

**POLITECNICO DI TORINO**

**Corso di Laurea Magistrale  
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

**Banco prova per comandi di volo:  
modellazione e sperimentazione**



**Relatore**

prof. Massimo Sorli

**Candidato**

Marco Lorusso

**Correlatori**

ing. Giuseppe Evangelista

ing. Piergiorgio Chiavaroli

Settembre 2018



## Indice

<b>Indice delle figure .....</b>	<b>5</b>
<b>1. Introduzione.....</b>	<b>8</b>
<b>2. Indagine bibliografica: una panoramica sullo stato dell'arte.....</b>	<b>10</b>
<b>3. Componenti del banco .....</b>	<b>21</b>
3.1 Schema generale del banco.....	21
3.2 Schema idraulico .....	25
3.3 Attuatore di carico (HLA) .....	26
3.4 Servovalvola (SV) .....	31
3.5 Valvola di shut-off (SOV) .....	37
3.6 Trasduttori.....	38
3.6.1 Cella di carico (LC) .....	38
3.6.2 Trasduttore di velocità (LVT).....	39
3.6.3 Encoder angolare incrementale (AE).....	40
3.7 Hardware di controllo e acquisizione .....	40
3.7.1 National Instruments c-RIO 9039 .....	40
3.7.2 Moduli I/O .....	43
<b>4. Modello matematico del banco .....</b>	<b>45</b>
4.1 Modello della servovalvola .....	45
4.2 Modello dell'orifizio di by-pass .....	47

4.3	Modello dell'attuatore di carico .....	48
4.4	Modello della legge di controllo.....	50
<b>5.</b>	<b>Analisi del sistema giunto .....</b>	<b>53</b>
5.1	Analisi cinematica .....	53
5.2	Analisi dinamica .....	69
5.3	Inserimento del modello del giunto all'interno del modello del banco..	78
5.4	Compensazione del set di carico .....	81
5.5	Implementazione per FPGA .....	93
5.6	Valutazione di compensazioni alternative.....	96
<b>6.</b>	<b>Parametri di simulazione.....</b>	<b>102</b>
<b>7.</b>	<b>Conclusioni e sviluppi futuri .....</b>	<b>106</b>
	<b>Appendice .....</b>	<b>108</b>
	Appendice A: listato MatLAB della funzione del giunto nel modello SIMULINK complessivo .....	108
	Appendice B: listato MatLAB della funzione di compensazione tramite dinamica inversa del giunto .....	112
	Appendice C: listato MatLAB per la generazione dei segnali di set per le simulazioni numeriche .....	115
	<b>Bibliografia .....</b>	<b>119</b>

## Indice delle figure

FIGURA 2.1: ESEMPIO DI STRUTTURA MECCANICA DI UN BANCO DI PROVA PER ATTUATORI DI CONTROLLO PER IL VOLO .....	10
FIGURA 2.2: SCHEMA FONDAMENTALE DI UN SERVOSISTEMA ELETTRIDRAULICO DI CONTROLLO FORZA .....	11
FIGURA 2.3: SCHEMA DI UN BANCO DI PROVA CON CONFIGURAZIONE DEGLI ATTUATORI AD ASSI ORTOGONALI. ...	13
FIGURA 2.4: VISTA AUSILIARIA DEL SISTEMA DI FIG. 3. ....	14
FIGURA 2.5: ARCHITETTURA STRUTTURALE PER SIMULAZIONI PRELIMINARI DI UN SISTEMA IRON-BIRD .....	15
FIGURA 2.6: DIAGRAMMA CONCETTUALE DI UN SISTEMA DI CONTROLLO FORZA [1]. ....	16
FIGURA 2.7: SCHEMA A BLOCCHI DELLA LEGGE DI CONTROLLO ADATTATIVA CON COMPENSAZIONE DI VELOCITÀ ED ACCELERAZIONE.....	17
FIGURA 3.1: DETTAGLIO DELLA STRUTTURA MECCANICA DEL BANCO PROVA IN LABORATORIO. ....	21
FIGURA 3.2: LAYOUT GENERALE DEL SISTEMA .....	23
FIGURA 3.3: POSTAZIONE COMPLETA DEDICATA AL BANCO IN LABORATORIO CON QUADRO COMANDI. ....	24
FIGURA 3.4: SCHEMA IDRAULICO.....	25
FIGURA 3.5: ATTUATORE IDRAULICO DI CARICO BOSCH REXROTH .....	27
FIGURA 3.6: FOTOGRAFIA DEL'ATTUATORE DI CARICO.....	28
FIGURA 3.7: FORZA DI STALLO TEORICA DELL'ATTUATORE IN FUNZIONE DELLA PRESSIONE DI ALIMENTAZIONE. ...	30
FIGURA 3.8: VISTA IN SEZIONE DELLA SERVOVALVOLA .....	31
FIGURA 3.9: SIMBOLO IDRAULICO DELLA SERVOVALVOLA.....	32
FIGURA 3.10: SCHEMA DEL RICOPRIMENTO DELLA SERVOVALVOLA.....	33
FIGURA 3.11: CADUTE DI PRESSIONE ATTRAVERSO LE PORTE DELLA SERVOVALVOLA .....	34
FIGURA 3.12: CARATTERISTICA DI FLUSSO IN FUNZIONE DEL $\Delta P$ . ....	34
FIGURA 3.13: PORTATA IN FUNZIONE DELL'INTENSITÀ DEL SEGNALE DI COMANDO. ....	35
FIGURA 3.14: RISPOSTA AL GRADINO DELLO SPOSTAMENTO DEL CASSETTO AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI ALIMENTAZIONE. ....	36
FIGURA 3.15: RISPOSTA IN FREQUENZA DELLA CORSA DEL CASSETTO CON PRESSIONE DI ALIMENTAZIONE PARI A 315 BAR.....	36
FIGURA 3.16: VISTA IN SEZIONE DELLA VALVOLA DI SHUT-OFF.....	37
FIGURA 3.17: SIMBOLO IDRAULICO DELLA VALVOLA DI SHUT-OFF.....	38
FIGURA 3.18: DATI TECNICI E FOTO DELLA CELLA DI CARICO. ....	39
FIGURA 3.19: ESTRATTO DAL DATASHEET DEL TRASDUTTORE LVT .....	39
FIGURA 3.20: FOTO DEL SISTEMA DI CONTROLLO C-RIO .....	41
FIGURA 3.21: CIRCUITO FPGA.....	42
FIGURA 4.1: MODELLO DELLA SERVOVALVOLA FLAPPER/NOZZLE.....	45
FIGURA 4.2: FLUSSI ATTRAVERSO LE PORTE DELLA SERVOVALVOLA. ....	46

FIGURA 4.3: MODELLO DELL'ATTUATORE DI CARICO. ....	49
FIGURA 4.4: SCHEMA A BLOCCHI DELLA LEGGE DI CONTROLLO .....	51
FIGURA 5.1: IDENTIFICAZIONE DEI PUNTI NOTEVOLI PER L'ANALISI CINEMATICA DAL DISEGNO DEL BANCO DI PROVA. ....	53
FIGURA 5.2: SCHEMA CINEMATICO DEL GIUNTO, LA COORDINATA PRINCIPALE SCELTA PER L'IDENTIFICAZIONE DEI PARAMETRI GEOMETRICI È L'ANGOLO $\theta$ , RAPPRESENTATO IN VERDE. ....	54
FIGURA 5.3: SCHERMATA DELL'ANIMAZIONE DEL GIUNTO PER VISUALIZZARNE IL CAMPO MOBILITÀ.....	58
FIGURA 5.4: SPOSTAMENTO DEI PUNTI INTERNI DI CERNIERA DEL GIUNTO.....	59
FIGURA 5.5: RELAZIONE CINEMATICA TRA LA CORSA DEL CILINDRO DI CARICO E LA POSIZIONE ANGOLARE DEL GIUNTO.....	60
FIGURA 5.6: RELAZIONE CINEMATICA TRA LA CORSA DEL CILINDRO IN PROVA E LA POSIZIONE ANGOLARE DEL GIUNTO.....	60
FIGURA 5.7: RELAZIONE CINEMATICA TRA L'ANGOLO FORMATO DALL'ASSE DEL CILINDRO DI CARICO CON LA VERTICALE E LA POSIZIONE ANGOLARE DEL GIUNTO. ....	61
FIGURA 5.8: RELAZIONE CINEMATICA TRA L'ANGOLO FORMATO DALL'ASSE DEL CILINDRO DI PROVA CON L'ORIZZONTALE E LA POSIZIONE ANGOLARE DEL GIUNTO. ....	61
FIGURA 5.9: CORSA DEL CILINDRO IN PROVA IN FUNZIONE DELLA CORSA DEL CILINDRO DI CARICO.....	62
FIGURA 5.10: CORRISPONDENZA DELLE CORSE EFFETTIVE DEI DUE CILINDRI. ....	63
FIGURA 5.11: ANDAMENTO DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE T IN FUNZIONE DELLA POSIZIONE ANGOLARE DEL GIUNTO.....	64
FIGURA 5.12: ANDAMENTO DI $\Gamma$ IN FUNZIONE DI $\theta$ E $\theta$ . ....	65
FIGURA 5.13: ANDAMENTO DI $\Gamma$ IN FUNZIONE $\theta$ E $\theta$ .....	66
FIGURA 5.14: ANDAMENTO DI $\Gamma$ IN FUNZIONE $\theta$ E $\theta$ .....	67
FIGURA 5.15: ANDAMENTO DI $\Gamma$ IN FUNZIONE $\theta$ E $\theta$ .....	67
FIGURA 5.16: 3D REALIZZATO SU SOLIDWORKS PER IL CALCOLO DELLE INERZIE E DELLA POSIZIONE DEI CENTRI DI MASSA.....	69
FIGURA 5.17: SCHEMA PER IL CALCOLO DELLE INERZIE DEL CILINDRO RISPETTO ALLA CERNIERA O'. ....	70
FIGURA 5.18: 3D DEL GIUNTO.....	71
FIGURA 5.19: DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DEL GIUNTO.....	73
FIGURA 5.20: EQUILIBRIO DI COPPIE AGENTI SUL CLINDRO DI CARICO.....	76
FIGURA 5.21: MODELLO NON LINEARE DEL BANCO .....	78
FIGURA 5.22: SCHEMA MECCATRONICO DEL CILINDRO DI PROVA ELEVATORE PER A320 .....	79
FIGURA 5.23: SCHEMA DI UN CONTROLLORE PID.....	80
FIGURA 5.24: SCHEMA FUNZIONALE DELLA COMPENSAZIONE DEL SET DI CARICO.....	81
FIGURA 5.25: SET DI POSIZIONE SINUSOIDALE DI AMPIEZZA 10MM E FREQUENZA 3 HZ. ....	82
FIGURA 5.26: SET DI FORZA A DOPPIA ONDA TRAPEZOIDALE CON TEMPI DI SALITA E DISCESA ASIMMETRICI.....	83
FIGURA 5.27: SET DI FORZA A RAMPA.....	84

FIGURA 5.28: SET DI FORZA “A RAFFICA”; LA FORMA DEL SET VORREBBE RIPRODURRE UNA RAFFICA DI VENTO. ..	85
FIGURA 5.29: SPOSTAMENTI RISULTANTI DALLA SIMULAZIONE CON SET DI POSIZIONE SINUSOIDALE E SET DI FORZA A RAMPA. ....	86
FIGURA 5.30: FORZE RISULTANTI DALLA SIMULAZIONE CON SET DI POSIZIONE SINUSOIDALE E SET DI FORZA A RAMPA.....	86
FIGURA 5.31: INGRADIMENTO DELLA FIGURA 28.....	87
FIGURA 5.32: SPOSTAMENTI RISULTANTI DALLA SIMULAZIONE CON SET DI POSIZIONE TRAPEZOIDALE E SET DI FORZA A RAMPA. ....	88
FIGURA 5.33: FORZE RISULTANTI DALLA SIMULAZIONE CON SET DI POSIZIONE TRAPEZOIDALE E SET DI FORZA A RAMPA.....	89
FIGURA 5.34: SPOSTAMENTI RISULTANTI DALLA SIMULAZIONE CON SET DI POSIZIONE SINUSOIDALE E SET DI FORZA “A RAFFICA”. ....	90
FIGURA 5.35: FORZE RISULTANTI DALLA SIMULAZIONE CON SET DI POSIZIONE SINUSOIDALE E SET DI FORZA “A RAFFICA”. ....	91
FIGURA 5.36: SPOSTAMENTI RISULTANTI DALLA SIMULAZIONE CON SET DI POSIZIONE TRAPEZOIDALE E SET DI FORZA “A RAFFICA”. ....	92
FIGURA 5.37: FORZE RISULTANTI DALLA SIMULAZIONE CON SET DI POSIZIONE TRAPEZOIDALE E SET DI FORZA “A RAFFICA”. ....	92
FIGURA 5.38: PANNELLO FRONTALE DELL’APPLICATIVO LABVIEW .....	93
FIGURA 5.39: ESTRATTO DEL DIAGRAMMA A BLOCCHI DELLA FUNZIONE PRINCIPALE DELL’APPLICATIVO LABVIEW.....	94
FIGURA 5.40: RAPPORTO DI TRASMISSIONE “STATICO” DELLA FORZA A MONTE E VALLE DEL GIUNTO. ....	97
FIGURA 5.41: INGRANDIMENTO DEL CONFRONTO TRA I METODI DI COMPENSAZIONE PER LE RISPOSTE AL SET DI POSIZIONE SINUSOIDALE E AL SET DI FORZA A RAMPA. ....	98
FIGURA 5.42: INGRANDIMENTO DEL CONFRONTO TRA I METODI DI COMPENSAZIONE PER LE RISPOSTE AL SET DI POSIZIONE SINUSOIDALE E AL SET DI FORZA “A RAFFICA”. ....	99
FIGURA 5.43: INGRANDIMENTO DEL CONFRONTO TRA I METODI DI COMPENSAZIONE PER LE RISPOSTE AL SET DI POSIZIONE TRAPEZOIDALE E AL SET DI FORZA A RAMPA. ....	99
FIGURA 5.44: INGRANDIMENTO DEL CONFRONTO TRA I METODI DI COMPENSAZIONE PER LE RISPOSTE AL SET DI POSIZIONE TRAPEZOIDALE E AL SET DI FORZA “A RAFFICA”. ....	100

# 1. Introduzione

La seguente tesi riassume il lavoro di modellazione e sperimentazione svolto su di un banco prova idraulico di controllo forza per attuatori di volo.

Il banco in esame è meccanicamente costituito da un telaio comune su cui sono ancorate una culla, che ospita un attuatore idraulico di carico, e una piastra di supporto per l'attuatore in prova; i due cilindri sono posizionati su due assi, giacenti sullo stesso piano, tra loro circa ortogonali e sono accoppiati tramite un giunto a manovella. Lo scopo del banco è quello di generare, tramite l'attuatore idraulico di carico, una forza, resistente o trascinante, sull'asse del cilindro in prova. Il banco di prova in questione è in costante sviluppo al fine di essere utilizzato per prove di diagnostica e prognostica di attuatori di volo naturalmente o artificialmente degradati.

L'oggetto di studio della tesi è stata la modellazione cinematica e dinamica del giunto del banco e, in vista di una imminente sperimentazione, la scrittura di un applicativo in grado di compensarne in tempo reale le dinamiche.

In una prima fase dello studio è stata condotta un'indagine bibliografica sulla tematica dei banchi prova di controllo forza per attuatori di controllo di volo. L'industria aerospaziale, infatti, si serve di questi banchi per sottoporre i servoattuatori a delle sollecitazioni che possano riprodurre quanto più fedelmente possibile le condizioni di carico aerodinamico durante il volo. Un'applicazione notevole è l'integrazione in sistemi noti come *iron-bird*: i controlli di volo, il sistema di atterraggio e tutti i componenti del sistema idraulico sono connessi insieme ad un banco comune nello stesso modo in cui sono montati sul velivolo. Un computer di simulazione della meccanica del volo, anch'esso parte del banco, chiude il *loop* aerodinamico e simula le dinamiche del velivolo e del motore. Con questa architettura è possibile verificare le prestazioni dell'intero sistema di controllo del velivolo per diagnostica, prognostica, verifica o per istruire nuovi piloti in un ambiente di tipo *hardware-in-the-loop*.

Nel capitolo di descrizione del banco sono riportati in dettaglio gli schemi di funzionamento e i singoli componenti del banco di controllo forza con le relative specifiche tecniche. I relativi modelli matematici, da cui era già stato sviluppato un modello numerico, sono riportati nel capitolo successivo.

La fase di studio del giunto è cominciata con l'analisi cinematica del sistema giunto-attuatore di carico, caratterizzato da un rapporto di trasmissione non costante, in modo da tale legare analiticamente tra loro tutte le variabili cinematiche di interesse. Successivamente si è passati allo studio dinamico del sistema con il calcolo delle inerzie al CAD e la scrittura delle equazioni di equilibrio dinamico. Entrambe le analisi sono state condotte in ambiente MatLAB da cui è stato ricavato un modello Simulink del giunto successivamente integrato nel modello complessivo, già presente, del banco.

Infine, invertendo la dinamica del giunto, è stato implementato su LabVIEW un applicativo per FPGA di compensazione in *feed-forward* a monte del sistema di controllo dell'attuatore di carico; tale compensazione fa in modo che la forza richiesta, a valle del giunto, sull'attuatore in prova venga generata dal cilindro di carico al netto delle dinamiche del giunto.

## 2. Indagine bibliografica: una panoramica sullo stato dell'arte

I banchi di prova per l'analisi delle prestazioni degli attuatori di controllo per il volo sono, ormai, pratica comune nell'industria aerospaziale. Gli attuatori di controllo posizione che muovono le superfici di governo dei velivoli, infatti, durante il volo sono soggetti a condizioni di carico dinamico molto severe e piuttosto variabili. Al fine di valutare le prestazioni di questi servosistemi, sono necessari dei banchi di prova in grado di generare forze trascinanti o resistenti sullo stelo traslante, corrispondenti ad azioni aerodinamiche, raffiche, inerzia e rigidità di carico agenti sulla superficie controllata [1]. Le prove sperimentali permettono, dunque, di verificare le *performance* statiche e dinamiche degli attuatori di controllo in accordo con le specifiche tecniche imposte dagli organi di approvazione.

In questi banchi gli attuatori in prova sono tipicamente installati in strutture meccaniche che devono replicare la rigidità e l'inerzia effettivamente presenti una volta montati sui velivoli e questo si ottiene rispettivamente per mezzo di una barra di torsione e di una massa variabile come visibile in fig. 2.1 [1, 2, 3].

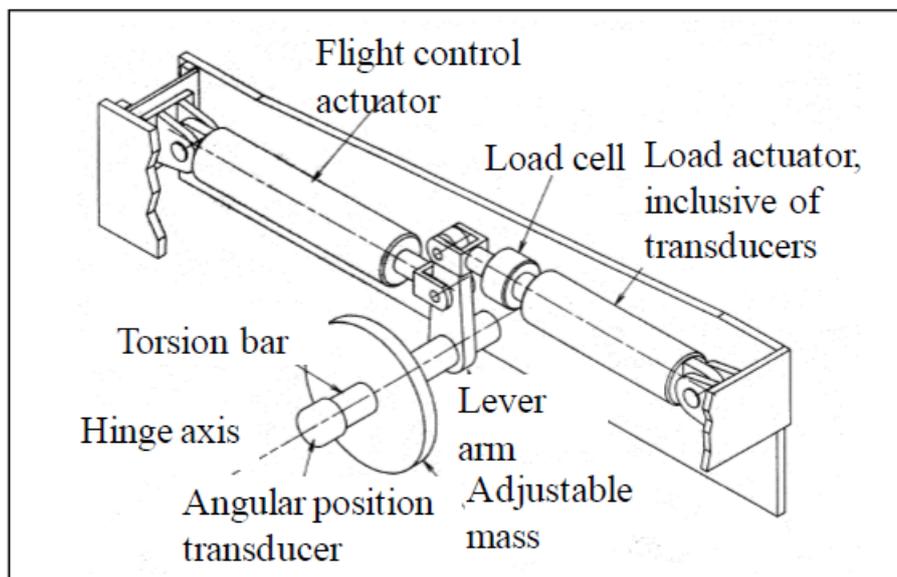


Figura 2.1: Esempio di struttura meccanica di un banco di prova per attuatori di controllo per il volo

Per effettuare le prove, gli attuatori di volo - controllati in posizione - devono essere sollecitati con un carico esterno compatibile con le reali forze aerodinamiche che si generano durante le manovre del velivolo anche tenendo conto dell'eventualità di raffiche o turbolenze. Generalmente, per questa tipologia di applicazioni, si fa uso di servosistemi idraulici equipaggiati con una cella di carico e un trasduttore di velocità; con la cella di carico si chiude l'anello di retroazione di forza mentre col *feedback* di velocità si compensa il disturbo di velocità che, di fatto, per l'attuatore di carico in controllo forza risulta essere il disturbo di maggior entità.

La tematica del controllo forza è attualmente oggetto di studio in molti campi tra cui la robotica, l'ingegneria sismica e l'industria dell'autoveicolo [6, 7, 8]. Il focus di questa ricerca bibliografica è stato posto sulle applicazioni aeronautiche e sulle differenti soluzioni adottate per i banchi prova di servoattuatori di volo, sia per quanto concerne le architetture strutturali del sistema banco, sia per le rispettive strategie di controllo adottate.

In generale, un banco di prova elettroidraulico in controllo forza è costituito da alcuni componenti fondamentali comuni, a prescindere da quale sia l'architettura strutturale o il tipo di controllo (fig. 2.2).

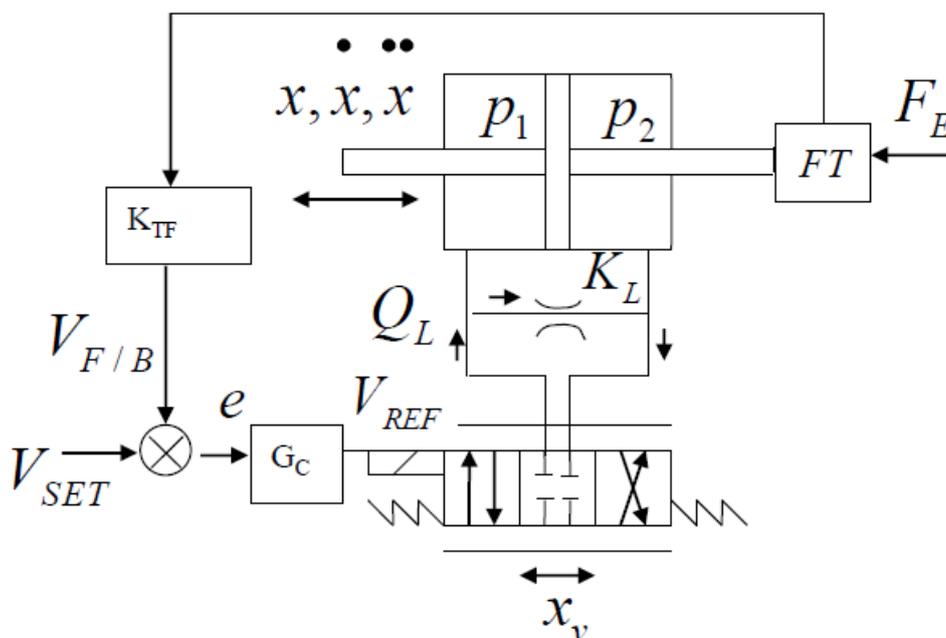


Figura 2.2: Schema fondamentale di un servosistema elettroidraulico di controllo forza

L'attuatore di carico, che ha il compito di sviluppare la forza richiesta, è un cilindro idraulico dotato di un trasduttore di forza e comandato da una servovalvola elettroidraulica. La linea idraulica, generalmente collegata ad una centrale idraulica, prevede una linea di mandata ad alta pressione (costante) ed una linea di ritorno a bassa pressione. Il circuito idraulico è, solitamente, dotato di uno o più accumulatori per minimizzare le fluttuazioni di pressione e di una valvola di *shut-off* di sicurezza.

Il servosistema riceve il comando di forza sottoforma di segnale in tensione ( $V_{set}$ ) che viene confrontato, attraverso un sommatore, con l'effettiva misura di forza in arrivo dal trasduttore, anch'essa in tensione ( $V_f/b$ ). L'errore risultante tra le due misure ( $e$ ) viene processato dal blocco di controllo ( $G_c$ ), solitamente assimilabile ad una funzione di trasferimento lineare. La servovalvola riceve un riferimento di tensione/corrente dal sistema di controllo e comanda lo spostamento del cassetto del suo stadio principale. Lo spostamento del cassetto permette il flusso di olio attraverso le luci di passaggio della valvola verso le camere del cilindro in una direzione determinata dalla polarizzazione elettrica del segnale di comando. Come visibile dallo schema, tra le linee idrauliche che vanno dal cilindro alla servovalvola sovente è interposta una linea di *by-pass*, come da prassi per questi sistemi per migliorarne le caratteristiche di risposta dinamica. La portata di olio ad alta pressione raggiunge una delle camere del cilindro idraulico e, per via di un accumulo locale di fluido, crea una differenza di pressione tra le superfici d'influenza dello pistone generando così una forza. La forza generata viene misurata da una cella di carico posizionata sullo stelo del cilindro. Questa misura in tensione va, infine, a chiudere l'anello di retroazione quando viene confrontata col *set* nel sommatore.

La forza generata viene trasmessa all'attuatore in prova per mezzo di un giunto che dipende dal tipo di architettura scelta per il banco; l'attuatore in prova può essere di natura diversa, tanto elettroidraulica quanto elettromeccanica, e avrà un suo indipendente sistema di controllo di posizione.

Un primo esempio di questo tipo di banchi di prova è riscontrabile nello studio di Y. Nam [4] il cui schema è visibile in fig. 2.3.

