



**Politecnico  
di Torino**

Corso di Laurea di Ingegneria Meccanica  
Propulsione dei veicoli terrestri

## **Macchina Prova Pneumatici**

*Modellazione, controllo e validazione sperimentale  
del sistema di attuazione del carico verticale*

Relatore:

Prof. DONGIOVANNI Claudio

Correlatore:

Ing. BOTTEGA Andrea

Candidato:

IANNETTONE Sara

Dicembre 2022

## Abstract

La Macchina Prova Pneumatici (MPP) del Politecnico di Torino è stata sviluppata tra gli anni '70 e '90 con l'obiettivo di sviluppare studi nel campo della meccanica dello pneumatico. Negli ultimi anni è stata intrapresa una revisione della macchina, finalizzata alla sua integrazione in un sistema Hardware In the Loop (HIL), dove un vero pneumatico diventa uno dei componenti hardware nel circuito di simulazione. È stato necessario modificare o sostituire diversi componenti al fine di consentire l'automatizzazione della macchina, utilizzando sensori più precisi e tecnologicamente più avanzati.

La presente tesi è focalizzata sulla modellazione, controllo e validazione sperimentale del sistema di traslazione verticale dello pneumatico.

Il sistema di attuazione utilizzato, di natura oleodinamica, è in sintesi composto da un attuatore ed una valvola proporzionale direzionale.

Il sistema permette di effettuare la manovra di accostamento della ruota al manto stradale (simulato da una lamina di acciaio) e di imporre un carico controllato, che vada a rappresentare l'azione dinamicamente imposta dal veicolo nelle condizioni di reale funzionamento.

È stato sviluppato un modello del sistema di attuazione in ambiente Simulink e si sono condotte delle campagne di caratterizzazione sperimentale che hanno consentito di validare il modello, sia staticamente che dinamicamente, e di derivare la funzione di trasferimento del sistema di attuazione.

Successivamente, il modello è stato utilizzato per sviluppare dei controllori PI per il controllo del sistema di attuazione ruota sia in posizione che in forza. Tali controllori sono stati quindi integrati nel sistema di controllo della MPP sviluppato in ambiente Twincat 3 (Beckhoff).

A completamento dell'attività, il comportamento della MPP con i controllori integrati è stato confrontato con quello teorico (Simulink).

# Indice

ABSTRACT	2
INDICE	3
INDICE DELLE FIGURE	5
INTRODUZIONE	8
CAPITOLO 1: LO PNEUMATICO	9
1.1 COMPOSIZIONE	9
1.2 STRUTTURA	10
1.3 MECCANICA DELLO PNEUMATICO	13
1.3.1 <i>Scorrimento Longitudinale</i>	14
1.3.2 <i>Scorrimento Laterale</i>	17
1.3.3 <i>Scorrimenti Combinati</i>	19
1.4 INFLUENZA DELLO PNEUMATICO SULLE PERFORMANCE DEL VEICOLO	21
CAPITOLO 2: MACCHINE PROVA PNEUMATICI (MPP)	24
2.1 LA MPP DEL DENERG	26
2.1.1 <i>Generazione e trasmissione del moto</i>	26
2.1.2 <i>Simulazione del manto stradale</i>	31
2.1.3 <i>Cuscinetto pneumostatico</i>	32
2.1.4 <i>Sistemi di controllo e misurazione</i>	33
CAPITOLO 3: ANALISI TEORICA	35
3.1 MODELLO DEL SISTEMA IDRAULICO DELL'ATTUATORE VERTICALE	36
3.1.1 <i>Pistone idraulico</i>	37
3.1.2 <i>Circuito idraulico</i>	38
3.1.3 <i>Valvola proporzionale direzionale</i>	39
3.2 MODELLO SIMULINK DELL'ATTUATORE IDRAULICO	42
3.2.1 <i>Sistema meccanico</i>	43
3.2.2 <i>Camere del pistone</i>	45
3.2.3 <i>Valvola proporzionale</i>	46
CAPITOLO 4: CARATTERIZZAZIONE E CONFRONTO	48
4.1 CARATTERIZZAZIONE STATICA	48
4.1.1 <i>Caratterizzazione statica dell'attuatore idraulico</i>	48
4.1.2 <i>Caratterizzazione statica dello pneumatico</i>	50
4.2 MODELLO DEL CARICO	52
4.2.1 <i>Modello Simulink della ruota</i>	53

4.3 CONFRONTO STATICO	54
4.4 CARATTERIZZAZIONE DINAMICA	56
4.4.1 <i>Comando di chirp</i>	56
4.4.2 <i>Stima della funzione di trasferimento del sistema senza ruota</i>	58
4.4.3 <i>Stima della funzione di trasferimento del sistema con ruota</i>	60
4.5 CONFRONTO DINAMICO	62
4.5.1 <i>Confronto dinamico sistema senza ruota</i>	62
4.5.2 <i>Confronto dinamico sistema con ruota</i>	64
CAPITOLO 5: CONTROLLO	66
5.1 CONTROLLO IN POSIZIONE	66
5.2 CONTROLLO IN FORZA	67
5.3 CONTROLLO IN POSIZIONE E FORZA	67
5.4 VALUTAZIONE SPERIMENTALE DEL CONTROLLORE	69
5.4.1 <i>Controllo in posizione</i>	71
5.4.2 <i>Controllo in forza</i>	73
CAPITOLO 6: VALUTAZIONE SPERIMENTALE COMPLESSIVA	76
6.1 TENSIONAMENTO	78
6.2 CENTRAGGIO NASTRO	80
6.3 DISCESA DELLA RUOTA E IMPOSIZIONE DEL CARICO	82
6.4 MANOVRA DI STERZATA	84
CONCLUSIONI	89
BIBLIOGRAFIA	90
RINGRAZIAMENTI	91

# Indice delle figure

FIGURA 1: PNEUMATICO RADIALE TUBELESS	12
FIGURA 2: DIVERSE DISPOSIZIONI DELLE TELE E DEL PACCO CINTURA.	12
FIGURA 3: CONVENZIONE DEI SEGNI APPLICATA ALLO PNEUMATICO	13
FIGURA 4: ANDAMENTO DEGLI SFORZI TANGENZIALI E DELLE VELOCITÀ PERIFERICHE NELLA ZONA DI CONTATTO A) RUOTA CONDOTTA; B) RUOTA FRENATA.	15
FIGURA 5: ANDAMENTO DELLA FORZA LONGITUDINALE $F_x$ IN FUNZIONE DELLO SCORRIMENTO $k$ CON DIVERSI CARICHI VERTICALI $F_z$	16
FIGURA 6: ANDAMENTI DELLA FORZA LATERALE $F_y$ (A) E DEL MOMENTO DI AUTO ALLINEAMENTO $M_z$ (B) IN FUNZIONE DELLA DERIVA $\alpha$ ED AL VARIARE DEL CARICO VERTICALE $F_z$	18
FIGURA 7: ANDAMENTI DELLA FORZA LATERALE $F_y$ (A) E DEL MOMENTO DI AUTO ALLINEAMENTO $M_z$ (B) IN FUNZIONE DELLA DERIVA $\alpha$ E DELL'ANGOLO DI CAMBER $\gamma$	19
FIGURA 8: A) ANDAMENTO DELLE FORZE LONGITUDINALI $F_x$ E LATERALI $F_y$ IN FUNZIONE DELLO SCORRIMENTO $k$ ED AL VARIARE DELLA DERIVA $\alpha$ ; B) ANDAMENTO DELLA FORZA LATERALE $F_y$ IN FUNZIONE DI QUELLA LONGITUDINALE $F_x$ .	20
FIGURA 9: TYRE TEST TRAILER PER PROVE DI PNEUMATICI SU STRADA REALE A) TU-DELFT TYRE TEST TRAILER DI TNO-AUTOMOTIVE DEL 1960; B) ATTUALE DELFT TYRE TEST TRAILER DI TASS INTERNATIONAL;	24
FIGURA 10: CONFRONTO TRA MACCHINE PROVA PNEUMATICI DI TIPO A RULLO (A SINISTRA) E A NASTRO (A DESTRA).	25
FIGURA 11: VISTA FRONTALE	27
FIGURA 12: VISTA LATERALE	27
FIGURA 13: VISTA POSTERIORE	28
FIGURA 14: SCHEMA MECCANICO/OLEODINAMICO DELLA MPP	30
FIGURA 15: ELEMENTI OLEODINAMICI SUL RULLO FOLLE	32
FIGURA 16: SCHEMA DEL SISTEMA DI ATTUAZIONE VERTICALE DELLO PNEUMATICO	36
FIGURA 17: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DELLA VALVOLA PROPORZIONALE	37
FIGURA 18: A) ANDAMENTO DELLA FORZA DI ATTRITO B) INFLUENZA DELLE SEDI	38
FIGURA 19: A) VALVOLA DIREZIONALE PROPORZIONALE, B) RAPPRESENTAZIONE GRAFICA DELLA VALVOLA	39
FIGURA 20: CARATTERISTICA STATICA DELLA VALVOLA PROPORZIONALE	40
FIGURA 21: SCHEMA RAPPRESENTATIVO DELLE CADUTE DI PRESSIONE	41
FIGURA 22: CARATTERISTICA DINAMICA DELLA VALVOLA PROPORZIONALE	41
FIGURA 23: SCHEMA GENERALE DEL SISTEMA DI ATTUAZIONE VERTICALE	42
FIGURA 24: MODELLO SIMULINK DEL SISTEMA MECCANICO	43
FIGURA 25: SOTTOSISTEMA DELLE FORZE DI ATTRITO	44
FIGURA 26: BLOCCO DEL MODELLO DI CAMERA SUPERIORE DEL PISTONE	45
FIGURA 27: BLOCCO DEL MODELLO DI CAMERA INFERIORE DEL PISTONE	45
FIGURA 28: MODELLO SIMULINK DELLA VALVOLA PROPORZIONALE	46
FIGURA 29: SOTTOSISTEMA DELLA PORTATA EFFETTIVA CHE ATTRAVERSA LA VALVOLA	47
FIGURA 30: CARATTERISTICA STATICA DELL'ATTUATORE IDRAULICO	49

FIGURA 31: CARATTERIZZAZIONE DELLO PNEUMATICO E RAPPRESENTAZIONE DELLA RIGIDEZZA EQUIVALENTE: SINISTRA P=0.5 BAR; DESTRA P=1 BAR	50
FIGURA 32: CARATTERIZZAZIONE DELLO PNEUMATICO E RAPPRESENTAZIONE DELLA RIGIDEZZA EQUIVALENTE: SINISTRA P=1.5 BAR; DESTRA P=2 BAR	51
FIGURA 33: A) ANDAMENTO DELLA FORZA IN FUNZIONE DELLA COMPRESSIONE PER DIVERSE PRESSIONI DI GONFIAGGIO DELLO PNEUMATICO, B) RIGIDEZZA EQUIVALENTE IN FUNZIONE DELLA PRESSIONE	52
FIGURA 34: MODELLO SIMULINK DELLA RUOTA	53
FIGURA 35: CONFRONTO STATICO DELL'ATTUATORE IDRAULICO	55
FIGURA 36: CONFRONTO TRA LE CARATTERISTICHE DELLA VALVOLA PROPORZIONALE A) REALE, B) MODELLO	55
FIGURA 37: CUSTOM CHIRP	57
FIGURA 38: CARATTERIZZAZIONE DINAMICA DELL'ATTUATORE SENZA RUOTA	58
FIGURA 39: BODE PLOT SPERIMENTALE DEL SISTEMA REALE SENZA RUOTA	59
FIGURA 40: CARATTERIZZAZIONE DINAMICA DELL'ATTUATORE CON RUOTA	60
FIGURA 41: BODE PLOT DEL L SISTEMA REALE CON RUOTA	61
FIGURA 42: RISPOSTA AL CHIRP DEL MODELLO SENZA RUOTA	62
FIGURA 43: CONFRONTO TRA I BODE PLOT REALE (IN BLU) E DEL MODELLO (IN NERO)	63
FIGURA 44: RISPOSTA AL CHIRP DEL MODELLO CON RUOTA	64
FIGURA 45: CONFRONTO TRA I BODE PLOT DEL SISTEMA CON RUOTA (REALE IN BLU E MODELLO IN NERO) E RAPPRESENTAZIONE DELLA FUNZIONE DELLA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO APPROSSIMATA (ROSSO)	65
FIGURA 46: BLOCCO SIMULNK PER TARARE CONTROLLO IN POSIZIONE	66
FIGURA 47: BLOCCO SIMULINK PER TARARE CONTROLLO IN FORZA	67
FIGURA 48: CONTROLLORE IN POSIZIONE E FORZA	68
FIGURA 49: CONTROLLORE IMPLEMENTATO SULLA MACCHINA	68
FIGURA 50: PROVA STEP 110MM-100MM SENZA CONTATTO	71
FIGURA 51: PROVA STEP 110MM-85MM, P=1BAR	72
FIGURA 52: PROVA STEP 110MM-85MM, P=2BAR	72
FIGURA 53: PROVA STEP 20KG-100KG, P=1BAR	73
FIGURA 54: PROVA STEP 20KG-100KG, P=2BAR	74
FIGURA 55: PROVA STEP 40KG-250KG, P=1BAR	74
FIGURA 56: PROVA STEP 40KG-250KG, P=2BAR	75
FIGURA 57: SCHEMA DEL SISTEMA DI MOVIMENTAZIONE E CONTROLLO IN POSIZIONE DEL NASTRO	77
FIGURA 58: POSIZIONE DEGLI ATTUATORI DURANTE IL TENSIONAMENTO	78
FIGURA 59: PRESSIONI NELLE CAMERE DEGLI ATTUATORI DURANTE IL TENSIONAMENTO	79
FIGURA 60: POSIZIONE DEGLI ATTUATORI DURANTE IL TENSIONAMENTO ED IL CENTRAGGIO	80
FIGURA 61: PRESSIONI NELLE CAMERE DEGLI ATTUATORI DURANTE IL TENSIONAMENTO ED IL CENTRAGGIO	81
FIGURA 62: POSIZIONE DEL NASTRO DURANTE IL TENSIONAMENTO ED IL CENTRAGGIO	81
FIGURA 63: CARICO IMPOSTO E POSIZIONE DELLO PNEUMATICO	82
FIGURA 64: VELOCITÀ DI ROTAZIONE DELLA RUOTA E DEL NASTRO DURANTE LA FASE DI IMPOSIZIONE DEL CARICO	83
FIGURA 65: POSIZIONE DEL NASTRO A CONTATTO CON LA RUOTA	83
FIGURA 66: PRESSIONI NELLE CAMERE DEGLI ATTUATORI DURANTE LA PROVA 2	85
FIGURA 67: POSIZIONE DEI PISTONI DURANTE LA PROVA 2	85

FIGURA 68: POSIZIONE DEL NASTRO DURANTE LA PROVA 2	86
FIGURA 69: VELOCITÀ DI ROTAZIONE DELLA RUOTA E DEL NASTRO DURANTE LA PROVA 2	86
FIGURA 70: PRESSIONI NELLE CAMERE DEGLI ATTUATORI DURANTE LA PROVA 4	87
FIGURA 71: POSIZIONE DEI PISTONI DURANTE LA PROVA 4	87
FIGURA 72: POSIZIONE DEL NASTRO DURANTE LA PROVA 4	88
FIGURA 73: VELOCITÀ DI ROTAZIONE DELLA RUOTA E DEL NASTRO DURANTE LA PROVA 4	88
TABELLA 1: RAPPORTI DI TRASMISSIONE DEL RIDUTTORE DI VELOCITÀ	29
TABELLA 2:VELOCITÀ DI DISCESA E SALITA DEL PISTONE IN FUNZIONE DELLA TENSIONE DI ECCITAZIONE	49
TABELLA 3:PROVE SU CONTROLLO IN POSIZIONE	69
TABELLA 4: PROVE SU CONTROLLO IN FORZA	70
TABELLA 5: PROVE DI STERZATA PER VALUTARE IL CONTROLLO DEL NASTRO	84

## Introduzione

Le prime MPP (Macchina Prova Pneumatici) nascono negli anni '70 con lo scopo di analizzare e studiare la meccanica dello pneumatico.

Le caratteristiche dello pneumatico rivestono un ruolo molto importante nella progettazione di un veicolo; dunque, è importante comprendere come tali caratteristiche influiscano su: guidabilità, sicurezza, prestazioni, efficienza e comfort del veicolo.

Ad oggi le MPP sono impiegate, in ambito industriale, per effettuare prove e fornire informazioni a produttori di pneumatici e produttori di veicoli.

In ambito accademico, invece, l'obiettivo principale è quello di validare nuovi algoritmi che possano simulare il comportamento statico e dinamico dello pneumatico: questo modello si basa sulla cosiddetta Magic Formula di Hans B. Pacejka, un modello empirico con tutte le conseguenti limitazioni.

La MPP, presente presso il laboratorio del Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino, è stata realizzata tra la fine degli anni '70 e la prima metà degli anni '80 con lo scopo di analizzare gli pneumatici dell'epoca fino alle condizioni di limite di aderenza.

Essa è in fase di rinnovamento con una doppia finalità: consentire sia il moderno controllo elettronico della macchina, sia la sua integrazione in un banco Hardware in the Loop (HIL) in cui un vero pneumatico diventa uno dei componenti hardware nel ciclo di simulazione.

La finalità di quest'ultima integrazione sarà quella di effettuare i test di centraline per il controllo del sistema di trazione e, allo stesso tempo, validare i modelli di pneumatici. Questo avverrà confrontando la risposta dei modelli degli pneumatici integrati nel modello di veicolo, con il comportamento di uno pneumatico realmente funzionante, congiunto al proprio sistema di frenatura.

La presente tesi si inserisce in questo contesto, ed in particolare, si concentra sul controllo del sistema di attuazione verticale dello pneumatico.

Il controllore si compone di un controllo in posizione, per la fase di accostamento della ruota al manto stradale ed un controllo in forza, per l'imposizione del carico durante la prova.

Infine, è stato valutato il comportamento complessivo della macchina, verificando anche l'efficienza del controllore, già presente, che si occupa del posizionamento del nastro.

# Capitolo 1: Lo pneumatico

Al giorno d'oggi tutti i veicoli concepiti per circolare su strada sono dotati di ruote che permettono di ridurre la resistenza al moto, la maggior parte di questi sono dotati di una ruota pneumatica. Le ruote sono dispositivi impiegati ormai da molti secoli, ma solo con l'invenzione e lo sviluppo dello pneumatico si sono raggiunti elevati livelli di comfort, sicurezza e prestazioni. In particolare, gli autoveicoli sono dotati di una ruota pneumatica costituita da una parte rigida, il cerchio, ed una parte deformabile, lo pneumatico, all'interno del quale viene introdotto un gas in pressione.

## 1.1 Composizione

Uno pneumatico, solitamente, è composto da circa 60 diverse materie prime [1], ognuna delle quali conferisce particolari proprietà in grado di modificare le caratteristiche del prodotto. La combinazione dei componenti deve quindi essere bilanciata per raggiungere gli standard di prestazione richiesti dal costruttore del veicolo. Analizzando la composizione chimica di uno pneumatico, si può notare la presenza di materiali di svariata natura, il principale è la gomma sintetica e naturale che caratterizza la mescola, presente in lunghe catene polimeriche unite tramite il processo di vulcanizzazione.

Gli additivi rappresentano circa il 30% del materiale, come ad esempio silice, silani e nero fumo, impiegati per migliorare la resistenza al rotolamento e garantire un'usura minore e più regolare della mescola.

I materiali di rinforzo, le cui concentrazioni variano tra il 15% ed il 30%, danno un contributo cruciale in termini di prestazioni e sicurezza; tra questi troviamo i fili d'acciaio, presenti sia nel tallone che nella cintura, e materiali tessili, come cavi e tele, presenti nella carcassa; i primi garantiscono la tenuta al cerchio e la guidabilità, mentre i secondi conferiscono forma e migliorano le prestazioni ad alte velocità.

Infine, in percentuali nettamente minori si trovano materiali contro l'invecchiamento, i quali proteggono la gomma da radiazioni solari, calore ed ossidazione (cere e antiossidanti), e resine ed oli per migliorare le caratteristiche durante il processo produttivo e conferire rigidità alla mescola.

## 1.2 Struttura

Gli pneumatici si possono classificare in funzione della struttura interna: possono contenere al loro interno una camera d'aria oppure possono essere di tipologia Tubeless, in cui la tenuta dell'aria di gonfiaggio è assolta direttamente dalla copertura [2]. Questa seconda tipologia risulta essere la più diffusa in quanto meno soggetta a foratura; questo richiede che il cerchione sia perfettamente accoppiato ai talloni della copertura in quanto ne integra la funzione di tenuta.

Come evidenziato nella Figura 1, lo pneumatico è composto dalle diverse parti descritte di seguito:

- battistrada (tread), è l'elemento a diretto contatto con il terreno ed ha un ruolo fondamentale nell'interazione ruota-strada in quanto, essendo responsabile dello scambio di forze longitudinali e laterali, consente le azioni di trazione, frenatura e sterzata. Il disegno del battistrada è caratterizzato dalla forma geometrica delle scanalature, le quali permettono di evacuare l'acqua. È realizzato in gomma sintetica (stirene-butadiene SBR) che conferisce una buona resistenza all'abrasione e stabilità all'invecchiamento, dato che deve resistere all'usura e proteggere la carcassa sottostante;
- carcassa o tela (body ply), permette il trasferimento delle forze necessarie ad effettuare tutte le manovre e garantisce la resistenza alla pressione di gonfiaggio. È composta da fili di Nylon affiancati, da qui il termine tela, che possono essere di spessore variabile; all'aumentare della loro sezione, con conseguente diminuzione della concentrazione lineare (TPI Threads per Inch), aumenta la resistenza e rigidità della carcassa. A seconda della disposizione delle tele si possono realizzare tre tipologie di pneumatici (Figura 2):
  - a) diagonale, a tele incrociate o bias, le tele collegano un tallone all'altro percorrendo un percorso diagonale rispetto al piano meridiano della ruota, con un angolo di 30°-40°; ogni strato di tela ha direzione opposta rispetto al precedente ed al successivo;
  - b) radiale, le tele collegano i due talloni con direzione perpendicolare rispetto al piano meridiano;
  - c) cinturato o bias belted, presenta una carcassa diagonale con una cintura di rinforzo, descritta al punto successivo.
- pacco cintura o cinture e cintura radiale, consiste in strati multipli di materiale avvolti in direzione circonferenziale tra battistrada e carcassa al fine di

aumentare la resistenza dello pneumatico e prevenire danni da foratura; la caratteristica principale è però quella di garantire una maggiore impronta a terra con conseguente migliore distribuzione delle forze scambiate con il suolo, grazie alla capacità di ridurre l'espansione dovuta alle forze centrifughe ad alte velocità.

Sono corde o fili d'acciaio, nylon o poliestere disposti parallelamente al piano meridiano o con angoli ridotti ( $15-25^\circ$ ) e direzione alternata tra uno strato e l'altro. Possono essere presenti anche cinture ad angolazioni differenti oppure una cintura metallica radiale, per distribuire meglio gli sforzi.

Tale pacco è presente sempre negli pneumatici radiali, a differenza dei diagonali che, qualora provvisti, prendono il nome di cinturati;

- fianco o spalla (sidewall), è la parte che collega il battistrada al tallone; assolve il ruolo fondamentale di trasmettere la coppia motrice proveniente dall'asse al battistrada ma, fornisce un contributo minimo nel contrasto del carico verticale. Ha il compito di proteggere la carcassa sottostante da abrasione, impatti con corpi esterni, fatica a flessione e agenti atmosferici; è principalmente composta da gomma rinforzata con corde d'acciaio o tessuto che garantiscono resistenza a trazione e flessibilità, migliorando quindi guidabilità e stabilità;

- tallone (bead), consente l'accoppiamento con il cerchio; è costituito da tele gommate per ridurre l'usura dovuta allo sfregamento tra questi due corpi ma deve garantire attrito sufficiente affinché non vi sia rotazione relativa. La larghezza del tallone influenza fortemente la caratteristica di guidabilità dell'autoveicolo;

- cerchietti, sono fasce di acciaio collocate all'interno del tallone, hanno lo scopo di rendere rigido l'accoppiamento pneumatico-cerchio ed evitare un eventuale sfilamento. Possono essere conformati a cavo, con trefoli avvolti su un'anima centrale oppure con filo unico avvolto a spirale; in entrambi i casi sono rivestiti in gomma e profilati a goccia per l'opportuno accoppiamento con le tele;

- rinforzi, sono strisce di materiale, solitamente elastomeri, interposti tra battistrada-cintura e cintura- carcassa al fine di meglio distribuire gli sforzi che si generano dal contatto tra materiali metallici e plastici a causa delle deformazioni da flessione. Sono posti nelle zone laterali dove lo spigolo della cintura d'acciaio potrebbe danneggiare le parti in gomma;

- riempimento (bead filler), è composto da materiale gommoso con lo scopo di riempire lo spazio vuoto che si genera, nella zona del tallone, avvolgendo le tele attorno cerchietti. Con la variazione di massa e durezza di questo elemento spesso si modifica la caratteristica di guidabilità dello pneumatico;
- rivestimento interno (innerliner), consiste in uno strato sottile di gomma inserito all'interno degli pneumatici tubeless, appositamente studiato per evitare la fuoriuscita dell'aria in pressione.

In Figura 1 è mostrata la sezione di uno pneumatico radiale Tubeless in cui si individuano le principali strutture sopra descritte. Con (1) rivestimento interno, (2) carcassa, (3) rinforzi della spalla, (4) cerchietti, (5) fianco, (6) e (7) pacco cintura, (8) battistrada e (9) spalla.

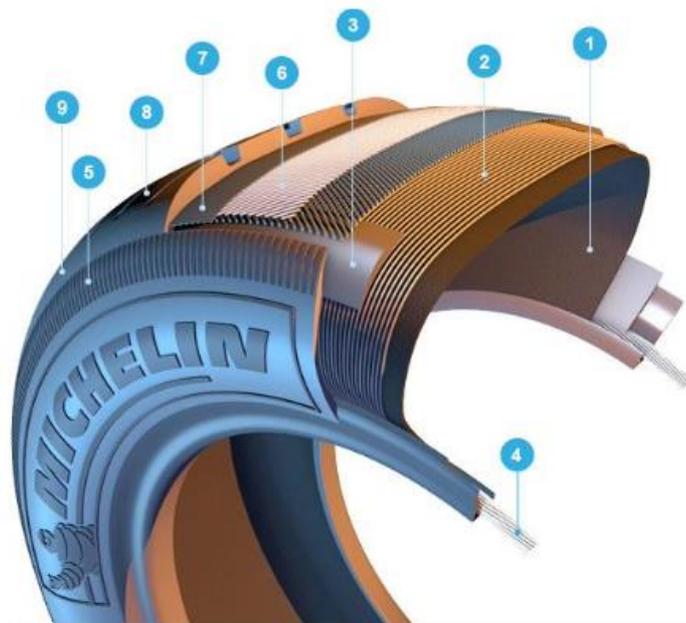


Figura 1: pneumatico radiale tubeless

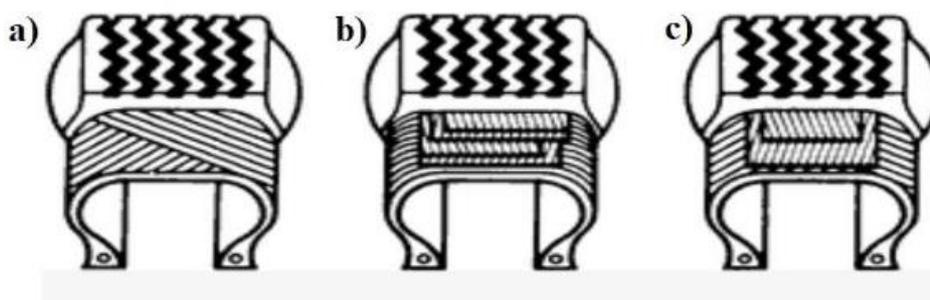


Figura 2: diverse disposizioni delle tele e del pacco cintura.

a) incrociato b) radiale c) cinturato

## 1.3 Meccanica dello pneumatico

Al fine di caratterizzare fisicamente e matematicamente uno pneumatico è necessario definire una convenzione schematica e di segno per forze, momenti e scorrimenti. Per il presente elaborato si è scelto di utilizzare la Convenzione SAE adattata da Pacejka (Figura 3), secondo cui le forze di trazione, o frenata,  $F_x$  sono positive se concordi con l'asse longitudinale  $x$ , mentre per quelle laterali  $F_y$  se concordi con l'asse ortogonale  $y$ .

Detto  $\alpha$  l'angolo di deriva, questo è definito come l'angolo compreso tra la velocità di avanzamento  $V$  e l'asse longitudinale, con  $M_z$  si indica invece il momento di auto-allineamento [2].

L'angolo di camber  $\gamma$ , detto anche "campanatura" è definito come l'angolo compreso tra il piano mediano della ruota e la normale alla strada nel piano trasversale al veicolo.

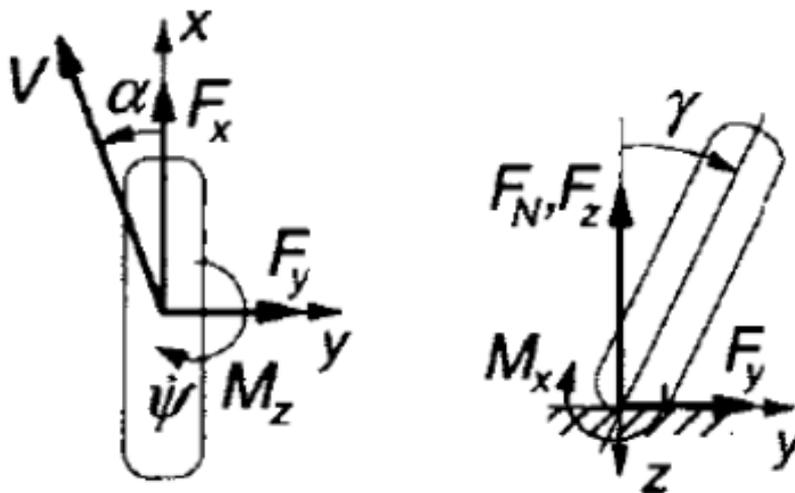


Figura 3: convenzione dei segni applicata allo pneumatico

Un aspetto fondamentale per caratterizzare uno pneumatico è la deformabilità dovuta al carico verticale, detta deformabilità elastica con lo schiacciamento.

Il carico nominale  $F_z$  impone alla copertura una conformazione studiata per raggiungere prestazioni ottimali [3].

Viene definita rigidità  $k_z$  il rapporto tra il carico  $F_z$  e lo schiacciamento  $z$ :

$$k_z = \frac{F_z}{z}$$

Conseguenza diretta dello schiacciamento è il raggio di rotolamento effettivo, definito, per una ruota libera senza coppie applicate al suo asse, come lo pseudo-raggio di valore  $R_e$  ottenuto dividendo la componente longitudinale  $V_x$  del vettore velocità totale  $V$  per la velocità angolare  $\omega_0$ :

$$R_e = \frac{V_x}{\omega_0}$$

Esaminando una ruota condotta senza coppie applicate, quando un punto del battistrada entra nella zona di contatto pneumatico-strada la sua distanza dal centro ruota diminuisce, passando dal raggio indeformato al raggio di rotolamento effettivo.

Ne consegue che i punti all'interno della zona di contatto si muovono con una velocità tangenziale minore rispetto a quelli al di fuori di essa. La zona di battistrada che si trova nella zona vicino al bordo di uscita dovrà quindi accelerare e si troverà sottoposta ad uno sforzo di trazione; al contrario la parte che si trova vicino al bordo di attacco decelera ed è quindi in stato di compressione.

In Figura 4 (paragrafo successivo) si può notare l'andamento longitudinale delle tensioni superficiali e delle velocità nella zona di contatto.

### 1.3.1 Scorrimento Longitudinale

Se si considera una ruota su cui agisce una coppia, motrice o frenante, l'andamento degli sforzi cambia considerevolmente.

Considerando ad esempio una coppia frenante  $M_y$  applicata all'asse della ruota, questa sarà bilanciata dalla forza frenante  $-F_x$  e dal carico verticale  $F_z$ ; il punto di applicazione a terra di quest'ultimo, rispetto al caso di ruota condotta, sarà distante dalla proiezione a terra del centro ruota.

Lo pneumatico sarà sottoposto ad uno slittamento rispetto al terreno; infatti, riducendo la velocità angolare cresce il raggio di rotolamento effettivo.

Per elevate coppie frenanti si può anche ottenere un raggio  $R_e$  maggiore del raggio  $R_0$  dovuto solo allo schiacciamento imposto dal carico verticale.

Per questo motivo nella zona di contatto la velocità periferica può risultare superiore a quella nella parte di pneumatico scarico, aumentando di conseguenza la zona di battistrada sottoposta a trazione. L'elemento di battistrada che si trova nel punto di attacco sarà in adesione; man mano che avanza nella zona di contatto, la sua velocità cresce, causando un aumento

lineare della deformazione e degli sforzi tangenziali, fino a quando raggiunge il limite di aderenza imposto dalla legge di Coulomb.

Superato il limite di aderenza inizia lo slittamento, per questo motivo lo sforzo tangenziale decresce nella parte terminale della zona di contatto. Lo slittamento è quindi una caratteristica locale, riferita al singolo punto del battistrada nell'orma di contatto e non all'intera impronta.

