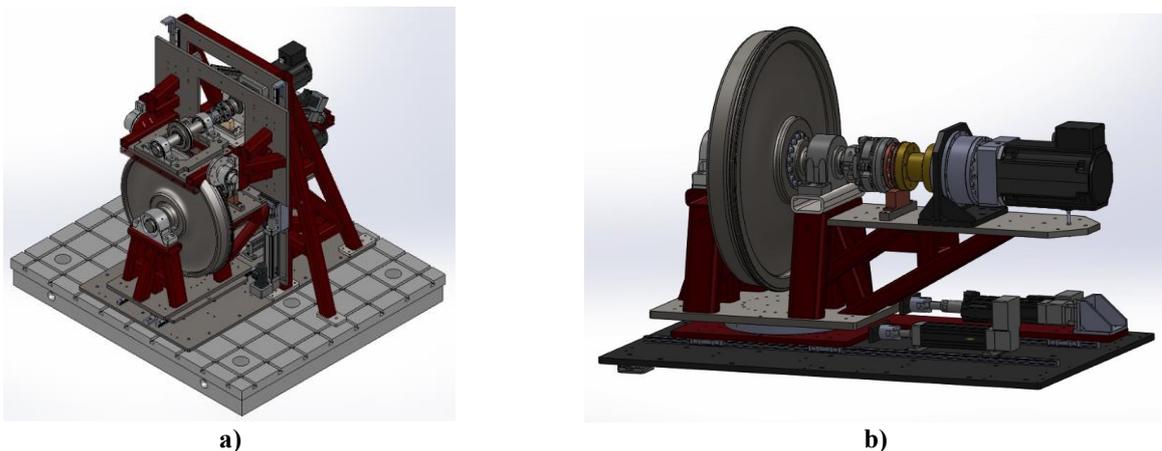
Sebbene sul *roller rig* il veicolo sia vincolato longitudinalmente, è comunque possibile riprodurre condizioni di *creep* simili a quelle reali. Come riportato dall'articolo, i *roller rig* vengono impiegati soprattutto laddove sia importante simulare fedelmente la dinamica del veicolo su rotaia e condizioni di attrito non stazionarie in presenza di forze longitudinali di trazione e frenatura. Pertanto, mediante tali dispositivi è possibile indagare fenomeni legati alla dinamica del veicolo, al contatto ruota-rotaia, all'aderenza e all'usura dei profili; altro impiego sempre più diffuso è quello di validare modelli numerici, per poter poi effettuare prove ancora più semplici ed economiche mediante l'ausilio di calcolatori muniti di appositi software.



**Figura 2.4: Principio di funzionamento del sistema *roller rig***

A seconda dello scopo per il quale il *roller rig* stesso è utilizzato e del fenomeno che si vuole indagare, si possono installare sul banco prova singole ruote, sale montate, carrelli o addirittura interi veicoli, in scala reale oppure ridotta. Chiaramente, i *roller rig* in scala ridotta consentono di abbattere ulteriormente i costi e gli ingombri; di contro, la correlazione dei risultati con il caso reale di veicolo su rotaia è più complesso [70, 71].

Un esempio interessante di design di *roller rig* si trova nell'articolo di Meymand et al. [72], che hanno sviluppato un *roller rig* in scala 1:4 volto ad indagare più nel dettaglio aspetti della meccanica del contatto (Figura 2.5). Il banco è costituito da una singola ruota che rotola su di un rullo; la motorizzazione di ruota e rullo è indipendente per permettere di regolare il *creep*. Inoltre, sono presenti attuatori lineari per poter imporre una determinata pressione di contatto, angolo di attacco, spostamento laterale e cant. I sensori montati sul *roller rig*, tra cui un innovativo sistema di telecamere per la determinazione dell'area di contatto, consentono di registrare istante per istante le grandezze di interesse, quali forze e velocità.



**Figura 2.5: *Roller rig* a singola ruota: assieme (a) e dettaglio del rullo e degli attuatori (b) [72]**

Non è chiaramente scopo di questo lavoro di tesi fornire una panoramica dettagliata delle soluzioni attualmente esistenti di *roller rig*; si rimanda alla pubblicazione di Jaschinski et al. [71] per un approfondimento riguardo la storia e l'evoluzione di questi sistemi in campo ferroviario.

Sebbene i *roller rig*, specialmente quelli in scala reale, consentano di simulare la dinamica del veicolo e l'interazione ruota-rotaia, esistono forti differenze rispetto ad un tracciato reale, quali [71]:

- 1) Modifica del *creep* longitudinale dovuto alla variazione del raggio di rotolamento dei rulli al variare della posizione laterale del punto di contatto;
- 2) Modifica dello scorrimento di spin, a causa della componente lungo la normale al punto di contatto della velocità angolare del rullo;
- 3) Modifica dell'orma di contatto a causa della curvatura finita dei rulli in un piano verticale;
- 4) Rotazione di imbardata e beccheggio del piano di contatto rispetto ai rulli quando la sala possiede un moto di imbardata;
- 5) Differenza delle rigidità verticale e laterale dei rulli rispetto a quella del tracciato.

Di queste differenze bisogna naturalmente tenere conto quando si interpretano i risultati ottenuti su *roller rig*, in modo da poter correttamente prevedere il comportamento del veicolo in linea: Liu e Bruni [73], del Politecnico di Milano, hanno evidenziato le differenze esistenti tra il contatto ruota-rullo e ruota-rotaia per quanto riguarda il problema geometrico, normale, cinematico e tangenziale. Keylin et al. [74] hanno invece definito fattori di scala, correzione e trasformazione per correlare dimensioni dell'orma di contatto e forze di contatto calcolate con la teoria lineare di Kalker registrate su *roller rig* con il caso reale di veicolo su tracciato. In particolare, i fattori di scala permettono di legare fra loro le grandezze ottenute su un *roller rig* in scala ridotta con quelle che si avrebbero su un *roller rig* in scala 1:1; i fattori di correzione invece tengono conto delle differenze esistenti tra la geometria dei rulli e la geometria della rotaia, e consentono di correlare i risultati ottenuti su un *roller rig* in scala reale con quelli su tracciato. Infine, i fattori di trasformazione sono una combinazione dei due precedenti e quindi mettono in relazione i valori ricavati su un *roller rig* in scala qualunque con il caso di rotaia reale.

### 2.1.2.1 Condizioni di similitudine

Quando si voglia utilizzare un *roller rig* in scala ridotta, è chiaramente opportuno realizzare un banco prova in grado di replicare con sufficiente approssimazione le condizioni reali, assicurando quindi la similitudine fra il sistema di laboratorio ed il sistema reale. Il concetto di similitudine è stato introdotto da Reynolds [75] in ambito fluidodinamico già nel 1895: era infatti importante poter organizzare esperimenti di laboratorio con una strumentazione di dimensione ridotte, simulando però in maniera corretta le grandezze di interesse, quali lunghezze, velocità, tempi, accelerazioni, forze, masse etc. Reynolds definì 3 condizioni che devono essere rispettate per poter avere una completa similitudine fra due sistemi in scala differente o analogamente fra un modello ed un prototipo:

- 1) *Similitudine geometrica*: le lunghezze di modello e del prototipo devono essere le stesse a meno di un unico fattore di scala;
- 2) *Similitudine cinematica*: i vettori velocità in punti omologhi di modello e prototipo devono avere stesso verso e direzione, con modulo scalato secondo un unico fattore di scala;
- 3) *Similitudine dinamica*: le forze in punti omologhi di modello e prototipo devono avere stesso verso e direzione, con modulo variato secondo un unico fattore di scala.

Si noti che la similitudine geometrica è condizione necessaria ma non sufficiente per avere similitudine cinematica; allo stesso modo, la similitudine cinematica è condizione necessaria ma non sufficiente per avere similitudine dinamica.

Inoltre, si vuole precisare sin da ora che il problema della similitudine non è da confondere con quello della correlazione dei risultati ricavati su *roller rig* con il caso reale. Infatti, la similitudine è una condizione di progetto imposta dai ricercatori al fine di replicare con buona accuratezza il fenomeno reale; al contrario, la correlazione dei risultati avviene in uno step successivo, che è quello di analisi dei dati a seguito dello svolgimento delle prove. In particolare, la correlazione dei risultati è “figlia” della similitudine, dal momento che i fattori di correlazione dipendono dai fattori di similitudine.

Come sottolineato da Jaschinski et al. [71], la determinazione dei parametri di similitudine può avvenire in due maniere differenti: i primi ricercatori procedevano determinando alcuni gruppi di numeri adimensionali dai quali ricavare i fattori di similitudine, mentre oggi la strategia che va per la maggiore è quella di ottenere tali parametri dalla scrittura delle equazioni del moto, calcolando per ciascun termine il fattore di scala necessario a mantenere la similitudine.

Il punto di partenza per il calcolo dei parametri di similitudine è la determinazione dei fattori di scala delle lunghezze  $\varphi_l$  e dei tempi  $\varphi_t$  mediante le espressioni:

$$\varphi_l = \frac{l_1}{l_0} \quad (2.4)$$

$$\varphi_t = \frac{t_1}{t_0} \quad (2.5)$$

dove:

- $l_1$  è una lunghezza caratteristica del sistema reale;
- $l_0$  è una lunghezza caratteristica del modello in scala;
- $t_1$  è un tempo caratteristico del sistema reale;
- $t_0$  è un tempo caratteristico del modello in scala.

Pertanto, una volta definiti  $\varphi_l$  e  $\varphi_t$  sono automaticamente determinabili i fattori di scala di sezione  $\varphi_A$ , volume  $\varphi_V$ , velocità  $\varphi_v$  e accelerazione  $\varphi_a$ :

$$\varphi_A = \varphi_l^2 \quad (2.6)$$

$$\varphi_V = \varphi_l^3 \quad (2.7)$$

$$\varphi_v = \frac{\varphi_l}{\varphi_t} \quad (2.8)$$

$$\varphi_a = \frac{\varphi_l}{\varphi_t^2} \quad (2.9)$$

Analogamente, definendo il fattore di scala della densità  $\varphi_\rho$ :

$$\varphi_\rho = \frac{\rho_1}{\rho_0} \quad (2.10)$$

è semplice calcolare i fattori di scala di massa  $\varphi_m$ , inerzia  $\varphi_I$  e forza  $\varphi_F$ :

$$\varphi_m = \varphi_\rho \varphi_l^3 \quad (2.11)$$

$$\varphi_I = \varphi_m \varphi_l^2 \quad (2.12)$$

$$\varphi_F = \varphi_m \varphi_a = \frac{\varphi_\rho \varphi_l^4}{\varphi_t^2} \quad (2.13)$$

Il modello di similitudine di Iwnicki [76], utilizzato sul *roller rig* in scala 1:5 presente all'Università di Manchester, considera un fattore di scala dei tempi unitario, in modo da poter mantenere le stesse componenti di frequenza del sistema reale. I materiali impiegati sul *roller* sono identici a quelli reali: in questo modo tutti i fattori di scala relativi alle proprietà dei materiali sono unitari. Con queste scelte, nel modello in scala la gravità risulta ridotta di un fattore pari a 1/5: per aumentare la pressione normale al punto di contatto, vengono impiegate forze con stesso verso e direzione della gravità, mentre l'influenza dell'accelerazione gravitazionale è diminuita grazie un sistema di funi sulla sala.

Il banco prova di Grenoble, realizzato presso l'INRETS (*Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité*), è impiegato per lo studio di carrelli ferroviari in scala 1:4. La strategia di similitudine adottata è quella di Pascal, che propone di realizzare gli elementi rotanti negli stessi materiali impiegati per ruote e rotaie ferroviarie [77]. L'approccio consiste nell'imporre un fattore di scala delle tensioni sull'area di contatto unitario, al fine di rappresentare in maniera adeguata l'orma di contatto fra ruota e rotaia. Secondo la strategia di Pascal, i tempi e le accelerazioni sono scalati secondo un fattore identico a quello delle lunghezze, mentre il fattore di scala delle velocità è unitario. Come per il modello di Iwnicki, anche in questo caso la gravità risulta ridotta nel modello in scala: per arginare il problema ed ottenere forze peso coerenti senza variare le masse in gioco, si applicano forze normali aggiuntive.

Un ulteriore modello di similitudine è stato proposto da Jaschinski [78], che ha ricavato i fattori di scala delle varie grandezze a partire dalla scrittura delle equazioni del moto della sala e del contatto ruota-rotaia sia per il sistema reale sia per il modello in scala. Il fattore di scala dei tempi è pari alla radice di quello delle lunghezze, mentre le accelerazioni sono rappresentate con un fattore 1:1: con tale strategia non è dunque necessario applicare forze aggiuntive al contatto fra i corpi rotanti. Tuttavia, questa similitudine è difficile da attuare in quanto richiederebbe un fattore di scala delle densità uguale all'inverso di quello delle lunghezze. Per arginare tale problema, Jaschinski ha proposto due differenti approcci: il primo consente di studiare correttamente la dinamica della sala mantenendo unitario il fattore di scala delle densità, mentre il metodo modificato trascura la dinamica laterale permettendo di indagare le condizioni al contatto tra i corpi.

In Tabella 2.1 sono riassunti i fattori di scala proposti dai metodi di similitudine esposti nelle righe precedenti, almeno per le grandezze di maggiore interesse, nell'ipotesi di adottare un fattore di scala geometrico pari a 5, identico a quello adottato sul *roller rig multisala* del Politecnico di Torino, che sarà descritto in dettaglio al paragrafo 2.3.

Si noti che qualora non sia possibile garantire una corretta scalatura di tutte le grandezze secondo un metodo selezionato, è possibile limitare la similitudine alle grandezze che maggiormente influenzano il fenomeno.

| <b>Grandezza</b>       | <b>Simbolo</b> | <b>Iwnicki</b> | <b>Pascal</b> | <b>Jaschinski</b> | <b>Jashinski modificato</b> |
|------------------------|----------------|----------------|---------------|-------------------|-----------------------------|
| Lunghezza              | $\varphi_l$    | 5              | 5             | 5                 | 5                           |
| Tempo                  | $\varphi_t$    | 1              | 5             | $\sqrt{5}$        | $\sqrt{5}$                  |
| Velocità               | $\varphi_v$    | 5              | 1             | $\sqrt{5}$        | $\sqrt{5}$                  |
| Accelerazione          | $\varphi_a$    | 5              | 1/5           | 1                 | 1                           |
| Massa                  | $\varphi_m$    | 125            | 125           | 125               | 75                          |
| Forza                  | $\varphi_F$    | 625            | 25            | 125               | 75                          |
| Densità                | $\varphi_\rho$ | 1              | 1             | 1                 | 0,6                         |
| Peso                   | $\varphi_W$    | 125            | 125           | 125               | 75                          |
| Modulo Elastico        | $\varphi_E$    | 1              | 1             | 1                 | 3                           |
| Rigidezza              | $\varphi_c$    | 125            | 5             | 25                | 15                          |
| Rigidezza Torsionale   | $\varphi_{ct}$ | 3125           | 125           | 625               | 375                         |
| Forze di slittamento   | $\varphi_T$    | 625            | 25            | 125               | 75                          |
| Smorzamento            | $\varphi_d$    | 125            | 25            | $25\sqrt{5}$      | $15\sqrt{5}$                |
| Smorzamento torsionale | $\varphi_{dt}$ | 3125           | 625           | $625\sqrt{5}$     | $375\sqrt{5}$               |
| Inerzia                | $\varphi_I$    | 3125           | 3125          | 3125              | 1875                        |
| Attrito                | $\varphi_\mu$  | 1              | 1             | 1                 | 1                           |

**Tabella 2.1: Confronto tra modelli di similitudine ( $\phi_l = 5$ )**

### 2.1.2.2 Prove di aderenza mediante roller rig

In [79] i relatori di questo lavoro di tesi presentano tre strategie per realizzare prove di aderenza mediante *roller rig* in scala, che consentono di imporre valori controllati di *creep* fra i rulli e le ruote: tali strategie possono essere applicate indifferentemente su banchi prova a sala singola oppure con carrello.

Il primo metodo, mostrato in Figura 2.6 a), prevede l'utilizzo di un unico motore elettrico per il comando dei due rulli, resi solidali mediante un giunto; lo scorrimento è imposto grazie ad un sistema di frenatura presente sulla sala. Naturalmente, sono necessari appositi encoder per rilevare ad ogni istante le velocità di sala e rulli e calcolare di conseguenza il valore del *creep*. Attraverso questo sistema è possibile replicare con grande precisione una condizione di frenatura, tuttavia il controllo dello scorrimento non è semplice in quanto la relazione fra pressione frenante e *creep* non è lineare.

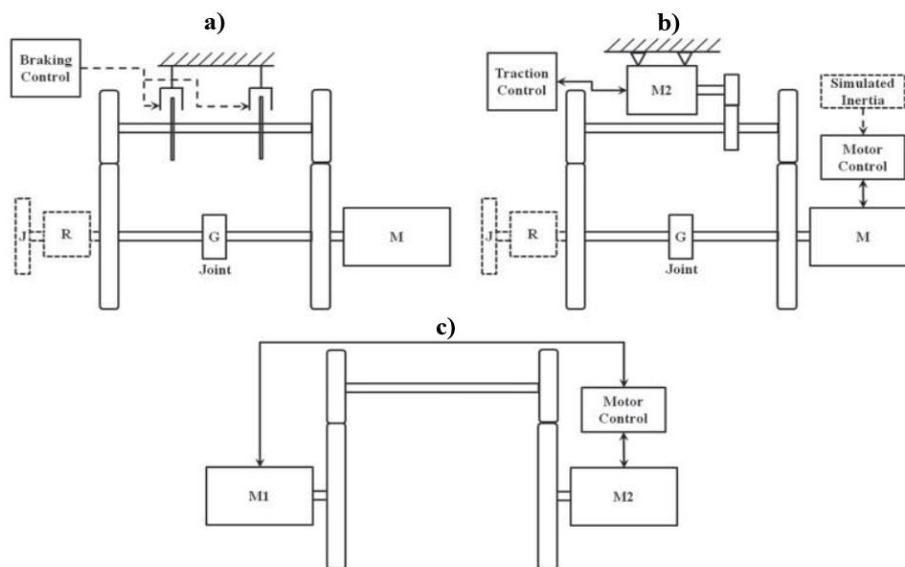


Figura 2.6: Strategie per il controllo del *creep* mediante roller rig (riadattata da [79])

Il secondo approccio, visibile in Figura 2.6 b), è relativo alla simulazione di condizioni di trazione, in quanto la sala è motorizzata mediante un opportuno sistema di trasmissione. Il controllo del *creep* si riduce quindi al controllo dei due motori: in tal modo, la regolazione dello scorrimento è estremamente precisa, ma i costi aumentano notevolmente. Infine, con la terza strategia proposta, rappresentata schematicamente in Figura 2.6 c), i due rulli hanno motorizzazione indipendente ed il *creep* è regolato mantenendo un motore a velocità costante e diminuendo la velocità dell'altro. Nonostante l'assenza di sistemi di trazione/frenatura sulla sala rappresenti un notevole vantaggio, è evidente che questa soluzione impone *creep* di segno opposto su due ruote della medesima sala, situazione assolutamente non realistica.

Inoltre, qualora il *roller rig* venga utilizzato per replicare il comportamento di un veicolo nelle fasi di trazione e frenatura, è opportuno simulare l'inerzia dell'intero veicolo attraverso i rulli; l'inerzia equivalente riportata all'asse dei rulli è calcolabile come:

$$J = MR_R^2 \quad (2.14)$$

dove:

- $M$  è la massa del veicolo;
- $R_R$  è il raggio dei rulli;

Pertanto, considerando che il gruppo motore+rulli possiede un'inerzia  $J_0$ , è opportuno simulare una inerzia  $J_1$ , data dall'espressione:

$$J_1 = J - J_0 \quad (2.15)$$

Essendo la massa di un veicolo ferroviario particolarmente elevata, le inerzie in gioco non possono essere tipicamente simulate mediante i rulli e si ricorre di conseguenza a stratagemmi alternativi.

Una prima soluzione può essere quella di collegare dei dischi di inerzia nota all'albero sul quale sono calettati i rulli interponendo un ingranaggio moltiplicatore di velocità caratterizzato dal rapporto di trasmissione  $\tau_M$ , calcolato mediante la relazione:

$$\tau_M = \frac{\omega_{OUT}}{\omega_R} \quad (2.16)$$

dove:

- $\omega_{OUT}$  è la velocità di uscita del moltiplicatore, coincidente con la velocità di rotazione dell'asse sul quale sono calettati i dischi di inerzia nota;
- $\omega_R$  è la velocità di rotazione dei rulli, che rappresenta ovviamente la velocità in ingresso all'ingranaggio.

In questo modo, collegando all'ingranaggio una inerzia aggiuntiva  $J_A$ , l'inerzia simulata all'asse dei rulli vale:

$$J = J_0 + \tau_M^2 J_A \quad (2.17)$$

Il limite principale di questo sistema è legato al fatto che le elevate velocità di rotazione a valle dell'ingranaggio moltiplicatore possono comportare problemi strutturali. Di conseguenza, la soluzione più semplice consiste nel controllo robusto del motore dei rulli, che deve erogare una coppia aggiuntiva per simulare l'inerzia del veicolo. Infatti, considerando di applicare una coppia motrice  $C_M$  alla sala e tenendo conto dell'inerzia aggiuntiva, vale l'espressione:

$$C_M = J\dot{\omega}_R = J_0\dot{\omega}_R + J_1\dot{\omega}_R = J_0\dot{\omega}_R + C_J(\dot{\omega}_R) \quad (2.18)$$

Qualora non si utilizzino i dischi di inerzia nota, il motore deve essere controllato tenendo conto della coppia  $C_J$ , funzione della decelerazione angolare  $\dot{\omega}$ :

$$C_M - C_J(\dot{\omega}_R) = J_0\dot{\omega}_R \quad (2.19)$$

## 2.2 Prove sperimentali per la caratterizzazione della riadesione

Il *roller rig multisala* installato presso il laboratorio di meccanica ferroviaria del Politecnico di Torino è un banco prova innovativo per lo studio delle condizioni di aderenza degradata, in quanto il suo design è stato realizzato con lo scopo di poter simulare sperimentalmente il fenomeno della riadesione durante manovre di frenatura [80]. Infatti, quando un veicolo ferroviario si trova ad attraversare una porzione di tracciato contaminata, le forze tangenziali di contatto che si sviluppano fra la rotaia e le ruote in testa al convoglio hanno un effetto pulente, che consente il recupero dell'aderenza per le ruote successive.

In letteratura vi è scarsa testimonianza di apparati sperimentali volti allo studio di questo fenomeno, la cui conoscenza approfondita può comportare numerosi vantaggi, quali ad esempio lo sviluppo e l'implementazione di nuovi algoritmi per il controllo di trazione e frenatura mediante sistemi meccatronici.

Si è già menzionato al paragrafo 1.5 il lavoro di Voltr e Lata [67], i quali hanno effettuato prove mediante un *roller rig* a singola ruota e fornito un modello numerico del fenomeno della riadesione; gli autori non hanno però tenuto conto né nel modello né nell'apparato sperimentale della ripulitura che si verifica sulla rotaia quando passano più ruote in successione.

In [27, 43, 45, 47, 48, 53, 54] si mostrano alcuni studi sul fenomeno della riadesione effettuati mediante tribometri con prove molto semplici che prevedono di sporcare il disco rotaia con differenti tipi di contaminanti e registrare istante per istante il valore del coefficiente di aderenza, misurando infine il numero di cicli necessario per ripristinare le condizioni di attrito precedenti alla contaminazione. Tuttavia, come già dichiarato al paragrafo 2.1, test con questo tipo di apparato sperimentale sono indubbiamente utili da un punto di vista puramente tribologico, ma non consentono una facile correlazione con il caso reale. Un ulteriore limite di questo metodo è che non permette di simulare correttamente l'influenza reciproca tra le ruote, ovvero il recupero di aderenza sulle ruote che incontrano la rotaia già parzialmente ripulita dal passaggio di quelle precedenti.

Un esempio interessante di strategia per lo studio della riadesione su un intero veicolo si può trovare nel lavoro di Allotta et al. in collaborazione con Trenitalia [81, 82], in cui si propone un sistema *Hardware in the Loop* (HIL) nel quale la parte hardware è costituita dal *roller rig* in scala 1:1 a 4 coppie di rulli di Firenze Osmannoro e da un veicolo UIC-Z1, mentre la parte software coincide con l'insieme di un modello multibody 2D del veicolo, un gruppo di controllo ed un blocco in grado di stimare le coppie frenanti sulle sale. Il vantaggio di questo approccio è la possibilità di poter simulare la dinamica del veicolo semplicemente controllando in coppia gli 8 motori brushless che forniscono il moto ai rulli ed acquisendo mediante appositi sensori le velocità di rotazione dei rulli e le forze longitudinali di reazione sui supporti dei rulli. Nelle pubblicazioni citate, gli autori presentano uno studio preliminare volto a dimostrare la validità della strategia proposta, mediante una simulazione numerica dell'intero sistema in ambiente MATLAB/Simulink: i risultati ottenuti sono coerenti con quelli registrati in alcune prove in linea eseguite da Trenitalia a Velim (CZE) e possono quindi ritenersi estremamente incoraggianti per il proseguimento dei lavori.

Prima di progettare e realizzare l'innovativo *roller rig multisala*, l'effetto pulente e la successiva riadesione erano già stati studiati al Politecnico di Torino mediante un apparato sperimentale più semplice, costituito da un'unica coppia di rulli aventi motorizzazione indipendente sulla quale insiste una sala con ruote di diametro pari alla metà di quello dei rulli [79]. Tale banco prova, mostrato in Figura 2.7, è dotato di una sonda di diametro calibrato (15 mm) ricoperta di un tessuto poroso, in grado di depositare ad ogni giro una piccola quantità di contaminante su una porzione ridotta della circonferenza dei rulli (180 mm). È inoltre presente un sistema che ad ogni giro pulisce la ruota: in questo modo, è possibile riprodurre l'effetto pulente dal momento che la sezione contaminata del rullo incontra sempre un tratto pulito di ruota. Mediante questa apparecchiatura è possibile realizzare due differenti tipi di prove, nelle quali il contaminante è applicato solamente dopo il raggiungimento delle condizioni di equilibrio della sala successive alla regolazione dei motori. Il primo metodo prevede il controllo in velocità di entrambi i motori

dei rulli: un motore è mantenuto a velocità costante, mentre l'altro ha una velocità decrescente, così da simulare differenti condizioni di *creep* tra ruota e rullo. La seconda serie di test è invece effettuata mantenendo un motore a velocità costante, mentre l'altro è controllato in coppia con la sala che vede una coppia resistente costante.



Figura 2.7: Roller rig a sala singola per valutazione della riadesione [79]

La criticità principale di questo sistema è sicuramente legata all'efficienza del sistema pulente: se infatti non si riesce a pulire la ruota in un'unica passata, essa può sporcare il rullo alla passata successiva rendendo complessa la lettura dei risultati (Figura 2.8).

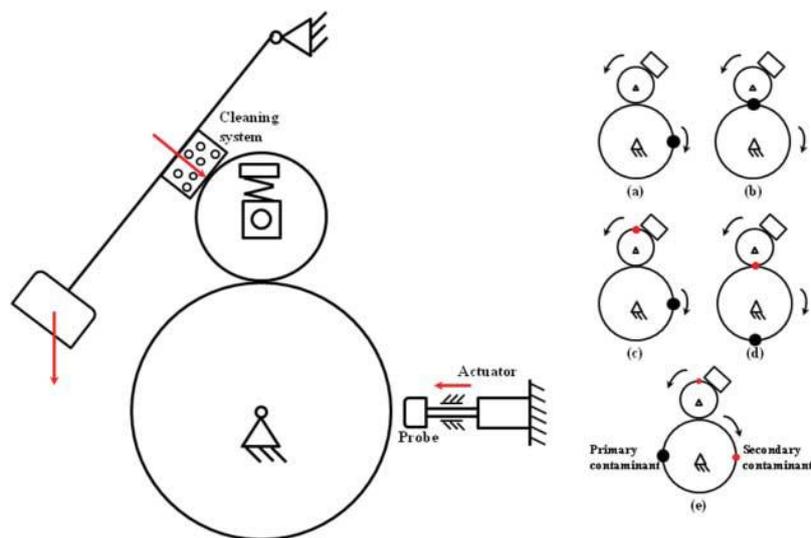
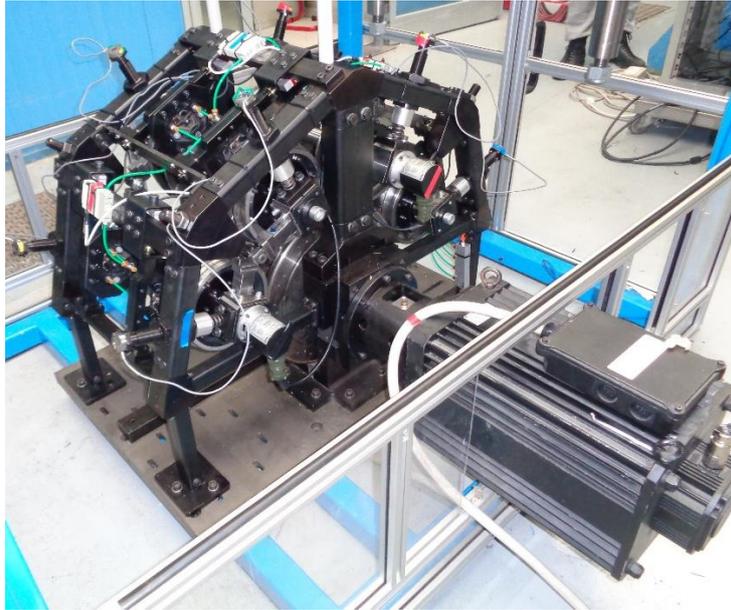


Figura 2.8: Tecnica per contaminazione e sistema pulente del roller rig a sala singola [79]

Per arginare il problema e rendere più semplice l'analisi dei dati, si sono utilizzati rulli aventi diametro doppio rispetto alle ruote: in questo modo ad un giro del rullo ne corrispondono due della ruota ed è immediato distinguere le sezioni sporcate intenzionalmente da quelle che invece risultano contaminate per l'inefficienza del sistema di pulizia, in quanto i due tratti vengono a trovarsi in posizioni diametralmente opposte.

## 2.3 Il roller rig multisala del Politecnico di Torino

Per poter svolgere test di aderenza degradata e riadesione più realistici, il Politecnico di Torino ha sviluppato un nuovo *roller rig multisala* costituito da 4 sale ferroviarie in scala 1:5 che insistono sullo stesso rullo [80], così come le ruote di un veicolo corrono tutte sulla medesima rotaia; la strategia di similitudine adottata è quella di Jaschinski (Tabella 2.1). I due rulli sono calettati su due alberi differenti, in modo da permettere una motorizzazione indipendente, tuttavia nell'ambito di questa tesi si è installato un unico motore e si sono resi solidali i due alberi mediante un giunto: la Figura 2.9 mostra una fotografia del banco allestito.



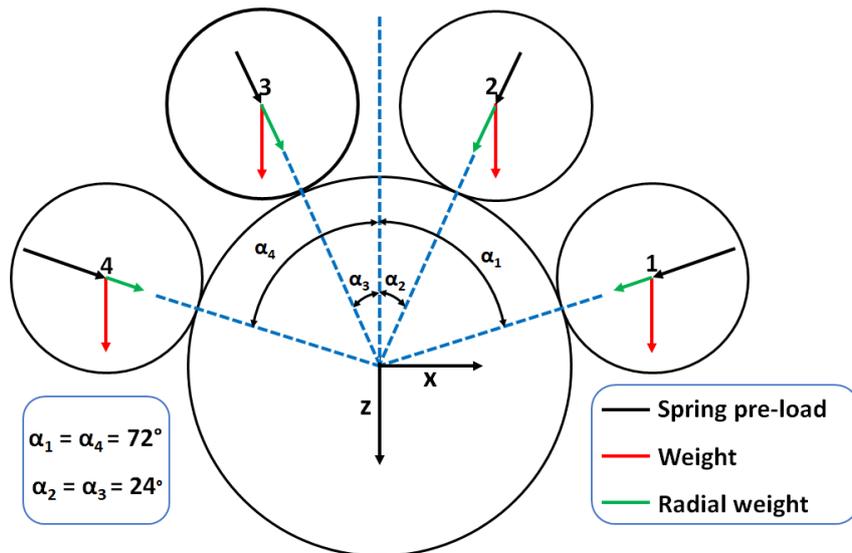
**Figura 2.9: Roller rig multisala del Politecnico di Torino**

Le caratteristiche geometriche principali del banco sono riportate in Tabella 2.2: come sarà spiegato nei paragrafi successivi, sia le ruote sia i rulli sono stati realizzati in due parti distinte, ovvero mozzo e cerchione, in modo da poter eventualmente studiare profili differenti variando il solo cerchione impiegato.

|                                    |                      |
|------------------------------------|----------------------|
| <i>Rapporto di scala</i>           | 1:5 ( $\phi l = 5$ ) |
| <i>Strategia di similitudine</i>   | Jaschinski           |
| <i>Scartamento in scala reale</i>  | 1000/1435/1520 mm    |
| <i>Angolo di posa della rotaia</i> | 1:20                 |
| <i>Profilo rotaia</i>              | UIC60                |
| <i>Profilo ruota</i>               | ORE S1002            |

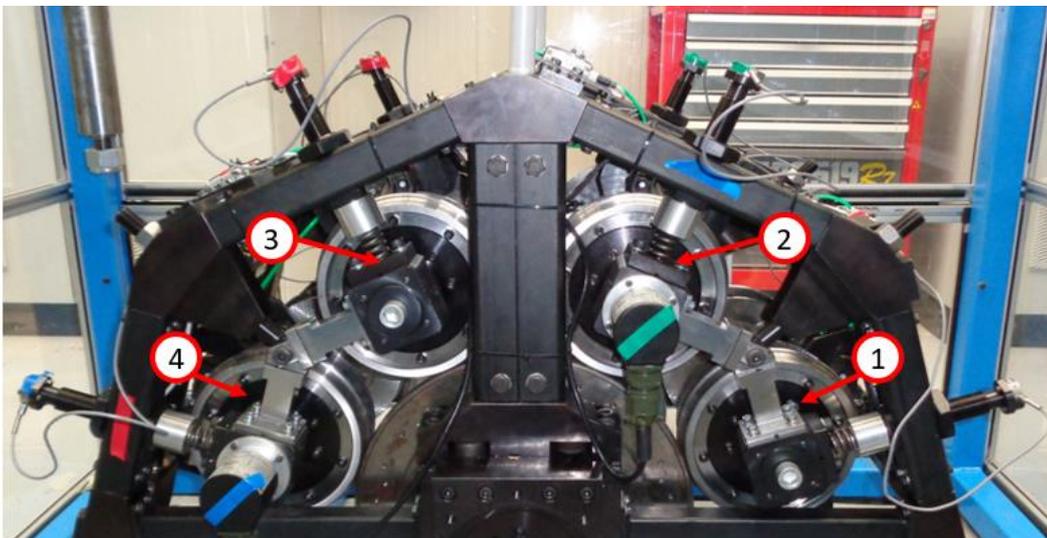
**Tabella 2.2: Caratteristiche geometriche principali del banco multisala**

L'orientazione delle sale lungo la superficie dei rulli è stata scelta in funzione del precarico da fornire alle molle del sistema di sospensione e dell'ingombro complessivo del banco prova, che deve consentire di poter equipaggiare ruote di diametro differente, corrispondenti a casi reali di diametro ruota pari a 920 mm e 1040 mm. Pertanto, con riferimento alla Figura 2.10, si sono scelti i valori  $\alpha_1 = \alpha_4 = 72^\circ$  e  $\alpha_2 = \alpha_3 = 24^\circ$ .



**Figura 2.10: Orientazione dei rulli e precarichi delle molle**

Durante la fase di setup sperimentale si è reso necessario numerare le sale ed i due lati, destro e sinistro, del banco. Si è optato per indicare con 1 il lato destro, non motorizzato, e con 2 il lato sinistro, dove è invece presente il motore. Per quanto riguarda le sale invece, esse sono state numerate da 1 a 4 da destra verso sinistra guardando il banco dal lato 1 non motorizzato (Figura 2.11). Pertanto, nel seguito sarà indicato con  $X_{ij}$  il valore della grandezza  $X$  rilevata sulla ruota appartenente al lato  $j$  e alla sala  $i$ . Di contro, con  $X_i$  si farà riferimento al valore della grandezza  $X$  sull'intera sala  $i$ : tale valore potrà corrispondere ad una proprietà globale (es. velocità angolare), oppure ad una qualche combinazione dei valori  $X_{i1}$  e  $X_{i2}$  (es. somma di forze)



**Figura 2.11: Numerazione delle sale**

Il *roller rig multisala* è stato progettato secondo elementi modulari ed è composto da 5 gruppi principali, mostrati in Figura 2.12:

- 1) Telaio;
- 2) Rulli motorizzati;
- 3) Sale ferroviarie;

- 4) Sistema frenante pneumatico;
- 5) Sistema di sospensione

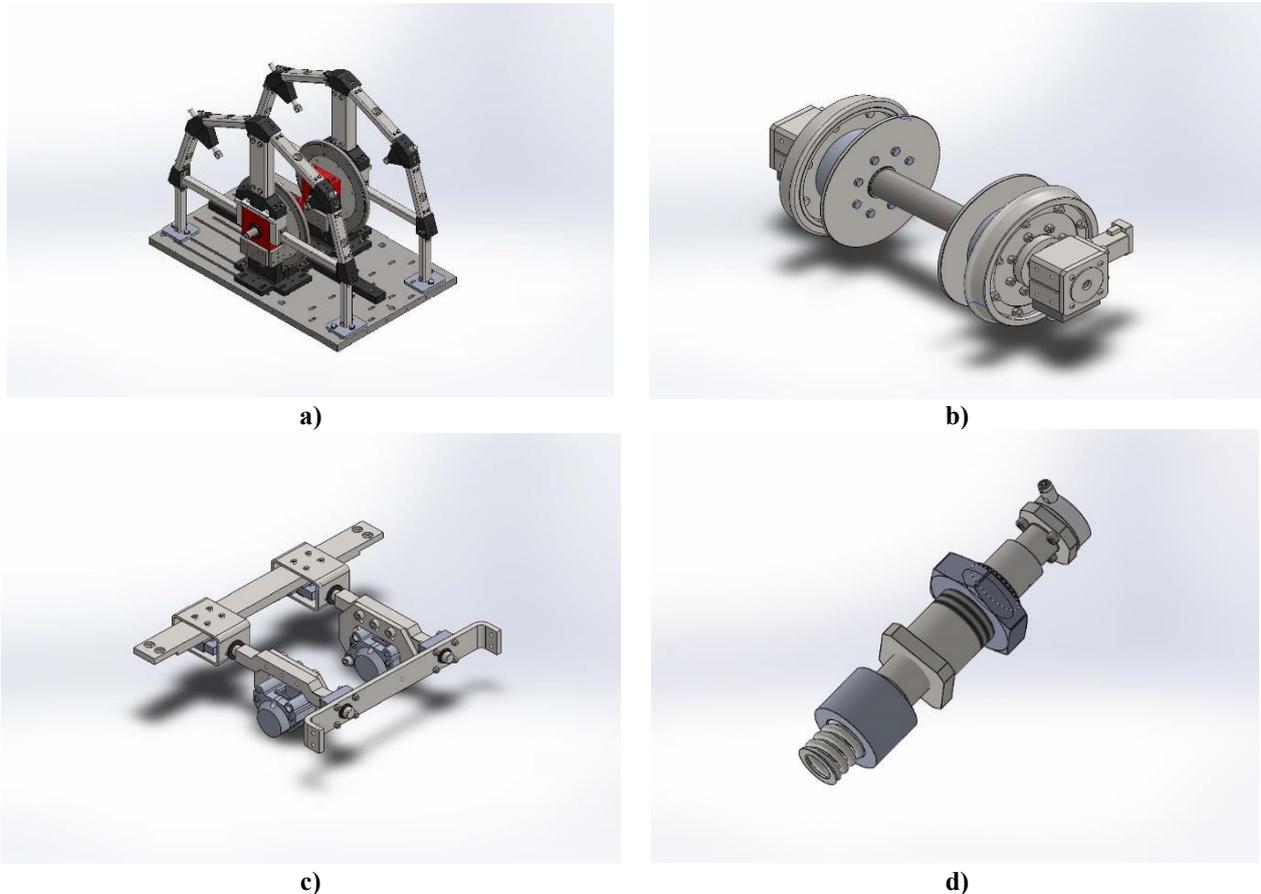
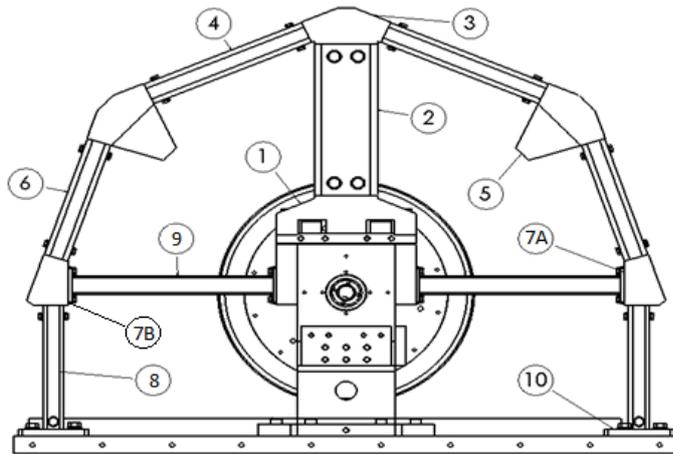


Figura 2.12: Gruppi del banco prova: Telaio+rulli (a), sala ferroviaria (b), sistema frenante (c) e sospensione (d)

Il telaio rappresenta la struttura di supporto dell'intero *roller* ed è costituito da profilati in acciaio assemblati mediante giunzioni prismatiche con bulloni; la presenza di opportuni piedini consente il collegamento del telaio ad un basamento, fissato rigidamente al terreno attraverso tasselli. Sul telaio vi sono due basi identiche che vanno ad ospitare i rulli aventi un diametro  $d_R$  pari a 368 mm; entrambe le basi consentono l'accoppiamento ad una flangia per il montaggio di un motore in grado di fornire il moto rotativo. Ciascuna ruota è premuta contro un rullo grazie ad un sistema di sospensione costituito da una molla, un sistema di precarico e una cella di carico, in grado di leggere la forza premente che agisce lungo la normale al contatto. Infine, ciascuna sala è dotata di un impianto frenante pneumatico, formato da due dischi freno, due pinze indipendenti e due celle di carico a S, in grado di misurare la forza frenante.