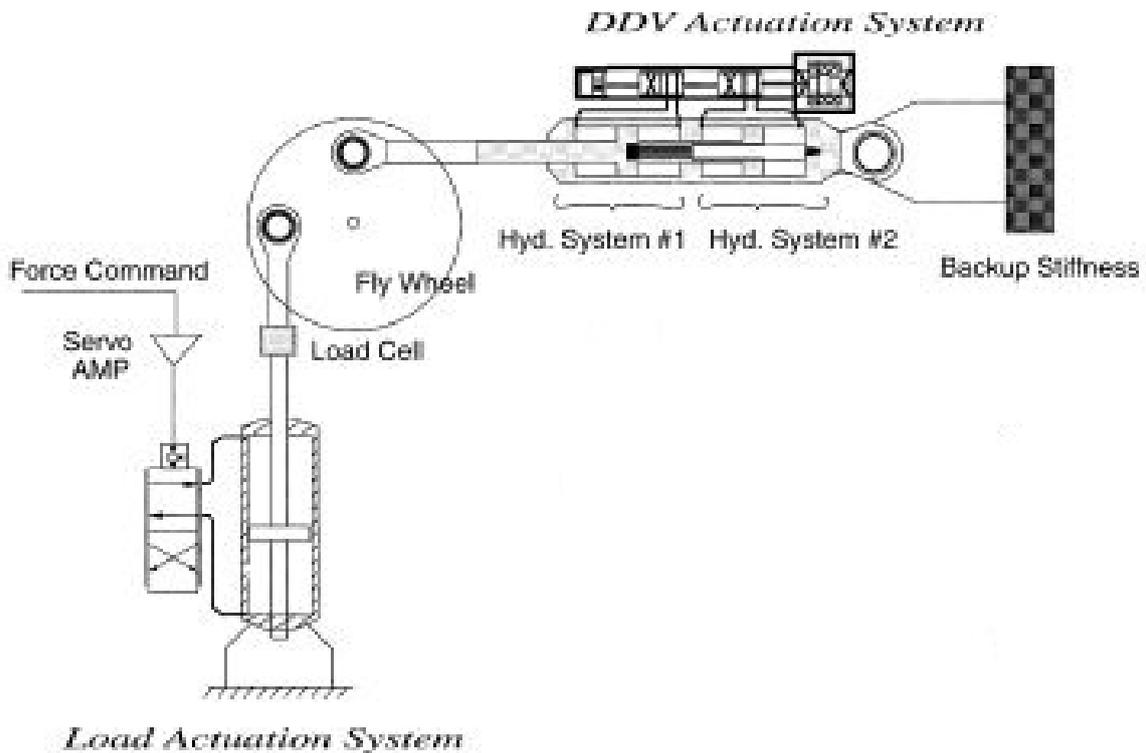


Figura 2.3: Schema di un banco di prova con configurazione degli attuatori ad assi ortogonali.

In questa applicazione l'attuatore di carico è, come sopra descritto, un attuatore idraulico accoppiato ad una servovalvola mentre l'attuatore in prova è di tipo *Direct Drive Valve*; la configurazione adottata presenta i due servoattuatori montati su due assi ortogonali per aumentare la compattezza del sistema e ridurre gli ingombri. Entrambi i cilindri sono incernierati in un'estremità a dei rispettivi telai fissi, mentre i *rod end* degli steli sono incernierati su una staffa calettata su un albero (fig. 2.4).



avvale dei diagrammi di Nichols e necessita dell'aggiunta di una funzione di prefiltraggio a monte del sistema.

Una metodologia di controllo robusto è stata seguita anche dai ricercatori di Pisa [5] per il progetto dell'*Iron Bird* in vista della prova degli attuatori di volo in un ambiente “*real-time/Man-in-the-Loop/Hardware in the Loop*”, secondo lo schema strutturale di fig. 2.5.

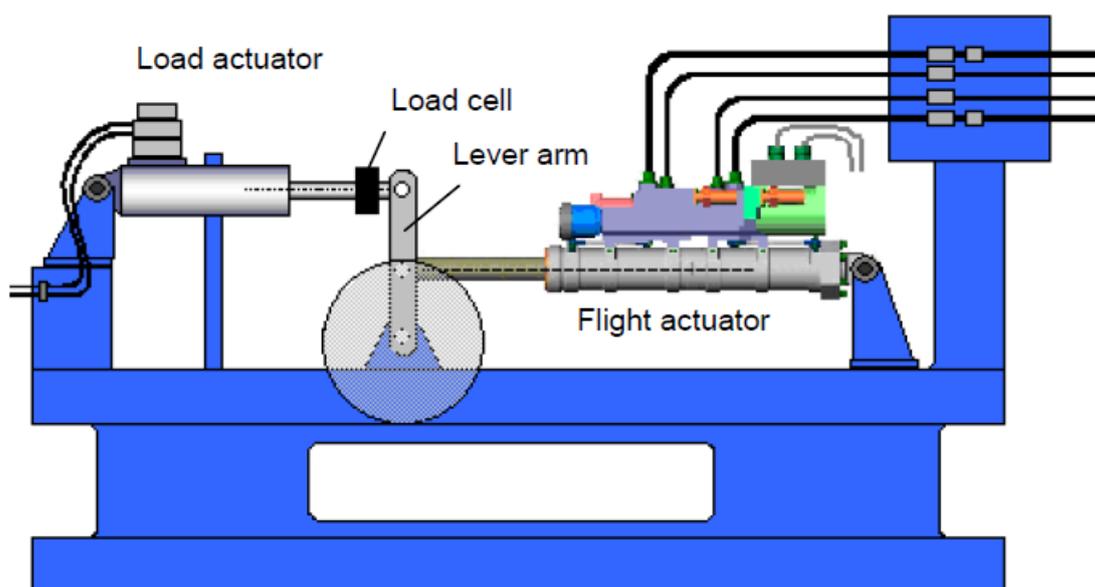


Figura 2.5: Architettura strutturale per simulazioni preliminari di un sistema iron-bird

In questa configurazione gli attuatori sono su assi paralleli sempre incernierati per un'estremità al rispettivo telaio fisso mentre gli steli sono incernierati su un braccio di leva comune; entrambi gli attuatori sono servoattuatori idraulici con servovalvola dedicata. Dagli autori vengono analizzate le fonti di incertezza del modello di diversa natura: incertezze di rigidità dei componenti strutturali del banco, incertezze sulla rigidità dell'attuatore in prova e incertezze sui parametri idraulici. Dopodiché, contestualmente al modello LTI nominale del sistema, viene analizzata la risposta in frequenza della famiglia di modelli generati dalle incertezze analizzate. Successivamente attraverso la tecnica del *Loop-Shaping*, che consiste nell'imporre una funzione di *open-loop* ideale, si sceglie la funzione di controllo da applicare. In aggiunta a questo, secondo gli autori è necessaria una compensazione di accelerazione al fine di neutralizzare i disturbi dovuti al movimento del velivolo. La loro conclusione è che, avendo

basato l'analisi su un sistema Lineare Tempo Invariante, le *performance* del controllo saranno strettamente legate alla fedeltà del modello nominale del sistema e ritengono fondamentale, prima dell'utilizzo nell'*hardware in the loop*, la formulazione di un modello non lineare che possa verificare la bontà del controllo proposto.

Il banco prova riportato da Jacazio, Sorli e Ferrara [1], la cui architettura generale è visibile in fig. 2.1 e fig. 2.6, prevede che il carico sull'attuatore di controllo di volo venga generato da un attuatore idraulico comandato da una servovalvola, alloggiato in un modulo strutturale e alimentato da una linea di potenza idraulica dedicata.

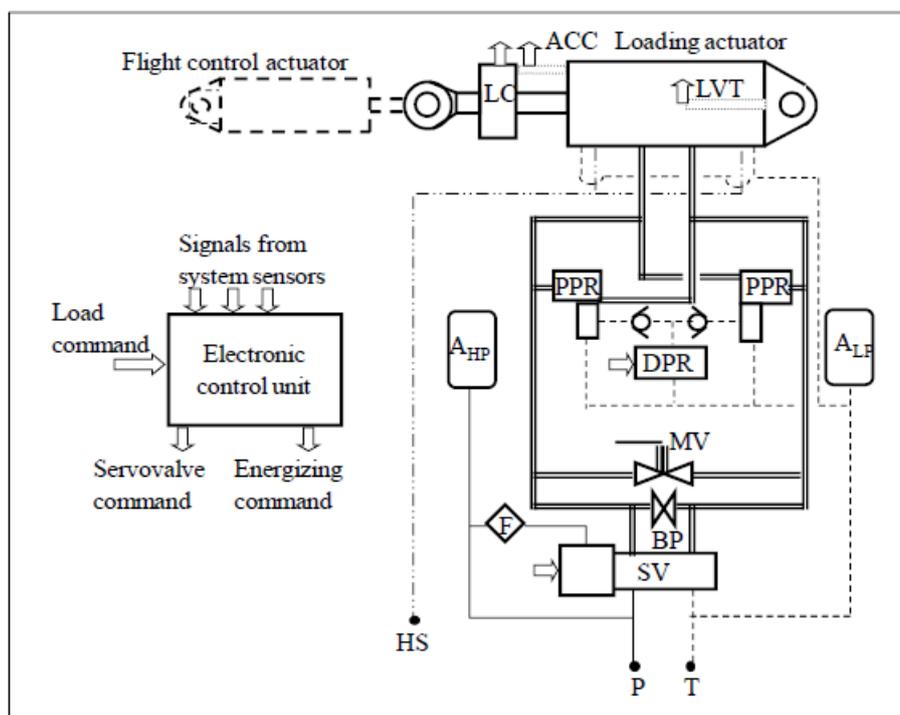


Figura 2.6: Diagramma concettuale di un sistema di controllo forza [1].

L'attuatore di carico è costituito da un cilindro idraulico, un modulo valvola e trasduttori di velocità, forza e accelerazione; il cilindro idraulico è un martinetto a doppio effetto, con uguali superfici di spinta ed attrito estremamente ridotto grazie all'uso di un sostentamento idrostatico; l'attuatore ha un'alta capacità di carico laterale ed è incernierato tramite giunti sferici a gioco nullo.

Il modulo strutturale, visibile ad inizio capitolo in Fig.1, vede il *rod end* dell'attuatore di volo montato su una leva che può ruotare attorno ad una cerniera, come effettivamente è vincolato sul velivolo. Sulla leva rotante è montata una barra di torsione su cui è calettato un disco di massa regolabile avente la stessa inerzia della superficie di governo. La novità di questo sistema rispetto a tutti gli altri presi in considerazione consiste nell'introduzione della barra di torsione: grazie a questa, infatti, è possibile introdurre una rigidità nel sistema in modo tale che il sistema massa/molla equivalente risultante abbia la stessa frequenza di risonanza del sistema attuatore/superficie di governo del velivolo. Lo schema a blocchi del controllo forza è riportato in fig. 2.7.

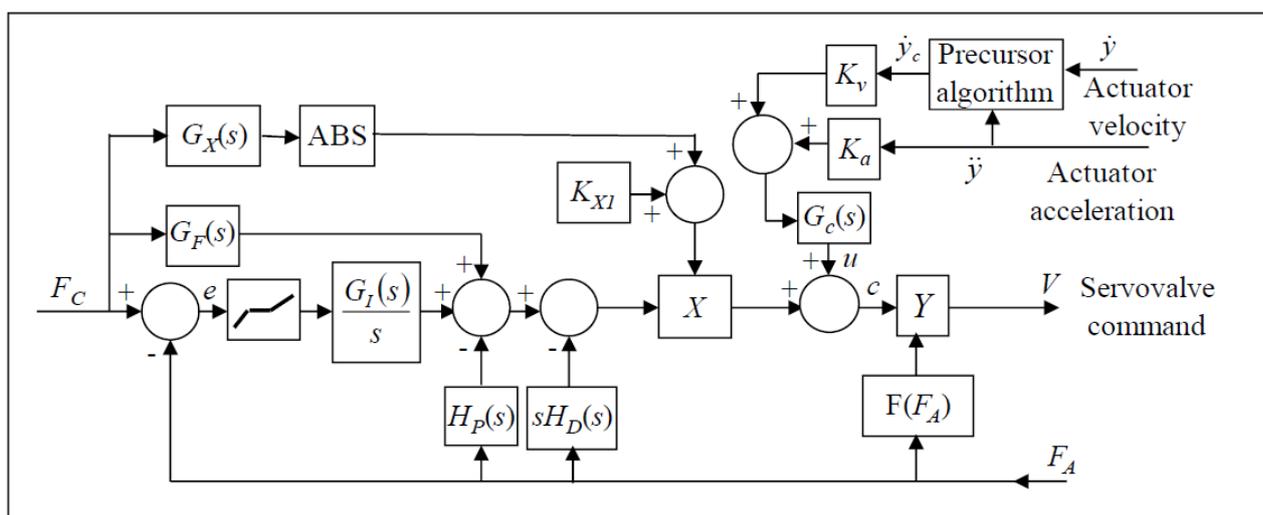


Figura 2.7: Schema a blocchi della legge di controllo adattativa con compensazione di velocità ed accelerazione.

La legge di controllo è costruita a partire da un nucleo centrale PID (Proporzionale Derivativo Integrativo) di cui, però, la sola componente integrativa agisce sull'errore di anello mentre le componenti derivativa e proporzionale agiscono sul solo ramo di retroazione: questa particolare soluzione garantisce un ottimo compromesso tra stabilità ed accuratezza. Come visibile dallo schema a blocchi, la funzione di controllo presenta due rami di *feed-forward*: il primo,  $G_F(s)$ , moltiplica il comando di forza e va a sommarsi all'uscita dell'integratore in modo da rendere il sistema più responsivo creando una sorta di "disturbo" di forza nella giusta direzione quando il comando cambia; il secondo,  $G_X(s)$ , sostanzialmente calcola la derivata nel tempo del segnale di comando in modo da creare un guadagno di anello variabile, più grande quando la velocità

di comando è alta e la servovalvola lavora lontano dallo zero idraulico. Il segnale  $u$  di compensazione è algebricamente sommato all'uscita  $X$  del blocco di controllo e questo segnale è la somma dei termini di compensazione di accelerazione e velocità. Per aumentare ulteriormente l'efficacia di questa compensazione, la velocità rilevata viene prima processata da un algoritmo precursore che tiene conto del fatto che la servovalvola risponde con un tempo di ritardo dovuto alle sue dinamiche. Il segnale  $c$  risultante dalla somma del blocco di controllo e le compensazioni, infine, è moltiplicato per un guadagno variabile  $Y$ , che è funzione del valore istantaneo della forza generata dall'attuatore. Si introduce questo guadagno perché la caratteristica flusso-pressione del sistema servovalvola-orifizio di *by-pass* è funzione non lineare del differenziale di pressione tra le linee di controllo della servovalvola e, quindi, funzione della forza sviluppata. La funzione di forma  $F(F_A)$  modifica il guadagno  $Y$  in maniera tale da opporsi alla variazione fisica del guadagno in flusso del sistema servovalvola-orifizio. In questo modo il guadagno totale dell'anello è meno influenzato dal valore attuale di forza.

## Bibliografia del capitolo

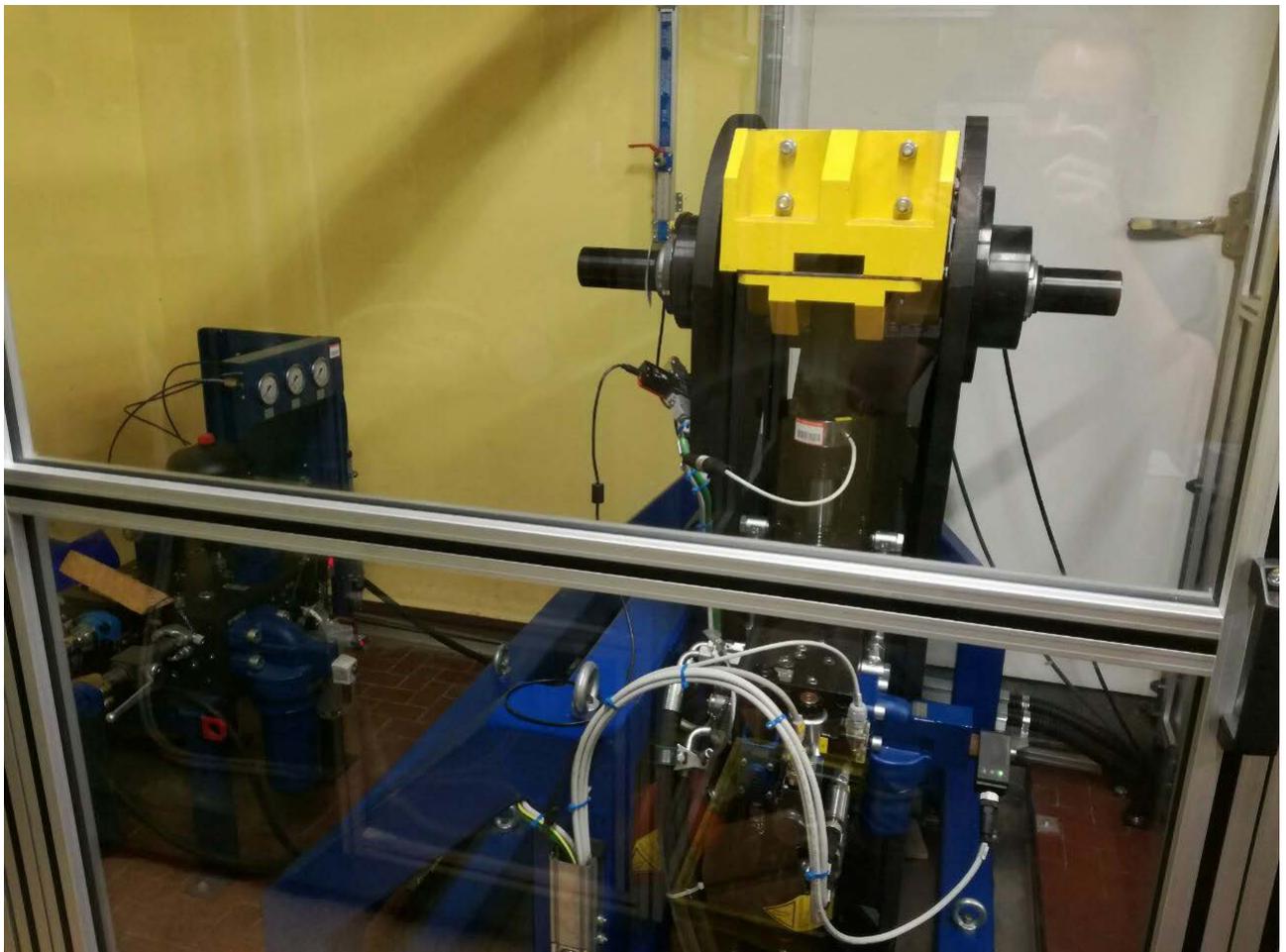
- [1] Jacazio G., Sorli M., Ferrara D., "Smart force control system for real time loading of primary flight control actuators." *5th Int. Conf. on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components*. pp. 143-151. Toulouse, France, June13-14, (2012).
- [2] Jacazio G., Balossini G., "Real-Time loading actuator control for an advanced aerospace test rig." *Proc. IMechE* Vol. 221 Part. I (2007): pp.199-210. DOI 10.1243/09596518JSCE269.
- [3] Bertucci A., Jacazio G., Mornacchi A., Sorli M., "A real time controlled test rig for high bandwidth force control." *8<sup>th</sup> FPNI Ph.D Symposium on Fluid Power*. FPNI2014-7813: pp. V001T05A006. Lappeenranta, Finland, June 11–13, (2014). DOI 10.1115/FPNI2014-7813.
- [4] Yoonsu N., "QFT force loop design for the aerodynamic load simulator." *IEEE* Vol.37 No.4 (2001): pp. 1384-1392. DOI 10.1109/7.976973
- [5] Di Rito G., Denti E., Galatolo R., "Robust force control in a hydraulic workbench for flight actuators." *IEEE Conf. on Computer-Aided Control System Design*. pp 807-813. Munich, Germany, October 4-6, (2006). DOI 10.1109/CACSD-CCA-ISIC.2006.4776749.
- [6] Yu T., Zhencai Z., Gang S., "Design and experimental evaluation of feedforward controller integrating filtered-x LMS algorithm with applications to electro-hydraulic force control systems." *Proc IMechE Part C* Vol.230 No.12 (2016): pp. 1951-1967. DOI 10.1177/0954406215584810.
- [7] Seung G. B., Hyoung K. K., Ki T. A., Ho G. Y., Ja C. K., "Study on iterative method of electro-hydraulic actuator in force control." *8th IEEE Int. Conf. on Automation Science and Engineering*. 978-1-4673-0430-6: pp. 178-183. Seoul, South Korea, August 20–24, (2012) DOI 10.1109/CoASE.2012.6386496.

[8] Ledezma, J. A., De Negri V. J., De Pieri E. R., "New approach for hydraulic force control based on hydraulic compliance." *Int. Conf. on Fluid Power and Mechatronics*. 978-1-4799-8770-2: pp. 454-459. Harbin, China, August 5–7, 2015. DOI 10.1109/FPM.2015.7337160 (2015)

### 3. Componenti del banco

#### 3.1 Schema generale del banco

Il banco prova idraulico, situato nel laboratorio di Meccatronica e Servosistemi del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale (DIMEAS) del Politecnico di Torino, è mostrato in dettaglio in fig. 3.1.



*Figura 3.1: Dettaglio della struttura meccanica del banco prova in laboratorio.*

La struttura meccanica del banco è costituita da un supporto (in blu) sul quale è ancorata, tramite giunzione filettata, una culla (in nero) che ospita un attuttore idraulico idrosostentato a basso attrito, i trasduttori, un giunto (in giallo) e una piastra di supporto per l'attuttore in prova che

in foto non è visibile perché momentaneamente smontata. Sulla sinistra è visibile la componentistica idraulica interfacciata con la centrale idraulica del Politecnico mentre sulla destra sono visibili i cablaggi schermati che comunicano con l'armadio di acquisizione e controllo.

La fig. 3.2 mostra il layout semplificato del banco prova, evidenziando il collegamento fra l'attuatore di carico (HLA) e l'attuatore in prova (AUT), per esempio di tipo EMA (elettromeccanico), costituito da una cerniera ad asse fisso. Nella figura vengono mostrati con maggiore dettaglio: i trasduttori (velocità LVT, cella di carico LC e l'encoder angolare EA montato sull'asse della cerniera fissa), i collegamenti con la servovalvola (SV) e l'EMA e l'*hardware* ad essi dedicato per il controllo/acquisizione contenuto nell'armadio di acquisizione e controllo (ACC).

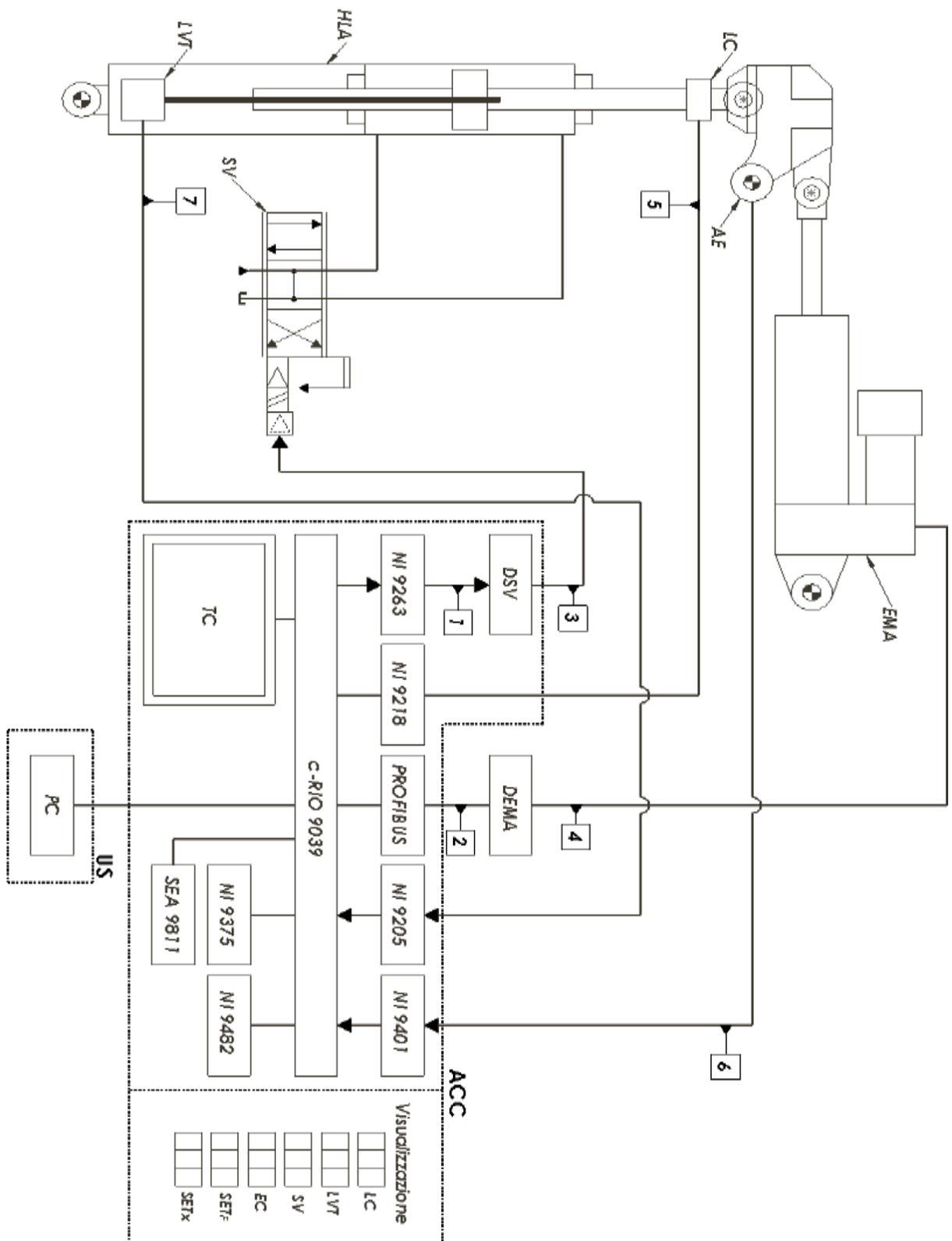


Figura 3.2: Layout generale del sistema

In fig. 3.3 è mostrata la foto della postazione completa del banco conforme al *layout* di fig. 3.2; come si può vedere, per motivi di sicurezza la struttura meccanica è stata isolata dall'ambiente di acquisizione e controllo tramite una gabbia. Inoltre è visibile il pannello di comando integrato nell'armadio elettrico e dotato di pulsanti, potenziometri e un'interfaccia touch screen; grazie a questa, attraverso un software LabVIEW dedicato sviluppato dai ricercatori del Politecnico, sono possibili la manutenzione, la diagnostica, l'acquisizione dei dati e il controllo del banco.



*Figura 3.3: Postazione completa dedicata al banco in laboratorio con quadro comandi.*

### 3.2 Schema idraulico

La fig. 3.4 mostra lo schema idraulico dell'attuatore di carico, a valle del *manifold*.