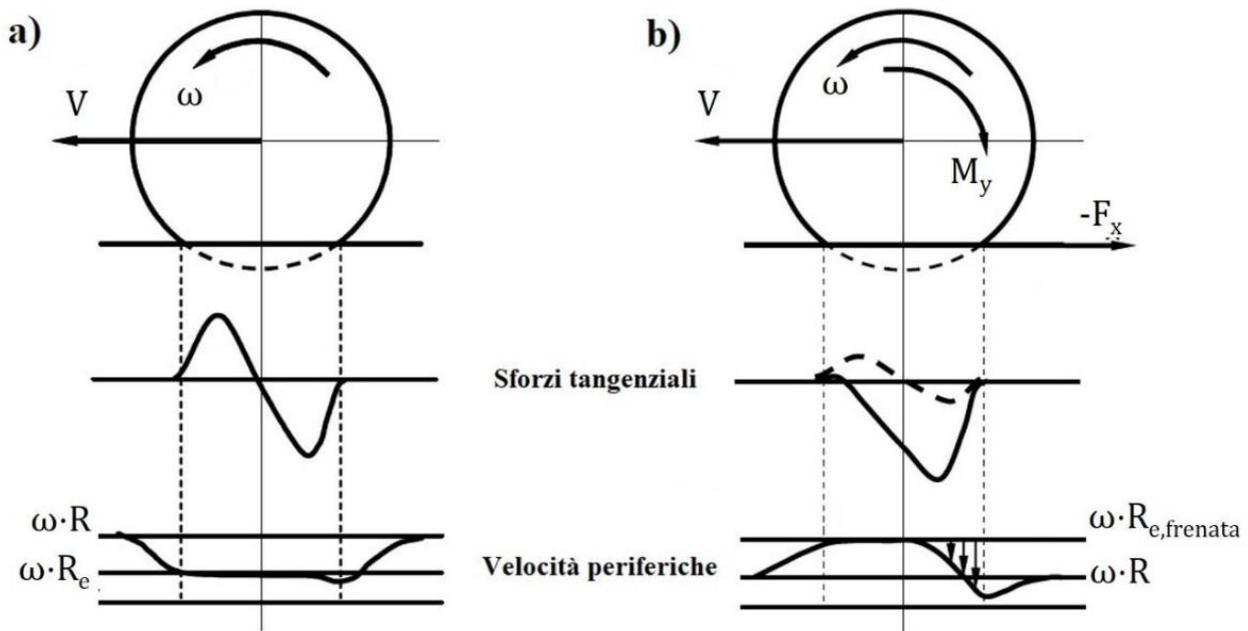


Figura 4: Andamento degli sforzi tangenziali e delle velocità periferiche nella zona di contatto  
a) ruota condotta; b) ruota frenata.

In caso di ruota motrice si può ragionare in modo analogo: la velocità angolare aumenta e di conseguenza il raggio  $R_e$  decresce; la velocità periferica nella zona di contatto risulta quindi minore della restante parte e il battistrada si trova di conseguenza sottoposto ad uno sforzo tangenziale di compressione.

Quando una coppia motrice viene applicata all'asse di rotazione della ruota, si genera uno scorrimento  $k$  definito come:

$$k = \frac{V_x - R_e \omega}{V_x} = -\frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}$$

il segno negativo porta ad uno scorrimento positivo quando la coppia è motrice; in questo caso la velocità angolare  $\omega$  sarà maggiore di  $\omega_0$ , definita come quella corrispondente ad un corpo che si muove con velocità lineare  $V_x$ ; se la ruota è bloccata, quindi durante la frenata, lo scorrimento è  $k = -1$ .

Per slittamenti elevati,  $k$  può assumere valori molto grandi, per evitare questo è possibile ricorrere ad una definizione con  $\omega$  al denominatore, così da limitarne il valore massimo pari ad 1 nella fase motrice.

Lo scorrimento, a differenza dello slittamento, è un parametro globale che descrive il moto della parte rigida della ruota; non ci fornisce informazioni sulle condizioni di adesione o slittamento dei singoli punti nella zona di contatto. Si può quindi affermare che slittamento e scorrimento sono due concetti molto diversi: lo scorrimento è una proprietà locale di ogni punto di contatto, mentre lo slittamento è una proprietà globale del moto dell'intero corpo [4].

Per calcolare la velocità di avanzamento del veicolo è necessario risolvere l'equazione di equilibrio dinamico del veicolo; per cui è fondamentale conoscere l'andamento delle forze longitudinali scambiate dallo pneumatico in funzione dello scorrimento. Da prove sperimentali si ottengono i tipici andamenti mostrati in Figura 5. Si può notare che per bassi valori di scorrimento  $k$  l'andamento della forza è lineare, in questa zona è possibile definire la rigidità longitudinale  $C_k$  come la tangente alla curva a scorrimento nullo. È inoltre possibile apprezzare la variazione delle forze in funzione del carico verticale  $F_z$ , che risulta essere quasi lineare. Il picco della curva si ottiene per valori di scorrimento compresi tra 0,1 e 0,15 e rappresenta il valore di forza ottimale in fase di frenata per minimizzare lo spazio di arresto; è molto rischioso lavorare con questo valore obiettivo poiché, una volta superato il corrispondente scorrimento, questo aumenta molto rapidamente e porta al bloccaggio della ruota in breve tempo. Per questo motivo, al giorno d'oggi, tutti i veicoli sono dotati di sistemi antibloccaggio come l'ABS.

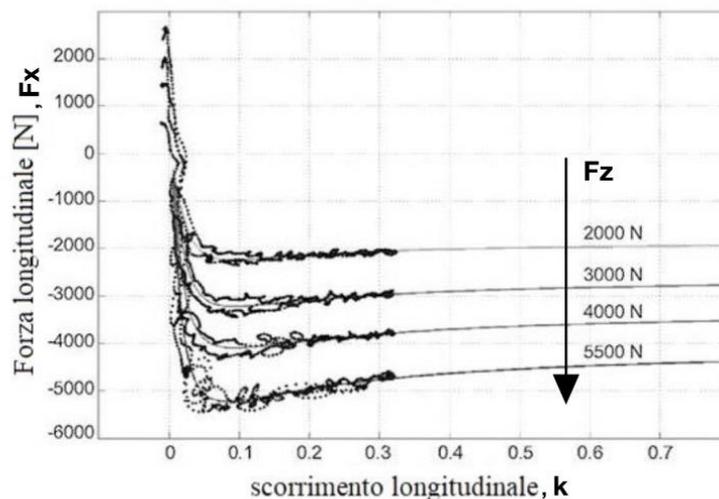


Figura 5: andamento della forza longitudinale  $F_x$  in funzione dello scorrimento  $k$  con diversi carichi verticali  $F_z$

### 1.3.2 Scorrimento Laterale

Quando una ruota si trova ad affrontare una curva, si verifica un comportamento simile alla situazione di accelerazione o frenata. In questo caso il vettore velocità non sarà parallelo al piano mediano della ruota. Nella zona di contatto pneumatico-strada il battistrada inizierà a deformarsi per provare ad allinearsi alla direzione della velocità; nascono quindi sforzi tangenziali che, in caso di puro scorrimento laterale, possono raggiungere il valore massimo definito dalla legge di Coulomb  $\mu\vartheta_z$ , con  $\mu$  coefficiente d'attrito tra le due superfici e  $\vartheta_z$  carico verticale riferito all'orma di contatto. La deformazione dello pneumatico si può considerare come somma di due contributi distinti: la deformazione del battistrada (gomma) e la deformazione della cintura (acciaio). Si introduce quindi lo scorrimento in direzione laterale, definito come "deriva" e ottenuto attraverso il rapporto tra la componente laterale e longitudinale della velocità:

$$\tan\alpha = -\frac{V_y}{V_x}$$

In cui il segno negativo ha lo scopo di rendere  $\alpha$  positivo in caso di forza laterale positiva. Come nel caso di scorrimento longitudinale, per quantificare la velocità in direzione laterale  $V_y$ , è necessario risolvere l'equazione di equilibrio dinamico dell'intero veicolo, per cui sono richieste informazioni sull'andamento delle forze laterali in funzione della deriva. La Figura 6.a riporta l'andamento delle forze scambiate in direzione laterale. È possibile definire una rigidità laterale  $C_{y\alpha}$  come la tangente alla funzione in corrispondenza di deriva nulla, in questa zona la forza risulta proporzionale allo scorrimento.

La rigidità laterale risulta proporzionale al carico verticale, ma non linearmente. Per questo motivo, in fase di curvatura, a causa dei trasferimenti di carico la rigidità media di un assale risulta decrescente: questo influisce fortemente sulle performance di curvatura del veicolo.

A causa della resistenza al rotolamento, il punto di applicazione delle forze risulta spostato rispetto alla proiezione sull'orma di contatto del centro ruota, quindi oltre alla forza laterale, nasce una coppia concentrata detta "momento di auto-allineamento"  $M_z$ . Questa coppia tende ad allineare il piano mediano della ruota al vettore velocità, contrastando la deformazione imposta dalla forza laterale. In Figura 6.b è riportato l'andamento del momento di auto-allineamento  $M_z$  in funzione della deriva ed al variare del carico laterale.

La forma convessa è dovuta al sistema di riferimento scelto; notiamo che per deriva nulla il momento risulta non nullo, questo a causa della coppia residua imposta dal disegno del battistrada.

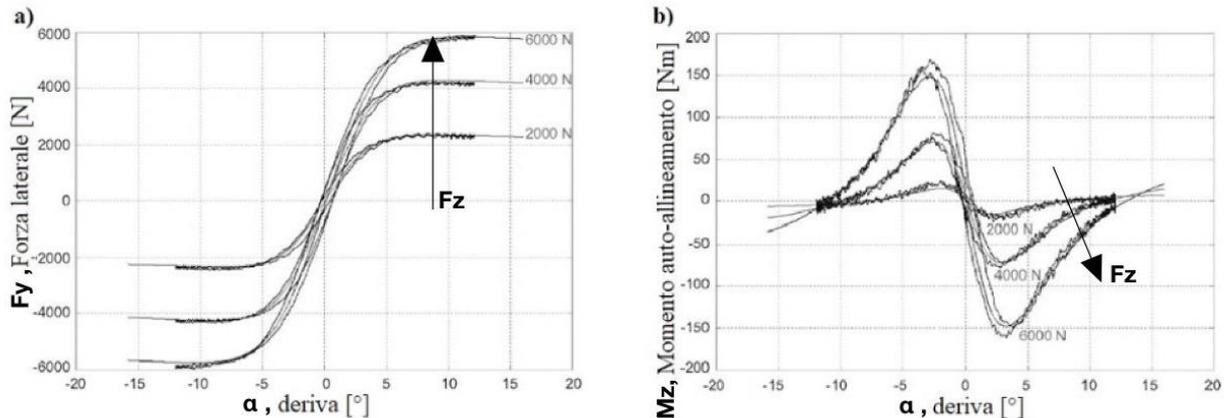


Figura 6: Andamenti della forza laterale  $F_y$  (a) e del momento di auto allineamento  $M_z$  (b) in funzione della deriva  $\alpha$  ed al variare del carico verticale  $F_z$

L'andamento delle forze laterali è, inoltre, influenzato dall'angolo di camber  $\gamma$ , ossia l'angolo compreso tra il piano mediano della ruota e la normale alla strada nel piano trasversale al veicolo; la cui presenza produce una forza laterale molto inferiore di quella prodotta dalla deriva  $\alpha$  [5].

La forza laterale a cui è soggetto lo pneumatico, nel range di linearità, può quindi essere espressa come:

$$F_y(\alpha) = C_{y\alpha} \cdot \alpha + C_{y\gamma} \cdot \gamma$$

In cui  $C_{y\alpha}$  e  $C_{y\gamma}$  sono rispettivamente la rigidità di deriva e la rigidità di camber; il primo termine risulta essere di almeno un ordine di grandezza superiore rispetto al secondo, da questo consegue la loro diversa influenza sullo sviluppo delle forze laterali.

Nei seguenti grafici (Figura 7) si può notare come la presenza di camber vada a modificare gli andamenti sia della forza laterale sia del momento di auto-allineamento.

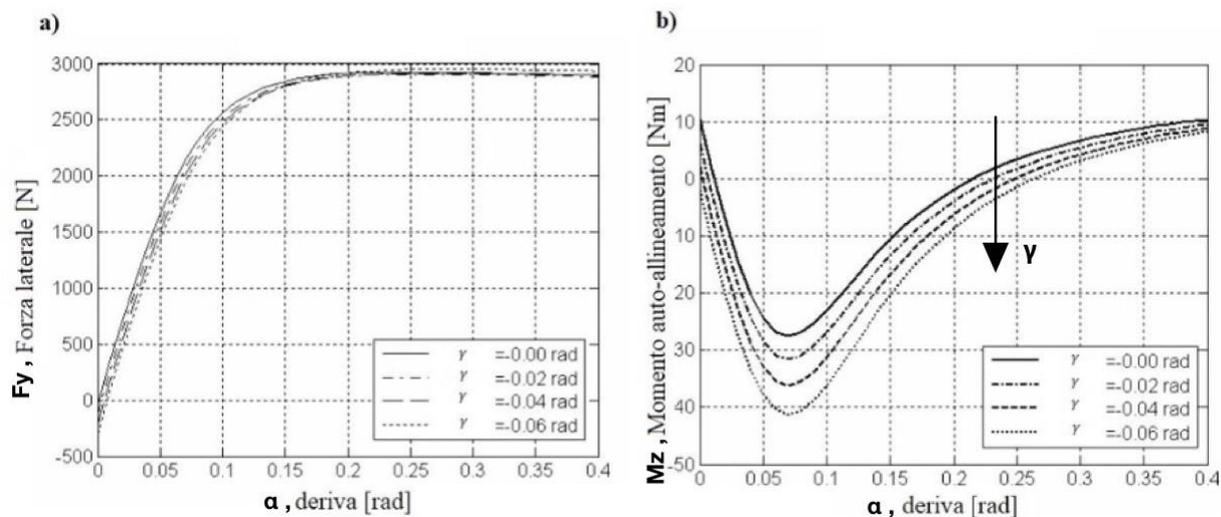


Figura 7: Andamenti della forza laterale  $F_y$  (a) e del momento di auto allineamento  $M_z$  (b) in funzione della deriva  $\alpha$  e dell'angolo di camber  $\gamma$

### 1.3.3 Scorrimenti Combinati

Generalmente non si assiste mai a scorrimenti puramente longitudinali o puramente laterali, ma vi è una combinazione dei due. Le forze e coppie scambiate dallo pneumatico sono quindi conseguenza degli scorrimenti e dei carichi combinati a cui è soggetto. Le forze orizzontali scambiate non possono eccedere la massima forza imposta dalle condizioni di attrito e dal carico verticale. La forza totale scambiata dallo pneumatico sarà quindi data da:

$$F_{tot} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

ed il corrispondente coefficiente d'attrito globale secondo la legge di Coulomb sarà:

$$\mu_{tot} = \frac{F_{tot}}{F_z}$$

Nel seguito (Figura 8.a) sono riportati gli andamenti della forza longitudinale  $F_x$  e laterale  $F_y$  nel caso di scorrimento combinato. Si osserva che all'aumentare dello scorrimento longitudinale  $k$ , cresce la forza longitudinale  $F_x$ , ma diminuisce quella laterale  $F_y$ . Per bassi valori di scorrimento le forze laterali sono dominanti, mentre

ad elevati scorrimenti, la forza disponibile per essere scaricata in direzione laterale è minima.

Nel diagramma polare (Figura 8.b) è possibile apprezzare l'asimmetria della forza longitudinale, causata dalla rigidezza della carcassa. Sempre osservando questo diagramma sperimentale osserviamo un'incongruenza con l'equazione della  $F_{tot}$ : da questa ci aspetteremmo che le curve siano tutte semicircolari con valori della forza orizzontale corrispondenti al limite imposto dalla legge di Coulomb. In realtà, per elevati valori di scorrimento, notiamo che oltre a decrescere la forza laterale, decresce anche quella longitudinale; questo perché ormai la maggior parte dell'area di contatto si troverà in strisciamento e quindi il coefficiente d'attrito diminuirà causando un abbassamento del limite massimo imposto sulla forza totale scambiata.

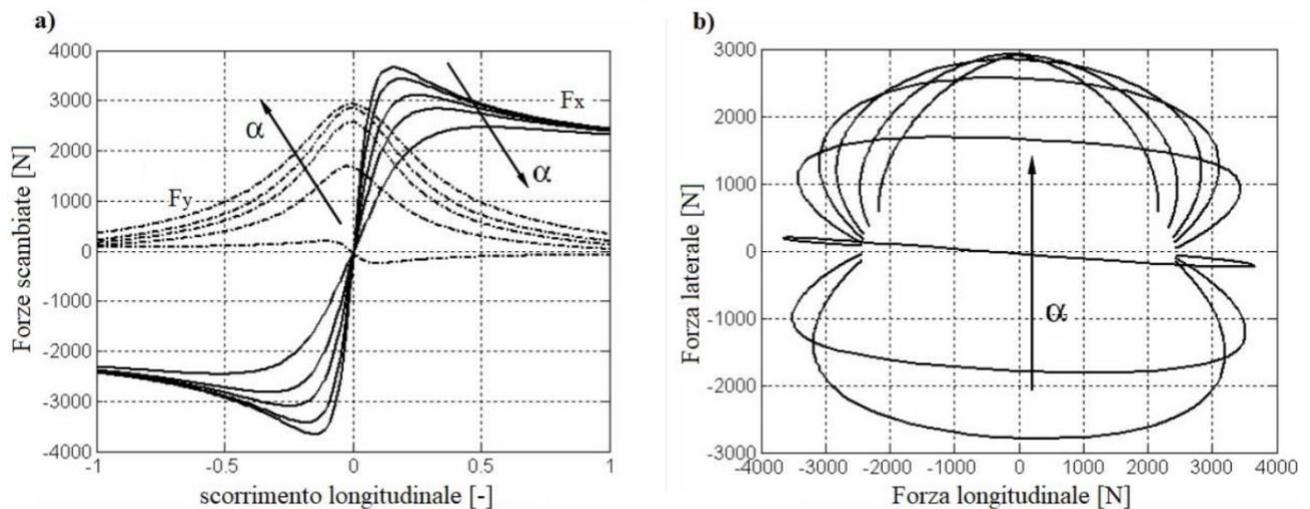


Figura 8: a) andamento delle forze longitudinali  $F_x$  e laterali  $F_y$  in funzione dello scorrimento  $k$  ed al variare della deriva  $\alpha$ ; b) andamento della forza laterale  $F_y$  in funzione di quella longitudinale  $F_x$ .

## 1.4 Influenza dello pneumatico sulle performance del veicolo

Lo pneumatico, in virtù delle sue caratteristiche, rappresenta un elemento fondamentale nell'insieme del veicolo. Rappresenta, infatti, l'interfaccia con il terreno e scarica a terra le forze necessarie per la realizzazione dell'obiettivo principale: il movimento del mezzo.

La natura di tali forze, il modo in cui vengono sviluppate ed in quali quantità, vanno ad influenzare fortemente le caratteristiche del veicolo complessivo; lo pneumatico gioca infatti un ruolo determinante nella definizione delle principali proprietà del mezzo, da questo dipendono la sicurezza (intesa come guidabilità e controllabilità dell'autoveicolo), le prestazioni (come velocità e coppie motrici e frenanti applicabili) ed il comfort a bordo dell'abitacolo.

Lo pneumatico costituisce il primo elemento in termini di sicurezza per l'intero autoveicolo. L'esempio più significativo sono le manovre di frenatura, nella quale la capacità dello pneumatico di scambiare forze con il terreno per rallentare o arrestare la corsa del mezzo è di importanza primaria. Ancora più complessa e imprescindibile diventa l'azione dello pneumatico quando si richiede ad esso di scambiare forze longitudinali (positive o negative) mentre si sta affrontando una curva: a causa dell'accelerazione centripeta, il mezzo si trova sottoposto ad una forza centrifuga che genera un trasferimento di carico dal lato interno curva verso quello esterno. Il carico verticale agente sulle ruote interne risulterà minore rispetto a quelle esterne e di conseguenza anche la massima forza tangenziale all'interfaccia ruota-strada. Si produce quindi uno squilibrio tra le forze laterali, generando quindi una coppia imbarcante che può portare il veicolo in una condizione sovra o sottosterzante a seconda dei casi.

Nello studio della guidabilità, ed in particolare delle prestazioni durante le manovre sterzanti del veicolo, ricopre un ruolo fondamentale la rigidità di deriva  $C_{y\alpha}$ . Nelle applicazioni di uso comune questa è proporzionale al carico verticale, alla pressione di gonfiaggio, alla larghezza del cerchio, ma non risente in modo significativo delle variazioni di velocità e delle diverse possibili composizioni della miscela. È infatti noto che il coefficiente di sottosterzo è influenzato solamente dai carichi verticali e dalla rigidità di deriva.

Per quanto riguarda le prestazioni, lo pneumatico, essendo un corpo che rotola su un piano, deve vincere la resistenza al rotolamento, una forza che agisce in direzione opposta a quella del moto. A causa del peso del veicolo, lo pneumatico

si deforma nell'area di contatto con la superficie stradale. Questa deformazione induce perdite interne di energia, che provocano un'inevitabile diminuzione del rendimento globale del veicolo; per mantenere costanti le prestazioni sarà dunque necessaria una quantità maggiore di energia proveniente dal combustibile, qualsiasi esso sia. Si stima che la resistenza al rotolamento rappresenti il 20% della resistenza al moto totale, orientativamente una riduzione del 6% della resistenza al rotolamento di un'autovettura può abbassare i consumi di carburante dell'1%.

Le perdite energetiche dovute al rotolamento sono funzione, oltre che della deformazione, anche della temperatura. Deformazione e temperatura, a loro volta, sono affette dalle condizioni di utilizzo, quali velocità di avanzamento, pressione di gonfiaggio e carico agente sullo pneumatico, sia verticale che tangenziale. In caso di ruota sottoposta a sforzi tangenziali longitudinali (di trazione o frenata) notiamo che la resistenza al rotolamento non resta costante. Nella condizione di sforzo frenante la resistenza cresce rapidamente; per forze positive, di trazione, si nota un tratto iniziale decrescente, per poi crescere repentinamente.

Si nota che al crescere della temperatura la resistenza al rotolamento risulta decrescente a causa della riduzione dello smorzamento interno della gomma. La diminuzione di resistenza corrisponde però ad una minore potenza dissipata, dunque una minor crescita della temperatura [6]. Di conseguenza, la decrescita di resistenza tende a stabilizzare la temperatura dello pneumatico, si può quindi concludere che a transitorio estinto tale resistenza al rotolamento non sia influenzata dalla temperatura di esercizio.

Infine, è possibile apprezzare come la resistenza al rotolamento sia legata alla pressione di gonfiaggio ed al carico verticale; in particolare, aumentando la pressione si irrigidisce la carcassa e diminuisce quindi la resistenza. Da prove sperimentali si è appurato che ad una riduzione della pressione di gonfiaggio del 38% corrisponde un aumento della resistenza del 62% [7]. Aumentando invece il carico verticale, a causa della maggior deformazione imposta allo pneumatico, si assiste ad un aumento della resistenza.

Per favorire l'evacuazione dell'eventuale acqua presente sul terreno, il battistrada degli pneumatici presenta dei solchi che vengono scolpiti su di esso; questa caratteristica dal punto di vista del comfort di guida rappresenta una criticità. Inoltre, gli pneumatici sono corpi non perfettamente circolari che necessitano di deformarsi per trasmettere le forze necessarie al moto. La combinazione di

deformazione ed irregolarità, della superficie degli pneumatici come del terreno, produce piccole vibrazioni che vengono trasmesse al veicolo.

Risulta quindi fondamentale ridurre, tramite elementi smorzanti, la propagazione delle vibrazioni con frequenza nel range di maggior sensibilità dell'orecchio umano. Per ottenere questo è necessario che la frequenza naturale di oscillazione dello pneumatico e del veicolo non coincidano [8]. Per via della dimensione e del disegno del battistrada le vibrazioni meccaniche e sonore hanno i loro picchi per frequenze dell'ordine di 1000 Hz.

La principale difficoltà nel ridurre l'emissione acustica degli pneumatici risiede nel fatto che questa è fortemente influenzata da molti fattori esterni, risulta quindi complicato confrontare misurazioni fatte in ambienti e condizioni differenti. Per questo motivo è impossibile adottare una strategia che permetta di ridurre le emissioni in tutte le situazioni.

## Capitolo 2: Macchine Prova Pneumatici (MPP)

Fin dai dagli anni '60 il mondo della ricerca, sia industriale che universitario, ha compreso l'importanza di disporre di dati sperimentali riguardanti le principali caratteristiche di uno pneumatico e si è iniziato pensare a macchinari che permettessero di ottenerli.

Le prime macchine prova pneumatici erano dei mezzi pesanti, i cui carrelli furono adattati per poter montare una ruota di prova a contatto con la strada reale, i cosiddetti Tyre Test Trailer. Il primo, realizzato nel 1960 da TNO-Automotive, Olanda, presentava una ruota montata su una speciale sospensione con mozzo strumentato (Figura 9.a). Nella prima versione la ruota non era motorizzata e le condizioni di scorrimento venivano controllate agendo unicamente sul sistema frenante; in particolare, era possibile raggiungere velocità di 120 km/h ed una variazione piuttosto lenta del solo angolo di sterzo. Nel tempo il sistema è stato sviluppato e migliorato fino ad arrivare all'attuale Delft Tyre Test Trailer (Figura 9.b); questo consente, oltre che testare pneumatici automobilistici in diverse condizioni di scorrimento e ambientali, anche di effettuare prove su pneumatici motociclistici, grazie agli elevati valori di camber realizzabili, fino a 70° [9].

Nel 1970 il Cornell Aeronautical Laboratory di Buffalo, New York, ha progettato, brevettato e realizzato la prima macchina di grandi dimensioni per la prova pneumatici da laboratorio. Questa è stata la prima macchina ad utilizzare un nastro d'acciaio per simulare la strada.

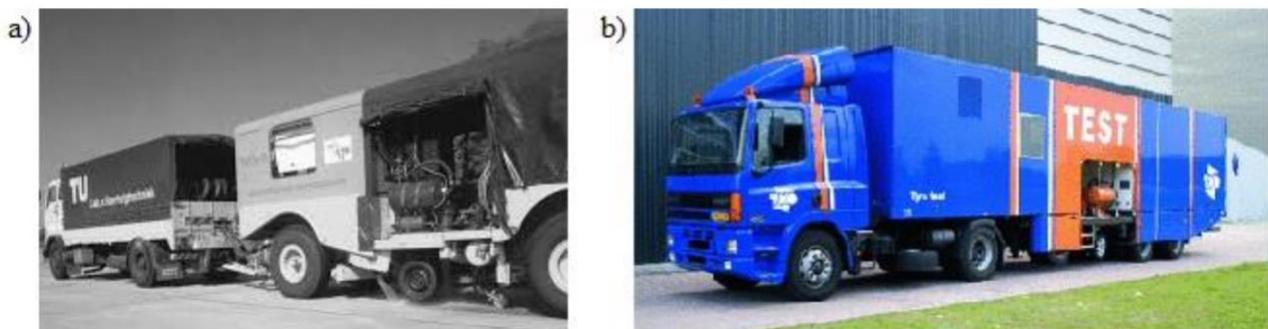


Figura 9: Tyre Test Trailer per prove di pneumatici su strada reale  
a) TU-Delft Tyre Test Trailer di TNO-Automotive del 1960; b) attuale Delft Tyre Test Trailer di TASS International;

Le macchine prova pneumatici possono essere classificate in ragione della modalità di simulazione della strada: si distinguono quindi macchine a rullo "drum" e macchine a nastro piatto "flat belt" (Figura 10).

Quelle a rullo possono inoltre essere divise in curvatura concava e curvatura convessa, la differenza risiede nella posizione relativa tra rullo e ruota, nella prima la ruota si trova all'interno del rullo, nella seconda la ruota è esterna e si troveranno a contatto tramite le superfici esterne.



Figura 10: Confronto tra Macchine Prova Pneumatici di tipo a rullo (a sinistra) e a nastro (a destra).

Le macchine a nastro sono tipicamente costituite da un nastro d'acciaio avvolto su due rulli di grandi dimensioni, di cui solitamente uno movimentato tramite un motore; questo permette al nastro di muoversi indipendentemente dalla ruota e controllare quindi lo scorrimento. La zona di contatto si trova nel mezzo, dove il nastro risulta piatto e viene mantenuto in posizione da uno speciale cuscinetto sottostante, di tipo meccanico, idrostatico o idrodinamico.

La simulazione del manto stradale mediante un nastro d'acciaio, pur ignorando la presenza di contaminanti, rende la prova poco realistica, rispetto alle condizioni reali di impiego di uno pneumatico, a causa del differente coefficiente d'attrito relativo. Correlare l'attrito reale a quello simulato non è assolutamente semplice, non esiste un unico fattore in grado di relazionare le condizioni reali a quelle simulate; la relazione risulta lineare solo per bassi valori di scorrimento. L'unica soluzione sembrerebbe dunque quella di testare gli pneumatici su una superficie stradale reale: anche in questo caso non è possibile però identificare un tipo di terreno, con il relativo coefficiente di attrito, come l'unico reale. Come mostrato da Whitehurst e Neuhardt in [10] il coefficiente d'attrito della superficie stradale reale varia quotidianamente, stagionalmente ed annualmente. Risulta dunque impossibile caratterizzare in modo univoco il manto stradale, per questo motivo si adottano le strategie che rendono più semplici e comode le prove in laboratorio. Per realizzare condizioni più realistiche, rispetto all'acciaio liscio, solitamente il nastro viene ricoperto con carta abrasiva.

## 2.1 La MPP del DENERG

La macchina prova pneumatici, installata presso il laboratorio del Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino, è stata progettata e sviluppata dal Prof. Alberto Morelli tra la fine degli anni '70 e la prima metà degli anni '80 presso l'allora Istituto della Motorizzazione. Le prime prove sono state condotte durante il 1984 e da allora la macchina ha subito sostanziali modifiche ed aggiornamenti sotto la direzione tecnica del Prof. Andrea Tonoli. In particolare, sono state condotte campagne sperimentali finalizzate all'identificazione delle caratteristiche di aderenza e del coefficiente di rotolamento di pneumatici automobilistici [11].

Nella ricerca sperimentale si sta sempre più adottando il concetto di Hardware in the Loop (HIL), con il quale si indicano le tecniche di verifica e testing di unità di controllo elettronico, come ad esempio le centraline automobilistiche, tramite il collegamento a banchi che riproducono il sistema con cui queste devono interfacciarsi. Questi banchi possono essere composti da parti fisiche (hardware) oppure modelli di simulazione (software) degli apparati da controllare.

L'obiettivo secondo cui negli ultimi anni si sta attuando una modifica alla MPP del Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino è proprio quello di rappresentare la parte fisica di un banco hardware in the loop.

Questa è una macchina che presenta interessanti caratteristiche meccaniche, ma era limitata dal punto di vista del controllo. La sua attualizzazione mediante l'implementazione di un controllo elettronico ne consente l'integrazione in un banco HIL per lo studio degli pneumatici in condizioni di aderenza per il test di centraline per il controllo di trazione. Ecco, dunque, perché negli ultimi anni si è passati da un sistema di controllo degli azionamenti di tipo manuale, ad uno automatico gestito da un PLC.

### 2.1.1 Generazione e trasmissione del moto

La macchina è di tipo a nastro piano, realizzato in acciaio inox. In Figura 11, Figura 12 e Figura 13 sono mostrate le viste frontale, laterale e posteriore in cui è possibile individuare tutti i sistemi e dispositivi principali che compongono la macchina.