### 2.3.1 Il telaio

Il telaio, mostrato in Figura 2.13, è la struttura che consente l'alloggiamento di tutti gli altri gruppi del banco prova; esso è costituito da due archi simmetrici formati dalla giunzione di profilati commerciali cavi in acciaio di differenti misure. I profilati sono laminati a freddo dato il miglior grado di tolleranza che è possibile ottenere rispetto ad una lavorazione a caldo.



|               |                             |
|---------------|-----------------------------|
| <b>10</b>     | Piedino                     |
| <b>9</b>      | Barra laterale              |
| <b>8</b>      | Supporto inferiore          |
| <b>7A-7B</b>  | Raccordo inferiore T2/T1    |
| <b>6</b>      | Barra laterale bassa        |
| <b>5</b>      | Raccordo Arco               |
| <b>4</b>      | Barra laterale alta         |
| <b>3</b>      | Raccordo centrale           |
| <b>2</b>      | Montante centrale           |
| <b>1</b>      | Raccordo inferiore centrale |
| <b>Numero</b> | <b>Parte</b>                |

Figura 2.13: Telaio: disegno di assieme

Le caratteristiche dimensionali di tali elementi sono riportate in Tabella 2.3, mentre la Figura 2.14 riporta un dettaglio della giunzione tra profilati e raccordi, ottenuta mediante bulloni che vanno ad impegnarsi in appositi fori ricavati sulla travatura e sulle appendici prismatiche degli elementi di raccordo.

| <b>Parte</b>                    | <b>Sezione (mm)</b> | <b>Lunghezza (mm)</b> | <b>Materiale</b>               | <b>Trattamento</b> |
|---------------------------------|---------------------|-----------------------|--------------------------------|--------------------|
| <i>Montante centrale (2)</i>    | 90x50x5             | 248                   | Acciaio laminato a freddo S235 | Brunitura          |
| <i>Barra laterale alta (4)</i>  | 50x35x3             | 247.7                 | Acciaio laminato a freddo S235 | Brunitura          |
| <i>Barra laterale bassa (6)</i> | 50x35x3             | 200                   | Acciaio laminato a freddo S235 | Brunitura          |
| <i>Barra laterale (9)</i>       | 30x30x3             | 300.2                 | Acciaio laminato a freddo S235 | Brunitura          |
| <i>Supporto inferiore (8)</i>   | 40x30x3             | 202.4                 | Acciaio laminato a freddo S235 | Brunitura          |

Tabella 2.3: Telaio: dimensioni e materiale dei profilati

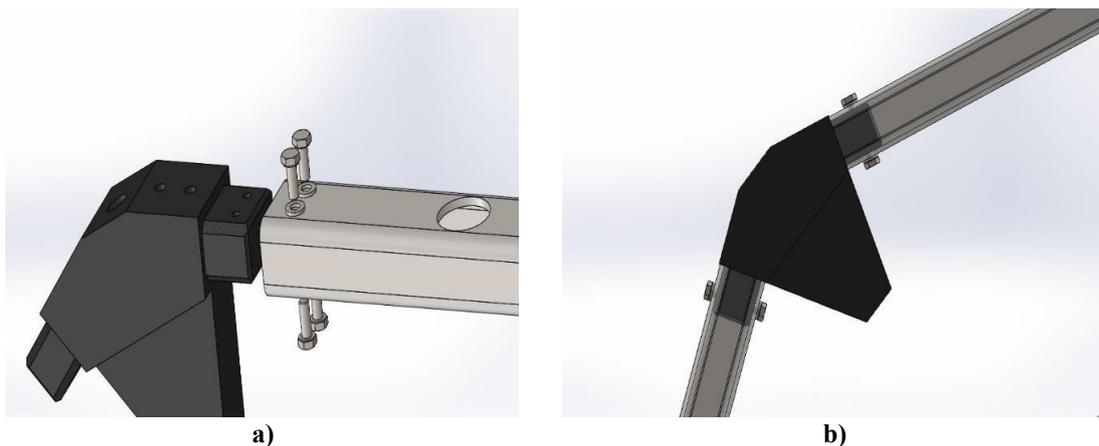
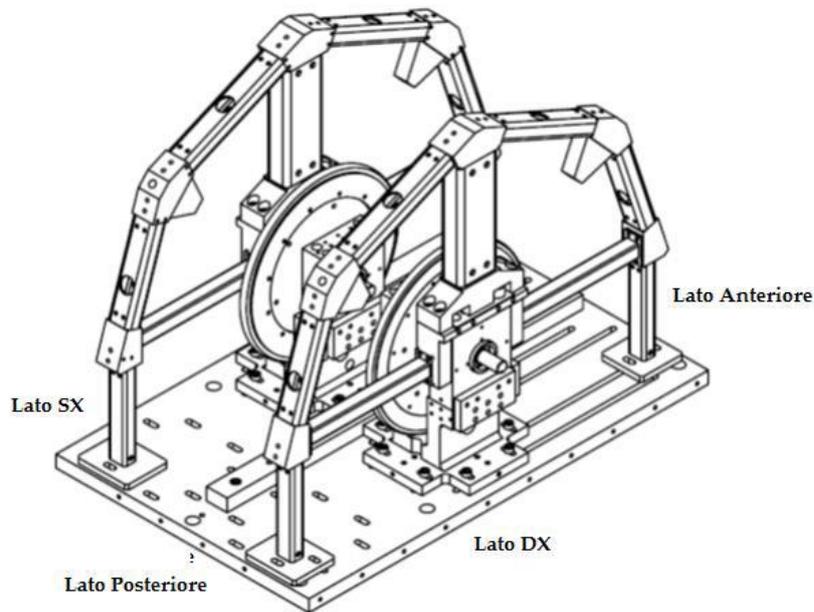


Figura 2.14: Telaio: dettaglio della giunzione tra raccordi e profilati

Come visibile in Figura 2.14a), la *barra laterale alta* e la *barra laterale bassa* presentano un foro di 6.6 mm che permette il passaggio della *vite di regolazione del precarico*, impiegata nel sistema di sospensione (vedi Paragrafo 2.3.5). Il fissaggio delle arcate al basamento avviene mediante piedini (10) muniti di apposite asole, collegati attraverso viti al supporto inferiore (8): in Figura 2.15 è mostrata una vista assometrica

del telaio montato sul basamento. Si noti come le asole siano necessarie per consentire una più semplice e comoda registrazione della posizione delle arcate.



**Figura 2.15: Telaio+Basamento: Vista assonometrica**

### 2.3.2 I rulli

I rulli sono l'elemento principale del banco prova, in quanto preposti a sostituire il comportamento della rotaia nelle prove in laboratorio. Per poter simulare diversi valori di scartamento, essi sono montati su due strutture differenti, che possono essere movimentate lungo il basamento; così facendo, i rulli sono calettati su due alberi distinti, che possono essere motorizzati in maniera indipendente. Ciascun rullo è costituito da un cerchione e un centro ruota: il cerchione, in acciaio 39NiCrMo3, è l'elemento sul quale è riportato il profilo della rotaia UIC60 in scala 1:5 ed è sempre in contatto con le ruote delle sale ferroviarie. Qualora si rilevino forti usure o si vogliano semplicemente testare profili di rotaia differenti, è sufficiente sostituire il solo cerchione. Il cerchione è montato sul mozzo ruota mediante viti e bulloni, mentre il centraggio è effettuato tra la superficie interna del cerchione e quella esterna del centro ruota. Il collegamento della ruota all'albero avviene grazie ad una flangia dotata di fori di fissaggio, mentre l'albero è collegato alle boccole della struttura di supporto attraverso 4 cuscinetti a sfere SNFA EX30 7CE3; il bloccaggio assiale è fornito dalla sola boccia interna mentre la boccia esterna non fornisce alcun vincolo in questa direzione. La Figura 2.16 mostra il modello CAD del modulo del singolo rullo. Mediante le asole ricavate su supporto e basamento del banco, la posizione dei rulli può essere regolata per simulare differenti valori di scartamento. Nell'ambito di questo lavoro di tesi si è riprodotto il solo scartamento reale di 1435 mm, corrispondente ad un valore di 287 mm in scala 1:5: in questo modo, data la geometria dei componenti, le superfici interne dei supporti vengono a trovarsi ad una distanza di 49,5 mm (Figura 2.17).

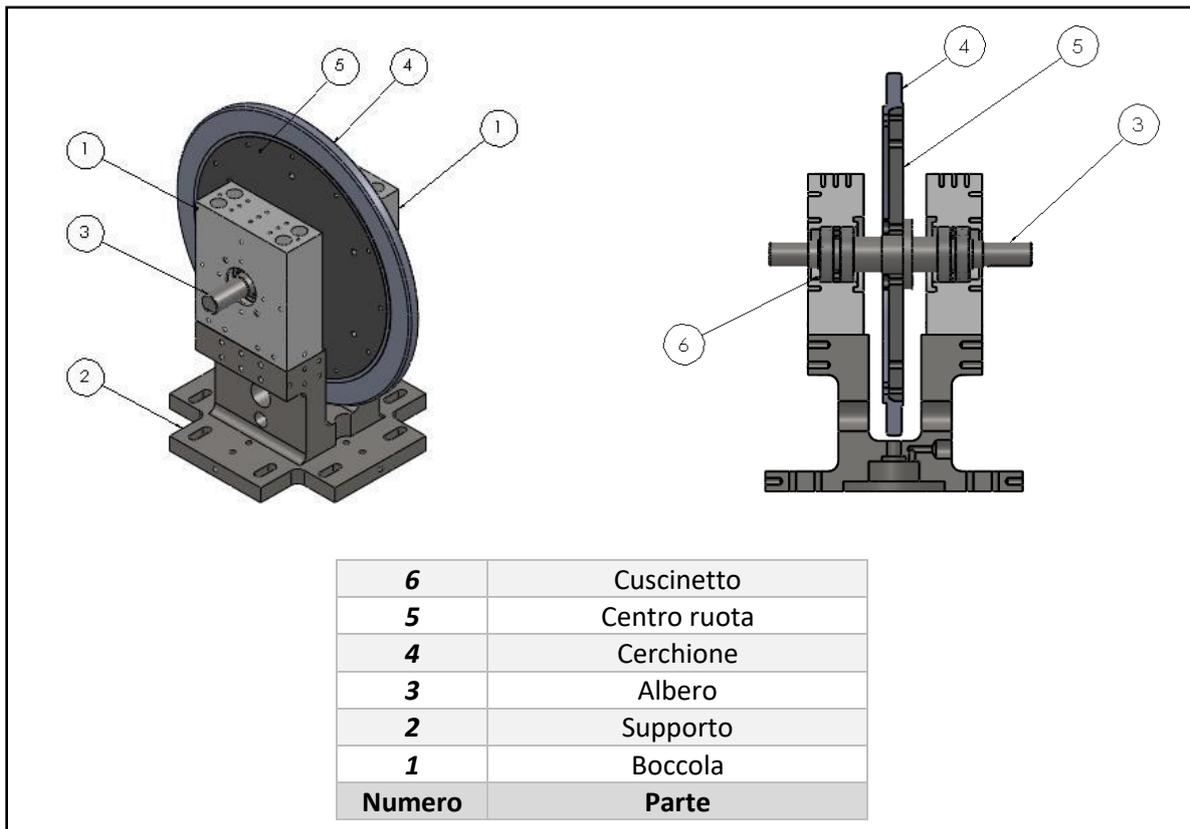


Figura 2.16: Rullo: vista di assieme

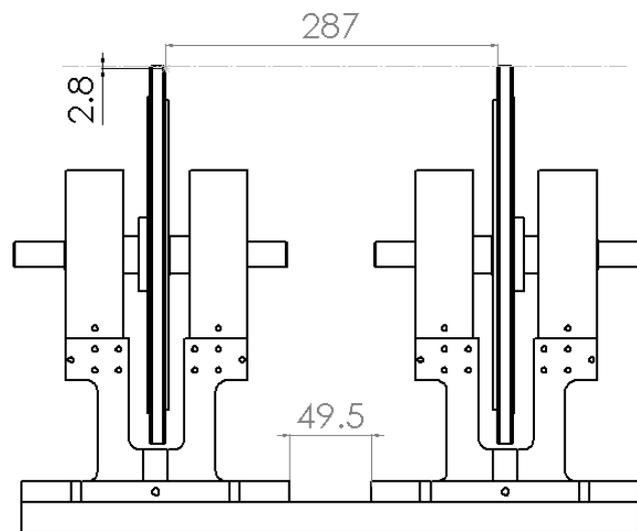


Figura 2.17: Scartamento riprodotto sul banco prova

La boccola esterna della struttura di supporto dei rulli permette il collegamento a sbalzo di un motore (Figura 2.18) attraverso una staffa di supporto che insiste su una piastra avvitata alla faccia superiore della boccola. Tra albero motore e albero flangiato del rullo è inserito un torsiometro per la misura della coppia fornita dal motore. Sebbene entrambi i supporti dei due rulli permettano questa installazione, nelle prove eseguite in questo lavoro di tesi si è utilizzato un solo motore brushless ACM BRL 220 6 (Tabella 2.4), rendendo solidali i due alberi grazie ad un giunto. Il motore è dotato di un encoder e viene comandato attraverso un azionamento Control Techniques (vedi Paragrafo 3.2.4).

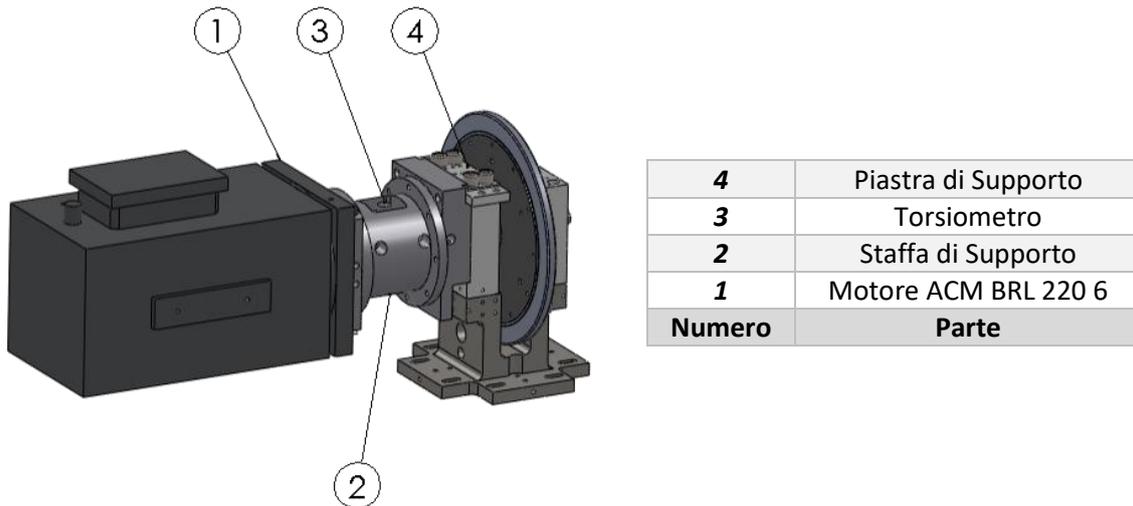


Figura 2.18: Gruppo Motore

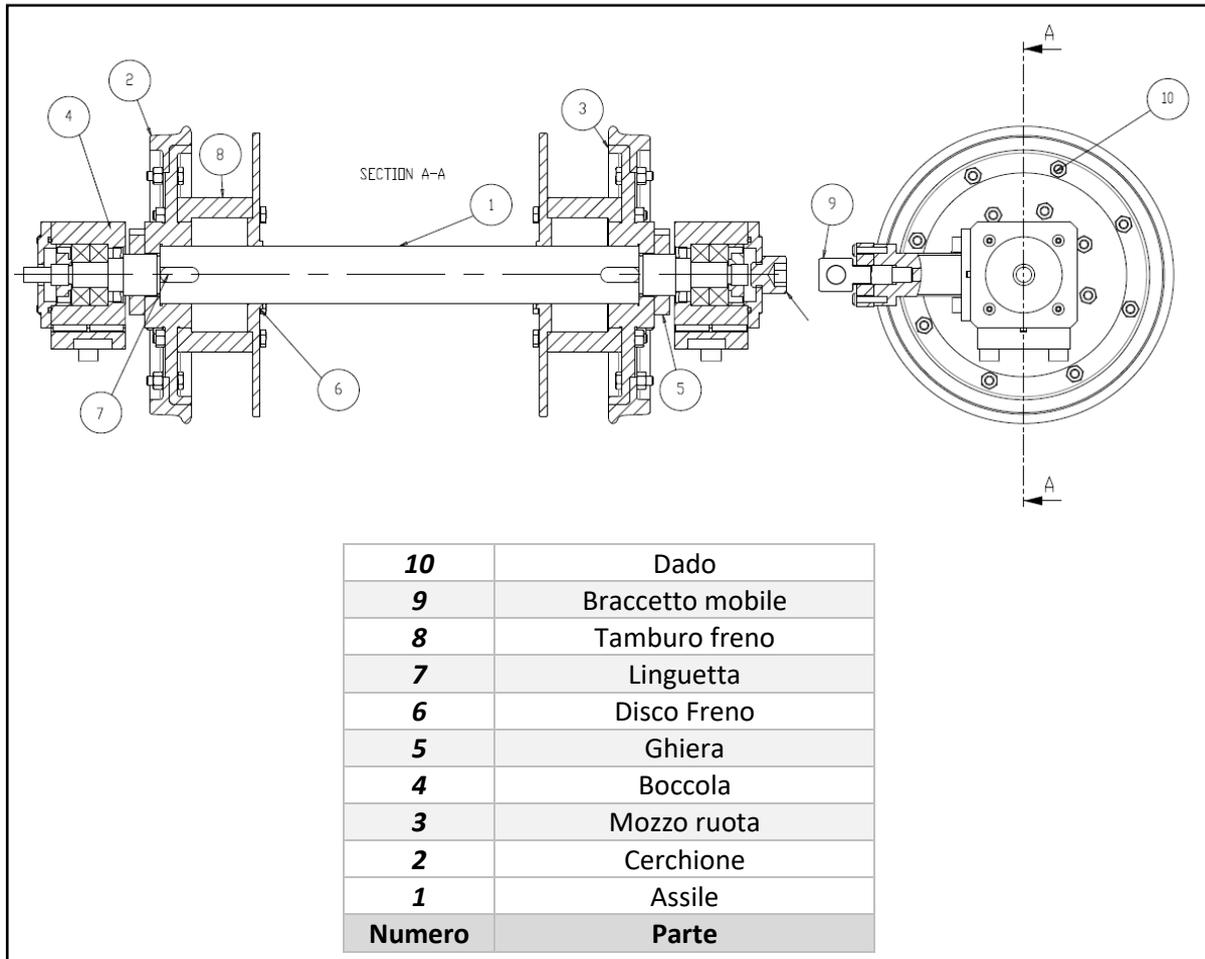
**Caratteristiche motore ACM BRL 220 6**

|                                     |       |
|-------------------------------------|-------|
| Coppia di stallo (Nm)               | 120   |
| Coppia di picco (Nm)                | 360   |
| Inerzia rotorica (gm <sup>2</sup> ) | 33    |
| Numero Poli                         | 6     |
| Alimentazione (V)                   | 280x3 |
| Velocità nominale (rpm)             | 2000  |
| Corrente di stallo (A)              | 50    |
| Corrente di picco (A)               | 150   |

Tabella 2.4: Dati tecnici motore ACM BRL 220 6

### 2.3.3 Le sale ferroviarie

Al fine di poter studiare il fenomeno della riadesione, il *roller rig multisala* è dotato di quattro sale ferroviarie disposte lungo la superficie dei rulli secondo lo schema di Figura 2.10. Componente principale di ciascuna sala sono ovviamente le due ruote, costituite da un mozzo ed un cerchione in acciaio 39NiCrMo3, che riporta il profilo ORE S1002 in scala 1:5 con angolo di posa 1:20. Analogamente a quanto visto per i rulli, questa scelta costruttiva comporta il vantaggio di sostituire il solo cerchione qualora si vogliano testare profili differenti oppure esso risulti eccessivamente usurato. Le ruote sono calettate sull'albero mediante una linguetta: il bloccaggio assiale è ottenuto grazie ad uno spallamento sull'albero e ad un dado che impegna una filettatura M27 ricavata sull'albero stesso. Infine, il mozzo ruota è collegato ad un disco freno avente diametro di 186 mm grazie a bulloni: tra i due elementi è interposto un tamburo. Alle estremità dell'albero si trovano due boccole che ospitano i cuscinetti a sfere SKF 6203 2Z: il vincolo assiale è garantito solo da un lato per mezzo di un distanziale che va in battuta con il coperchio boccola. Si noti come ciascuna sala presenti ad una delle estremità un encoder per la misura della velocità angolare: l'albero dell'encoder è reso solidale all'albero, mentre il centraggio è ottenuto con viti che si impegnano in appositi fori realizzati su coperchio boccola e flangia dell'encoder. La Figura 2.19 mostra il complessivo della sala montata.



**Figura 2.19: Gruppo sala**

La posizione longitudinale delle sale è vincolata al telaio grazie ad un tirante ad occhio, denominato *supporto mobile*, con una estremità filettata M18 che si impegna nel *raccordo arco* e viene chiusa da un dado (Figura 2.20). Mediante un perno, è possibile collegare i *braccetti mobili* di due sale adiacenti. Anche questi *braccetti mobili* sono tiranti ad occhio con un'estremità filettata M10, che va ad inserirsi in un apposito foro ricavato su un *braccetto fisso*, montato su una faccia laterale della boccola attraverso 4 viti M6 e visibile in Figura 2.21. Tra *braccetto mobile* e *braccetto fisso* è interposto un componente avente la funzione di bloccare la posizione relativa tra i due elementi, in modo da non compromettere la regolazione. Per consentire una registrazione indipendente della posizione di ciascuna sala, sul *braccetto fisso* sono state realizzate asole aventi lunghezza centro-centro pari a 10 mm, in grado quindi di consentire uno spostamento di 5 mm per lato. Inoltre, tra superficie inferiore del *braccetto fisso* e faccia laterale della boccola sono state interposte delle linguette 4x4x16 ISO 773B per facilitare l'operazione di regolazione.

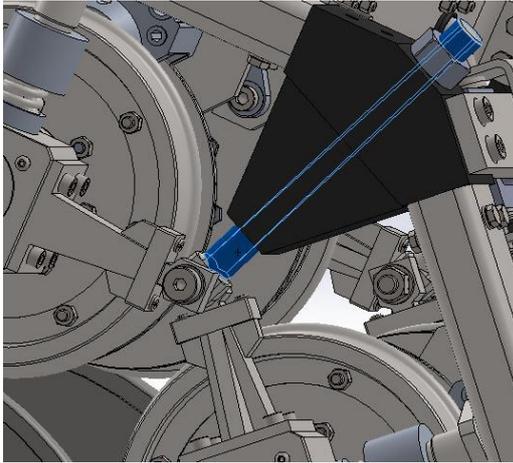


Figura 2.20: Collegamento della sala al telaio ottenuto per mezzo del supporto mobile (in blu)

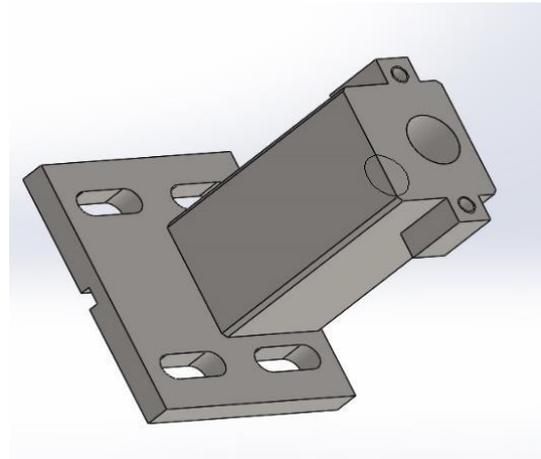


Figura 2.21: Braccetto fisso con asole, cava per linguetta e foro filettato

La faccia superiore di ciascuna boccia ospita un piatto di appoggio per la molla della sospensione: anche tale componente, denominato *piatto inferiore molla*, deve essere in grado di riposizionarsi sia per consentire la regolazione della posizione della sala sia per garantire che la molla lavori correttamente senza che venga eccessivamente sforzata a taglio. Come si può vedere in Figura 2.22, il *piatto inferiore molla* è una piastra con un foro al centro nel quale si inserisce la molla e asole aventi lunghezza centro-centro pari a 18 mm, che consentono un'escursione massima di 9 mm per lato. Il fissaggio è affidato a viti M8x25 ed è prevista una cava per linguetta 4x4x16 773B come per il braccetto fisso.

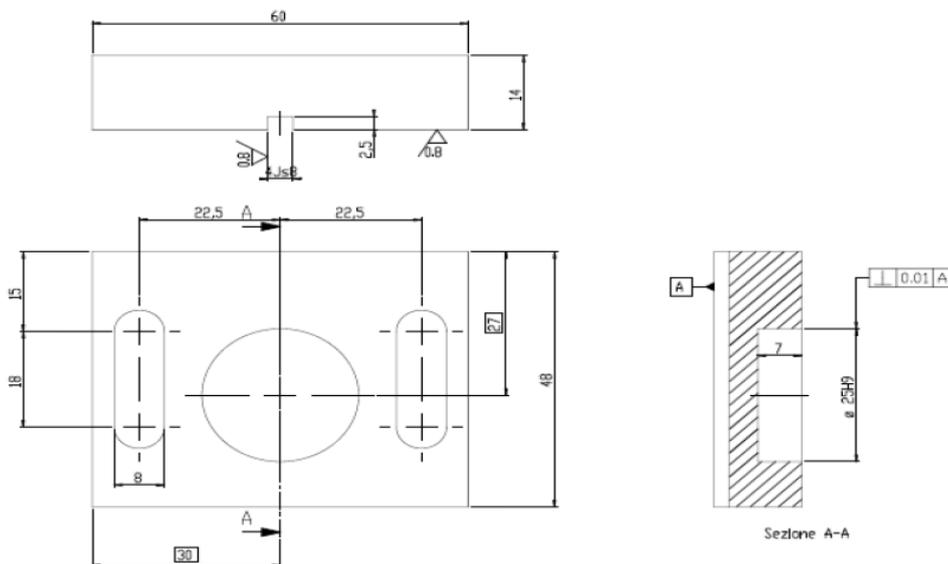


Figura 2.22: Piatto inferiore molla

La boccia, visibile in Figura 2.23, è dotata di una cava per linguetta sulla superficie superiore e su entrambe le facce laterali, in modo da consentire l'intercambiabilità dei componenti che si accoppiano al *braccetto fisso* sul lato destro o sinistro.

La boccia ospita al suo interno due cuscinetti a sfere SKF 6203 2Z che supportano l'assile in rotazione; sebbene essi siano dotati di due schermi parapolvere per ostacolare l'ingresso di sporcizia e contaminanti

utilizzati nelle prove di aderenza, è comunque presente una tenuta Corteco Friedle 22x37x7 tipo A in materiale NBR, in grado di resistere a fluidi aggressivi (Figura 2.24).

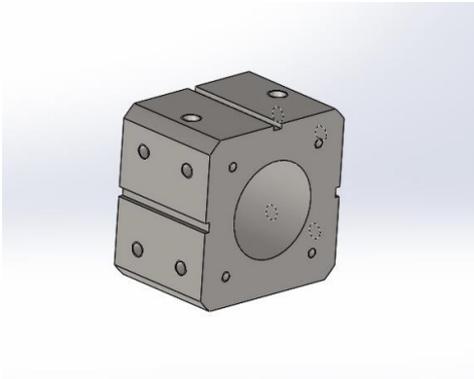


Figura 2.23: Boccola

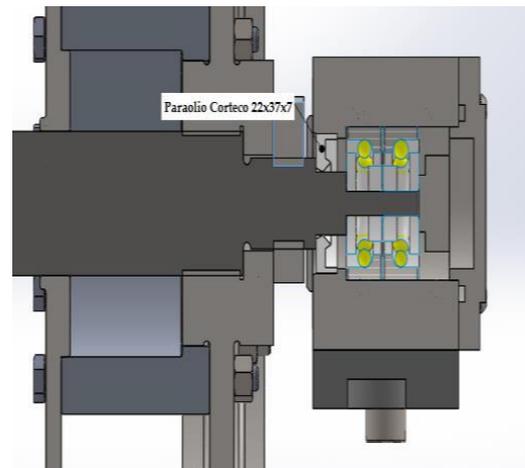


Figura 2.24: Boccola con bloccaggio assiale e tenuta Corteco

### 2.3.4 L'impianto frenante

Come già precisato, la strategia impiegata nel *roller rig multisala* per ottenere uno scorrimento fra sale e rulli è quella di Figura 2.6 a), che prevede di imporre alle sale un'opportuna coppia frenante. Per questo motivo, ciascuna sala è dotata di due dischi freno sui quali agiscono le pinze Brembo P32G (Figura 2.25 e Tabella 2.5), impiegate su moto di grossa cilindrata. Sebbene tali pinze freno lavorino tipicamente con olio, nell'ambito di questa attività sperimentale si fa ricorso ad aria compressa per mantenere una similitudine con gli impianti pneumatici montati sui veicoli ferroviari. I dischi freno hanno un diametro di 184 mm e le pinze sono montate in modo che il raggio efficace teorico valga 75 mm; tuttavia, come sarà spiegato nel capitolo 4, i raggi di applicazione della forza frenante per ciascuna sala sono stati determinati a partire da un fitting su dati sperimentali di coppia motrice e forza frenante. Ciascuna sala è dotata di una elettrovalvola ITV-0050 3BS che consente la regolazione della pressione agente sui pistoncini delle pinze freno: maggiori dettagli riguardo alla scelta della strumentazione sono forniti al capitolo 3.

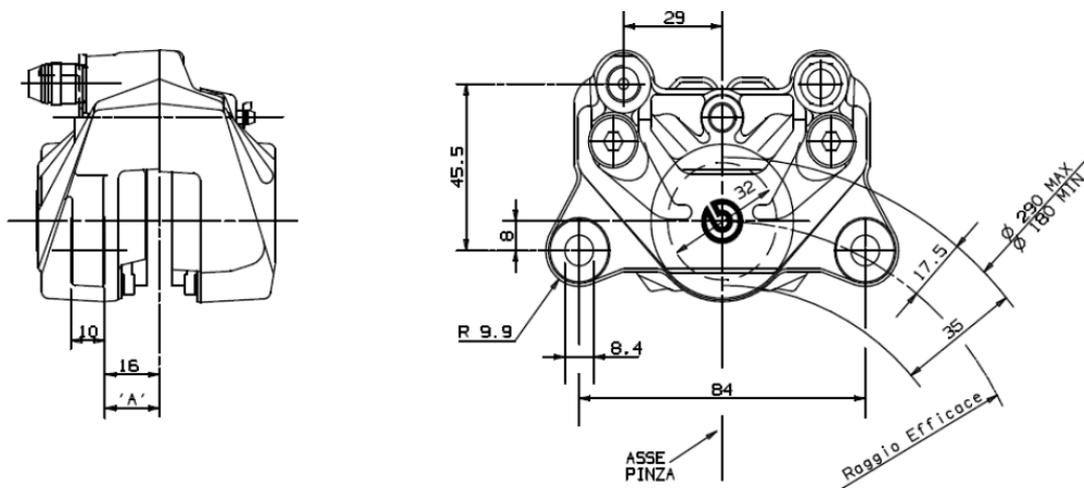


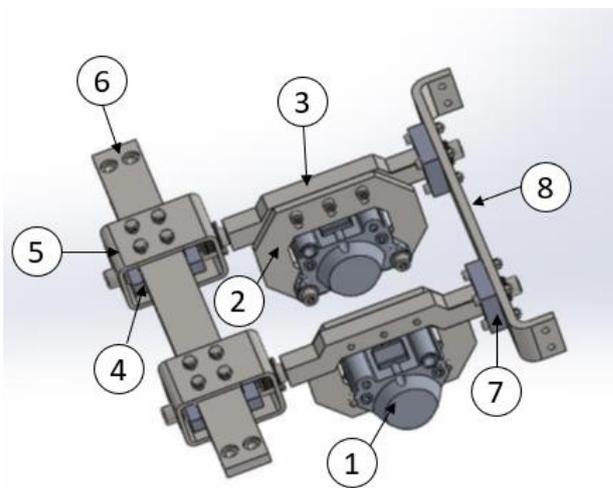
Figura 2.25: Pinza freno BREMBO P32G

**Caratteristiche Pinza freno BREMBO P32G**

|  |                      |
|--|----------------------|
| Numero e diametro pistoni                            | 2x32 mm              |
| Pressione massima                                    | 70 bar               |
| Superficie media materiale di attrito<br>(Pastiglia) | 16.1 mm <sup>2</sup> |
| Posizione disco                                      | ±0.5 mm              |
| Massa  | 600 g                |
| Diametro disco                                       | 180-290 mm           |

**Tabella 2.5: Caratteristiche BREMBO P32G**

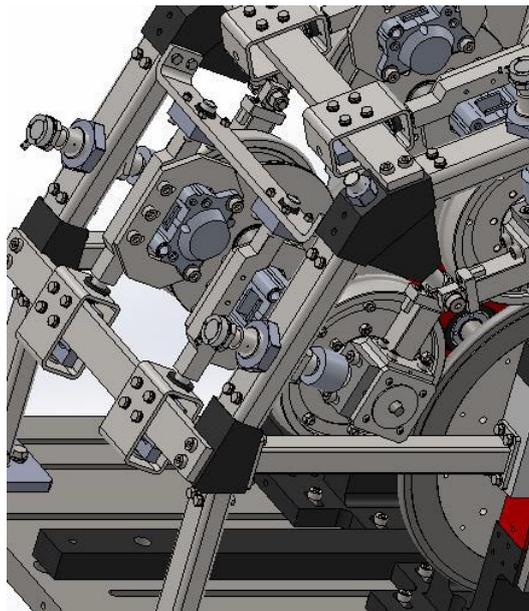
Come mostrato in Figura 2.26 ciascuna pinza è fissata con viti su una *piastra pinza*, a sua volta solidale a una *staffa* alla cui estremità è avvitata una *cella di carico a S FUTEK LSB 302 FSH 02089* (vedi Appendice B). Il gruppo formato da *pinza, piastra, staffa, cella di carico* e relativo *supporto* è connesso al telaio mediante viti e barre.



|               |                          |
|---------------|--------------------------|
| 8             | Staffa supporto          |
| 7             | Blocco antirotazione     |
| 6             | Staffa telaio            |
| 5             | Supporto cella di carico |
| 4             | Cella di carico          |
| 3             | Staffa pinza             |
| 2             | Piastra pinza            |
| 1             | Pinza BREMBO P32G        |
| <b>Numero</b> | <b>Parte</b>             |

**Figura 2.26: Gruppo frenante sala**

La Figura 2.27 mostra un dettaglio del modulo del gruppo frenante installato sul *roller rig multisala*.

**Figura 2.27: Gruppo frenante assemblato**

La *staffa* è libera di traslare lungo il proprio asse supportata da bronzine lubrificate con grafite FIBRO 2085.71.016.015 ad entrambe le estremità, mentre la rotazione è impedita da un apposito *blocco antirotazione*, dotato di un foro circolare per ospitare l'estremità cilindrica della *staffa pinza* e di uno scavo quadrato per la parte prismatica (Figura 2.28). È estremamente importante che la *staffa pinza* prima del fissaggio possa muoversi assialmente in maniera scorrevole: infatti eventuali impuntamenti ed attriti sarebbero responsabili di carichi aggiuntivi sulla cella, la cui lettura non coinciderebbe con l'effettiva forza frenante. Per questo motivo, *staffa di supporto*, *supporto della cella* e *blocco antirotazione* sono dotati di asole anziché fori, al fine di consentire una più semplice regolazione del gruppo frenante. Nonostante questo accorgimento progettuale, è comunque opportuno lubrificare la staffa al montaggio.

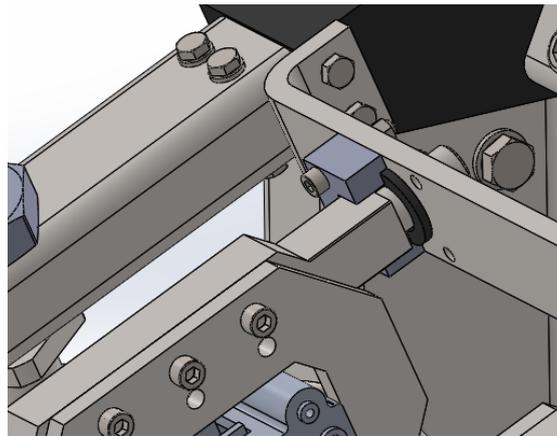


Figura 2.28: Dettaglio blocco antirotazione

### 2.3.5 Il sistema di sospensione

Ciascuna ruota del banco prova è dotata di un sistema di sospensione con molla a elica, le cui caratteristiche sono riportate in Tabella 2.6, per poter applicare sul rullo un carico normale in modo da simulare la massa del veicolo. Infatti, nel caso reale le ruote poggiano sul piano orizzontale delle rotaie e scaricano il loro peso lungo la verticale, mentre nel banco prova ciascuna sala presenta una inclinazione rispetto all'asse lungo il quale agisce la gravità: di conseguenza le sale esterne, inclinate di un angolo maggiore rispetto a quelle interne, scaricano lungo la normale al contatto una forza inferiore (Figura 2.10).