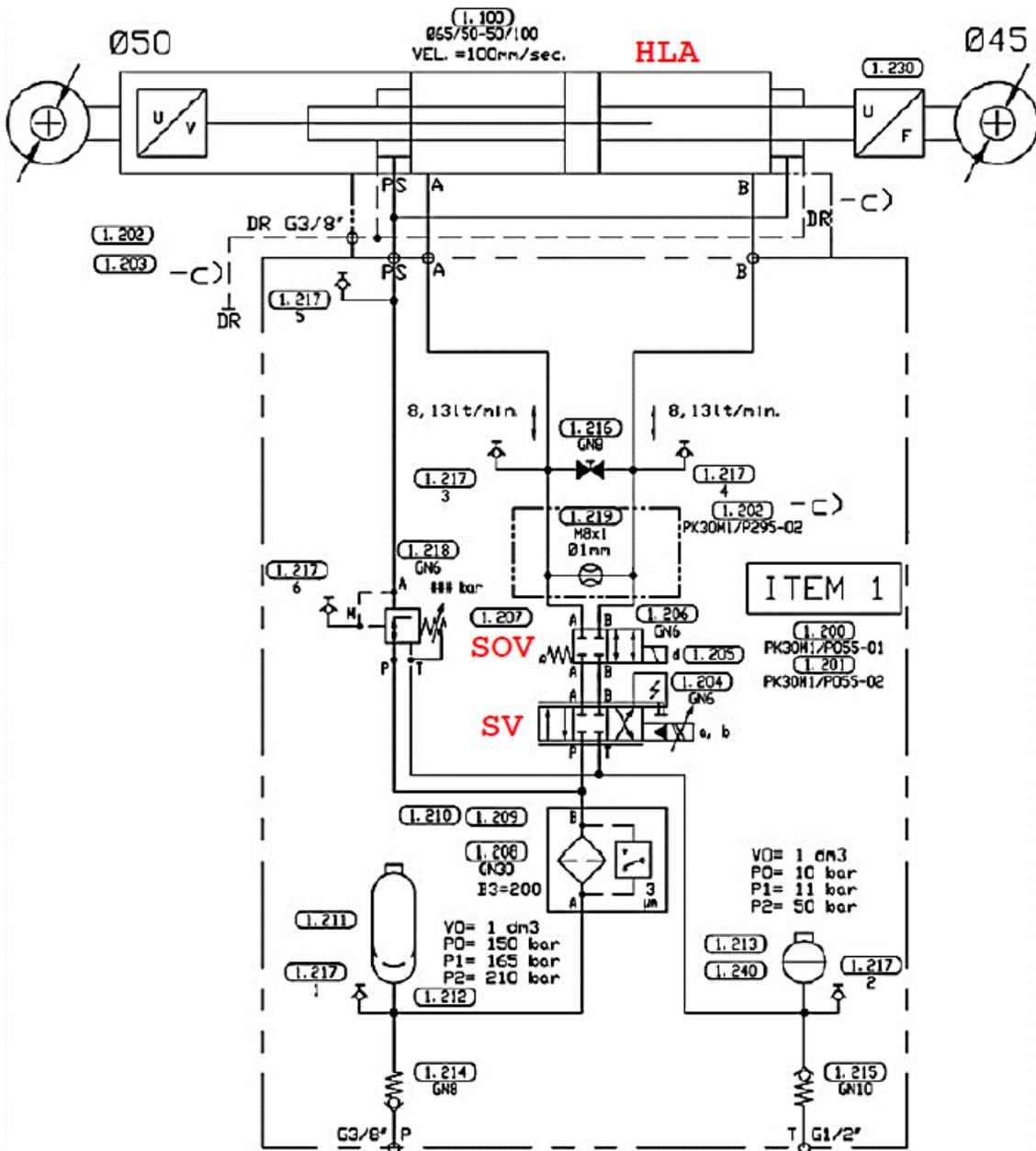


Figura 3.4: Schema idraulico

Partendo dal basso, sono evidenziate le porte di mandata e di scarico, indicate rispettivamente con le lettere P e T, da collegare al *manifold* mediante delle condotte idrauliche. Sulla linea di

mandata, sono presenti in ordine una valvola di non ritorno (1.214), l'accumulatore a 15 MPa (1.212) ed il filtro. Successivamente la linea di mandata finisce sulla bocca d'alimentazione della SV (1.204). Si nota che la linea d'alimentazione a valle del filtro si dirama e non tutto l'olio ad alta pressione è destinato alla servovalvola: infatti, parte di questo passa per un riduttore di pressione (1.218) e viene sfruttato per l'idro-sostentamento dello stelo (linea indicata con PS a valle del riduttore). A valle della servovalvola si hanno le due linee che la collegano alle camere del cilindro (1.100), indicate con A e B. Con questa convenzione, quando si alimenta la linea A l'attuatore è in fase di estensione, mentre quando si alimenta la linea B è in contrazione. In aggiunta, interessano le linee A e B la valvola di *shut-off* (1.205) e un foro di *by-pass* (1.219), la cui funzione verrà descritta in seguito. Con l'etichetta 1.240 viene indicato l'accumulatore a 1 MPa. Si conclude questa breve descrizione dello schema idraulico citando la linea DR, dedicata al drenaggio dell'aria eventualmente presente nelle camere del cilindro.

### ***3.3 Attuatore di carico (HLA)***

L'attuatore di carico, mostrato in fig. 3.5, è un cilindro idraulico a basso attrito con idro-sostentamento dello stelo prodotto dalla Bosch Rexroth. Il componente ospita nella carcassa un sensore di velocità del tipo LVT, con interfaccia elettrica situata nella parte inferiore dell'attuatore. Installata sullo stelo è presente una cella di carico per il *feedback* di forza. Entrambi i sensori verranno descritti nel seguito.

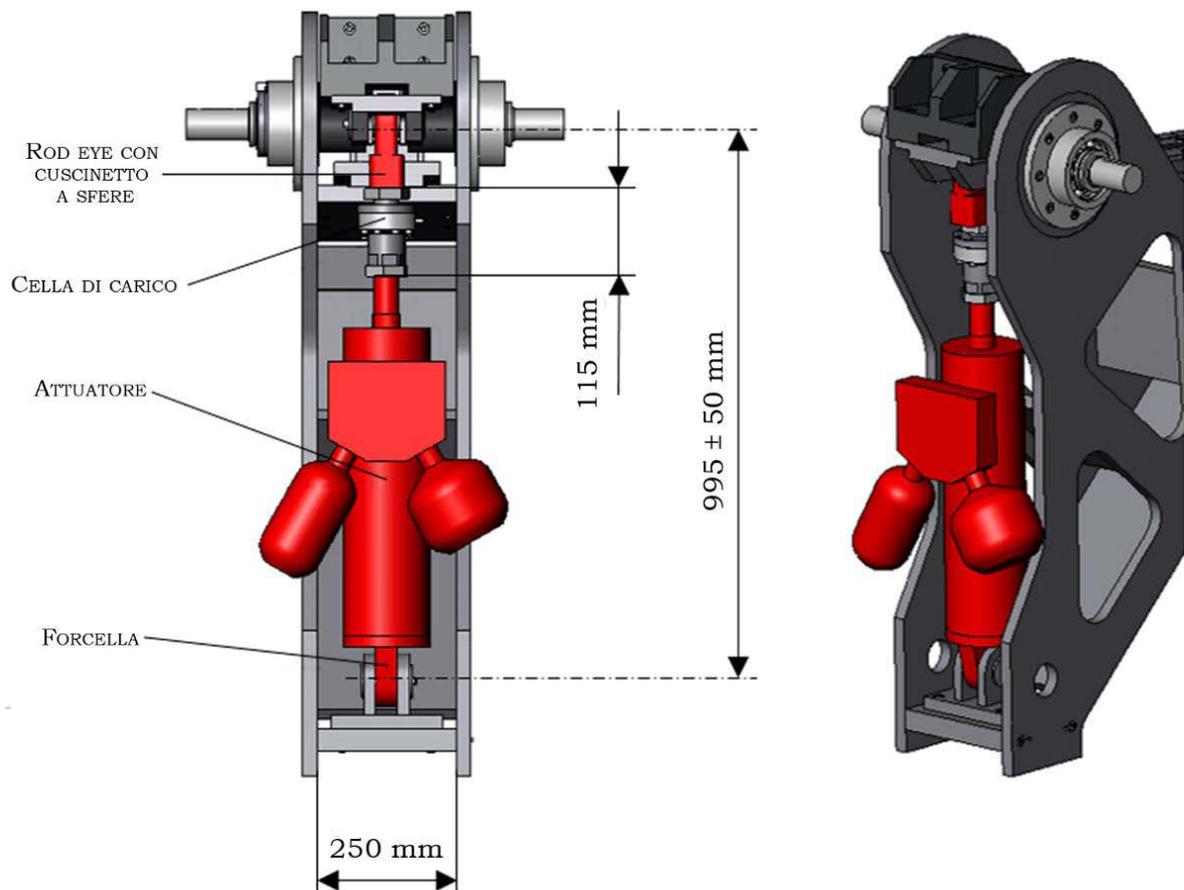


Figura 3.5: Attuatore idraulico di carico Bosch Rexroth

Le caratteristiche principali dell'attuatore sono le seguenti:

- diametro pistone: 65 mm;
- diametro stelo: 50 mm;
- area di spinta: 13,5 cm<sup>2</sup>;
- corsa nominale: 100 mm;
- corsa totale: 120 mm;
- forza di attrito inferiore ai 50 N;
- pressione di prova: 48 MPa (secondo norma EN 10216);
- pressione di scoppio: 72 MPa (secondo norma EN 10216);

- capacità di carico laterale: 4000 N;
- sostentamento idraulico su entrambi i lati dello stelo;
- trasduttore di velocità Trans-Tek integrato;
- forza di stallo alla pressione di 21 MPa: 25000 N.

In fig. 3.6 è mostrata una foto dell'attuatore.



Figura 3.6: Fotografia dell'attuatore di carico

In giallo è stato evidenziato il *rod eye*, che funge da giunzione con l'elemento a gomito. La cella di carico, colorata in rosso, funge da giunto meccanico tra il *rod eye* e l'asta del cilindro

idraulico, il quale è indicato in verde scuro. In azzurro, si evidenzia la locazione del connettore del trasduttore di velocità. La valvola di *shut-off*, in verde chiaro, funge da battuta per la servovalvola, evidenziata in blu. In viola e arancione, sono mostrati rispettivamente l'accumulatore sulla linea di mandata e quello sulla linea di ritorno.

Gli accumulatori, aventi entrambi una capacità di un litro, consentono di stabilizzare le fluttuazioni di pressione sulle linee idrauliche nella quali sono installati. Quello sulla linea di mandata è pressurizzato a 15 MPa, mentre quello sulla linea di ritorno a 1 MPa.

L'attuatore è stato dimensionato per una pressione di linea pari a 21 MPa, consentendo una pressione massima di 31,5 MPa. Le reali condizioni operative prevedono una pressione d'alimentazione di 14 MPa.

La forza di stallo teorica dell'attuatore, con riferimento alla schema idraulico di fig. 3.4, è rappresentata in fig. 3.7 al variare della pressione di alimentazione  $PP$ , assumendo le seguenti ipotesi:

- pressione di ritorno  $PT = 0$  bar;
- forze d'attrito interne al cilindro trascurabili;
- leakage attraverso le camere ed attraverso il by-pass nullo.

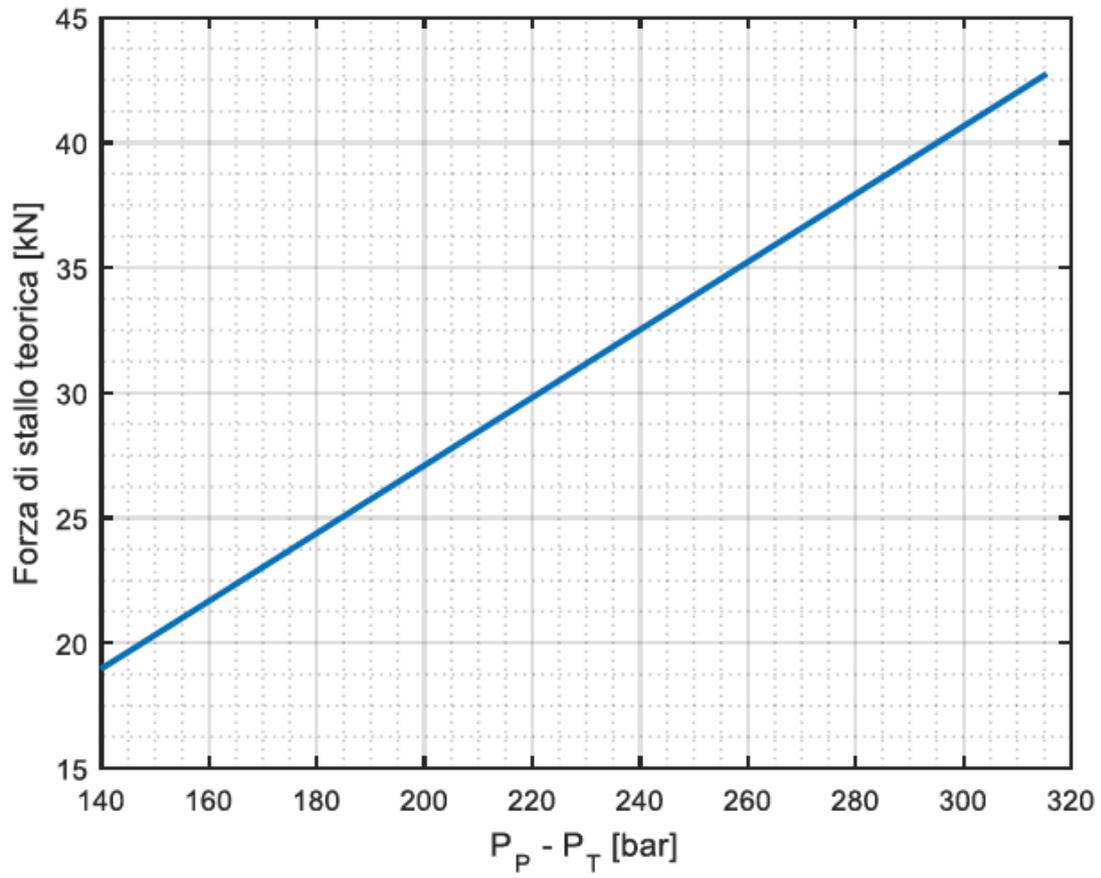


Figura 3.7: Forza di stallo teorica dell'attuatore in funzione della pressione di alimentazione.

### 3.4 Servovalvola (SV)

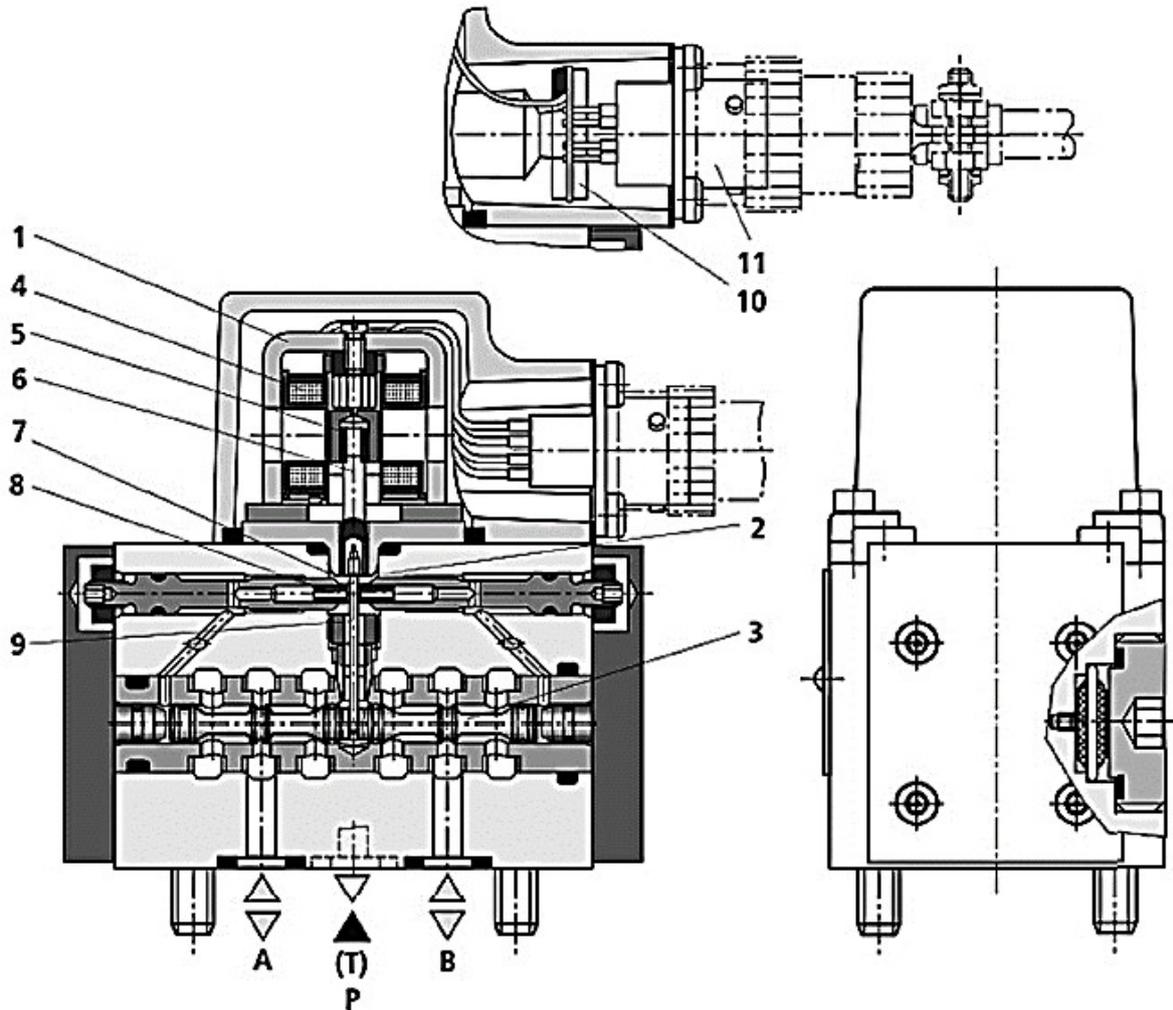


Figura 3.8: Vista in sezione della servovalvola

Il modello della servovalvola, prodotta dalla Bosch Rexroth, è il 4WSE2EM-6-2X-20-8-ET 315-K17-E-V.

Con riferimento alla Figura 8, questa prevede la presenza di un convertitore elettromeccanico “torque motor” (1) e di un amplificatore idraulico “flapper nozzle” (2), connesso al torque motor tramite un feedback meccanico. Grazie ad un segnale d’ingresso elettrico sulle bobine (4) del motore di comando si produce, tramite un magnete permanente, forza sull’ancora (5), che, insieme ad un tubo di curvatura (6), determina una coppia. In questo modo, la piastra valvola a cerniera (7) collegata mediante perno con il tubo di curvatura (6) viene spostata dalla

posizione centrale tra i due ugelli di controllo (8) e si genera una pressione differenziale sui lati frontali del pistone di comando (3). La pressione differenziale comporta una variazione della posizione del pistone, laddove l'attacco di mandata è collegato con un attacco utenze e contemporaneamente con l'altro attacco utenze all'attacco di ritorno. Il pistone di comando è collegato alla piastra valvola a cerniera o al motore di comando con una molla di curvatura (*feedback* meccanico) (9). Una variazione della posizione del pistone avviene finché la coppia di ritorno generata dalla molla di curvatura e la coppia elettromagnetica del motore di comando non sono in equilibrio e la pressione differenziale sul sistema a ugelli a piattello si azzerava. La corsa del pistone di comando e, quindi, la portata della servovalvola viene regolata in proporzione al segnale d'ingresso elettrico.

Il simbolo idraulico del componente è riportato in fig. 3.9.

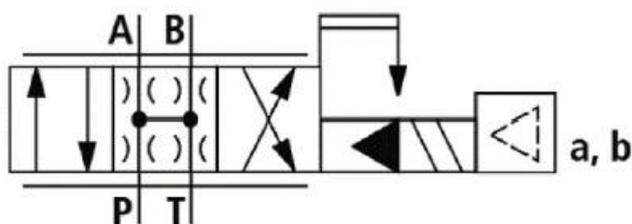


Figura 3.9: Simbolo idraulico della servovalvola.

Sulla base delle indicazioni di catalogo, la SV presenta un ricoprimento negativo (*underlap*) che va dallo 0 al 5% sia sulla parte di mandata che su quella di ritorno. Il ricoprimento è senza dubbio un parametro da non sottovalutare durante l'allestimento di un banco prova idraulico o qualsiasi altra applicazione idraulica che richieda la chiusura di un loop, in quanto il tipo di ricoprimento ottimale dipende dalla grandezza che si intende controllare (posizione, velocità, forza, ecc.).

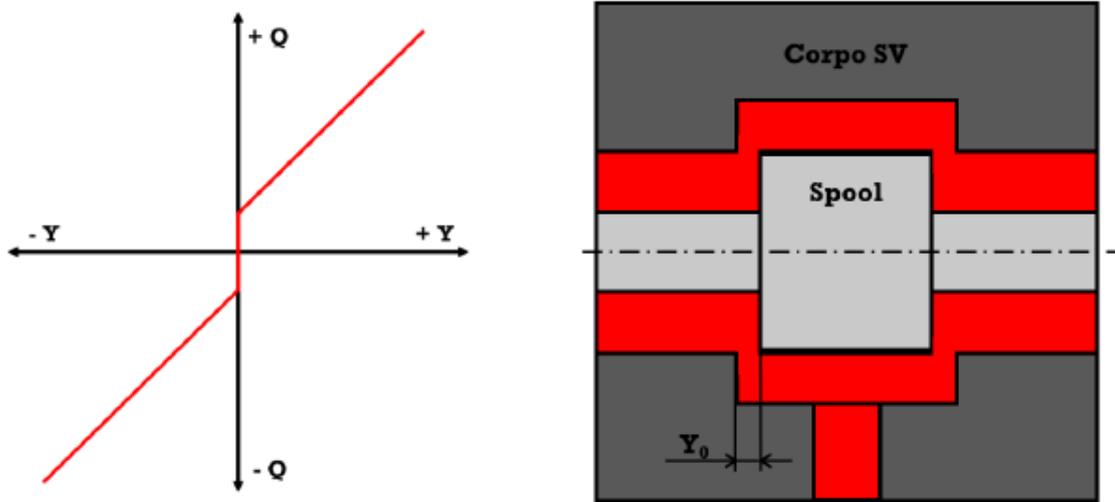


Figura 3.10: Schema del ricoprimento della servovalvola

Con un ricoprimento negativo (fig. 3.10) si ha una portata continua su entrambi gli spigoli quando  $|Y| < Y_0$ ; al contrario, si ha una portata su un solo spigolo quando  $|Y| \geq Y_0$ . Un ricoprimento negativo è indicato quando il distributore lavora nell'intorno dello zero, ed è questo il caso delle regolazioni di posizione, pressione e forza. Infatti, in questi casi un ricoprimento positivo impedirebbe la correzione dell'errore nella zona di ricoprimento rendendo la regolazione "altalenante".

La portata nominale della SV, calcolata con un  $\Delta p$  di 70 bar, è di 20 l/min. Il termine  $\Delta p$ , chiamato *pressione differenziale di valvola*, è dato dalla seguente equazione:

$$\Delta p = P_P - P_T - \Delta P_L$$

Dove:

- $P_P$  è la pressione di alimentazione;
- $P_T$  è la pressione di ritorno;
- $\Delta P_L$  è la differenza di pressione sul carico.

Con riferimento alla fig. 3.11, supponendo che la pressione di alimentazione  $P_P$  sia di 70 bar e la pressione di ritorno  $P_T$  di 0 bar, in assenza di carico la pressione differenziale di valvola  $\Delta p$  vale 70 bar, valore per cui viene fornita dal costruttore la portata nominale. Inoltre, supponendo

la portate S→A e B→T siano uguali, le cadute di pressione su ciascuna linea valgono entrambe 35 bar.

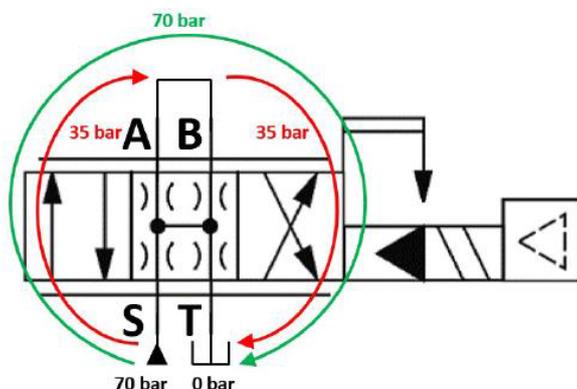


Figura 3.11: Cadute di pressione attraverso le porte della servovalvola

La fig. 3.12 riporta la caratteristica di flusso della SV con la massima luce di passaggio al variare della pressione differenziale di valvola ( $\Delta p$ ). La curva d'interesse è quella evidenziata in rosso e con il numero 5, essendo relativa a servovalvole con portata nominale di 20 l/min.

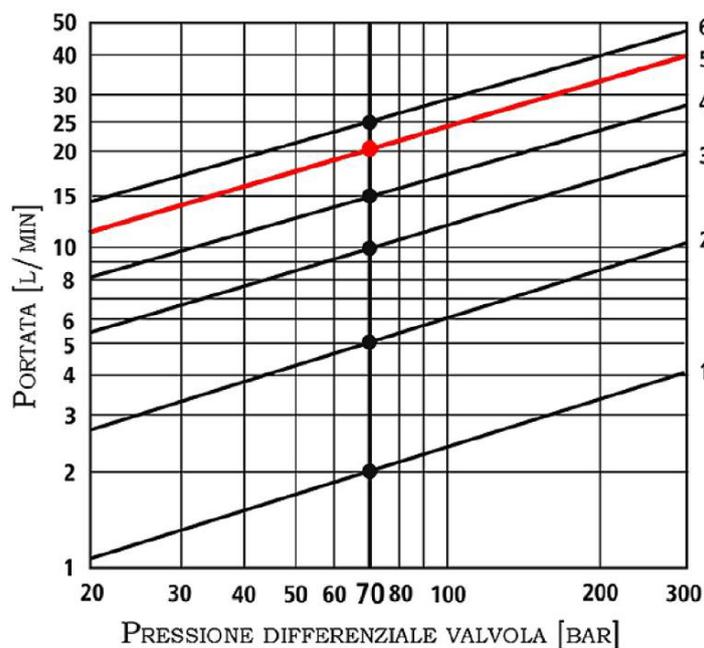


Figura 3.12: Caratteristica di flusso in funzione del  $\Delta p$ .