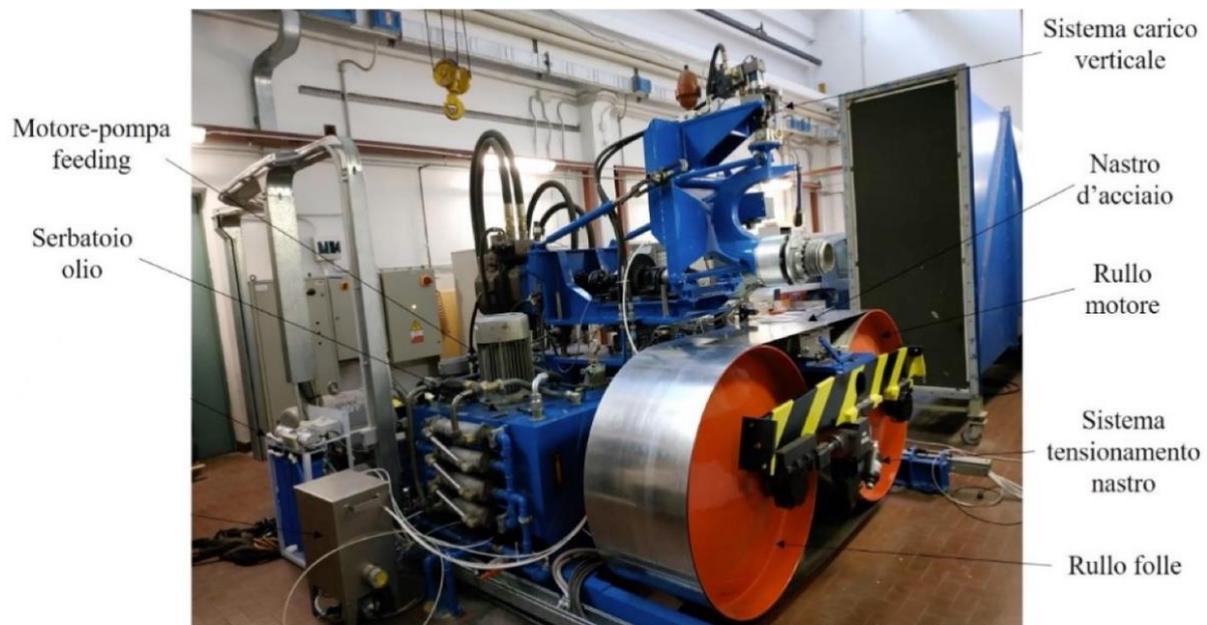


Figura 11: vista frontale

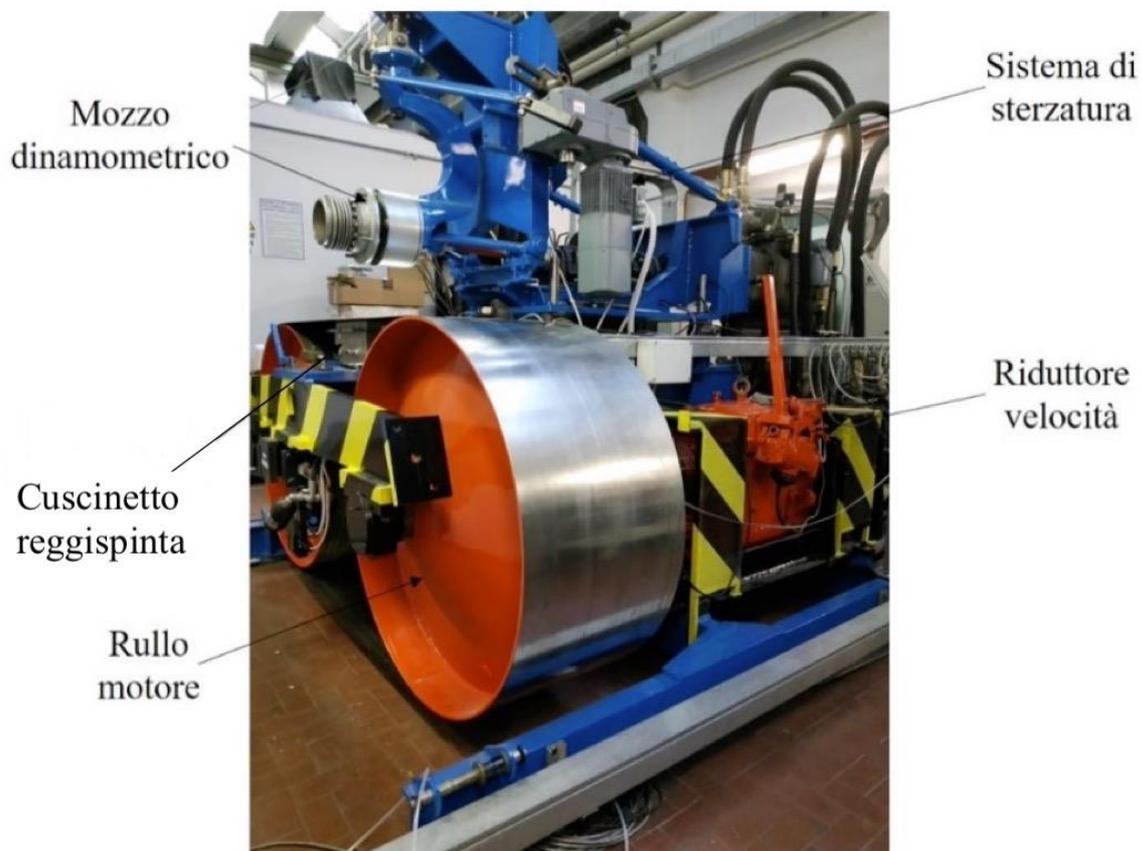


Figura 12: vista laterale



Figura 13: vista posteriore

I moti di ruota e nastro sono ottenuti per mezzo di trasmissioni oleodinamiche a circuito chiuso, realizzate mediante motori-pompa a cilindrata variabile, le cui schematizzazioni sono mostrate nel seguito (Figura 14). Le macchine idrauliche, volumetriche pluricilindriche a stantuffi assiali, che costituiscono il primario ed il secondario di ciascuna trasmissione hanno rispettivamente una cilindrata massima di  $250 \text{ cm}^3$  e  $225 \text{ cm}^3$  e possono operare fino ad una pressione di 350 bar. La cilindrata può essere variata in modo continuo tramite motori elettrici o elettrovalvole, rendendo possibile il passaggio da condizioni di pattinamento in trazione fino a bloccaggio della ruota in frenatura. I circuiti di mandata e ritorno sono collegati da una valvola limitatrice di pressione, normalmente chiusa. Questa permette, in caso di elevata pressione in uno dei due rami, la cortocircuitazione del motore, così da evacuare la portata in eccesso e limitare la pressione. La velocità massima di rotazione del motore è pari a 2800 rpm, ottenuta in condizione di regolazione. I primari di entrambe le trasmissioni sono collegati allo stesso albero, connesso ad un motore elettrico asincrono trifase che ruota ad una velocità costante di 1450 rpm.

La conformazione a circuito chiuso con un unico motore elettrico permette un bilanciamento delle potenze in gioco tra le due trasmissioni. Infatti, ad una frenata della ruota corrisponde la trazione del nastro e viceversa, il collegamento dei primari delle trasmissioni permette il recupero dell'energia ceduta dall'elemento frenante, la quale viene ceduta all'elemento traente. Questa

configurazione permette, nonostante ciascuna trasmissione idrostatica abbia una potenza nominale di 350 kW, di alimentare l'intero banco con un solo motore elettrico da 100 kW [12].

Lungo la trasmissione del nastro è interposto, tra l'albero di uscita del motore idraulico ed il mozzo del rullo, un riduttore di velocità per veicoli industriali a cinque rapporti. Questo permette di adattare il campo di velocità dei rulli a quello della ruota; la selezione del rapporto di trasmissione viene fatta all'inizio della prova e non può essere variata a macchina in funzione. I rapporti di riduzione delle velocità sono visibili in Tabella 1, definiti come:

$$\tau = \frac{n_{motore}}{n_{rullo}}$$

In cui  $n$  rappresenta la velocità di rotazione.

Marcia	$\tau$
I	8.67
II	4.71
III	2.46
IV	1.38
R	-7.40

Tabella 1: Rapporti di trasmissione del riduttore di velocità

Il nastro è sostenuto e posto in movimento da due rulli in acciaio di diametro pari ad un metro, uno motorizzato e l'altro folle.

La ruota è vincolata tramite un mozzo dinamometrico ad una sospensione a quadrilateri (parallelogrammi) trasversali la cui direzione di scuotimento è perpendicolare al piano del nastro; questa geometria di sospensione permette di minimizzare la variazione di semicarreggiata ed angolo di camber dovuti a scuotimenti e variazioni di carico imposti dalla prova. I bracci a terra, longitudinale e trasversale, sono nulli così che il momento di auto-allineamento misurato dipenda esclusivamente dalle azioni sviluppate dallo pneumatico senza contributi della geometria della sospensione. La sospensione è sterzante e consente variazioni dell'angolo di deriva  $\alpha$  nell'intervallo  $-25^\circ < \alpha < +25^\circ$ . La movimentazione è realizzata mediante un azionamento elettromeccanico

costituito da un motore elettrico trifase, di potenza nominale 1.1 kW e velocità 1415 rpm, abbinato ad un motoriduttore, con rapporto di riduzione pari a 83.54.

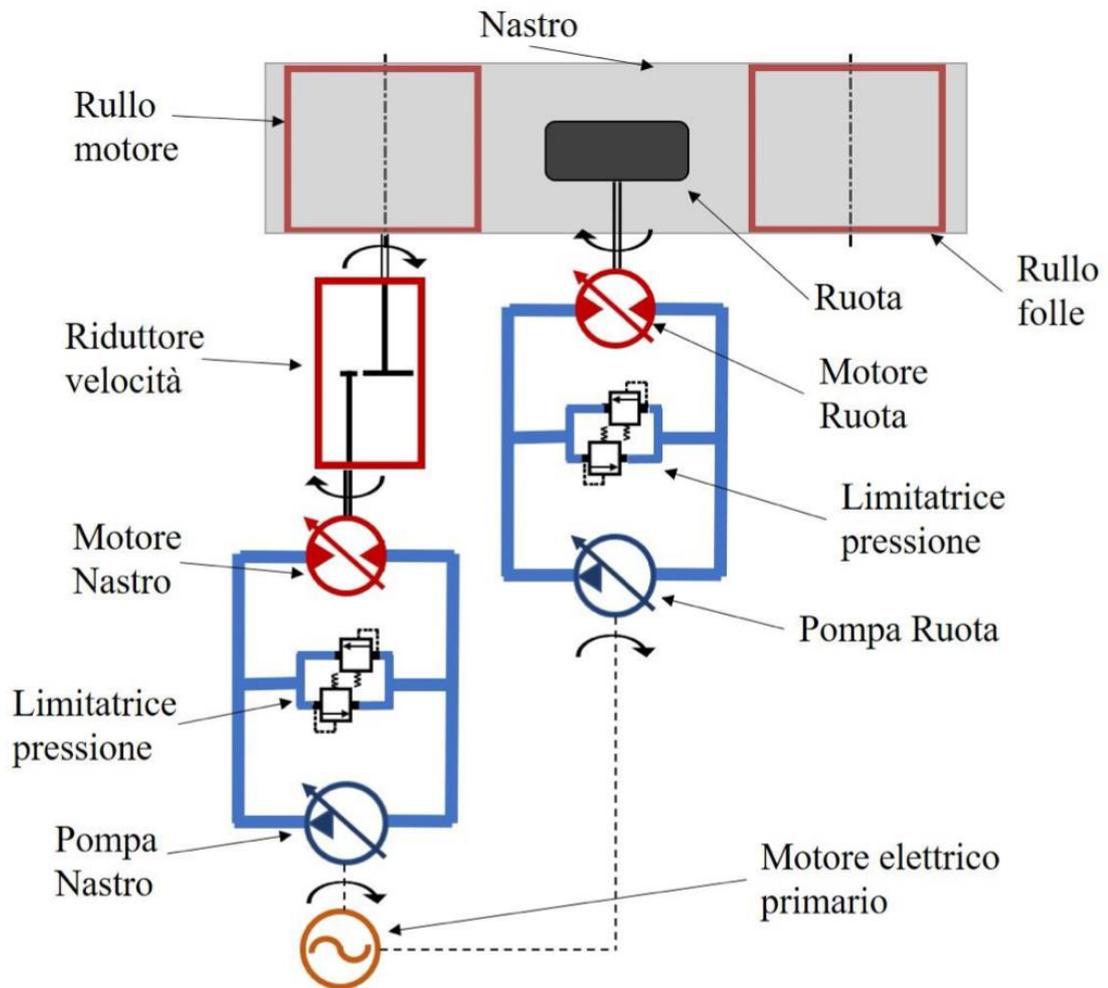


Figura 14: schema meccanico/oleodinamico della MPP

Lo schiacciamento dello pneumatico è ottenuto con un servoattuatore idraulico in grado di imporre un carico massimo di 25 kN, questo consente inoltre variazioni dinamiche con frequenze fino a 100 Hz. Tale configurazione permette di approssimare le condizioni di carico durante le prove, indipendentemente dalle condizioni operative di velocità, deriva e scorrimento.

La variazione dell'angolo di camber ( $0^\circ < \gamma < 30^\circ$ ) si ottiene inclinando, a macchina ferma, la struttura di supporto della sospensione a quadrilateri rispetto al piano di rotolamento.

## 2.1.2 Simulazione del manto stradale

La caratteristica principale di classificazione di una MPP si è visto essere la superficie di simulazione del manto stradale. Nel caso della presente macchina essa è costituita da un nastro d'acciaio inossidabile; questo è stato realizzato tramite la saldatura di un foglio di lamiera di larghezza pari a 452 mm e spessore 1 mm.

Il nastro è posto in movimento da due rulli in acciaio di diametro pari ad un metro e sostenuto nella zona di contatto con lo pneumatico da un cuscinetto pneumostatico. Viene posto in tensione tramite due cilindri oleodinamici a doppio effetto, agenti sull'asse del rullo folle. I due attuatori, indipendenti l'uno dall'altro, rendono inoltre possibile l'inclinazione dell'asse di rotazione del rullo. Tale azione permette, grazie allo sforzo di trazione asimmetrico imposto al nastro, di compensare le azioni laterali che si generano all'interno dell'orma di contatto e che tenderebbero a sfilare il nastro dai rulli. I cilindri a doppio effetto sono controllati mediante elettrovalvole proporzionali che, generando uno squilibrio di pressione tra le due camere dell'attuatore, gestisce lo spostamento dello stantuffo e dunque la fuoriuscita dello stelo. Ai fini del controllo sono presenti sensori di posizione magnetostriativi, inglobati nella struttura dei cilindri, trasduttori di pressione all'alimentazione di entrambe le camere. Un micrometro ottico rileva la posizione trasversale del nastro.

L'alimentazione di tale sottosistema è garantita da una pompa volumetrica ad ingranaggi interni; la cilindrata costante e la velocità di rotazione costante, fornita da un motore elettrico asincrono trifase, garantiscono una portata di mandata costante nel tempo. In Figura 15 è visibile una fotografia raffigurante i dispositivi oleodinamici agenti sul rullo folle per il suo controllo. In particolare, sono indicati: rullo folle (1), cilindro oleodinamico a doppio effetto (2), sensore di posizione (3), trasduttore di pressione (4), elettrovalvola proporzionale (4).

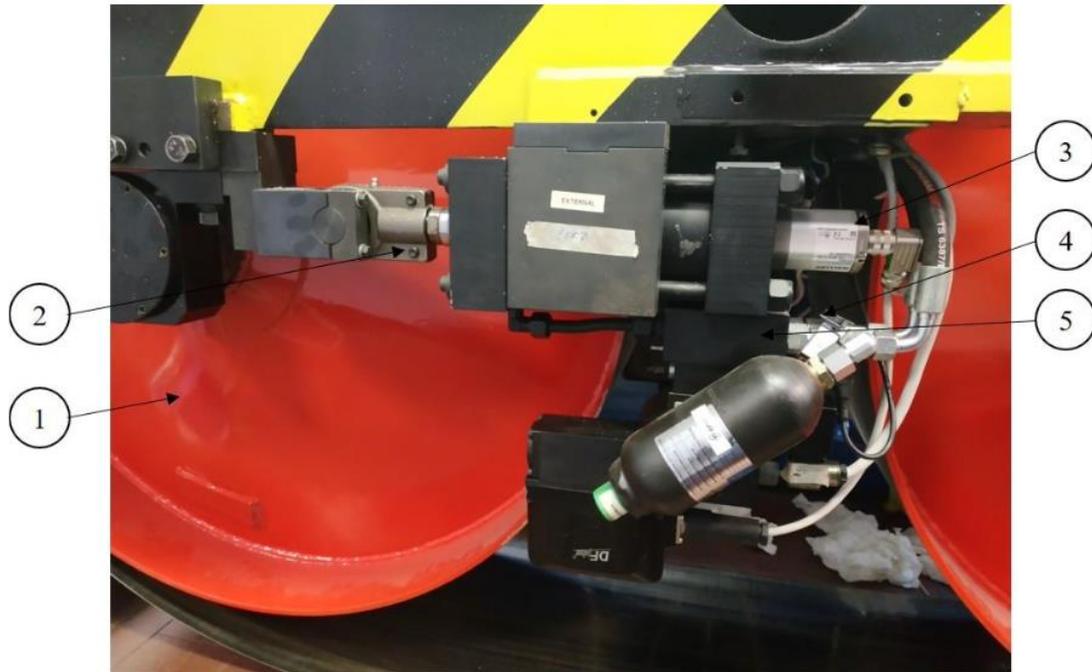


Figura 15: Elementi oleodinamici sul rullo folle

### 2.1.3 Cuscinetto pneumostatico

Il nastro è sostenuto nella zona dell'orma di contatto, in modo tale da realizzare una condizione di appoggio piana, da un cuscinetto idrostatico ad aria. Questo è stato recentemente installato al posto di un cuscinetto idrodinamico che inficiava la sicurezza operativa della macchina a causa della presenza di acqua.

Il nuovo cuscinetto è un "flat air bearing" di forma rettangolare, con dimensioni leggermente superiori all'orma di contatto; utilizza un sottile strato di aria per sostenere il carico, essa viene pressurizzata fino a 2 bar e convogliata sotto il nastro tramite 81 ugelli presenti sul cuscinetto. La superficie è inoltre ricoperta da un sottile strato di Turcite che riduce l'effetto di strisciamento nel caso in cui la lamina andasse a diretto contatto con il cuscinetto.

Il vantaggio di usare questa tecnologia è quello di avere un meato fluido senza impurità; inoltre, l'utilizzo di aria richiede, per l'inserimento all'interno della macchina, una linea di alimentazione meno complessa rispetto al precedente sistema idraulico.

## 2.1.4 Sistemi di controllo e misurazione

L'intera macchina, compresi tutti gli ausiliari, è gestita da un Controllore Logico Programmabile (PLC) Beckhoff CX-2577EC; questo controllore, di tipo multifunzionale, permette di realizzare, oltre alle funzioni di logica sequenziali, operazioni di misura, regolazione, posizionamento e controllo. Un PLC è composto da un'unità centrale (CPU), è il cuore del sistema che organizza le attività del controllore, una o più unità ingressi/uscite (I/O), che consentono il collegamento tra unità centrale e sistema da controllare, ed un'unità di programmazione, che consente l'interfaccia con uomo/macchina. Nel caso in esame questa è costituita da un pannello touchscreen Asem.

Le unità I/O collegano fisicamente l'organo di controllo ai meccanismi della macchina. Gli output forniscono i segnali per il comando dei teleruttori e conseguente attivazione di motori, pompe, attuatori ed elettrovalvole oppure segnali in tensione o corrente per l'attuazione di attuatori proporzionali.

Gli input digitali invece ricevono segnali di avvenuta chiusura o apertura dei contatti, che vengono eventualmente comunicati all'operatore tramite il pannello. Sempre come input, ma analogici, sono classificati i segnali provenienti da organi di misura e controllo, che vengono elaborati dalla CPU per mantenere o ristabilire le condizioni desiderate.

Segnali I/O possono essere analogici o digitali. Quest'ultimi vengono trasmessi tramite Profibus (Process Field Bus), una rete di comunicazione monomaster multi-slave. Questa permette, tramite un unico cavo schermato, di controllare i dispositivi. Nel contesto della MPP la tecnologia Profibus è impiegata per la comunicazione con diversi sensori, tra questi i torsimetri ed il sistema di pesatura. Collocati sugli alberi di trasmissione si trovano due torsimetri Kistler, uno ubicato tra l'albero di uscita del riduttore di velocità ed il mozzo del rullo e l'altro tra l'albero uscente dal motore idraulico e la ruota. Entrambi provvedono alla misura di coppia e velocità angolare della rispettiva trasmissione, il primo con un fondoscala di 3 kNm ed il secondo 2 kNm. La medesima tecnologia (Profibus) è impiegata per l'alimentazione e la ricezione dei dati del sistema di pesatura, composto da quattro celle di carico collocate sotto il cuscinetto idrodinamico. Il protocollo profibus è impiegato anche per la comunicazione tra PLC e l'encoder assoluto multigiro che equipaggia il motoriduttore elettrico, per la variazione dell'angolo di sterzata della ruota, ed il relativo inverter, e per la gestione delle cilindrate delle trasmissioni idrodinamiche.

Il controllo e la compensazione degli spostamenti laterali del nastro rispetto ai rulli avvengono tramite due attuatori azionati da elettrovalvole differenziali. Per il controllo della posizione è impiegato un micrometro laser multifunzione Keyence, basato su tecnologia CCD. Questo è composto da un elemento sorgente ed uno ricevitore; nell'elemento di ricezione della luce viene utilizzato un CCD. La discriminazione estremamente precisa viene conseguita acquisendo il bordo della luce laser a sbarramento, piuttosto che la quantità di luce ricevuta. Permette la misura di uno spostamento di 0.2 mm con frequenze di campionamento superiori a 1 kHz.

Il mozzo dinamometrico a cinque componenti permette la misura delle forze e delle coppie scambiate al contatto fra ruota e suolo. Le azioni longitudinali e normali scambiate tra nastro e pneumatico inducono sollecitazioni di taglio all'interno delle colonnette dotate di estensimetri, che costituiscono gli elementi sensibili del mozzo. Le forze misurate sono riferite ad un sistema cartesiano centrato nel piano medio dello pneumatico in corrispondenza dell'asse di rotazione della ruota; l'asse verticale è perpendicolare al nastro, quello longitudinale è parallelo alla direzione di avanzamento del nastro ed il terzo individuato di conseguenza. I segnali analogici prodotti dagli estensimetri vengono processati dal controllore logico e resi disponibili all'operatore sullo schermo del pannello. Il PLC, oltre ad eseguire il programma logico e gestire quindi la macchina e tutti i suoi ausiliari, permette di acquisire i segnali che esso produce o che riceve dai dispositivi. Questo, oltre all'impiego in ambito di prova degli pneumatici, permette di misurare importanti caratteristiche della macchina, utili in ottica di progettazione e sviluppo della stessa.

## Capitolo 3: Analisi teorica

Ai fini dello sviluppo dell'automazione della macchina, si è ritenuto fondamentale elaborare un modello virtuale del banco sperimentale. Questa necessità nasce per diverse ragioni, la più importante è sicuramente il vantaggio di poter simulare, preventivamente, prove che in ambiente reale potrebbero compromettere la sicurezza della macchina stessa e soprattutto la sicurezza degli operatori. Il modello computazionale permette infatti di simulare delle prove in condizioni critiche al fine di identificare i limiti fisici della macchina; con questo approccio è possibile stabilire i massimi carichi realizzabili o sopportabili dalle strutture o identificare le specifiche dinamiche che il sistema è in grado di soddisfare.

inoltre, il modello così sviluppato può essere integrato all'interno della logica di controllo della macchina al fine di migliorarne le prestazioni.

Lo sviluppo del modello computazionale è stato realizzato negli ambienti Simulink e Matlab di Mathworks, il loro utilizzo combinato permette di integrare la programmazione grafica e testuale. Matlab è stato impiegato per definire il set dei dati di input, che successivamente vengono impiegati nel modello di simulazione Simulink (che permette di ottenere gli output), ed infine elaborare i risultati prodotti. La scelta dei suddetti software nasce anche dalla possibilità di integrare direttamente il modello, prodotto mediante questi, nel codice eseguito dal PLC ed implementare in questo modo i controlli studiati. Il codice eseguito dal PLC è stato sviluppato in ambiente TwinCAT.

Simulink permette la modellizzazione, l'analisi e la simulazione di sistemi dinamici lineari e non lineari, con segnali continui o discreti in tempo continuo o discreto. Per la realizzazione del modello della MPP si è seguito un ordine gerarchico, in funzione dei sistemi e sottosistemi che definiscono la macchina effettiva. Ogni blocco descrive uno specifico componente o un insieme di componenti in funzione delle leggi fisiche che ne regolano il comportamento cinematico, dinamico e fluidodinamico. Ove una descrizione puramente fisico-matematica si è rivelata poco significativa o non realizzabile si è integrato il modello con dati sperimentalmente misurati con prove di laboratorio; ad esempio, come si analizzerà successivamente, il comportamento dinamico delle componenti oleodinamiche ed i transitori sono difficilmente prevedibili ed esplicabili con equazioni matematiche in forma chiusa. In questi casi si è caratterizzato il

comportamento generale come relazione tra i segnali di input e le variazioni imposte dal sistema sulle quantità in uscita.

In questo capitolo verranno descritti i modelli fisici ed i relativi modelli matematici, in Simulink, riguardanti il sistema di movimentazione della ruota. Tale sistema è composto da una parte idraulica, che regola la salita e la discesa del pistone tramite una valvola proporzionale, ed una parte meccanica data dalla ruota e dal suo comportamento statico e dinamico.

### 3.1 Modello del sistema idraulico dell'attuatore verticale

Il sistema di attuazione verticale ha il compito di mantenere in posizione la ruota durante la prova, esso svolge quindi un ruolo fondamentale e potendo controllare la posizione del pistone, si può generare il carico con cui si vuole sollecitare lo pneumatico.

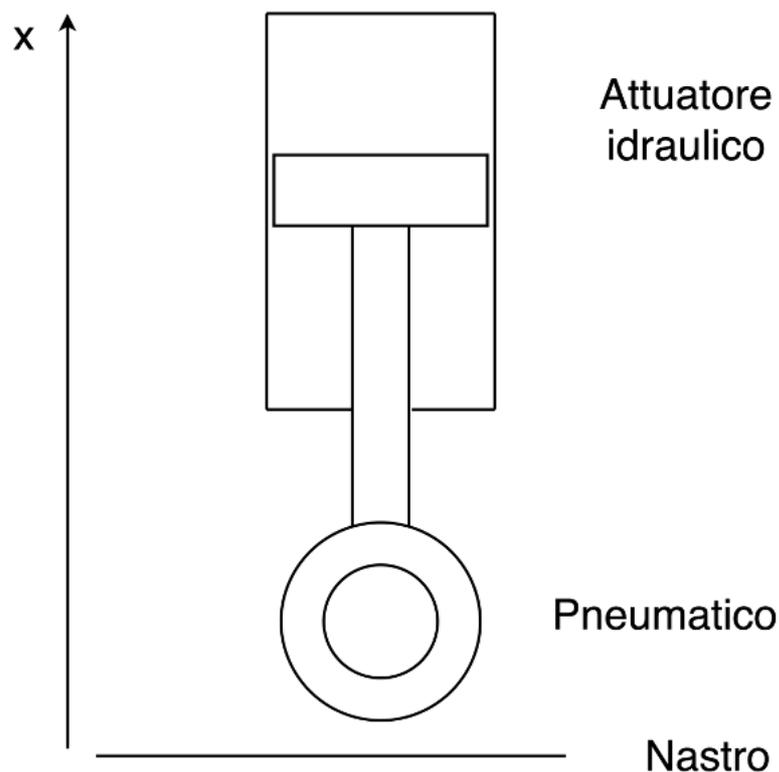


Figura 16: schema del sistema di attuazione verticale dello pneumatico

L'attuatore idraulico è movimentato da olio in pressione il cui flusso è regolato tramite una valvola proporzionale direzionale. A seconda del segnale di eccitazione della valvola, è possibile estrarre o ritrarre il pistone.

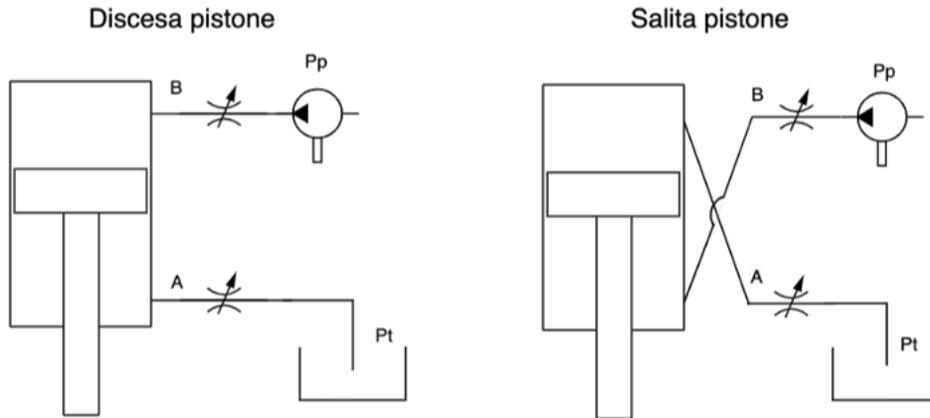


Figura 17: schema di funzionamento della valvola proporzionale

### 3.1.1 Pistone idraulico

Il pistone presenta un diametro del cilindro  $D = 50\text{mm}$  ed un diametro dello stelo  $D_{steam} = 36\text{mm}$ ; segue una superficie netta  $S_{up} = 20\text{cm}^2$  in direzione di discesa ed una  $S_{dw} = 9.456\text{cm}^2$  in direzione di salita. Questa differenza nelle superfici nette provoca le diverse portate che fluiscono dentro/fuori le camere del pistone. Il comportamento meccanico del pistone idraulico può essere modellato come un sistema del secondo ordine

$$m \frac{dx^2}{dt^2} = [-F_a - F_0 - p_{up}S_{up} + p_{dw}S_{dw} + k_{sedi}\Delta x - \beta \frac{dx}{dt}] \quad (1)$$

In cui appaiono i seguenti termini:

- pressione nella camera superiore  $p_{up}$
- pressione nella camera inferiore  $p_{dw}$
- forza dovuta al peso della struttura  $F_0$
- massa della ruota  $m$
- forza di attrito  $F_a$

$$F_a = \begin{cases} F_0 + F_{up} - F_{dw} & v = 0 \\ F_d & v \neq 0 \end{cases}$$

- coefficiente elastico dei vincoli  $k_{sedi}$

$$k_{sedi}\Delta x = \begin{cases} -k_{sedi}(-x) & x < 0 \\ 0 & 0 \leq x < x_{MAX} \\ -k_{sedi}(x_{MAX} - x) & x \geq x_{MAX} \end{cases}$$

- coefficiente di smorzamento  $\beta$

$$\beta = \begin{cases} \beta + \beta_{sedi} & x < 0 \\ \beta & 0 \leq x < x_{MAX} \\ \beta + \beta_{sedi} & x \geq x_{MAX} \end{cases}$$

La direzione positiva di movimento del pistone è assunta in accordo con la direzione di salita del pistone.

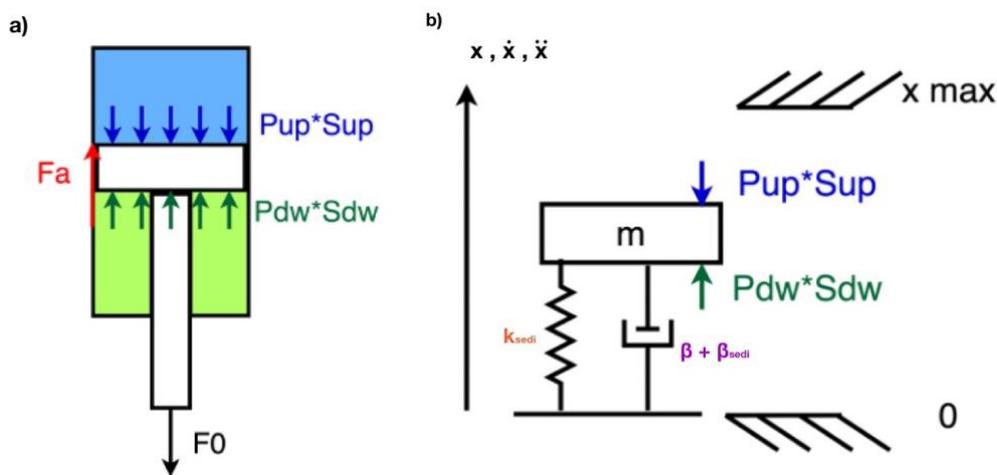


Figura 18: a) andamento della forza di attrito b) influenza delle sedi

### 3.1.2 Circuito idraulico

Ai fini di ricavare un modello della variazione di pressione all'interno delle camere del pistone, si considera l'equazione di continuità:

$$Q_{up} = -S_{up} \frac{dx}{dt} + \frac{V_{up}}{E} \frac{dp_{up}}{dt} \quad (2)$$

$$Q_{dw} = S_{dw} \frac{dx}{dt} + \frac{V_{dw}}{E} \frac{dp_{dw}}{dt}$$

In cui  $Q_{up}$  e  $Q_{dw}$  sono le portate che entrano rispettivamente nella camera superiore ed inferiore,  $V_{up}$  e  $V_{dw}$  i volumi delle due camere ed  $E$  rappresenta il modulo di elasticità dell'olio che tiene conto della sua comprimibilità.

### 3.1.3 Valvola proporzionale direzionale

La valvola proporzionale direzionale è in grado di imporre una portata la cui quantità e direzione dipendono dal segnale elettrico di comando fornito. In particolare, riceve come segnale di comando in ingresso una tensione bipolare nell'intervallo  $\pm 10\text{ V}$ .

In base al segno del segnale di comando è possibile imporre la direzione del moto del pistone ad una velocità proporzionale all'ampiezza del comando stesso. Il modello della valvola è rappresentato da una coppia di ugelli turbolenti regolabili la cui sezione trasversale dipende dal segnale di comando. Gli ugelli collegano l'uscita della valvola (A e B) alle sorgenti  $p_p$  (olio alla pressione imposta dalla valvola di pressione) e  $p_t$  (olio a pressione ambiente).

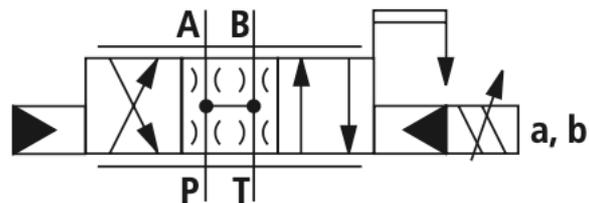
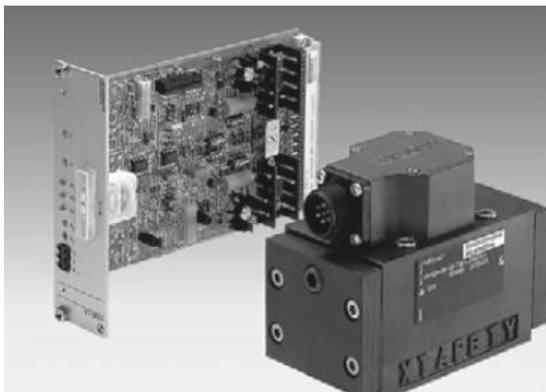


Figura 19: a) valvola direzionale proporzionale, b) rappresentazione grafica della valvola

Partendo dalla scheda tecnica della valvola, fornita dal produttore, è possibile modellare il comportamento statico e dinamico.