#### Caratteristiche Molla D13540

| Materiali  | Acciaio al carbonio<br>EN 10270.1-SH |
|------------|--------------------------------------|
| $d$ (mm)   | 4                                    |
| $D$ (mm)   | 20                                   |
| $N_s$      | 5.5                                  |
| $L_0$ (mm) | 49                                   |
| $L_1$ (mm) | 31                                   |
| $P_1$ (N)  | 1968.92                              |
| $c$ (N/mm) | 59.23                                |

**Legenda:**  $d$  = diametro filo,  $D$  = diametro spirale,  $N_s$  = numero spire,  $L_0$  = lunghezza libera,  $L_1$  = lunghezza di lavoro minima,  $P_1$  = carico a  $L_1$ ,  $c$  = rigidità assiale molla

Tabella 2.6: Caratteristiche molla sistema di sospensione

Oltre a compensare il differente valore di forza peso che si scarica al contatto fra le sale e i rulli, il sistema di sospensione permette di imporre una forza aggiuntiva in modo da simulare differenti valori di carico per asse secondo la similitudine di Jaschinski (Tabella 2.1). In Appendice A sono riportate tabelle che mostrano il valore di precarico da fornire alle molle di ciascuna sala per mantenere la similitudine con una determinata condizione reale di carico per asse. Il valore effettivo di carico agente al contatto può essere letto mediante una cella di carico a bottone FUTEK LLB 400 FSH 000877.

La Figura 2.29 mostra il complessivo del sistema di sospensione. L'estremità superiore della molla a elica è ospitata in un corpo cilindrico (*piatto superiore molla*) che presenta un ulteriore foro destinato ad ospitare la *vite di regolazione* del carico, mentre l'estremità inferiore è alloggiata nel *piatto inferiore molla* (Fig. 2.21). La vite è forata per consentire il passaggio del *perno di carico* che entra in contatto con un *distanziale* e agisce comprimendo la *molla*; l'estremità superiore del *perno* va invece in battuta sull'area di carico della *cella a bottone*, che fornisce quindi il segnale di carico applicato. La *cella a bottone* è collegata alla faccia superiore della *vite di precarico* mediante tre viti; la testa della *vite di precarico* ha forma esagonale per consentire una regolazione mediante chiave di manovra. Il fusto presenta invece un piccolo foro per lo sfiato di eventuale aria intrappolata all'interno.

Il funzionamento del sistema è piuttosto semplice: avvitando la *vite di regolazione del precarico*, il *perno di carico* avanza e spinge sul *piatto superiore molla*; la molla risulta così compressa e reagisce con una forza proporzionale al proprio schiacciamento, che va a scaricarsi lungo la normale al contatto con il rullo e viene letta dalla *cella a bottone*. La filettatura della vite è M24 ed il passo vale  $p = 1 \text{ mm}$ , per consentire una regolazione accurata della compressione della molla. Infatti, ruotando la molla di un angolo  $\Delta\theta$ , la molla viene compressa di una quantità  $\Delta x = p \cdot \frac{\Delta\theta}{360}$  e reagisce con una forza  $\Delta F = c \cdot \Delta x = c \cdot p \cdot \frac{\Delta\theta}{360}$ . Si noti che il termine  $c \frac{p}{360} = 1.65 \text{ N/}^\circ$  indica la forza imposta dalla molla per grado di rotazione della vite.

È importante sottolineare che al montaggio la molla risulta precompressa: di conseguenza, indicando con  $\Delta x$  la compressione della molla e con  $\Delta y$  la distanza fra *piatto superiore molla* e *supporto di regolazione*, la forza fornita in una situazione generica vale:

$$F_m = c \cdot \Delta x = F_0 + c \cdot \Delta y \quad (2.20)$$

dove con  $F_0$  si è indicato il precarico imposto alla molla, misurabile leggendo il segnale della cella di carico quando il *piatto superiore molla* è in battuta sul *supporto di regolazione* (o in alternativa misurando contemporaneamente forza  $F_m$  e quota  $\Delta y$ ).

Per il corretto funzionamento del sistema è di estrema importanza un moto scorrevole del *perno di carico* all'interno del foro ricavato nella *vite di regolazione*, in modo che il segnale della cella non sia sporcato da carichi legati ad attriti. Inoltre, il *distanziale* deve inserirsi con gioco nel foro ricavato sul *piatto superiore molla* e andare in battuta sul fondo: se così non fosse, parte del carico visto dalla cella coinciderebbe con la deformazione elastica del distanziale.

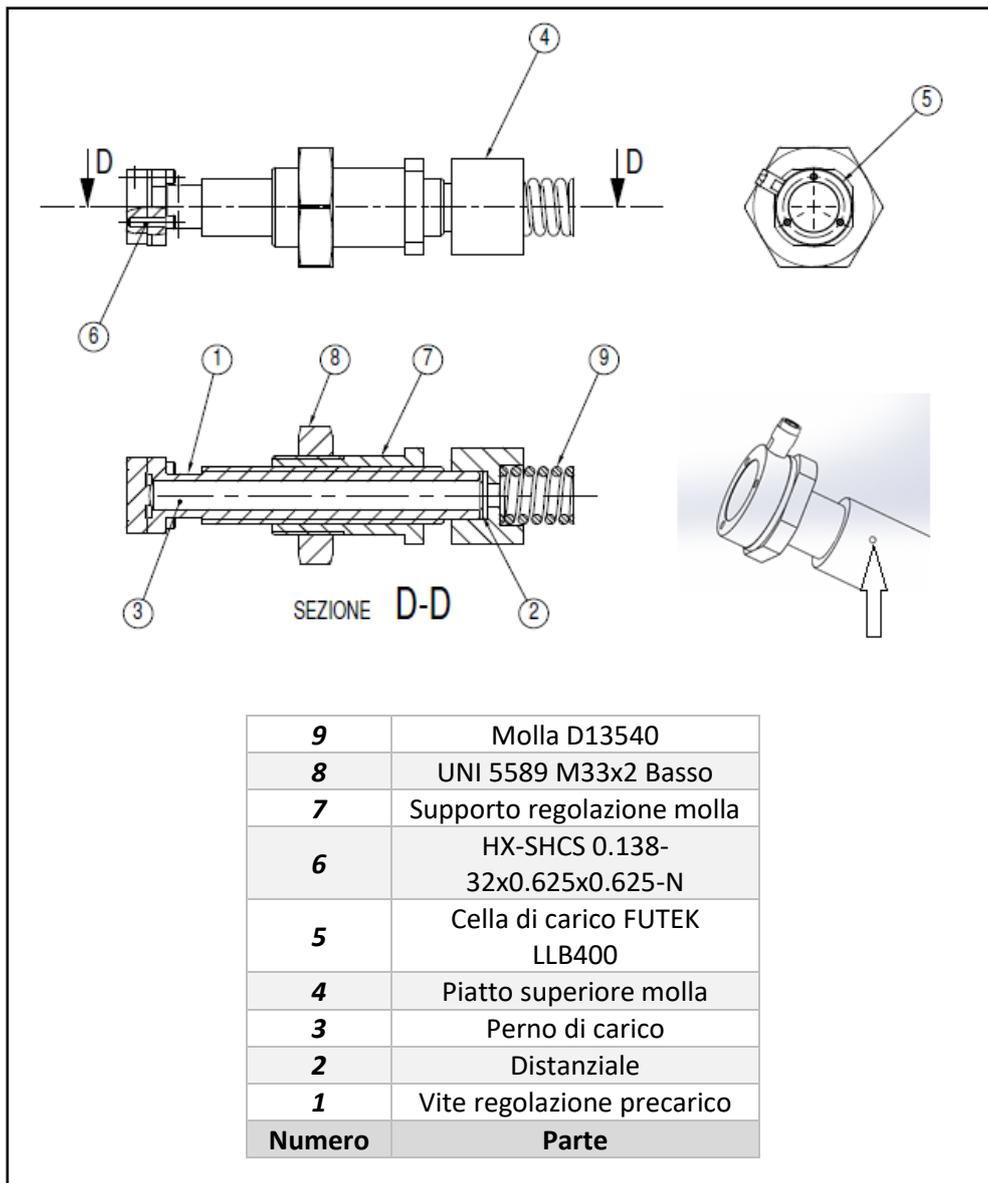


Figura 2.29: Sistema di sospensione: vista di assieme

---

# *Capitolo 3*

---

## *3. Collegamenti e Calibrazione*

### 3.1 La strumentazione e la strategia di controllo

Per poter correttamente acquisire e calcolare le grandezze di interesse durante l'attività sperimentale, il *roller rig multisala* è dotato dei seguenti sensori e strumenti di misura:

- 8 celle di carico a bottone FUTEK LLB400 FSH000877 (una per ciascuna boccola), in grado di misurare il carico normale applicato all'interfaccia ruota-rullo tramite il sistema di sospensione;
- 8 celle di carico a S FUTEK LSB302 FSH02089 (una per ciascuna pinza freno), aventi il compito di misurare l'effettiva forza frenante sul disco freno;
- 4 encoder incrementali ELAP REM70-1024-8/24-R-10-PP2 (uno per ciascuna sala), dai quali è possibile ottenere la velocità angolare delle sale;
- 4 elettrovalvole SMC ITV-0050 3BS, in grado di ricevere un segnale di input da applicare ai pistoncini delle pinze freno e di restituire in output la pressione effettivamente agente.

Per ragioni di chiarezza, le tabelle relative alle caratteristiche e alle prestazioni degli strumenti sono riportate in Appendice B; in questo capitolo verranno solamente mostrate le informazioni utili a comprendere i collegamenti dei sensori alle relative morsettiere (ovvero i colori dei fili di cui ciascun trasduttore è munito).

La Figura 3.1 riporta uno schema riassuntivo della strategia di acquisizione dei segnali: come è possibile notare, gli strumenti di misura interagiscono con un PC industriale NI PXIe-8440 con processore quad-core mediante il software LabVIEW prodotto da National Instruments. Tale ambiente consente uno scambio di dati bidirezionale: infatti la pressione di set delle elettrovalvole e la velocità di rotazione dei rulli possono essere impostate direttamente dal calcolatore, leggendo i relativi segnali di feedback. Il PC industriale può comunicare direttamente con l'azionamento Control Techniques mediante un cavo Ethernet per mezzo del protocollo di comunicazione TCP/IP Modbus.

I fili dei vari segnali dei trasduttori vengono raccolti in apposite morsettiere connesse ad opportune schede di acquisizione, ospitate in uno chassis PXI-1050 di National Instruments, nel quale possono essere installati 4 dispositivi SCXI e 8 dispositivi PXIe. In particolare, i segnali delle celle di carico vengono connessi a due morsettiere TB-4330, una per il lato sinistro, sul quale è presente il motore (lato 2), e una per il lato destro (lato 1): ognuna delle due morsettiere contiene i fili relativi a 4 celle di carico a bottone e 4 celle di carico a S. Entrambe le morsettiere TB-4330 vengono collegate ad una scheda di acquisizione ad 8 canali analogici PXIe-4330. La morsettiera SCB-68A raccoglie invece i segnali portati dai 4 encoder e li trasmette alla scheda di acquisizione PXIe-6612, in grado di acquisire fino a 8 canali di contatori digitali.

Infine, i segnali di pressione di feedback vengono inviati direttamente alla scheda di acquisizione NI USB-9239, avente 4 canali di input analogici, mentre i fili relativi alla pressione di set sono connessi alla scheda di acquisizione NI USB-9263, che contiene 4 canali di output analogici.

La Tabella 3.1 riepiloga la strumentazione utilizzata al banco prova per le acquisizioni delle grandezze di interesse.

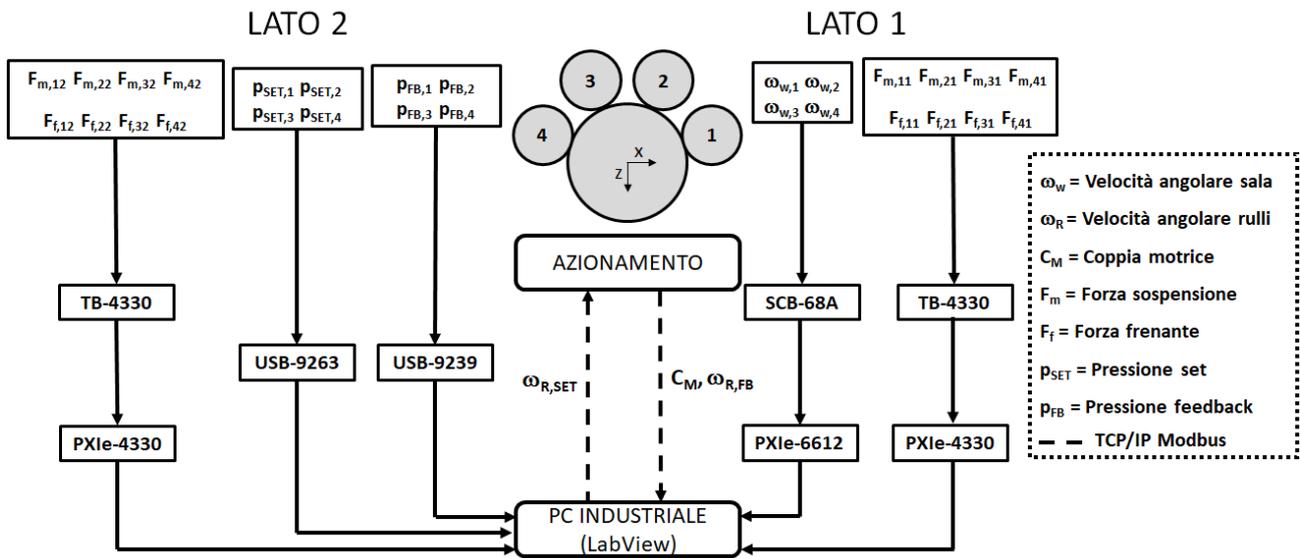


Figura 3.1: Schema acquisizioni sperimentali

| Prodotto   | Quantità   |
|--|--|
| <b>Sensori</b>                                     |  |
| Encoder ELAP<br>REM470-1024-8/24-R-10-PP2          | 4<br>(Uno per ogni sala)                             |
| Cella di carico a bottone FUTEK<br>LLB400 FSH00877 | 8<br>(Una per ogni boccola)                          |
| Cella di carico a S<br>FUTEK LSB302 FSH02089       | 8<br>(Una per ogni pinza freno)                      |
| Elettrovalvola<br>SMC ITV0050-3BS                  | 4<br>(Una per ogni sala)                             |
| <b>Morsettiere</b>                                 |  |
| National Instruments TB-4330<br>(Celle di carico)  | 2 x 8 Canali<br>(Una per lato)                       |
| National Instruments SCB-68A<br>(Encoder)          | 1 x 8 Contatori                                      |
| <b>Schede di acquisizione</b>                      |  |
| National Instruments PXIe-4330                     | 2 x 8 Canali (Celle di carico)                       |
| National Instruments PXIe-6612                     | 1 x 8 Contatori (Encoder)                            |
| National Instruments USB-9239                      | 1 x 4 Canali analog input<br>(Pressioni di feedback) |
| National Instruments USB-9263                      | 1 x 4 Canali analog output<br>(Pressioni di set)     |

Tabella 3.1: Strumentazione roller rig multisala

Grazie alla misura delle posizioni angolari eseguita dai 4 encoder ed alla conoscenza della velocità di rotazione del motore, disponibile all'azionamento, è possibile calcolare il *creep* di ciascuna sala mediante l'espressione:

$$\xi_i = \frac{\omega_R - \frac{\omega_{w,i}}{\tau}}{\omega_R} \quad (3.1)$$

dove:

- $\xi_i$  è il *creep* della sala # $i$ ;
- $\omega_R$  è la velocità dei rulli;
- $\omega_{w,i}$  è la velocità angolare della sala # $i$ ;
- $\tau$  è il rapporto di trasmissione in condizioni di perfetta adesione, definito come il rapporto tra il raggio del rullo e il raggio della ruota. Il valore teorico è pari a 2, ma una indagine sperimentale ha evidenziato un valore di 2.006.

Una volta noti il carico normale ( $N_i$ ) ed il carico tangenziale ( $F_{x,i}$ ) agente su ciascuna sala, è possibile risalire al coefficiente di aderenza  $\mu_i$  attraverso l'equazione:

$$\mu_i = \frac{F_{x,i}}{N_i} \quad (3.2)$$

In particolare, la forza normale  $N_i$  è la somma di due termini: la somma delle forze imposte grazie alle due molle di cui è dotata ciascuna sala ( $F_{m,i} = F_{m,i1} + F_{m,i2}$ ) e la componente radiale della forza peso ( $mg \cos \alpha_i$ ):

$$N_i = F_{m,i1} + F_{m,i2} + mg \cos \alpha_i = F_{m,i} + mg \cos \alpha_i \quad (3.3)$$

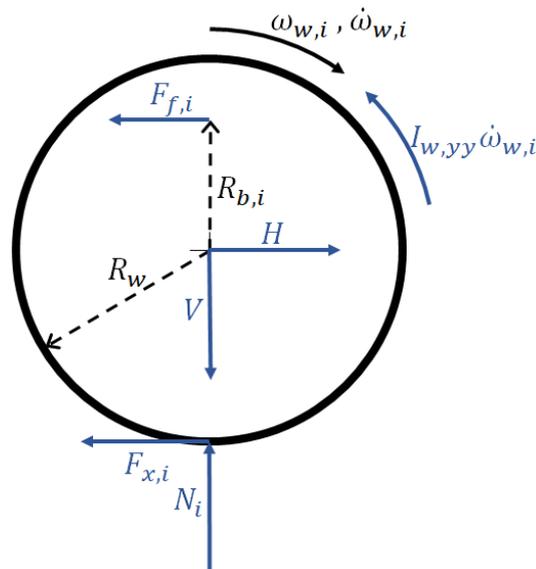
La massa della sala è stata ottenuta a partire da un modello multibody del banco realizzato in Simpack, che ha evidenziato un valore pari a 12 kg.

La forza tangenziale  $F_{x,i}$  che agisce sull'orma di contatto può invece essere calcolata a partire dalla misura delle celle di carico a S scrivendo un equilibrio di coppia per ciascuna sala (Figura 3.2):

$$F_{x,i} = \frac{I_{w,yy} \dot{\omega}_{w,i} + (F_{f,i1} + F_{f,i2}) \cdot R_{b,i}}{R_w} = \frac{I_{w,yy} \dot{\omega}_i + F_{f,i} \cdot R_{b,i}}{R_w} \quad (3.4)$$

dove:

- $I_{w,yy}$  è il momento d'inerzia polare della sala, identificato pari a 0.25 kg·m<sup>2</sup> a partire dal modello multibody del banco;
- $R_w$  è il raggio ruota (92 mm);
- $\dot{\omega}_i$  è la decelerazione angolare della sala # $i$ ;
- $F_{f,ij}$  è la forza frenante misurata da ciascuna cella a S sulla ruota # $j$  della sala # $i$  ( $i = 1-4, j = 1,2$ );
- $R_{b,i}$  è il raggio efficace di frenatura di ciascuna sala.



**Figura 3.2: Diagramma di corpo libero della sala frenata**

Dal modello CAD del banco si stimerebbe un raggio efficace di frenatura pari a 75 mm per ogni disco freno. Tuttavia, per ottenere risultati più precisi, si è operata una operazione di taratura sperimentale di tale grandezza (vedi paragrafo 3.3.3), ottenendo un valore di fitting per ciascuna sala.

Pertanto, è evidente come a partire dall'acquisizione delle misurazioni effettuate dai sensori installati sul banco prova sia possibile ottenere una caratteristica di aderenza per ciascuna sala mediante le equazioni (3.1)-(3.4).

## 3.2 I collegamenti e l'acquisizione

In questo paragrafo si mostrano i collegamenti dei sensori alle morsettiere e di queste ultime alle schede di acquisizione installate nel dispositivo PXI-1050. Per comprendere i collegamenti, è ovviamente necessario conoscere i colori dei fili utilizzati per la trasmissione dei vari segnali, nonché i pinout delle terminaliere a vite. Le morsettiere di encoder e celle di carico, nonché le schede di acquisizione USB impiegate per le elettrovalvole, sono state disposte all'interno del banco prova appoggiandole all'interno di una traversa cava, realizzando un percorso per i fili lungo la struttura del telaio mediante corrugati e fascette (Figura 3.3). In particolare, sul lato 1 del banco sono state disposte una morsettiera TB-4330 e la terminaliera encoder SCB-68A; sul lato 2, motorizzato, si sono invece installate l'altra morsettiera TB-4330 e le due schede di acquisizione NI USB-9239 e NI USB-9263.

Per poter effettuare i collegamenti, tutti i fili dei sensori di ciascun asse sono stati segnati con nastro isolante di colore differente secondo lo schema di Tabella 3.2. Anche sui sensori è stato incollato un pezzo di nastro isolante; poiché per ciascuna sala sono presenti due celle a bottone e due celle a S, per non creare confusione si sono realizzati due percorsi distinti per i fili, uno per il lato destro e uno per quello sinistro.

L'alimentazione degli encoder e delle elettrovalvole è fornita da un generatore di corrente, regolato in modo da produrre una tensione di alimentazione di 24 VDC, compatibile con le specifiche di entrambi i dispositivi; le celle di carico ricevono invece alimentazione direttamente dal PC industriale NI PXIe-8840.

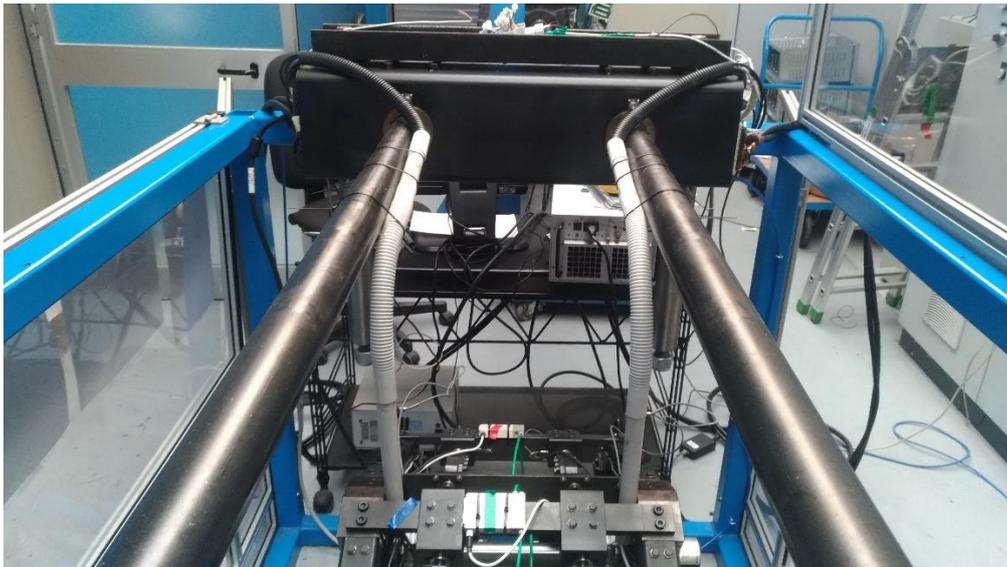


Figura 3.3: Corrugati per il collegamento dei fili alle morsettiere

| Numero Sala | Colore Nastro Isolante |
|-------------|------------------------|
| Sala 1      | Nero                   |
| Sala 2      | Verde                  |
| Sala 3      | Rosso                  |
| Sala 4      | Blu                    |

Tabella 3.2: Colori sale

### 3.2.1 Collegamento e acquisizione degli encoder

Come mostrato al paragrafo 3.1, sul banco prova sono installati 4 encoder che consentono di misurare la velocità angolare di ciascuna sala. Gli encoder acquistati sono dotati di un connettore a 7 pin, sui quali si sono saldati i fili di un cavo a 6 poli con schermo: la Figura 3.4 e la Tabella 3.3 evidenziano rispettivamente la vista del connettore dal lato saldatura e la corrispondenza pin-colore-segnale.

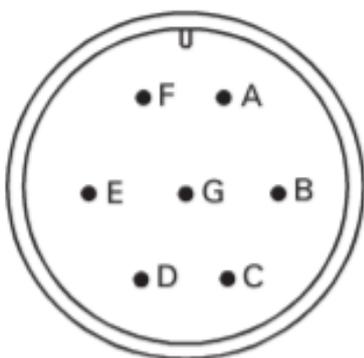


Figura 3.4: Vista connettore encoder (lato saldatura)

| PIN | Colore Filo | Segnale   |
|-----|-------------|-----------|
| C   | Bianco      | OUT 1     |
| E   | Verde       | OUT 2     |
| D   | Nero        | OUT Z     |
| F   | Rosso       | + VDC     |
| A   | Blu         | GND       |
| G   | Schermo     | Flottante |

**Legenda:** OUT 1, OUT 2, OUT Z = segnali A,B e di zero  
 +VDC = alimentazione  
 GND = messa a terra

Tabella 3.3: Encoder: corrispondenza pin-cavo-segnale

I segnali degli encoder vengono portati alla morsettiere SCB-68A, connessa mediante cavo a 68 pin alla scheda di acquisizione PXIe-6612; questa è dotata di 40 segnali PFI (*Programmable function interface*), che possono funzionare come segnali di timing input, timing output o digital input/output. I PFI possono essere arrangiati ottenendo 8 contatori a 32 bit: in questo modo è possibile acquisire fino a 8 encoder. La Tabella 3.4 mostra la corrispondenza tra gli impulsi degli encoder ed i PFI di ciascun canale.

| Impulso | Ch.0   | Ch.1   | Ch.2   | Ch.3   | Ch.4   | Ch.5   | Ch.6   | Ch.7   |
|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| A       | PFI 39 | PFI 35 | PFI 31 | PFI 27 | PFI 23 | PFI 19 | PFI 15 | PFI 11 |
| B       | PFI 37 | PFI 33 | PFI 29 | PFI 25 | PFI 21 | PFI 17 | PFI 13 | PFI 09 |
| Z       | PFI 38 | PFI 34 | PFI 30 | PFI 26 | PFI 22 | PFI 18 | PFI 14 | PFI 10 |

**Tabella 3.4: Corrispondenza canali-PFI per encoder**

Conoscendo il pinout del connettore a 68 pin, mostrato in Figura 3.5, è dunque possibile inserire tutti i fili provenienti dagli encoder negli appositi terminali a vite della morsettiera SCB-68A, in modo da consentire una corretta trasmissione dei dati.

|                           |    |    |                           |
|---------------------------|----|----|---------------------------|
| PFI 31/P0.31/CTR 2 SOURCE | 34 | 68 | D GND                     |
| D GND                     | 33 | 67 | PFI 30/P0.30/CTR 2 GATE   |
| PFI 28/P0.28/CTR 2 OUT    | 32 | 66 | PFI 29/P0.29/CTR 2 AUX    |
| PFI 27/P0.27/CTR 3 SOURCE | 31 | 65 | D GND                     |
| D GND                     | 30 | 64 | PFI 26/P0.26/CTR 3 GATE   |
| PFI 24/P0.24/CTR 3 OUT    | 29 | 63 | PFI 25/P0.25/CTR 3 AUX    |
| PFI 23/P0.23/CTR 4 SOURCE | 28 | 62 | D GND                     |
| D GND                     | 27 | 61 | PFI 22/P0.22/CTR 4 GATE   |
| CTR 4 OUT/PFI 20/P0.20    | 26 | 60 | PFI 21/P0.21/CTR 4 AUX    |
| PFI 19/P0.19/CTR 5 SOURCE | 25 | 59 | D GND                     |
| D GND                     | 24 | 58 | PFI 18/P0.18/CTR 5 GATE   |
| CTR 5 OUT/PFI 16/P0.16    | 23 | 57 | PFI 17/P0.17/CTR 5 AUX    |
| PFI 15/P0.15/CTR 6 SOURCE | 22 | 56 | R GND                     |
| PFI 14/P0.14/CTR 6 GATE   | 21 | 55 | D GND                     |
| D GND                     | 20 | 54 | PFI 13/P0.13/CTR 6 AUX    |
| R GND                     | 19 | 53 | CTR 6 OUT/PFI 12/P0.12    |
| D GND                     | 18 | 52 | PFI 11/P0.11/CTR 7 SOURCE |
| PFI 9/P0.9/CTR 7 AUX      | 17 | 51 | PFI 10/P0.10/CTR 7 GATE   |
| CTR 7 OUT/PFI 8/P0.8      | 16 | 50 | D GND                     |
| PFI 7/P0.7                | 15 | 49 | D GND                     |
| D GND                     | 14 | 48 | PFI 6/P0.6                |
| PFI 4/P0.4                | 13 | 47 | PFI 5/P0.5                |
| PFI 3/P0.3                | 12 | 46 | D GND                     |
| D GND                     | 11 | 45 | PFI 2/P0.2                |
| PFI 0/P0.0                | 10 | 44 | PFI 1/P0.1                |
| PFI 32/P1.0/CTR 1 OUT     | 9  | 43 | R GND                     |
| PFI 34/P1.2/CTR 1 GATE    | 8  | 42 | D GND                     |
| PFI 35/P1.3/CTR 1 SOURCE  | 7  | 41 | D GND                     |
| PFI 33/PF1.1/CTR 1 AUX    | 6  | 40 | PFI 37/P1.5/CTR 0 AUX     |
| PFI 36/P1.4/CTR 0 OUT     | 5  | 39 | D GND                     |
| RESERVED                  | 4  | 38 | RESERVED                  |
| PFI 38/P1.6/CTR 0 GATE    | 3  | 37 | RESERVED                  |
| PFI 39/P1.7/CTR 0 SOURCE  | 2  | 36 | D GND                     |
| +5 V                      | 1  | 35 | R GND                     |

R GND: Pins are not connected to Ground if using an SH68-68-D1 shielded cable;  
Pins are connected to D GND if using an R6868 ribbon cable.

RESERVED: Should not be used as these pins are weakly pulled down to D GND.

**Figura 3.5: Pinout NI PXIe-6612 per segnali encoder**

Innanzitutto i fili rossi, relativi al segnale di alimentazione, sono stati messi tutti in parallelo con il filo elettrico di alimentazione proveniente dal generatore, grazie ad un morsetto mammut, ed effettuando un collegamento al terminale 1. Stessa operazione è stata eseguita con i fili blu della messa a terra, portando un filo al terminale numero 35 della morsettiera, corrispondente alla massa della morsettiera. Infine, la Tabella 3.5 evidenzia il collegamento dei fili relativi ai segnali di conteggio (bianco, verde, nero) ai terminali della morsettiera. Sebbene il costruttore raccomandi di mantenere flottanti gli schermi dei fili encoder, come mostrato in Tabella 3.3, durante la sperimentazione si è rilevata una forte diminuzione del rumore elettrico collegando le calze alla massa della morsettiera mediante un capocorda.

| <i>Numero sala</i> | <i>Canale</i> | <i>Segnale</i> | <i>PFI</i> | <i>PIN</i> |
|--------------------|---------------|----------------|------------|------------|
| <i>Sala 1</i>      | 5             | A              | PFI 19     | 25         |
|                    |               | B              | PFI 17     | 57         |
|                    |               | Z              | PFI 18     | 58         |
| <i>Sala 2</i>      | 2             | A              | PFI 31     | 34         |
|                    |               | B              | PFI 29     | 66         |
|                    |               | Z              | PFI 30     | 67         |
| <i>Sala 3</i>      | 3             | A              | PFI 27     | 31         |
|                    |               | B              | PFI 25     | 63         |
|                    |               | Z              | PFI 26     | 64         |
| <i>Sala 4</i>      | 4             | A              | PFI 23     | 28         |
|                    |               | B              | PFI 21     | 60         |
|                    |               | Z              | PFI 22     | 61         |

**Tabella 3.5: Collegamento fili encoder alla morsettiera SCB68A**

Le Figure 3.6-3.8 mostrano il *data-flow* di acquisizione di un canale encoder in ambiente LabVIEW: esso è stato suddiviso in 3 immagini per rendere più chiaro il compito di ciascun blocco. La Figura 3.6 è relativa al setting del canale e all'abilitazione degli impulsi A, B e Z, mentre la Figura 3.7 evidenzia il filtraggio elettronico applicato ai 3 impulsi. Infine, la Figura 3.8 mostra il calcolo della velocità a partire dalla misura della posizione dell'encoder. Come è possibile notare dalla Figura 3.6, si sono impostati i seguenti parametri:

- Tipo di conteggio, imposto pari a *X4*: ciò significa che il contatore incrementa/decrementa in corrispondenza dei fronti di salita e discesa di entrambi gli impulsi A e B;
- Fase dell'indice di zero, settata a *A Low B Low*: in questo modo, il segnale di zero è alto quando A e B sono bassi;
- Valore dell'indice Z, posto a 0;
- Selezione del canale, che coincide con il counter 5 del dispositivo PXIe-6612, che si trova nello slot 6 dello chassis PXI-1050;
- Nome del canale, impostato a *Enc\_ax\_1*;
- Unità di misura dell'angolo misurato dall'encoder (gradi);
- Impulsi al giro, pari a 1024 secondo le specifiche del costruttore (si veda l'Appendice B);
- Angolo iniziale, pari a 0;
- Selezione dei terminali PFI del canale (Tabella 3.5).

La Figura 3.7 mostra il filtraggio elettronico applicato ai segnali degli encoder. Ai contatori A e B si è applicato un filtro di  $5.12 \mu\text{s}$  con un clock a 100 MHz: ciò significa che un segnale alto del contatore è fatto passare solamente se nel frattempo si sono registrati almeno 512 fronti di salita del clock e se l'ampiezza della pulsazione del contatore è superiore a  $5.12 \mu\text{s}$ . Per il segnale di zero è stato invece utilizzato un filtraggio più spinto a 2.56 ms, con clock di 100 kHz: in questo caso, il segnale passa se ha un'ampiezza di pulsazione superiore a 2.56 ms e se nel frattempo si registrano 256 fronti di salita sul clock del filtro. Si noti che i filtri impiegati sono stati selezionati fra quelli già disponibili nella scheda di acquisizione; all'occorrenza è possibile modificare con opportuni segnali dall'esterno l'ampiezza minima del segnale, il clock del filtro ed il numero di fronti di salita del clock per lasciare passare l'impulso.

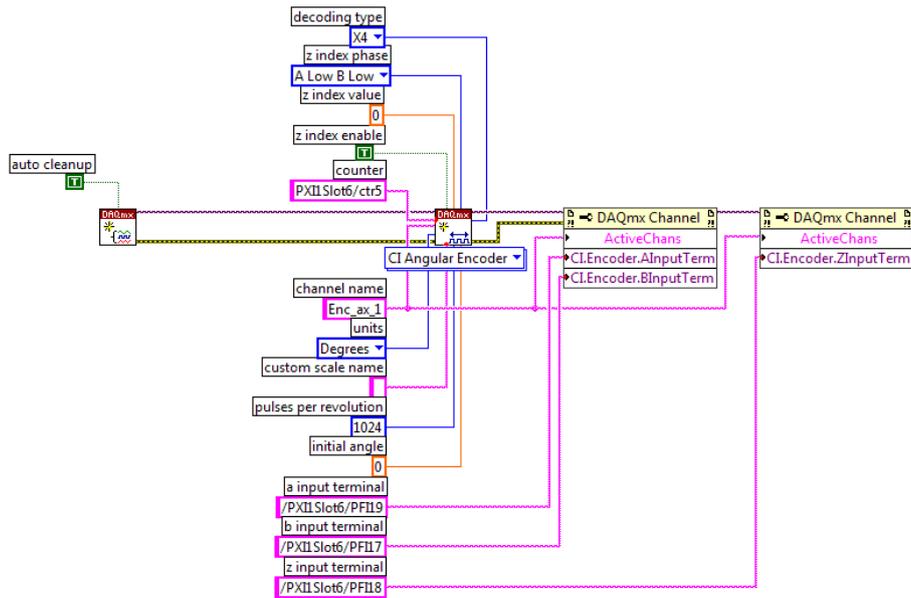


Figura 3.6: Acquisizione Encoder in LabVIEW: setting canale

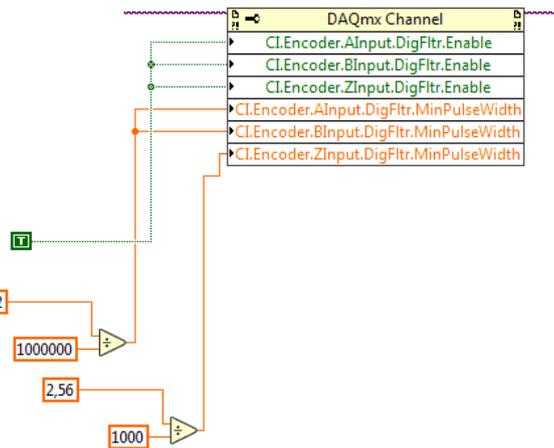


Figura 3.7: Aquisizione Encoder in LabVIEW: filtraggio

La Figura 3.8 mette in luce il blocco temporizzato per il calcolo della velocità di rotazione dell'asse #*i* a partire dalla conoscenza delle posizioni angolari; infatti, indicando con *i* pedici *k* e *k-1* due istanti di tempo successivi e con la lettera greca  $\theta$  la posizione angolare letta dall'encoder, è possibile stimare la velocità angolare della sala  $\omega_w$  secondo la semplice espressione:

$$\omega_{w,i} = \frac{\theta_k - \theta_{k-1}}{t_k - t_{k-1}} \tag{3.5}$$

Si noti che il calcolo della velocità in ambiente LabVIEW o in fase di post-processing è necessario in quanto la scheda di acquisizione NI PXIe-6612 non consente di ottenere direttamente il valore di velocità, ma soltanto la posizione angolare. Come sarà mostrato in seguito, le prestazioni dell'acquisizione in ambiente LabVIEW e la precisione delle misure sperimentali incrementerebbero nettamente utilizzando una scheda di acquisizione in grado di fornire in output la velocità angolare anziché la posizione.