La fig. 3.13 mostra la dipendenza della portata dal segnale di comando  $I$ . Fissata la pressione differenziale, in prima approssimazione la portata varia linearmente con l'intensità del comando: quando  $I$  è nullo, la portata è nulla, mentre quando  $I = 100\%$  la portata è massima, coincidendo con quella nominale se  $\Delta p = 70$  bar. Tuttavia, è previsto un certo scostamento dalla linearità all'interno del campo di tolleranza evidenziato.

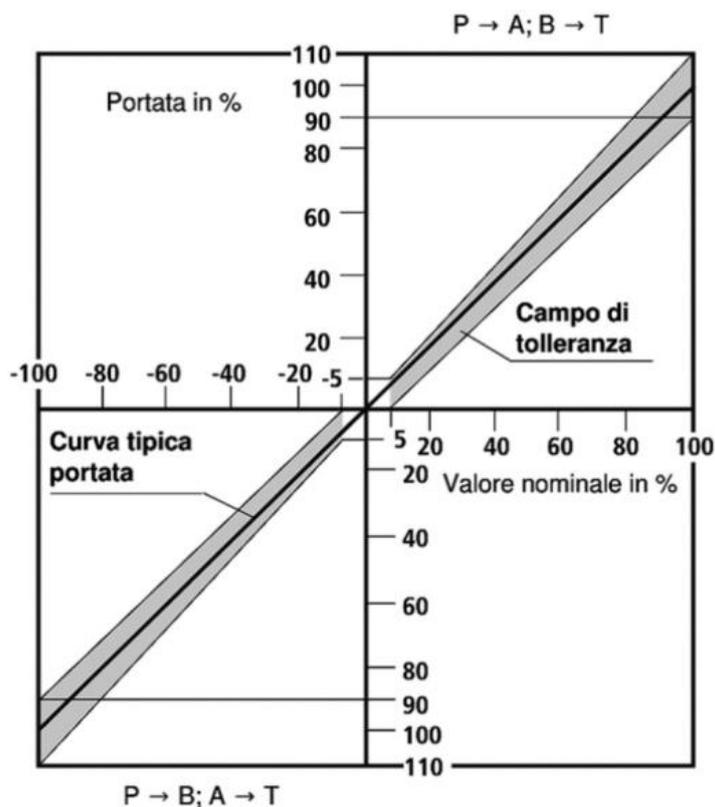


Figura 3.13: Portata in funzione dell'intensità del segnale di comando.

In fig. 3.14 è mostrata la risposta in spostamento del cassetto ad un segnale di comando a gradino, per diverse pressioni d'alimentazione  $P_p$ . Si evidenziano risposte più rapide man mano che cresce la pressione d'alimentazione. L'*overshoot* aumenta dai 140 a 315 bar d'alimentazione, mentre a 70 bar non si nota una presenza significativa del fenomeno, che ricompare a 40 bar.

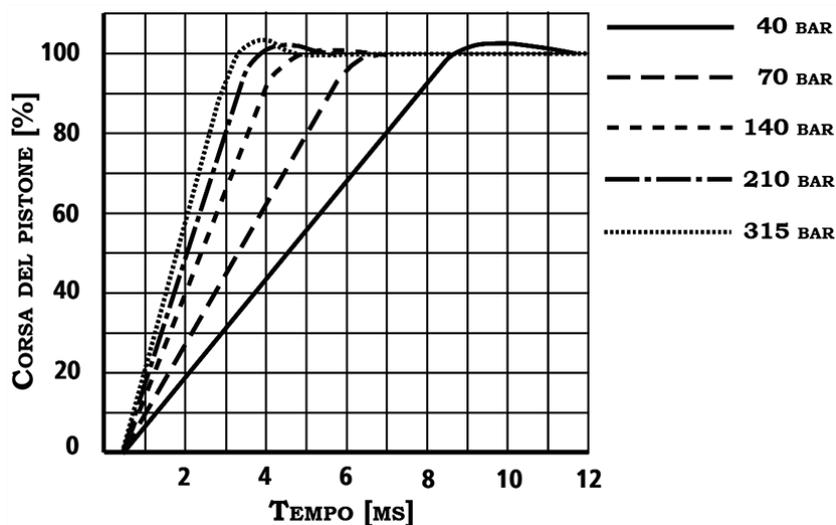


Figura 3.14: Risposta al gradino dello spostamento del cassetto al variare della pressione di alimentazione.

La fig. 3.15 mostra la risposta in frequenza della corsa del cassetto, al variare dell'entità del comando in %, con una pressione d'alimentazione di 315 bar. Si osserva che al crescere dell'ampiezza dell'oscillazione la banda passante diminuisce.

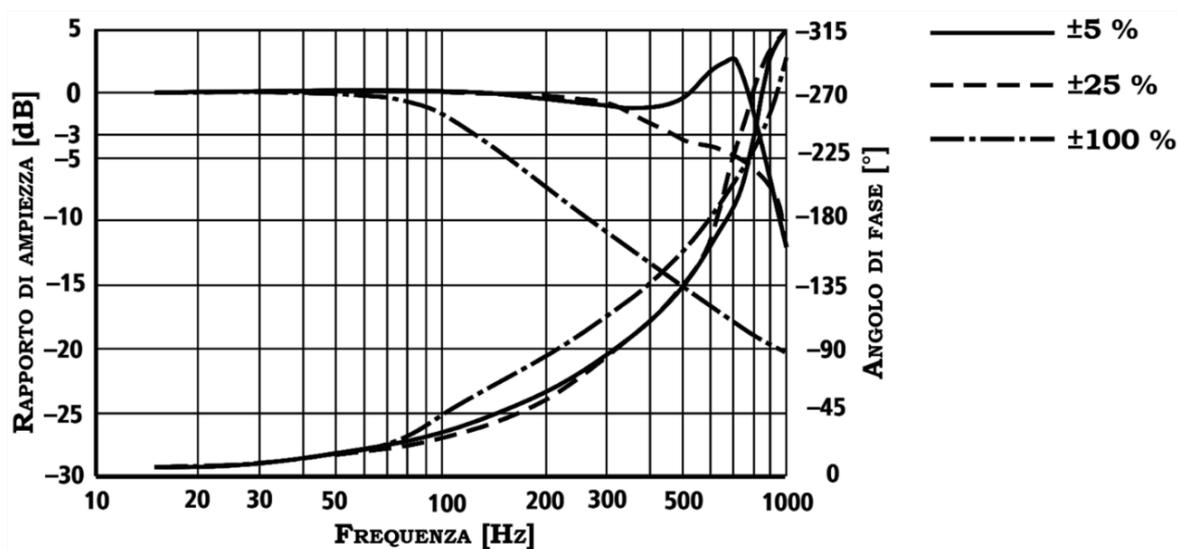


Figura 3.15: Risposta in frequenza della corsa del cassetto con pressione di alimentazione pari a 315 bar.

### 3.5 Valvola di shut-off (SOV)

La valvola di *shut-off* (SOV), anch'essa prodotta dalla Bosch Rexroth, è un componente idraulico che consente di interrompere il flusso d'olio tra la servovalvola e l'attuatore idraulico, consentendo l'arresto delle parti mobili del banco qualora si verifichi un guasto o qualsiasi altra situazione di pericolo. La fig. 3.16 mostra una sezione del componente, che consiste in un corpo (1), uno o due solenoidi (2), un pistone (3) e due molle di ritorno (4). Nella condizione diseccitata, il cassetto (3) è tenuto in posizione centrale (o di riposo) dalle molle di ritorno. Quando la valvola è alimentata, la forza esercitata dal magnete spinge il pistone (5) che agisce sul cassetto. Quest'ultimo si muove dalla posizione di riposo a quella finale, mettendo in comunicazione A(2) con A(1) e B(2) con B(1).

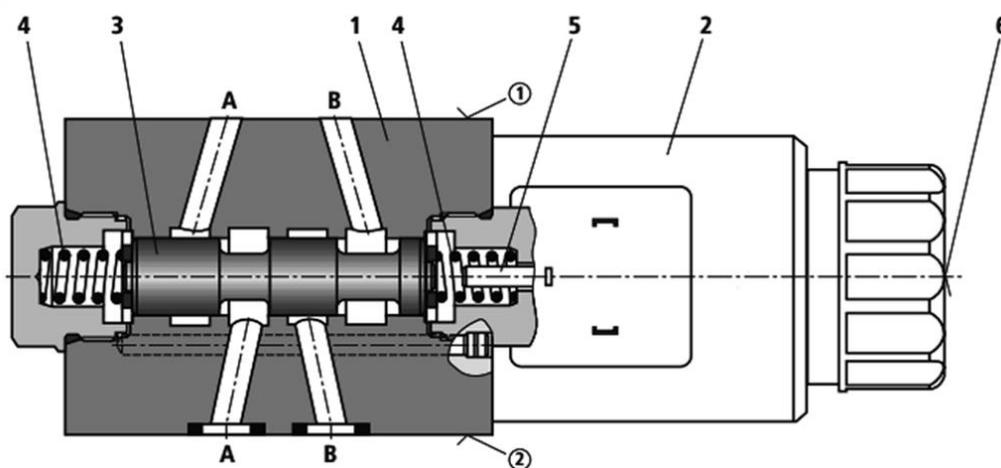


Figura 3.16: Vista in sezione della valvola di shut-off

Nel banco in esame è stata utilizzata la tipologia mostrata in fig. 3.17. Occorre notare, tuttavia, che il l'orifizio di *by-pass* posizionato a valle della valvola di *shut-off* consente ugualmente di mettere in comunicazione le camere dell'attuatore quando le porte A(2) e B(2) sono chiuse.

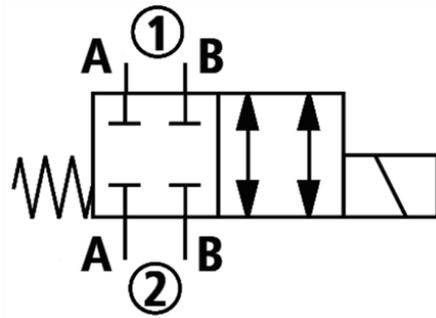


Figura 3.17: Simbolo idraulico della valvola di shut-off.

Come già annotato dal simbolo idraulico, la valvola è monostabile normalmente chiusa: ciò significa che quando non viene alimentata, che sia per l'esecuzione di un arresto di emergenza o un possibile guasto elettrico, il banco viene portato in stato di sicurezza.

### **3.6 Trasduttori**

#### *3.6.1 Cella di carico (LC)*

La cella di carico (LC) utilizzata per rilevare la forza esercitata dall'attuatore è del tipo Metior CVS 50 kN. In fig. 3.18 si riportano i dati reperiti dal catalogo.



Dati Tecnici	
Portata	50 kN
Sensibilità nominale	2.0 mV/V +/- 0.1 %
Coefficiente Temperatura di zero	± 0.005 % F.S./°C
Coefficiente Temperatura di F.S.	± 0.005 % F.S./°C
Errore combinato	± 0.10 % F.S.
Ripetibilità	± 0.02 % F.S.
Creep a pieno carico (20')	± 0.03 % F.S.
Isolamento	> 5000 MOhm
Alimentazione elettrica	2 ÷ 15 Vcc/ca
Compensazione in temperatura	-10 ÷ +70 °C
Temperatura di funzionamento	-20 ÷ +70 °C
Sovraccarico ammesso	75 kN
Sovraccarico di rottura	> 300 kN
Freccia massima	0.3 mm
Grado di protezione	IP 65
Materiale	Acciaio Inox
Funzionamento	Flessione

Figura 3.18: Dati tecnici e foto della cella di carico.

Come è possibile leggere nei dati tecnici si ha un errore combinato pari allo 0,1% del fondo-scala, quindi sulla misura della forza si ha un errore pari  $\pm 50$  N.

Per quanto riguarda la variazione di temperatura si ha un errore pari allo 0,005% del fondo-scala per grado centigrado, vale a dire  $\pm 2,5$  N/°C

### 3.6.2 Trasduttore di velocità (LVT)

All'interno dell'attuatore è integrato un trasduttore di velocità LVT, prodotto dalla Trans-Tek e i cui dati tecnici sono visibili nella tabella di fig. 3.19.

Dati tecnici		
Modello		0114-0001
Dimensioni magnete	Range di lavoro	100 mm
	Range Utilizzabile	140 mm
Sensibilità nominale		10 mV/(mm/s)
Impedenza elettrica per nucleo in serie	R	32 kΩ
	L	4.0 H
Risposta in frequenza	Carico = 10R	120 Hz
	Carico = 100R	400 Hz

Figura 3.19: Estratto dal datasheet del trasduttore LVT

### *3.6.3 Encoder angolare incrementale (AE)*

L'AE consente di misurare la posizione angolare dell'elemento a gomito, in funzione della quale è possibile determinare la posizione sia dello stelo dell'attuatore di carico sia di quello dell'attuatore in prova. Lo strumento di misura si compone di un anello in acciaio inox sul cui bordo sono ricavate due tracce da 20  $\mu\text{m}$ , di un lettore ottico e di un'interfaccia, l'*Advanced Diagnostic Tool*, che consente di interfacciare rapidamente il trasduttore ad un PC tramite cavo USB per l'esecuzione rapida di test diagnostici.

Sul bordo esterno dell'anello sono incise due tracce da 20  $\mu\text{m}$ , corrispondenti ai due segnali A e B che si hanno in uscita dal lettore ottico. L'anello, con 18000 tacche per rivoluzione, assicura sulla rotazione del perno una risoluzione di  $0,02^\circ$ . Tramite l'interpolazione effettuata dal lettore ottico la risoluzione viene notevolmente incrementata fino a  $0,001^\circ$ .

## **3.7 Hardware di controllo e acquisizione**

### *3.7.1 National Instruments c-RIO 9039*

Il National Instruments c-RIO 9039 (fig. 3.20) svolge il duplice compito di controllo e acquisizione dati. I componenti da controllare in modo continuo sono la servovalvola e l'attuatore di carico. La generazione dei segnali di set verrà eseguita dallo stesso c-RIO, tuttavia le storie temporali verranno fornite al c-RIO mediante un PC connesso ad esso con cavo *Ethernet*. I segnali da acquisire, provenienti dal campo, sono quelli della LC, dell'LVT e dell'AE. Tutti i sistemi di alimentazione (continua e alternata) e lo stesso c-RIO sono alloggiati nell'armadio di acquisizione e controllo.

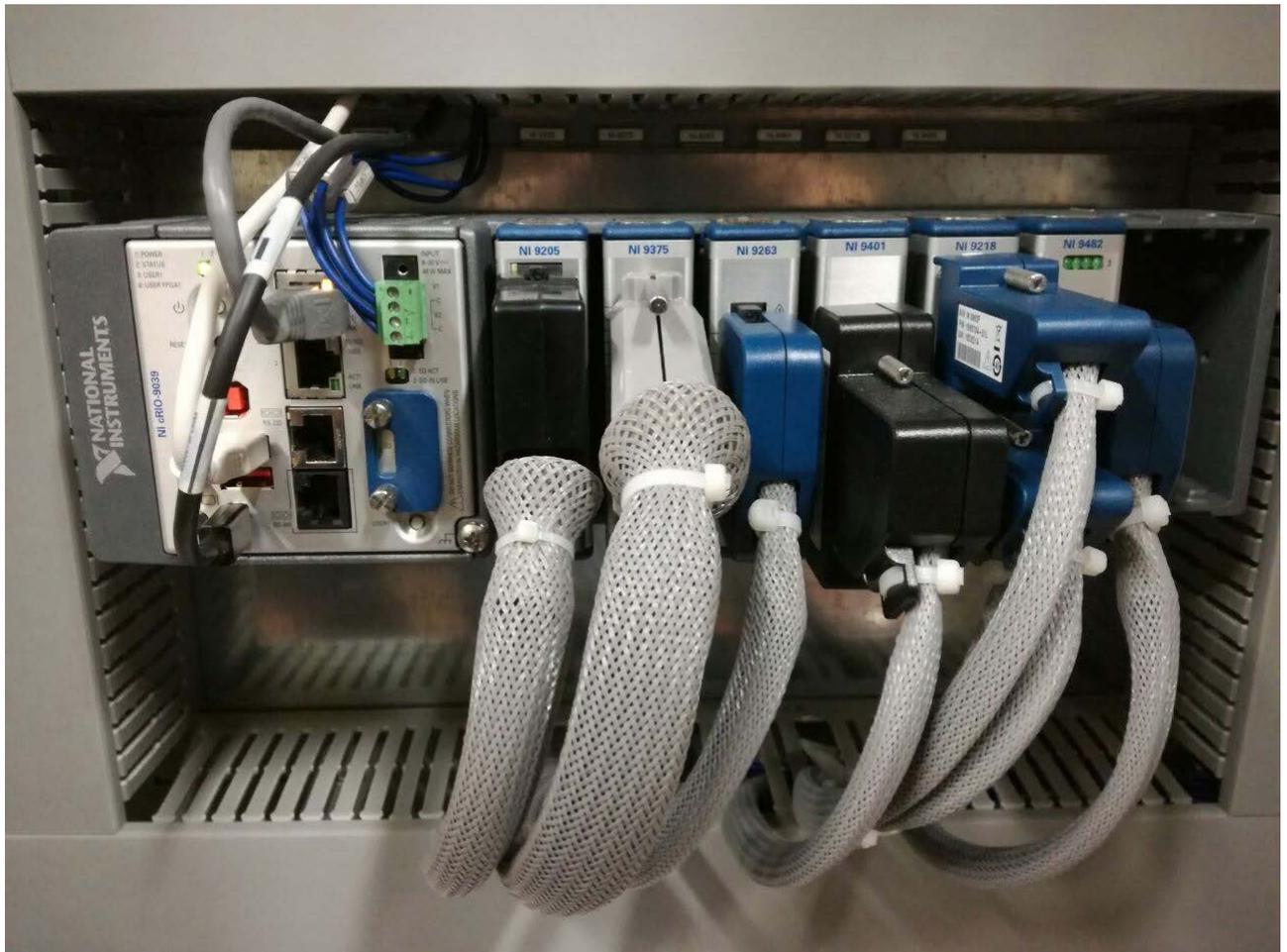


Figura 3.20: Foto del sistema di controllo C-Rio

Questo *controller* CompactRIO è dotato di un processore *quad-core* Intel Atom 1,91 GHz, un FPGA Xilinx Kintex-7 con memoria DDR3 a 128MB e 8 slot per moduli I/O C Series per fornire un sistema di controllo e monitoraggio a prestazioni avanzate in un formato compatto, robusto, *fanless*, ideale anche per gli ambienti più difficili. Il controller è dotato di sistema operativo NI Linux Real-Time che offre agli sviluppatori tutti i vantaggi del vasto ecosistema software di Linux. L'interfaccia utente *embedded* di NI Linux Real-Time permette l'implementazione di una HMI (human machine interface) locale per semplificare lo sviluppo delle applicazioni. È possibile utilizzare LabVIEW per la creazione, il debug e la distribuzione di logica su FPGA su scheda e sul processore NI Linux Real-Time OS.

Un FPGA è, a tutti gli effetti, un circuito elettrico programmabile: la sua struttura, schematizzata in fig. 3.21, prevede una suddivisione reticolare che individua un numero ben

definiti di blocchi, detti celle logiche (46080 nel caso del modello Spartan-3 2M). Tra un blocco e l'altro esistono delle interconnessioni riconfigurabili in base alle necessità (dipendono dai dati scambiati tra un blocco e l'altro). Esistono inoltre dei blocchi I/O che fungono da *input* per il circuito (es. acquisizione dati da un modulo) o da *output* (es. generazione di un segnale).

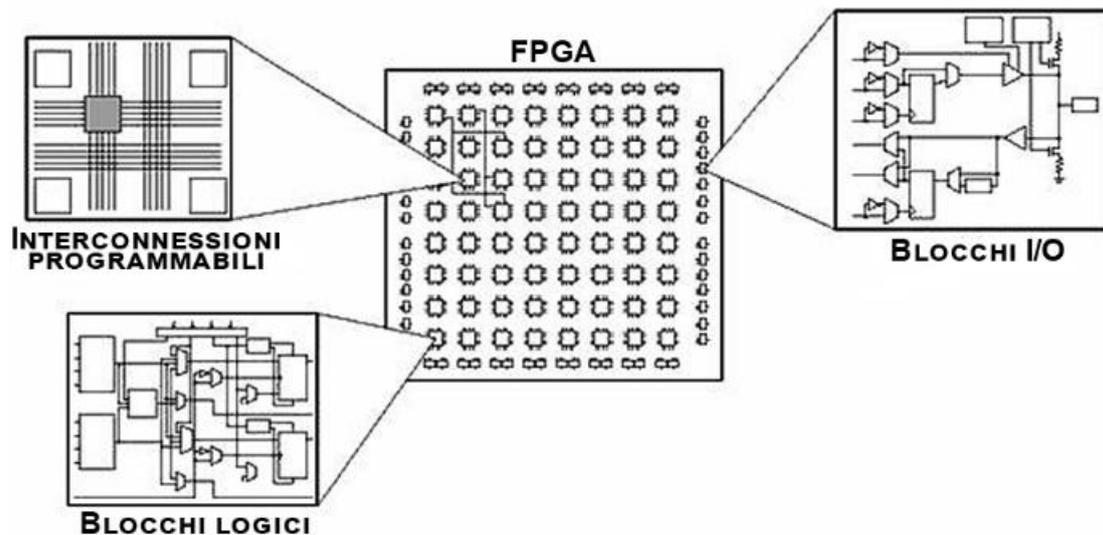


Figura 3.21: Circuito FPGA.

Ciascun blocco logico svolge una funzione (es. somma, sottrazione,...) assegnata in base al codice scritto dal programmatore: l'assegnazione di tale funzione e la scelta dei blocchi viene gestita autonomamente dal software LabVIEW in fase di "compilazione", dunque il programmatore può sviluppare il codice con le tipiche modalità previste dall'ambiente LabVIEW, con l'aggiunta di nuove funzioni relative esclusivamente all'FPGA (modulo LabVIEW FPGA). Tuttavia, per come è definito, un FPGA non può ospitare un codice che richieda un numero di celle logiche superiore a quelle disponibili; di conseguenza, occorre prestare attenzione durante lo sviluppo del codice scegliendo architetture che richiedano un minor uso di celle logiche rispetto ad altre.

Un altro notevole vantaggio dell'FPGA è la possibilità di lavorare a frequenze notevoli (fino all'ordine dei MHz). Il passaggio da un blocco logico all'altro viene scandito dalla frequenza di *clock*: maggiore è la frequenza di *clock*, minore sarà il tempo richiesto per l'esecuzione del codice, essendo quest'ultimo dato dall'insieme dei singoli blocchi logici interconnessi.

### 3.7.2 Moduli I/O

Come si vede in fig. 3.20, al c-RIO sono collegati diversi moduli della National Instruments di seguito brevemente elencati:

- modulo NI 9205: è un modulo di ingresso analogico da 16 canali differenziali o 32 Single-Ended per la misura di segnali in tensione. Ciascun canale ha un range di ingresso programmabile via SW fino a  $\pm 10$  V ed è destinato all'acquisizione del segnale proveniente dall'LVT, lavorando nel range di  $\pm 1$  V. Il modulo ha una risoluzione di 16 bit da ripartire sul range di misura selezionato con una frequenza massima di campionamento aggregata di 250 kS/s;
- modulo NI 9375: è un modulo di I/O digitale da 24V con 16 canali di input e 16 canali di output. Tale modulo verrà utilizzato per gestire segnali di interfacce di sicurezza (interlock, etc.) con un tempo minimo di aggiornamento di 7  $\mu$ s in ingresso e di 500 $\mu$ s in uscita;
- modulo NI 9205: è un modulo di output analogico da 4 canali per la generazione di segnali in tensione nel range di  $\pm 10$  V. Il modulo viene utilizzato per generare il segnale di comando della servovalvola. È in grado di generare segnali con una risoluzione di 16 bit nel *range* di  $\pm 10$  V con una frequenza di aggiornamento massima di 100 kS/s per canale;
- modulo NI 9401: è un modulo di I/O digitale TTL (Transistor–transistor logic) da 8 canali che lavora su range di tensione nell'intorno di 0 V o 5 V. Viene utilizzato per l'acquisizione dei segnali provenienti dall'*encoder* angolare e la massima frequenza di aggiornamento per ciascun canale è di 9 MHz;
- modulo NI 9218: è un modulo da di misura universale a due canali in grado di acquisire segnali provenienti da diverse tipologie di sensori che necessitano o meno un'alimentazione. In particolare, verrà utilizzato per condizionare ed acquisire il segnale della LC. La risoluzione del modulo è di 24 bit nel *range* di lavoro mentre la frequenza di campionamento massima è di 51,2 kS/s per canale;
- modulo NI 9482: è un modulo di output digitale a 4 canali SPST (single-pole single-throw). Ogni canale dispone di un *relay* SPST per lo *switch* di segnali fino a 30 VDC

(1,5 A), 60 VDC (1 A), e 250 VAC (1,5 A), quando si utilizzano tutti i canali. Ogni canale è elettricamente isolato da tutti gli altri e da terra ed è dotato di un LED per indicare lo stato del canale. Il modulo viene utilizzato per segnali da 30VDC con una corrente massima di 1,5 A per chiudere/aprire il circuito di alimentazione della valvola *shut-off* e di altri sistemi di sicurezza come eventuali *interlock*.

## 4. Modello matematico del banco

In questo capitolo viene presentato il modello matematico dell'intero servosistema di controllo forza.

### 4.1 Modello della servovalvola

La servovalvola *flapper/nozzle* è stata modellizzata come un sistema lineare del terzo ordine come da schema a blocchi di fig. 4.1.