### Comportamento statico

La caratteristica statica della valvola proporzionale è stata estratta dalla scheda tecnica e riportata in Figura 20, essa rappresenta la portata che passa attraverso gli ugelli in funzione del comando di eccitazione.

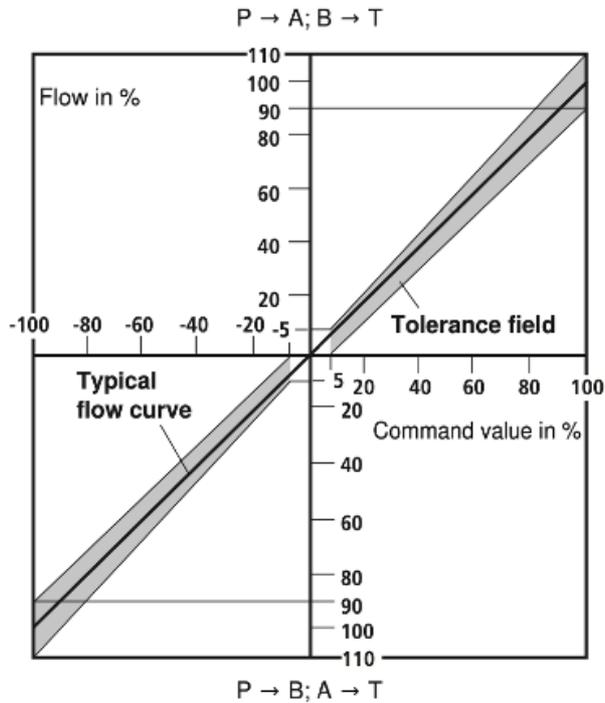


Figura 20: caratteristica statica della valvola proporzionale

L'ascissa è stata normalizzata rispetto al valore massimo di eccitazione di 10 V, mentre la portata è stata normalizzata rispetto al valore nominale  $Q_n = 60 \text{ l/min}$ . La portata nominale è stata ottenuta considerando una caduta di pressione attraverso l'orifizio di  $\Delta p_{35} = 35 \text{ bar}$ .

La portata effettiva che passa attraverso l'orifizio che subisce una caduta di pressione  $\Delta p$  può essere ottenuta come

$$Q = q\% * Q_n \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{35}}} \quad (3)$$

Le cadute di pressione  $\Delta p$  attraverso gli orifizi della valvola non sono uguali a causa delle diverse portate in entrata e in uscita nel pistone. Da ciò segue la diversa sezione delle camere, superiore ed inferiore, del pistone.

Le fughe nelle valvole sono modellate mediante un ugello laminare che collega l'ingresso e l'uscita del pistone.

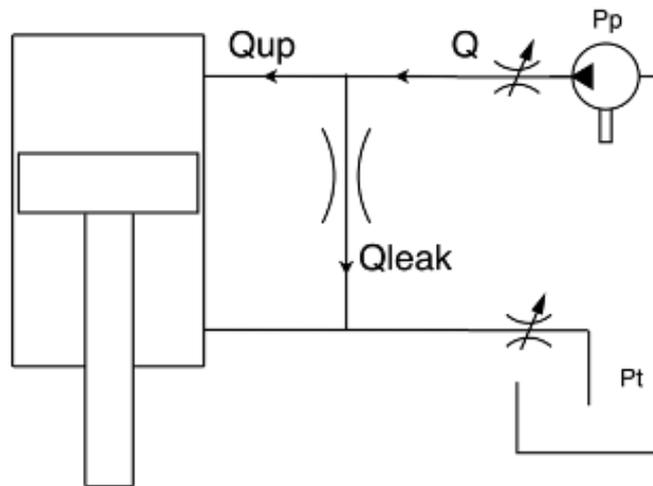


Figura 21: schema rappresentativo delle cadute di pressione

## Comportamento dinamico

La dinamica della valvola può essere analizzata considerando il bode plot di magnitudo riportato nel datasheet e riportato in Figura 22.

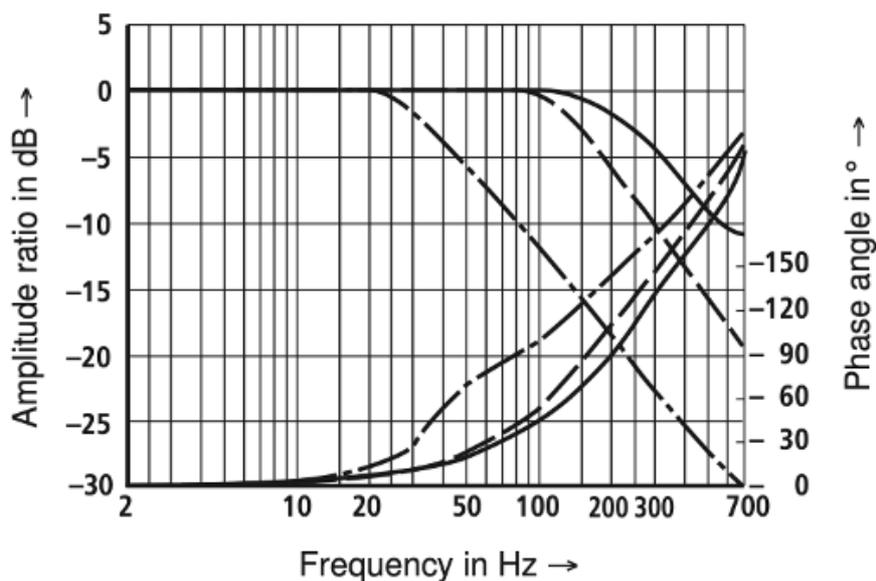


Figura 22: caratteristica dinamica della valvola proporzionale

La dinamica della valvola può essere approssimata come un filtro passa basso del primo ordine la cui frequenza di taglio ( $-3 \text{ dB}$ ) dipende dall'ampiezza del segnale di comando in ingresso. La frequenza di taglio  $f_c$  varia da  $35 \text{ Hz}$  a  $250 \text{ Hz}$ . Il modello semplifica la caratteristica considerando  $f_c = 80 \text{ Hz}$ .

## 3.2 Modello Simulink dell'attuatore idraulico

Il modello dell'attuatore idraulico è riportato in Figura 23.

È caratterizzato da quattro blocchi principali:

- Sistema meccanico: modella il comportamento dinamico del pistone (Eq. 1);
- Camere pistone Up/Down: equazione di continuità delle camere (Eq. 2);
- Valvola proporzionale: rappresenta il comportamento della valvola proporzionale direzionale.

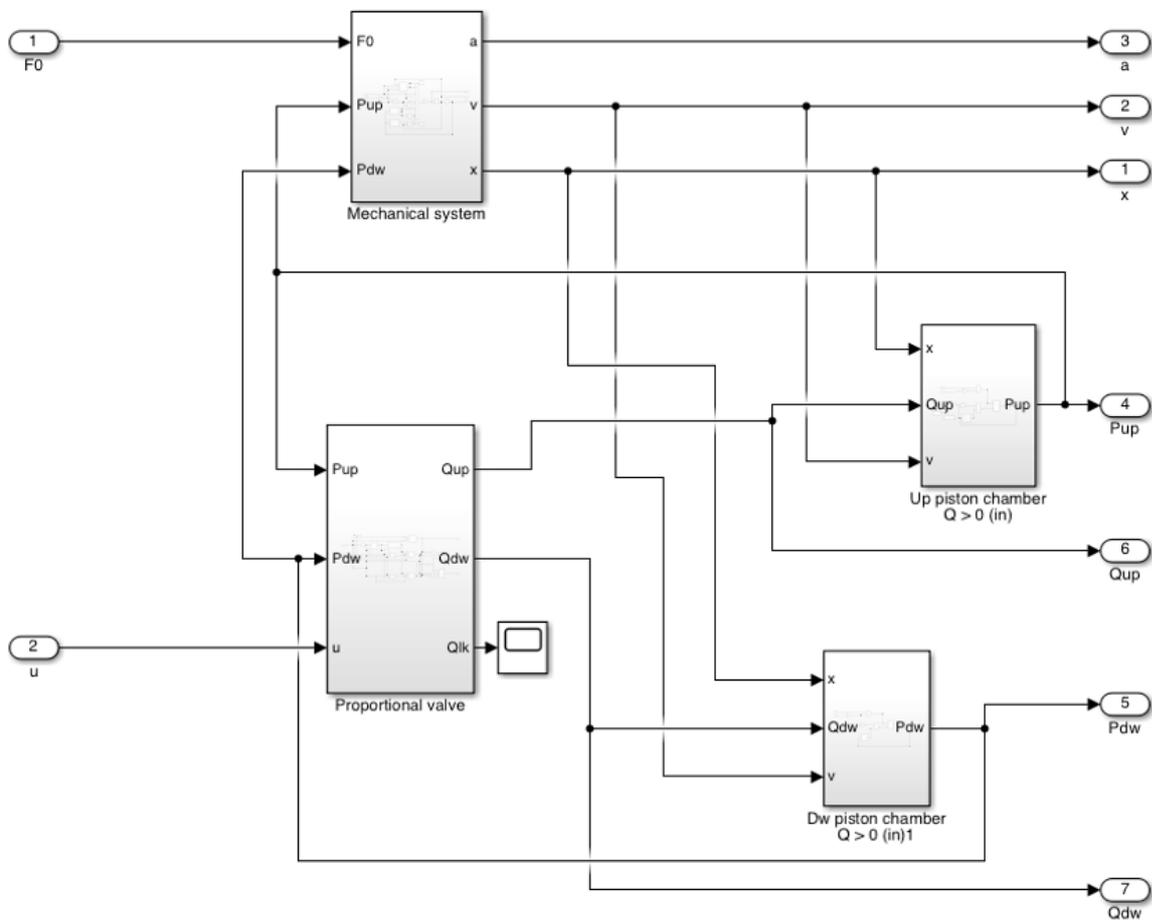


Figura 23: schema generale del sistema di attuazione verticale

Il modello riceve in ingresso il carico verticale  $F_0$  ed il segnale di comando in ingresso  $u$ . Gli output del modello sono le caratteristiche del moto del pistone e del sistema oleodinamico.

### 3.2.1 Sistema meccanico

Il modello del sistema meccanico (Figura 24) descrive la dinamica del pistone idraulico. È stato generato come implementazione dell'equazione matematica (Eq. 1) all'interno del dominio di Laplace.

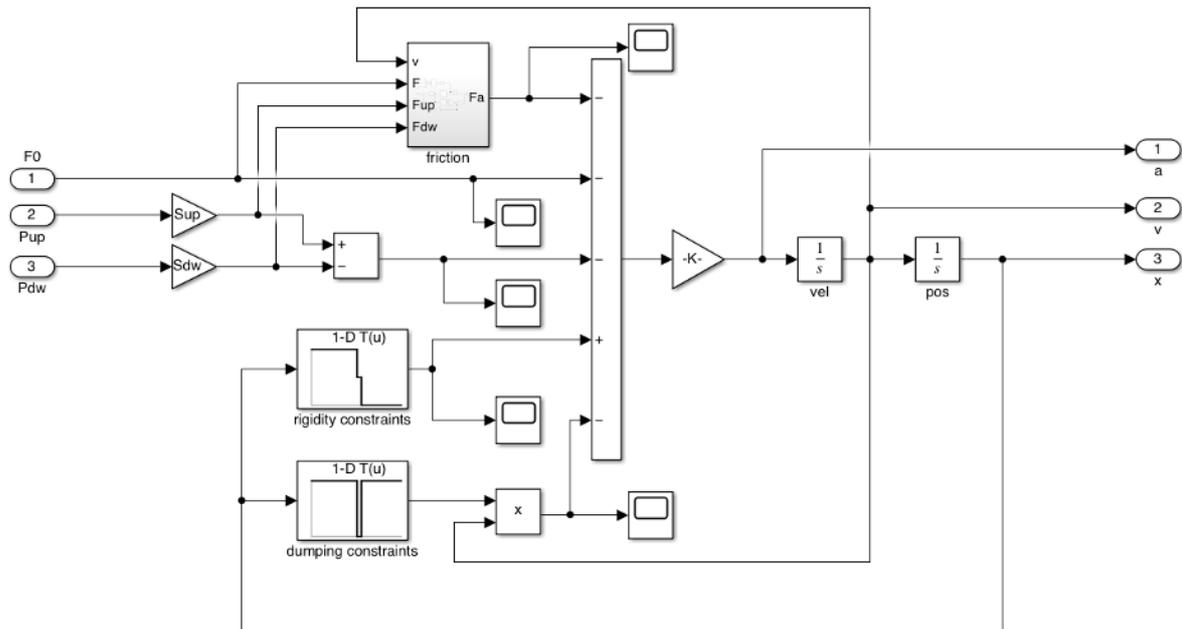


Figura 24: modello Simulink del sistema meccanico

#### INPUT

- $F$ : forza verticale ( $F_0$ )
- $p_{up}$  e  $p_{dw}$ : pressioni nelle camere superiore ed inferiore

#### OUTPUT

- $x$ : posizione pistone
- $v$ : velocità pistone
- $a$ : accelerazione pistone

#### Dove:

- Vincoli di rigidità: rappresentano i vincoli delle pareti laterali del pistone.
- $F_a$ : modella l'attrito, statico o dinamico, all'interno del cilindro. Quando l'equilibrio statico del pistone non è verificato, il pistone inizia a muoversi e l'attrito

passa da statico a dinamico. La transizione da  $F_a$  ad  $F_d$  si verifica quando la velocità del pistone rientra in un intervallo di  $(0.9 \div 1.1) \text{ mm/s}$ . Questo fenomeno è modellato attraverso le funzioni sigmoidali  $f1\_a$  e  $f2\_a$ .

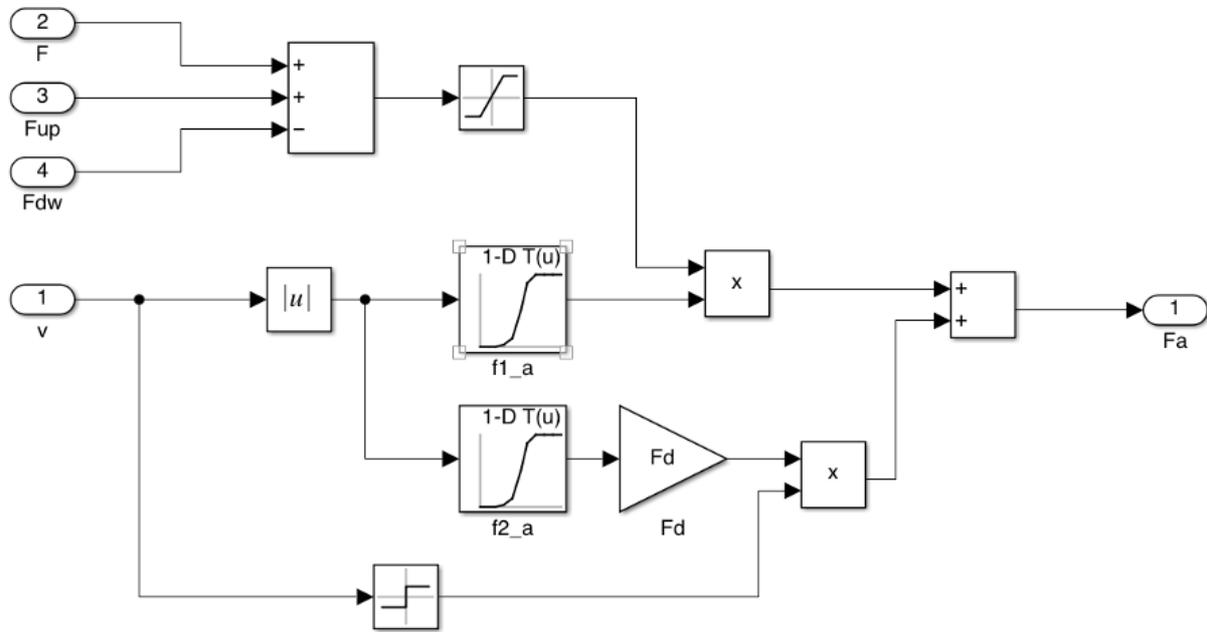


Figura 25: sottosistema delle forze di attrito

### 3.2.2 Camere del pistone

Il modello Simulink delle camere del pistone è l'implementazione delle equazioni di continuità (Eq. 2).

Le Figure 26 e 27 riportano il modello Simulink realizzato rispettivamente delle camere del pistone superiore ed inferiore.

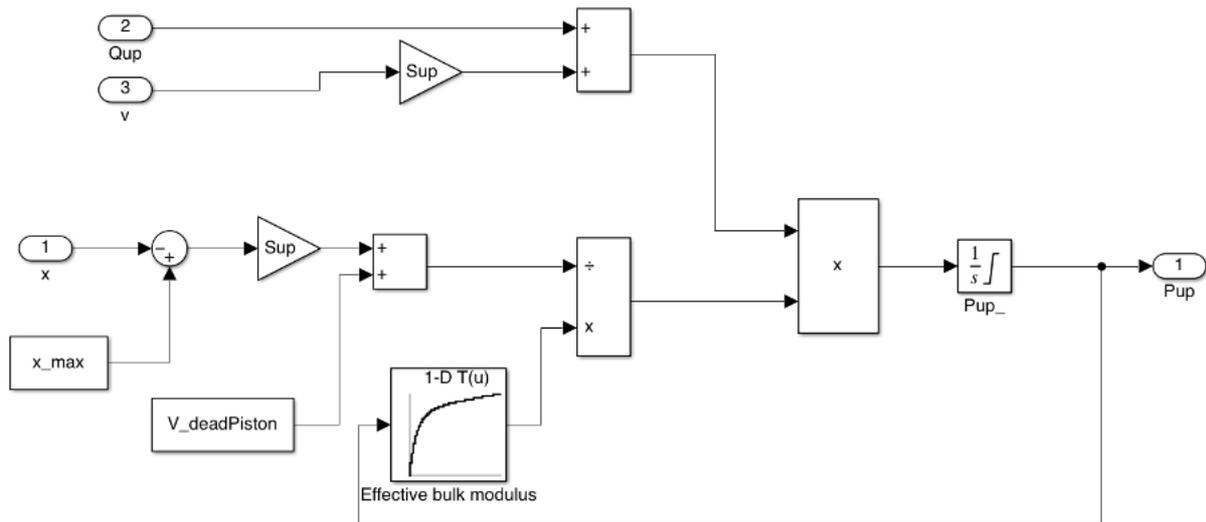


Figura 26: blocco del modello di camera superiore del pistone

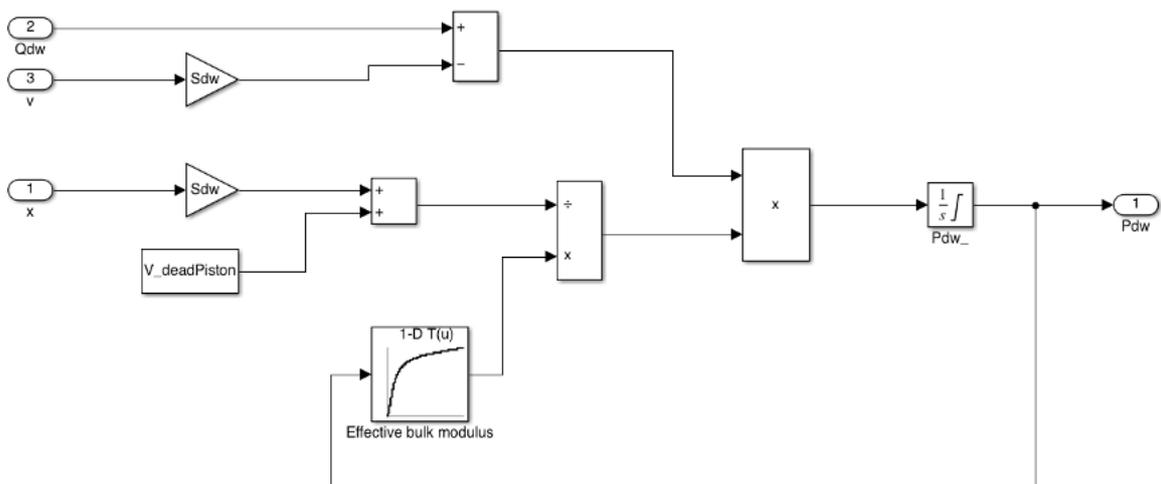


Figura 27: blocco del modello di camera inferiore del pistone

### 3.2.3 Valvola proporzionale

Il modello della valvola proporzionale direzionale (Figura 28) si occupa del calcolo delle portate di olio che vengono scambiate con il pistone a partire dal segnale di comando di eccitazione e delle pressioni all'interno delle camere del pistone.

Il modello calcola la percentuale di portata  $q\%$  utilizzando una tabella di ricerca che rappresenta la caratteristica mostrata in Figura 20 e un filtro passa basso del primo ordine con una frequenza di taglio di  $80\text{ Hz}$  che simulano il comportamento dinamico ottenuto dal bode plot di Figura 22.

La logica si realizza in base al segno del segnale di comando in ingresso e ricordando che la portata dell'olio è considerata positiva in uscita dalla valvola, cioè in ingresso nella camera del pistone.

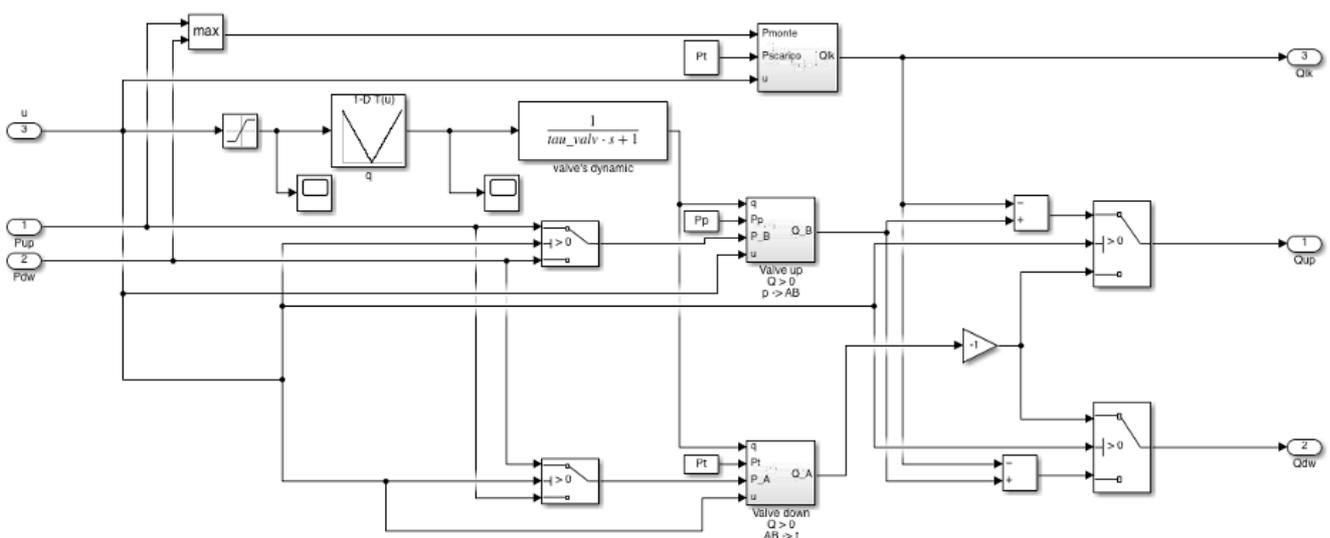


Figura 28: modello Simulink della valvola proporzionale

#### INPUT

- $u$ : segnale di comando di eccitazione
- $p_{up}$ : pressione nella camera superiore del pistone
- $p_{dw}$ : pressione nella camera inferiore del pistone

#### OUTPUT

- $Q_{up}$ : portata in ingresso dalla camera superiore del pistone
- $Q_{dw}$ : portata in ingresso dalla camera inferiore del pistone
- $Q_{lk}$ : fughe

I blocchi Simulink delle valvole Up e Down di Figura 28 sono costruite sulla base dell'eq. della portata effettiva (Eq. 3), tenendo, inoltre, in considerazione anche le asimmetrie all'interno della valvola che sono state evidenziate sperimentalmente.

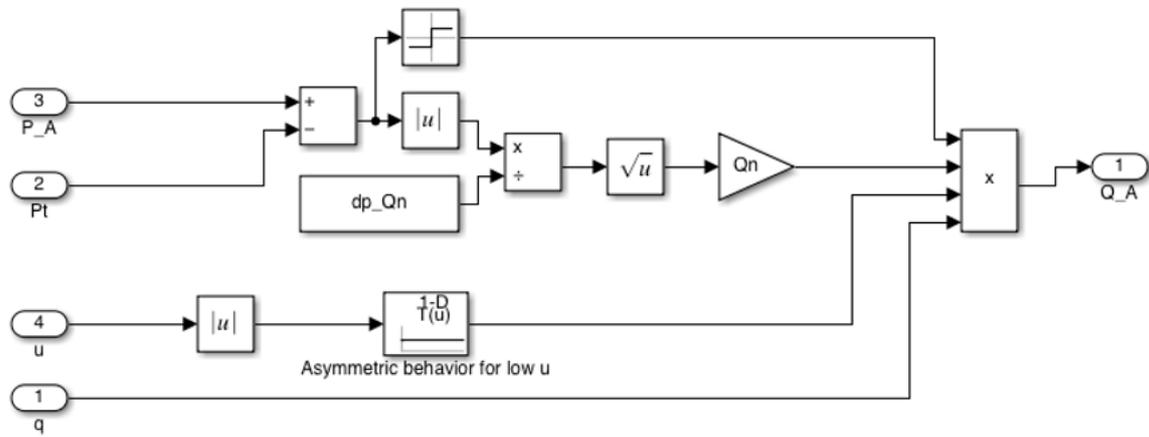


Figura 29: sottosistema della portata effettiva che attraversa la valvola

## Capitolo 4: Caratterizzazione e confronto

Il seguente capitolo si propone di mostrare alcune delle attività svolte con la MPP. Nello specifico, vengono illustrate ed analizzate le attività sperimentali di caratterizzazione, finalizzate all'affinamento del modello, ed i confronti svolti per la validazione del modello realizzato.

### 4.1 Caratterizzazione statica

Per creare un modello che rappresentasse in modo fedele il comportamento reale della macchina è stato necessario condurre delle prove sperimentali che hanno permesso di stabilire i parametri caratteristici di quest'ultima.

In particolare, le prove di caratterizzazione statiche sono state svolte utilizzando comandi di eccitazione costante alla macchina e valutando i segnali forniti dai vari sensori presenti, quali posizione dell'attuatore e forza scaricata sul cuscinetto tramite la ruota.

#### 4.1.1 Caratterizzazione statica dell'attuatore idraulico

Per verificare il modello dell'attuatore idraulico, è stata condotta una prova sperimentale di base.

Fornendo un comando di eccitazione costante all'attuatore è stato possibile analizzare le fasi di estrazione e retrazione del pistone.

Nella figura 32 è mostrato l'andamento del pistone, misurato applicando un segnale di ingresso  $U$  di diverse ampiezze.

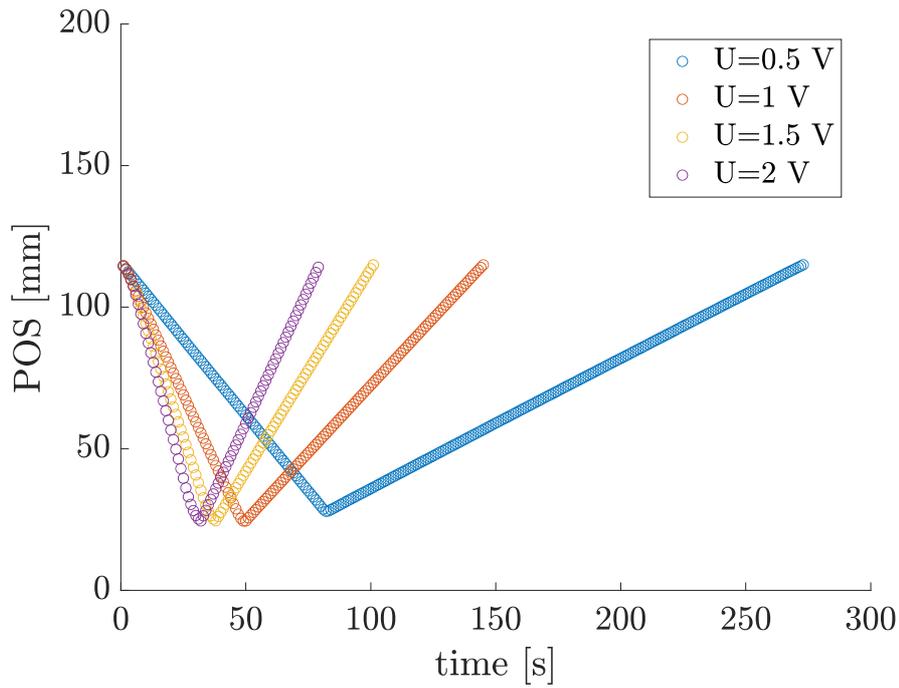


Figura 30: caratteristica statica dell'attuatore idraulico

Dalle misurazioni delle posizioni del pistone è possibile stimare la velocità di estrazione e retrazione.

La tabella successiva riporta l'ampiezza dell'input costante fornito  $U$  in valore assoluto, e la stima delle velocità calcolate a partire dalle misurazioni delle posizioni.

$U$ [%]	$U$ [V]	Velocità discesa [mm/s]	Velocità salita [mm/s]
5	0.5	36	-15
10	1	64	-31
15	1.5	89	-47
20	2	112	-63

Tabella 2: velocità di discesa e salita del pistone in funzione della tensione di eccitazione

## 4.1.2 Caratterizzazione statica dello pneumatico

L'analisi dello pneumatico è stata svolta andando a comprimere progressivamente la ruota e misurando la forza scaricata sul sistema di pesatura al fine di determinare un coefficiente di rigidità equivalente che approssimasse il comportamento reale. La procedura è stata ripetuta per diverse pressioni di gonfiaggio dello pneumatico.

Nelle Figure 31 e 32 è possibile notare: in alto gli andamenti degli spostamenti e della forza che variano nel tempo ed in basso l'andamento della forza reale in funzione dello spostamento dove la linea rossa tratteggiata riposta l'andamento della rigidità equivalente.

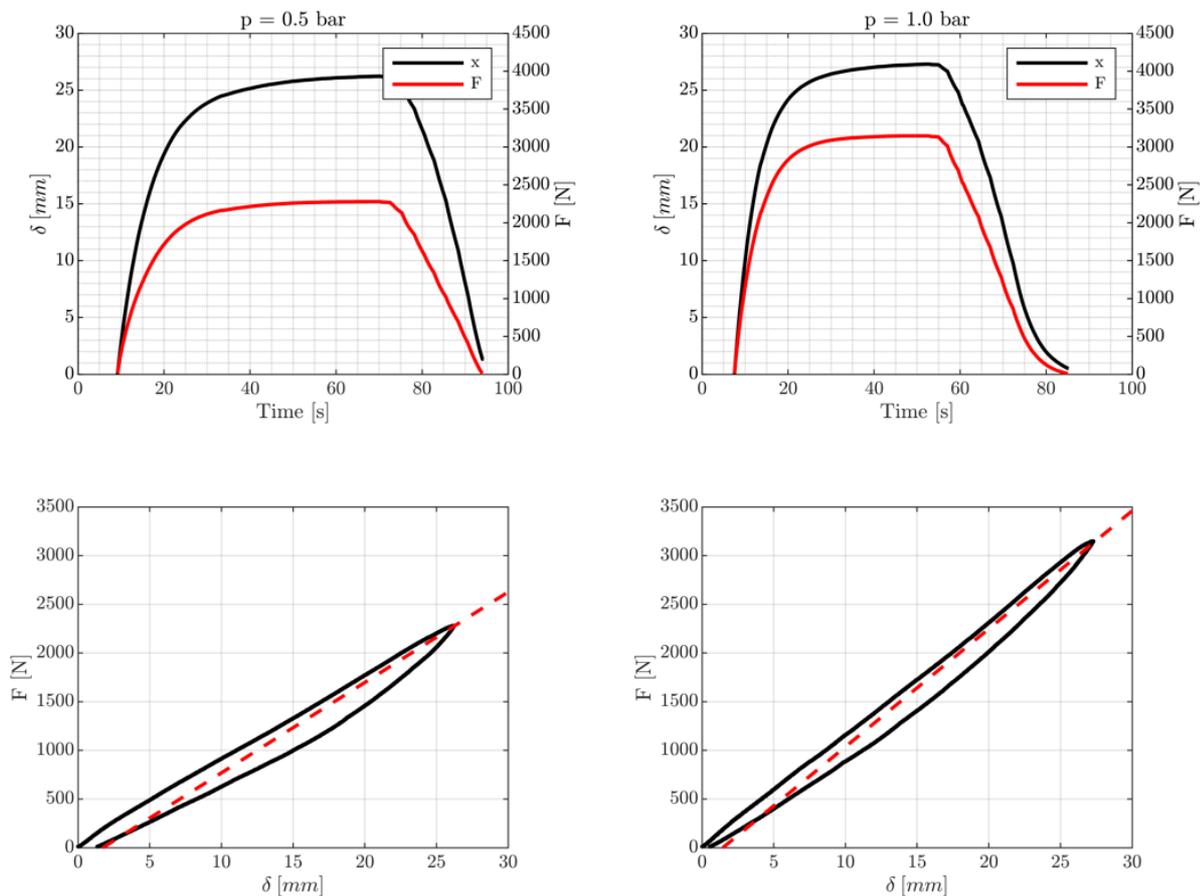


Figura 31: caratterizzazione dello pneumatico e rappresentazione della rigidità equivalente: sinistra  $p=0.5$  bar; destra  $p=1$  bar

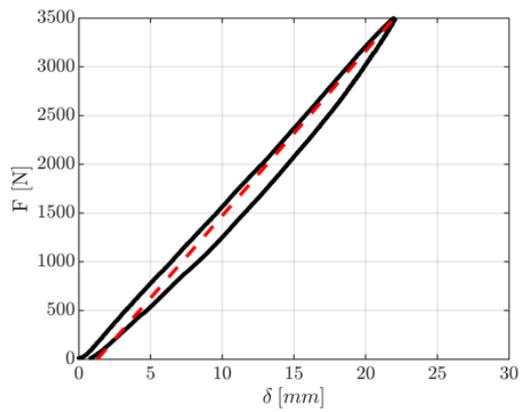
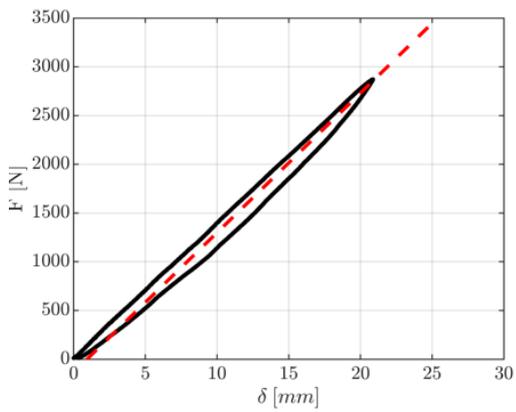
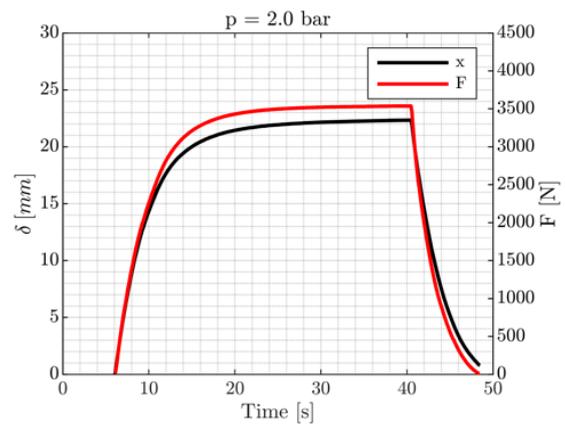
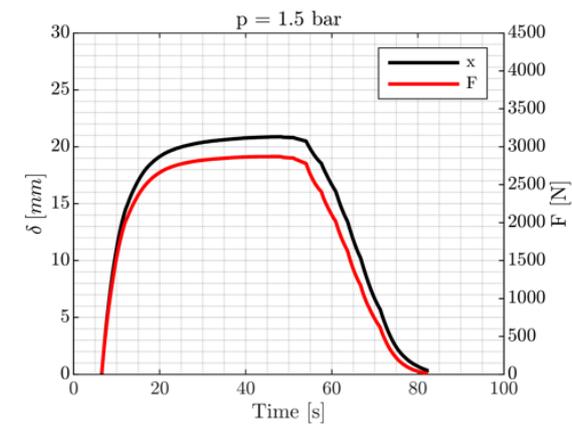


Figura 32: caratterizzazione dello pneumatico e rappresentazione della rigidità equivalente: sinistra  $p=1.5$  bar; destra  $p=2$  bar

## 4.2 Modello del carico

Lo pneumatico utilizzato è stato modellato come un sistema massa-molla-smorzatore, in cui la rigidità elastica varia linearmente con la pressione di gonfiaggio.