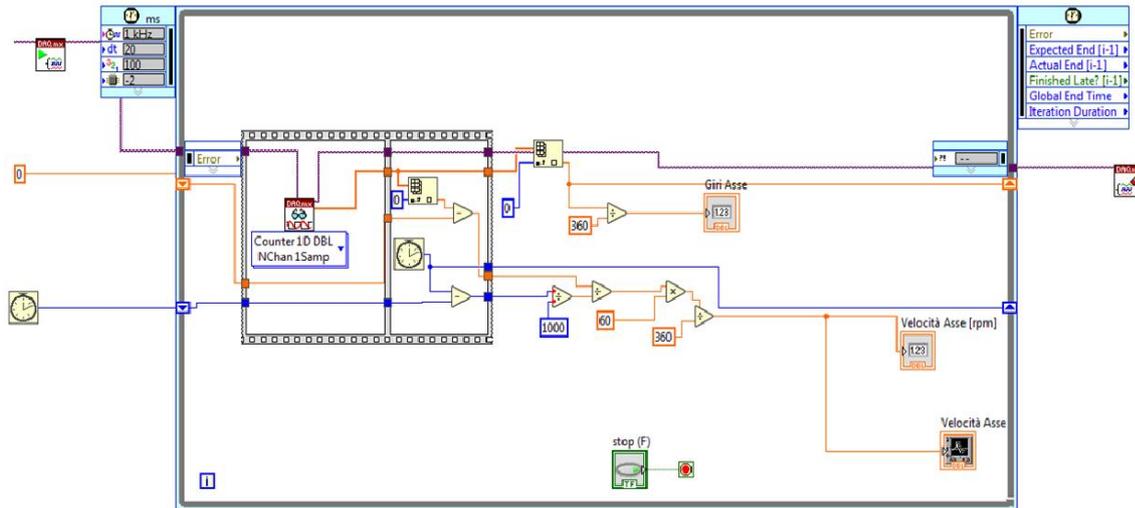


Figura 3.8: Acquisizione encoder in LabVIEW: calcolo velocità

### 3.2.2 Collegamento e acquisizione delle celle di carico

Come già accennato all’inizio del capitolo, i fili delle celle di carico a bottone per la misura del carico normale e quelli delle celle a S per la misura della forza frenante sono stati collegati a due morsettiere TB-4330. Per motivi legati alla lunghezza dei fili dei sensori, si è optato per connettere a ciascuna delle due morsettiere 4 celle a bottone e 4 celle a S: in questo modo, una morsettiere riceve tutti i segnali del lato 1 del banco, mentre l’altra ospita i fili del lato 2. Le Tabelle 3.6 e 3.7 mostrano la corrispondenza fra i colori dei fili di cui sono provvisti entrambi i modelli di celle di carico ed i relativi segnali, punto di partenza per poter comprendere il collegamento.

| Colore Filo | Segnale   |
|-------------|-----------|
| Verde       | + SEGNALE |
| Bianco      | - SEGNALE |
| Rosso       | + VDC     |
| Nero        | GND       |
| Schermo     | Flottante |

**Legenda:** + SEGNALE, - SEGNALE = Poli positivo e negativo della tensione di uscita del ponte  
 +VDC = alimentazione  
 GND = messa a terra

Tabella 3.6: Celle a bottone: corrispondenza filo-segnale

| Colore Filo | Segnale   |
|-------------|-----------|
| Verde       | + SEGNALE |
| Bianco      | - SEGNALE |
| Arancione   | + SENSE   |
| Blu         | - SENSE   |
| Rosso       | + VDC     |
| Nero        | GND       |
| Schermo     | A massa   |

**Legenda:** + SEGNALE, - SEGNALE = Poli positivo e negativo della tensione di uscita del ponte  
 + SENSE, - SENSE = Poli positivo e negativo dei segnali di compensazione  
 +VDC = alimentazione  
 GND = messa a terra

Tabella 3.7: Celle a S: corrispondenza filo-segnale

Confrontando le tabelle, è possibile osservare come le celle a S siano provviste di due fili aggiuntivi, blu e arancione, rispetto a quelle a bottone: essi vengono impiegati al fine di compensare le cadute della tensione di alimentazione del ponte dovute alla resistenza e alla lunghezza dei fili.

Si è già detto che le celle di carico ricevono l’alimentazione direttamente dal PC industriale PXIe-8840; la Figura 3.9 mostra il collegamento dei fili di un lato del banco prova. Come si può notare, i canali da 0 a 3

sono destinati ad ospitare i fili delle celle di carico a bottone, mentre i canali da 4 a 7 raccolgono i fili delle celle a S.

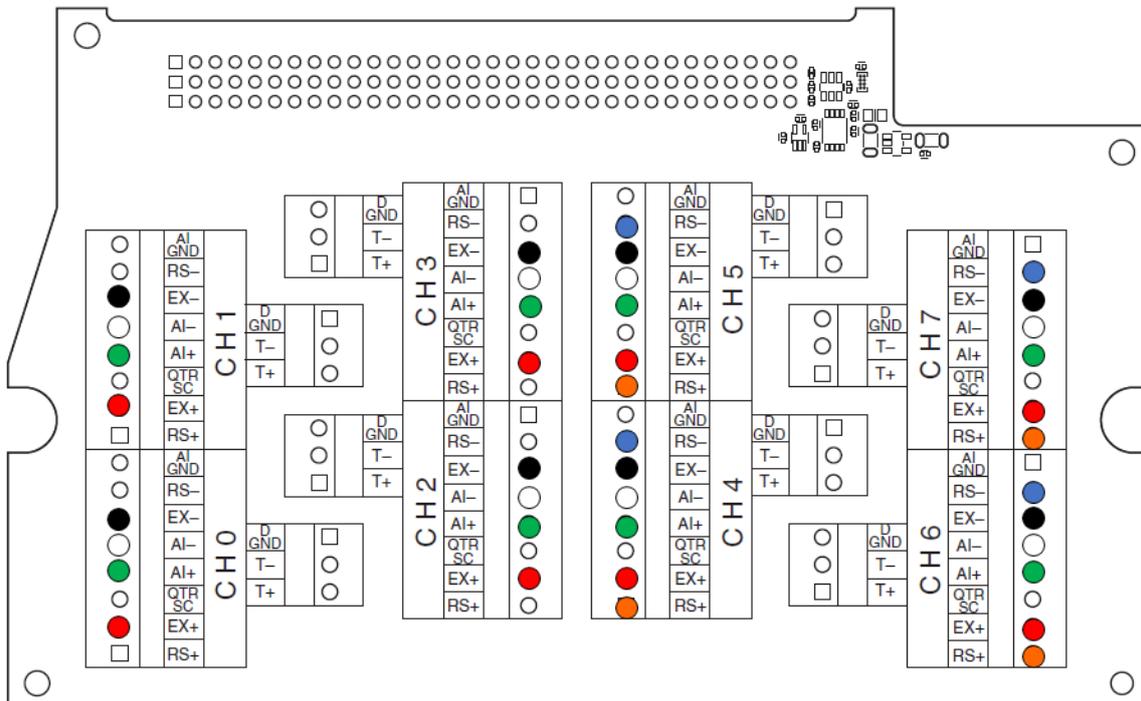


Figura 3.9: Collegamento fili celle di carico alla morsettiera TB-4330

Al fine di chiarire ogni dubbio, la Tabella 3.8 mette in luce la corrispondenza fra colori dei fili, segnali e nome del terminale sulla morsettiera, mentre la Tabella 3.9 mostra il collegamento dei sensori ai canali della morsettiera per ciascuno dei due lati 1 e 2: per entrambi i lati si è infatti seguito lo stesso schema.

La morsettiera TB-4330 è connessa alla scheda di acquisizione NI PXIe-4330 mediante un apposito cavo a 68 pin; per ridurre il rumore elettrico dei fili, tutti gli schermi dei fili delle celle di carico sono stati messi in parallelo con lo schermo del connettore a 68 pin e portati a massa, pizzicandoli al di sotto delle viti della morsettiera. Ciò è stato fatto anche per gli schermi delle celle a bottone, malgrado il costruttore specifichi di mantenerli flottanti (Tabella 3.6), in quanto il collegamento a massa ha portato benefici per quanto riguarda la riduzione di rumore elettrico.

| Colore Filo | Segnale   | Nome Pin |
|-------------|-----------|----------|
| Verde       | + SEGNALE | AI+      |
| Bianco      | - SEGNALE | AI-      |
| Arancione   | + SENSE   | RS+      |
| Blu         | - SENSE   | RS-      |
| Rosso       | + VDC     | EX+      |
| Nero        | GND       | EX-      |

**Legenda:** + SEGNALE, - SEGNALE = Poli positivo e negativo della tensione di uscita del ponte

+ SENSE, - SENSE = Poli positivo e negativo dei segnali di compensazione

+VDC = alimentazione

GND = messa a terra

Tabella 3.8: Corrispondenza fili-pin morsettiera TB-4330

| Canale | Sensore         | Ruota |
|--------|-----------------|-------|
| 0      | Cella a bottone | 1j    |
| 1      | Cella a bottone | 2j    |
| 2      | Cella a bottone | 3j    |
| 3      | Cella a bottone | 4j    |
| 4      | Cella a S       | 1j    |
| 5      | Cella a S       | 1j    |
| 6      | Cella a S       | 1j    |
| 7      | Cella a S       | 1j    |

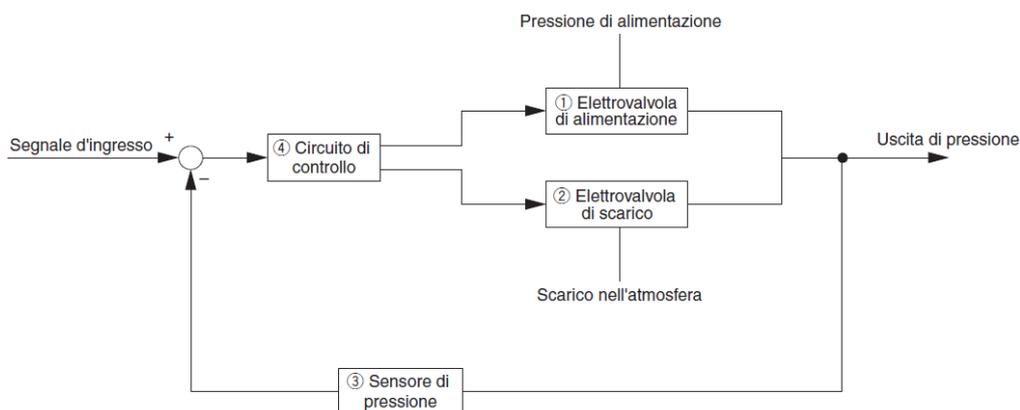
**Legenda:** Ruota ij = ruota sala i, lato j (i = 1- 4, j = 1,2)

**Tabella 3.9: Corrispondenza canali - sensore per morsettiera TB-4330**

### 3.2.3 Collegamento e acquisizione delle elettrovalvole

Il funzionamento delle elettrovalvole SMC impiegate sul banco prova è schematizzato nelle Figure 3.10-3.11. La scelta del modello di elettrovalvola più adatto alle esigenze della sperimentazione è presentata al paragrafo 3.3. Le elettrovalvole SMC richiedono un doppio tipo di alimentazione e quindi di collegamento: infatti, esse necessitano di essere servite da un impianto pneumatico e da uno elettrico. Le valvole sono alimentate dall'impianto pneumatico del laboratorio di meccanica ferroviaria del DIMEAS del Politecnico di Torino, costituito da un compressore volumetrico che serve aria in pressione fino a 10 bar. Esse ricevono un segnale di tensione corrispondente ad un segnale di pressione di set, che viene confrontato con la pressione di uscita: qualora la differenza tra set e feedback sia positiva, la bobina dell'elettrovalvola di alimentazione viene eccitata e la pressione di valle risulta incrementata. Qualora invece la differenza risulti negativa, si apre l'elettrovalvola di scarico e la pressione di feedback diminuisce.

Dal punto di vista pneumatico, ogni valvola è dotata di 3 bocche  $\varnothing 4$ : la bocca 1 relativa all'alimentazione di aria in pressione, la bocca 2 corrispondente all'uscita, connessa alle pinze freno, e la bocca 3 di scarico. Le elettrovalvole sono fissate alle staffe trasversali del telaio mediante fascette; esse ricevono l'alimentazione pneumatica da un distributore collegato ai tubi dell'impianto del laboratorio e fissato a un piedino del banco (Figura 3.12). Come è possibile notare in Figura 3.13, l'uscita di ciascuna elettrovalvola è collegata ad entrambe le pinze freno di ogni sala grazie all'utilizzo di un raccordo a T; inoltre, le due bocche non connesse al raccordo sono collegate tra loro mediante un tubo al fine di stabilizzare la pressione agente sui pistoncini delle due pinze.



**Figura 3.10: Elettrovalvola SMC: Schema a blocchi**

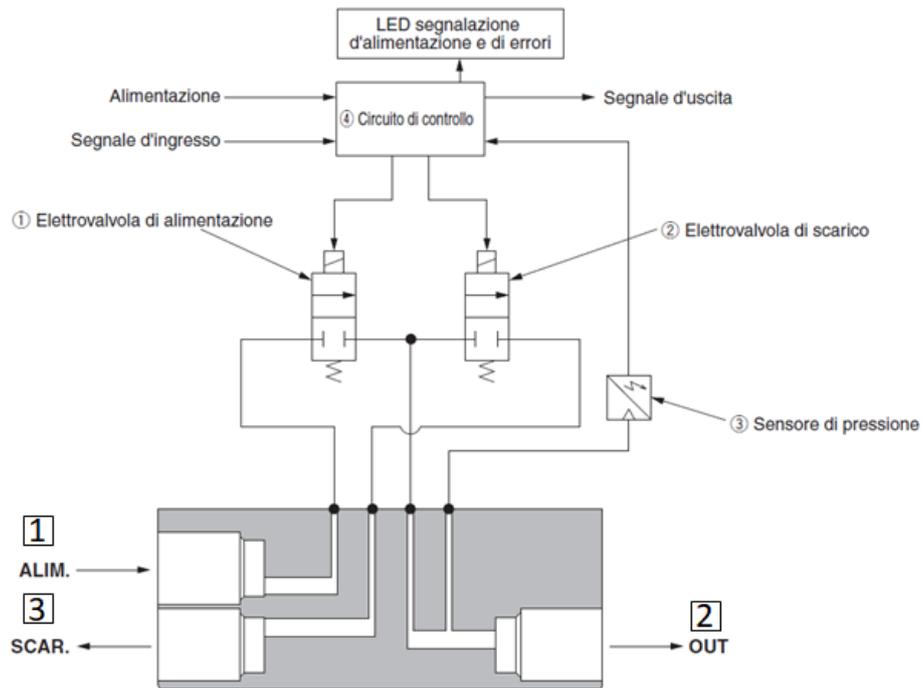


Figura 3.11: Elettrovalvola SMC: principio di funzionamento



Figura 3.12: Distributore di aria compressa

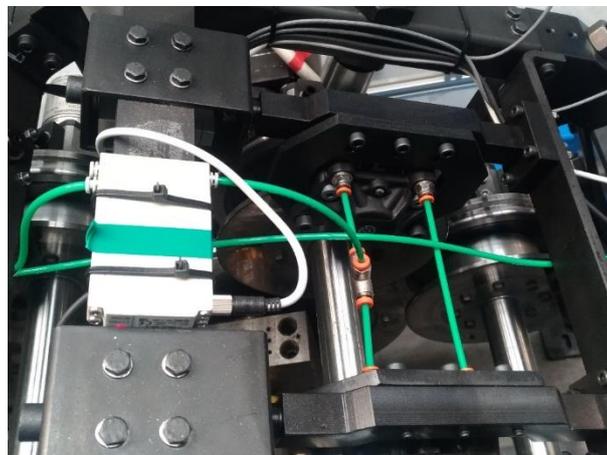


Figura 3.13: Collegamento pneumatico dell'elettrovalvola alle pinze freno mediante raccordo a T

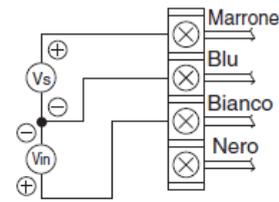
Dal punto di vista elettrico invece, la valvola è dotata di 4 fili, corrispondenti ai segnali di set e feedback, all'alimentazione e alla messa a terra: maggiori dettagli circa la corrispondenza colore-segnale sono disponibili in Tabella 3.10. Come mostrato in Figura 3.14, il collegamento elettrico delle elettrovalvole prevede un polo negativo comune per la tensione di alimentazione e per il segnale di ingresso.

I segnali di set di pressione vengono trasmessi grazie ad una scheda NI USB-9263, mentre i valori di feedback sono letti grazie ad una scheda NI USB-9239. Entrambi questi dispositivi vengono individuati dal software LabVIEW: in tale ambiente è dunque possibile controllare e monitorare i valori di pressione a valle di ciascuna delle 4 elettrovalvole.

| Colore Filo | Segnale             |
|-------------|---------------------|
| Marrone     | +VDC                |
| Bianco      | SET (Analog Output) |
| Blu         | GND                 |
| Nero        | FB (Analog Input)   |

**Legenda:** +VDC = alimentazione  
GND = messa a terra

Tabella 3.10: Elettrovalvola SMC: Corrispondenza fili-segnali



Vs : Alimentazione 24 VCC  
12 a 15 VCC  
Vin: Segnale di ingresso 0 a 5 VCC  
0 a 10 VCC

Figura 3.14: Elettrovalvola SMC: schema elettrico

Innanzitutto, i 4 fili marroni e i 4 fili blu, relativi ai poli positivo e negativo dell'alimentazione, sono stati messi in parallelo ai fili provenienti dal generatore di tensione grazie a morsetti mammut. Per effettuare una connessione più razionale, tutti i fili sono stati raccolti all'interno di una scatola di derivazione appoggiata sulla traversina all'interno del roller rig. Per connettere gli 8 fili relativi ai segnali di set e fb di tutte e 4 le elettrovalvole, si è utilizzato un cavo elettrico a 8 poli: ciascun filo di tale cavo è stato messo in parallelo con un filo nero o bianco, corrispondente ad un segnale di feedback o set di una elettrovalvola.

La Figura 3.15 mostra una vista isometrica della scheda per output analogici NI USB-9263: come è possibile notare, essa è costituita da 10 terminali a vite, e può generare fino a 4 segnali di set. I terminali indicati con COM sono connessi internamente alla massa della scheda: pertanto, è sufficiente connettere un solo filo di messa a terra. A questa scheda arrivano 4 fili del cavo a 8 poli, ciascuno dei quali è connesso a un filo bianco dell'elettrovalvola mediante morsetti mammut.



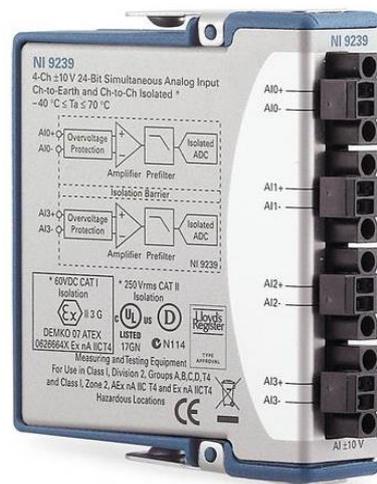
Figura 3.15: Scheda per output analogici NI-USB 9263: vista isometrica

La Tabella 3.11 mette in luce la corrispondenza fra sale, canali e colore del filo a 8 poli. Per rendere più chiara la lettura della tabella è sufficiente questo esempio: il filo blu della elettrovalvola della sala 1 è connesso con il filo marrone del cavo a 8 poli attraverso un morsetto mammut. Tale filo è a sua volta collegato al terminale corrispondente al canale di output analogico numero 0 (AO 0).

| <i>Numero sala</i> | <i>Colore cavo 8 poli</i> | <i>Canale</i> |
|--------------------|---------------------------|---------------|
| <i>Sala 1</i>      | Marrone                   | AO 0          |
| <i>Sala 2</i>      | Giallo                    | AO 1          |
| <i>Sala 3</i>      | Rosa                      | AO 2          |
| <i>Sala 4</i>      | Grigio                    | AO 3          |

**Tabella 3.11: Scheda per output analogici NI USB 9263: corrispondenza sala, cavo a 8 poli e canale**

Per quanto riguarda i fili neri, relativi ai segnali di feedback, essi sono collegati ad una scheda NI USB-9239 a 4 canali differenziali: ciò significa che ciascun canale riceve il polo positivo ed il polo negativo del segnale acquisito (Figura 3.16). Pertanto, a differenza di quanto avviene nella scheda per output analogici NI USB-9263, non è possibile collegare un solo filo per la messa a terra: tutti e 4 i poli negativi degli input analogici sono stati collegati alla massa proveniente dall'alimentatore grazie a ponticelli elettrici. La Tabella 3.12 mostra la corrispondenza fra sala dell'elettrovalvola, colore del cavo a 8 poli e canale della scheda di acquisizione; l'interpretazione di tale tabella è analoga a quella della Tabella 3.11.



**Figura 3.16: Scheda per input analogici NI-USB 9239: Vista Isometrica**

| <i>Numero sala</i> | <i>Colore cavo 8 poli</i> | <i>Canale</i> |
|--------------------|---------------------------|---------------|
| <i>Sala 1</i>      | Bianco                    | AI 0          |
| <i>Sala 2</i>      | Rosso                     | AI 2          |
| <i>Sala 3</i>      | Verde                     | AI 1          |
| <i>Sala 4</i>      | Blu                       | AI 3          |

**Tabella 3.12: Scheda per input analogici NI-USB 9239: corrispondenza sala, cavo a 8 poli e canale**

### 3.2.4 L'azionamento

Il motore brushless installato sul banco prova multisala è comandato in modalità servo (Figura 3.17) per mezzo dell'azionamento presente nel laboratorio di meccanica ferroviaria. L'azionamento riceve un segnale di velocità di rotazione dei rulli  $\omega_{R,SET}$  dall'esterno, in funzione del quale è prodotto un riferimento di corrente per il motore; infine, grazie all'encoder del motore, è possibile risalire alla velocità di feedback  $\omega_{R,FB}$ . I guadagni dei due anelli di velocità e corrente sono stati determinati mediante un'operazione di autotuning dell'azionamento secondo le indicazioni del manuale Control Techniques e sono riportati in Tabella 3.13. La Figura 3.18 mostra invece lo schema del controllore PID dell'anello di velocità.

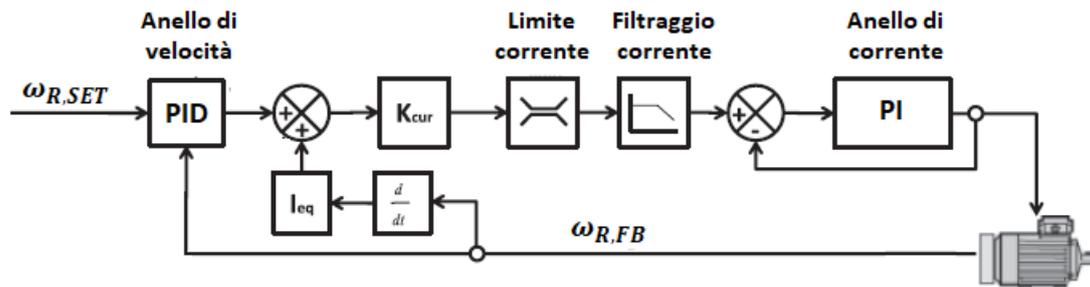


Figura 3.17: Schema a blocchi del comando servo del motore

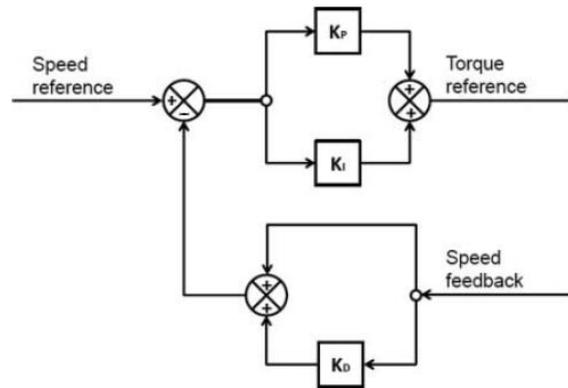


Figura 3.18: Schema del controllore PID dell'anello di velocità (tratta da [83])

| Guadagno | Anello di velocità | Anello di corrente |
|----------|--------------------|--------------------|
| $K_p$    | 0.28               | 130                |
| $K_i$    | 0.80               | 225                |
| $K_d$    | 0.04               | -                  |

Tabella 3.13: Guadagni degli anelli di velocità e corrente

L'azionamento è costituito da un armadio di comando all'interno del quale si trovano due convertitori in corrente alternata Unidrive SP4402. Ciascun convertitore permette la lettura e la scrittura dei parametri del motore via software (CTSync) oppure manualmente grazie ad un SM-Keypad Plus. Come evidenziato dallo schema in Figura 3.19, il drive 2 comanda il motore del *roller rig multisala*, mentre al drive 1 è affidato il controllo del motore di un altro banco prova presente nel laboratorio, volto allo sviluppo di algoritmi per il monitoraggio delle boccole.

I parametri dei motori possono essere scambiati fra i due drive grazie ad una rete di comunicazione interna (CTNet), di proprietà del produttore dei drive (Control Techniques S.p.a). Ogni drive dispone di 3 slot nei quali possono essere installati moduli aggiuntivi per svolgere una serie di funzioni differenti: il drive 1 dispone di un modulo Application Plus e di una scheda Ethernet, mentre il drive 2 è provvisto di un modulo Application Plus e di una scheda Profibus. Il modulo Application Plus trova largo impiego nel campo dell'automazione in quanto consente un più rapido aggiornamento dei parametri del motore per mezzo di variabili aventi un maggior numero di bit rispetto a quelle gestite dai menù dei convertitori Unidrive SP. La scheda Profibus presente nel drive 2 non è stata utilizzata nell'ambito dell'attività sperimentale di questa tesi, tuttavia il protocollo Profibus potrebbe essere impiegato al fine di velocizzare la comunicazione tra drive e PC industriale, raggiungendo un trasferimento dati real-time.

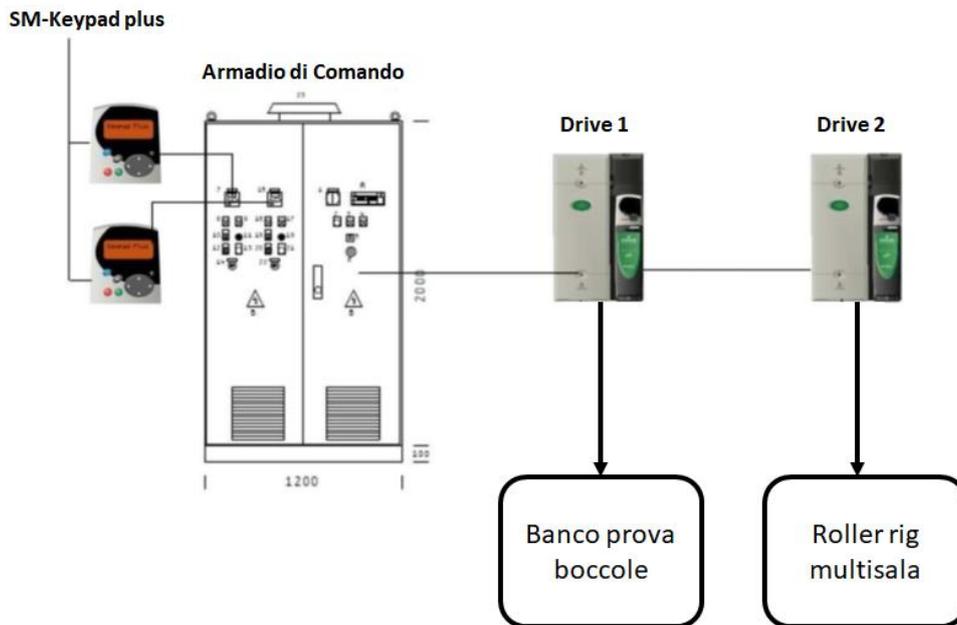


Figura 3.19: Schema di funzionamento dell'azionamento

La Figura 3.20 mostra uno schema utile a spiegare come avviene il trasferimento dati fra il motore brushless del *roller rig multisala* e il PC industriale sul quale è installato il software LabVIEW. Poiché il drive 1 dispone di una scheda Ethernet, la comunicazione avviene tra questo drive e il PC industriale per mezzo del protocollo TCP/IP Modbus, che può essere facilmente gestito dal software grazie a librerie dedicate. Le variabili di interesse del drive 2 sono invece passate al drive 1 grazie a registri PCL di scrittura/lettura che viaggiano sulla rete interna CNet. In particolare, dal PC industriale è possibile impostare un valore di velocità angolare dei rulli  $\omega_{R,SET}$ , cui il drive 2 risponde inviando i parametri di velocità di feedback ( $\omega_{R,FB}$ ) e di coppia motrice ( $C_M$ ) al drive 1 via CNet. Questi ultimi segnali sono infine disponibili al PC industriale grazie al protocollo TCP/IP Modbus.

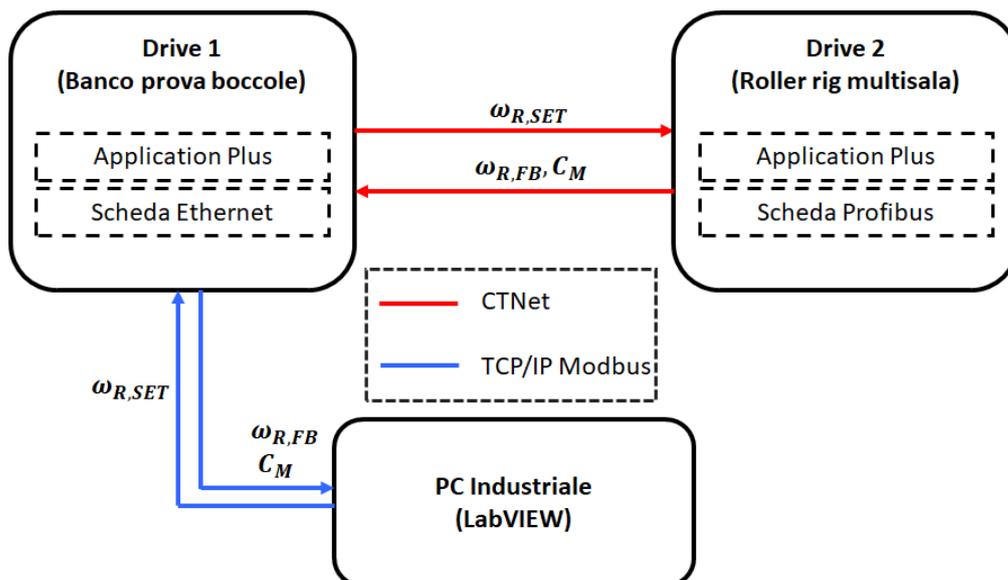


Figura 3.20: Schema della comunicazione dati fra azionamento e PC industriale

### 3.2.5 L'acquisizione in LabVIEW

Tutti i segnali provenienti dagli strumenti di misura installati sul banco prova sono stati acquisiti in ambiente LabVIEW all'interno di un'unica VI di controllo, mostrata schematicamente in Figura 3.21. Come è possibile notare, si è fatto ricorso a 4 cicli temporizzati differenti:

- 1) *Loop* per il calcolo delle velocità delle sale e per la comunicazione con l'azionamento via TCP/IP Modbus;
- 2) *Loop* per impostare la pressione a valle di ciascuna elettrovalvola (acquisizione continua a 5000 Hz con buffer di 30 elementi);
- 3) *Loop* per l'acquisizione delle pressioni a valle di ciascuna elettrovalvola e delle forze registrate dalle 8 celle a bottone montate sul sistema di sospensione e dalle 8 celle a S installate sui moduli dell'impianto frenante (acquisizione continua a 5000 Hz con buffer di 30 elementi);
- 4) *Loop* per il salvataggio delle grandezze di interesse in un file di testo di estensione *.lvm*.

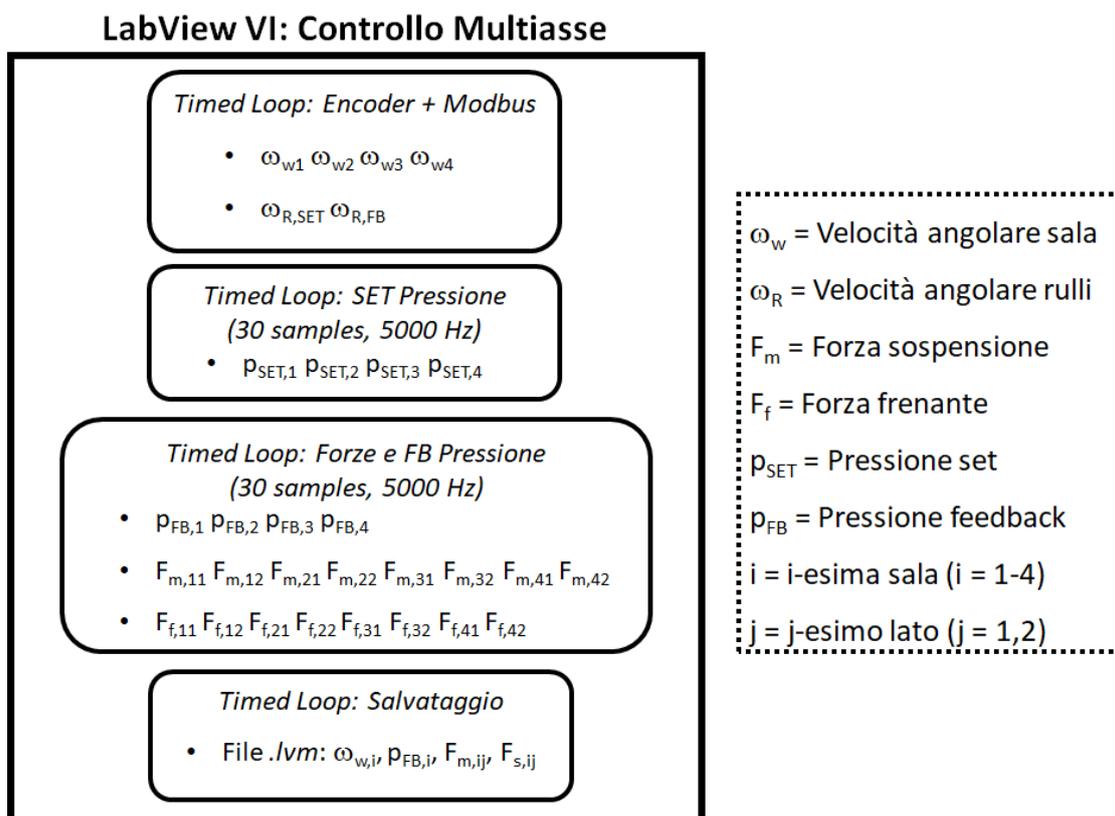


Figura 3.21: VI LabVIEW per il controllo del *roller rig multisala*

Ciascuno dei 4 *loop* è un ciclo che il software esegue ad ogni iterazione fino ad un segnale di stop, che può essere automatico oppure manuale, come nel caso di questa attività di tesi. Le strutture utilizzate sono *loop* temporizzati, ossia cicli *while* con ritardo specificato dall'utente. Durante le prime fasi della sperimentazione, si è imposto un valore di durata dell'iterazione pari a 1 ms, al fine di forzare il software a completare ciascun ciclo nel minor tempo possibile. Tale scelta è equivalente all'utilizzo di strutture *while*, tuttavia i *timed loop* consentono di determinare in maniera più semplice il tempo di esecuzione di ciascun *loop*, in modo da individuare velocemente l'eventuale collo di bottiglia.

I primi test sperimentali sono stati svolti utilizzando la strategia sin qui descritta, tuttavia, come sarà evidenziato al capitolo 4, si è notato che per ottenere curve di aderenza più precise e per acquisire un maggior numero di punti è necessario modificare ed ottimizzare la strategia di controllo in LabVIEW. Allo stato attuale dei lavori tale operazione di ottimizzazione, non semplice, è ancora in corso.

### 3.3 La calibrazione dei sensori

In questa sezione si presentano le attività condotte nella prima fase di setup sperimentale del *roller rig multisala*, volte a ottenere le caratteristiche di calibrazione degli strumenti di misura installati sul banco prova. Innanzitutto, si mostrano le strategie adottate per la caratterizzazione delle celle di carico e delle elettrovalvole, ed i relativi risultati. Inoltre, per poter ottenere curve di aderenza più precise si è reso necessario determinare sperimentalmente il raggio efficace di frenatura di ciascuna sala. L'approccio seguito ha permesso di ottenere per ciascun asse un opportuno valore di fitting a partire dalla registrazione delle forze frenanti e della coppia fornita dal motore.

#### 3.3.1 La calibrazione delle celle di carico a bottone

Ciascuna delle celle di carico a bottone è provvista di una scheda di calibrazione che riporta i dati di taratura individuati dal costruttore. FUTEK ha realizzato per ciascuna cella una retta di calibrazione applicando carichi noti. La Tabella 3.14 mostra un esempio per la cella di carico avente numero di serie 557057, mentre la Tabella 3.15 riporta i valori delle uscite delle celle con carico imposto a 0 e 1000 lb: tali valori sono stati utilizzati in LabVIEW per acquisire i segnali delle celle direttamente in forza.

| <b>Carico (lb)</b> | <b>Uscita (mV/V)</b> | <b>Errore di non linearità (%)</b> |
|--------------------|----------------------|------------------------------------|
| 0.0000             | 0.0000               | 0.000                              |
| 200.000            | 0.4439               | -0.092                             |
| 400.000            | 0.8907               | -0.055                             |
| 600.000            | 1.3368               | -0.048                             |
| 800.000            | 1.7836               | -0.011                             |
| 1000.000           | 2.2298               | 0.000                              |
| 0.000              | 0.0002               | -                                  |

Tabella 3.14: Esempio di scheda di taratura fornita da FUTEK (cella a bottone 557057)

| <b>Ruota</b> | <b>Numero Serie</b> | <b>Uscita a 0 lb (mV/V)</b> | <b>Uscita a 1000 lb (mV/V)</b> |
|--------------|---------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| 11           | 557057              | 0.000                       | 2.2298                         |
| 12           | 621833              | 0.000                       | 1.8963                         |
| 21           | 557058              | 0.000                       | 2.1665                         |
| 22           | 621828              | 0.000                       | 1.9754                         |
| 31           | 621831              | 0.000                       | 1.9421                         |
| 32           | 621830              | 0.000                       | 1.8961                         |
| 41           | 621832              | 0.000                       | 1.9079                         |
| 42           | 621829              | 0.000                       | 1.8943                         |

Tabella 3.15: Rette di calibrazione delle celle a bottone (dati FUTEK)

Le schede di calibrazione FUTEK mostrano anche i risultati di test di calibrazione shunt con resistenza di 100 k $\Omega$ , collegata tra i poli negativi di alimentazione e segnale. La calibrazione shunt consiste nell'inserire una resistenza di valore noto in parallelo ad uno dei rami del ponte, sbilanciando così il ponte stesso e simulando "elettricamente" la presenza di un carico agente sullo strumento di misura. Per poter verificare la bontà dei valori riportati in Tabella 3.15, si è effettuata una calibrazione shunt analoga a quella di FUTEK

con l'ausilio di LabVIEW, e si sono confrontati i risultati ottenuti con quelli forniti dal costruttore. Come mostrato in Tabella 3.16, i valori ottenuti sono in linea con quelli di FUTEK, eccezion fatta per le celle di carico aventi seriale 621828 e 621829, montate rispettivamente sulle ruote 22 e 42.

| <i>Ruota</i> | <i>Numero Serie</i> | <i>Carico di shunt (FUTEK)</i> | <i>Carico di shunt (PoliTo)</i> |
|--------------|---------------------|--------------------------------|---------------------------------|
| 11           | 557057              | 784                            | 784                             |
| 12           | 621833              | 922                            | 922                             |
| 21           | 557058              | 806                            | 807                             |
| 22           | 621828              | 892                            | 885                             |
| 31           | 621831              | 900                            | 900                             |
| 32           | 621830              | 922                            | 922                             |
| 41           | 621832              | 917                            | 917                             |
| 42           | 621829              | 944                            | 923                             |

**Tabella 3.16: Risultati della calibrazione con resistenza di shunt di 100 k $\Omega$  per le celle a bottone**

È stato dunque necessario provvedere a una nuova taratura delle celle di carico aventi seriale 621828 e 621829, per poter correttamente acquisire i relativi segnali nelle prove eseguite al banco prova. Inoltre, si è deciso di sottoporre alla medesima operazione anche una delle celle il cui carico di shunt era in accordo con i valori forniti dal costruttore: la scelta è ricaduta sulla cella 557057, che inizialmente non era installata sul *roller rig*. La calibrazione è stata effettuata mediante l'apparato sperimentale mostrato in Figura 3.22. La cella di carico in prova (1) è fissata alla testa esagonale di un perno filettato (2) mediante bulloni; il perno filettato è a sua volta avvitato ad un supporto (3). Sulla sommità del supporto è alloggiato un bicchierino cilindrico (5), sul quale sono appoggiate masse di peso noto (4). Il carico è trasferito alla cella di carico attraverso un perno (6), che scorre all'interno del perno filettato.