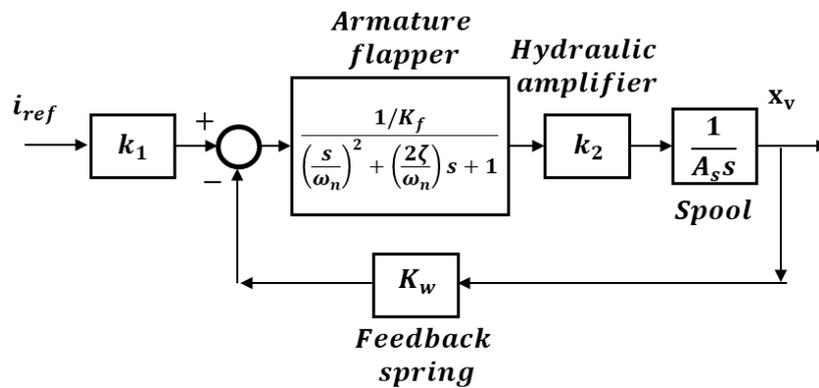


Figura 4.1: Modello della servovalvola flapper/nozzle

Le variabili dello schema a blocchi rappresentano:

- $i_{ref}$  : il riferimento di corrente della servovalvola;
- $k_1$  : il guadagno del torque motor;
- $K_f$  : la rigidità equivalente del sistema flapper/armatura;
- $\omega_n$  : la frequenza naturale dello stadio pilota;
- $\zeta$  : il fattore di smorzamento del sistema flapper/armatura;
- $k_2$  : il guadagno in flusso dell'amplificatore idraulico;
- $A_s$  : l'area del pistone del cassetto idraulico;
- $K_w$  : la rigidità della molla di retroazione;
- $x_v$  : lo spostamento del cassetto.

Il movimento del cassetto genera una portata verso l'attuatore idraulico come mostrato in fig. 4.2, dove con  $\varepsilon$  sono indicati i ricoprimenti della servovalvola. Per calcolare le quattro portate di fluido si ricorre all'analogia elettrica del ponte di Wheatstone, in cui ognuna delle quattro resistenze fluide è composta da una componente laminare  $R_c$  e una componente turbolenta  $R_a$ . Il termine laminare vale per la piccola portata che fluisce attraverso la piccola luce radiale tra il cassetto e la guida, a basso numero di Reynolds. Il termine turbolento rappresenta il flusso maggiore quando le luci di passaggio sono ampie e Reynolds è alto.

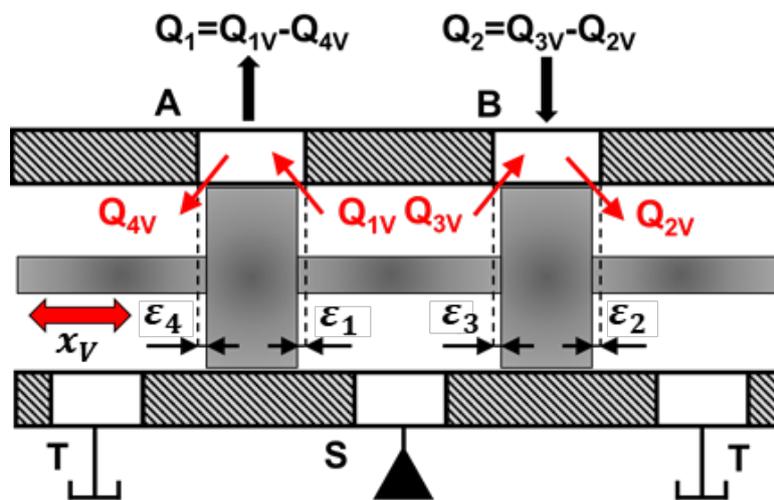


Figura 4.2: Flussi attraverso le porte della servovalvola.

Prendendo in considerazione la porta 1 della servovalvola, sono possibili tre situazioni in funzione della corsa del cassetto  $x_v$  e della dimensione del ricoprimento  $\varepsilon_1$  :

- Se  $x_v < \varepsilon_1 \Rightarrow R_c$  e  $R_a$  sono entrambe presenti;
- Se  $x_v = \varepsilon_1 \Rightarrow$  solo  $R_a$  è presente;
- Se  $x_v > \varepsilon_1 \Rightarrow$  solo  $R_a$  è presente.

Le resistenze sono definite come:

$$\begin{cases} R_c = \frac{12\mu_{oil}(x_v - \varepsilon_1)}{2,5 \cdot w_{SV} \cdot h_{SV}^3} \\ R_a = \frac{\rho_{oil}}{2 \cdot C_d^2 \cdot A_1^2} \end{cases}$$

dove  $\mu_{oil}$  e  $\rho_{oil}$  sono rispettivamente la viscosità e la densità del fluido idraulico,  $w_{SV}$  è lo spessore della porta idraulica,  $h_{SV}$  è lo spessore della luce radiale,  $C_d$  è il coefficiente di efflusso che è funzione del numero di Reynolds e dell'area di passaggio  $A_1$ :

$$A_1 = \sqrt{[w_{SV}(x_v - \varepsilon_1)]^2 + (w_{SV}h_{SV})^2}$$

Sfruttando il ponte di Wheatstone idraulico è, quindi, possibile scrivere un sistema di due equazioni che lega le portate e le pressioni:

$$\begin{cases} P_S - P' = R_c Q_{1V} \\ P' - P_1 = R_a Q_{1V}^2 \end{cases}$$

Risolvendo il sistema, si ottiene la formulazione per il flusso  $Q_{1V}$ , cioè il flusso verso la camera 1 dell'attuatore:

$$Q_{1V} = \frac{-R_c + \sqrt{R_c^2 + 4R_a|P_S - P_1|}}{2R_a} \text{sign}(P_S - P_1)$$

Le stesse considerazioni si applicano per le altre tre porte della servovalvola.

#### ***4.2 Modello dell'orifizio di by-pass***

La funzione dell'orifizio di *by-pass* è di migliorare il comportamento della servovalvola nell'intorno dello zero idraulico e di aumentare la stabilità dinamica del servosistema.

Assumendo di essere in regime di flusso turbolento, la portata attraverso l'orifizio si può esprimere come:

$$Q_{bp} = C_d^{bp} A_o \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_{oil}}}$$

dove  $A_o$  è l'area di passaggio dell'orifizio e  $C_d^{bp}$  il coefficiente di efflusso funzione del numero di Reynolds.

### 4.3 Modello dell'attuatore di carico

Una rappresentazione schematica del modello dell'attuatore di carico è visibile in fig. 4.3. Le pressioni,  $P_1$  e  $P_2$ , all'interno delle camere 1 e 2 possono essere calcolate dall'equazione di continuità del fluido:

$$\begin{cases} \frac{Q_1 - (\dot{a} - \dot{b})A - Q_{leak}}{V_1 + (a - b)A} \cdot \beta_{eq} = \frac{dP_1}{dt} \\ \frac{-Q_2 + (\dot{a} - \dot{b})A + Q_{leak}}{V_2 - (a - b)A} \cdot \beta_{eq} = \frac{dP_2}{dt} \end{cases}$$

in cui  $a$  è lo spostamento del corpo cilindro,  $b$  è lo spostamento del pistone,  $Q_{leak}$  è la portata di fuga interna tra le camere del cilindro,  $A$  è l'area di spinta del pistone,  $\beta_{eq}$  è il modulo di comprimibilità equivalente del fluido mentre  $V_1$  e  $V_2$  sono i volumi iniziali rispettivamente delle camere 1 e 2.

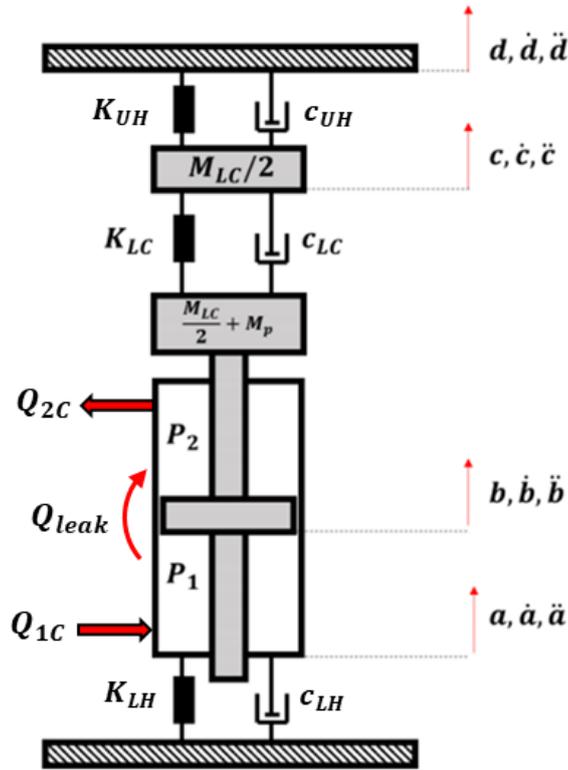


Figura 4.3: Modello dell'attuatore di carico.

Al fine di tenere conto della rigidezza e dello smorzamento intrinseci della cella di carico, metà della massa della cella è stata accorpata allo stelo e al pistone mentre l'altra metà si muove con una diversa coordinata  $c$ . La coordinata  $d$  fa riferimento allo spostamento della cerniera superiore.

Le equazioni di equilibrio dinamico delle forze agenti rispettivamente sul corpo cilindro, sul pistone accorpato alla prima metà della cella di carico e sull'altra metà della cella sono scritte come:

$$M_{cyl}\ddot{a} + K_{LH}a + \dot{a}c_{LH} + A(P_1 - P_2) + (\dot{a} - \dot{b})c_{oil} + F_a = 0$$

$$\left(\frac{M_{LC}}{2} + M_p\right)\ddot{b} + K_{LC}(b - c) + c_{LC}(\dot{b} - \dot{c}) - A(P_1 - P_2) - (\dot{a} - \dot{b})c_{oil} - F_a = 0$$

$$\frac{M_{LC}}{2}\ddot{c} + K_{UH}(c - d) + c_{UH}(\dot{c} - \dot{d}) - K_{LC}(b - c) - (\dot{b} - \dot{c})c_{LC} = 0$$

i cui termini indicano:

- $M_{cyl}$  : la massa del corpo cilindro;
- $K_{LH}, K_{UH}$  : le rigidezze delle cerniere inferiore e superiore;
- $c_{LH}, c_{UH}$  : i coefficienti di smorzamento viscoso delle cerniere inferiore e superiore;
- $c_{oil}$  : il coefficiente di attrito viscoso dell'olio;
- $F_a$  : la forza di attrito coulombiano;
- $M_p$  : la massa dello stelo e del pistone;
- $M_{LC}$  : la massa della cella di carico;
- $K_{LC}, c_{LC}$  : la rigidezza e il coefficiente di smorzamento viscoso della cella di carico.

Il *feedback* di forza della cella di carico è calcolabile secondo:

$$F_{fb} = K_{LC}(b - c)$$

#### ***4.4 Modello della legge di controllo***

La legge di controllo adottata è visibile nello schema a blocchi di fig. 4.4.  $F_{SET}$  è la forza richiesta all'attuatore di carico mentre  $F_{fb}$  è la forza misurata dalla cella di carico. Per una descrizione dettagliata della legge di controllo si rimanda al Capitolo 2.



Il blocco  $Y$  è un guadagno adattativo funzione non lineare della forza misurata dalla cella di carico ed ha lo scopo di compensare la caratteristica non lineare di flusso-pressione del sistema servovalvola/orifizio di *by-pass*; questa caratteristica dipende, infatti, dalla differenza di pressione a cavallo delle bocche di controllo della servovalvola. La funzione  $Y$  è così definita:

$$Y = \left( \frac{P_{STALL}}{P_{STALL} + \delta_p + k_y \left| \frac{F_{fb}}{A} \right|} \right)^y$$

dove  $P_{STALL}$  rappresenta la pressione di stallo, cioè la massima pressione sopportabile dal sistema servovalvola/orifizio,  $F_{fb}$  la forza misurata dalla cella di carico,  $A$  è l'area di spinta del cilindro di carico e  $\delta_p$ ,  $k_y$  e  $y$  sono dei coefficienti costanti determinati in via sperimentale.

I valori di taratura del controllo adottati per le simulazioni sono riportati nel capitolo 6.

## 5. Analisi del sistema giunto

### 5.1 Analisi cinematica

L'analisi cinematica del giunto è stata svolta al fine di determinare il campo di mobilità dello stesso e le relazioni cinematiche che intercorrono tra i vari punti notevoli della trasmissione. In primo luogo, a partire dal disegno CAD, si sono identificate le coppie cinematiche del giunto e con esse tutte le dimensioni costanti necessarie all'analisi (fig. 5.1).

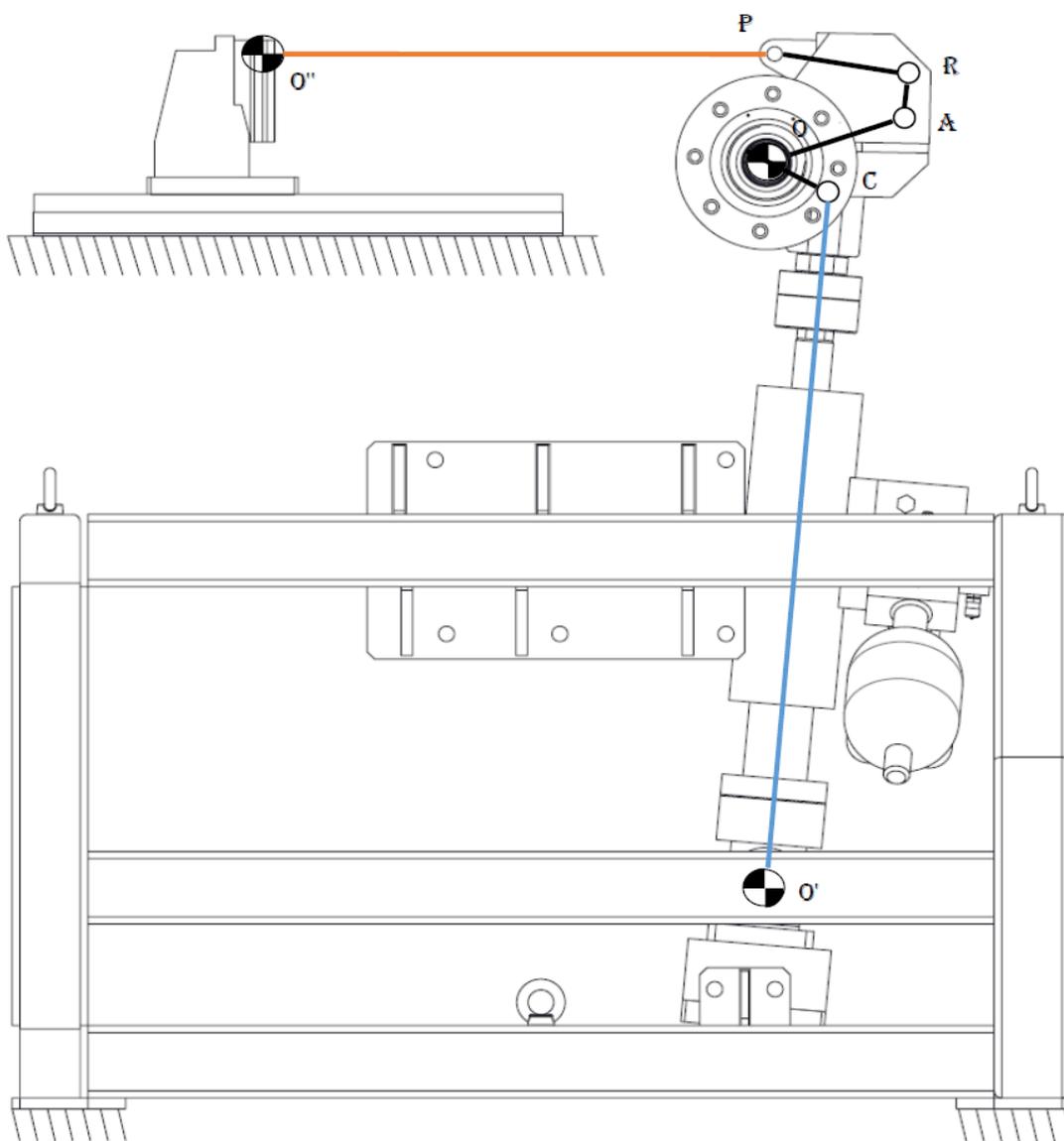


Figura 5.1: Identificazione dei punti notevoli per l'analisi cinematica dal disegno del banco di prova.

In azzurro è mostrato il cilindro di carico del banco, libero di ruotare attorno alla cerniera fissa  $O'$  e collegato al punto  $C$  del giunto con una coppia rotoidale. Il giunto, in nero, è libero di ruotare attorno alla cerniera fissa  $O$  e presenta dei punti di staffaggio ( $A$  e  $R$ ) mentre è collegato tramite occhielli ai due cilindri nei punti  $C$  e  $P$ . Il cilindro di prova, non rappresentato nel disegno, può ruotare attorno alla cerniera fissa  $O''$  ed è vincolato al giunto dalla coppia rotoidale in  $P$ .

Una volta identificati i punti chiave del meccanismo è stato realizzato lo schema cinematico, non in scala, seguente (fig. 5.2) con tutte le grandezze angolari e lineari necessarie allo studio del moto.

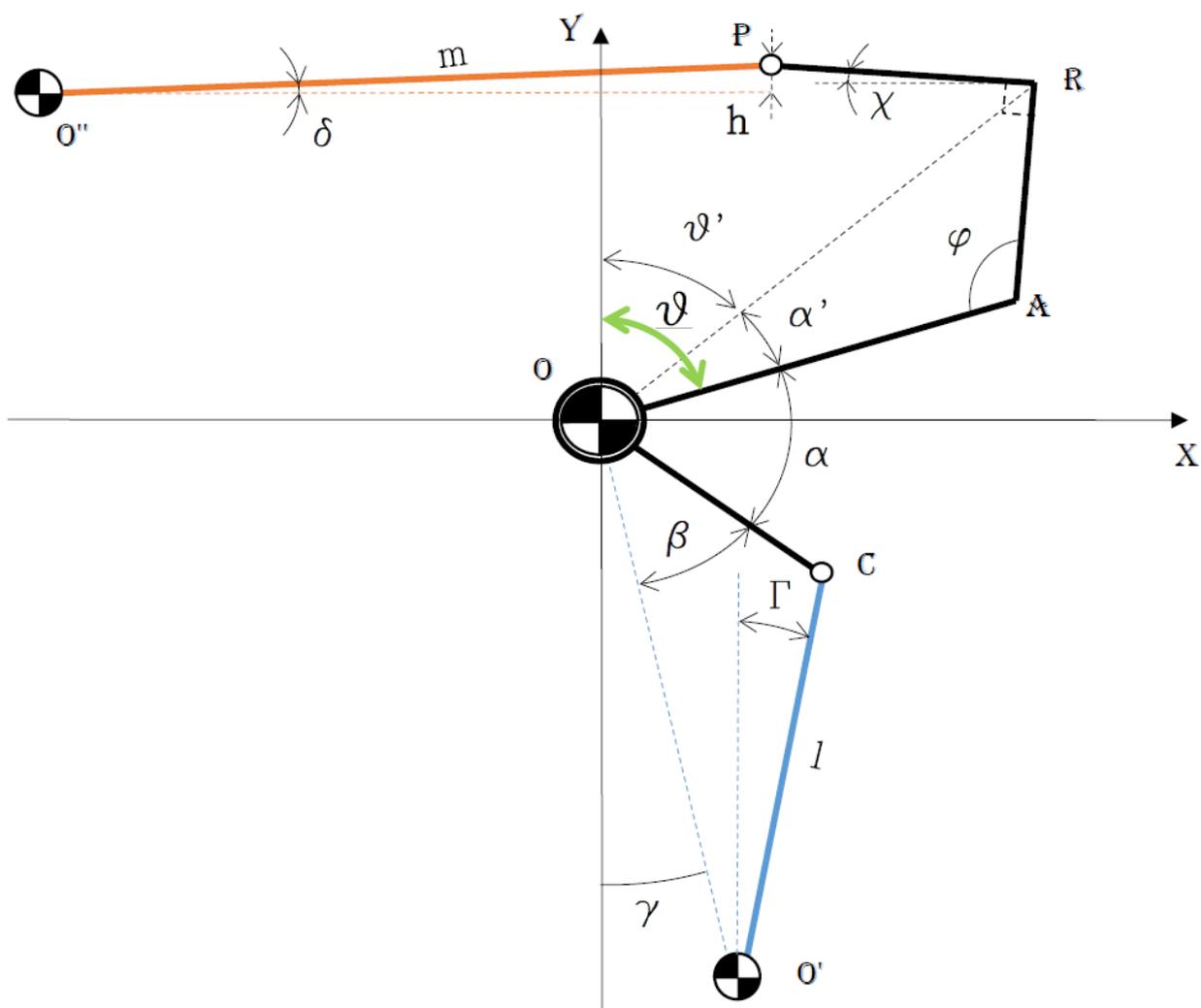


Figura 5.2: Schema cinematico del giunto, la coordinata principale scelta per l'identificazione dei parametri geometrici è l'angolo  $\vartheta$ , rappresentato in verde.

La coordinata scelta come principale, rispetto alla quale sono state legate tutte le variabili cinematiche, è  $\vartheta$  (in verde nello schema), cioè l'angolo formato tra la verticale e la direzione di  $\overline{OA}$ .

Le grandezze geometriche costanti e note a priori da disegno sono riportate in Tabella 1.

Tabella 1: Costanti geometriche note a priori

$\overline{OA}$	129.95 mm
$\overline{OO'}$	994.64 mm
$\overline{OC}$	85 mm
$\overline{RA}$	90 mm
$\overline{RP}$	90 mm
$\overline{OR}$	207.34 mm
$Xo''$	-352 mm
$Yo''$	190 mm
$Xo'$	1.74 mm
$Yo'$	-994.64 mm
$\alpha$	55.31 °
$\gamma$	0.1 °
$\varphi$	140.33°

Tutte le altre grandezze geometriche non sono costanti e si è, dunque, ricercata la loro dipendenza dalla rotazione  $\vartheta$ ; in particolare le grandezze  $l$  ed  $m$  sono ugualmente di particolare interesse in quanto rappresentano le corse dei due cilindri durante le successive posizioni angolari assunte dal giunto.

Per condurre l'analisi si è partiti dalla grandezza  $l(t)$  per poi continuare con  $\vartheta$  e seguire tutta la catena cinematica fino a definire  $m(t)$ . Le relazioni trovate sono state, poi, invertite al fine di ricondurre tutte le relazioni in funzione della sola variabile  $\vartheta$ .

Dalla fig. 5.2 e dal teorema del coseno risultano:

$$\vartheta(l) = \pi - \gamma - \beta(l) - \alpha$$

$$\beta(l) = \arccos\left(\frac{\overline{OC}^2 + \overline{OO'}^2 - l^2}{2\overline{COO}'}\right)$$

Le coordinate del punto A possono essere espresse come:

$$\begin{cases} x_A = \overline{OA} \sin\vartheta \\ y_A = \overline{OA} \cos\vartheta \end{cases}$$

Il valore dell'angolo ausiliario costante  $\alpha'$  è noto dal teorema del coseno:

$$\alpha' = \arccos\left(\frac{\overline{OA}^2 + \overline{OR}^2 - \overline{AR}^2}{2\overline{OAOR}}\right) = 16,09^\circ$$

Definendo l'angolo ausiliario  $\vartheta'$  è possibile con questo definire le coordinate del punto R:

$$\vartheta'(\vartheta) = \vartheta - \alpha'$$

$$\begin{cases} x_R = \overline{OR} \sin\vartheta' \\ y_R = \overline{OR} \cos\vartheta' \end{cases}$$

Da relazioni trigonometriche si vede che:

$$\chi(\vartheta) = \varphi + \vartheta - \pi$$

Le coordinate di P risultano, dunque, definite:

$$\begin{cases} x_P = x_R - \overline{OR} \cos\chi \\ y_P = x_R + \overline{OR} \sin\chi \end{cases}$$

La grandezza  $m$  sarà, dunque, pari, istante per istante, alla distanza euclidea dei punti  $O''$  e  $P$ , mentre il termine  $h$  semplicemente alla loro differenza di ordinate; l'angolo  $\delta$  è calcolabile in funzione di  $h$  ed  $m$  considerando il triangolo rettangolo che si forma:

$$m = \overline{O''P} = \sqrt{(x_P - x_{O''})^2 + (y_P - y_{O''})^2}$$

$$h = y_P - y_{O''}$$

$$\delta = \arcsin \frac{h}{m}$$

Per quanto riguarda l'angolo  $\Gamma$ , dal teorema dei seni:

$$\Gamma = \arcsin \left( \frac{\overline{OC} \sin \beta}{l} \right) - \gamma$$

Poichè queste grandezze geometriche sono legate tra loro in maniera non lineare, benchè fosse possibile, si è preferito non esplicitare tutte le grandezze analiticamente in funzione di  $\vartheta$ ; ciò è stato possibile in virtù del fatto che dal calcolo numerico della catena cinematica con MatLAB è risultato che il legame tra le varie grandezze e  $\vartheta$  è facilmente approssimabile da funzioni polinomiali del secondo o del terzo ordine (ovviamente tutto questo è valido nel campo di funzionamento scelto per il giunto). Sono stati calcolati, tramite discretizzazione numerica, tutti i punti di lavoro del giunto ed è stata realizzata un'animazione del meccanismo in tutto il suo campo di mobilità di cui si riporta una schermata in scala (fig. 5.3):

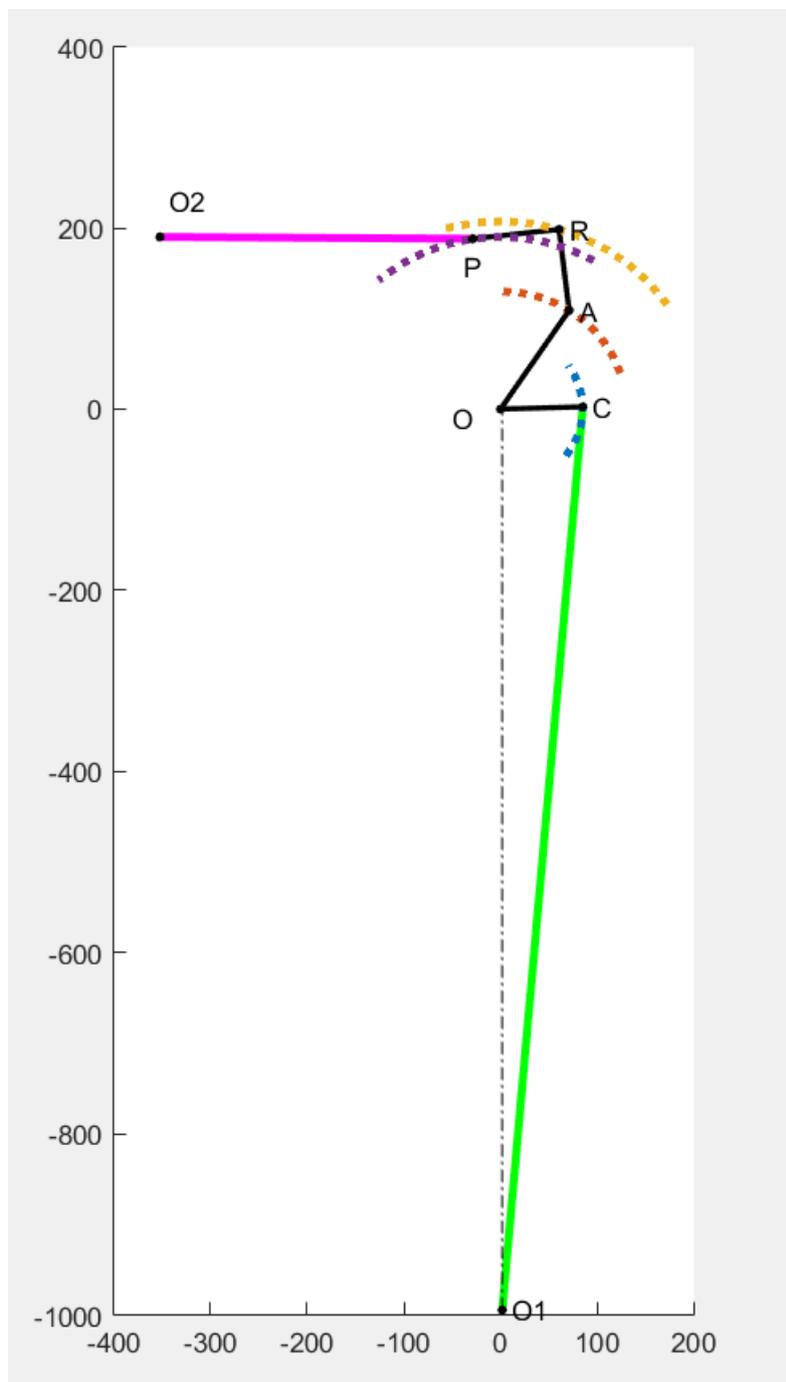


Figura 5.3: Schermata in scala dell'animazione del giunto per visualizzarne il campo mobilità

In magenta è rappresentata la corsa del cilindro in prova, in verde la corsa del cilindro di carico mentre in nero la spezzata passante per i punti notevoli del giunto.