In seguito alle prove sperimentali, descritte nel paragrafo 4.1.2, è stata calcolata una rigidità equivalente  $k_{eq}$  che approssima bene il comportamento della ruota:

$$k_{eq} = 50p + 69 \text{ [N/mm]} \quad (4)$$

In cui  $p$  rappresenta la pressione di gonfiaggio misurata in bar e  $k_{eq}$  è valutato in  $N/mm$ .

Nella Figura 33.a sono mostrati gli andamenti della forza in funzione della deformazione per diverse pressioni di gonfiaggio, l'andamento reale è stato approssimato nel modello con una retta (linee tratteggiate) da cui sono stati calcolati i valori di rigidità equivalente.

Interpolando i valori di rigidità equivalente calcolata (Figura 33.b) è stato possibile ricavare l'equazione 4.

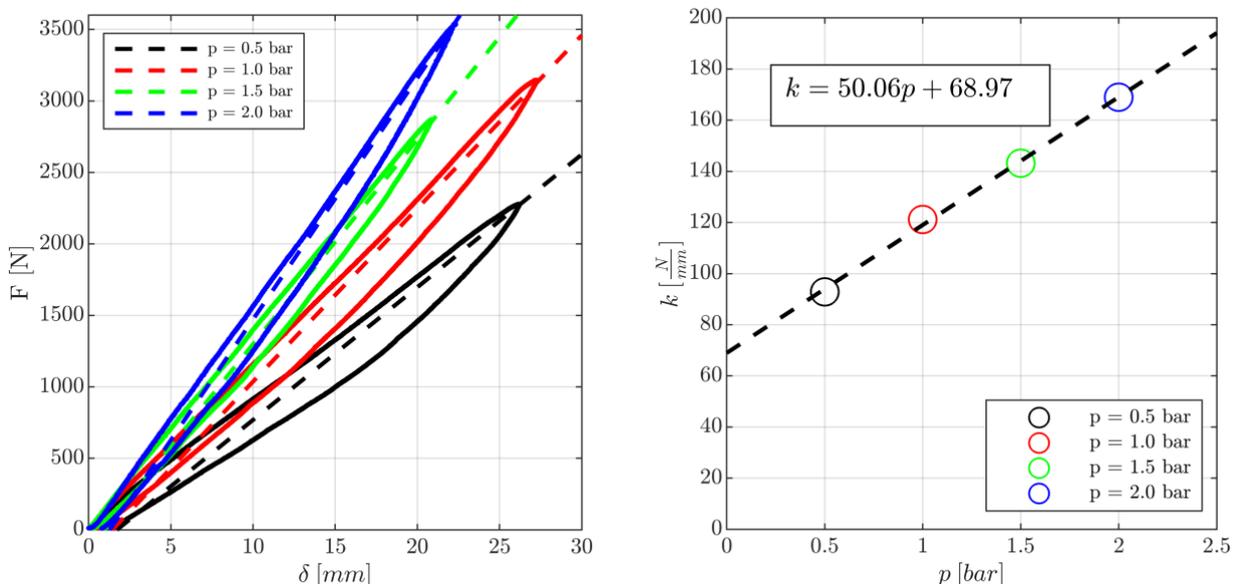


Figura 33: a) andamento della forza in funzione della compressione per diverse pressioni di gonfiaggio dello pneumatico, b) rigidità equivalente in funzione della pressione

Inoltre, il cerchione è stato modellato come un elemento con rigidità elastica di diversi ordini di grandezza superiore a quella dello pneumatico perché visto come elemento praticamente indeformabile.

## 4.2.1 Modello Simulink della ruota

Il modello Simulink della ruota si basa sulle rigidezze discusse nel paragrafo precedente.

In particolare, nel caso in cui si vada a comprimere più dello spessore della gomma, la rigidezza equivalente lascia il posto a quella del cerchione che funge da elemento praticamente incompressibile.

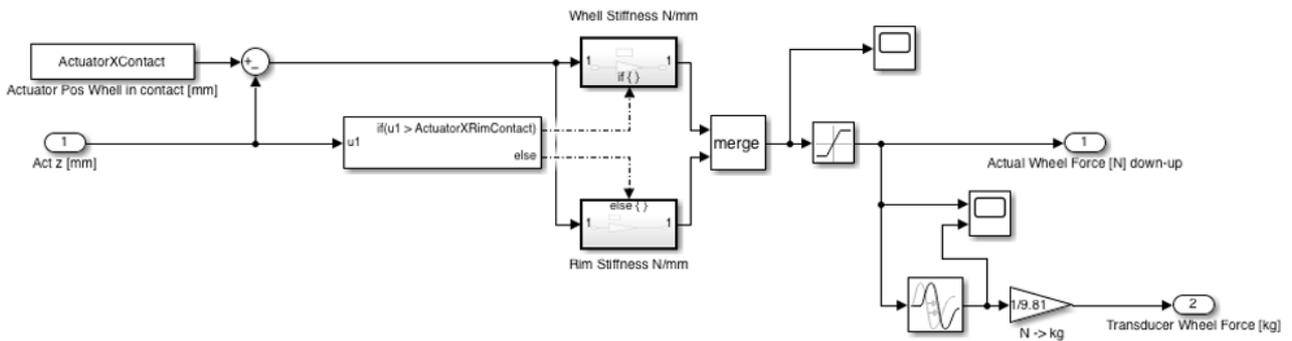


Figura 34: modello Simulink della ruota

Tramite tali rigidezze, fornendo come dato di ingresso la posizione del pistone, è possibile ricavare la forza che viene scaricata sul manto stradale, in particolare sono presenti due output: il primo rappresenta la forza attuale ed il secondo quella misurata dalla cella di carico, il cui sistema di rilevamento digitale, introduce un ritardo di 12 ms.

## 4.3 Confronto statico

Dopo aver svolto l'attività sperimentale descritta nel paragrafo 4.1, è stato possibile affinare e validare il modello degli attuatori idraulici.

Nello specifico, attraverso il modello sono stati condotti anche i test condotti sulla MPP al fine di analizzare e minimizzare le differenze di comportamento tra modello e macchina reale.

A partire dai risultati riportati in Tabella 2, è possibile osservare che le velocità di estrazione dell'attuatore sono diverse, ma diventano simili per valori di ampiezza crescenti del segnale di comando  $U$ . Questi fenomeni sono riconducibili alla presenza di un offset all'interno della caratteristica statica effettiva della valvola proporzionale (Figura 20 cap. 3). È plausibile che la posizione della slitta all'interno della valvola proporzionale sia meno precisa quando il segnale di comando  $U$  è prossimo allo zero.

A partire dalle misure è stata calcolata una stima dell'offset per entrambi gli attuatori ed è stato modificato il modello della valvola proporzionale. In particolare, la tabella di ricerca che emula la caratteristica statica è stata rivista secondo l'analisi sperimentale.

Dopo aver affinato la caratteristica statica della valvola proporzionale portando le conoscenze sugli offset, in Figura 35 è riportato un confronto tra la velocità dell'attuatore teorica e reale. I punti rappresentano le velocità calcolate con le prove sperimentali e riportate in tabella e la linea rossa rappresenta la velocità dell'attuatore fornita dal modello.

In Figura 36 vengono inoltre riportate le caratteristiche della valvola proporzionale, reale sulla sinistra (presente nel paragrafo 3.1.3) e quella corretta presente nel modello sulla destra.

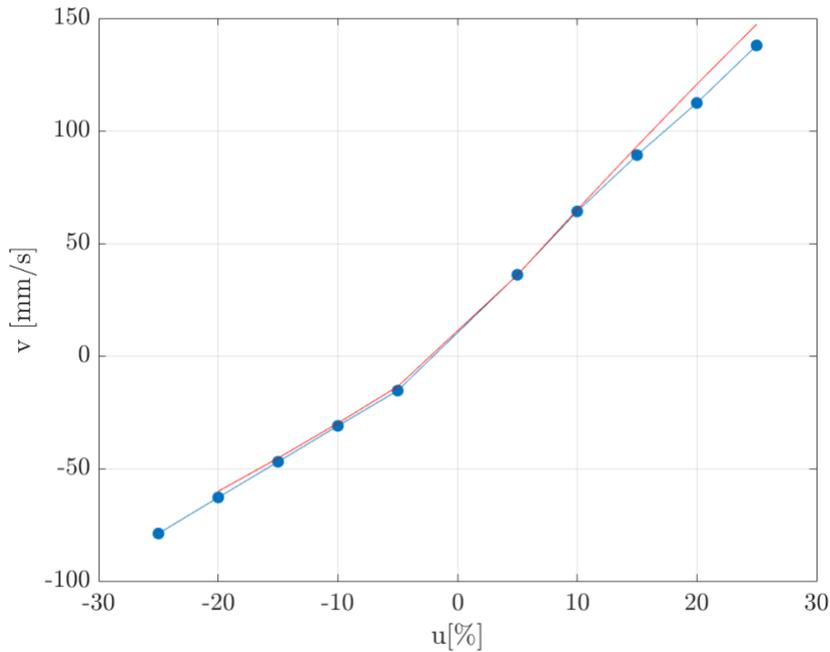


Figura 35: confronto statico dell'attuatore idraulico

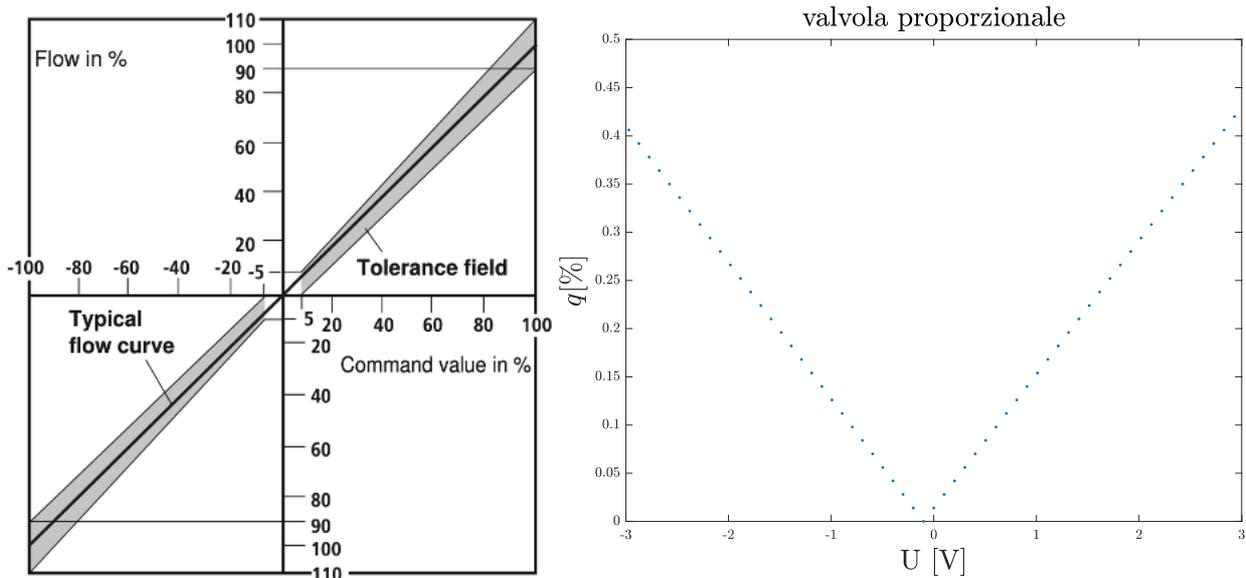


Figura 36: confronto tra le caratteristiche della valvola proporzionale a) reale, b) modello

Grazie a questa modellazione è possibile notare che le velocità ottenute dal modello sono simili a quelle effettivamente misurate sulla MPP.

Per avere una migliore corrispondenza tra realtà e modello, sarebbe necessario condurre una nuova attività sperimentale con l'obiettivo di caratterizzare la caratteristica statica della valvola proporzionale dell'attuatore ma, come sarà evidenziato nella prossima parte di questo lavoro, ciò non sarà richiesto ai fini di questa tesi.

## 4.4 Caratterizzazione dinamica

Ai fini di voler progettare un controllore, è necessario effettuare un'analisi di identificazione dell'attuatore. Ossia, identificare la funzione di trasferimento che possa descriverne il comportamento dinamico. I paragrafi successivi sono dedicati all'identificazione dell'attuatore, con e senza ruota, attraverso prove sperimentali basate su un segnale di comando a forma di chirp logaritmico. Per validare il comportamento dinamico del modello di attuatore, lo stesso test viene ripetuto anche in ambiente Simulink.

Una volta stimata la funzione di trasferimento relativa all'attuatore e definiti i requisiti di prestazione, sarà possibile passare alla progettazione del sistema di controllo in forza e posizione e, infine, valutarne le prestazioni.

### 4.4.1 Comando di chirp

Esistono vari modi per caratterizzare la funzione di trasferimento di un sistema. Al giorno d'oggi, i più utilizzati in campo sperimentale, si basano sulle risposte prodotte in base agli input forniti. Tra i vari segnali di comando che possono essere forniti, uno dei più utilizzati è il chirp, ossia un segnale modulato di frequenza. Quest'ultimo è costituito da una sinusoidale di ampiezza crescente, la cui frequenza va da un valore minimo ad un valore massimo in un dato intervallo di tempo.

L'analisi sperimentale condotta per identificare la funzione di trasferimento dell'attuatore idraulico si basa su un chirp logaritmico, che ha la particolare caratteristica di variare la frequenza della sinusoidale con andamento esponenziale, enfatizzando così anche il comportamento alle basse frequenze dell'intervallo stabilito; l'ampiezza invece varia da un valore nullo ad un valore massimo di saturazione che viene mantenuto costante per le alte frequenze, questo per evitare che un'ampiezza elevata alle basse frequenze faccia arrivare l'attuatore a fine corsa compromettendo la validità della prova.

Il segnale del chirp ha la forma:

$$U(t) = A(t) \cos(2\pi f(t)t) \quad (5)$$

In cui

$$A(t) = (u_2 - u_1) \left( \frac{t-t_1}{t_2-t_1} \right)^\alpha + u_1 \quad ; \quad f(t) = f_0 \left( \frac{f_1}{f_0} \right)^{\frac{t}{T}} .$$

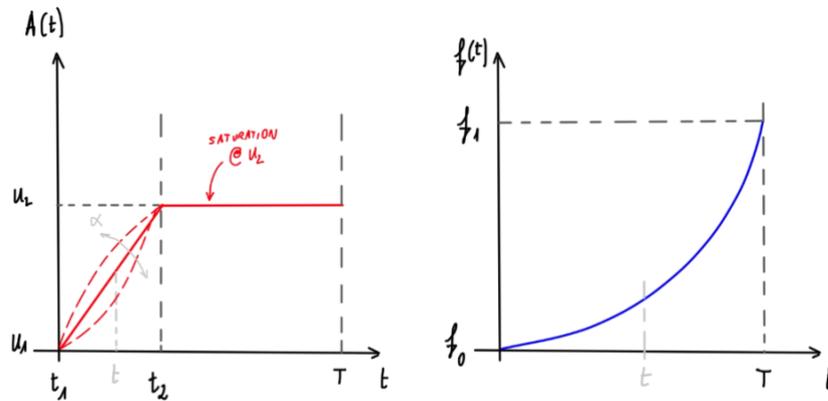


Figura 37: custom chirp

Tutti i parametri che caratterizzano il segnale usato sono stati opportunamente valutati per le prove svolte, in presenza ed assenza della ruota, e saranno illustrati nei paragrafi successivi.

## 4.4.2 Stima della funzione di trasferimento del sistema senza ruota

Per questa prima prova il segnale di chirp logaritmico è caratterizzato da un'onda con ampiezza che varia dal 2% al 5% in 50 s ed una frequenza che cresce da 0.1 mHz a 200 Hz in 100s, secondo la formula 5.

In Figura 38 è possibile notare gli andamenti rilevati durante l'analisi sperimentale, in particolare, in nero il segnale di comando fornito, in rosso la posizione del pistone e in blu la posizione depurata del valore medio.

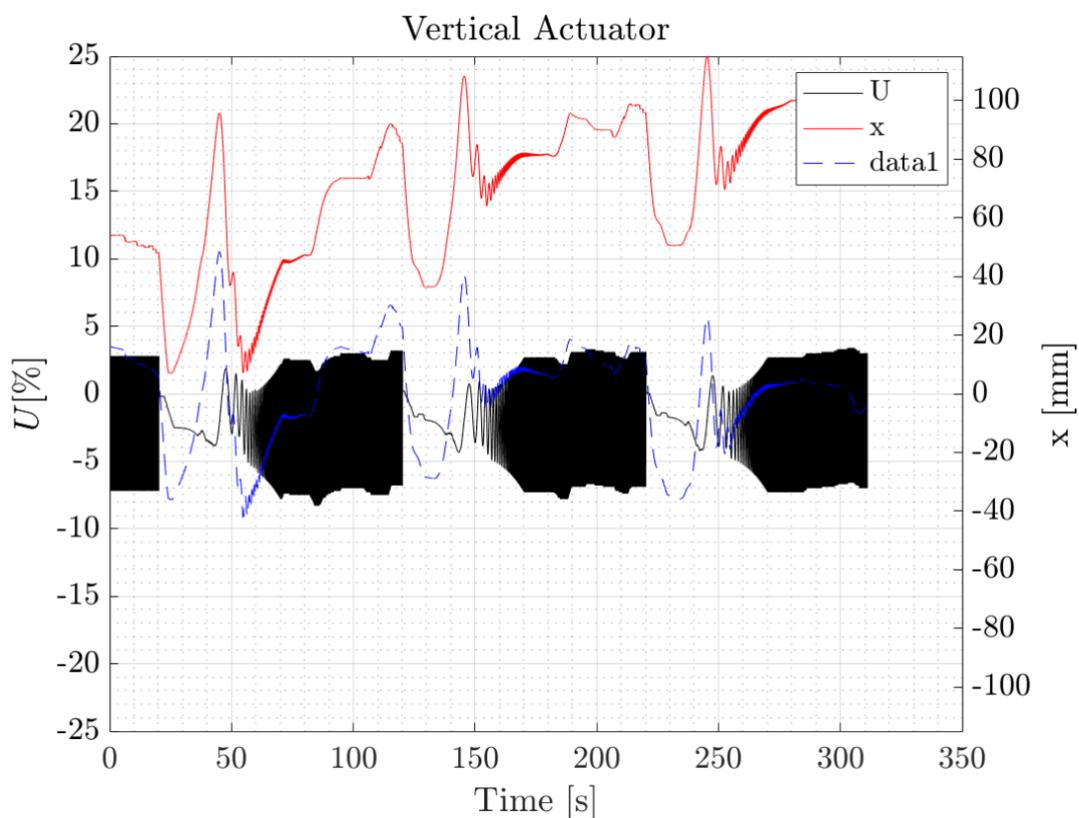


Figura 38: caratterizzazione dinamica dell'attuatore senza ruota

Le misurazioni effettuate sul segnale di comando fornito  $U$  [%] e sulla posizione del pistone [mm] consentono di ottenere una stima della funzione di trasferimento che li correla, inoltre è possibile ottenere i corrispondenti diagrammi di Bode.

La Figura 39 mostra il diagramma di Bode ottenuto e la relativa coerenza.

Quest'ultimo parametro viene riportato per indicare la coerenza tra i dati di input e di output e può assumere valori compresi tra  $0 \div 1$ .

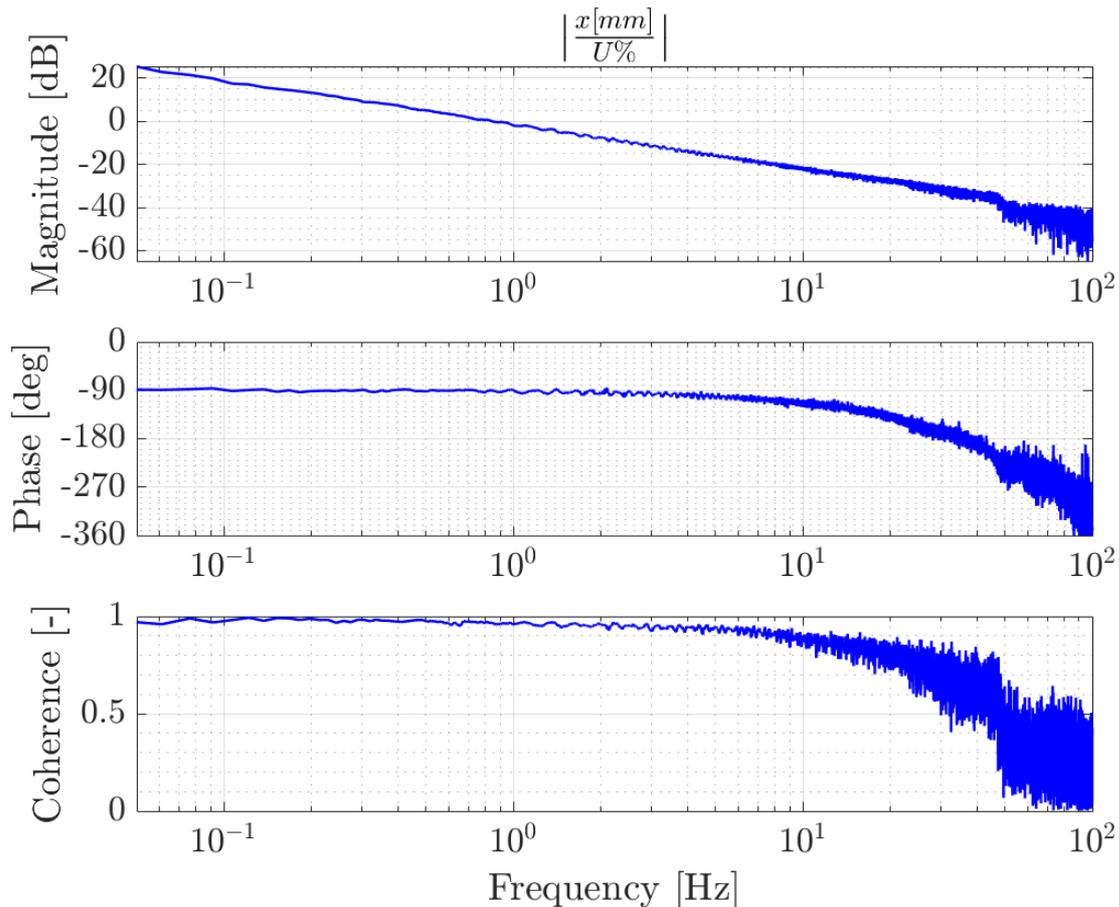


Figura 39: bode plot sperimentale del sistema reale senza ruota

Attraverso l'indice di coerenza è possibile affermare che la stima del diagramma di Bode ottenuto è affidabile nell'intervallo di frequenza  $0.05 \div 20$  Hz. Per frequenze superiori non è possibile fare affidamento alla stima ottenuta, ma il range di frequenza ad alta affidabilità è sufficiente ai fini dell'applicazione in esame.

La limitazione sulla gamma su cui è possibile fare affidamento è dovuta al rumore di misura e alla frequenza di campionamento utilizzata dalla MPP di 1 kSp. Quanto ottenuto può essere dimostrato attraverso le relazioni matematiche che descrivono l'attuatore idraulico. Infatti, il comando  $U$  è proporzionale alla portata dell'olio, e quest'ultima è proporzionale alla velocità di estrazione del pistone. Ne consegue che il rapporto tra il segnale di comando e la posizione è di tipo integrativo.

In base a quanto ottenuto sperimentalmente, la funzione di trasferimento dell'attuatore idraulico può essere approssimata a:

$$G(s) = \frac{x [mm]}{U [\%]} = \frac{5.37}{s}$$

### 4.4.3 Stima della funzione di trasferimento del sistema con ruota

Per questa analisi è stata seguita una procedura simile a quella vista nel paragrafo precedente, ma anziché misurare la posizione, le misurazioni sono state fatte sulla forza  $F$  [kg] ottenuta dal sistema di pesatura.

Anche il segnale di eccitazione utilizzato presenta parametri leggermente differenti: la frequenza che varia da 10 mHz a 200Hz in 200s e l'ampiezza del segnale dal 3% al 10% in 50 s.

In Figura 40 sono riportati i rilevamenti sperimentali in cui si possono notare gli andamenti del segnale fornito  $U$  [%], della forza misurata  $F$ [kg] ed anche in questo caso è stato rappresentato l'andamento dell'output depurato del valor medio (tratto blu).

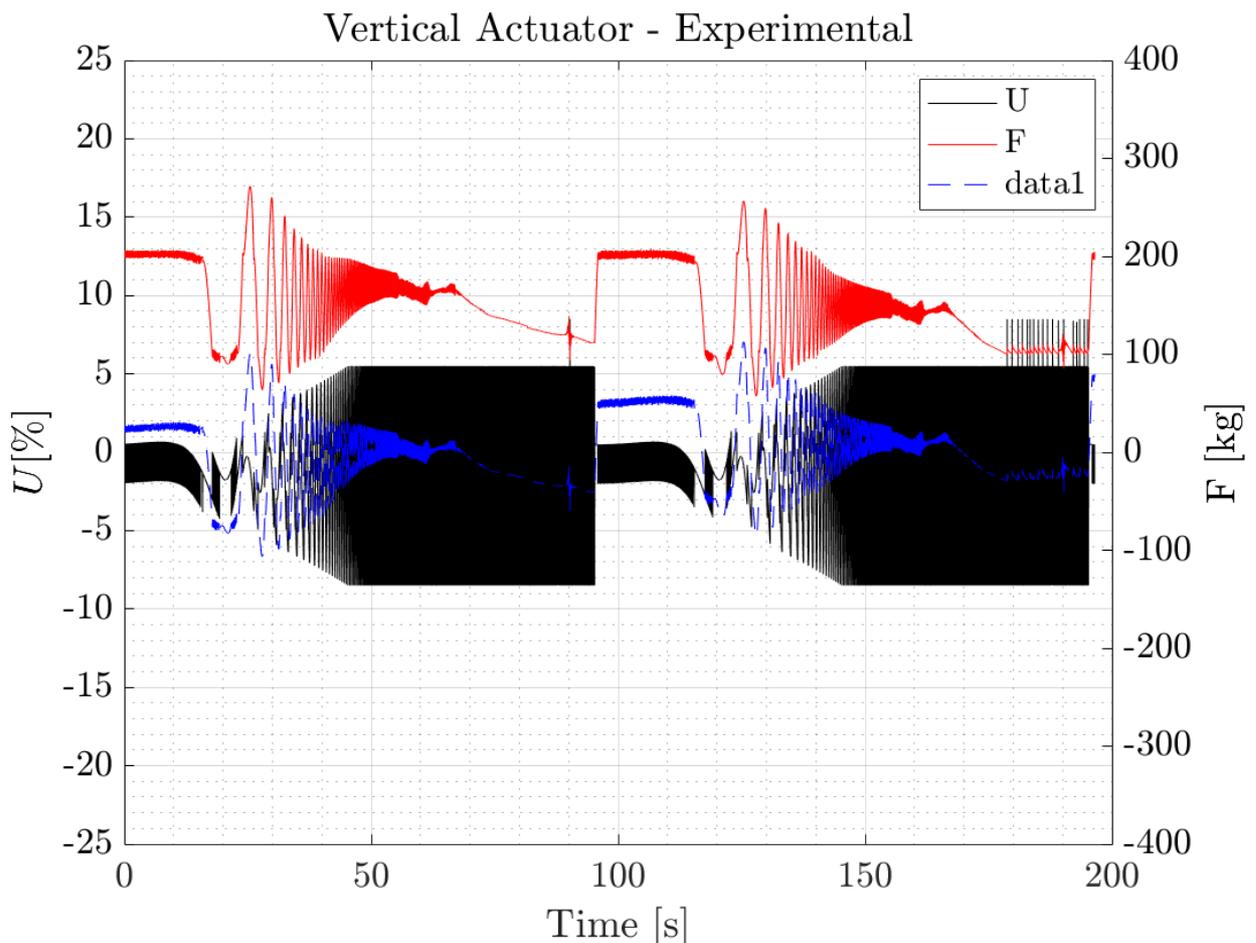


Figura 40: caratterizzazione dinamica dell'attuatore con ruota

Dall'analisi di questi dati è stato possibile ottenere il diagramma di Bode e ricavare una funzione di trasferimento che potesse approssimare il comportamento reale del sistema.

Anche in questo caso è stata valutata la coerenza che conferma l'affidabilità della stima nell'intervallo 0.1÷20 Hz.