**Figura 3.22: Apparato sperimentale per la calibrazione delle celle a bottone: assieme (a) e componenti (b)**

Mediante tale sistema di prova si sono realizzate per tutte le celle due serie di test di calibrazione. Nella prima serie di prove si sono appoggiate progressivamente 5 masse da 1 kg ciascuna, andando poi a scaricare gradualmente la cella. Nella seconda serie di test si è invece dapprima appoggiata una massa di 10 kg, dopodiché si sono imposti carichi progressivi di 1 kg ciascuno fino a raggiungere i 15 kg; infine, si sono rimosse le 6 masse presenti una alla volta, scaricando il sistema. Si noti che anche in questa attività sperimentale le celle a bottone sono state acquisite in LabVIEW come elementi forza, inserendo la caratteristica di calibrazione fornita dal costruttore. Si anticipa sin da ora come si siano riscontrate maggiori difficoltà nello svolgimento della seconda serie di test: infatti, a causa dei maggiori carichi in gioco, il bicchierino cilindrico tendeva ad impuntarsi; inoltre, un posizionamento non centrato delle masse sul

bicchierino poteva causare carichi di flessione, andando quindi ad inficiare il corretto funzionamento della cella a bottone. La Figura 3.23 mostra due esempi di storie temporali di entrambe le prove (denominate A e B per semplicità) per la cella di carico avente seriale 557057, mentre le Tabelle 3.17-3.19 riportano i risultati della calibrazione per le 3 celle.

Come è possibile notare, per tutte le 3 celle i valori di carico registrati sono sempre in accordo con quelli imposti, con errori ridotti che rientrano nel range di ripetibilità fornito dal costruttore (errore massimo = 0,22 kg). Errori maggiori si hanno nella prova B con carico imposto a 15 kg, tuttavia essi possono essere ricondotti alle difficoltà di prova menzionate in precedenza. Di conseguenza, si è ritenuto conveniente mantenere in LabVIEW la caratteristica di calibrazione di FUTEK: le differenze nella calibrazione shunt possono essere ricondotte a piccole differenze nella resistenza di shunt, che però non vanno ad inficiare la lettura delle celle nel loro funzionamento, come mostrato dall'attività sperimentale di calibrazione.

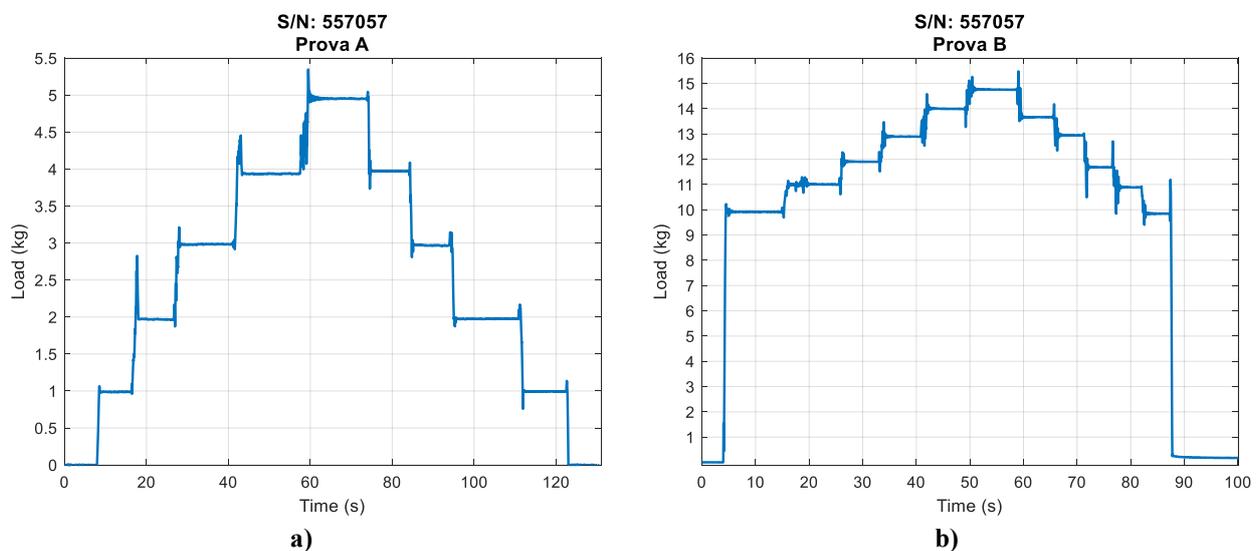


Figura 3.23: Storie temporali delle prove di calibrazione A (a) e B (b) per la cella a bottone 557057

| Carico imposto | Letture (fase di carico) (kg) | Letture (fase di scarico) (kg) | Letture media (kg) |
|----------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------|
| <b>PROVA A</b> |                               |                                |                    |
| 0,00           | 1,97E-04                      | -2,11E-05                      | 8,77E-05           |
| 1,00           | 0,99                          | 0,99                           | 0,99               |
| 2,00           | 1,97                          | 1,97                           | 1,97               |
| 3,00           | 2,98                          | 2,97                           | 2,98               |
| 4,00           | 3,94                          | 3,97                           | 3,96               |
| 5,00           | 4,95                          | 4,95                           | 4,95               |
| <b>PROVA B</b> |                               |                                |                    |
| 0,00           | 0,00                          | 0,19                           | 0,09               |
| 10,00          | 9,92                          | 9,85                           | 9,89               |
| 11,00          | 11,00                         | 10,88                          | 10,94              |
| 12,00          | 11,90                         | 11,68                          | 11,79              |
| 13,00          | 12,89                         | 12,95                          | 12,92              |
| 14,00          | 14,00                         | 13,67                          | 13,83              |
| 15,00          | 14,75                         | 14,75                          | 14,75              |

Tabella 3.17: Risultati della calibrazione per la cella a bottone 557057

| <i>Carico imposto</i> | <i>Letture (fase di carico) (kg)</i> | <i>Letture (fase di scarico) (kg)</i> | <i>Letture media (kg)</i> |
|-----------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------|
| <b>PROVA A</b>        |                                      |                                       |                           |
| 0,00                  | -2,95E-03                            | -4,81E-03                             | -3,88E-03                 |
| 1,00                  | 0,99                                 | 1,00                                  | 0,99                      |
| 2,00                  | 2,00                                 | 2,01                                  | 2,00                      |
| 3,00                  | 2,99                                 | 3,00                                  | 3,00                      |
| 4,00                  | 3,99                                 | 4,01                                  | 4,00                      |
| 5,00                  | 5,01                                 | 5,01                                  | 5,01                      |
| <b>PROVA B</b>        |                                      |                                       |                           |
| 0,00                  | -0,01                                | 0,03                                  | 0,01                      |
| 10,00                 | 10,01                                | 9,89                                  | 9,95                      |
| 11,00                 | 11,10                                | 10,92                                 | 11,01                     |
| 12,00                 | 11,88                                | 11,91                                 | 11,90                     |
| 13,00                 | 12,87                                | 12,89                                 | 12,88                     |
| 14,00                 | 13,83                                | 13,78                                 | 13,80                     |
| 15,00                 | 14,78                                | 14,78                                 | 14,78                     |

Tabella 3.18: Risultati della calibrazione per la cella a bottone 621828

| <i>Carico imposto</i> | <i>Letture (fase di carico) (kg)</i> | <i>Letture (fase di scarico) (kg)</i> | <i>Letture media (kg)</i> |
|-----------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------|
| <b>PROVA A</b>        |                                      |                                       |                           |
| 0,00                  | 1,37E-03                             | -1,36E-03                             | 3,49E-06                  |
| 1,00                  | 0,99                                 | 1,00                                  | 1,00                      |
| 2,00                  | 1,99                                 | 1,99                                  | 1,99                      |
| 3,00                  | 2,98                                 | 2,99                                  | 2,99                      |
| 4,00                  | 3,93                                 | 3,99                                  | 3,96                      |
| 5,00                  | 5,00                                 | 5,00                                  | 5,00                      |
| <b>PROVA B</b>        |                                      |                                       |                           |
| 0,00                  | -0,01                                | 0,07                                  | 0,03                      |
| 10,00                 | 10,04                                | 10,09                                 | 10,07                     |
| 11,00                 | 11,04                                | 11,07                                 | 11,06                     |
| 12,00                 | 12,06                                | 12,06                                 | 12,06                     |
| 13,00                 | 13,00                                | 13,05                                 | 13,03                     |
| 14,00                 | 14,04                                | 14,00                                 | 14,02                     |
| 15,00                 | 15,01                                | 15,01                                 | 15,01                     |

Tabella 3.19: Risultati della calibrazione per la cella a bottone 621829

### 3.3.2 La calibrazione delle elettrovalvole

#### 3.3.2.1 La scelta delle elettrovalvole

Il produttore SMC fornisce 3 tipi di elettrovalvola con diversi valori di pressione di regolazione nei range 0.01-1 bar, 0.01-5 bar e 0.01-9 bar, mostrati in Tabella 3.20

| <i>Modello</i> | <i>Pressione di regolazione (bar)</i> | <i>Massima pressione di alimentazione (bar)</i> | <i>Minima pressione di alimentazione (bar)</i> |
|----------------|---------------------------------------|---|--|
| ITV0010        | 0.01-1 bar                            | 2   | p <sub>SET</sub> + 1 bar                       |
| ITV0030        | 0.01-5 bar                            | 10  | p <sub>SET</sub> + 1 bar                       |
| ITV0050        | 0.01-9bar                             | 10  | p <sub>SET</sub> + 1 bar                       |

Tabella 3.20: Modelli di elettrovalvole SMC disponibili

Per poter selezionare la valvola più adatta alle esigenze del banco prova è stato necessario determinare la pressione da garantire alle pinze freno nelle condizioni di frenatura più gravose. In un'attività precedente era stata determinata sperimentalmente una legge lineare per correlare la coppia frenante sul disco (*Nm*) alla pressione della pinza freno (*bar*):

$$C_{F,PAD} = 0.015 + 4.66 \cdot p_f \quad (3.6)$$

Pertanto, indicando con  $n_{PAD}$  il numero di pinze che ricevono pressione dalle elettrovalvole, la coppia frenate sulla sala ( $C_F$ ) vale:

$$C_F = n_{PAD} \cdot C_{F,PAD} \quad (3.7)$$

Trascurando l'inerzia della sala, la coppia frenante agente sull'asse deve equilibrare il momento generato dalla forza longitudinale agente al contatto fra ruota e rullo, secondo l'equazione:

$$C_F = F_x R_w = f N R_w \quad (3.8)$$

Combinando le equazioni (3.6)-(3.8) è dunque possibile ottenere la seguente espressione lineare per la determinazione della pressione di frenatura:

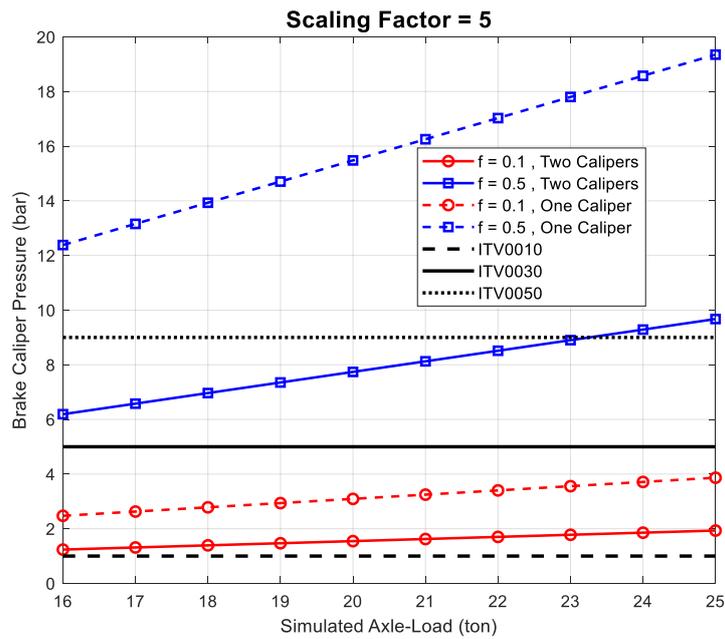
$$p_f = \frac{\frac{f N R_w}{n_{PAD}} - 0.015}{4.66} \quad (3.9)$$

dove:

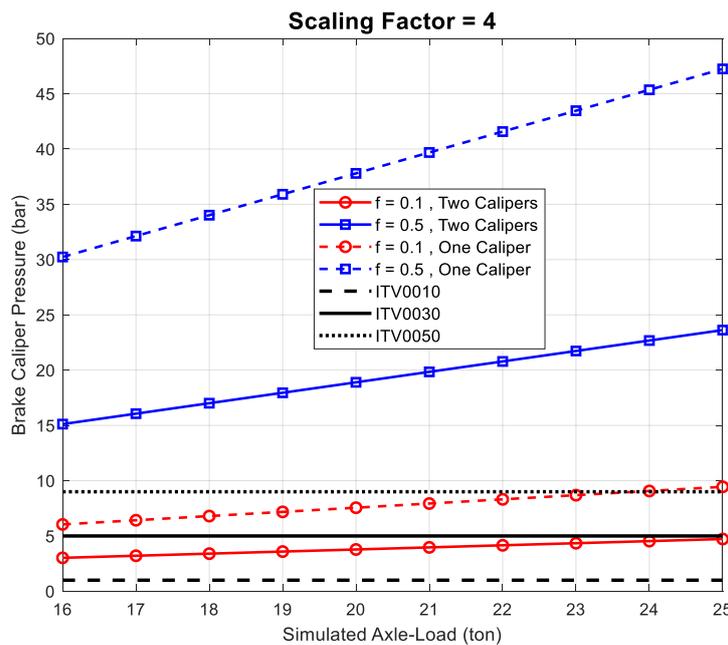
- $f$  è il massimo coefficiente di aderenza;
- $N$  è il carico normale agente sull'orma di contatto ed è funzione del carico per asse che si intende simulare sul banco prova (Tabella 2.1);
- $R_w$  è il raggio ruota, che per il banco in scala 1:5 vale 0.092 m;
- $n_{PAD}$  è il numero di pastiglie frenate ( $n_{PAD} = 1,2$ ).

Come è intuitivo, l'equazione (3.9) mette in evidenza come le condizioni di frenatura più gravose siano quelle di massima aderenza disponibile, che corrispondono a situazioni di asciutto in presenza di elevati carichi per asse. La Figura 3.24 mostra i differenti valori di pressione di frenatura richiesti al variare delle condizioni di attrito, del carico per asse simulato e del numero di pinze frenate. Come è possibile notare, per poter frenare correttamente in condizioni di asciutto, è opportuno applicare la pressione frenante ad entrambe le pinze freno ed utilizzare la valvola ITV0050, che consente di ottenere valori di pressione fino a 9 bar. La scelta è pertanto ricaduta su questa elettrovalvola, che consente di simulare frenate di veicoli aventi carico per asse fino a 22.5 ton.

Come mostrato nel capitolo 2, il banco prova multisala è stato progettato con elementi modulari al fine di garantire una maggiore versatilità per poter simulare un vasto numero di condizioni reali. La Figura 3.25 mette in luce come nessuna delle elettrovalvole presentate in Tabella 3.20 potrebbe essere utilizzata per simulare frenate in situazioni di asciutto di veicoli ferroviari riprodotti in scala 1:4. Di conseguenza, l'eventuale variazione del fattore di scala non prevedrebbe una semplice sostituzione di ruote e rulli, bensì richiederebbe anche la progettazione di un nuovo impianto frenante. Nonostante ciò, al momento attuale le elettrovalvole ITV0050 rappresentano una valida soluzione per poter simulare le frenate di veicoli ferroviari fino a 22.5 tonnellate per asse; in appendice B sono mostrate le caratteristiche del prodotto tratte dal catalogo SMC.



**Figura 3.24: Pressioni di frenatura per differenti valori di attrito, carico per asse e numero di pinze frenate (scala 1:5)**



**Figura 3.25: Pressioni di frenatura per differenti valori di attrito, carico per asse e numero di pinze frenate (scala 1:5)**

### 3.3.2.2 La taratura delle elettrovalvole

Una volta selezionato il modello di elettrovalvola SMC più adatto alle esigenze della sperimentazione, si è effettuata una calibrazione delle 4 elettrovalvole per determinare correttamente le caratteristiche di output e input. Come è evidenziato dal catalogo fornito dal costruttore (Appendice B), a fronte di una pressione di regolazione nel range 0.01-9 bar, la tensione di input  $V_{IN}$  varia fra 0 e 10 V, mentre la tensione di output  $V_{OUT}$  cade nell'intervallo 1-5 V. Di conseguenza, la caratteristica di input teorica dell'elettrovalvola

vale  $p_{SET} = 0.90V_{IN}$ , mentre la caratteristica di output teorica è data dall'espressione  $p_{FB} = -2.24 + 2.25V_{OUT}$ .

La taratura delle elettrovalvole è stata effettuata mediante l'apparato sperimentale schematizzato in Figura 3.26. L'elettrovalvola in prova (1) riceve la pressione di alimentazione dal circuito pneumatico presente nel laboratorio; a monte della valvola è presente uno strozzatore manuale (2) per regolare la portata d'aria in ingresso. La bocca di uscita dell'elettrovalvola è collegata ad un pressostato digitale MetalWork 9000600 (4). I segnali di input e output di tensione sono gestiti dal PC industriale (3) mediante una apposita VI realizzata in LabVIEW.

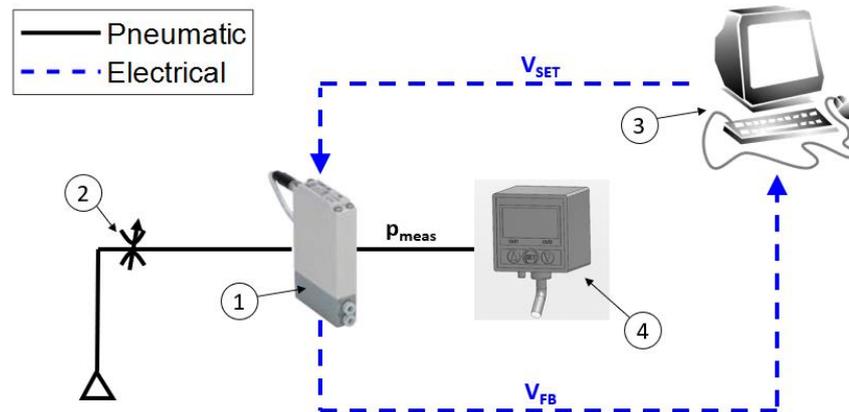


Figura 3.26: Schema della strategia di calibrazione delle elettrovalvole

Per determinare le caratteristiche di input e output si sono imposti valori di tensione di alimentazione da 0 a 10 V con un passo di 0.5 V, dopodiché si è provveduto allo scarico delle elettrovalvole con lo stesso decremento di tensione di input. Per ciascun valore di tensione di input si sono quindi registrati due valori di pressione letti dal manometro e due valori di tensione di uscita, corrispondenti alle due fasi di carica e scarica della valvola. Per poter ottenere caratteristiche di ingresso e uscita univoche, i valori relativi alla medesima tensione di input corrispondenti alle due fasi di carico e scarico sono stati mediati fra loro. In questo modo per ciascun valore di tensione di input si sono ottenuti un valore medio di pressione e uno di tensione di output: su questi valori si sono costruite le rette di calibrazione mediante regressione lineare.

La Tabella 3.21 riporta le espressioni ottenute per le caratteristiche di input e output delle 4 elettrovalvole ed i relativi errori di linearità, calcolati secondo l'equazione:

$$err. lin (\%) = \max \left\{ \left| \frac{y_{th,i} - y_{exp,i}}{y_{FS}} \right| \cdot 100 \right\} \quad (3.10)$$

dove:

- $y_{th,i}$  è l' $i$ -esimo valore teorico della grandezza  $y$  sulla retta di calibrazione;
- $y_{exp,i}$  è l' $i$ -esimo valore sperimentale della grandezza  $y$ ;
- $y_{FS}$  è il valore di fondo scala della grandezza  $y$ .

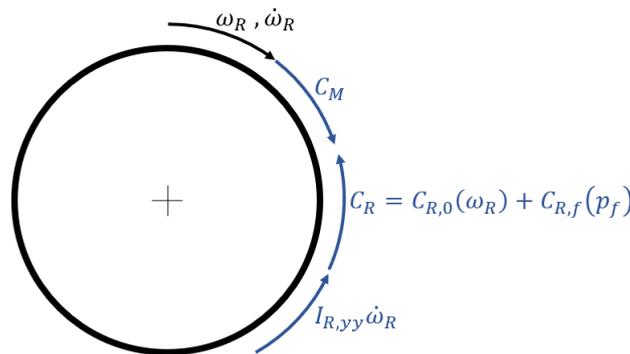
Le caratteristiche di taratura così ottenute sono state inserite nella VI LabVIEW di controllo del banco prova per poter correttamente gestire ciascuna delle 4 elettrovalvole.

| Numero Sala | Caratteristica di Input |                     | Caratteristica di Output                 |                     |
|-------------|-------------------------|---------------------|--|---------------------|
|             | Espressione             | Errore di linearità | Espressione                              | Errore di linearità |
| Sala 1      | $p_{SET} = 0.90V_{IN}$  | 0.34%               | $p_{F\setminus B} = -2.27 + 2.26V_{OUT}$ | 0.32%               |
| Sala 2      | $p_{SET} = 0.90V_{IN}$  | 0.43%               | $p_{F\setminus B} = -2.26 + 2.27V_{OUT}$ | 0.34%               |
| Sala 3      | $p_{SET} = 0.90V_{IN}$  | 0.30%               | $p_{F\setminus B} = -2.26 + 2.23V_{OUT}$ | 0.22%               |
| Sala 4      | $p_{SET} = 0.89V_{IN}$  | 0.27%               | $p_{F\setminus B} = -2.29 + 2.26V_{OUT}$ | 0.29%               |

**Tabella 3.21: Risultati della calibrazione delle elettrovalvole**

### 3.3.3 La determinazione dei raggi efficaci di frenatura

Come mostrato al paragrafo 3.1, le equazioni (3.1)-(3.4) consentono di calcolare il coefficiente di aderenza per tutte e 4 le sale del banco multisala. Una delle grandezze principali che compaiono in tali equazioni è il raggio efficace di ciascuna pinza freno: il modello CAD del disco freno e della pinza permette di stimare un valore pari a 75 mm. Tuttavia, per poter ottenere curve di adesione più precise, si è deciso di seguire una procedura sperimentale per determinare un valore di raggio di frenatura ottimizzato per ciascuna sala. In questo modo si è ottenuto un parametro che non ha più un significato esclusivamente geometrico di raggio efficace su ciascun disco freno, bensì è un parametro di fitting che caratterizza ciascuna delle 4 sale. L'approccio sperimentale seguito è basato sull'equilibrio di coppia dei rulli motorizzati, mostrato schematicamente in Figura 3.27.



**Figura 3.27: Equilibrio di coppia dei rulli motorizzati**

Infatti, quando si applica uno sforzo frenante sulle sale, la coppia fornita dal motore  $C_M$  deve equilibrare la coppia resistente complessiva agente sull'asse dei rulli  $C_R$  ed il momento di inerzia, come mostrato dall'equazione (3.11). La coppia resistente complessiva  $C_R$  è somma di un termine costante, che dipende esclusivamente dalla velocità di rotazione del motore ( $C_{R,0}$ ) ed è legato alla resistenza al rotolamento delle sale, e di un secondo termine dovuto allo sforzo frenante ( $C_{R,f}$ ) che è funzione della pressione agente sui pistoncini delle pinze freno della sala frenata.

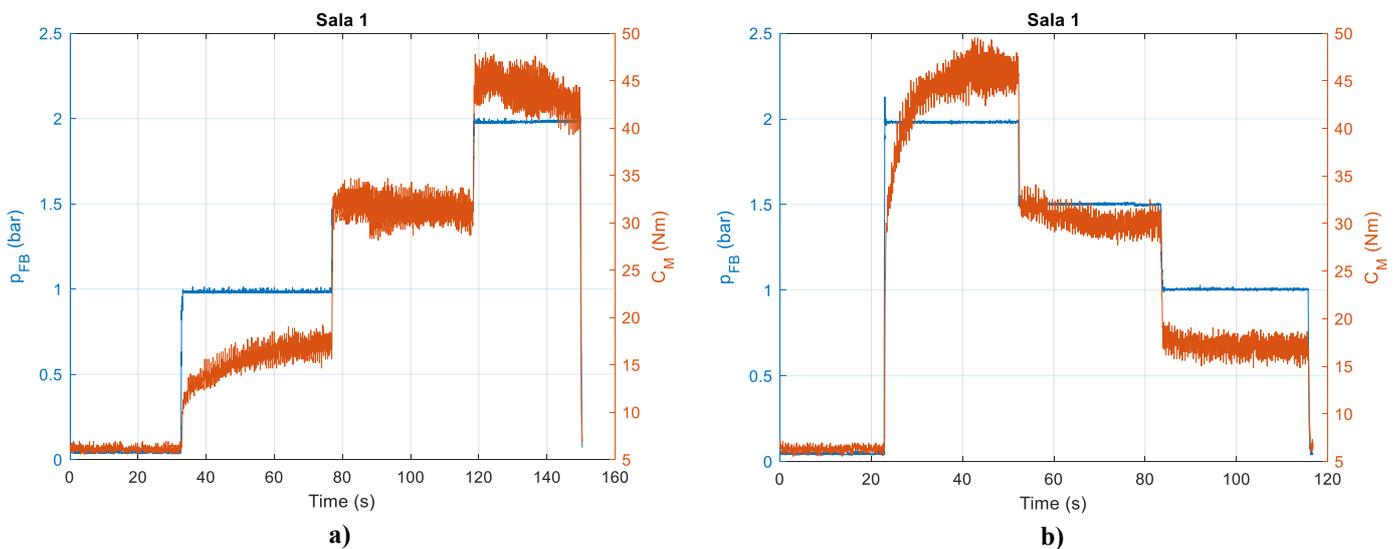
$$C_M = C_R + I_{R,yy}\dot{\omega}_R = C_{R,0}(\omega_R) + C_{R,f}(p_f) + I_{R,yy}\dot{\omega}_R \quad (3.11)$$

Se la pressione frenante non è troppo elevata, ovvero se è tale da far sì che siano mantenute condizioni di aderenza fra le ruote e i rulli, il sistema raggiunge una nuova condizione quasi-stazionaria, ed il termine inerziale può dunque essere trascurato. Grazie a questa ipotesi, se si misurano la coppia resistente iniziale  $C_{R,0}$ , la coppia motrice  $C_M$  e la forza frenante agente sulla sala testata  $F_{fi}$ , è possibile ottenere una stima del raggio efficace di frenatura mediante l'espressione:

$$R_{b,i} = \frac{C_M - C_{R,0}(\omega_R)}{\tau F_{f,i}} = \frac{C_M - C_{R,0}(\omega_R)}{\tau(F_{f,i1} + F_{f,i2})} \quad (3.12)$$

dove  $\tau$  è il rapporto di trasmissione in condizioni di perfetta aderenza, determinato sperimentalmente pari a 2.006.

Sulla base di queste considerazioni si sono dunque eseguite prove sperimentali in cui si è imposta una velocità di rotazione del motore pari a 100 rpm e si sono registrati i valori di forze frenanti, misurate dalle celle a S, e della coppia motrice, comunicata dall'azionamento al PC industriale mediante il protocollo TCP/IP Modbus, mediando i valori su una finestra temporale di 5 s. Le prove sono state svolte simulando un carico per asse di 10 ton. Inizialmente, il motore è stato lasciato girare senza applicare sforzo frenante, in modo da poter determinare il valore della coppia resistente iniziale  $C_{R,0}$ . Dopodiché, si sono imposti sulla sala testata valori di pressione frenante pari a 1, 1.5 e 2 bar, in ordine sia crescente sia decrescente. Ciascun valore di pressione è stato lasciato agire per un tempo di circa 30 secondi, in modo da minimizzare l'effetto termico avvertito dalle pastiglie a seguito di un contatto prolungato con il disco. Dopo aver salvato i valori registrati durante la prova, si sono determinati in ambiente MATLAB/Simulink i punti corrispondenti a condizioni stazionarie del sistema, e per ciascun valore di pressione si è calcolato un valore di raggio frenante della sala mediante una regressione lineare ai minimi quadrati. La Figura 3.28 mostra un esempio di storie temporali di pressione frenante e coppia motrice per la sala 1, acquisite nella prova a pressione crescente ed in quella a pressione decrescente.



**Figura 3.28: Storie temporali di pressione e coppia motrice: prova a pressione crescente (a) e decrescente (b)**

Durante la fase di post-processing si è osservato come i valori di raggio frenante calcolato in corrispondenza del valore di pressione di 1 bar differissero da quelli ottenuti a pressioni maggiori, a causa del più ridotto incremento di coppia motrice rispetto al valore di coppia iniziale. Pertanto, il calcolo del raggio efficace di frenatura è stato eseguito sui valori acquisiti ad 1.5 e 2 bar, mediando i risultati ottenuti nelle due prove di carico e di scarico dell'elettrovalvola. In Tabella 3.22 sono presentati i valori ottenuti per pressioni di 1.5 e 2 bar e le relative medie, deviazione standard e coefficient of variance, calcolato come rapporto di deviazione standard e media. Come è possibile notare, i ridotti valori di deviazione standard e CoV mostrano una scarsa dispersione del dato sperimentale; inoltre, si osserva che i valori medi sono tutti superiori al raggio teorico di 75 mm stimato dal modello CAD.

Nel capitolo 4 si mostreranno i benefici conseguenti all'utilizzo dei valori medi dei raggi di frenatura ottimizzati sulla singola sala anziché il valore teorico di 75 mm.

| <b>Numero<br/>sala</b> | <b><math>R_b</math> (mm)</b>      |                                 | <b><math>R_b</math> (mm)</b>      |                                 | <b>Media<br/>(mm)</b> | <b>St.Dev<br/>(mm)</b> | <b>CoV<br/>(%)</b> |
|------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------|------------------------|--------------------|
|                        | <b>Pressione crescente</b>        |                                 | <b>Pressione decrescente</b>      |                                 |                       |                        |                    |
|                        | <i><math>p_f = 1.5</math> bar</i> | <i><math>p_f = 2</math> bar</i> | <i><math>p_f = 1.5</math> bar</i> | <i><math>p_f = 2</math> bar</i> |                       |                        |                    |
| <i>Sala 1</i>          | 80,45                             | 79,33                           | 79,94                             | 79,24                           | 79,74                 | 0,569                  | 0,71%              |
| <i>Sala 2</i>          | 81,49                             | 81,34                           | 82,89                             | 82,27                           | 82,00                 | 0,719                  | 0,88%              |
| <i>Sala 3</i>          | 81,31                             | 81,70                           | 82,28                             | 83,38                           | 82,17                 | 0,903                  | 1,10%              |
| <i>Sala 4</i>          | 79,13                             | 79,75                           | 77,74                             | 80,09                           | 79,18                 | 1,037                  | 1,31%              |

**Tabella 3.22: Risultati della calibrazione del raggio efficace di frenatura**

---

# *Capitolo 4*

---

## *4. Risultati sperimentali*

## 4.1 Introduzione

In questo capitolo vengono presentate alcune curve di adesione ottenute con il *roller rig multisala* nella prima fase di esecuzione di prove sperimentali. È bene chiarire che i test svolti in questa fase preliminare non avevano lo scopo di indagare le condizioni di adesione per sviluppare algoritmi innovativi di contatto e aderenza. Le prove sono state eseguite per verificare innanzitutto la ripetibilità dei risultati e l'influenza di diversi fattori sul calcolo del coefficiente di aderenza, quali:

- Raggio efficaci di frenatura;
- Strategia di pulizia delle superfici;
- Velocità di rotazione dei rulli.
- Inerzia della sala;
- Strategia di acquisizione e post-processing.

Come mostrato nei prossimi paragrafi, la strategia iniziale di acquisizione non si è rivelata efficace, di conseguenza al momento vi sono lavori ancora in corso per ottimizzare la VI LabVIEW ed aumentare la frequenza di campionamento e salvataggio. Al paragrafo 4.3 vengono mostrati i risultati ottenuti secondo una nuova strategia di acquisizione, più performante di quella originale ma ancora in via di ottimizzazione.

Infine, durante il setup sperimentale del banco si è svolto un test di riadesione, frenando tutte e 4 le sale contemporaneamente e sporcando manualmente le circonferenze dei rulli con carta bagnata: i risultati ottenuti, presentati al paragrafo 4.4, si sono dimostrati estremamente incoraggianti per quanto riguarda la possibilità di usare il *roller rig multisala* nello studio della riadesione e della mutua interazione fra le sale di un veicolo.

## 4.2 Prove preliminari

### 4.2.1 Influenza del raggio efficace di frenatura

L'operazione di calibrazione sperimentale presentata al paragrafo 3.3.3 ha permesso di ottenere valori dei raggi efficaci di frenatura ottimizzati per ciascuna sala. La Figura 4.1 mostra un confronto fra due caratteristiche di adesione ricavate dalle medesime acquisizioni sperimentali: nella a) si è utilizzato un unico valore di raggio frenante per tutte le sale pari a quello teorico di 75 mm, mentre nella b) si è fatto ricorso ai valori ricavati durante la sperimentazione e riepilogati in Tabella 3.22. La prova è stata realizzata imponendo una velocità di rotazione dei rulli pari a 190 rpm, che simula un valore di velocità del veicolo di circa 30 km/h, e dopo aver pulito le superfici dei rulli con alcool. In entrambi i casi, le velocità e le forze misurate sperimentalmente sono state filtrate in MATLAB/Simulink con medie mobili di 120 elementi, corrispondenti al 10% dei punti registrati. Ogni test è stato eseguito frenando una sala alla volta imponendo una rampa di pressione di set da 0 a 6 bar in un tempo di 12.5 s, ossia con un gradiente di 0.48 bar/s (Figura 4.2). Come è possibile osservare dal confronto fra a) e b), utilizzando i raggi efficaci ottenuti dall'operazione di fitting descritta al paragrafo 3.3.3 le curve di adesione relative alle sale 1,2 e 4 risultano più vicine tra loro, mentre in entrambi i casi la sala 3 presenta valori di aderenza differenti dalle altre, che possono essere ricondotti a variazioni del livello di adesione disponibile fra le varie sale. Pertanto, è evidente come l'operazione di fitting sperimentale dei raggi efficaci di frenatura comporti un miglioramento delle

caratteristiche di adesione ricavate sul banco. Di conseguenza, le caratteristiche presentate nei prossimi paragrafi saranno tutte calcolate tenendo conto del raggio efficace di frenatura fittato su ciascuna sala.

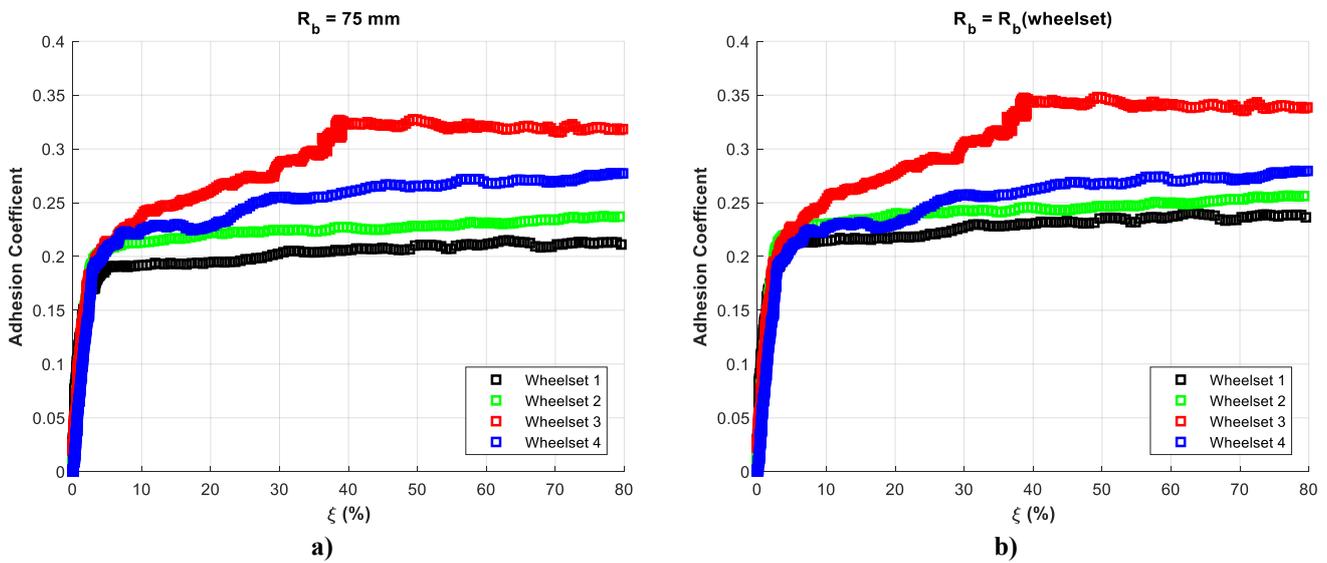


Figura 4.1: Caratteristiche di adesione: influenza del raggio di frenatura (Applicazione di alcool,  $\omega_R = 190 \text{ rpm}$ )

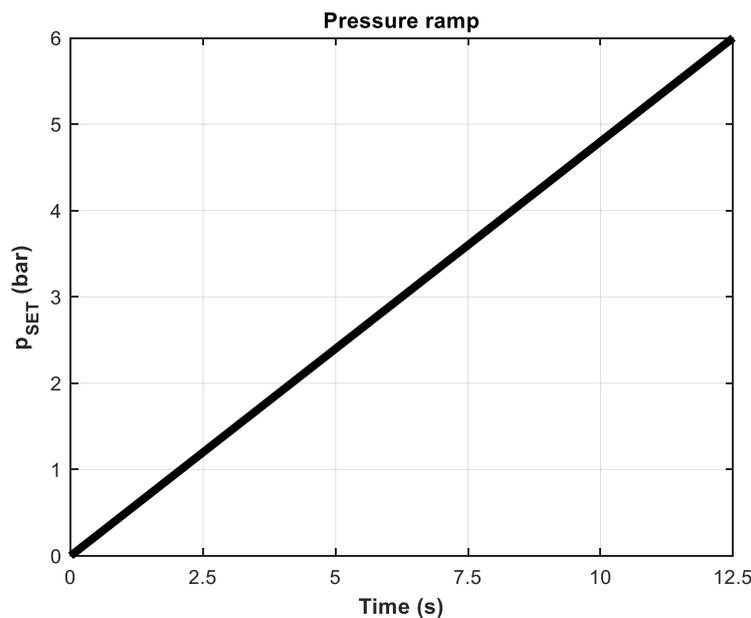
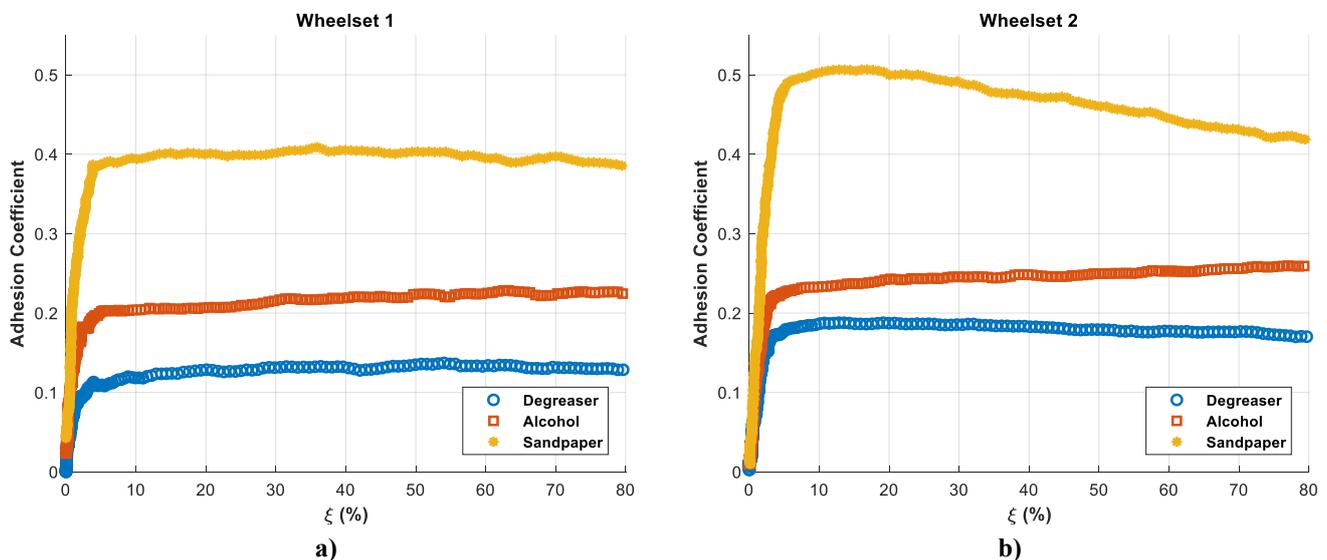


Figura 4.2: Rampa di pressione per prove di aderenza

#### 4.2.2 Strategia di pulizia delle superfici

La Figura 4.3 mostra il confronto delle caratteristiche di aderenza ottenute in 3 differenti condizioni di pulizia delle superfici di ruote e rulli, per le sale 1 (a) e 3 (b). Tutte le caratteristiche di aderenza sono state ottenute frenando una sala alla volta, secondo la rampa di Figura 4.2, e imponendo una velocità di rotazione dei rulli pari a 190 rpm, simulando un carico per asse reale di 10 ton. Le curve blu sono state ottenute dopo aver pulito le superfici con uno sgrassatore a base di sapone, quelle rosse a seguito dell'applicazione di alcool ed infine quelle gialle sono curve successive ad una pulizia con cartavetro. Come è possibile notare, per entrambe le sale l'applicazione dello sgrassatore ha comportato i livelli di aderenza più

bassi, con tutta probabilità a causa del sapone presente nel liquido. L'alcol è invece responsabile di un'aderenza leggermente superiore, mentre la pulizia con cartavetro consente di rimuovere l'eventuale film di liquido oppure piccoli detriti di usura all'interfaccia, provocando un forte recupero dell'adesione disponibile. In particolare, confrontando le immagini a) e b), è possibile notare un'aderenza maggiore sulla sala 2 a parità di trattamento delle superfici: come già detto, ciò può essere dovuto a leggere differenze di adesione delle 4 sale sui rulli. Inoltre, è bene sottolineare che in tutti i test eseguiti frenando una sala alla volta ad ogni frenatura si possono sia produrre piccoli detriti di usura sia pulire le superfici dei rulli e delle ruote quando il *creep* raggiunge valori elevati. Tuttavia, scopo di questo set di prove era semplicemente mostrare l'influenza della strategia di pulizia delle superfici sulle caratteristiche di adesione: il risultato finale è che l'applicazione di sgrassatore oppure alcol può causare brusche diminuzioni di aderenza, mentre l'applicazione di cartavetro rappresenta un metodo efficace per recuperare adesione. Per le sale 3 e 4 si sono osservati risultati simili e pertanto si è preferito non appesantire il testo con ulteriori immagini che non apporterebbero alcuna informazione aggiuntiva.