Sono messe in evidenza, in fig. 5.4, le traiettorie dei punti di staffaggio del giunto, ossia P, R ed A durante tutta l'escursione angolare:

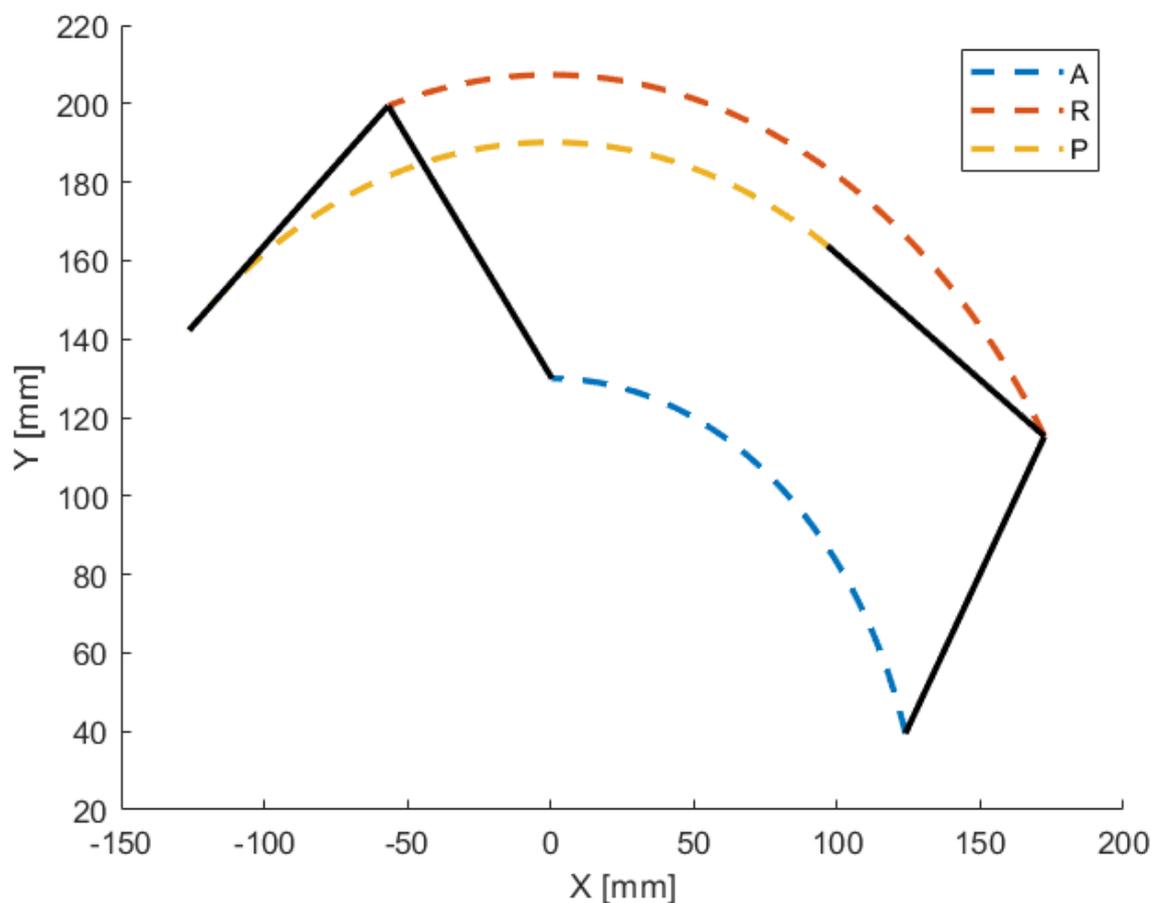


Figura 5.4: Spostamento dei punti interni di cerniera del giunto.

Ricordando che  $\vartheta$  è definito come l'angolo formato dalla direzione di  $\overline{OA}$  e dall'asse y, l'angolo  $\vartheta$  coincide con quello spazzato dalla traiettoria del punto A.

Seguono ora gli andamenti dei parametri  $l$ ,  $m$  e, rispettivamente le loro inclinazioni  $\Gamma$  e  $\delta$  rispetto agli assi, in funzione dell'angolo  $\vartheta$  (figg. 5.5-5.8):

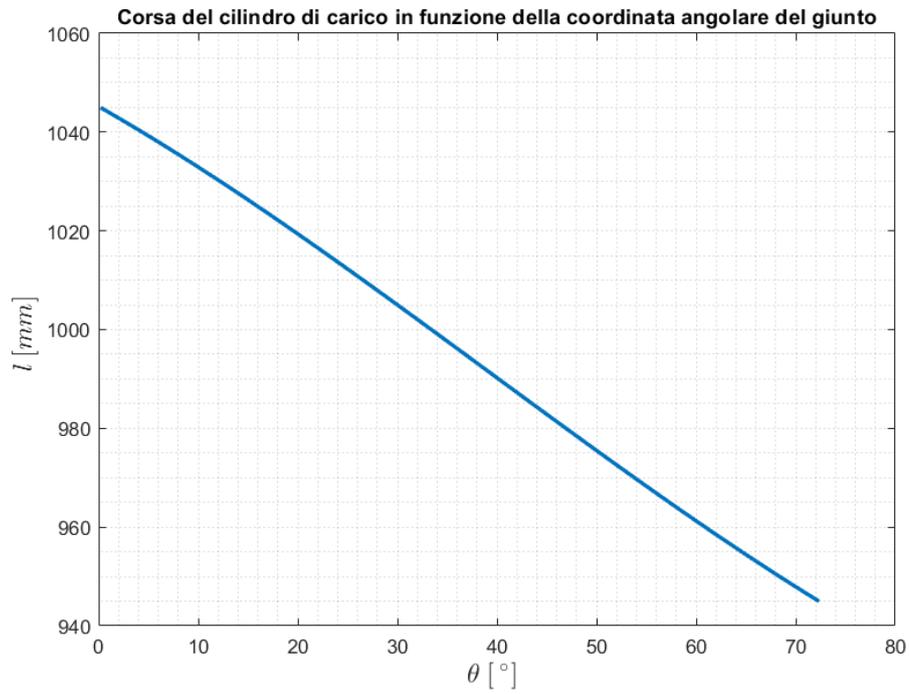


Figura 5.5: Relazione cinematica tra la corsa del cilindro di carico e la posizione angolare del giunto.

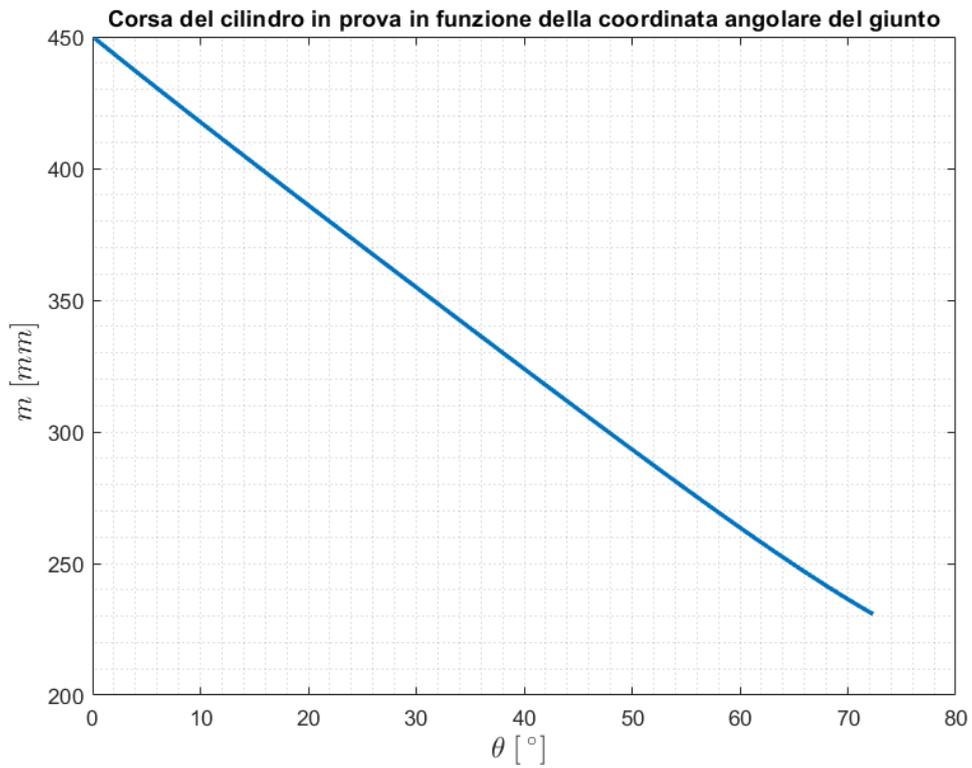
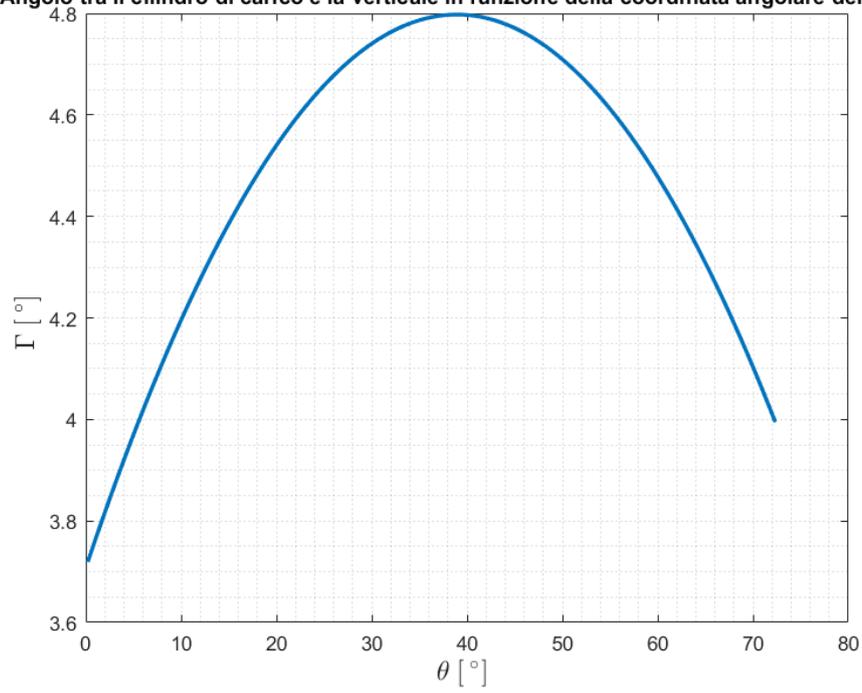


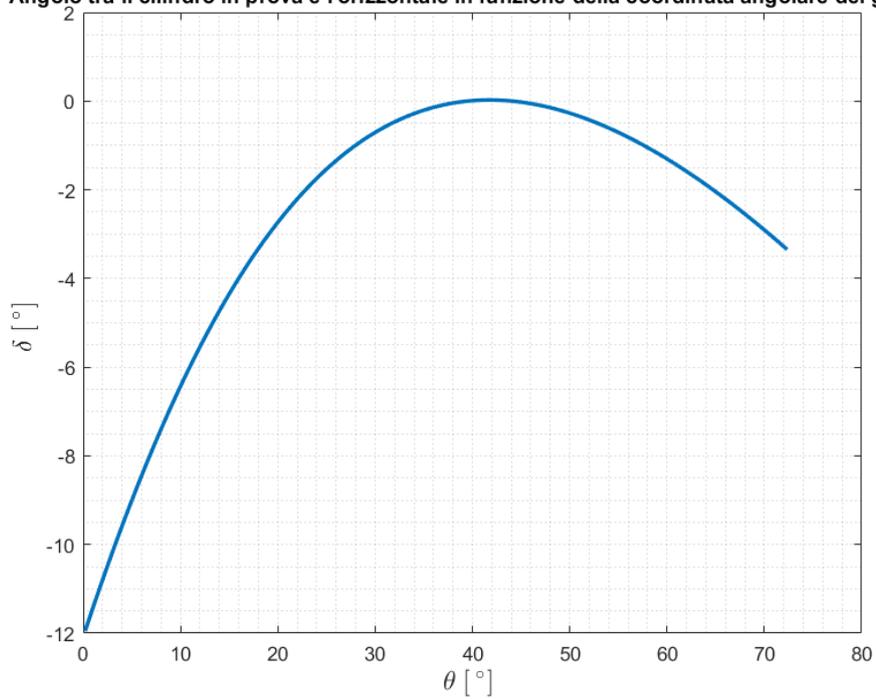
Figura 5.6: Relazione cinematica tra la corsa del cilindro in prova e la posizione angolare del giunto.

**Angolo tra il cilindro di carico e la verticale in funzione della coordinata angolare del giunto**



*Figura 5.7: Relazione cinematica tra l'angolo formato dall'asse del cilindro di carico con la verticale e la posizione angolare del giunto.*

**Angolo tra il cilindro in prova e l'orizzontale in funzione della coordinata angolare del giunto**



*Figura 5.8: Relazione cinematica tra l'angolo formato dall'asse del cilindro di prova con l'orizzontale e la posizione angolare del giunto.*

Infine si può diagrammare la corrispondenza tra le corse dei due cilindri (fig. 5.9):

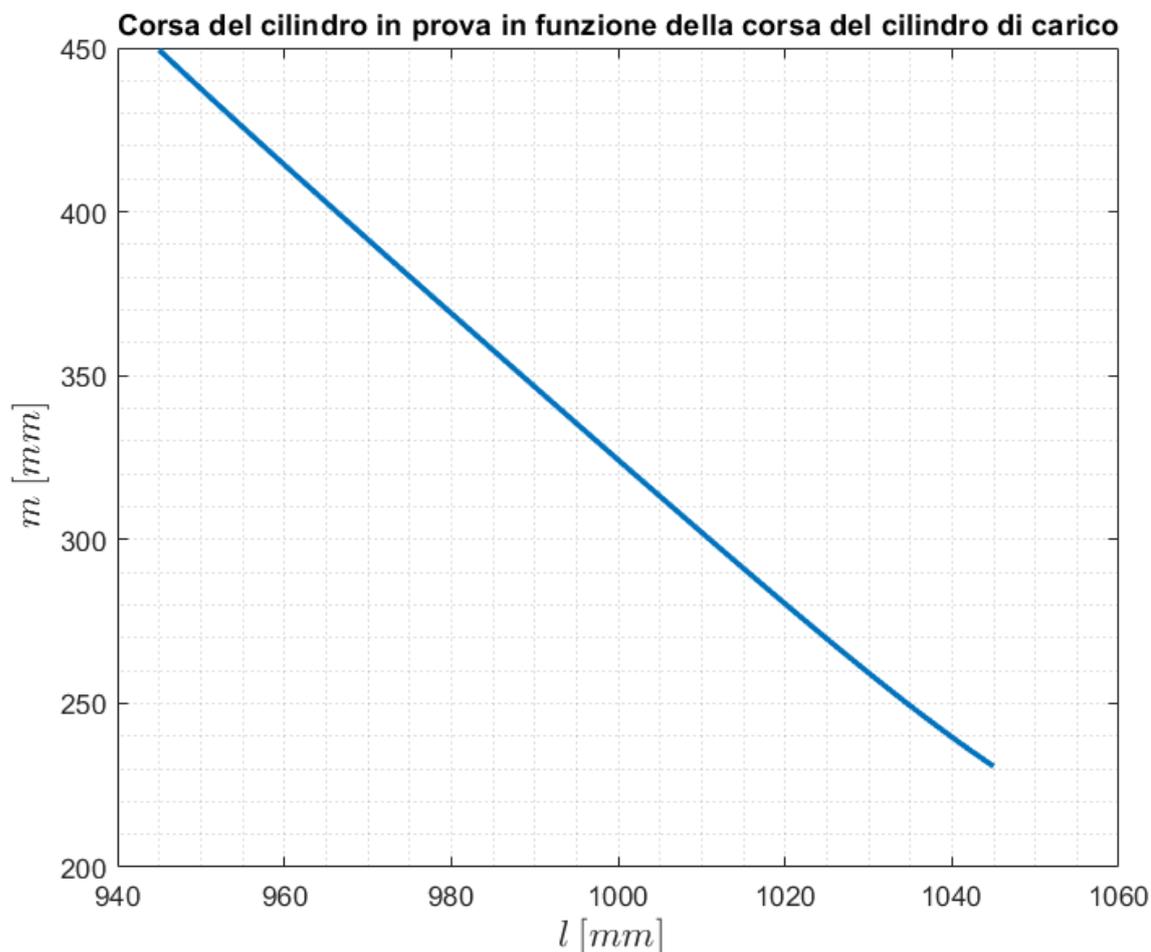
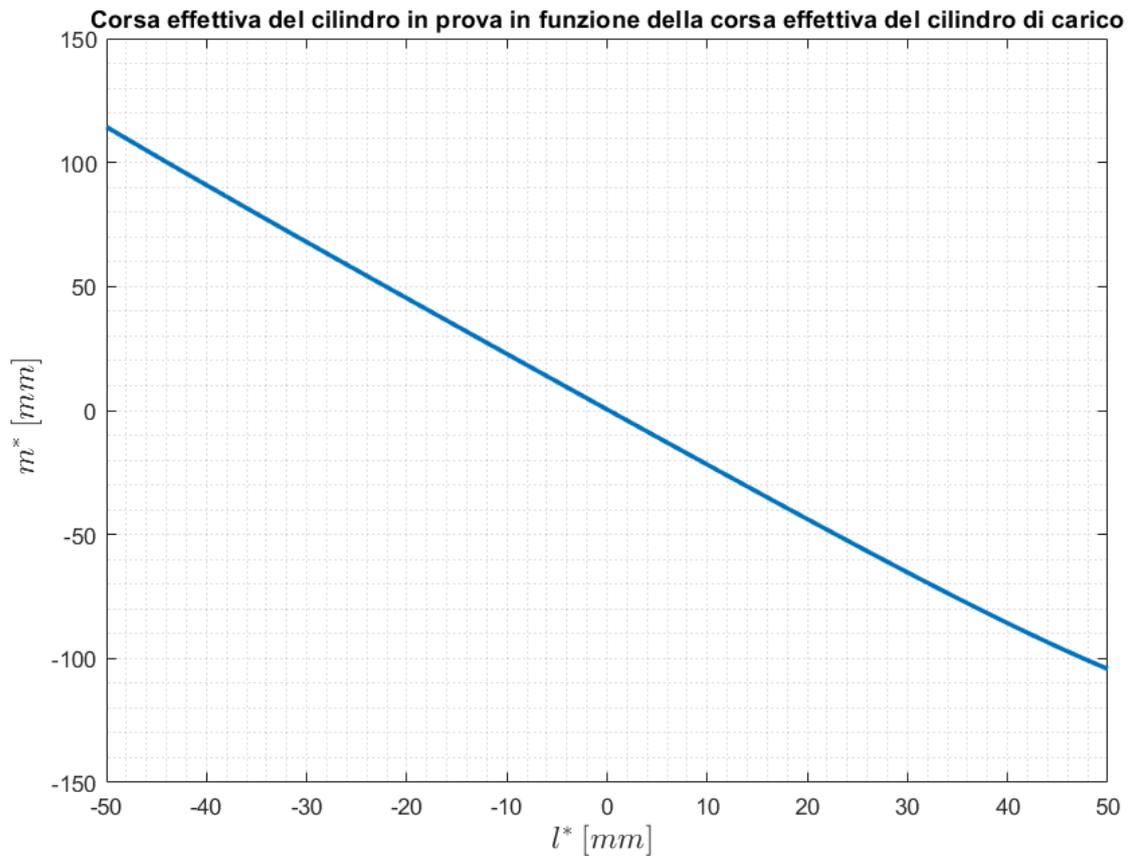


Figura 5.9: Corsa del cilindro in prova in funzione della corsa del cilindro di carico.

Tuttavia per esigenze di modellazione nonché di successiva analisi dinamica sono stati rimossi i rispettivi *offset* di distanza dalle cerniere  $O'$  e  $O''$  in maniera tale da avere una corsa effettiva tra  $-50$  e  $+50$  mm per il cilindro di carico e i due zeri dei cilindri coincidenti.

Indicando rispettivamente con  $m^*$  la corsa effettiva del cilindro in prova e con  $d^*$  la corsa effettiva del cilindro di carico si è arrivati al legame di fig. 5.10.

Si può notare come, a causa del rapporto di trasmissione non costante durante l'escursione angolare del giunto, le semicorse del cilindro in prova ( $m^*$ ) sono asimmetriche.



*Figura 5.10: Corrispondenza delle corse effettive dei due cilindri.*

Definendo, dunque,  $\tau$  il rapporto tra la variabile cinematica in uscita rispetto a quella in ingresso:

$$\tau = \frac{m^*}{l^*}$$

è possibile diagrammarne il suo andamento in funzione dell'angolo  $\vartheta$  (fig. 5.11). Come intuibile, il rapporto  $\tau$  risulta essere negativo, in quanto, alla corsa di fuoriuscita di un cilindro corrisponde il rientro dell'altro e viceversa. C'è da ribadire che si tratta di un rapporto di trasmissione stazionario, in quanto il rapporto di trasmissione delle velocità è diverso e dipende sia da  $\vartheta$  sia da  $\dot{\vartheta}$ .

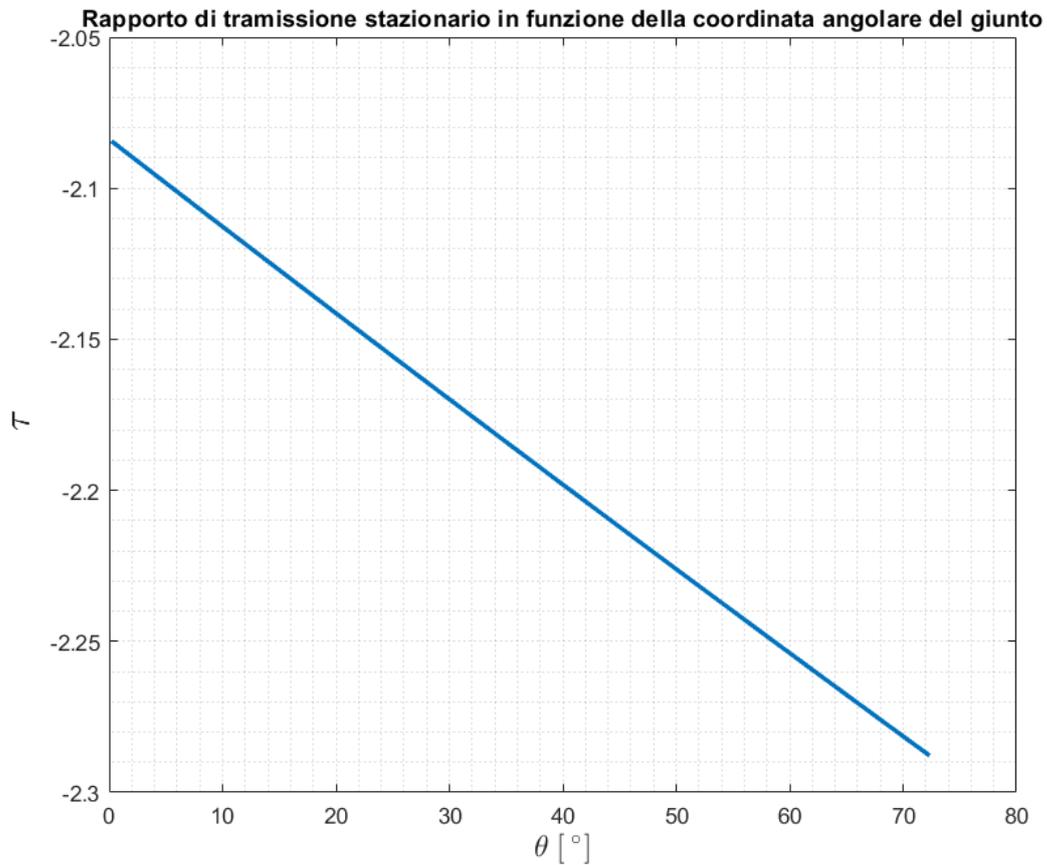


Figura 5.11: Andamento del rapporto di trasmissione  $\tau$  in funzione della posizione angolare del giunto.

Per quanto concerne i legami tra velocità e accelerazioni, che verranno, poi, adoperati per l'analisi dinamica, si è proceduto come segue.