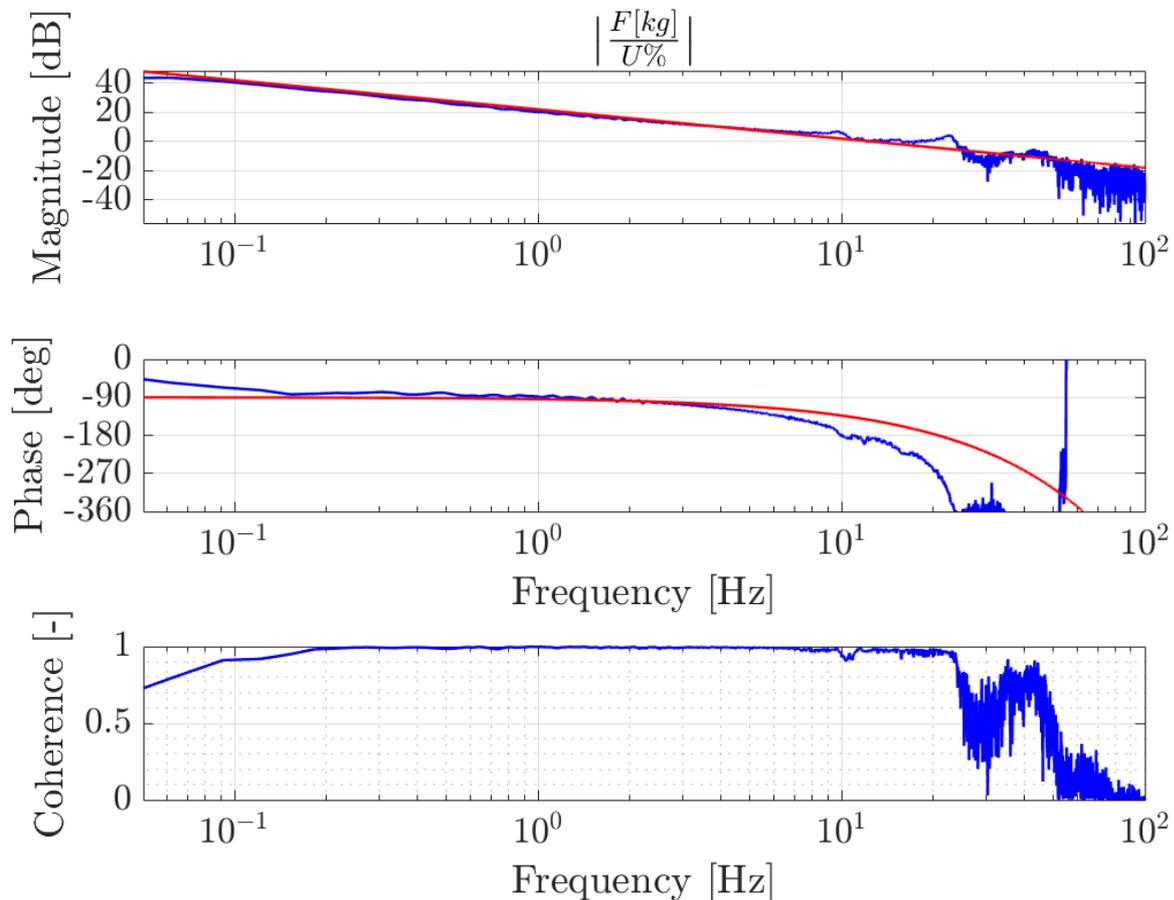


Figura 41: bode plot del sistema reale con ruota

Sul diagramma di Bode è anche possibile osservare (in rosso) la rappresentazione della funzione di trasferimento calcolata, che per il sistema con ruota assume la forma:

$$G(s) = \frac{F [kg]}{U [\%]} = e^{(-0.012 s)} \frac{79.43}{s}$$

È possibile notare che la fase decade a frequenze più alte perché essa tiene conto del ritardo di 12 ms introdotto dal sistema di misurazione della forza.

## 4.5 Confronto dinamico

Al fine di validare il modello dell'attuatore, i test di identificazione discussi nei paragrafi precedenti sono stati condotti sul modello realizzato in ambiente Simulink.

La tecnica utilizzata per stimare la risposta in frequenza è la stessa, è stato sufficiente eseguire la stima in base ai dati, di posizione o forza, prodotti dal modello in risposta al segnale di ingresso a forma di chirp  $U$  [%].

### 4.5.1 Confronto dinamico sistema senza ruota

Per eseguire questo confronto è stata svolta una simulazione in ambiente Simulink sul modello della MPP, fornendo lo stesso comando di eccitazione utilizzato per la macchina reale e acquisendo i dati di input ed output del modello, quali eccitazione e posizione del pistone, per poter calcolare la funzione di trasferimento, il diagramma di Bode e la coerenza.

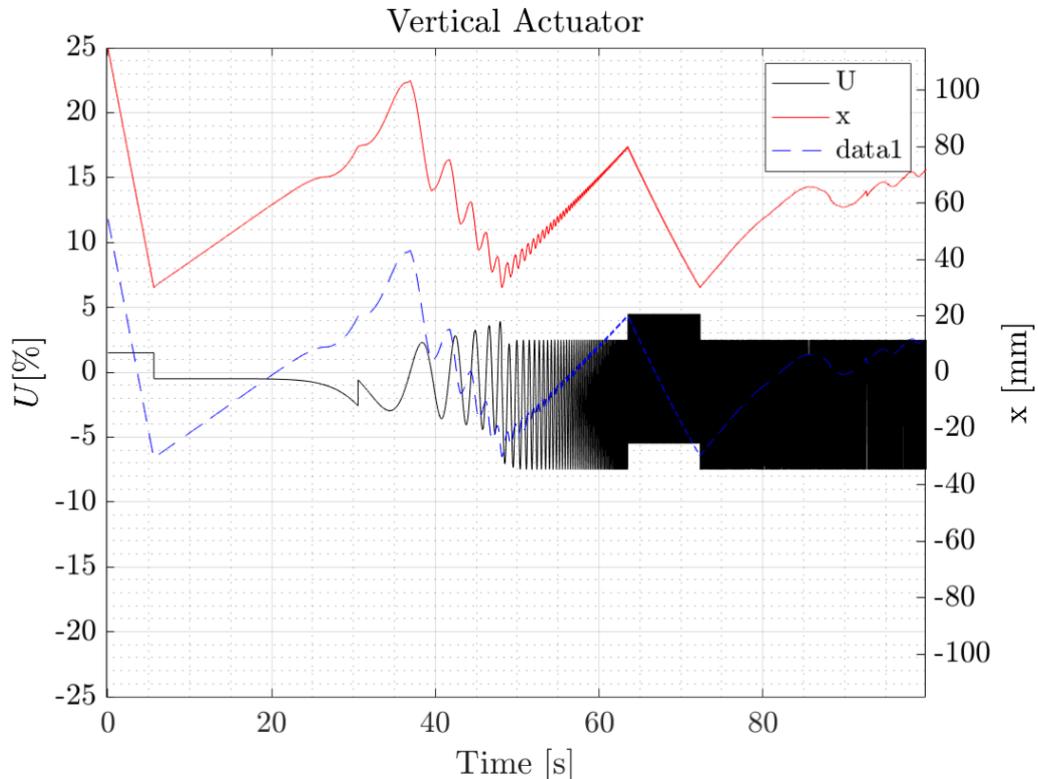


Figura 42: risposta al chirp del modello senza ruota

Di seguito è riportato il confronto tra il diagramma di Bode ottenuto tramite analisi sperimentale (già mostrato nel paragrafo 4.3.2) visibile in blu ed in nero i risultati ottenuti ripetendo la procedura sul modello in ambiente Simulink.

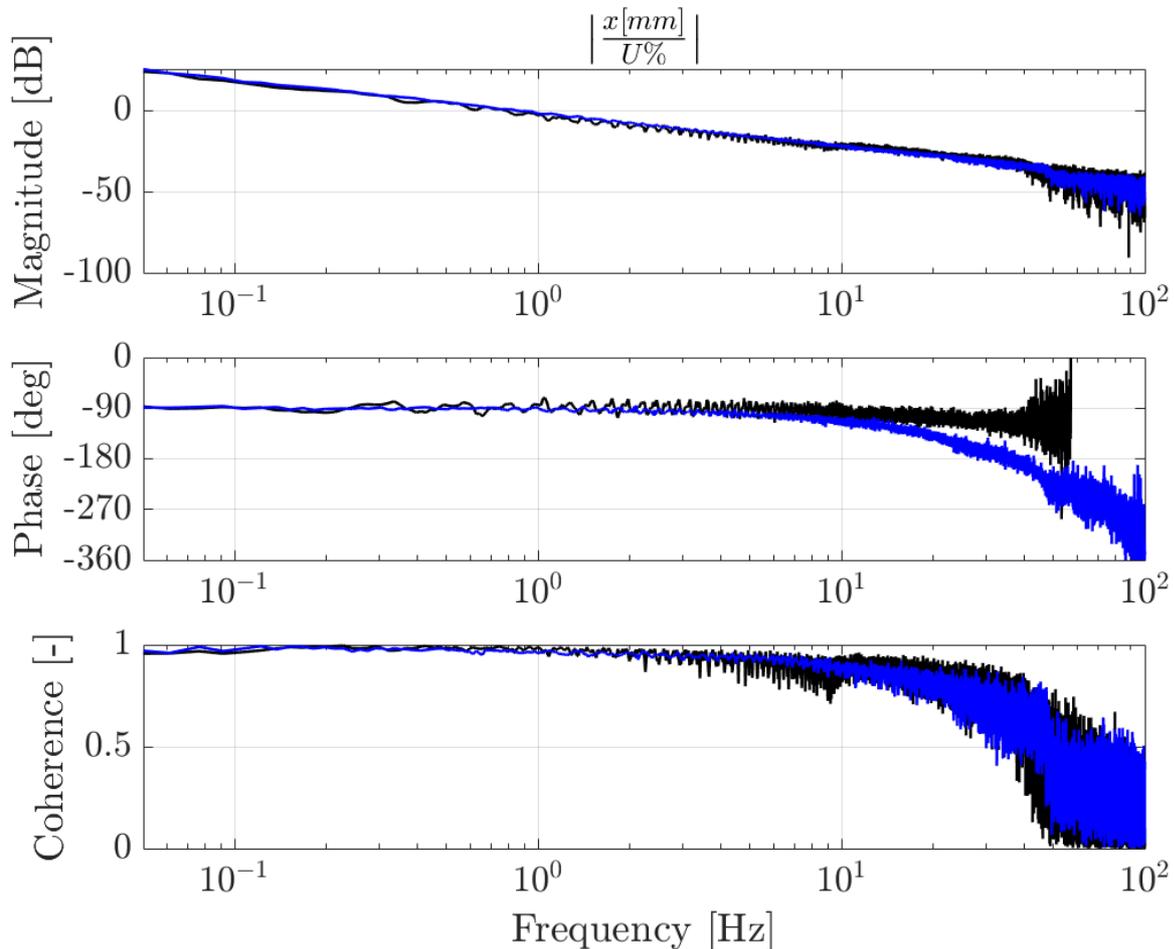


Figura 43: confronto tra i bode plot reale (in blu) e del modello (in nero)

Confrontando i diagrammi di Bode stimati a partire dai dati sperimentali con quelli ottenuti dai modelli, è possibile affermare che, nel range di lavoro  $0.05 \div 20$  Hz, entrambi mostrano l'andamento di un sistema puramente integrativo. Con una perdita di guadagno pari a  $-20$  dB/dec e fase pari a  $-90^\circ$ .

## 4.5.2 Confronto dinamico sistema con ruota

La procedura utilizzata per eseguire questo confronto è stata la stessa del caso precedente, con l'unica differenza che il modello Simulink della macchina, utilizzato per eseguire la simulazione, è fornito anche di un sotto-modello che simula la ruota installata.

I dati analizzati sono quindi, il comando di eccitazione e la forza (valutata tramite la posizione e la rigidità equivalente della ruota).

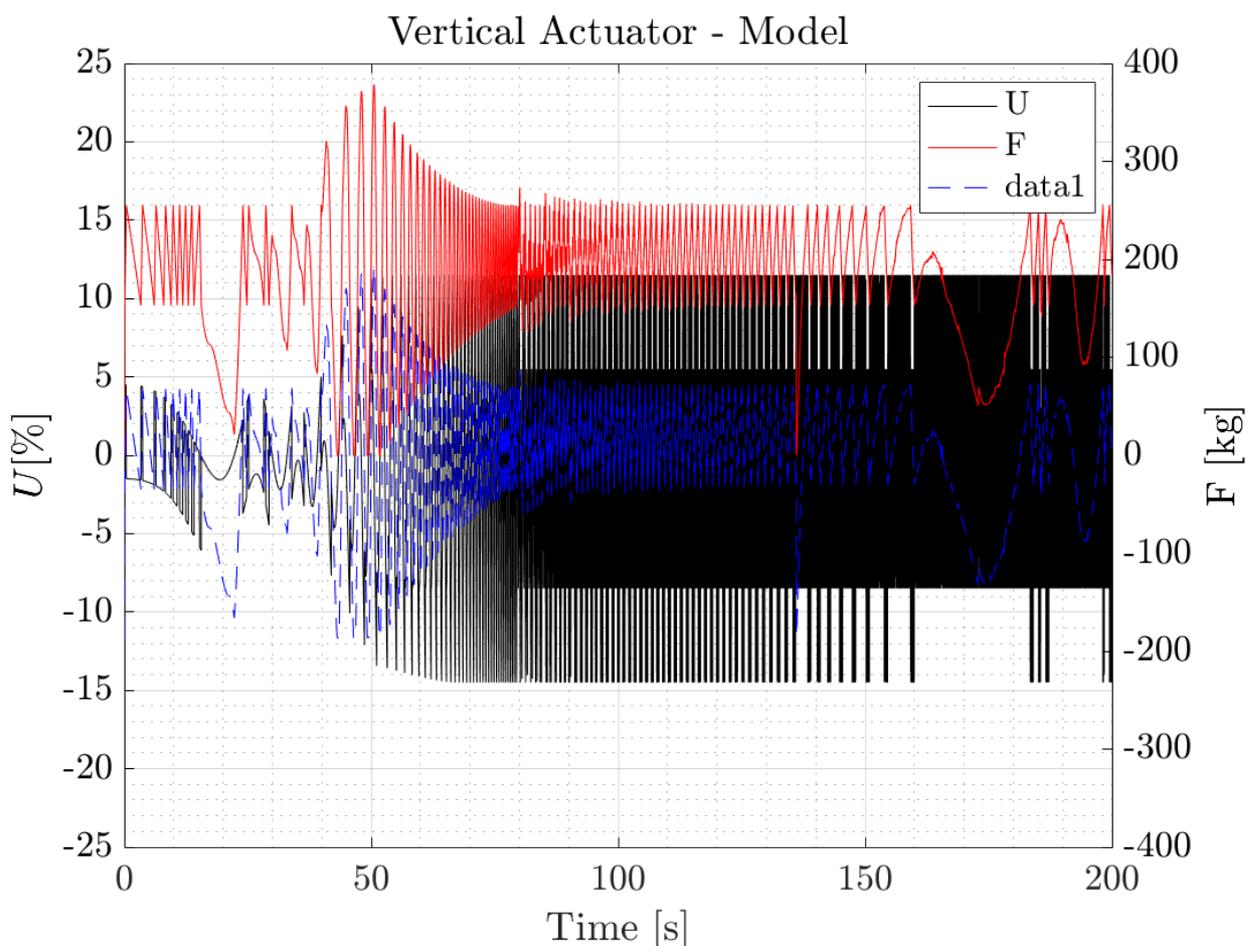


Figura 44: risposta al chirp del modello con ruota

Dall'analisi di tali dati è stata ricavata la funzione di trasferimento del modello ed il relativo diagramma di Bode ed infine confrontati con i risultati dell'analisi sperimentale.

Nell'immagine seguente è possibile osservare in nero i risultati del modello, in blu i risultati sperimentali (già mostrati nel paragrafo 4.3.3) ed in rosso la funzione di trasferimento che riesce ad approssimare meglio il comportamento del sistema.

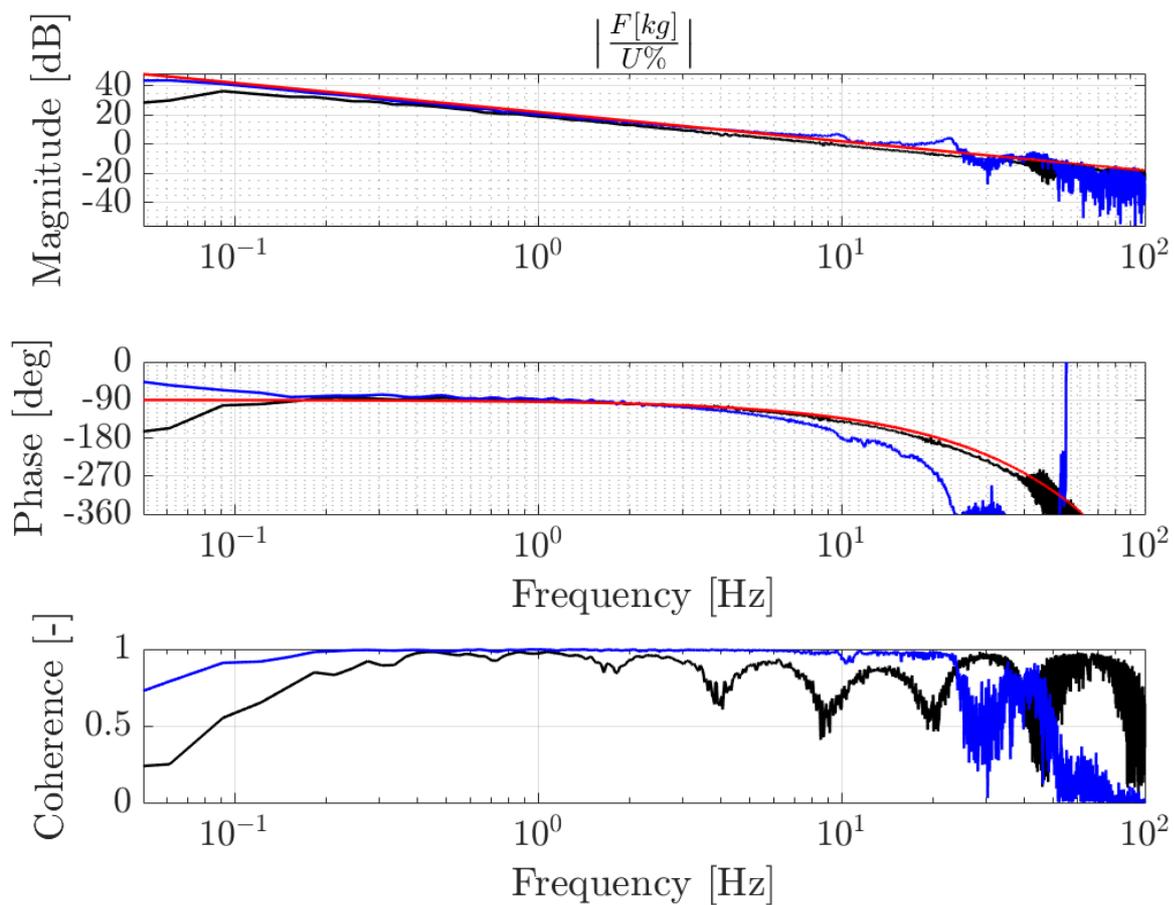


Figura 45: confronto tra i bode plot del sistema con ruota (reale in blu e modello in nero) e rappresentazione della funzione della funzione di trasferimento approssimata (rosso)

Come accennato nei paragrafi 3.3.1 e 4.3.3 la funzione di trasferimento segue l'andamento del modello perché in esso si è potuto tenere conto del ritardo introdotto dalla misurazione eseguita tramite la cella di carico, per il sistema reale invece, avendo a disposizione solo i dati misurati sperimentalmente la misurazione viene eseguita con un ritardo di 12 ms.

## Capitolo 5: Controllo

Questo capitolo è dedicato alla progettazione dei sistemi di controllo della posizione e del carico per l'attuatore idraulico. Prima di poter progettare i controllori, è stato necessario effettuare un'analisi di identificazione dell'attuatore. Ossia, la stima della funzione di trasferimento esposta nel capitolo precedente.

Una volta stimata la funzione di trasferimento relativa all'attuatore è stato possibile passare alla progettazione dei sistemi di controllo e, infine, valutarne le prestazioni.

I controllori utilizzati sono di tipo PI (proporzionale integrativo).

### 5.1 Controllo in posizione

Il controllore è stato sviluppato in ambiente Simulink sul sistema senza ruota, utilizzando un blocco di libreria in modo da poter utilizzare le opzioni di auto-tuning e anti-windup messe a disposizione.

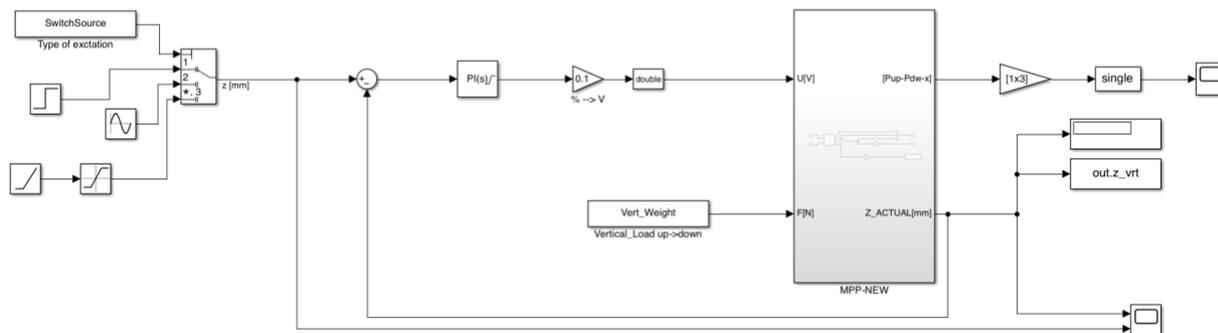


Figura 46: blocco Simulink per tarare controllo in posizione

È stato eseguito il tuning dei parametri al fine di ottenere una risposta che fosse rapida, stabile nel tempo, e con un overshoot limitato.

Per verificare l'efficacia dei parametri selezionati e la coerenza tra modello e macchina reale, sono state effettuate delle simulazioni con tre diversi tipi di comando: un gradino, una armonica ed una rampa.

## 5.2 Controllo in forza

Per il controllo in forza è stata seguita una procedura simile, differiscono dall'analisi precedente: la funzione di trasferimento utilizzata per simulare il comportamento del sistema reale e l'aver considerato nel modello anche il blocco che rappresenta la ruota (paragrafo 3.3.1).

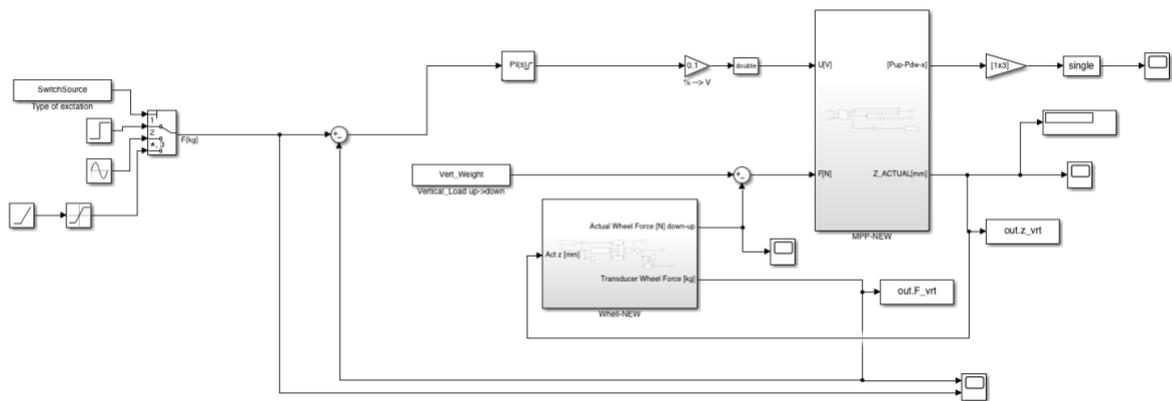


Figura 47: blocco Simulink per tarare controllo in forza

## 5.3 Controllo in posizione e forza

Dopo aver tarato i controllori, questi sono stati uniti in un unico blocco Simulink di controllo.

Il blocco presenta due interruttori che permettono: di attivare/disattivare il controllore, e di selezionare tra controllo in posizione o in forza.

Come input del blocco si hanno inoltre la posizione e la forza di riferimento nonché quelle misurate dalla cui differenza andare a calcolare l'errore.

L'output del blocco controllore è ovviamente il comando di eccitazione  $U$  [%] da applicare.

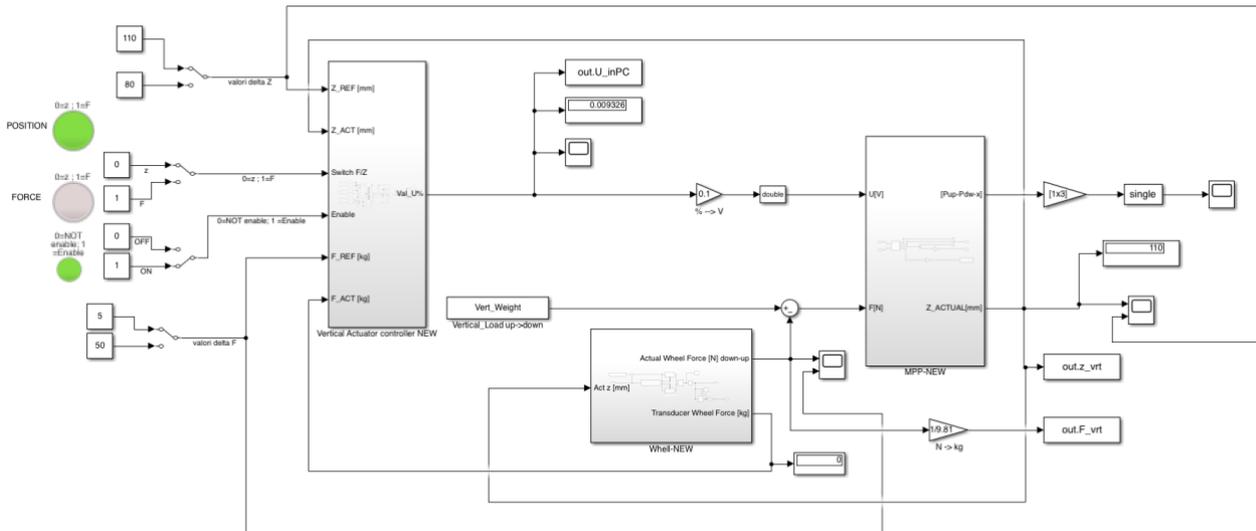


Figura 48: controllore in posizione e forza

Nella Figura 49 è mostrata la struttura interna del blocco di controllo.

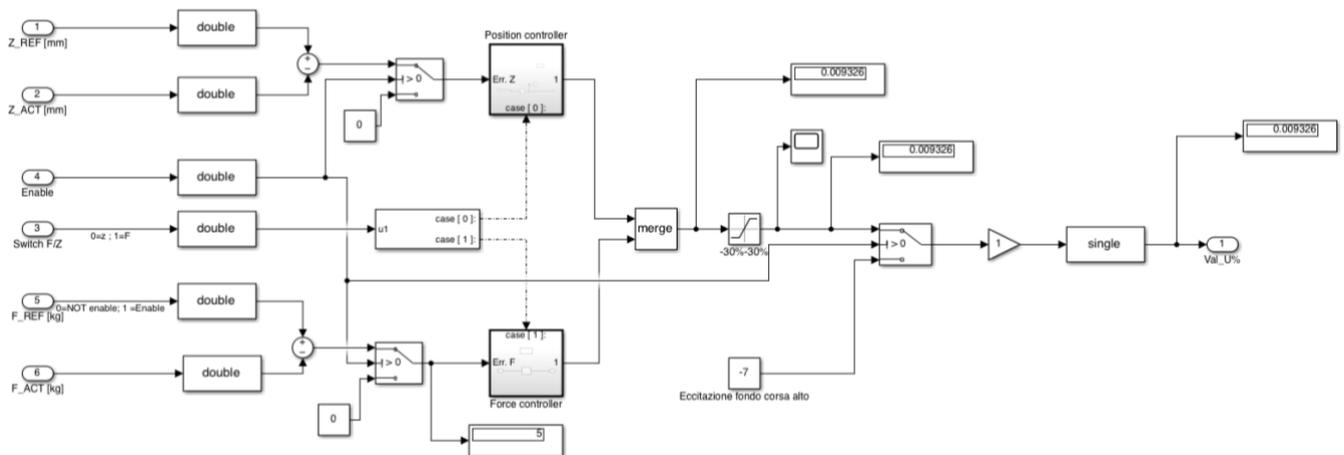


Figura 49: controllore implementato sulla macchina

Il sistema di controllo così sviluppato, realizzato in ambiente Simulink, è stato integrato direttamente nel PLC tramite TwinCat 3. Questa operazione è stata possibile in quanto la MPP è dotata di un PLC in grado di lavorare in tempo reale con i blocchi generati in ambiente Simulink di Matlab.

## 5.4 Valutazione sperimentale del controllore

Dopo aver integrato il controllore nel PLC che controlla la MPP, sono state svolte delle prove sperimentali per testare l'efficacia dei controllori e per verificare se il comportamento valutato nel modello approssimi sufficientemente bene quello reale quello reale.

Per entrambi i tipi di controllo sono state svolte delle prove "STEP" tra due posizioni o due livelli di carico differenti e ciò è stato ripetuto con due diverse pressioni di gonfiaggio dello pneumatico, rispettivamente  $p=1\text{bar}$  e  $p=2\text{bar}$ .

Per ogni prova sono state acquisiti:

- il valore richiesto della variabile da controllare (posizione o forza);
- la forza misurata;
- la posizione misurata.

I parametri misurati sono stati confrontati con quelli previsti dalle prove effettuate sul modello.

Le Tabelle 3 e 4 riassumono tutte le prove eseguite:

controllo in posizione			
p=1 bar		P=2 bar	
$z_1$ [mm]	$z_2$ [mm]	$z_1$ [mm]	$z_2$ [mm]
-	-	115	110
-	-	110	100
-	-	110	95
110	90	110	90
110	85	110	85
110	80	110	80

Tabella 3: prove su controllo in posizione

Per questo tipo di controllo le prove con  $z_2 > 95\text{ mm}$  sono state eseguite per una sola pressione di gonfiaggio essendo casi senza contatto e quindi non influenzate dalla pressione.

Controllo in forza			
p=1 bar		P=2 bar	
$F_1$ [kg]	$F_2$ [kg]	$F_1$ [kg]	$F_2$ [kg]
5	10	5	10
5	25	5	25
5	50	5	50
20	100	20	100
40	200	40	200
40	250	40	250

Tabella 4: prove su controllo in forza

Le righe evidenziate rappresentano alcune delle prove di cui sono mostrati i risultati ottenuti.

## 5.4.1 Controllo in posizione

Come accennato nel paragrafo precedente e visibile in Figura 50, nella prova in cui  $z_2 = 100 \text{ mm}$  la ruota non giunge a contatto con il suolo e dunque la forza è nulla, indipendentemente dalla pressione di gonfiaggio. Per quanto riguarda la posizione, ossia la variabile controllata, si può osservare che sia il modello che il sistema reale rispondono molto bene all'input (linea tratteggiata).

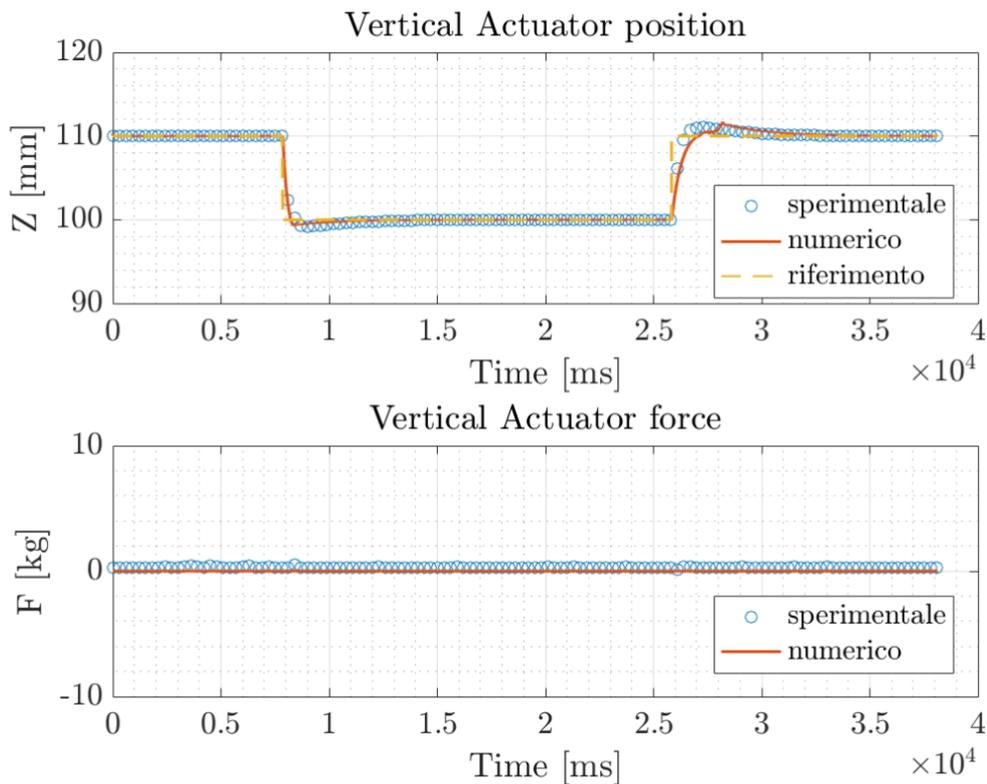
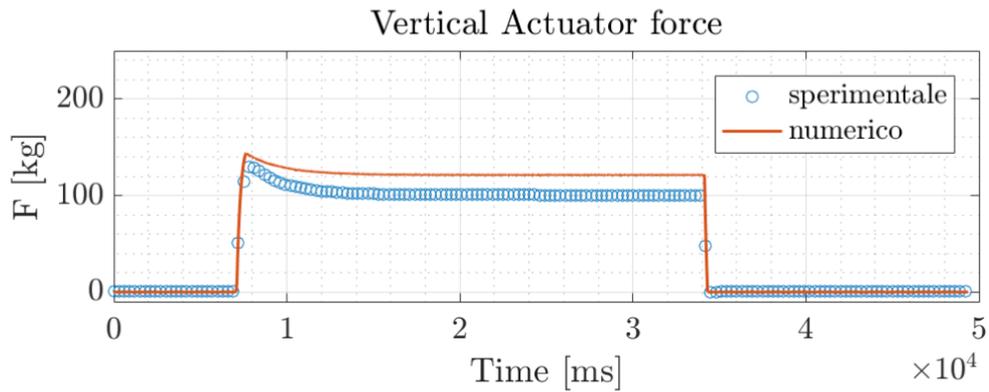
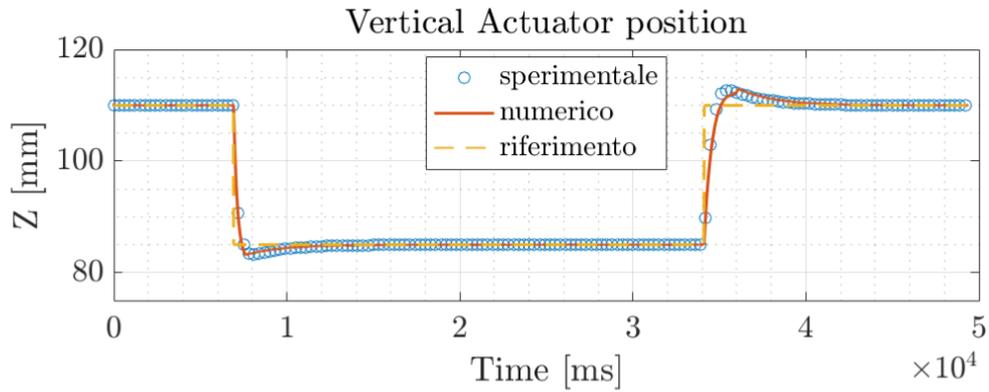


Figura 50: prova Step 110mm-100mm senza contatto

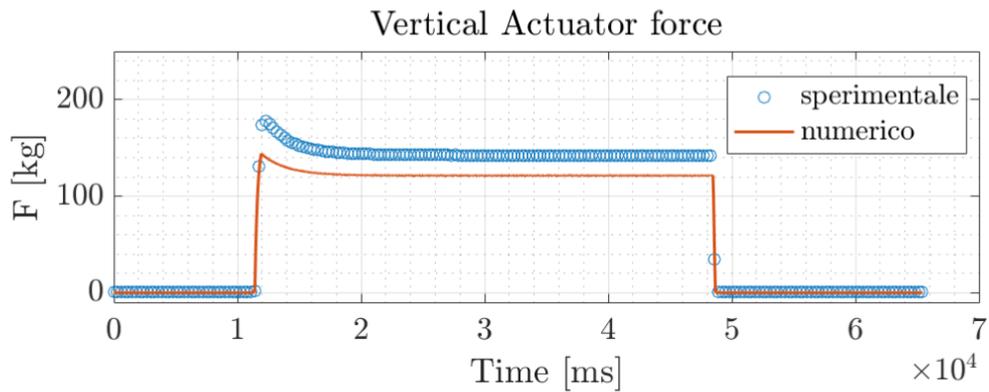
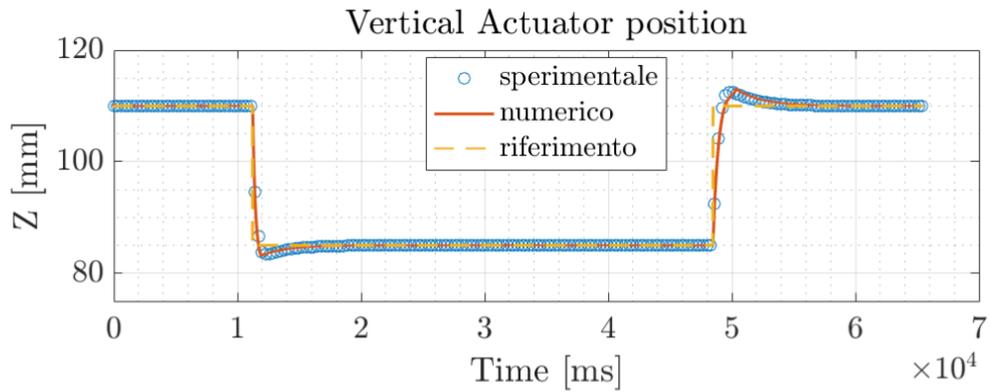
Quando invece la ruota arriva a contatto si genera una forza  $F_2 \neq 0$  che dipende dalla pressione di gonfiaggio.