**Figura 4.3:** Caratteristiche di aderenza per sala 1 (a) e 2 (b) al variare delle condizioni di pulizia delle superfici ( $\omega_R = 190$  rpm)

### 4.2.3 Ripetibilità delle prove

Per verificare la ripetibilità dei risultati ottenuti con il *roller rig multisala* si è deciso di effettuare per ciascun asse un confronto fra un test eseguito frenando una sala alla volta ed un test in cui tutte e 4 le sale sono state frenate contemporaneamente. Come nelle prove mostrate sin qui, in entrambe le tipologie di test si è imposta la rampa di pressione mostrata in Figura 4.2; i rulli sono stati portati ad una velocità di 390 rpm, in modo da simulare una velocità lineare del veicolo di 60 km/h, mentre la forza imposta alle molle delle sospensioni è stata tale da simulare un carico per asse di 10 ton.

La Figura 4.4 mostra i risultati del confronto per le sale 2 (a) e 3 (b): nonostante qualche inevitabile differenza, si nota come le curve rosse e blu siano molto simili tra loro e ciò è sintomatico di una buona ripetibilità delle condizioni di prova del banco. Le leggere differenze tra le curve possono essere ricondotte a piccole variazioni di adesione sulla medesima sala tra una prova e l'altra. Infatti, come già detto, l'esecuzione di ciascuna prova provoca sia la produzione di nuovi piccoli detriti di usura che si depositano

all'interfaccia, sia una pulizia delle superfici dei rulli. In Figura 4.5 è riportato il medesimo confronto per la sala 1 dal quale è possibile osservare che in questo caso vi sono maggiori differenze tra le caratteristiche ottenute nelle due tipologie di test. Esse possono essere ricondotte al fatto che la prova di frenatura singola sulla sala 1 è stata effettuata per prima, mentre l'ultima prova è stata quella di frenatura contemporanea. Di conseguenza, l'esecuzione delle altre prove può avere modificato leggermente le condizioni al contatto. Inoltre, dato il senso di rotazione dei rulli, la sala 1 è in realtà l'ultima ad entrare in contatto durante la prova di frenatura contemporanea e può quindi beneficiare della massima pulizia dei rulli operata dalle 3 sale che la precedono.

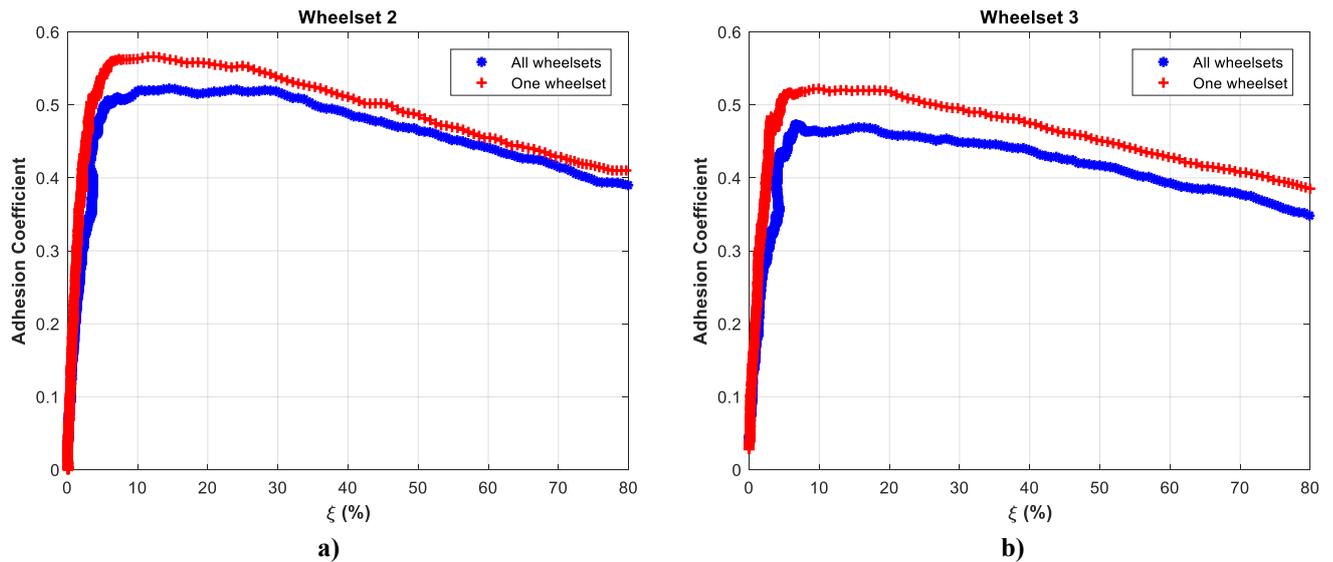


Figura 4.4: Prove per la verifica della ripetibilità del banco: sale 2 (a) e 3 (b) ( $\omega_R = 390$  rpm)

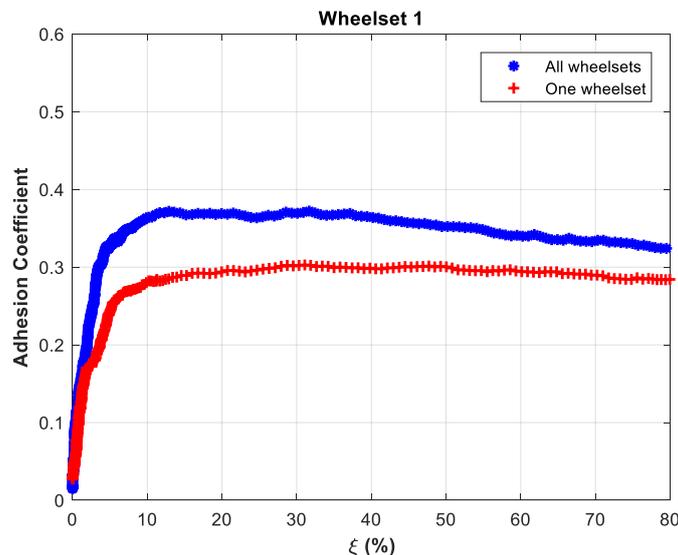


Figura 4.5: Prove per la verifica della ripetibilità del banco: sala 1 ( $\omega_R = 390$  rpm)

Per ragione di completezza, la Figura 4.6 mostra le caratteristiche di adesione di tutte e 4 le sale ottenute nella prova di frenatura contemporanea. Anche in questo caso, è possibile notare differenze in termini di adesione fra le varie sale. Esse possono essere in parte dovute a una stima errata della massa della sala, cui consegue un calcolo non corretto delle forze da applicare attraverso il sistema di sospensione; tuttavia, si

ritiene che l'influenza maggiore sia dovuta proprio a condizioni di adesione diverse tra le 4 sale. Infatti, si può notare che la sala 1 sperimenta i livelli di aderenza più bassi tra le 4 sale, eppure essa è l'ultima ad entrare in contatto con la superficie dei rulli e dovrebbe quindi beneficiare della pulizia effettuata dagli assi 4,3 e 2. Le variazioni di carico dovute alla stima della massa della sala non sarebbero di entità sufficiente per giustificare la deviazione da questo comportamento, ed è dunque più ragionevole pensare ad una differente condizione di adesione tra una sala e l'altra.

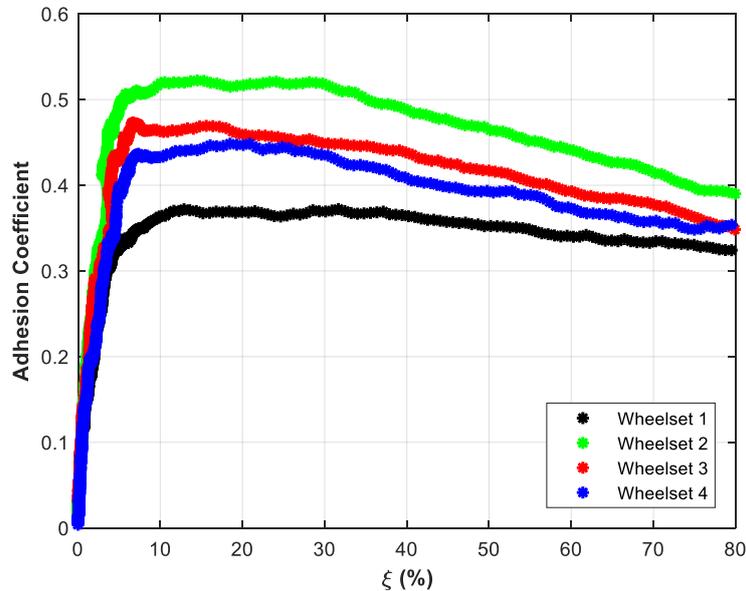


Figura 4.6: Caratteristiche di adesione ottenute frenando contemporaneamente tutte e 4 le sale ( $\omega_R = 390$  rpm)

#### 4.2.4 Prove al variare della velocità dei rulli

Una volta verificata la ripetibilità del banco, si è deciso di pulire le superfici passando carta e cartavetro, facendo ruotare i rulli a velocità di 300 e 500 rpm. A seguito di questo trattamento, si sono realizzate prove frenando una sala alla volta per indagare l'effetto della velocità di rotazione dei rulli sull'adesione. Si sono imposti tre differenti valori di velocità di rotazione del motore, pari a 100,190 e 390 rpm, al fine di simulare le velocità veicolo di 15, 30 e 60 km/h. La forza imposta dal sistema di sospensione di ciascun asse è stata mantenuta tale da simulare un carico per asse di 10 ton.

Come mostrato al paragrafo 1.2.3, in letteratura esistono numerose formulazioni che consentono di legare l'attrito disponibile alla velocità del veicolo; in particolare, tali leggi prevedono una diminuzione di aderenza disponibile al crescere della velocità. Tuttavia, i risultati ottenuti da questo set di prove sono in assoluto contrasto con la teoria. Come si può infatti notare dalla Figura 4.7, non si è in nessun caso osservato il comportamento atteso: per le sale 2, 3 e 4, la pendenza nel tratto rettilineo è maggiore al crescere della velocità, mentre per la sala 1 si ha la maggiore pendenza per la velocità di 15 km/h e quella minore a 30 km/h, con la curva corrispondente ai 60 km/h in una posizione intermedia. Anche a scorrimenti elevati si è registrato un comportamento inatteso, e soprattutto con una dipendenza dell'aderenza dalla velocità diversa a seconda della sala considerata.

È bene sottolineare a questo punto che le caratteristiche di adesione mostrate sin qui sono state tutte ottenute trascurando l'inerzia delle sale. Tuttavia, bisogna considerare come durante le prove il bloccaggio delle ruote sia estremamente rapido in quanto si tratta di un fenomeno instabile. A titolo di esempio si

osservi la Figura 4.8 che riporta l'andamento temporale della velocità della sala 4 durante la prova a 390 rpm. Come è semplice notare, la velocità della sala oscilla intorno ad un valore circa costante, fino a che la pressione alle pinze freno non è tale da causare una forza longitudinale che eccede il limite di attrito: a questo punto, poiché la rampa di Figura 4.2 è sempre crescente, l'assile arriva repentinamente a bloccarsi. Comportamenti analoghi si sono ovviamente registrati per tutte e 4 le sale e per ciascun valore di velocità di rotazione dei rulli.

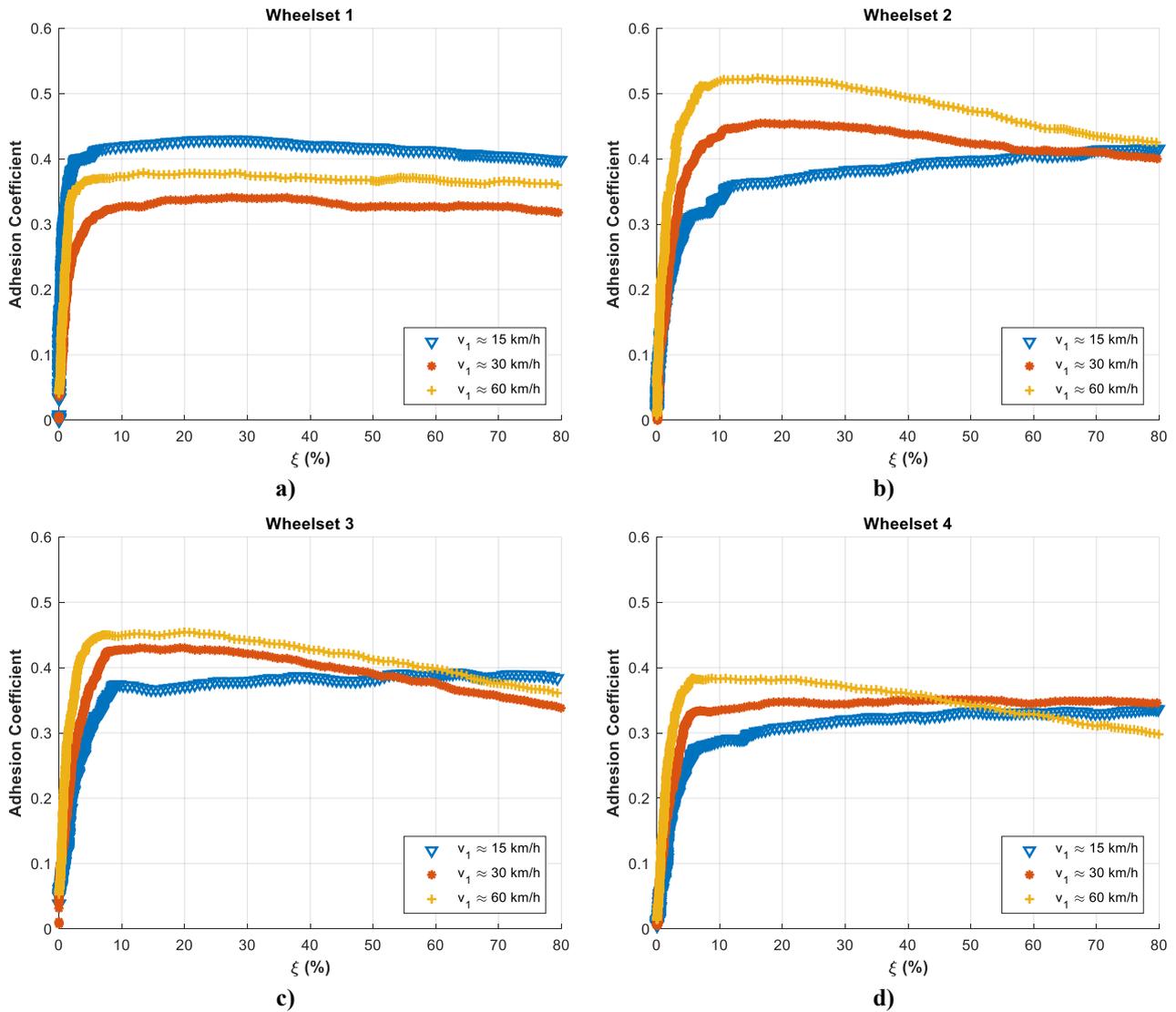
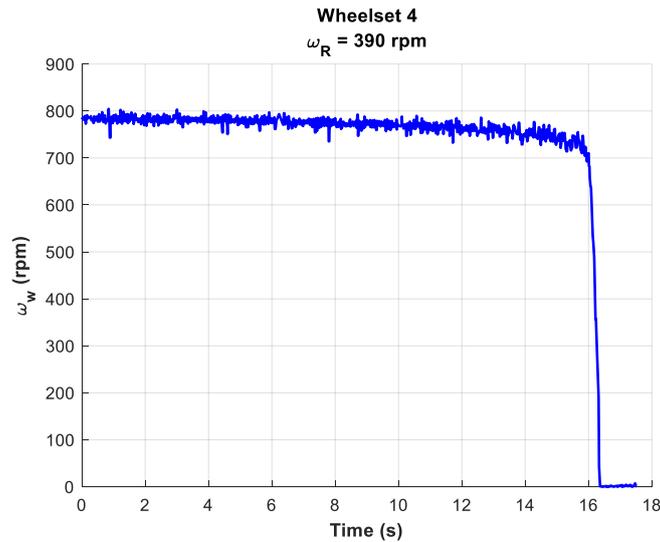


Figura 4.7: Influenza della velocità sull'adesione: sale 1-4 (a-d)



**Figura 4.8: Andamento della velocità della sala 4 in funzione del tempo**

Riprendendo il diagramma di corpo libero di una sala frenata (Figura 3.2) e la relativa equazione di equilibrio (3.4) è possibile notare che trascurando l'inerzia della sala, poiché l'accelerazione angolare ha segno negativo, si sovrastima la forza tangenziale al contatto e di conseguenza anche il coefficiente di adesione.

La Figura 4.9 mostra le caratteristiche di aderenza ottenute tenendo conto dell'inerzia della sala: la decelerazione angolare è stata calcolata derivando numericamente il segnale di velocità acquisito da LabVIEW ed applicando una media mobile analoga a quella utilizzata per le altre grandezze di interesse. Come si può notare, a valori elevati di *creep* l'adesione risulta maggiore al diminuire della velocità di prova, come effettivamente atteso, mentre per quanto riguarda il tratto lineare non si ha alcuna significativa variazione. Inoltre, tenendo in considerazione la decelerazione della sala il picco di adesione massima è più accentuato per tutte le sale, in maniera più evidente soprattutto per le curve ottenute simulando una velocità di 60 km/h.

Una volta ottenute queste caratteristiche, si è voluto indagare anche l'effetto sui risultati del numero di punti inclusi nella media mobile. La Figura 4.10 mostra l'andamento temporale di velocità (a) e *creep* (b) per i segnali originale (pallino blu), mediato con 120 punti (quadrati arancioni) e mediato con 60 punti (triangoli gialli) nella prova di frenatura dell'asse 3 con velocità dei rulli pari a 390 rpm. Come prevedibile, con 60 punti nella media mobile si riproduce una diminuzione di velocità più brusca nel tratto instabile, cui consegue una decelerazione maggiore (Figura 4.11).

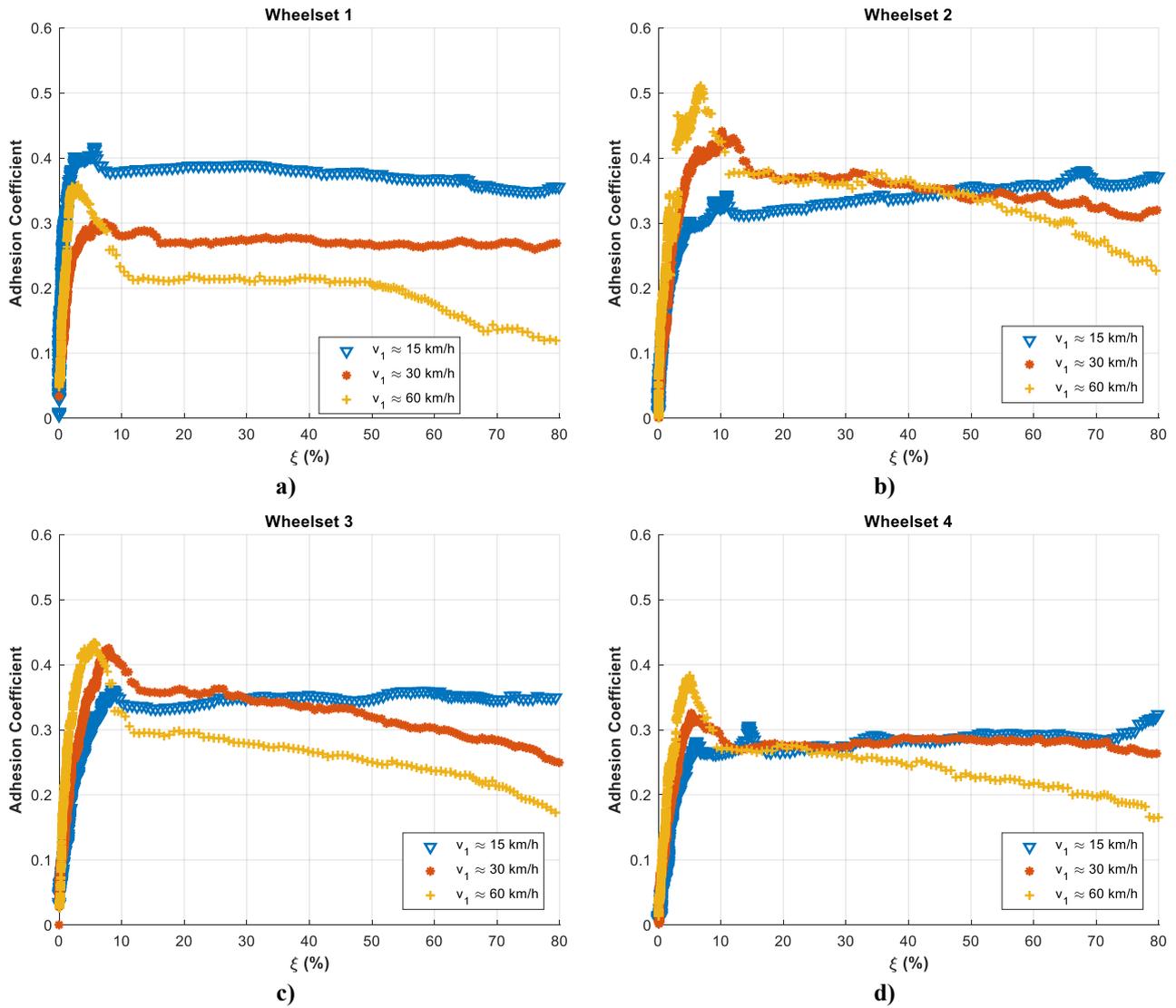


Figura 4.9: Influenza della velocità sull'adesione: sale 1-4 (a-d) e calcolo dell'inertza

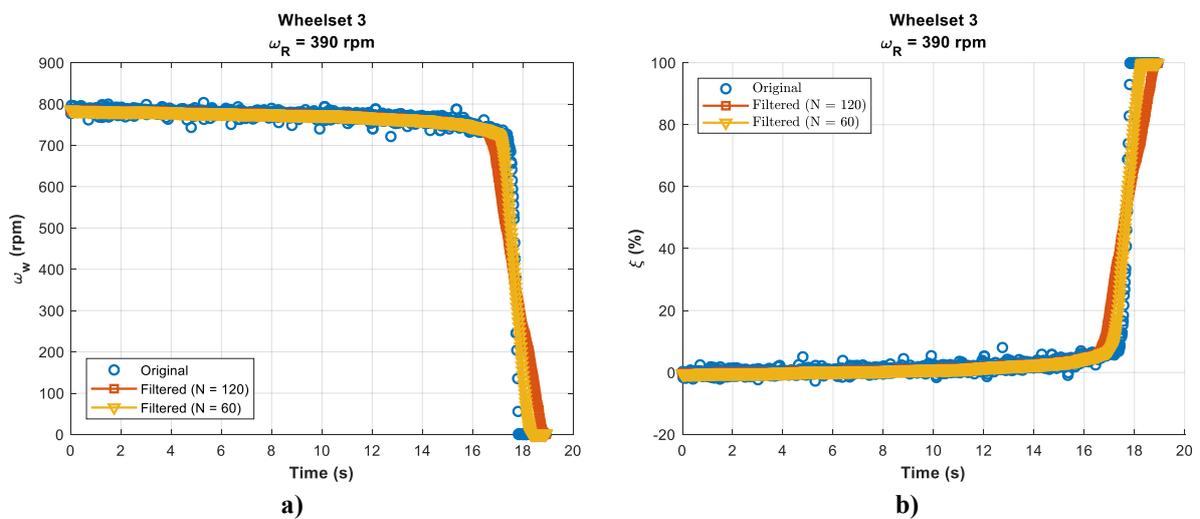
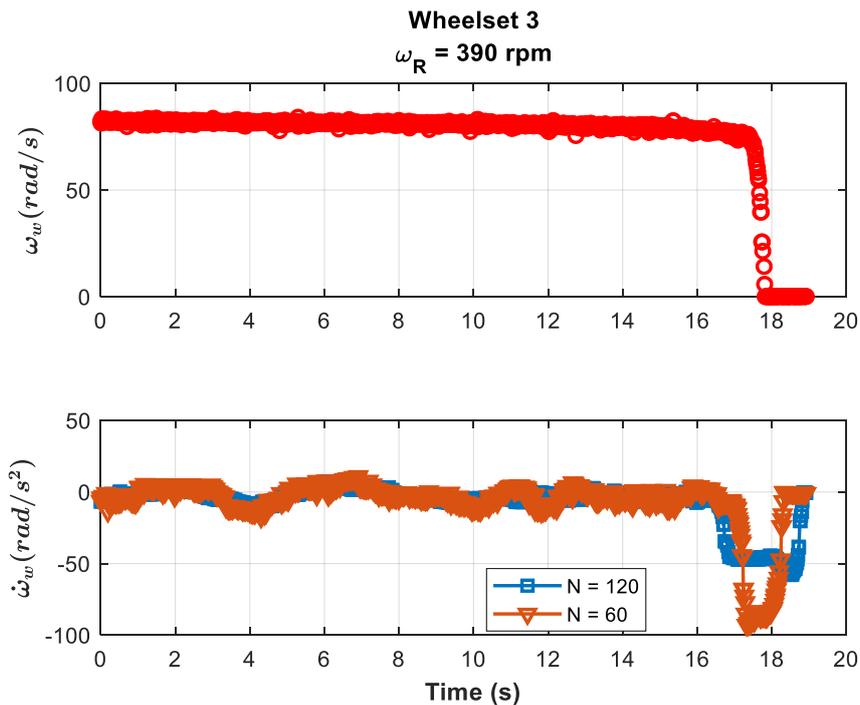


Figura 4.10: Influenza del numero di punti mediati su velocità sala (a) e creep (b) (sala 3,  $\omega_R = 390$  rpm)



**Figura 4.11: Velocità originale sala e decelerazione angolare al variare del numero di punti nella media mobile (sala 3,  $\omega_R = 390$  rpm)**

La Figura 4.12 mostra le caratteristiche di adesione per la prova eseguita sulla sala 3 portando i rulli a una velocità di 390 rpm ottenute con 3 differenti strategie:

- 1) Trascurando l'inerzia e mediando a 120 punti (asterisco blu);
- 2) Calcolando la decelerazione angolare e mediando a 120 punti (quadrato arancione);
- 3) Calcolando la decelerazione angolare e mediando a 60 punti (triangolo giallo).

Come evidenziato dall'equazione (3.4), l'aderenza diminuisce al crescere della decelerazione angolare: pertanto, la curva che trascura l'inerzia della sala è quella che prevede il livello di adesione più alto, mentre la curva ottenuta mediando con un ridotto numero di punti è quella che presenta i livelli più bassi. Per tutte le altre prove realizzate si sono evidenziati risultati simili a quelli presentati nelle Figure 4.10-4.12, pertanto non si è reputato necessario aggiungere altre immagini pressoché identiche a quelle già mostrate.

Le curve di adesione mostrate nelle Figure 4.1-4.6 sono state ottenute mediando a 120 punti e trascurando l'inerzia, ma restano comunque validi i risultati ottenuti in termini di influenza del raggio di inerzia e delle strategie di pulizia delle sale. Inoltre, si è evidenziato sperimentalmente che trascurando l'inerzia il numero di punti nella media mobile non provoca grandi differenze quantitative nelle caratteristiche di adesione ottenute: a titolo di esempio la Figura 4.13, relativa alla prova di frenatura della sala 3 a  $\omega_R = 390$  rpm, mostra un confronto effettuato sulle caratteristiche di adesione calcolate trascurando l'inerzia e mediando a 120 (pallini blu) e 60 (asterischi arancioni) punti.

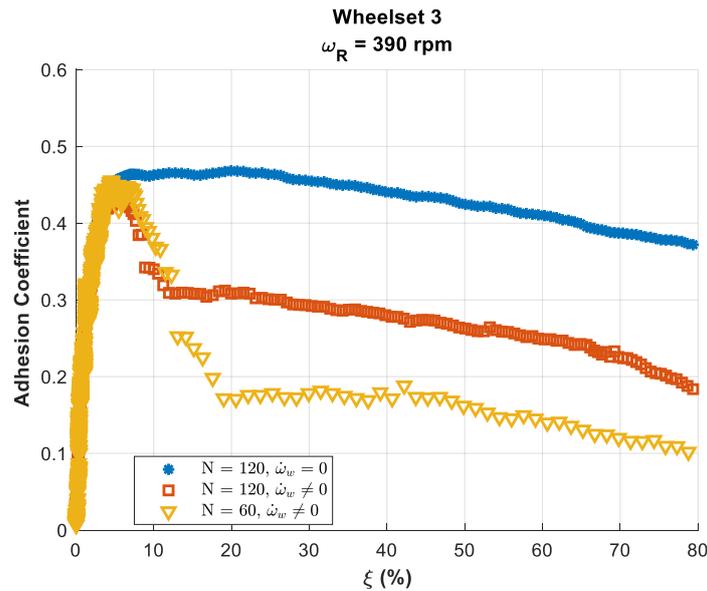


Figura 4.12: Caratteristiche di adesione: influenza di inerzia e media mobile (sala 3,  $\omega_R = 390 \text{ rpm}$ )

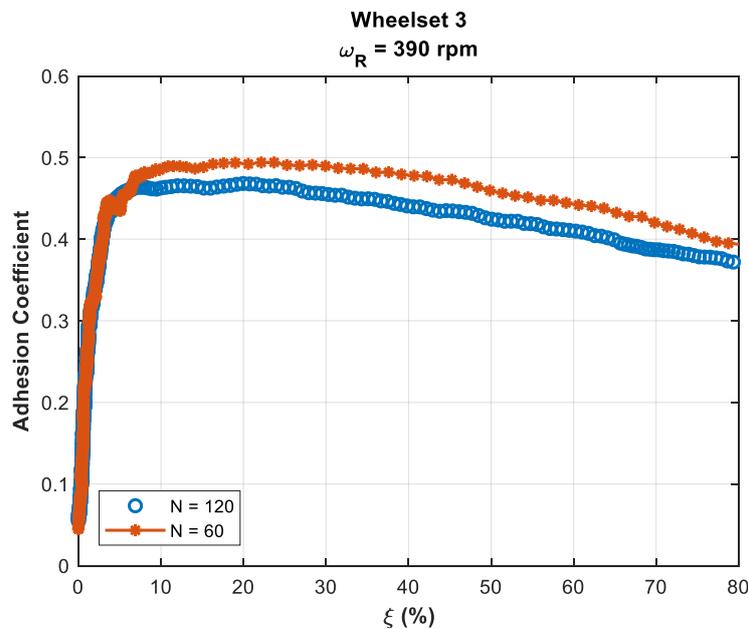


Figura 4.13: Curve di aderenza al variare della media mobile e trascurando l'inerzia (sala 3,  $\omega_R = 390 \text{ rpm}$ )

### 4.3 Ottimizzazione dell'acquisizione

Le curve di adesione presentate sin qui hanno sicuramente permesso di indagare il funzionamento del banco e l'influenza di numerosi parametri quali raggio efficace di frenatura ottimizzato sulla singola sala, condizioni di pulizia delle superfici, velocità di rotazione dei rulli e inerzia. Tuttavia, la strategia di acquisizione adottata non potrebbe essere adatta allo sviluppo di modelli e algoritmi innovativi di contatto e adesione. Infatti, la Figura 4.14 mette in evidenza come con la strategia attuale di prova e di acquisizione i punti registrati si trovano tutti nel tratto lineare della caratteristica di adesione oppure al massimo valore di *creep*, mentre si hanno pochi punti nella zona di transizione. La Figura 4.14 mostra le caratteristiche di

adesione originali (ovvero ottenute dai dati acquisiti in LabVIEW senza filtraggio) per tutti e 3 i valori di velocità di rotazione imposta ai rulli: 100 rpm (a), 190 rpm (b) e 390 rpm (c).

Per poter incrementare la frequenza di campionamento si è deciso di eliminare la comunicazione dati via Modbus tra l'azionamento e la VI LabVIEW, che rallenta il *loop* di acquisizione dei segnali encoder: infatti, si è osservato sperimentalmente che grazie al controllo robusto del motore, imponendo una certa velocità di rotazione nominale, lo scorrimento calcolato utilizzando la velocità nominale dei rulli è simile a quello che si ottiene utilizzando la misura puntuale comunicata dall'azionamento via Modbus. A titolo di esempio, la Figura 4.15 riporta un confronto fra i due scorrimenti per una prova eseguita alla velocità di 390 rpm. Come è possibile osservare, i valori sono pressoché identici e ciò vale anche nella zona di transizione fino al 100% di *creep*. Pertanto, si è deciso di eliminare la comunicazione via Modbus e di imporre la velocità di rotazione del motore attraverso un comando analogico, calcolando infine lo scorrimento utilizzando il valore nominale di velocità. Poiché nelle prove realizzate al fine di ottenere le caratteristiche di adesione l'unica grandezza di interesse relativa al motore è la velocità di rotazione, in futuro si potrebbero ottenere risultati più precisi senza rallentare l'acquisizione utilizzando un quinto encoder montato sull'asse dei rulli.