Il primo legame indagato è stato quello tra  $\dot{\Gamma}$ , la velocità angolare di rotazione del cilindro di carico attorno ad  $O'$ , e  $\dot{\vartheta}$ , la velocità angolare del giunto. Per questa relazione è stato ricercato, in primis, il legame analitico tra  $\Gamma$  e  $\vartheta$ :

$$\Gamma(\vartheta) = \sin^{-1} \left( \frac{\overline{OC} \sin(\pi - \gamma - \alpha - \vartheta)}{\sqrt{\overline{OC}^2 + \overline{OO'}^2 - 2\overline{OC} \overline{OO'} \cos(\pi - \gamma - \alpha - \vartheta)}} \right)$$

Questo legame è stato derivato analiticamente rispetto al tempo sfruttando il *Symbolic Toolbox* di MatLAB e si è ottenuta una funzione del tipo:

$$\dot{\Gamma}(t) = \dot{\Gamma}(\vartheta(t), \dot{\vartheta}(t))$$

La funzione risultante, qui omessa perché eccessivamente estesa e poco interessante ai fini dell'analisi, è stata diagrammata in tre dimensioni per valutare la dipendenza di  $\dot{\Gamma}$  da ciascuno dei due parametri (fig. 5.12).

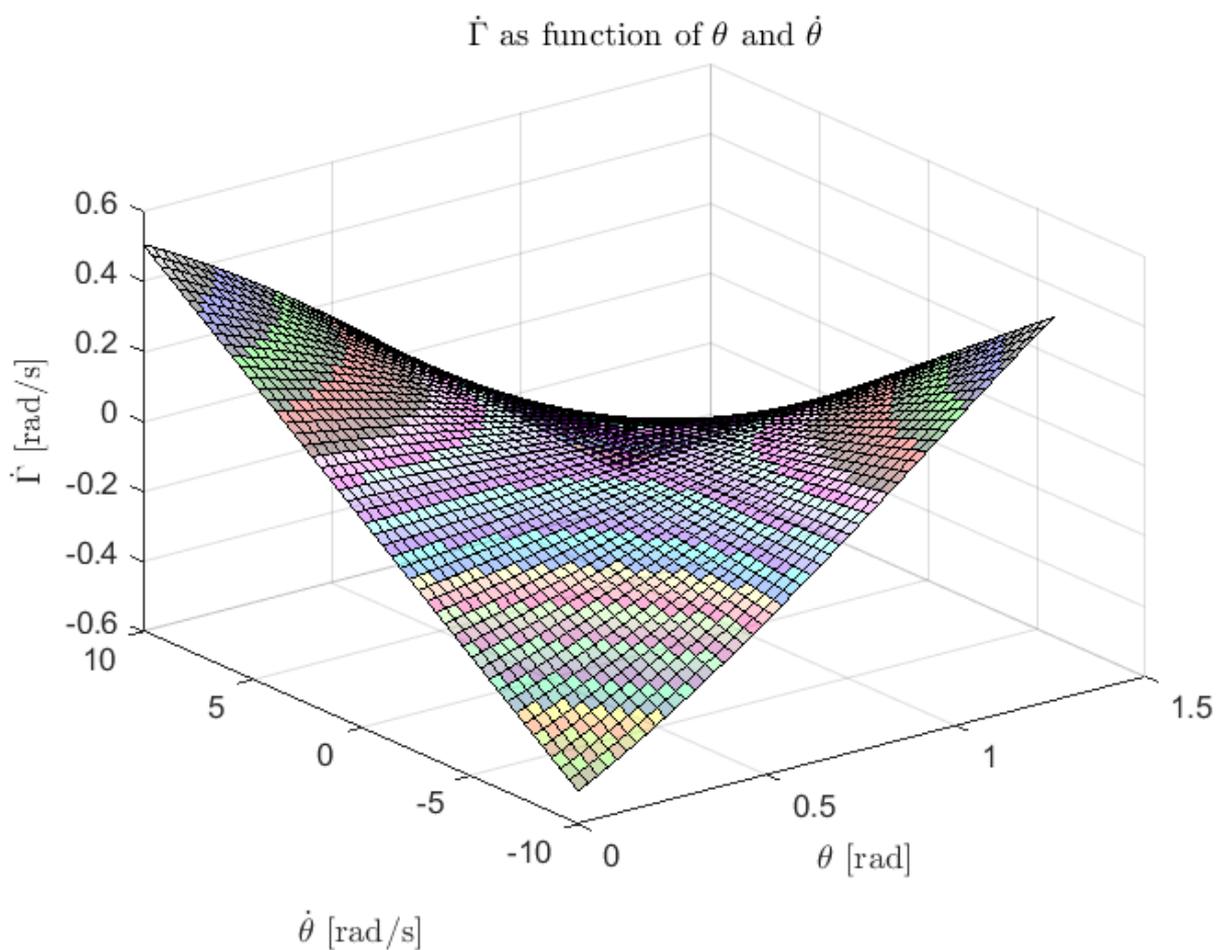


Figura 5.12: Andamento di  $\dot{\Gamma}$  in funzione di  $\theta$  e  $\dot{\theta}$ .

Il legame evidenziato dal grafico è evidentemente lineare rispetto ad entrambe le variabili indipendenti.

Stesso procedimento è stato condotto per l'accelerazione angolare  $\ddot{\Gamma}$ , che risulta avere una forma del tipo:

$$\ddot{\Gamma}(t) = \ddot{\Gamma}(\vartheta(t), \dot{\vartheta}(t), \ddot{\vartheta}(t))$$

Così come per la velocità, si è voluto indagare l'andamento di questa accelerazione al variare dei parametri in ingresso; essendo, tuttavia, tre i parametri liberi, sono stati necessari tre grafici in tre dimensioni: per ogni coppia di variabili è stato scelto un valore costante per la terza in modo da ricercare gli andamenti qualitativi (figg. 5.13-5.15).

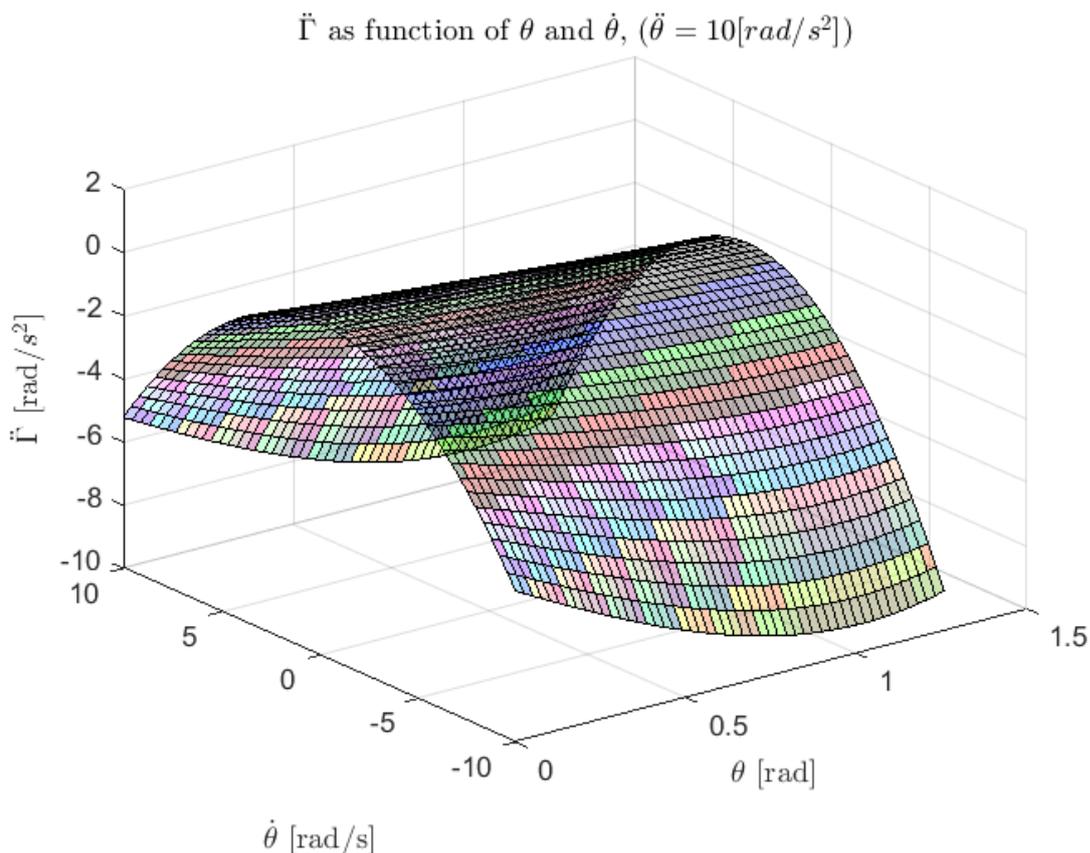


Figura 5.13: Andamento di  $\ddot{\Gamma}$  in funzione  $\theta$  e  $\dot{\theta}$

$\ddot{\Gamma}$  as function of  $\dot{\theta}$  and  $\ddot{\theta}$ , ( $\theta = \pi/4$ )

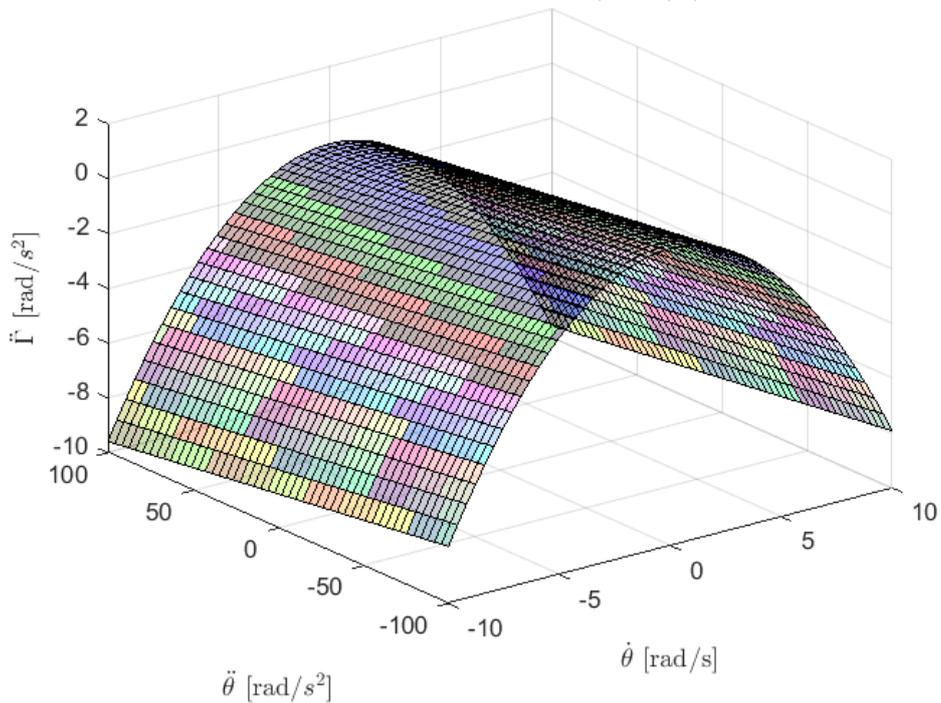


Figura 5.14: Andamento di  $\ddot{\Gamma}$  in funzione  $\dot{\theta}$  e  $\ddot{\theta}$

$\ddot{\Gamma}$  as function of  $\theta$  and  $\ddot{\theta}$ , ( $\dot{\theta} = 10$  [rad/s])

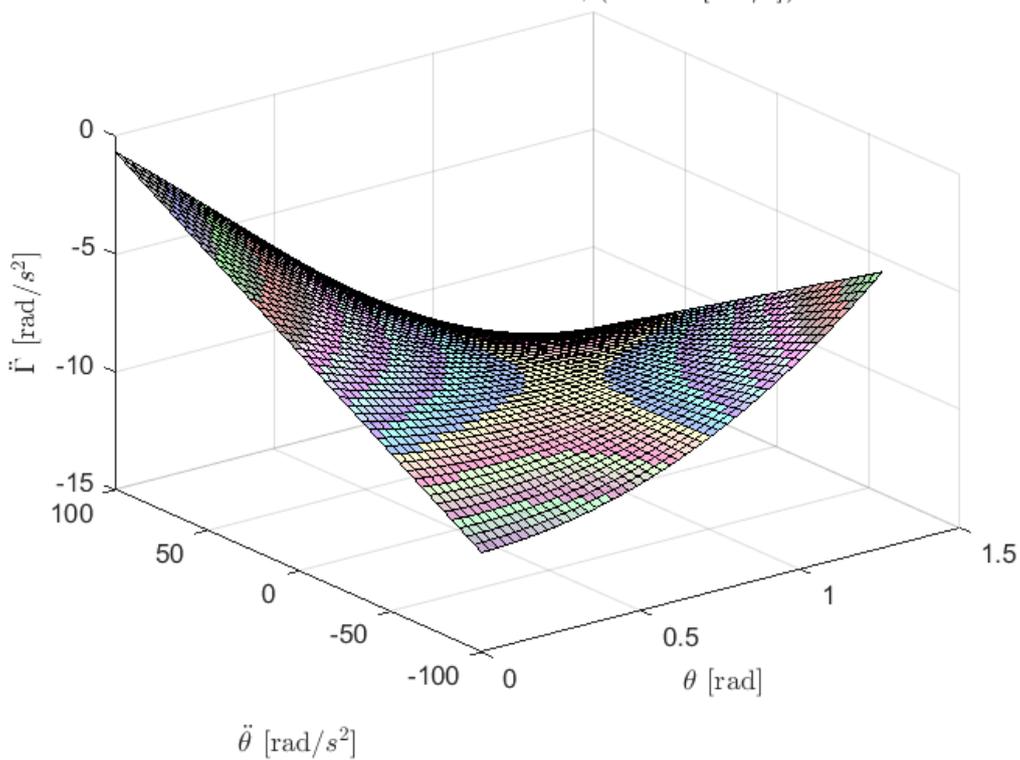


Figura 5.15: Andamento di  $\ddot{\Gamma}$  in funzione  $\theta$  e  $\ddot{\theta}$

Da queste figure si evince come  $\ddot{l}$  dipenda linearmente da  $\ddot{\vartheta}$  mentre la dipendenza rispetto a  $\dot{\vartheta}$  e a  $\vartheta$  è di tipo quadratico; al fine di non complicare eccessivamente il modello e associati i comportamenti al più quadratici delle relazioni cinematiche si è proceduto con delle approssimazioni al secondo ordine.

Considerando la funzione polinomiale  $f$  generica di secondo ordine, dipendente da un generico parametro  $x$  a sua volta funzione del tempo:

$$f(x(t)) = ax(t)^2 + bx(t) + c$$

la derivata di questa funzione rispetto al tempo sarà:

$$\dot{f}(x(t), \dot{x}(t)) = \dot{x}(t)(2ax(t) + b)$$

La derivata seconda:

$$\ddot{f}(x(t), \dot{x}(t), \ddot{x}(t)) = \ddot{x}(t)(2ax(t) + b) + 2a\dot{x}(t)^2$$

Sfruttando queste relazioni analitiche è stato possibile, una volta approssimati tutti i legami cinematici con polinomi di secondo ordine in funzione di  $\vartheta$ , calcolare tutte le derivate temporali necessarie.

## 5.2 Analisi dinamica

Per l'analisi dinamica, sono state stimate in prima battuta le inerzie alla rotazione del cilindro di carico e del giunto. Il cilindro di carico è stato scomposto in due corpi rigidi: il corpo cilindro, fisso rispetto all'asse dello stesso, e lo stelo del cilindro, libero di spostarsi lungo l'asse. In fig. 5.16 si vede la schematizzazione dei due corpi rigidi.

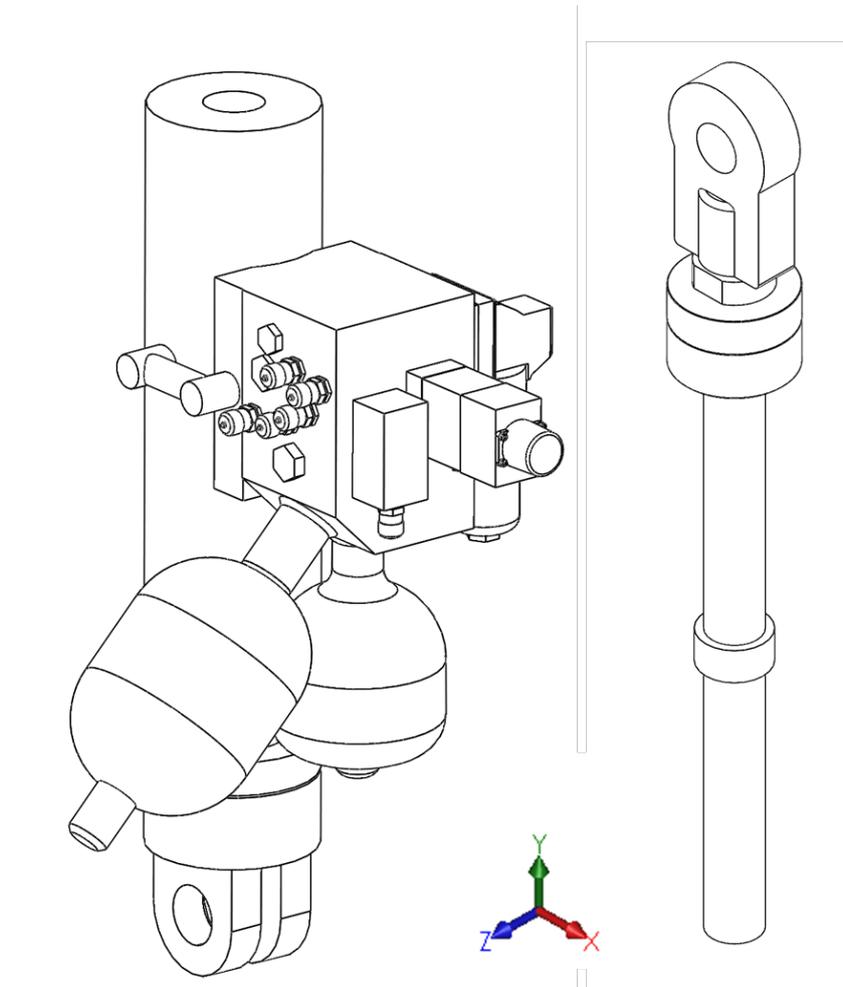


Figura 5.16: 3D realizzato su SolidWorks per il calcolo delle inerzie e della posizione dei centri di massa

Tramite SolidWorks è stato possibile calcolare le inerzie rispetto all'asse di rotazione opportuno, in questo caso l'asse Z:

$$I_{CM, cil}^Z = 3340900,182 \text{ kg mm}^2$$

$$I_{CM, st}^Z = 1000751,74 \text{ kg mm}^2$$

Le inerzie relative al cilindro sono state, successivamente, riportate all'effettivo punto di rotazione, la cerniera  $O'$ , come nello schema seguente (fig. 5.17):

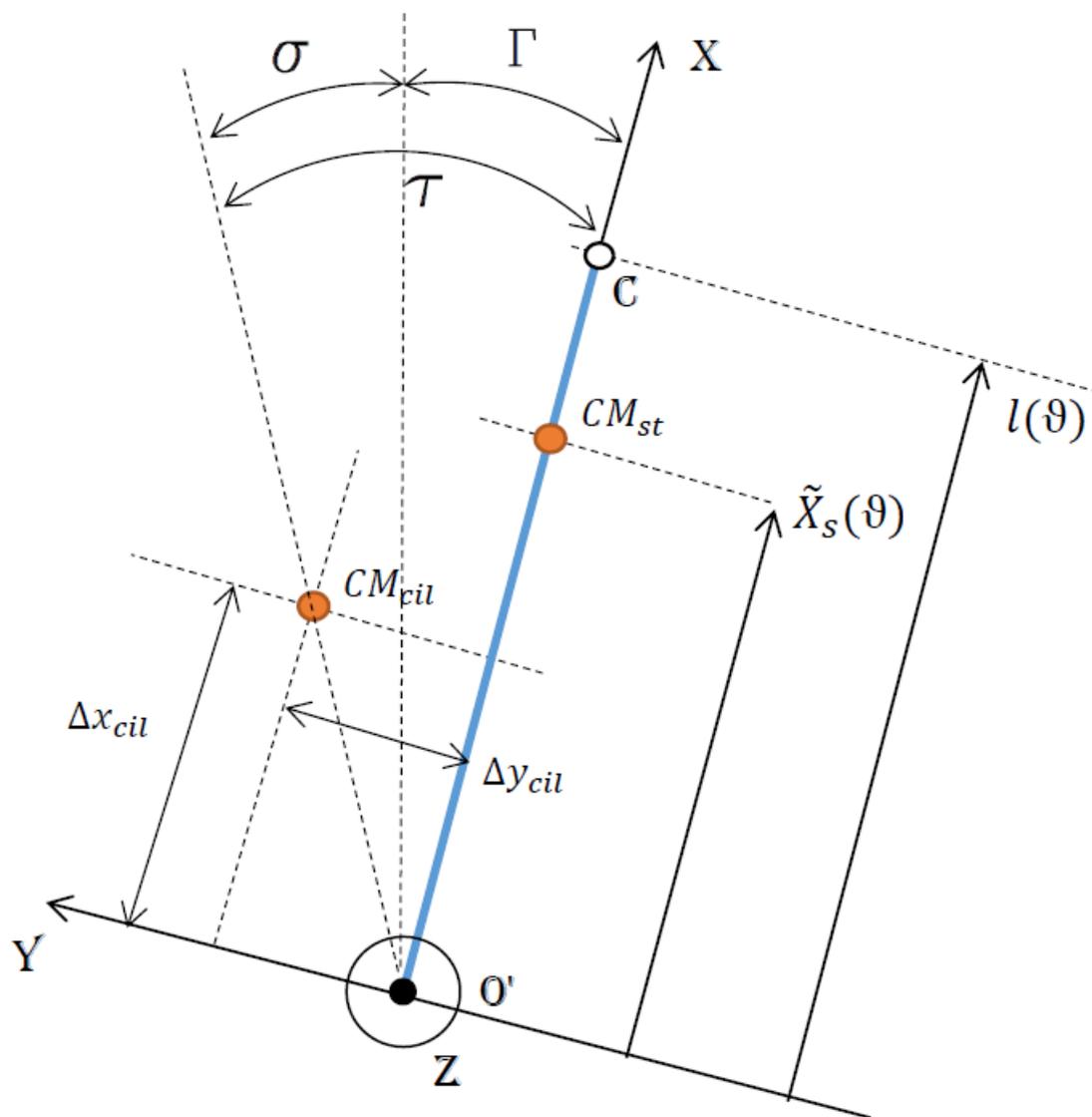


Figura 5.17: Schema per il calcolo delle inerzie del cilindro rispetto alla cerniera  $O'$ .

I nuovi parametri e le nuove costanti sono definiti come:

$$\Delta x_{cil} = 478 \text{ mm}$$

$$\Delta y_{cil} = 47,4 \text{ mm}$$

$$\tau = \tan^{-1} \left( \frac{\Delta y_{cil}}{\Delta x_{cil}} \right)$$

$$\sigma(t) = \tau - \Gamma(t)$$

$$\tilde{x}_s = l(\vartheta) - 287,91 \text{ mm}$$

I momenti di inerzia risultano:

$$I_{cil}^{O'} = I_{CM, cil}^z + m_{cil} \left( \sqrt{\Delta x_{cil}^2 + \Delta y_{cil}^2} \right)^2$$

$$I_{st}^{O'} = I_{CM, st}^z + m_{st} \tilde{x}_s(t)^2$$

Mentre il momento d'inerzia del corpo cilindro rispetto ad O' è costante, quello dello stelo dipende dalla corsa istante per istante.

Per il giunto, fig. 5.18, si è calcolata la posizione del centro di massa e l'inerzia alla rotazione attorno ad esso:

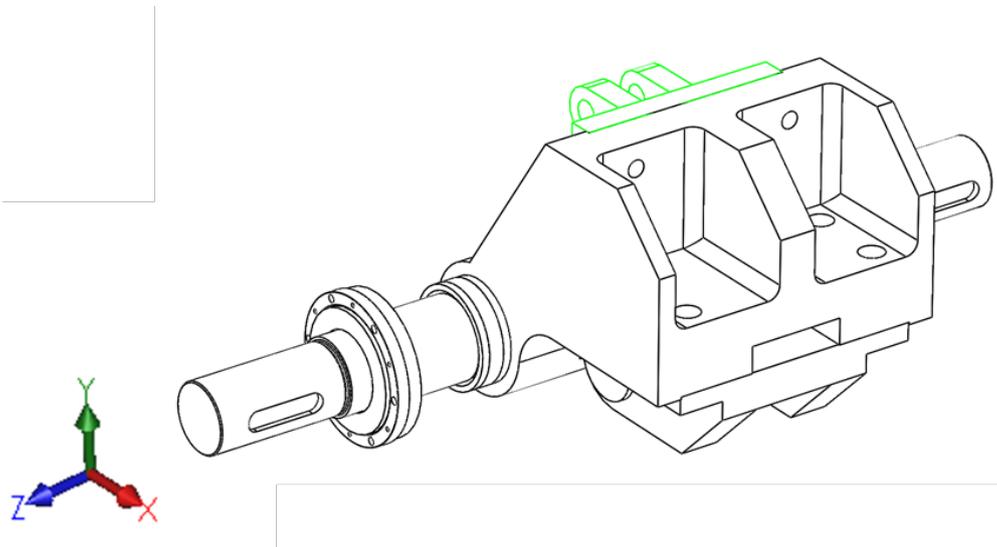


Figura 5.18: 3D del giunto

$$I_{CM, giunto}^z = 451209,218 \text{ kg mm}^2$$

Analogamente a quanto fatto per il cilindro e lo stelo, si determina il momento d'inerzia del giunto rispetto alla cerniera O:

$$I_{O, \text{giunto}}^z = I_{CM, \text{giunto}}^z + M_{\text{giunto}} \left( \sqrt{x_{CM}^2 + y_{CM}^2} \right)^2$$

$$x_{CM} = 67,15 \text{ mm}$$

$$y_{CM} = 97,08 \text{ mm}$$

dove  $M_{\text{giunto}}$  rappresenta la massa del giunto e  $x_{CM}$  e  $y_{CM}$  sono le coordinate del centro di massa rispetto alla cerniera O.