Come è possibile notare dai grafici (Figura 51 e 52), sia il modello che il sistema reale rispondono bene all'input dato, ma si ha una discrepanza tra i due per quanto riguarda la variabile non controllata.

In particolare, è possibile notare come a seconda della pressione di gonfiaggio dello pneumatico la forza sia sovrastimata o sottostimata.



*Figura 51: prova STEP 110mm-85mm, p=1bar*



*Figura 52: prova STEP 110mm-85mm, p=2bar*

## 5.4.2 Controllo in forza

Passando ad un controllo in forza si nota nuovamente lo stesso fenomeno. La variabile di interesse risponde bene al controllore ed il suo comportamento è riprodotto fedelmente dal modello, la variabile libera invece presenta una discrepanza tra modello e realtà.

Tale discrepanza è più accentata per step maggiori come è possibile notare dalle Figure 55 e 56 e questo comportamento potrebbe essere dovuto ad una risposta dinamica dello pneumatico in compressione.

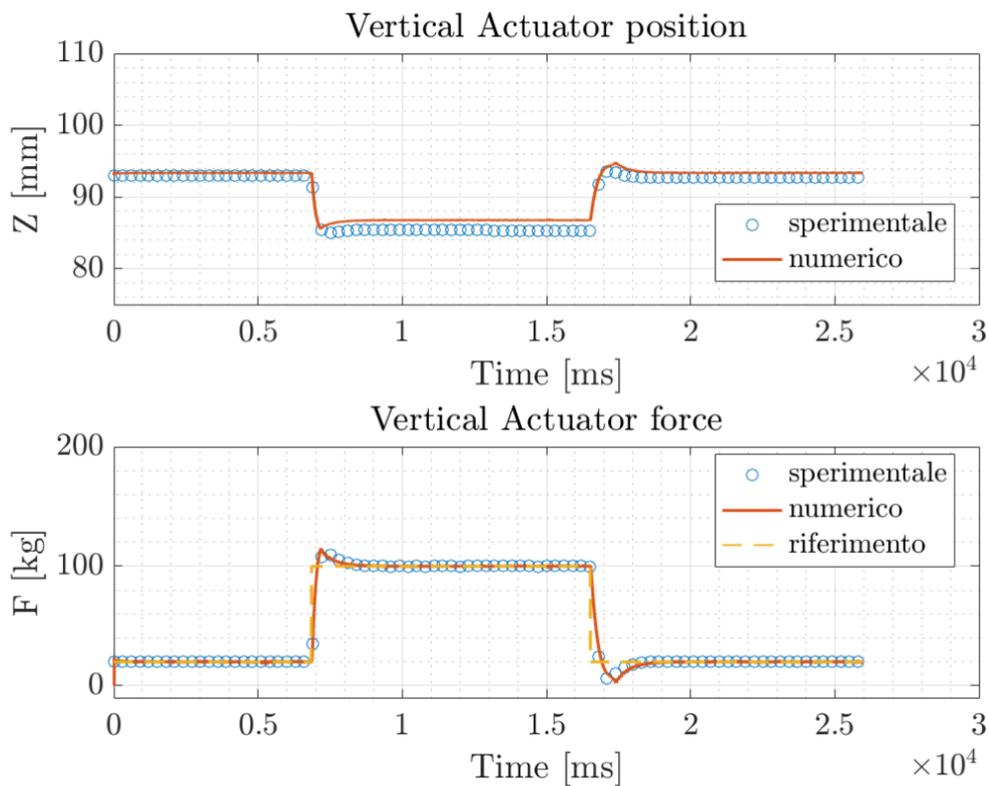
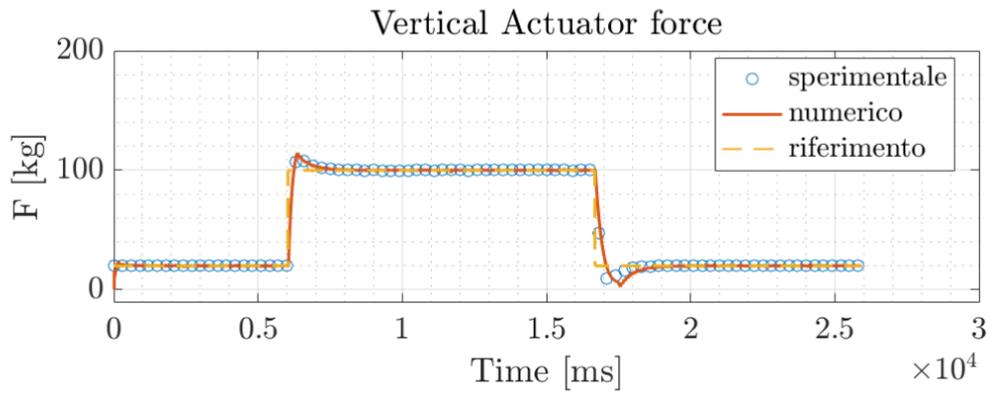
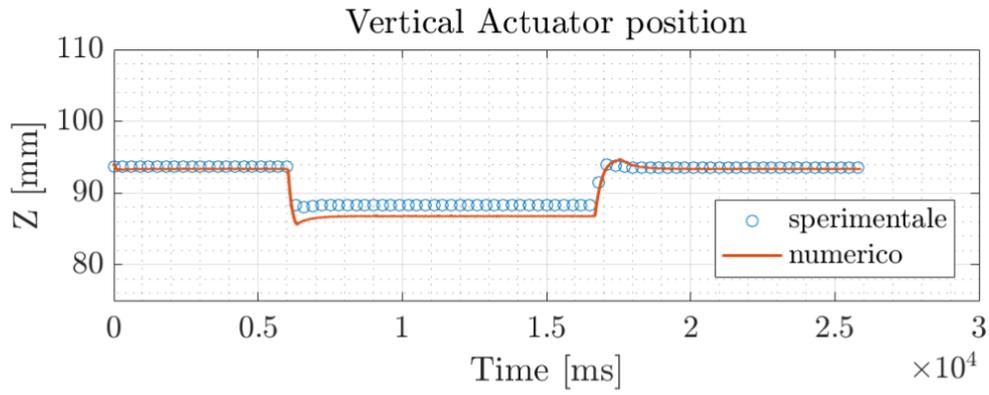
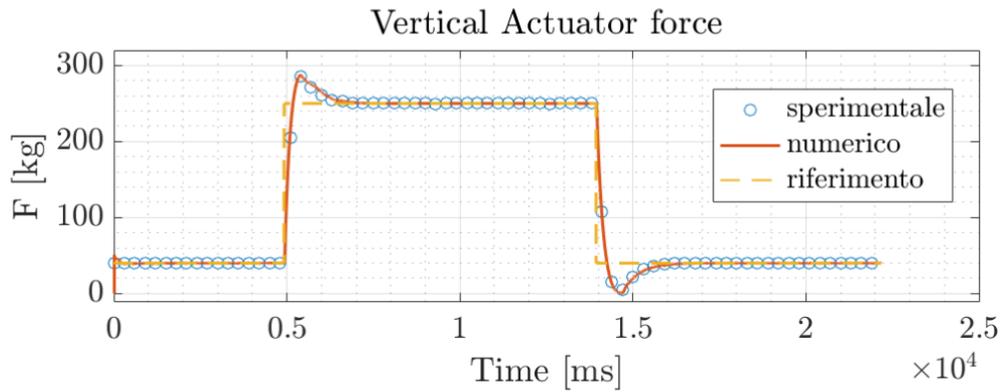
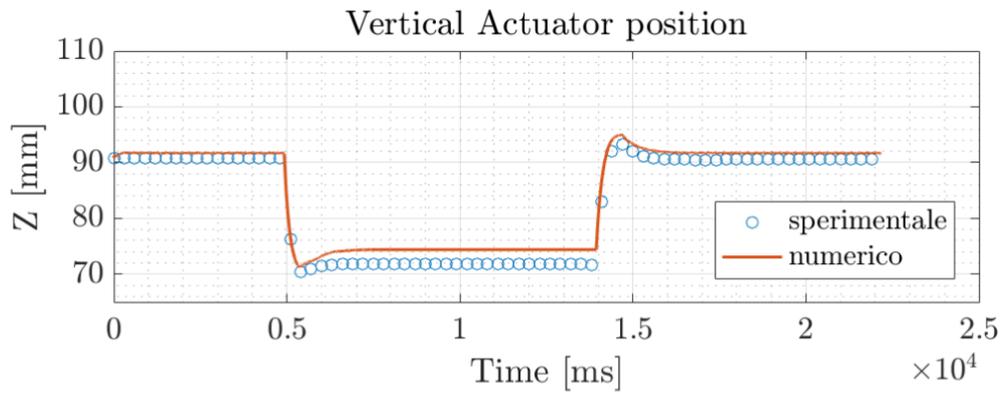


Figura 53: prova STEP 20kg-100kg,  $p=1\text{bar}$



*Figura 54: prova STEP 20kg-100kg, p=2bar*



*Figura 55: prova STEP 40kg-250kg, p=1bar*

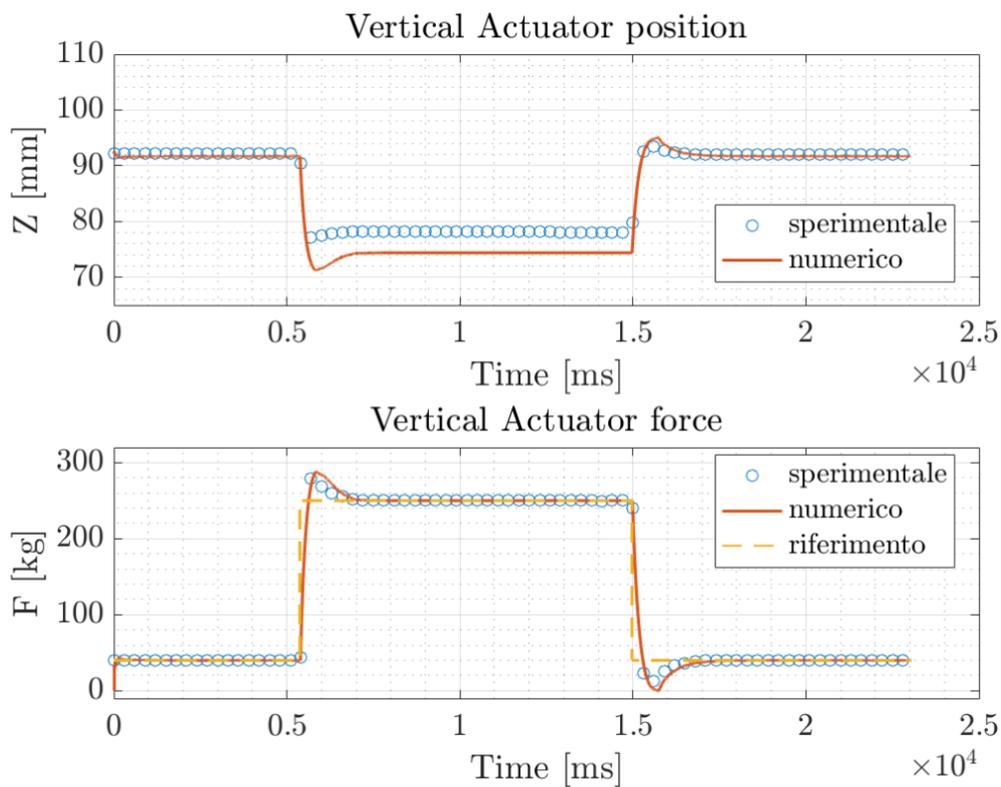


Figura 56: prova STEP 40kg-250kg,  $p=2bar$

È possibile notare che nel caso di pressione di gonfiaggio pari ad 1 bar il modello numerico sottostima lo spostamento dello pneumatico, presenta invece un comportamento opposto nel caso di  $p=2bar$  in cui lo spostamento è sovrastimato.

Ai fini del lavoro svolto tale comportamento non risulta però essere un problema, dato che l'attenzione è volta alla variabile controllata.

## Capitolo 6: Valutazione sperimentale complessiva

Come ultima attività sperimentale svolta sulla MPP è stata valutata l'efficienza dei diversi controllori presenti sulla macchina.

Oltre a testare nuovamente il controllo sull'attuatore verticale, è stato possibile testare il controllore del sistema di movimentazione del nastro, sviluppato in una tesi precedente [12], durante una manovra di sterzata.

La prova è caratterizzata da quattro fasi:

1. tensionamento del nastro,
2. centraggio del nastro,
3. discesa della ruota e imposizione del carico,
4. manovra di sterzata.

In particolare, le fasi 3 e 4 sono state ripetute per diversi carichi e diverse velocità di rotazione del nastro.

Come accennato nel paragrafo 2.1.2 il nastro di acciaio, che simula il manto stradale, è movimentato da due rulli del diametro di un metro, di cui uno folle. Esso è posto in tensione tramite due cilindri oleodinamici a doppio effetto, agenti sull'asse del rullo folle. I due attuatori, indipendenti l'uno dall'altro, possono effettuare uno sforzo di trazione asimmetrica che rende possibile l'inclinazione dell'asse di rotazione del rullo al fine di compensare le azioni laterali che si generano all'interno dell'orma di contatto e che tenderebbero a sfilare il nastro dai rulli.

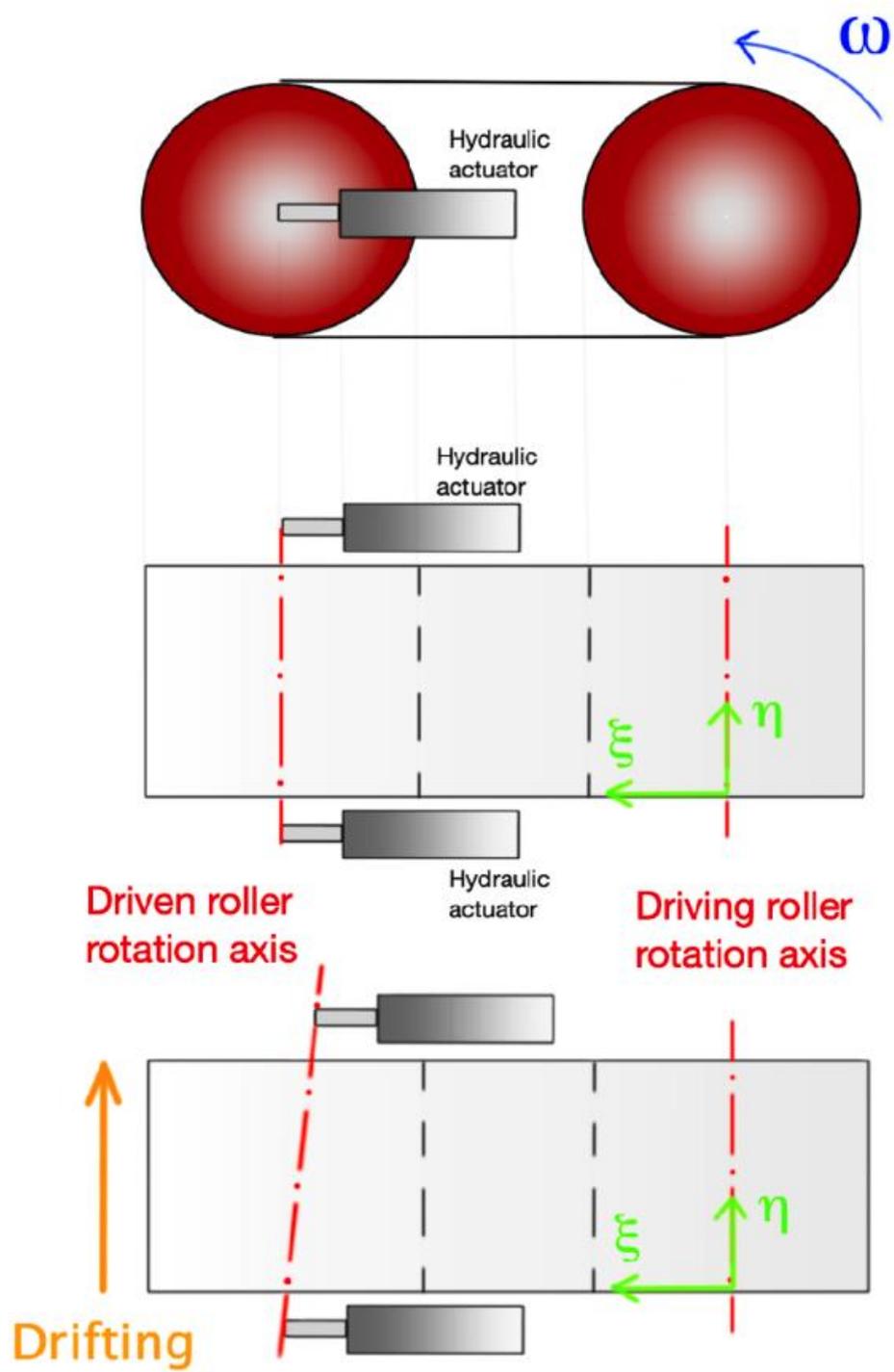


Figura 57: schema del sistema di movimentazione e controllo in posizione del nastro

## 6.1 Tensionamento

Durante la fase di tensionamento del nastro sono state acquisite le posizioni dei pistoni oleodinamici posti sul rullo folle e, per ognuno di essi, la pressione nelle camere superiori ed inferiori.

In Figura 58 si nota come, dopo la fase di estrazione a velocità costante di entrambi i pistoni, l'attuatore esterno arriva prima in posizione e quello interno continua la corsa al fine di recuperare i giochi.

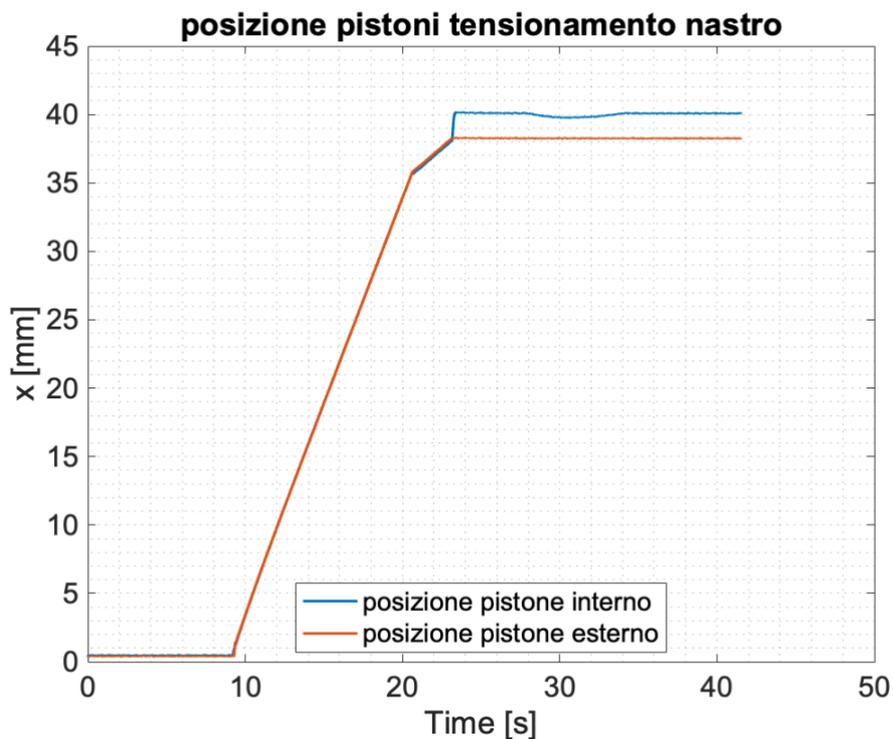


Figura 58: posizione degli attuatori durante il tensionamento

Dalla Figura 59 si evince come dopo il transitorio quando il nastro è teso la differenza di pressioni tra le due camere del pistone resta costante.

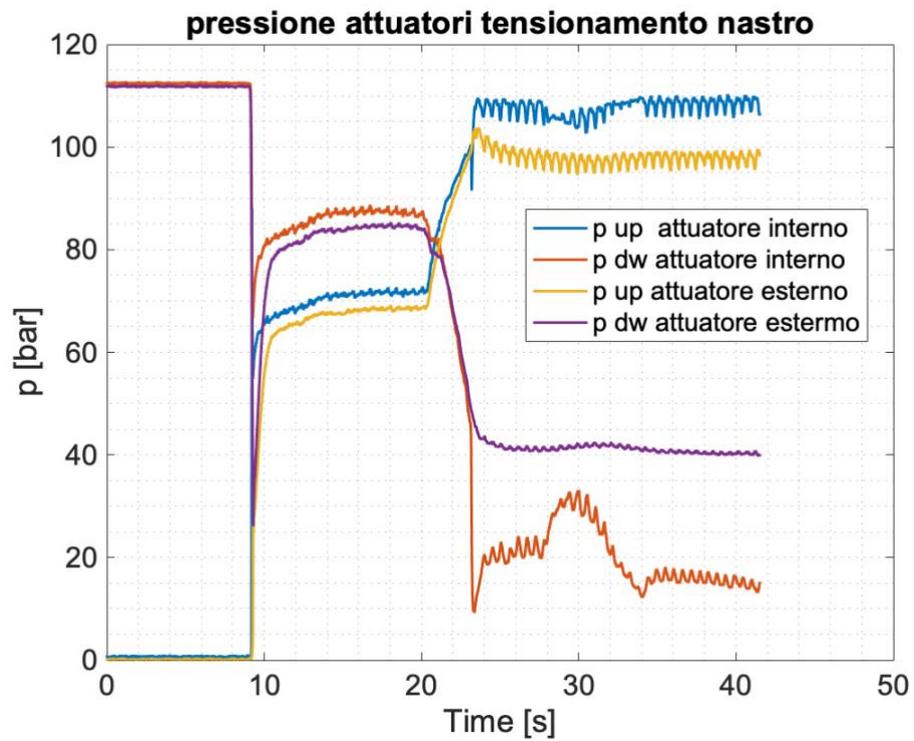


Figura 59: pressioni nelle camere degli attuatori durante il tensionamento

## 6.2 Centraggio nastro

Durante la seconda prova è stato effettuato nuovamente il tensionamento, successivamente il nastro è stato messo in rotazione ed è stata aumentata progressivamente la sua velocità di rotazione per permettergli di raggiungere la posizione di riferimento.

La velocità è stata aumentata manualmente per step successivi in modo tale da avere maggiore controllo.

Di seguito sono riportate nuovamente le posizioni e le pressioni nei pistoni oleodinamici, inoltre (in Figura 62) sono riportate la posizione orizzontale del nastro e la sua velocità di rotazione.

Quando in nastro viene messo in rotazione si crea inizialmente uno spostamento elevato dalla posizione desiderata che viene progressivamente ridotto, con una velocità proporzionale a quella di rotazione.

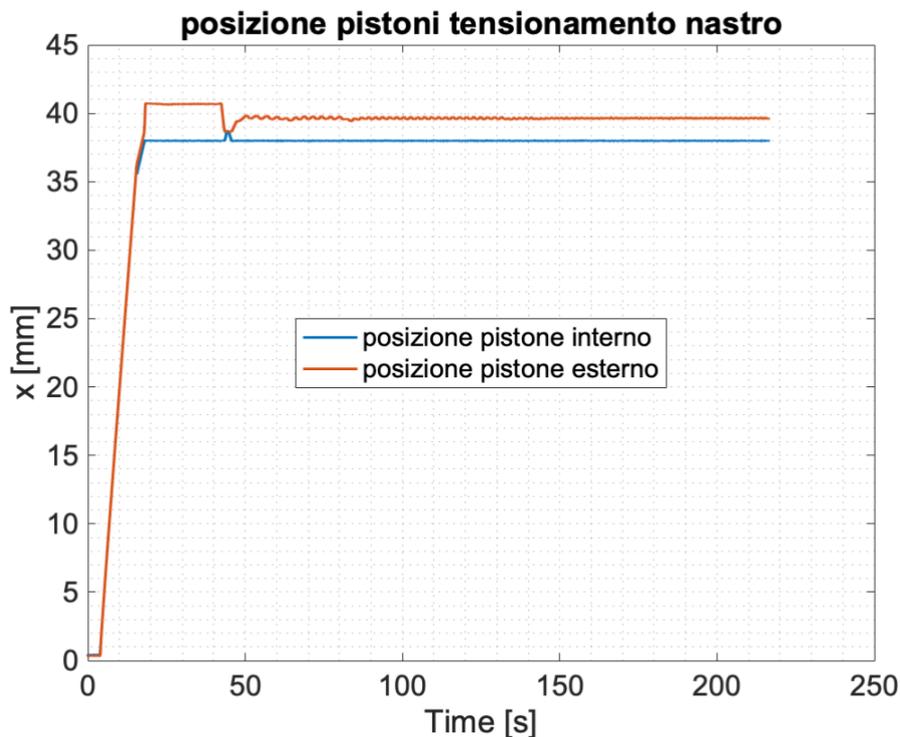


Figura 60: posizione degli attuatori durante il tensionamento ed il centraggio

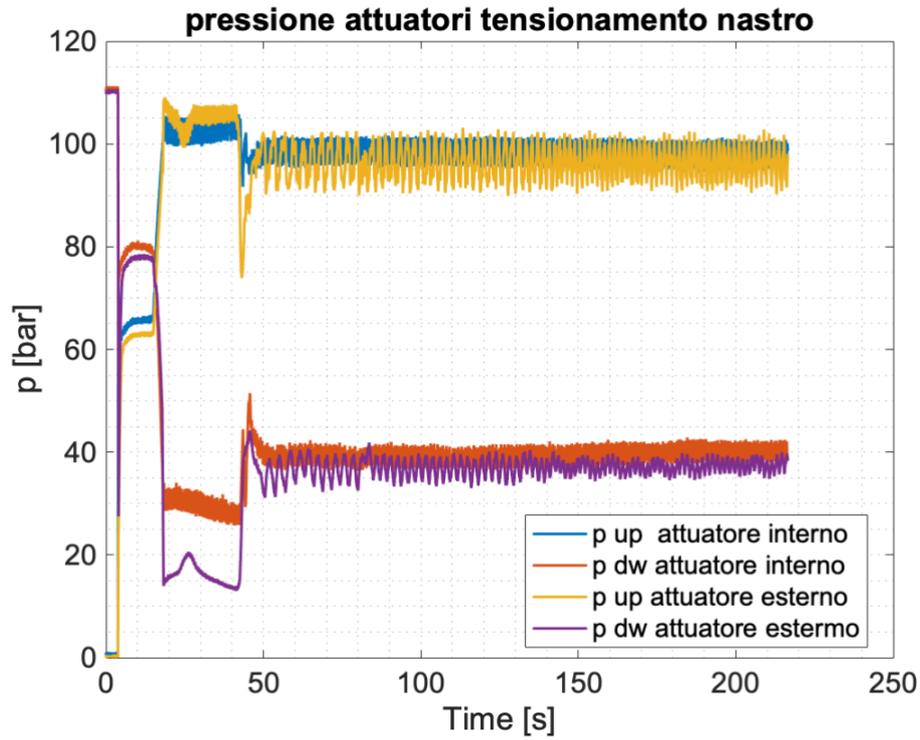


Figura 61:pressioni nelle camere degli attuatori durante il tensionamento ed il centraggio

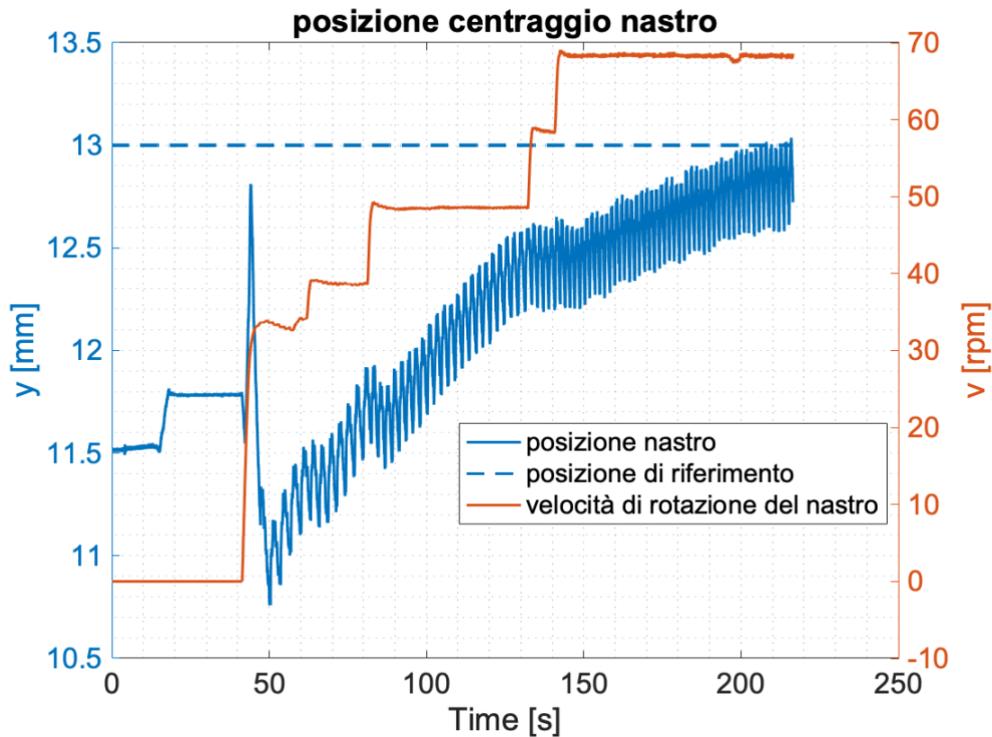


Figura 62:posizione del nastro durante il tensionamento ed il centraggio

## 6.3 Discesa della ruota e imposizione del carico

Mantenendo il nastro in rotazione la ruota è stata posizionata, controllata in posizione, a contatto del nastro (95mm) ed una volta a contatto è stato imposto il carico verticale.

Di seguito sono riportate le acquisizioni fatte sia per quanto riguarda la posizione ed il carico verticale che per le velocità della ruota e del nastro.

Il controllo dell'attuatore verticale continua ad avere un buon comportamento, come mostrato nel capitolo 5, anche con il nastro in movimento.