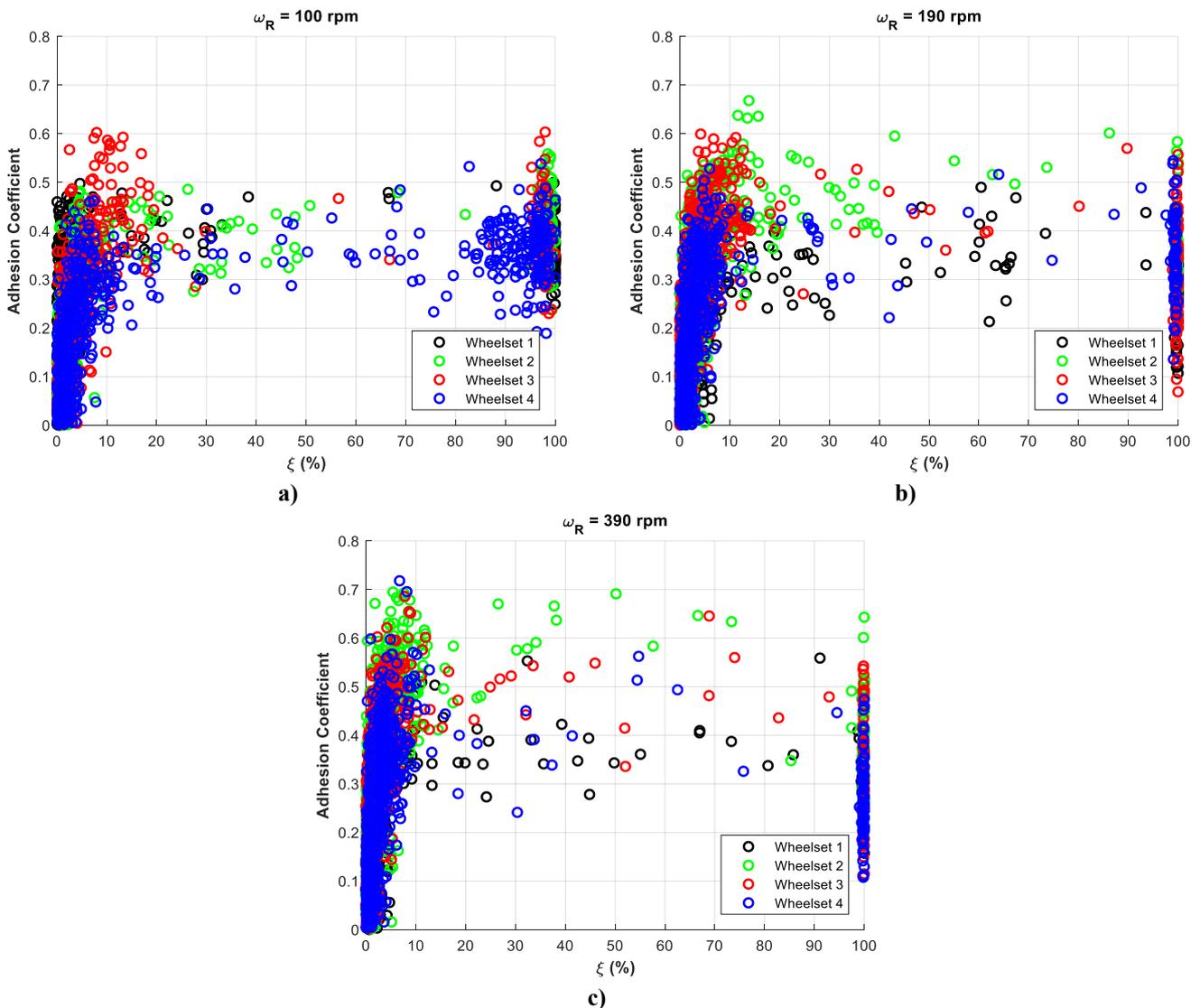


Figura 4.14: Curve di adesione originali delle quattro sale per  $\omega_R = 100$  (a), 190 (b) e 390 (c) rpm

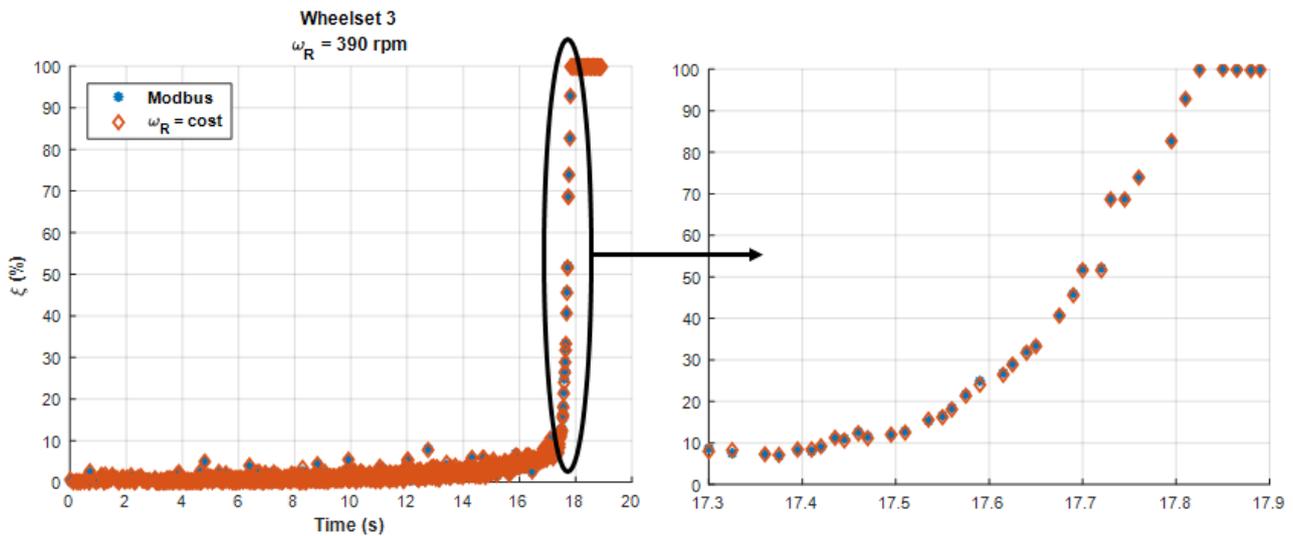
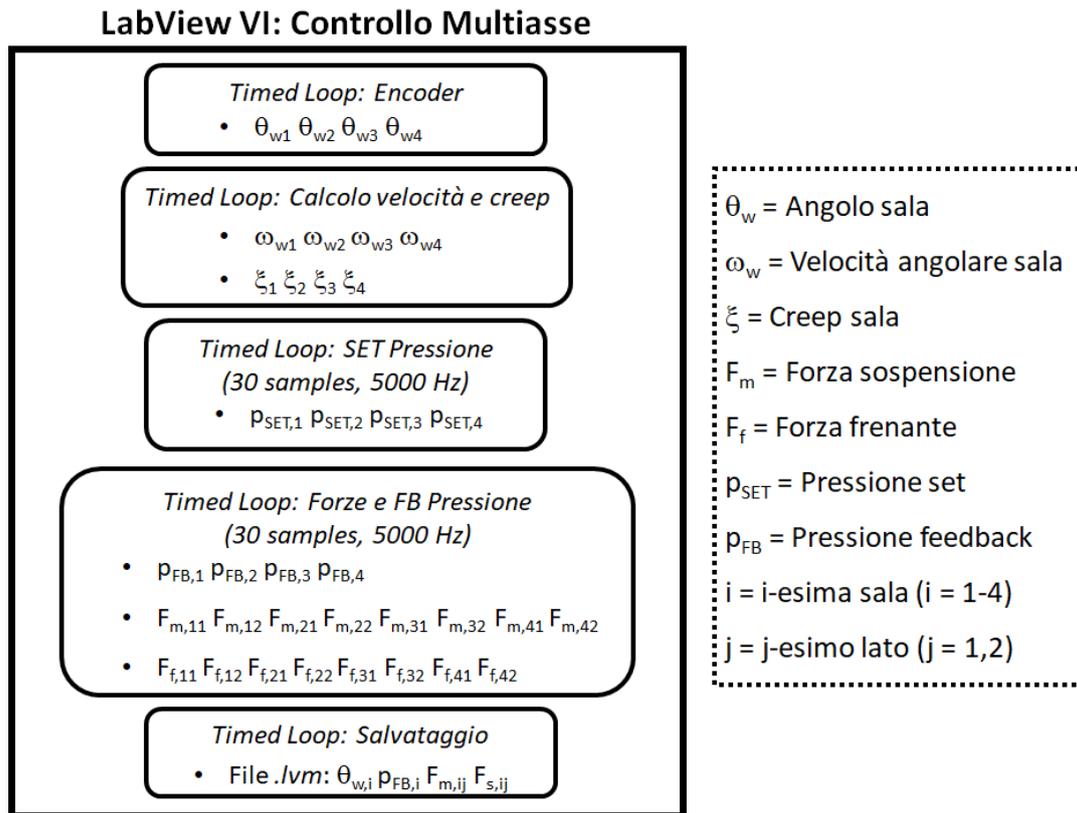


Figura 4.15: Calcolo scorrimento (sala 3,  $\omega_R = 390$  rpm)

Un ulteriore accorgimento per velocizzare i *timed loop* in LabVIEW è stato quello di eliminare le operazioni di elaborazione dei dati sperimentali all'interno dei cicli di acquisizione dei segnali provenienti dai sensori installati, riducendo al minimo anche l'interfaccia grafica utente, lasciando solamente i controlli fondamentali per l'esecuzione dei test. Pertanto, si è eliminata la parte di calcolo delle velocità di rotazione nel *loop* di acquisizione dei segnali encoder, mostrata in Figura 3.8. Tuttavia, nell'esecuzione delle prove è importante conoscere indicativamente il valore del *creep* per poter interrompere manualmente l'alimentazione pneumatica delle pinze freno, scaricando le elettrovalvole, in modo da non usurare eccessivamente i profili. Si è dunque deciso di aggiungere un nuovo *loop* indipendente dedicato al solo calcolo delle velocità e degli scorrimenti delle singole sale, al fine di poter avere un'indicazione sull'andamento della prova senza rallentare il ciclo di acquisizione encoder. È bene precisare che così facendo nel file *.lvm* di salvataggio non compaiono più i valori di velocità angolare delle sale, bensì i valori di posizione: da questi bisogna dunque calcolare i valori di velocità derivando numericamente il segnale nella fase di post-processing. La Figura 4.16 mostra lo schema della nuova strategia di acquisizione: il confronto con la Figura 3.21 evidenzia come con la nuova strategia vengano salvati i valori di angolo della sala anziché le velocità e come vi sia un *loop* aggiuntivo indipendente per il calcolo della velocità. Infatti, come già dichiarato, in questa nuova VI la velocità non è calcolata per l'acquisizione del dato sperimentale, ma solamente per avere un'indicazione sul valore del *creep* in modo da poter interrompere la prova prima che si verifichi un'usura eccessiva dei profili ruota.

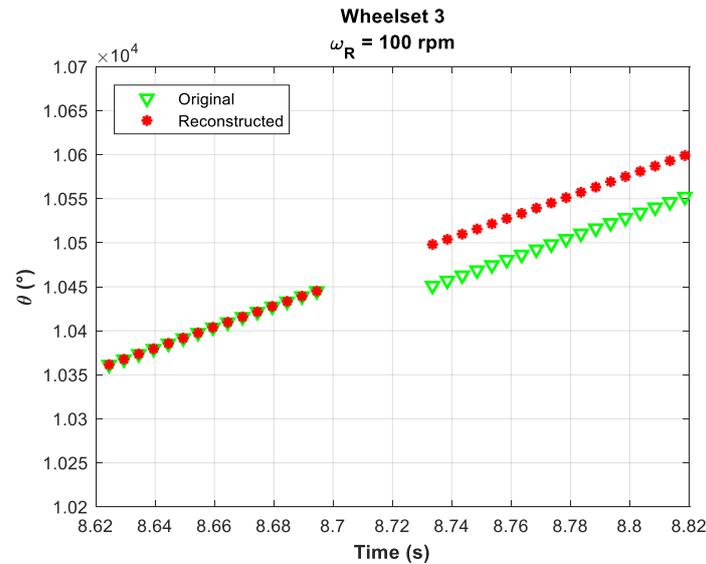
Si noti che in questa nuova VI di acquisizione il salvataggio dei dati è stato effettuato facendo uso di code informatiche, ossia strumenti che vengono impiegati in situazioni in cui il ritmo di produzione è più lento rispetto al consumo: le code permettono dunque di immagazzinare i dati acquisiti e rilasciarli al momento opportuno, esattamente come la coda in un negozio permette di servire tutti i clienti.



**Figura 4.16: Nuova strategia di acquisizione LabVIEW**

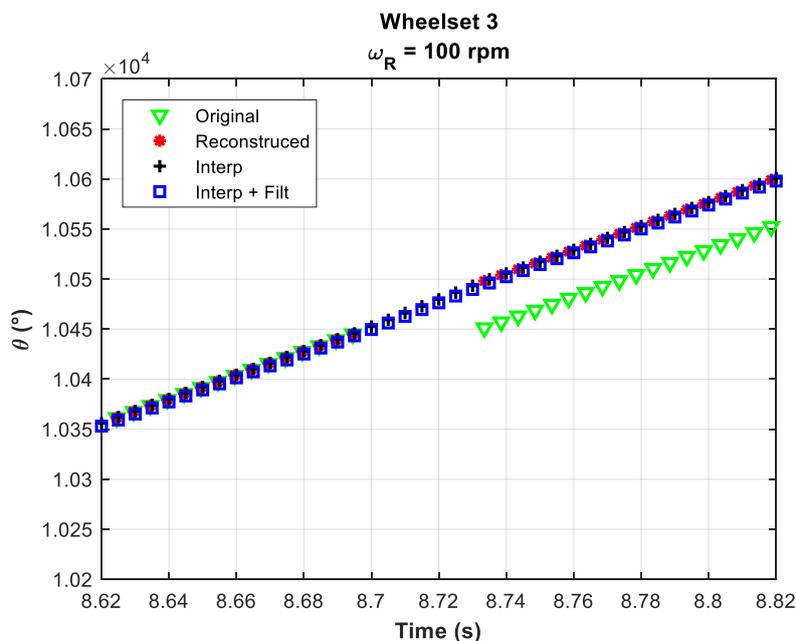
Grazie agli accorgimenti adottati, si è riuscito ad avere un salvataggio ad intervalli di circa 5 ms, contro i 15 ms che si ottenevano con la VI originale. È bene specificare che i risultati mostrati nei paragrafi precedenti, nonostante siano frutto di filtraggi spinti con medie mobili e derivino da VI non ottimizzate, restano validi se si tiene conto che le prime prove state eseguite soprattutto allo scopo di testare il corretto funzionamento dei sensori installati e l'effettiva possibilità di ottenere curve di adesione ripetibili con il banco. L'ottimizzazione della VI di controllo e acquisizione l'incremento della frequenza di campionamento rappresentano invece uno step successivo, indispensabile per far sì che il *roller rig* sia uno strumento affidabile per lo sviluppo e la validazione di algoritmi di contatto e adesione in condizioni di asciutto ma soprattutto in presenza di contaminazione.

Nonostante le misure adottate per ottimizzare la VI e velocizzare il campionamento, si sono evidenziati alcuni "buchi" di acquisizione, ovvero punti in cui il salvataggio dati avviene in un tempo superiore ai 5 ms richiesti. A titolo di esempio, durante una prova di frenatura eseguita sulla sala 3, si è osservato un tempo di campionamento pari a 5.01 ms, ma vi sono 4 punti con un periodo superiore ai 10 ms ed un punto con periodo massimo di 45 ms. Essendo i punti acquisiti pari a 6936, i 4 *gap* corrispondono al 0.06% del totale, tuttavia la Figura 4.17 mostra come durante i *gap* di acquisizione venga perso il conteggio della posizione segnalata dell'encoder (triangolo verde), come se la sala fosse ferma anche in piena adesione. Pertanto, per non incorrere in errori durante la fase di derivazione numerica del segnale di posizione, si è dovuto ricostruire il segnale (asterisco rosso), tenendo conto della pendenza della retta prima del *gap* di acquisizione, shiftando opportunamente il dato originale.



**Figura 4.17: Posizione angolare: *gap* di acquisizione e segnale ricostruito (sala 3,  $\omega_R = 100$  rpm)**

Inoltre, per avere un vettore di posizioni angolari intervallate dello stesso periodo di campionamento, il segnale ricostruito è stato interpolato linearmente su una nuova base temporale con spaziatura di 5 ms; la medesima operazione è stata eseguita anche sui segnali originali di pressione e forza normale e frenante. Infine, per facilitare la derivazione numerica, il segnale di posizione è stato filtrato con una media mobile sullo 0.08% dei punti salvati, in modo da poter ottenere caratteristiche di adesione il più possibile corrispondenti alle acquisizioni originali. La Figura 4.18 mostra il confronto fra i segnali originale (triangolo verde), ricostruito (asterisco rosso), interpolato (simbolo “più” nero) ed interpolato+filtrato (quadrato blu), nel medesimo intervallo temporale della Figura 4.17.



**Figura 4.18: Nuova strategia di acquisizione: segnali di posizione angolare (sala 3,  $\omega_R = 100$  rpm)**

Come già dichiarato, con la nuova strategia di acquisizione e salvataggio è necessario derivare il segnale di posizione angolare elaborato dal *loop* di lettura degli encoder per risalire alla velocità angolare della sala. La

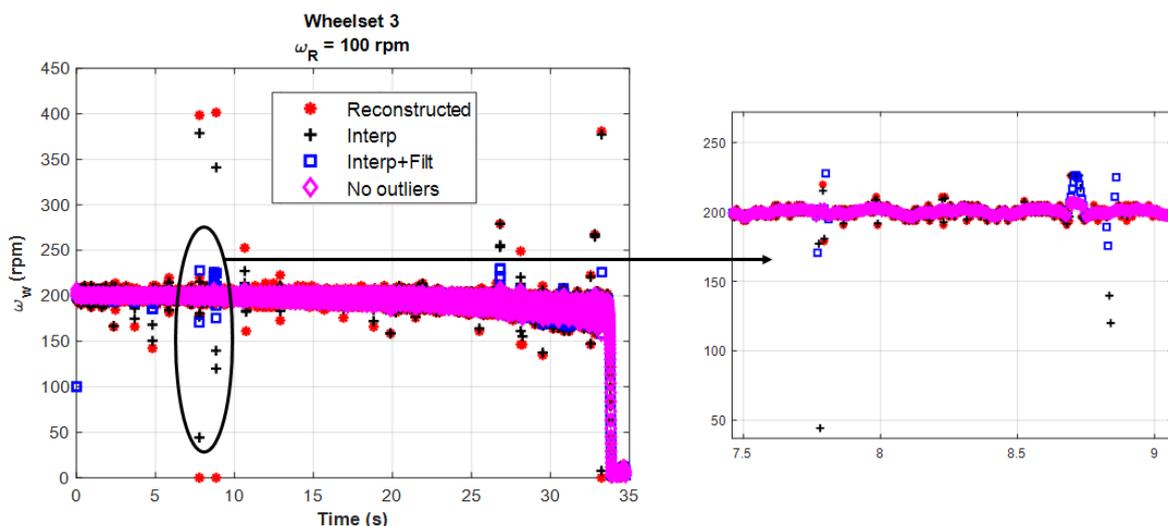
velocità angolare è stata calcolata derivando il segnale di posizione ottenuto a seguito della ricostruzione dell'originale, dell'interpolazione e del filtraggio. Per migliorare ulteriormente il segnale di velocità al fine di riuscire a derivare nuovamente ed ottenere la decelerazione della sala, esso è stato sottoposto ad un'analisi statistica. Infatti, si sono identificati come outliers i valori che ricadono al di fuori di 3 deviazioni assolute mediane ( $MAD$ ) scalate rispetto alla mediana locale calcolata lungo una finestra di 80 elementi. Tali outliers sono stati sostituiti utilizzando una interpolazione secondo una spline cubica a tratti in grado di mantenere la forma del segnale di partenza. Definendo con  $X$  un vettore di osservazioni sperimentali, con  $median$  la mediana e con  $erfcinv$  la funzione degli errori complementari inversa, la  $MAD$  scalata di  $X$  è calcolata come:

$$MAD(X) = c \cdot median(|X - median(X)|) \quad (4.1)$$

dove  $c$  si ottiene dall'espressione:

$$c = -\frac{1}{\sqrt{2} \cdot erfcinv(3/2)} \quad (4.2)$$

La Figura 4.19 mostra i segnali di velocità calcolati a partire dal segnale di posizione ricostruito (asterisco rosso), interpolato (segno "più" nero), interpolato e filtrato (quadrato blu), nonché il segnale di velocità che ha subito il filtraggio statistico (diamante magenta). Confrontando i 4 segnali, si nota come il procedimento statistico sul dato ottenuto dalla posizione interpolata e filtrata risulti più pulito, con evidenti vantaggi nel calcolo del *creep* (Figura 4.20).



**Figura 4.19: Nuova strategia di acquisizione: calcolo velocità angolare (sala 3,  $\omega_R = 100$  rpm)**

Derivando il segnale di velocità sottoposto al procedimento statistico (diamante magenta in Figura 4.19) è stata infine calcolata anche la decelerazione sala. La Figura 4.21 mostra un confronto analogo a quello presentato in Figura 4.19, ma questa volta in termini di strategia per il calcolo delle decelerazioni angolari,

rendendo evidente il vantaggio procurato dal procedimento statistico sia durante la fase di completa adesione sia in quella di scorrimento.

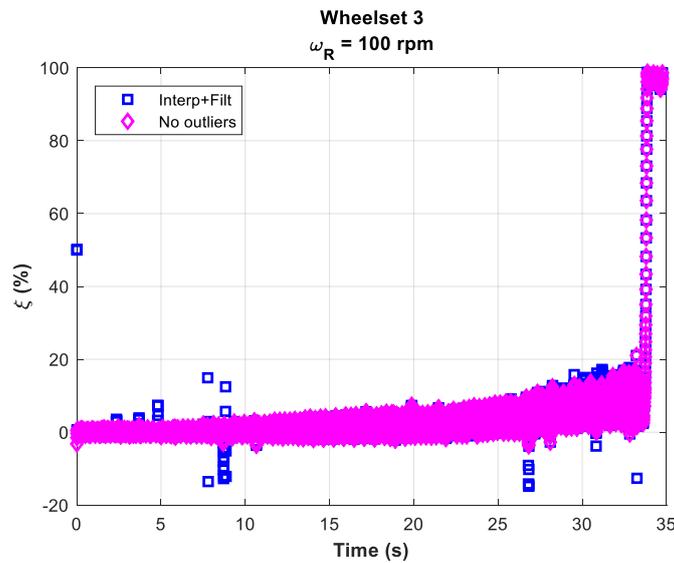


Figura 4.20: Nuova strategia di acquisizione: andamento temporale del creep (sala 3,  $\omega_R = 100$  rpm)

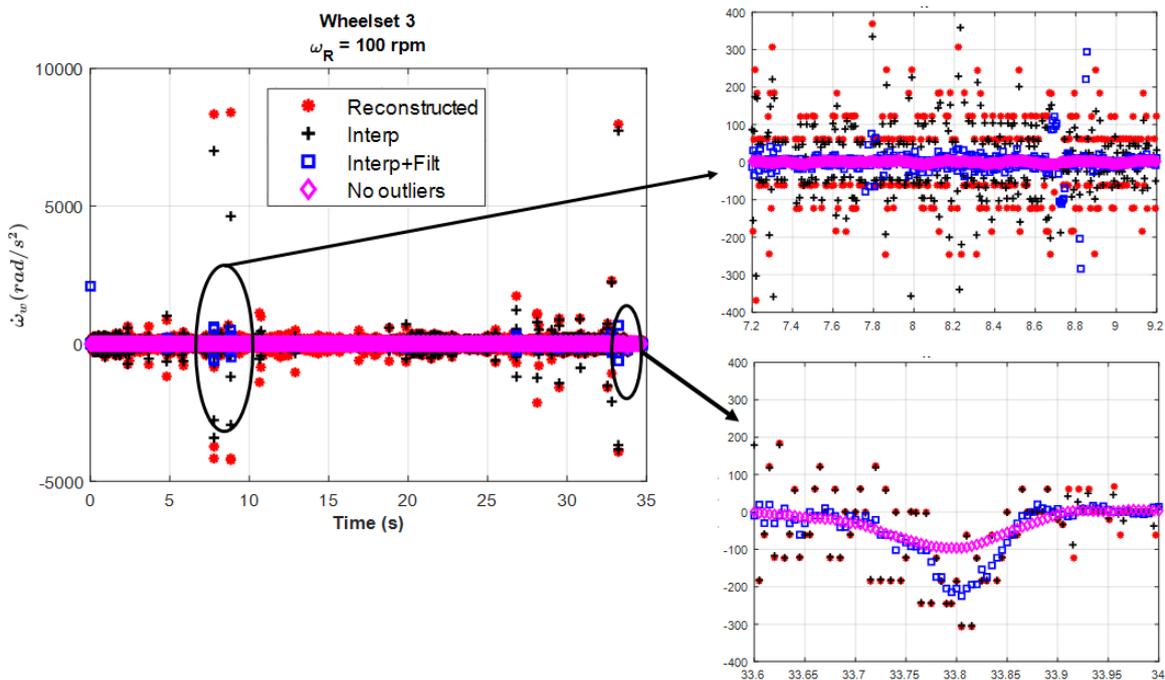
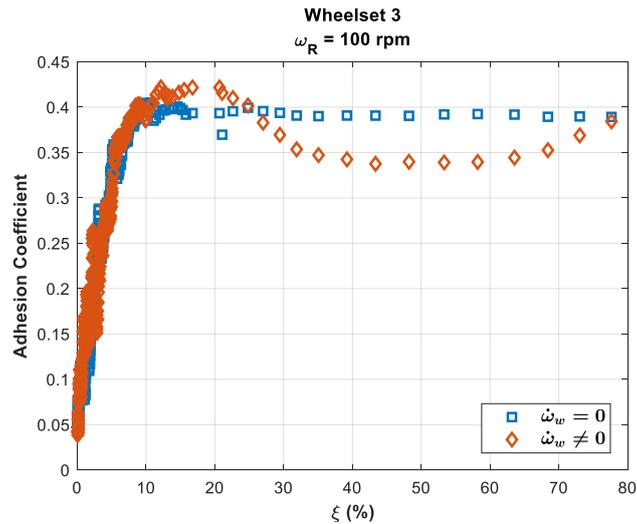


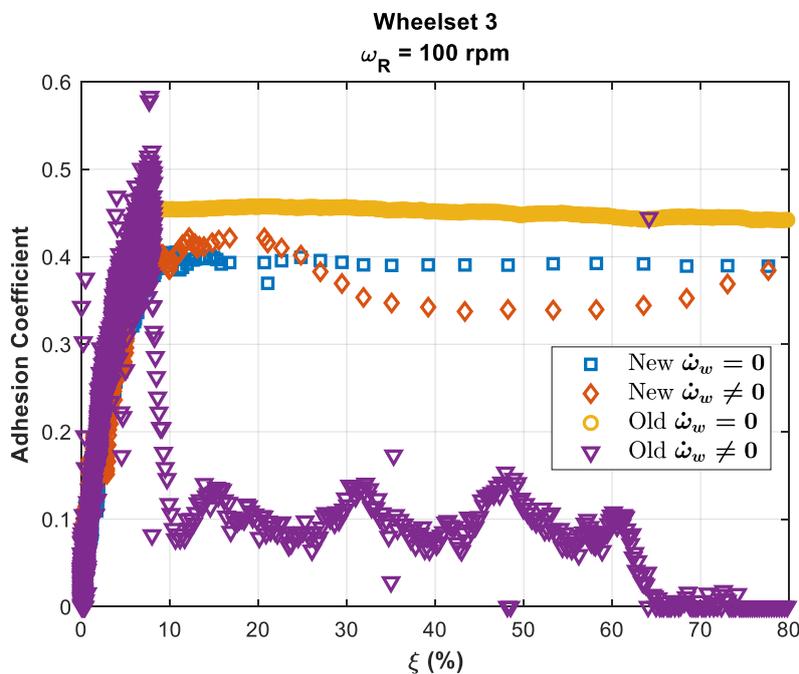
Figura 4.21: Nuova strategia di acquisizione: calcolo accelerazione angolare (sala 3,  $\omega_R = 100$  rpm)

La Figura 4.22 mostra due caratteristiche di adesione ottenute frenando la sala 3 con una velocità dei rulli pari a 100 rpm: la curva a quadrati blu è stata ottenuta senza tenere conto dell'inerzia della sala, mentre la curva con asterischi arancioni considera la decelerazione angolare della sala. Come già osservato al paragrafo 4.2.4, tenendo conto dell'inerzia della sala si osservano un picco di adesione ed un tratto decrescente della curva più evidenti. Si noti che per ottenere un grafico più chiaro nel tratto lineare delle caratteristiche si è ridotto il numero di punti da plottare a seguito di una media mobile su 20 elementi.



**Figura 4.22: Nuova strategia di acquisizione: caratteristiche di adesione (sala 3,  $\omega_R = 100$  rpm)**

La Figura 4.23 presenta invece un confronto fra le caratteristiche di adesione ottenute elaborando le acquisizioni sperimentali con l’algoritmo nuovo e vecchio, sia nel caso di trascurare l’inerzia sia tenendone conto. Come è possibile osservare, la curva a triangolo viola, ottenuta calcolando la decelerazione secondo l’algoritmo originale, è completamente differente dalle altre 3, prevedendo valori di adesione estremamente ridotti nella zona instabile: ciò è da ricondurre al fatto che la strategia di calcolo della decelerazione angolare utilizzata nel vecchio algoritmo può non essere adatta alla nuova metodologia di acquisizione.



**Figura 4.23: Confronto fra le curve di adesione ottenute utilizzando i due algoritmi**

Inoltre, le curve di adesione ottenute con il nuovo algoritmo a partire dai dati sperimentali registrati frenando altre sale non hanno portato a risultati soddisfacenti. Di conseguenza, nel prossimo futuro dovranno essere messe a punto una strategia di acquisizione definitiva, che consenta di ridurre

ulteriormente il periodo di campionamento, ed un nuovo metodo di post-processing dei dati, applicabile per ciascuna delle 4 sale e per qualsiasi valore di velocità di rotazione dei rulli e carico per asse.

#### 4.4 Prova di riadesione

Un'ulteriore prova che è stata realizzata sul banco per verificarne il corretto comportamento è stata una prova di riadesione eseguita con una strategia molto semplice. Il test è stato svolto utilizzando la vecchia strategia di acquisizione (Figura 3.21), impostando una velocità di rotazione dei rulli via TCP\IP Modbus pari a 390 rpm. Le sale sono state frenate contemporaneamente imponendo una pressione di set di 1.5 bar su ciascuna sala, con un carico per asse simulato di 10 ton, in modo da assicurare completa adesione in condizioni incontaminate. Durante la rotazione, si sono sporcate contemporaneamente le superfici dei due rulli mediante il passaggio di un pezzettino di carta bagnata, secondo lo schema di Figura 4.24. Come è possibile osservare, dato il verso di rotazione orario del motore, una volta sporcata la superficie dei rulli, la prima sala a incontrare il tratto contaminato è la sala 4: la sequenza di contaminazione è dunque 4-3-2-1.

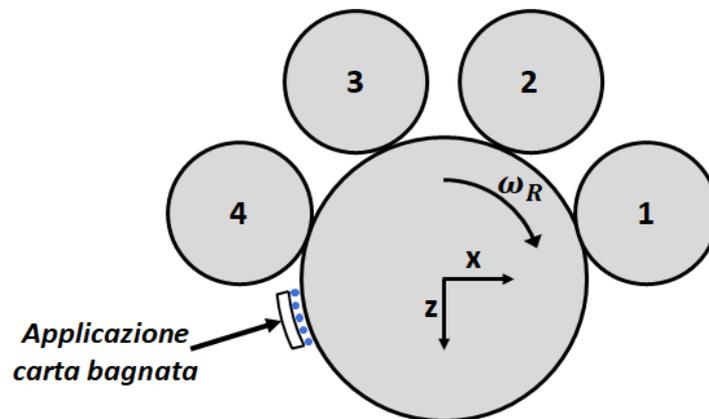


Figura 4.24: Schema dello sporcamento dei rulli nella prova di riadesione

La Figura 4.25 mostra l'andamento temporale del *creep*, identificando i 3 istanti di applicazione del contaminante. Come si può notare, l'applicazione del contaminante causa un brusco incremento dello scorrimento, almeno per la sala 4, che è la prima ad essere affetta dallo sporcamento dell'interfaccia.

Alla prima applicazione di carta bagnata, si può notare un brusco incremento di scorrimento per la sala 4, mentre il valore si mantiene pressoché costante per le altre sale. In tutte le applicazioni di contaminante si può osservare che la sala 2 subisce un aumento di scorrimento prima della sala 3, contrariamente a quanto atteso; ciò può essere dovuto a leggere differenze nella condizione di adesione delle 4 sale, ma anche alla tecnica molto semplice di svolgimento della prova. In ogni caso, in tutte e 3 le contaminazioni la sala 4 è stata la prima a subire l'incremento di scorrimento; inoltre, la diminuzione di *creep* è sempre avvenuta nell'ordine di contaminazione, come atteso: tale effetto è particolarmente evidente per l'ultima applicazione di contaminante.

In Figura 4.26 viene presentato un dettaglio dell'andamento di coefficiente di aderenza e scorrimento a seguito della prima applicazione di contaminante. Come è possibile osservare, nel tratto in cui lo scorrimento cresce, cresce anche l'adesione, che poi crolla una volta raggiunto un valore del 20%, a causa sia dell'ingresso nella zona instabile della curva di adesione, sia della riduzione dell'attrito all'interfaccia

dovuto alle gocce d’acqua. Infine, a seguito della distruzione dello strato di contaminante, lo scorrimento della sala 4 decresce e l’aderenza torna ai valori precedenti alla contaminazione.

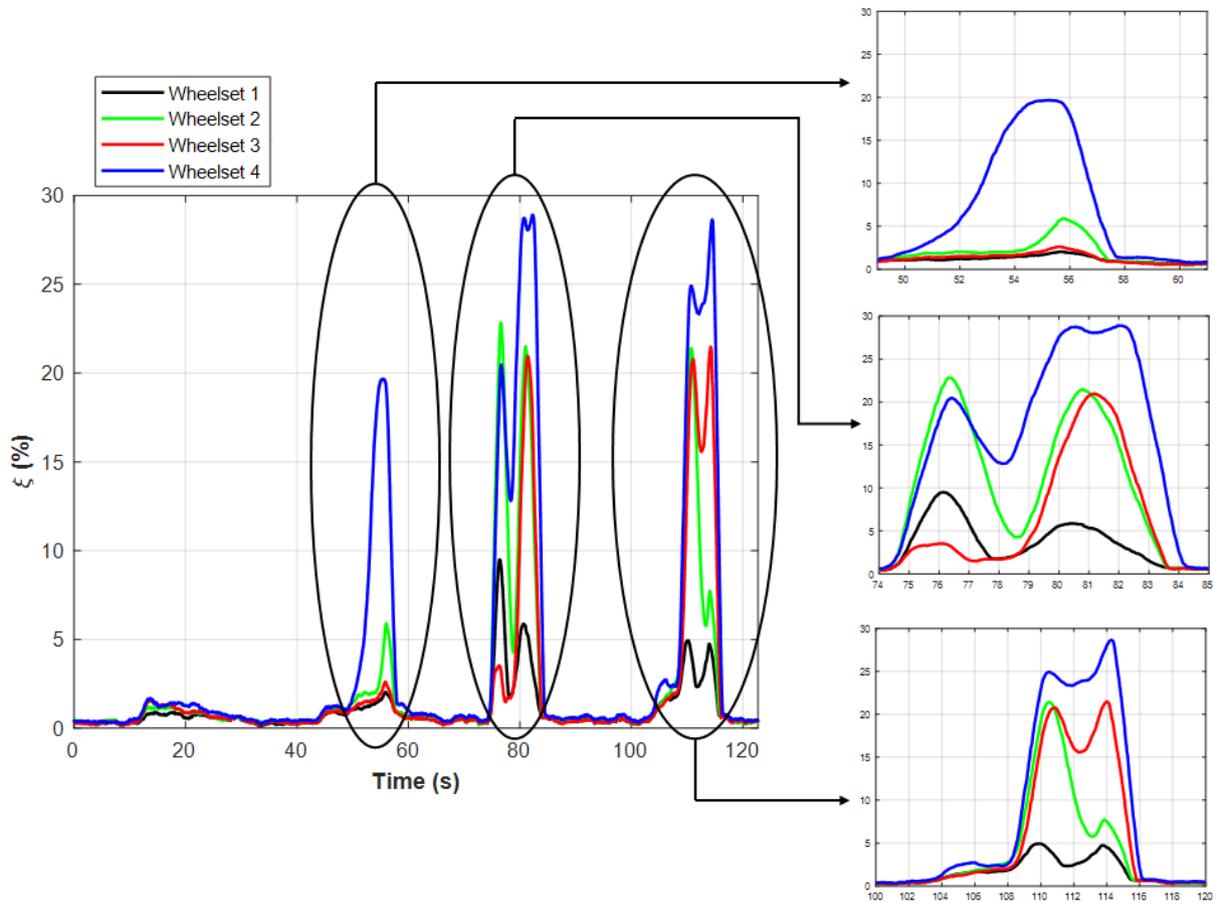


Figura 4.25: Prova di riadesione: andamento temporale del creep e dettagli delle contaminazioni.

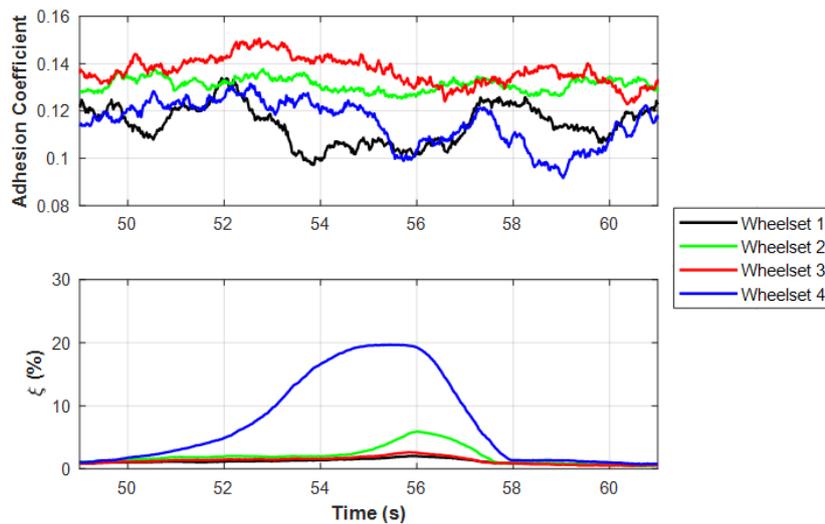


Figura 4.26: Prova di riadesione: dettaglio della prima applicazione di contaminante

Si vuole sottolineare che lo scopo di questo test non era ovviamente quello di sviluppare un algoritmo di adesione oppure un modello di contaminazione e mutua interazione delle sale, ma i risultati sono incoraggianti perché confermano la possibilità di poter utilizzare il *roller rig multisala* per indagare il fenomeno della riadesione, tenendo conto dell’effetto pulente fornito dalle ruote in testa al veicolo. In

futuro dovrà ovviamente essere sviluppato un sistema di sporcamento delle superfici più razionale, in grado di poter applicare quantità note di contaminante lungo un tratto desiderato della circonferenza dei rulli.

## Conclusioni e sviluppi futuri

In questo elaborato si è voluto innanzitutto mostrare come l'interazione ruota-rotaia e il coefficiente di aderenza occupino un ruolo di primo ordine per quanto riguarda le prestazioni e la sicurezza durante le manovre di trazione e frenatura di veicoli ferroviari.

Conoscere le caratteristiche di adesione al variare delle condizioni all'interfaccia, specialmente qualora siano presenti differenti tipi di contaminanti, è dunque un obiettivo di grande importanza per l'ottimizzazione del servizio ferroviario. Pertanto, al capitolo 1 si sono presentati diversi risultati sperimentali ottenuti considerando la presenza di contaminanti all'interfaccia, nonché i sistemi maggiormente impiegati per la gestione dell'adesione, quali sabbia, *friction modifiers* e sistemi meccatronici di controllo trazione e frenatura. In seguito, si sono mostrati i modelli analitici e numerici più diffusi per il calcolo del coefficiente di aderenza sia in condizioni di asciutto sia di contaminazione.

Nel capitolo 2 è stata invece rivolta grande attenzione ai dispositivi di laboratorio utilizzati dai ricercatori nello studio dell'aderenza ferroviaria: si è mostrato come le macchine *pin-on-disk*, *mini-traction machine* e *twin-disk* consentano di ottenere informazioni dal punto di vista della tribologia dei materiali a contatto, ma non siano in grado di replicare correttamente né la dinamica del veicolo né la reale geometria di contatto. Una migliore approssimazione di questi fenomeni è ottenibile con i *roller rig* in scala reale o ridotta, tuttavia è sempre necessario tenere conto delle differenze geometriche e cinematiche che esistono fra rotaia e rulli rotanti, per correlare i dati registrati durante le prove in laboratorio con il caso reale. Inoltre, si è evidenziato come tutti questi dispositivi non siano in grado di riprodurre correttamente il fenomeno della riadesione e l'interazione fra le ruote di un veicolo: infatti, in presenza di contaminanti sulla linea, le sale in testa al convoglio hanno un effetto pulente sulle rotaie, che consente di ristabilire un livello di adesione più elevato per le ruote successive. Di conseguenza, il Politecnico di Torino ha sviluppato un innovativo *roller rig multisala* in scala 1:5 costituito da 4 sale che insistono sulla stessa coppia di rulli, così come le ruote di un treno corrono tutte lungo la medesima rotaia. Il design del banco è realizzato secondo una strategia modulare: infatti, esso è costituito da un telaio, 4 elementi sala, 8 molle di sospensione e 4 moduli di sistema frenante. Grazie a questa strategia, il banco può consentire di simulare differenti valori di scartamento, raggio ruota e carico per asse, garantendo una buona riproducibilità delle condizioni di prova. Ciascun rullo può essere motorizzato indipendentemente, tuttavia nell'ambito di questa attività di tesi i due rulli sono stati resi solidali mediante un giunto rigido e si è fatto ricorso ad un unico motore brushless trifase.

Al capitolo 3 è stata dedicata grande attenzione alla descrizione della strategia di controllo ed all'acquisizione dei segnali provenienti dai sensori installati sul banco, nonché alla calibrazione di questi ultimi. Per poter controllare il *creep* fra sala e rulli, su ciascun asse è installata una elettrovalvola pneumatica la cui bocca di uscita è connessa a due pinze freno: mantenendo costante la velocità del motore e frenando uno o più assi, si può imporre una differenza di velocità periferica tra i rulli e le ruote. Al fine di calcolare in ogni istante il valore del *creep*, ciascuna sala è dotata di un encoder incrementale, mentre la velocità dei rulli motorizzati è comunicata dall'azionamento ad un PC industriale mediante il protocollo TCP/IP Modbus. Le 8 celle a bottone installate su ciascuna sospensione consentono di misurare il carico imposto da una molla lungo la normale al contatto: sommando a tale forza la componente radiale della forza peso, è noto il carico normale agente sull'impronta di contatto. Infine, il banco è dotato di 8 celle

di carico a S in grado di misurare la forza frenante su ciascun disco freno: da tale misura, è possibile risalire alla forza longitudinale di contatto mediante una semplice equazione di equilibrio alla rotazione della sala frenata. Tutti i segnali provenienti dai sensori installati sul banco vengono raccolti in apposite morsettiere e trasmessi a schede di acquisizione collegate al PC industriale, sul quale è installato il software LabVIEW prodotto da National Instruments. È così possibile visualizzare le grandezze di interesse ed imporre sia la pressione di frenatura all'uscita di ciascuna elettrovalvola, sia la velocità di rotazione del motore. Al fine di ottenere misure corrette dai sensori, tutte le celle di carico e le elettrovalvole sono state sottoposte ad opportune prove di taratura; inoltre, si è eseguita una operazione sperimentale di calibrazione del raggio efficace di frenatura, ottenendo un valore di fitting ottimizzato per ciascuna delle 4 sale.

A seguito di queste operazioni, si sono effettuate prove preliminari per valutare il corretto funzionamento del *roller rig multisala* e l'influenza sulle curve di adesione di numerosi parametri, quali raggio efficace di frenatura, strategia di pulizia delle superfici, velocità di rotazione dei rulli ed inerzia delle sale. I risultati salienti, mostrati al capitolo 4, hanno evidenziato come il banco consenta di ottenere una buona ripetibilità delle curve di adesione, ma anche come la strategia di acquisizione originale non fosse sufficientemente performante. Pertanto, è stato necessario modificare la VI di LabVIEW eliminando la comunicazione via Modbus, così da ridurre i tempi di esecuzione dei cicli di acquisizione ed ottenere un maggior numero di punti nella zona instabile della caratteristica di adesione. Il banco prova è stato anche utilizzato per realizzare una prova di riadesione, che ha permesso di ottenere risultati estremamente incoraggianti, in quanto si è rilevato come il recupero dell'adesione sia più rapido per la sala in coda e più lento per quella in testa.

Allo stato attuale, il banco prova non potrebbe ancora essere impiegato per sviluppare e validare algoritmi di controllo dell'adesione. È sicuramente necessario ottimizzare ulteriormente la VI di acquisizione e salvataggio, al fine di aumentare il più possibile la frequenza di campionamento dei segnali inviati dai sensori. Per poter ottenere informazioni precise circa la velocità del motore in ogni istante, eliminando però i rallentamenti dovuti alla comunicazione via Modbus, si potrà installare un quinto encoder sull'asse dei rulli oppure utilizzare un protocollo di comunicazione Profibus. In particolare, entrambe le soluzioni consentirebbero di passare da un'acquisizione mediante il sistema operativo Windows ad un sistema deterministico di tipo real-time. Inoltre, la scheda di acquisizione installata in questo momento fornisce in output solamente il valore di posizione angolare, rendendo necessario il calcolo numerico della velocità di rotazione delle sale; le prestazioni e la precisione delle misure sperimentali incrementerebbero nettamente qualora si utilizzasse una scheda di acquisizione in grado di restituire in uscita un segnale di velocità.

Una volta ottimizzata la procedura di acquisizione dati, sarà necessario individuare una strategia di prova e di post-processing adeguata, in modo da sviluppare un procedimento valido per tutte le condizioni di adesione, velocità dei rulli e carico per asse. Poiché il bloccaggio delle ruote avviene in tempi rapidissimi, in futuro si potrà valutare la possibilità di eseguire le prove adeguando opportunamente il valore del gradiente del set di pressione al valore attuale di *creep*, così da poter acquisire un maggior numero di punti nel tratto instabile della caratteristica di adesione.

Per quanto riguarda le prove di riadesione, sarà necessario realizzare un sistema più razionale per lo sporco dei rulli, in modo da poter controllare la quantità di contaminante immesso all'interfaccia.

Infine, per poter studiare algoritmi da implementare in sistemi di controllo frenatura, su ogni sala dovrà essere installata una elettrovalvola digitale di scarico rapido controllata in PWM, in modo da interrompere l'alimentazione delle pinze freno ed eventualmente scaricarle quando si superi il limite di adesione.

## Appendice A – Equivalenze di carichi e velocità

Nel capitolo 2 si sono presentati differenti metodi per garantire la similitudine fra un sistema reale ed un prototipo in scala, indicando come sul *roller rig multisala* si sia optato per impiegare la strategia suggerita da Jaschinski. In questa appendice si vogliono riportare tabelle relative alle equivalenze dei carichi e delle velocità per i valori di maggiore interesse in campo ferroviario.

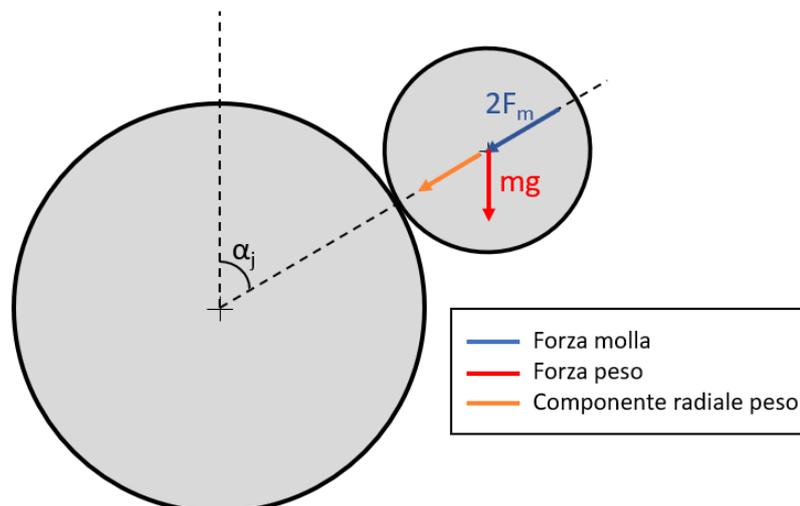
### A.1 Equivalenze di carichi

La Figura A.1 mostra schematicamente le forze prementi agenti al contatto tra i rulli ed una generica sala del banco inclinata di un angolo  $\alpha_i$ : per le sale 1 e 4 tale angolo vale  $72^\circ$ , mentre per le sale 2 e 3 esso vale  $24^\circ$  (Figura 2.10). Secondo le indicazioni di Tabella 2.1, le forze vengono scalate di un fattore  $\varphi_w = 125$ ; tuttavia, essendo le sale inclinate dell'angolo  $\alpha_i$ , la forza che deve essere imposta mediante il sistema di sospensione non è esattamente uguale al carico per asse scalato per l'opportuno fattore, ma deve essere depurata della quota parte di forza peso agente in direzione radiale. Indicando con  $N$  la forza agente lungo la normale al contatto, la forza che deve essere applicata da ciascuna delle due molle a elica di ogni sala può essere facilmente calcolata mediante l'equazione (A. 1):

$$F_m = \frac{N_0 - mg \cos \alpha_i}{2} \quad (A. 1)$$

dove:

- $N_0$  coincide con il carico reale scalato del fattore  $\varphi_w$ ;
- $m$  è la massa della sala, stimata pari a 12 kg dal modello multibody del banco.



**Figura A.1: Schema semplificato ruota rullo**

Le Tabelle A.1 e A.2 riportano per le coppie di sale 1,4 e 2,3 i valori di carico equivalente in scala, forza da applicare mediante il sistema di sospensione sulla sala e sulla ruota ed il conseguente schiacciamento delle molle ad elica per differenti valori di carichi per asse di interesse in campo ferroviario.

| <b>CARICHI EQUIVALENTI SALE 1,4 (<math>\alpha = 72^\circ</math>)</b> |            |                 |                  |                 |
|--|------------|-----------------|------------------|-----------------|
| $N_1$ (ton)  | $N_0$ (kg) | $F_m$ asse (kg) | $F_m$ ruota (kg) | $\Delta x$ (mm) |
| 2  | 16         | 12,29           | 6,15             | 1,0             |
| 3  | 24         | 20,29           | 10,15            | 1,7             |
| 4  | 32         | 28,29           | 14,15            | 2,3             |
| 5  | 40         | 36,29           | 18,15            | 3,0             |
| 6  | 48         | 44,29           | 22,15            | 3,7             |
| 7  | 56         | 52,29           | 26,15            | 4,3             |
| 8  | 64         | 60,29           | 30,15            | 5,0             |
| 9  | 72         | 68,29           | 34,15            | 5,7             |
| 10   | 80         | 76,29           | 38,15            | 6,3             |
| 11   | 88         | 84,29           | 42,15            | 7,0             |
| 12   | 96         | 92,29           | 46,15            | 7,6             |
| 13   | 104        | 100,29          | 50,15            | 8,3             |
| 14   | 112        | 108,29          | 54,15            | 9,0             |
| 15   | 120        | 116,29          | 58,15            | 9,6             |
| 16   | 128        | 124,29          | 62,15            | 10,3            |
| 17   | 136        | 132,29          | 66,15            | 11,0            |
| 18   | 144        | 140,29          | 70,15            | 11,6            |
| 19   | 152        | 148,29          | 74,15            | 12,3            |
| 20   | 160        | 156,29          | 78,15            | 12,9            |
| 21,0   | 168        | 164,29          | 82,15            | 13,6            |
| 21,5   | 172        | 168,29          | 84,15            | 13,9            |
| 22,0   | 176        | 172,29          | 86,15            | 14,3            |
| 22,5   | 180        | 176,29          | 88,15            | 14,6            |
| 23,0   | 184        | 180,29          | 90,15            | 14,9            |
| 23,5   | 188        | 184,29          | 92,15            | 15,3            |
| 24,0   | 192        | 188,29          | 94,15            | 15,6            |
| 24,5   | 196        | 192,29          | 96,15            | 15,9            |
| 25,0   | 200        | 196,29          | 98,15            | 16,3            |

**Legenda:**  $N_1$  = carico per asse reale,  $N_0$  = carico per asse in scala,

$F_m$  asse = carico sospensione complessivo sulla sala,

$F_m$  ruota = carico sospensione singola ruota,

$\Delta x$  = schiacciamento molla

**Tabella A.1: Carichi equivalenti (sale 1 e 4)**

| <b>CARICHI EQUIVALENTI SALE 2,3 (<math>\alpha = 72^\circ</math>)</b> |            |                 |                  |                 |
|--|------------|-----------------|------------------|-----------------|
| $N_1$ (ton)  | $N_0$ (kg) | $F_m$ asse (kg) | $F_m$ ruota (kg) | $\Delta x$ (mm) |
| 2  | 16         | 5,04            | 2,52             | 0,4             |
| 3  | 24         | 13,04           | 6,52             | 1,1             |
| 4  | 32         | 21,04           | 10,52            | 1,7             |
| 5  | 40         | 29,04           | 14,52            | 2,4             |
| 6  | 48         | 37,04           | 18,52            | 3,1             |
| 7  | 56         | 45,04           | 22,52            | 3,7             |
| 8  | 64         | 53,04           | 26,52            | 4,4             |
| 9  | 72         | 61,04           | 30,52            | 5,1             |
| 10   | 80         | 69,04           | 34,52            | 5,7             |
| 11   | 88         | 77,04           | 38,52            | 6,4             |
| 12   | 96         | 85,04           | 42,52            | 7,0             |
| 13   | 104        | 93,04           | 46,52            | 7,7             |
| 14   | 112        | 101,04          | 50,52            | 8,4             |
| 15   | 120        | 109,04          | 54,52            | 9,0             |
| 16   | 128        | 117,04          | 58,52            | 9,7             |
| 17   | 136        | 125,04          | 62,52            | 10,4            |
| 18   | 144        | 133,04          | 66,52            | 11,0            |
| 19   | 152        | 141,04          | 70,52            | 11,7            |
| 20   | 160        | 149,04          | 74,52            | 12,3            |
| 21,0   | 168        | 157,04          | 78,52            | 13,0            |
| 21,5   | 172        | 161,04          | 80,52            | 13,3            |
| 22,0   | 176        | 165,04          | 82,52            | 13,7            |
| 22,5   | 180        | 169,04          | 84,52            | 14,0            |
| 23,0   | 184        | 173,04          | 86,52            | 14,3            |
| 23,5   | 188        | 177,04          | 88,52            | 14,7            |
| 24,0   | 192        | 181,04          | 90,52            | 15,0            |
| 24,5   | 196        | 185,04          | 92,52            | 15,3            |
| 25,0   | 200        | 189,04          | 94,52            | 15,7            |

**Legenda:**  $Q$  = carico per asse reale,  $N$  = carico per asse in scala,  
 $F_m$  asse = carico sospensione complessivo sulla sala,  
 $F_m$  ruota = carico sospensione singola ruota,  
 $\Delta x$  = schiacciamento molla

**Tabella A.2: Carichi equivalenti (sale 2 e 3)**

## A.2 Equivalenze di velocità

Per simulare sul *roller rig* un determinato valore di velocità del veicolo, è opportuno imporre una certa velocità angolare ai rulli mediante l'azionamento. Le velocità al banco prova sono scalate di un fattore  $\varphi_v = \sqrt{5}$ , pertanto la velocità angolare del rullo può essere calcolata dividendo tale valore per il raggio del rullo stesso. Indicando con  $v_0$  la velocità periferica del rullo ( $m/s$ ), ovvero la velocità del veicolo opportunamente scalata, e con  $R_R$  il raggio del rullo ( $m$ ), la velocità angolare del rullo in giri al minuto si calcola come:

$$n_R = \frac{v_0 \pi}{R_R 30} \quad (A.2)$$

La Tabella A.3 riporta per differenti valori di velocità veicolo di interesse le equivalenti velocità periferica e angolare del rullo.

| VELOCITA' EQUIVALENTI |             |             |
|-----------------------|-------------|-------------|
| $v_1$ (km/h)          | $v_0$ (m/s) | $n_R$ (rpm) |
| 5                     | 1,39        | 32,2        |
| 10                    | 2,78        | 64,5        |
| 15                    | 4,17        | 96,7        |
| 20                    | 5,56        | 128,9       |
| 25                    | 6,94        | 161,2       |
| 30                    | 8,33        | 193,4       |
| 35                    | 9,72        | 225,6       |
| 40                    | 11,11       | 257,9       |
| 45                    | 12,50       | 290,1       |
| 50                    | 13,89       | 322,4       |
| 55                    | 15,28       | 354,6       |
| 60                    | 16,67       | 386,8       |
| 65                    | 18,06       | 419,1       |
| 70                    | 19,44       | 451,3       |
| 75                    | 20,83       | 483,5       |
| 80                    | 22,22       | 515,8       |
| 85                    | 23,61       | 548,0       |
| 90                    | 25,00       | 580,2       |
| 95                    | 26,39       | 612,5       |
| 100                   | 27,78       | 644,7       |
| 105                   | 29,17       | 676,9       |
| 110                   | 30,56       | 709,2       |
| 115                   | 31,94       | 741,4       |
| 120                   | 33,33       | 773,7       |
| 130                   | 36,11       | 838,1       |
| 140                   | 38,89       | 902,6       |
| 150                   | 41,67       | 967,1       |
| 160                   | 44,44       | 1031,5      |

**Legenda:**  $v_1$  = velocità veicolo reale,  
 $v_0$  = velocità periferica scalata  
 $n_R$  = velocità angolare rullo

**Tabella A.3: Velocità equivalenti**

## Appendice B – Data Sheet

In questa Appendice si riportano le caratteristiche relative ai sensori presenti al banco prova, dei quali al capitolo 3 sono stati descritti i collegamenti e le procedure adottate per la taratura.

### B.1 Celle di carico a bottone FUTEK LLB 400 FSH 00877

Le 8 celle a bottone FUTEK LLB 400 sono traduttori di forza impiegati sul banco prova per misurare il carico premente imposto all'interfaccia ruota rullo da ciascun sistema di sospensione. La Figura B.1 e la Tabella B.1 mostrano le caratteristiche principali della cella.



Figura B.1: Cella di carico FUTEK LLB400

| <b>Caratteristica</b>                                 | <b>Valore</b>                   |
|---|---------------------------------|
| Carico Nominale                                       | 1000 lb (454 kg, 4448 N)        |
| Uscita  | Positiva in compressione        |
| Uscita nominale                                       | 2 mV/V                          |
| Sovraccarico massimo                                  | 150% del Carico Nominale        |
| Azzeramento   | ± 3% dell' Uscita Nominale      |
| Eccitazione (VDC o VAC)                               | 18 max                          |
| Resistenza del ponte                                  | 700 Ω                           |
| Corrente di picco (A)                                 | 150                             |
| Non linearità   | ± 0.25% dell' Uscita Nominale   |
| Isteresi  | ± 0.25% dell' Uscita Nominale   |
| Non ripetibilità                                      | ± 0.25% dell' Uscita Nominale   |
| Tensione di alimentazione durante calibrazione        | 10 VDC                          |
| Valore della resistenza di Shunt durante calibrazione | 100 kΩ                          |
| Deriva dallo zero con la Temperatura                  | ± 0.0018% dell' Uscita Nominale |
| Intervallo di deriva con la Temperatura               | ± 0.0035% del Carico/°C         |
| Temperatura Compensata                                | Da 15 a 72°C                    |
| Temperatura di esercizio                              | Da -50 a 93°C                   |
| Materiale   | Acciaio inossidabile 17-4 PH    |

Tabella B.1: Data Sheet FUTEK LLB400 FSH00877

## B.2 Celle di carico a S FUTEK LSB302 FSH02089

Le 8 celle di carico a S FUTEK LSB 302, mostrate in Figura B.2, sono montate sul banco prova per misurare la forza frenante applicata da ciascuna pinza freno; conoscendo tali forze ed i relativi raggi di applicazione (capitolo 3), è possibile risalire alla forza tangenziale scambiata fra ruota e rullo mediante un semplice equilibrio di forze. La Tabella B. 2 riporta le principali caratteristiche dello strumento di misura tratte dal catalogo fornito dal costruttore.



Figura B.2: Cella di carico a S FUTEK LSB302

| <b>Caratteristica</b>  | <b>Valore</b>                                  |
|--|--|
| <i>Carico Nominale</i>                                       | 300 lb (136 kg, 1334 N)                        |
| <i>Filettatura</i>   | M10 x 1.5                                      |
| <i>Uscita</i>  | Positiva in trazione, Negativa in compressione |
| <i>Uscita Nominale</i>                                       | 2 mV/V   |
| <i>Sovraccarico massimo</i>                                  | 500% del Carico Nominale                       |
| <i>Azzeramento</i>   | ± 1% dell' Uscita Nominale                     |
| <i>Eccitazione (VDC o VAC)</i>                               | 20 max   |
| <i>Resistenza del ponte</i>                                  | 1000 Ω   |
| <i>Corrente di picco (A)</i>                                 | 150  |
| <i>Non linearità</i>   | ± 0.05% dell' Uscita Nominale                  |
| <i>Isteresi</i>  | ± 0.05% dell' Uscita Nominale                  |
| <i>Non ripetibilità</i>                                      | ± 0.05% dell' Uscita Nominale                  |
| <i>Tensione di alimentazione durante calibrazione</i>        | 10 VDC   |
| <i>Valore della resistenza di Shunt durante calibrazione</i> | 150 kΩ   |
| <i>Deriva dallo zero con la Temperatura</i>                  | ± 0.0018% dell' Uscita Nominale                |
| <i>Intervallo di deriva con la Temperatura</i>               | ± 0.0014% del Carico/°C                        |
| <i>Temperatura Compensata</i>                                | Da 15 a 72°C                                   |
| <i>Temperatura di esercizio</i>                              | Da -40 a 80°C                                  |
| <i>Materiale</i>   | Alluminio anodizzato                           |

Tabella B. 2: Data sheet FUTEK LSB302 FSH02089

### B.3 Encoder ELAP REM470–1024 -8/24–R-10–PP2

I 4 encoder REM470–1024 -8/24–R-10–PP2 sono encoder incrementali ad albero cavo che permettono di misurare istante per istante la velocità di rotazione di ciascuna sala (Figura B. 3); le principali caratteristiche meccaniche, elettriche e le prestazioni dello strumento sono riportate in Tabella B. 3



Figura B. 3: Encoder REM470–1024 -8/24–R-10–PP2

| <b>Caratteristica</b>                 | <b>Valore</b>  |
|---------------------------------------|--|
| <i>Codice impulsi</i>                 | Incrementale   |
| <i>Impulsi al giro</i>                | 1024   |
| <i>Impulso di zero</i>                | Un impulso al giro   |
| <i>Segnali di uscita</i>              | Due onde quadre sfasate di $90^\circ \pm 15^\circ$<br>Impulso di zero di larghezza $90^\circ \pm 15^\circ$ |
| <i>Elettronica di uscita</i>          | Push Pull  |
| <i>Alimentazione</i>                  | 8/24 VDC, con protezione all'inversione di polarità  |
| <i>Assorbimento</i>                   | 30-80 mA max   |
| <i>Tipo di connessione</i>            | 1000 $\Omega$  |
| <i>Corrente di picco (A)</i>          | Connettore radiale a 7 poli  |
| <i>Foro albero/giunto</i>             | 10 mm  |
| <i>Giri al minuto</i>                 | 6000 continuo, 10000 temporaneo  |
| <i>Coppia di avviamento</i>           | $\leq 0.8 \text{ N}\cdot\text{cm}$   |
| <i>Momento di inerzia</i>             | $\leq 25 \text{ g}\cdot\text{cm}^2$  |
| <i>Carico ammesso</i>                 | 80 N assiale, 100 N radiale  |
| <i>Temperatura di esercizio</i>       | -10-70°C   |
| <i>Temperatura di immagazzinaggio</i> | -20-80°C   |
| <i>Materiale custodia</i>             | Alluminio  |
| <i>Materiale albero</i>               | Acciaio AISI 303   |

Tabella B. 3: Data sheet encoder ELAP REM470–1024 -8/24–R-10–PP2

### B.3 Elettrovalvola SMC ITV0050 – 3BS

Le 4 elettrovalvole ITV0050 -3BS (Figura B.4) permettono di regolare la pressione a valle grazie ad un opportuno segnale di input di tensione; esse vengono utilizzate per regolare la pressione dei pistoncini delle pinze freno, al fine di applicare una coppia frenante ad una sala ed imporre così un certo valore di scorrimento. Ovviamente, l'elettrovalvola comunica il feedback di pressione: in questo modo, è sempre possibile conoscere l'effettiva pressione all'uscita della valvola. La Tabella B. 4 riepiloga le principali caratteristiche dell'elettrovalvola fornite dal costruttore.



Figura B.4: Elettrovalvola SMC ITV0050-3BS

| <b>Caratteristica</b>                       | <b>Valore</b>  |
|---|--|
| <i>Minima pressione di alimentazione</i>    | Pressione di SET + 1 bar   |
| <i>Massima pressione di alimentazione</i>   | 10 bar   |
| <i>Range di pressione di SET</i>            | 0.01-9 bar   |
| <i>Tensione di Alimentazione</i>            | 24 VDC $\pm$ 10%   |
| <i>Consumo di corrente di alimentazione</i> | $\leq$ 0.12 A  |
| <i>Segnale di input</i>                     | 0-10 V   |
| <i>Impedenza di input</i>                   | 10 k $\Omega$  |
| <i>Segnale d outputi</i>                    | 1-5 VDC (Impedenza di uscita: $\approx$ 1 k $\Omega$ )<br>Precisione segnale di uscita: $\leq$ 6% F.S. |
| <i>Linearità</i>                            | $\leq \pm$ 1% F.S.   |
| <i>Isteresi</i>                             | $\leq$ 0.5% F.S.   |
| <i>Ripetibilità</i>                         | $\leq \pm$ 0.5% F.S.   |
| <i>Sensibilità</i>                          | $\leq$ 0.2% F.S.   |
| <i>Caratteristica di temperatura</i>        | $\leq \pm$ 0.12% F.S./ $^{\circ}$ C  |
| <i>Temperatura di esercizio</i>             | 0- 50 $^{\circ}$ C   |
| <i>Diametro bocche di uscita (metrico)</i>  | $\varnothing$ 4  |
| <i>Cavo</i>                                 | Dritto 3 m   |

Tabella B. 4: Data sheet SMC ITV0050-3BS

## Bibliografia

- [1] R. Lewis, and U. Olofsson, "Basic tribology of the wheel-rail contact," *Wheel-Rail Interface Handbook*, pp. 34-57, 2009.
- [2] N. P. Suh, and H. C. Sin, "The genesis of friction," *Wear*, vol. 69, no. 1, pp. 91-114, 1981.
- [3] S. Iwnicki, S. Björklund, and R. Enblom, "Wheel-rail contact mechanics," *Wheel-Rail Interface Handbook*, pp. 58-92, 2009.
- [4] O. Polach, "Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit," *Wear*, vol. 258, no. 7-8, pp. 992-1000, 2005.
- [5] H. Hertz, "Ueber die Berührung fester elastischer Körper," *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, vol. 92, pp. 156-171, 1882, 1882.
- [6] Frederick William Carter, and A. E. H. Love, "On the action of a locomotive driving wheel," *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 1926.
- [7] Frederick William Carter, and A. E. H. Love, "On the stability of running of locomotives " *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 1928.
- [8] K. Knothe, "History of wheel/rail contact mechanics: From Redtenbacher to Kalker," *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, no. 1-2, pp. 9-26, 2008.
- [9] K. L. Johnson, "The Influence of Elastic Deformation upon the Motion of a Ball Rolling between Two Surfaces," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 173, no. 1, pp. 795-810, 1959.
- [10] P. J. Vermeulen, and K. L. Johnson, "Contact of nonspherical elastic bodies transmitting tangential forces," *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, vol. 31, no. 2, pp. 338-340, 1964.
- [11] D. J. Haines, and E. Ollerton, "Contact Stress Distributions on Elliptical Contact Surfaces Subjected to Radial and Tangential Forces," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 177, no. 1, pp. 95-114, 1963.
- [12] J. J. Kalker, *Rolling contact phenomena - Linear elasticity*, 2000.
- [13] P. D. Panagiotopoulos, "A nonlinear programming approach to the unilateral contact-, and friction-boundary value problem in the theory of elasticity," *Ingenieur-Archiv*, vol. 44, no. 6, pp. 421-432, 1975.
- [14] J. J. Kalker, and K. L. Johnson, "Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 60, no. 1, pp. 255-255, 1993.
- [15] J. J. Kalker, "A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact," *Vehicle System Dynamics*, vol. 11, no. 1, pp. 1-13, 1982.
- [16] O. Polach, "A fast wheel-rail forces calculation computer code," *Vehicle System Dynamics*, vol. 33, no. SUPPL., pp. 728-739, 2000.
- [17] Z. Y. Shen, J. K. Hedrick, and J. A. Elkins, "A Comparison of Alternative Creep Force Models for Rail Vehicle Dynamic Analysis," *Vehicle System Dynamics*, vol. 12, no. 1-3, pp. 79-83, 1983.
- [18] A. D. Monk-Steel, D. J. Thompson, F. G. de Beer *et al.*, "An investigation into the influence of longitudinal creepage on railway squeal noise due to lateral creepage," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 293, no. 3-5, pp. 766-776, 2006.
- [19] E. A. H. Vollebregt, "Numerical modeling of measured railway creep versus creep-force curves with CONTACT," *Wear*, vol. 314, no. 1-2, pp. 87-95, 2014.
- [20] W. Zhang, J. Chen, X. Wu *et al.*, "Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig," *Wear*, vol. 253, no. 1-2, pp. 82-88, 2002.
- [21] D. F. Moore, "Chapter 14 - Transportation and Locomotion," *Principles and Applications of Tribology*, pp. 302-330: Pergamon, 1975.
- [22] N. Bosso, and N. Zampieri, "A Novel Analytical Method to Calculate Wheel-Rail Tangential Forces and Validation on a Scaled Roller-Rig," *Advances in Tribology*, vol. 2018, 2018.

- [23] U. Olofsson, Y. Zhu, S. Abbasi *et al.*, "Tribology of the wheel-rail contact-aspects of wear, particle emission and adhesion," *Vehicle System Dynamics*, vol. 51, no. 7, pp. 1091-1120, 2013.
- [24] M. Harmon, and R. Lewis, "Review of top of rail friction modifier tribology," *Tribology - Materials, Surfaces and Interfaces*, vol. 10, no. 3, pp. 150-162, 2016.
- [25] U. Olofsson, "Adhesion and friction modification," *Wheel-Rail Interface Handbook*, pp. 510-527, 2009.
- [26] W. J. Wang, T. F. Liu, H. Y. Wang *et al.*, "Influence of friction modifiers on improving adhesion and surface damage of wheel/rail under low adhesion conditions," *Tribology International*, vol. 75, pp. 16-23, 2014.
- [27] E. A. Gallardo-Hernandez, and R. Lewis, "Twin disc assessment of wheel/rail adhesion," *Wear*, vol. 265, no. 9-10, pp. 1309-1316, 2008.
- [28] C. Fulford, "Review of low adhesion research," *Report published by the Rail Safety and Standards Board, UK*, 2004.
- [29] S. R. Lewis, and R. S. Dwyer-Joyce, "Effect of contaminants on wear, fatigue and traction," *Wheel-Rail Interface Handbook*, pp. 437-455, 2009.
- [30] K. Nagase, "A study of adhesion between the rails and running wheels on main lines: Results of investigations by slipping adhesion test bogie," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 203, no. 1, pp. 33-43, 1989.
- [31] R. Stribeck, "Die wesentlichen eigenschaften der gleit-und rollenlager," *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, vol. 46, pp. 1341-1348, 1432-1438, 1463-1470, 1902.
- [32] Y. Zhu, U. Olofsson, and K. Persson, "Investigation of factors influencing wheel-rail adhesion using a mini-traction machine," *Wear*, vol. 292-293, pp. 218-231, 2012.
- [33] R. Stock, L. Stanlake, C. Hardwick *et al.*, "Material concepts for top of rail friction management – Classification, characterisation and application," *Wear*, vol. 366-367, pp. 225-232, 2016.
- [34] T. M. Beagley, I. J. McEwen, and C. Pritchard, "Wheel/rail adhesion-Boundary lubrication by oily fluids," *Wear*, vol. 31, no. 1, pp. 77-88, 1975.
- [35] T. M. Beagley, and C. Pritchard, "Wheel/rail adhesion - the overriding influence of water," *Wear*, vol. 35, no. 2, pp. 299-313, 1975.
- [36] Y. Zhu, U. Olofsson, and A. Söderberg, "Adhesion modeling in the wheel-rail contact under dry and lubricated conditions using measured 3D surfaces," *Tribology International*, vol. 61, pp. 1-10, 2013.
- [37] H. Chen, T. Ban, M. Ishida *et al.*, "Experimental investigation of influential factors on adhesion between wheel and rail under wet conditions," *Wear*, vol. 265, no. 9-10, pp. 1504-1511, 2008.
- [38] R. Lewis, E. A. Gallardo-Hernandez, T. Hilton *et al.*, "Effect of oil and water mixtures on adhesion in the wheel/rail contact," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 223, no. 3, pp. 275-283, 2009.
- [39] U. Olofsson, and K. Sundvall, "Influence of leaf, humidity and applied lubrication on friction in the wheel-rail contact: Pin-on-disc experiments," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 218, no. 3, pp. 235-242, 2004.
- [40] P. M. Cann, "The "leaves on the line" problem - A study of leaf residue film formation and lubricity under laboratory test conditions," *Tribology Letters*, vol. 24, no. 2, pp. 151-158, 2006.
- [41] Y. Zhu, U. Olofsson, and R. Nilsson, "A field test study of leaf contamination on railhead surfaces," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 228, no. 1, pp. 71-84, 2014.
- [42] D. T. Eadie, K. Oldknow, M. Santoro *et al.*, "Wayside gauge face lubrication: How much do we really understand?," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 227, no. 3, pp. 245-253, 2013.
- [43] S. R. Lewis, R. Lewis, G. Evans *et al.*, "Assessment of railway grease performance using a twin-disc tester." pp. 742-749.
- [44] S. R. Lewis, R. Lewis, J. Cotter *et al.*, "A new method for the assessment of traction enhancers and the generation of organic layers in a twin-disc machine," *Wear*, vol. 366-367, pp. 258-267, 2016.
- [45] M. Omasta, M. Machatka, D. Smejkal *et al.*, "Influence of sanding parameters on adhesion recovery in contaminated wheel-rail contact," *Wear*, vol. 322-323, pp. 218-225, 2015.

- [46] R. Lewis, and R. S. Dwyer-Joyce, "Wear at the wheel/rail interface when sanding is used to increase adhesion," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 220, no. 1, pp. 29-41, 2006.
- [47] Z. Li, O. Arias-Cuevas, R. Lewis *et al.*, "Rolling-sliding laboratory tests of friction modifiers in leaf contaminated wheel-rail contacts," *Tribology Letters*, vol. 33, no. 2, pp. 97-109, 2009.
- [48] O. Arias-Cuevas, Z. Li, and R. Lewis, "A laboratory investigation on the influence of the particle size and slip during sanding on the adhesion and wear in the wheel-rail contact," *Wear*, vol. 271, no. 1-2, pp. 14-24, 2011.
- [49] O. Arias-Cuevas, Z. Li, and R. Lewis, "Investigating the lubricity and electrical insulation caused by sanding in dry wheel-rail contacts," *Tribology Letters*, vol. 37, no. 3, pp. 623-635, 2010.
- [50] M. R. Khan, and S. M. Dasaka, "Optimization of wheel-rail interface friction using top-of-rail friction modifiers: State of the art," *AIP Conference Proceedings*.
- [51] J. Kalousek, and E. Magel, "Modifying and managing friction," *Railway Track and Structures*, vol. 93, no. 5, pp. 31-X4, 1997.
- [52] A. Matsumoto, Y. Sato, H. Ono *et al.*, "Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model," *Wear*, vol. 253, no. 1-2, pp. 199-203, 2002.
- [53] R. Galas, M. Omasta, I. Krupka *et al.*, "Laboratory investigation of ability of oil-based friction modifiers to control adhesion at wheel-rail interface," *Wear*, vol. 368-369, pp. 230-238, 2016.
- [54] O. Arias-Cuevas, Z. Li, R. Lewis *et al.*, "Rolling-sliding laboratory tests of friction modifiers in dry and wet wheel-rail contacts," *Wear*, vol. 268, no. 3-4, pp. 543-551, 2010.
- [55] I. Hasegawa, and S. Uchida, "Braking systems," *Japan Railway and Transport Review*, vol. 20, pp. 52-59, 1999.
- [56] G. Barna, "Diagnosis of Wheel Slide Protection Systems for rail vehicles," *2012 17th International Conference on Methods & Models in Automation & Robotics (MMAR)*. pp. 331-336.
- [57] T. Stütze, U. Viereck, A. Stribersky *et al.*, "Creepage control for use in wheelslide protection systems," *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*. pp. 597-602, 2006.
- [58] X. Zhang, L. Zhang, Q. Li *et al.*, "Wheel slip dump valve for railway braking system," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017.
- [59] S. I. Nakazawa, and D. Hijikata, "Wheel slide protection system by the use of the tangential force in the macro slip area," *Quarterly Report of RTRI (Railway Technical Research Institute)*, vol. 58, no. 3, pp. 196-203, 2017.
- [60] N. J. Lee, and C. G. Kang, "Sliding mode control for wheel slide protection in railway vehicles with pneumatic brake systems," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, vol. 18, no. 3, pp. 285-291, 2017.
- [61] W. Zhu, F. Diao, and M. Wu, "Modeling and Anti-skid Control of the Rail Vehicle Braking System," *2016 6th International Conference on Advanced Design and Manufacturing Engineering (ICADME 2016)*, 2016.
- [62] S. I. Nakazawa, "Development of a new wheel slide protection system using a new detection algorithm," *Quarterly Report of RTRI (Railway Technical Research Institute) (Japan)*, vol. 52, no. 3, pp. 136-140, 2011.
- [63] K. Kondo, "Anti-slip control technologies for the railway vehicle traction," *2012 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC 2012*. pp. 1306-1311, 2012.
- [64] P. Pichlík, and J. Zdenek, "Overview of slip control methods used in locomotives," *Transactions on Electrical Engineering*, vol. 2, pp. 38-43, 2014.
- [65] B. Allotta, E. Meli, A. Ridolfi *et al.*, "Development of an innovative wheel-rail contact model for the analysis of degraded adhesion in railway systems," *Tribology International*, vol. 69, pp. 128-140, 2014.
- [66] A. Ridolfi, B. Allotta, M. Malvezzi *et al.*, "Simulation of Railway Braking Tests under Degraded Adhesion Conditions," in *The 2nd Joint International Conference on Multibody System Dynamics (IMSD 2012)*, Stuttgart, 2012.
- [67] P. Voltr, and M. Lata, "Transient wheel-rail adhesion characteristics under the cleaning effect of sliding," *Vehicle System Dynamics*, vol. 53, no. 5, pp. 605-618, 2015.

- [68] T. A. Stolarski, "Friction in a pin-on-disc configuration," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 24, no. 5, pp. 373-381, 1989.
- [69] D. I. Fletcher, and S. Lewis, "Creep curve measurement to support wear and adhesion modelling, using a continuously variable creep twin disc machine," *Wear*, vol. 298-299, no. 1, pp. 57-65, 2013.
- [70] S. Myamlin, J. Kalivoda, and L. Neduzha, "Testing of Railway Vehicles Using Roller Rigs," *Procedia Engineering*. pp. 688-695, 2017.
- [71] A. Jaschinski, H. Chollet, S. Iwnicki *et al.*, "The application of roller rigs to railway vehicle dynamics," *Vehicle System Dynamics*, vol. 31, no. 5-6, pp. 345-392, 1999.
- [72] S. Z. Meymand, M. Hosseinipour, and M. Ahmadian, "The development of a roller rig for experimental evaluation of contact mechanics for railway vehicles," *2015 Joint Rail Conference, JRC 2015*, 2015.
- [73] B. Liu, and S. Bruni, "Analysis of Wheel-Roller Contact and Comparison with the Wheel-Rail Case," *Urban Rail Transit*, vol. 1, no. 4, pp. 215-226, 2015.
- [74] A. Keylin, M. Ahmadian, M. Taheri *et al.*, "Wheel-rail contact characteristics on a tangent track vs a roller rig." pp. 1-9, 2012.
- [75] O. Reynolds, "IV. On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion," *Philosophical transactions of the royal society of london.(a.)*, no. 186, pp. 123-164, 1895.
- [76] S. Iwnicki, and Z. Shen, "Collaborative railway roller rig project," *Proceedings of SEFI World Conference on Engineering Education*, 1992.
- [77] H. Chollet, *Essais en Similitude a l'Echelle 1/4 de Bogies de Wagons de la Famille Y25*, INRETS-Report, 1988.
- [78] A. Jaschinski, "On the application of similarity laws to a scaled railway bogie model," 1991.
- [79] N. Bosso, A. Gugliotta, and N. Zampieri, "Strategies to simulate wheel-rail adhesion in degraded conditions using a roller-rig," *Vehicle System Dynamics*, vol. 53, no. 5, pp. 619-634, 2015.
- [80] N. Bosso, A. Gugliotta, and N. Zampieri, "A test rig for multi-wheelset adhesion experiments," *Civil-Comp Proceedings*, vol. 110, 2016.
- [81] B. Allotta, R. Conti, E. Meli *et al.*, "Study of High-Speed Train Dynamics under Degraded Adhesion Conditions: an Innovative HIL Architecture for Full-Scale Roller-Rigs," 2014.
- [82] B. Allotta, R. Conti, E. Meli *et al.*, "Development of a full-scale roller-rig to test high speed trains under degraded adhesion conditions," *MESA 2014 - 10th IEEE/ASME International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications, Conference Proceedings*, 2014.
- [83] N. Bosso, and N. Zampieri, "Real-time implementation of a traction control algorithm on a scaled roller rig," *Vehicle System Dynamics*, vol. 51, no. 4, pp. 517-541, 2013.