Una volta che la ruota giunge a contatto, si porta in rotazione alla stessa velocità tangenziale del nastro (scorrimento nullo). Successivamente, si applica il carico verticale che, per l'asimmetria del battistrada, impone carichi trasversali al nastro che viene spinto trasversalmente.

La Figura 65 riporta il segnale della posizione trasversale del nastro nella fase di carico dello pneumatico. Le oscillazioni ad alta frequenza sono da attribuirsi alla irregolarità del bordo del nastro stesso, mentre il valore medio rappresenta la posizione attuale del nastro stesso. La figura evidenzia come lo scostamento del nastro dalla posizione di riferimento sia limitata, durante la fase di attuazione del carico verticale, ad alcuni decimi di millimetro.

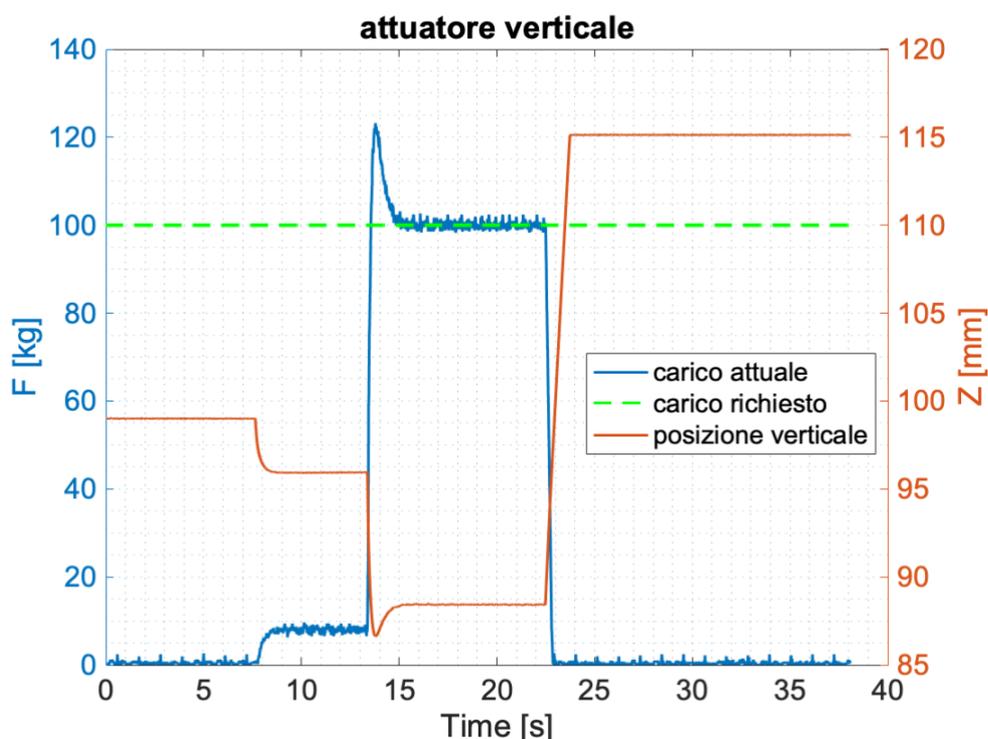


Figura 63: carico imposto e posizione dello pneumatico

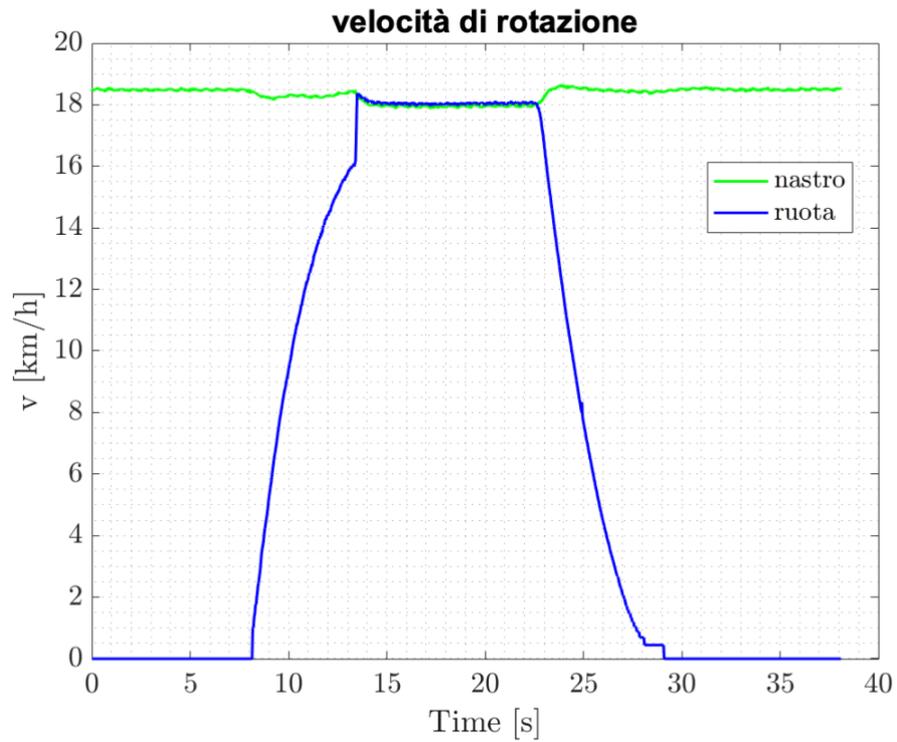


Figura 64: velocità di rotazione della ruota e del nastro durante la fase di imposizione del carico

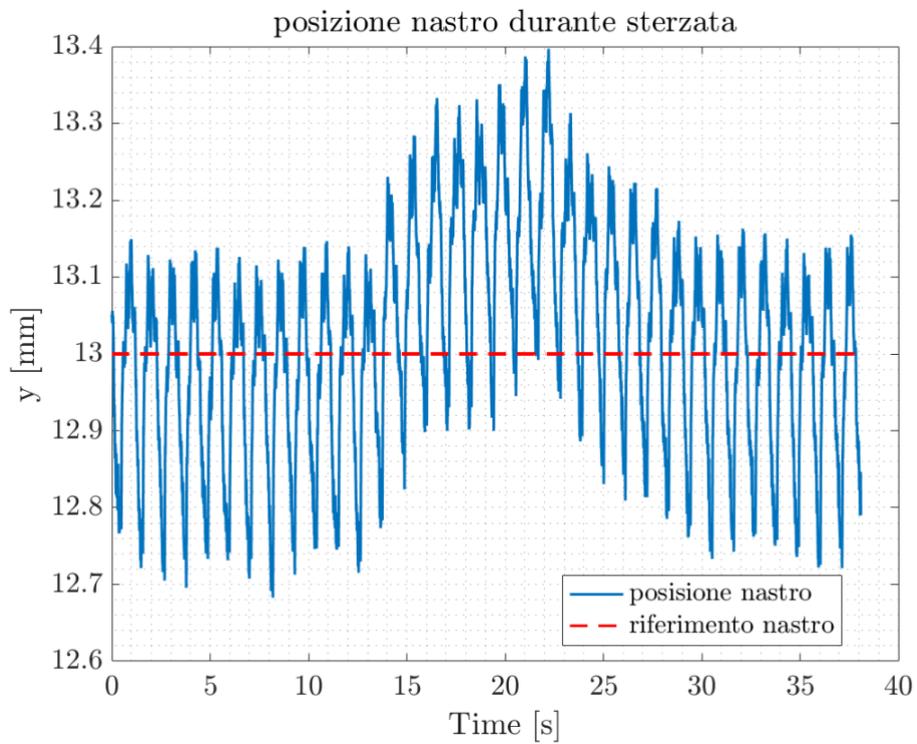


Figura 65: posizione del nastro a contatto con la ruota

## 6.4 Manovra di sterzata

La manovra di sterzata è stata effettuata accostando la ruota al nastro in movimento, imponendo il carico e successivamente facendo sterzare la ruota di un angolo pari a  $10^\circ$  rispetto alla direzione di rotazione del nastro.

L'obiettivo di questa prova era verificare il controllore in posizione del nastro se sottoposto a forze tangenziali che tendono a farlo slittare via dai rulli.

La prova è stata ripetuta con diversi carichi e diverse velocità di rotazione al fine di sottoporre il sistema a condizioni sempre più gravose.

prova	Carico [kg]	velocità del nastro [rpm]	angolo sterzata [ $^\circ$ ]	
1	100	100	+10	
2	200	100	+10	-10
3	100	160	+10	-10
4	200	160	+10	-10

Tabella 5: prove di sterzata per valutare il controllo del nastro

I dati di interesse che sono stati acquisiti in queste prove sono:

- le pressioni nelle camere dei pistoni
- le posizioni di estrazione dei pistoni
- la posizione del nastro
- l'angolo di sterzata
- le velocità della ruota e del nastro.

Di seguito sono riportate le acquisizioni fatte per le prove evidenziate in tabella 5, che risultano interessanti sia per valutare il comportamento del controllore con lo stesso carico a diverse velocità di rotazione (prove 2 e 4).

In ogni grafico è inoltre riportato l'angolo di sterzata della ruota per valutare come la manovra vada ad influenzare il comportamento della macchina.

**Prova 2:** carico di 200kg e velocità del nastro di 100 rpm

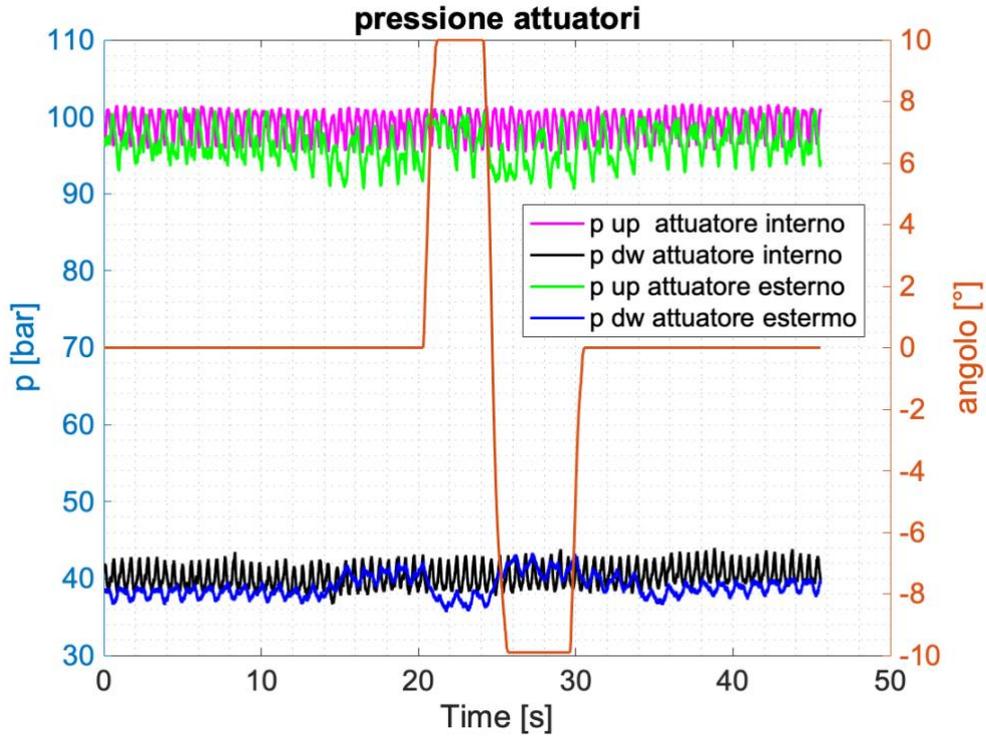


Figura 66: pressioni nelle camere degli attuatori durante la prova 2

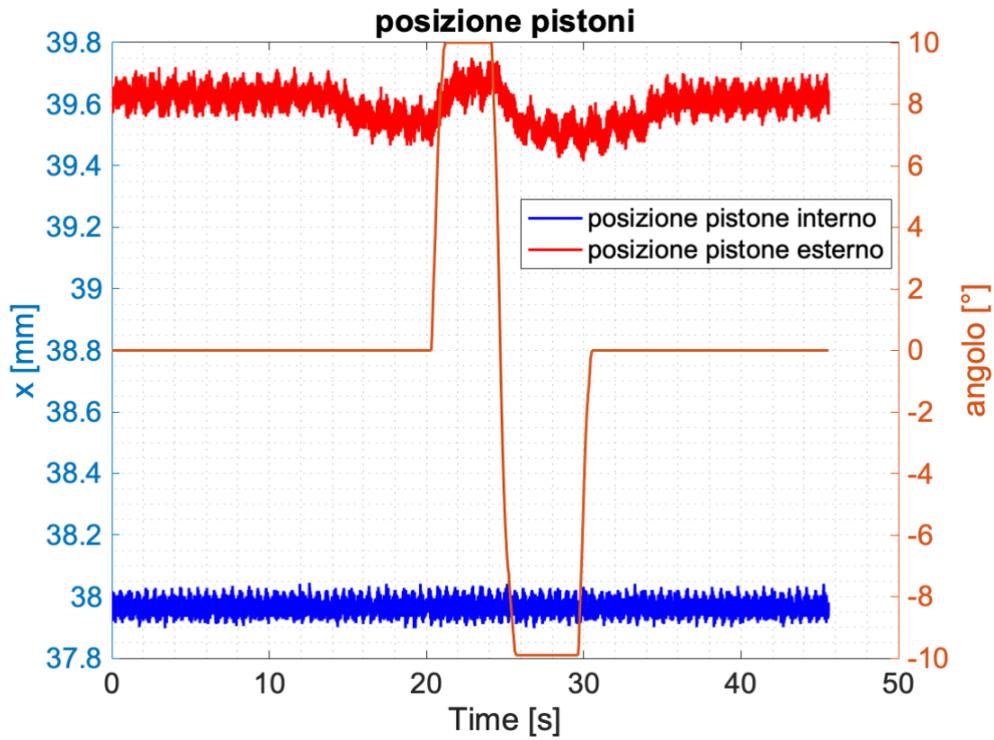


Figura 67: posizione dei pistoni durante la prova 2

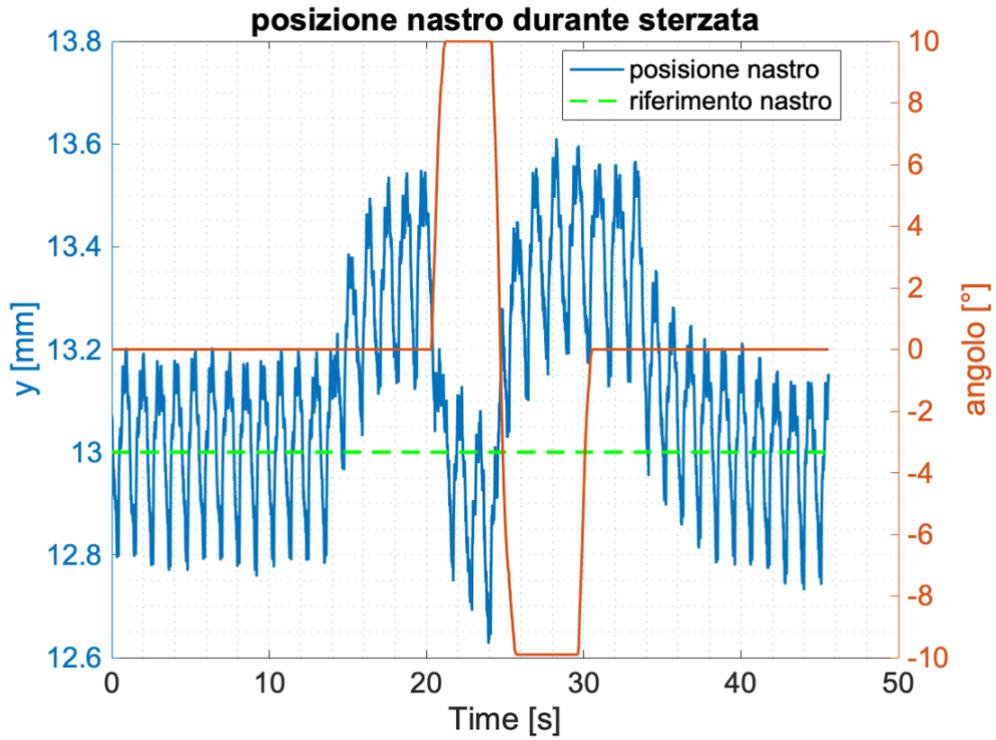


Figura 68: posizione del nastro durante la prova 2

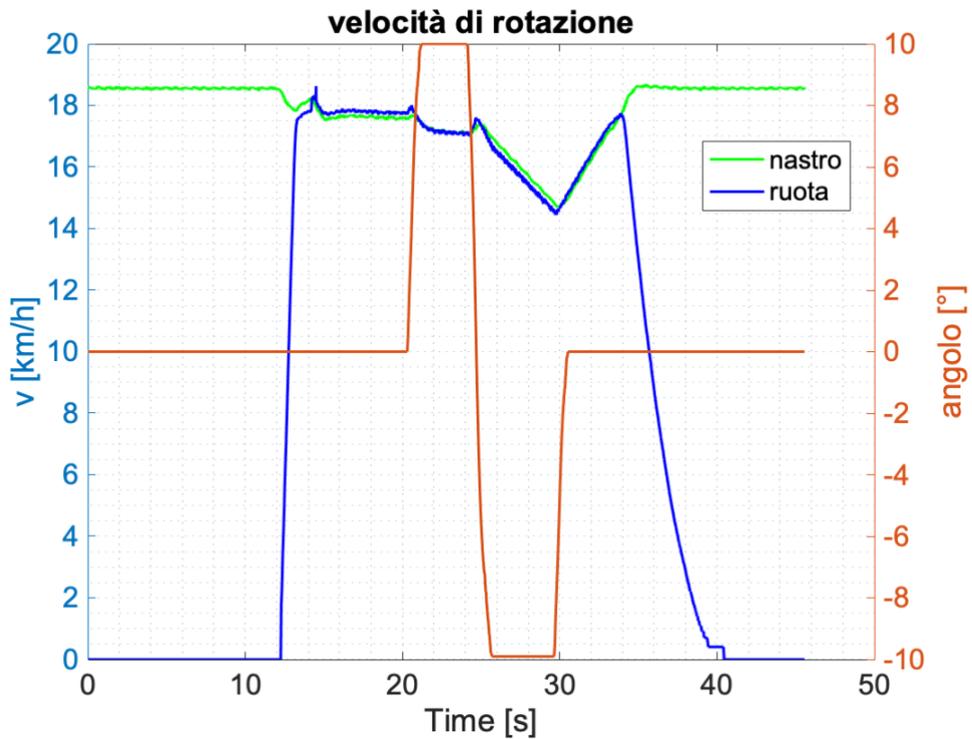


Figura 69: velocità di rotazione della ruota e del nastro durante la prova 2

Durante tale prova il controllore si dimostra solido, con uno spostamento massimo di 0.5 mm dalla posizione di riferimento.

**Prova 4:** carico di 200kg e velocità del nastro di 160 rpm

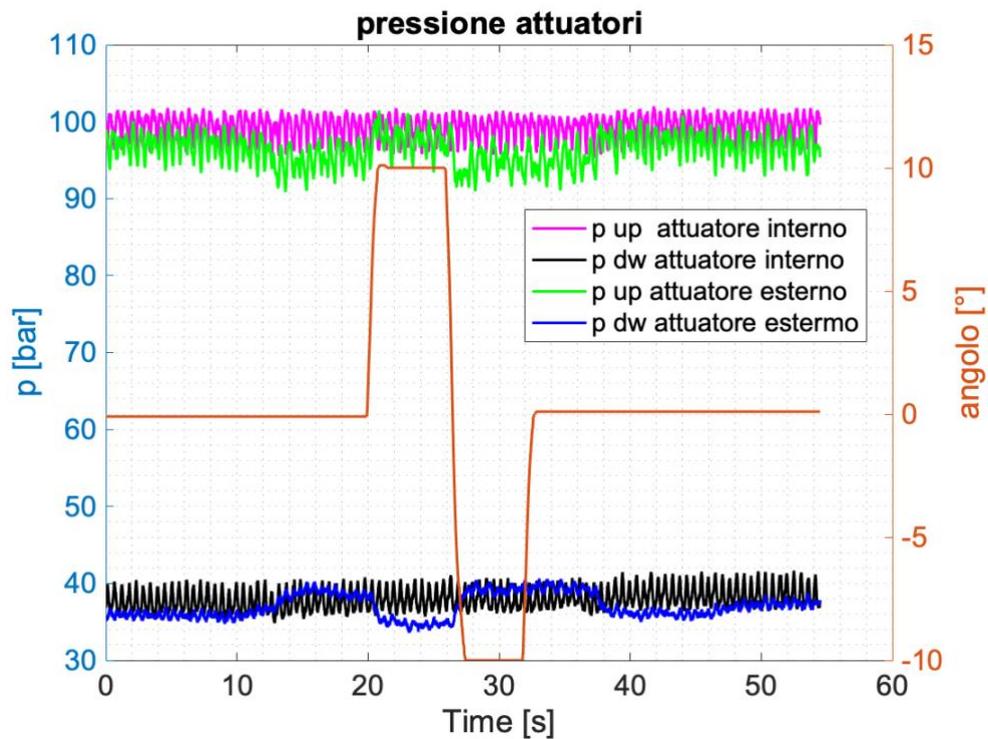


Figura 70: pressioni nelle camere degli attuatori durante la prova 4

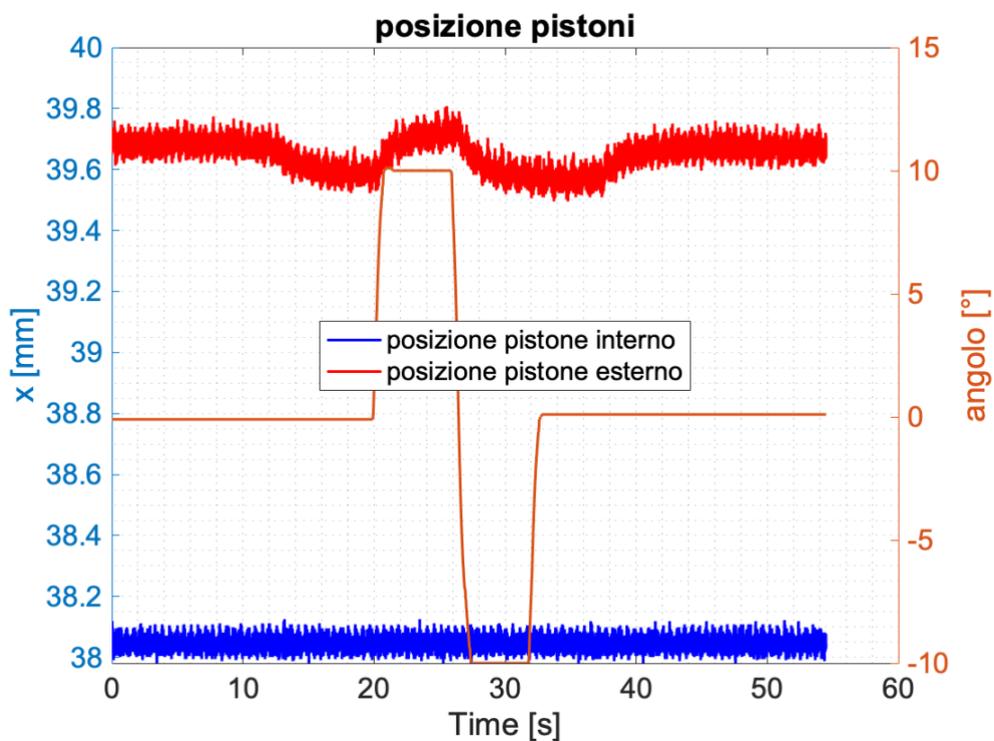


Figura 71: posizione dei pistoni durante la prova 4

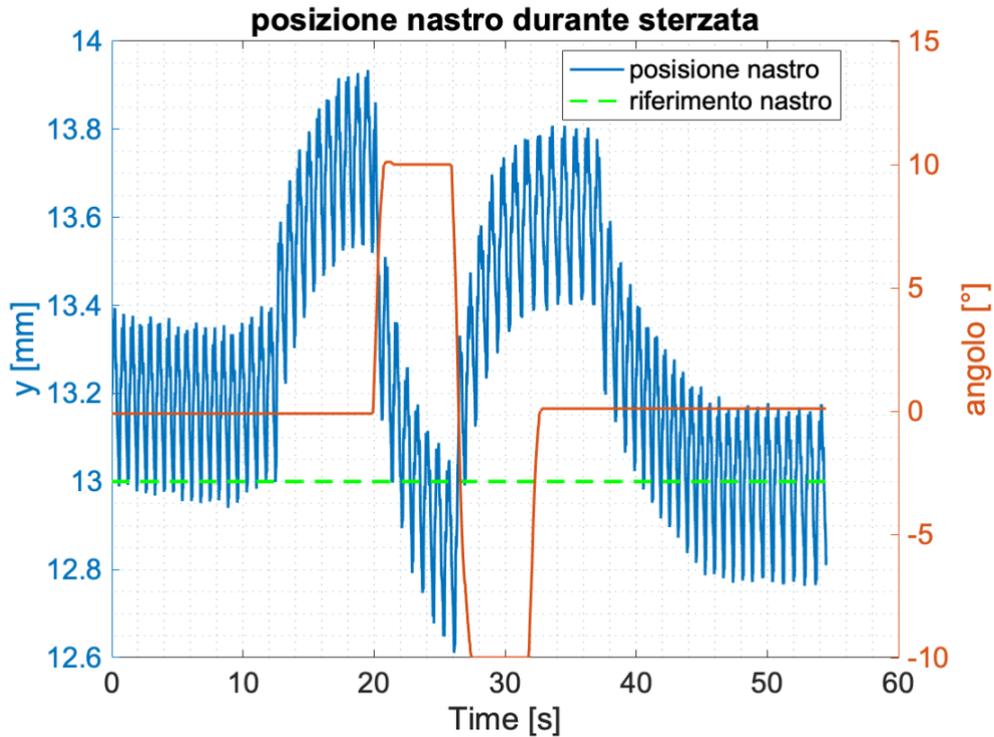


Figura 72: posizione del nastro durante la prova 4

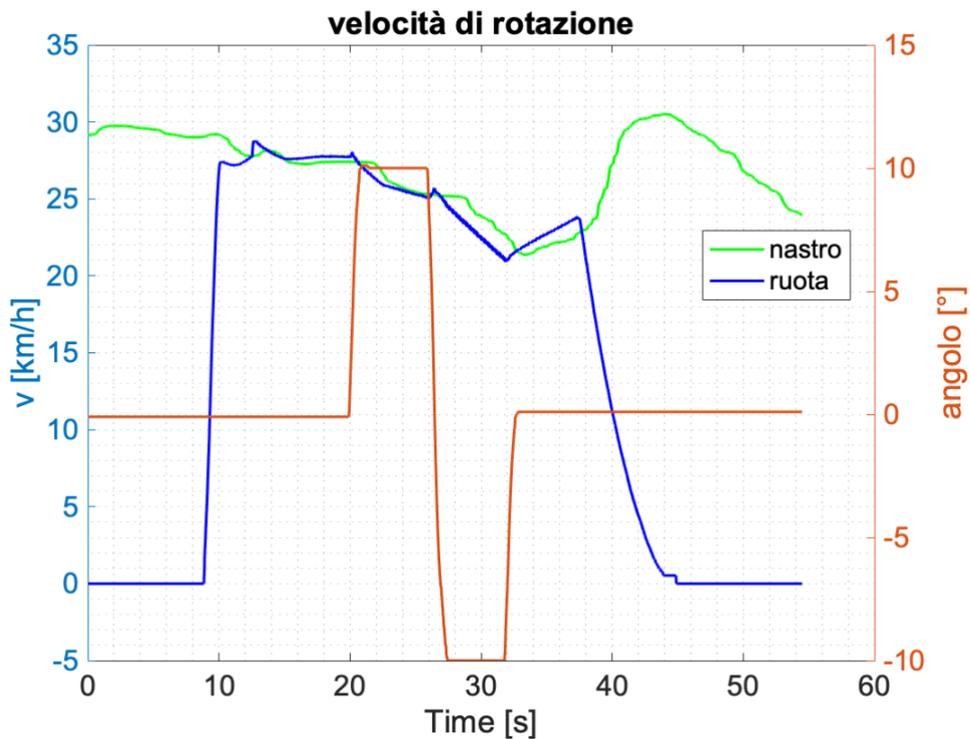


Figura 73: velocità di rotazione della ruota e del nastro durante la prova 4

Dalla Figura 73 si nota un discostamento tra le velocità di rotazione della ruota ed il pistone, questo perché deve ancora essere implementato un controllo della velocità, nonostante ciò, il controllo della posizione si dimostra efficace.

## Conclusioni

La presente tesi è stata sviluppata con l'obiettivo di implementare un controllore per l'attuazione del carico verticale sullo pneumatico della MPP del Politecnico di Torino, inserendosi all'interno di un processo di rinnovamento della macchina che consenta la sua integrazione in un sistema HIL.

L'attenzione è stata focalizzata sul sistema oleodinamico di attuazione e sul sistema sospensione-ruota, che sono stati modellati e caratterizzati sperimentalmente.

Il modello sviluppato è stato da prima testato e validato, mediante analisi sperimentale, sia nel suo comportamento statico che dinamico. Successivamente, il modello è stato utilizzato per sviluppare i controllori in posizione ed in forza, che sono stati infine integrati nel sistema di controllo della MPP. È stata quindi seguita la validazione sperimentale sistema reale controllato che ha pienamente soddisfatto i requisiti di progetto.

A seguito dell'installazione di un cuscinetto pneumostatico di sostentamento della forza scaricata verticalmente dallo pneumatico, in sostituzione di quello originale idrodinamico, è stato possibile verificare sperimentalmente anche il sistema di controllo della posizione del nastro, precedentemente sviluppato. Allo scopo son stati imposti carichi verticali impulsivi fino a 200 kg e sterzate di  $\pm 10^\circ$  con velocità di circa  $10^\circ/\text{s}$ . In tali condizioni di lavoro, da considerarsi estreme per il funzionamento reale di uno pneumatico, il sistema di controllo ha mostrato prestazioni del tutto adeguate.

## Bibliografia

- [1] A. Gent and J. Walter, "Pneumatic Tire," Mech. Eng. Fac. Res., Sep. 2006.
- [2] H. B. Pacejka, Tyre and vehicle dynamics. Butterworth-Heinemann, 2006.
- [3] A. Morelli, Progetto dell'autoveicolo: concetti di base. CELID, 1999.
- [4] M. Guiggiani, The Science of Vehicle Dynamics. Cham: Springer International Publishing, 2018.
- [5] M. M. Joop P. Pauwelussen, Wouter Dalhuijsen, "Tyre dynamics, tyre as a vehicle component", 2007.
- [6] G. Genta, Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation, vol. 43. WORLD SCIENTIFIC, 1997.
- [7] "Michelin," 2019. [Online]. Available: <https://thetiredigest.michelin.com/performance-noise-and-comfort>.
- [8] "TASS International," 2019. [Online]. Available: <https://tass.plm.automation.siemens.com/>.
- [9] E. Whitehurst and J. Neuhardt, "Time-History Performance of Reference Surfaces," in The Tire Pavement Interface, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, pp. 61-61-11.
- [10] A. Tonoli, "Misura delle caratteristiche di aderenza di pneumatici per autoveicolo," pp. 1049-1058, 1999.
- [11] C. Dongiovanni and A. Tonoli, "Tutto ruota intorno a un test," Autotecnica, pp. 122-128, 2004.
- [12] D. Dongiovanni, "Modeling and control design of a tyre test bench system", MASTER'S DEGREE THESIS, 2020.

## Ringraziamenti

Al termine di questo lavoro di tesi, e di tutto il percorso di laurea, vorrei ringraziare tutte le persone speciali che mi hanno supportata e sopportata in questi anni.

Innanzitutto, il professore Claudio Dongiovanni e l'Ing. Andrea Bottega che in questi ultimi mesi mi hanno seguita ed accolta nel loro gruppo di ricerca, trasmettendomi la passione che hanno per il lavoro a cui ho preso parte.

Come loro devo ringraziare anche il professore Gianmario Pellegrino e l'Ing. Simone Ferrari che mi hanno guidata durante il lavoro di tesi triennale.

Un ringraziamento speciale va alla mia famiglia un po' allargata, ed anche chi non c'è più, perché hanno sempre creduto in me e nelle mie capacità, anche nei momenti in cui io stessa ho dubitato, chi a volte usando la dolcezza e chi più il pugno duro, mi hanno sempre indirizzata nella giusta direzione.

Ringrazio tutti i miei amici: quelli storici "di giù" che ci sono da sempre nonostante la lontananza e quelli conosciuti in questi anni di università che sono stati come una seconda famiglia, che tra una birra al pub, una risata a lezione, una fila alle macchinette del caffè ed una briscola in pausa pranzo hanno reso migliori questi anni.

Un grazie speciale va a Giulia che durante gli anni di convivenza è stata come una sorella (e a volte una mamma) con cui ho condiviso ansia, follia da sessione ma anche tanti aperitivi e momenti felici e resterà sempre "la mia CDM".

Ringrazio Salvo per essere un amico, un collega, uno spacciatore di appunti, ma anche una persona speciale che mi ha sopportata e mi ha dato la forza di non mollare durante la quarantena e durante questi ultimi anni.

Non basterebbe un libro per definire e ringraziare Marco, che per quanto timido e insicuro e sentimentale sia, è stato il pezzo di casa e il mio luogo sicuro in questi anni, anzi da tutta la vita perché è più di un cugino ed anche più di un fratello.

Infine, ringrazio il team Policumbent che durante l'ultimo anno mi ha permesso di mettermi un gioco ed imparare cose nuove facendomi sentire parte di una squadra.