A questo punto è stato tracciato il diagramma di corpo libero del giunto, visibile in fig. 5.19. Le forze scambiate tra il cilindro di carico e il giunto sono state scomposte in una componente parallela all'asse del cilindro ( $F_1$ ) ed una componente ortogonale ad esso ( $F_g$ ). Per il cilindro di prova è stata, in prima battuta, trascurata la forza in direzione ortogonale ed è stata considerata soltanto la forza parallela all'asse del cilindro ( $F_2$ ). L'accelerazione del centro di massa del giunto è stata scomposta anch'essa in una componente normale e in una tangenziale. Con  $m$  è stata indicata la massa del giunto mentre  $R_O^V$  e  $R_O^O$  sono le reazioni vincolari della cerniera fissa O.

L'unico attrito considerato è quello secco al perno O, il cui raggio di attrito  $\rho$  è dato da:

$$\rho = r_{\text{perno}} \sin(\varphi_{\text{attr}})$$

Dove  $r_{\text{perno}}$  è il raggio del perno e  $\varphi_{\text{attr}}$  l'angolo di attrito, cioè l'inclinazione tra la reazione della guida e la sua componente normale alla superficie del perno.

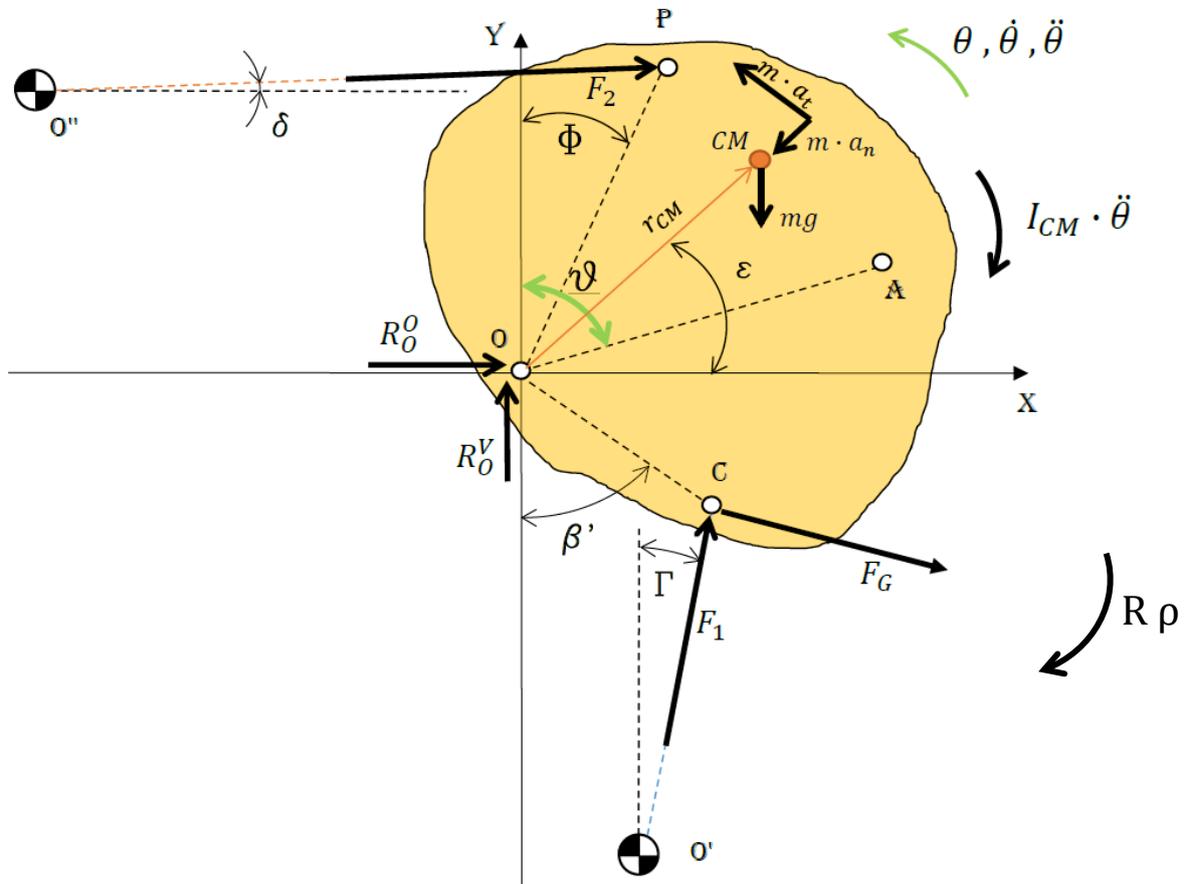


Figura 5.19: Diagramma di corpo libero del giunto.

Le nuove variabili introdotte sono definite come:

$$\Phi = \cos^{-1} \left( \frac{y_P}{OP} \right) \text{sign}(x_P)$$

$$\beta' = \beta + \gamma$$

$$r_{CM} = \sqrt{x_{CM}^2 + y_{CM}^2}$$

$$\varepsilon = \vartheta - \varepsilon_0$$

$$\varepsilon_0 = \tan^{-1} \left( \frac{y_{CM}}{x_{CM}} \right) = 0,9657 \text{ rad}$$

La coppia di attrito al perno vale:

$$R \rho = \rho \sqrt{R_O^V{}^2 + R_O^O{}^2}$$

L'accelerazione normale del centro di massa è stata scomposta lungo gli assi cartesiani:

$$\begin{cases} a_n = r_{CM} \dot{\vartheta}^2 \\ a_{n,x} = -a_n \cos \varepsilon \\ a_{n,y} = -a_n \sin \varepsilon \end{cases}$$

Allo stesso modo è stata scomposta l'accelerazione tangenziale:

$$\begin{cases} a_t = r_{CM} \ddot{\vartheta} \\ a_{t,x} = -a_t \sin \varepsilon \\ a_{t,y} = a_t \cos \varepsilon \end{cases}$$

L'accelerazione di gravità  $g$ , per il calcolo del momento da essa generato, è stata proiettata nella direzione ortogonale alla congiungente il suo punto di applicazione (il centro di massa del giunto) e la cerniera O, indicando col pedice *ort* questa direzione:

$$g_{ort} = g \cos \varepsilon$$

Similmente le forze  $F_1$ ,  $F_g$  ed  $F_2$  sono state sia scomposte lungo gli assi cartesiani, sia lungo la direzione ortogonale (pedice *ort*) e parallela (pedice *par*) alla congiungente dei loro punti di applicazione con la cerniera O.

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{1,x} = F_1 \sin \Gamma \\ F_{1,y} = F_1 \cos \Gamma \\ F_{1,par} = -F_{1,x} \sin \beta' + F_{1,y} \cos \beta' \\ F_{1,ort} = F_{1,x} \cos \beta' + F_{1,y} \sin \beta' \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{2,x} = F_2 \cos \delta \\ F_{2,y} = F_2 \sin \delta \\ F_{2,par} = F_{2,x} \sin \Phi + F_{2,y} \cos \Phi \\ F_{2,ort} = F_{2,x} \cos \beta' \Phi + F_{2,y} \sin \Phi \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{g,o} = F_g \cos \Gamma \\ F_{g,v} = F_g \sin \Gamma \\ F_{g,par} = F_g \sin(\beta' - \Gamma) \\ F_{g,ort} = F_g \cos(\beta' - \Gamma) \end{array} \right.$$

E' possibile a questo punto scrivere le equazioni di equilibrio dinamico:

- *Equilibrio alla rotazione attorno ad O*

$$(I_{CM} + m r_{CM}^2) \ddot{\vartheta} + F_{2,ort} \overline{OP} - F_{1,ort} \overline{OC} + R \rho + m g_{ort} r_{CM} - F_{G,ort} \overline{OC} = 0$$

- *Equilibrio alla traslazione lungo y*

$$m (r \ddot{\vartheta} \cos \varepsilon - r \dot{\vartheta}^2 \sin \varepsilon) - F_{1,y} - F_{2,y} + mg + F_{G,v} = -R_0^V$$

- *Equilibrio alla traslazione lungo x*

$$m (r \ddot{\vartheta} \sin \varepsilon + r \dot{\vartheta}^2 \cos \varepsilon) + F_{1,x} - F_{2,x} + F_{G,o} = -R_0^O$$

La forza  $F_g$  è calcolabile a partire dall'equilibrio delle coppie agenti sul cilindro di carico come si vede dallo schema di fig. 5.20:

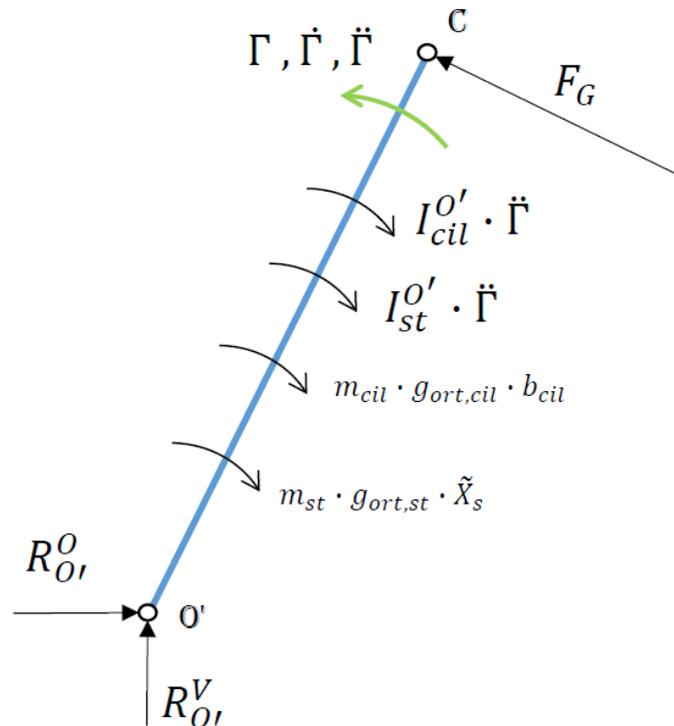


Figura 5.20: Equilibrio di coppie agenti sul cilindro di carico

Le coppie agenti sul cilindro di carico sono le due coppie di inerzia e le due coppie dovute all'accelerazione gravitazionale. Per quanto riguarda il corpo cilindro, il braccio di momento dovuto alla gravità è costante e vale:

$$b_{cil} = \sqrt{\Delta x_{cil}^2 + \Delta y_{cil}^2}$$

Il braccio di momento, invece, della forza peso dello stelo è dato dalla coordinata  $\tilde{x}_s$  definita in precedenza.

Come per il corpo libero del giunto anche in questo caso l'accelerazione di gravità è stata proiettata, secondo un angolo diverso per il corpo cilindro e lo stelo, nella componente che genera momento, cioè nella direzione ortogonale all'asse del cilindro:

$$\begin{cases} g_{ort,cil} = -g \sin \sigma \\ g_{ort,st} = g \sin \Gamma \end{cases}$$

Equazione di equilibrio alla rotazione attorno ad O':

$$\left( I_{cil}^{O'} + I_{st}^{O'}(t) \right) \ddot{\Gamma} + R \rho + m_{cil} g_{ort,cil} b_{cil} + m_{st} g_{ort,st} \tilde{x}_s = F_g l(\vartheta)$$

### 5.3 Inserimento del modello del giunto all'interno del modello del banco

La fig. 5.21 mostra il modello completo di simulazione in ambiente MatLAB/Simulink.

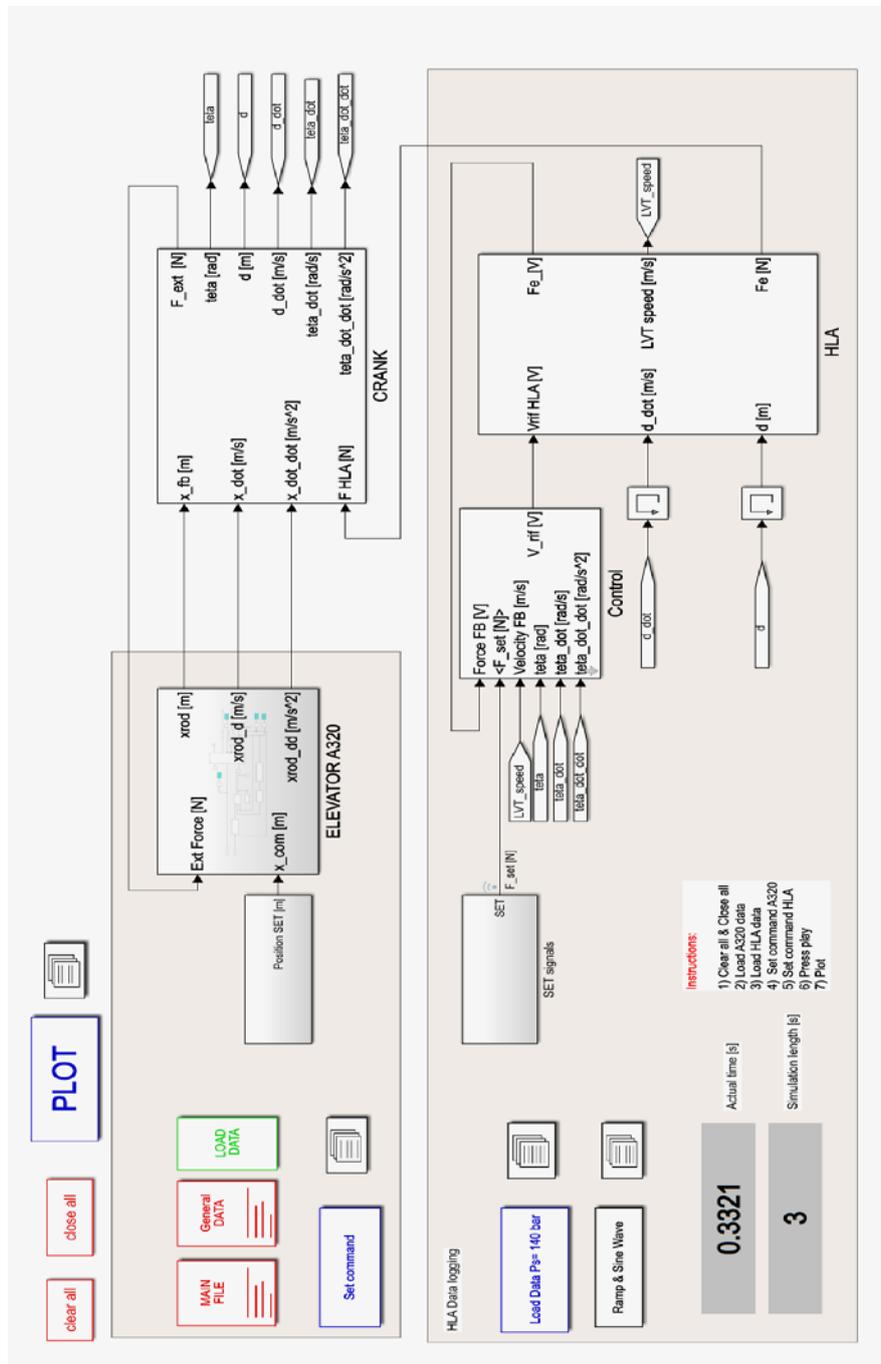


Figura 5.21: Modello non lineare del banco

Il blocco del giunto, visibile come “CRANK” nello schema, è stato implementato come una funzione MatLAB ed è riportato nell’Appendice A, così come la funzione di compensazione è riportata nell’Appendice B.

Il blocco HLA è relativo servosistema dell’attuatore di carico del banco modellato secondo quanto descritto nel capitolo 4.

Per l’attuatore in prova è stato, temporaneamente, adottato il modello di un servattuatore idraulico di controllo posizione adibito ad elevatore in un velivolo Airbus A320; in fig. 5.22 è riportato un tipico schema meccatronico di funzionamento di un attuatore idraulico in controllo posizione.

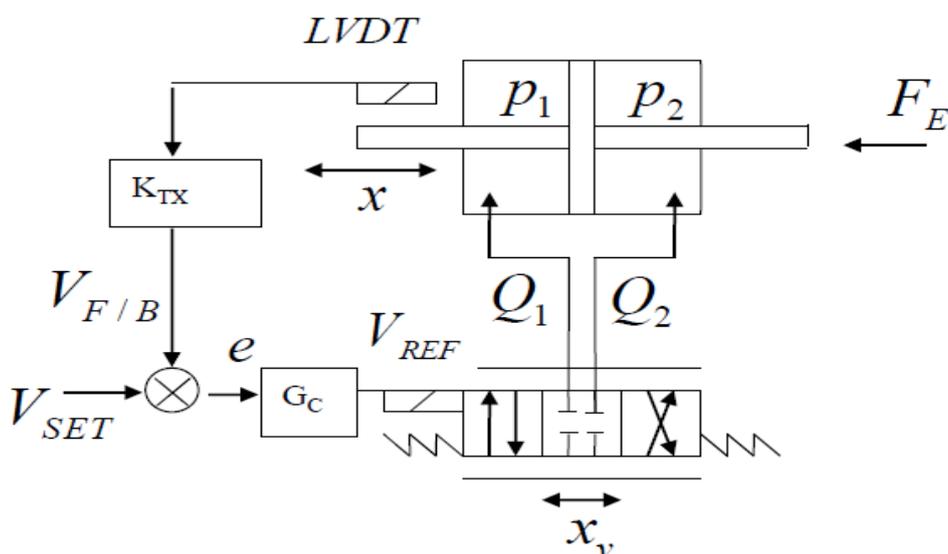


Figura 5.22: Schema meccatronico del cilindro di prova elevatore per A320

Il sistema riceve un set di posizione ( $V_{SET}$ ) e riceve un disturbo di forza esterno ( $F_E$ ); la retroazione è garantita da un trasduttore di posizione lineare (LVDT: Linear Variable Differential Transformer) che permette di confrontare il valore di posizione misurato ( $V_{F/B}$ ) con il valore richiesto ( $V_{SET}$ ). L’errore di posizione, dato dalla differenza dei due segnali precedenti, viene processato dal blocco di controllo ( $G_C$ ) che genera un riferimento elettrico per la servovalvola; la servovalvola permette il passaggio di due portate di fluido ( $Q_1$  e  $Q_2$ ) da, e per, le camere del cilindro su cui agiscono due differenti pressioni ( $p_1$  e  $p_2$ ). La differenza di

pressione comporta una differenza di forza sul pistone che provoca lo spostamento richiesto ( $x$ ).

Nella fattispecie dell'elevatore per A320 la servovalvola è una Moog di tipo *flapper/nozzle* a ricoprimenti positivi, modellata in maniera non lineare secondo le equazioni del paragrafo 4.1.

Le principali caratteristiche meccaniche dell'attuatore sono le seguenti:

- diametro pistone: 48,25 mm;
- diametro stelo: 22,98 mm;
- area di spinta: 14,1  $cm^2$ ;
- corsa massima di fuoriuscita: +46,83 mm;
- corsa massima di rientro: -25,32 mm;
- forza di stallo a 206 bar: 27 kN.

Il controllore dell'elevatore per A320 è lineare di tipo PID: Proporzionale –Integrativo-Derivativo (fig. 5.23).

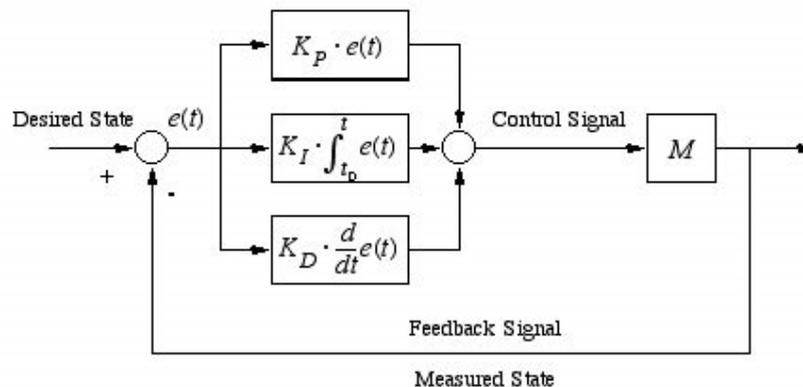


Figura 5.23: Schema di un controllore PID

L'errore istantaneo viene manipolato da tre rami in parallelo: il valore stesso dell'errore è moltiplicato dal guadagno  $K_p$ , l'integrale nel tempo dell'errore è moltiplicato per un guadagno  $K_I$  mentre la derivata dell'errore per un segnale  $K_D$ . La somma dei tre rami è il riferimento in uscita dal blocco di controllo.

Tutti i valori significativi relativi ai modelli del banco e dell'elevatore per A320 sono riportati nel capitolo 6.

## 5.4 Compensazione del set di carico

A causa del rapporto di trasmissione non costante, non è possibile conoscere a priori la forza che andrà ad agire sull'attuatore controllato in posizione. Per questo motivo, sarà necessario manipolare il set di carico del servo attuatore HLA in modo da compensare l'inerzia degli organi in movimento e tenere conto del rapporto di trasmissione del giunto. La fig. 5.24 mostra schematicamente la strategia di compensazione adottata. Il modello della cinematica/dinamica inversa del giunto riceve in ingresso i seguenti parametri:

- la posizione angolare  $\theta$  del giunto fornita dall'encoder e, tramite derivazione numerica, la velocità angolare  $\dot{\theta}$  e l'accelerazione angolare  $\ddot{\theta}$ ;
- il set di carico  $F_{SET}^{A320}$  a cui sarà sottoposto l'attuatore controllato in posizione.

Il segnale in uscita  $F_{SET}^{HLA}$  rappresenta il set di carico da fornire al servoattuatore idraulico controllato in forza per ottenere una forza pari a  $F_{SET}^{A320}$  sull'asse dell'attuatore controllato in posizione.

Al fine di ridurre il costo computazionale, tutte le funzioni trigonometriche sono state approssimate come polinomi.

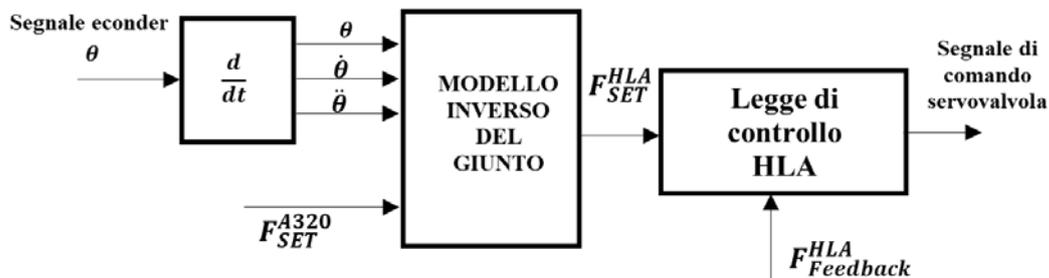


Figura 5.24: Schema funzionale della compensazione del set di carico

Per valutare le prestazioni del sistema con la compensazione di dinamica inversa del giunto sono state effettuate delle simulazioni con il modello Simulink riportato nel paragrafo precedente. Si sono adottati due tipi di set per il controllo posizione dell'A320 e due tipi di set per il controllo forza del cilindro di carico (HLA) del banco.

Il primo segnale di set dato al controllo di posizione è stato di tipo sinusoidale, come visibile in fig. 5.25, in cui un piccolo tratto costante è seguito da una sinusoide di ampiezza 10 mm e frequenza di 3 Hz.

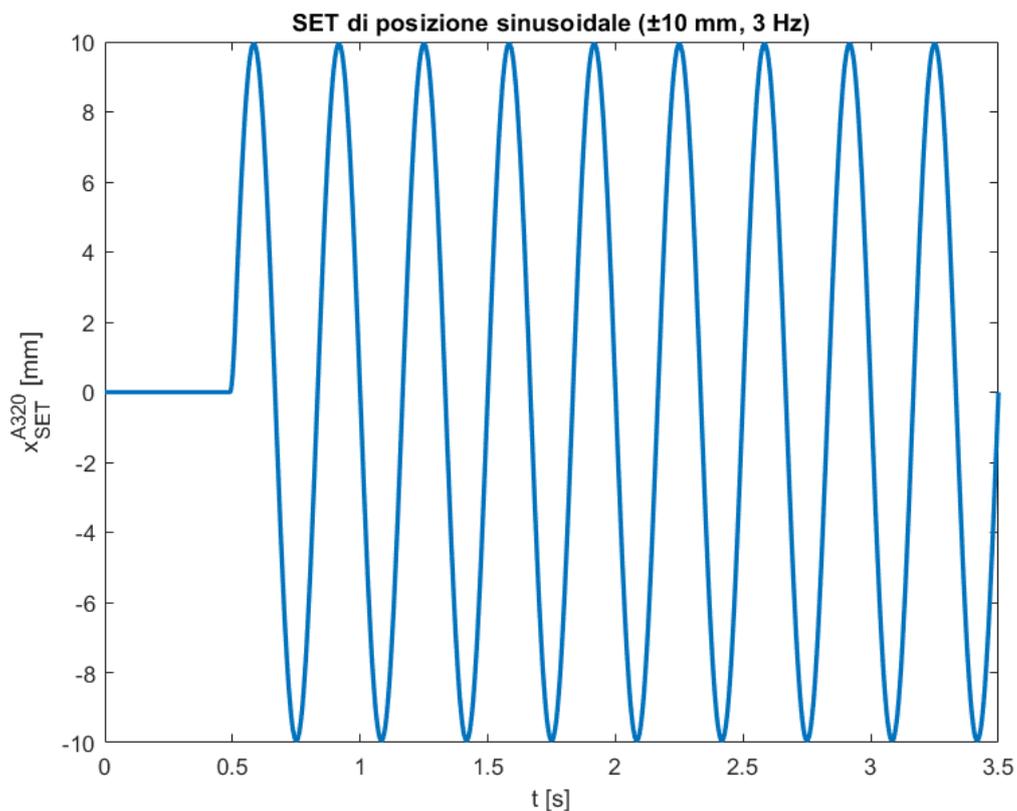


Figura 5.25: Set di posizione sinusoidale di ampiezza 10mm e frequenza 3 Hz.

Il secondo set di posizione scelto è di tipo trapezoidale con due onde trapezie consecutive in direzione opposta. Come si può vedere in fig. 5.26, l'ampiezza delle due onde è differente, rispettivamente 45 mm per la corsa positiva e 25 mm per quella negativa, e ciò è dovuto al fatto che si è voluta sfruttare pressoché tutta l'escursione possibile dell'A320 per poter dare un disturbo molto grande all'attuatore di carico. Inoltre, si può ancora vedere in figura come la durata scelta per le rampe di salita e discesa sia anch'essa diversa; le rampe di salita dei due comandi trapezoidali, infatti, hanno una durata di 0.1 secondi mentre le due rampe di discesa

hanno una durata di 0.2 secondi. Questo per poter, con una sola prova, valutare le risposte del banco a disturbi di posizione di pari ampiezza ma diversa velocità.

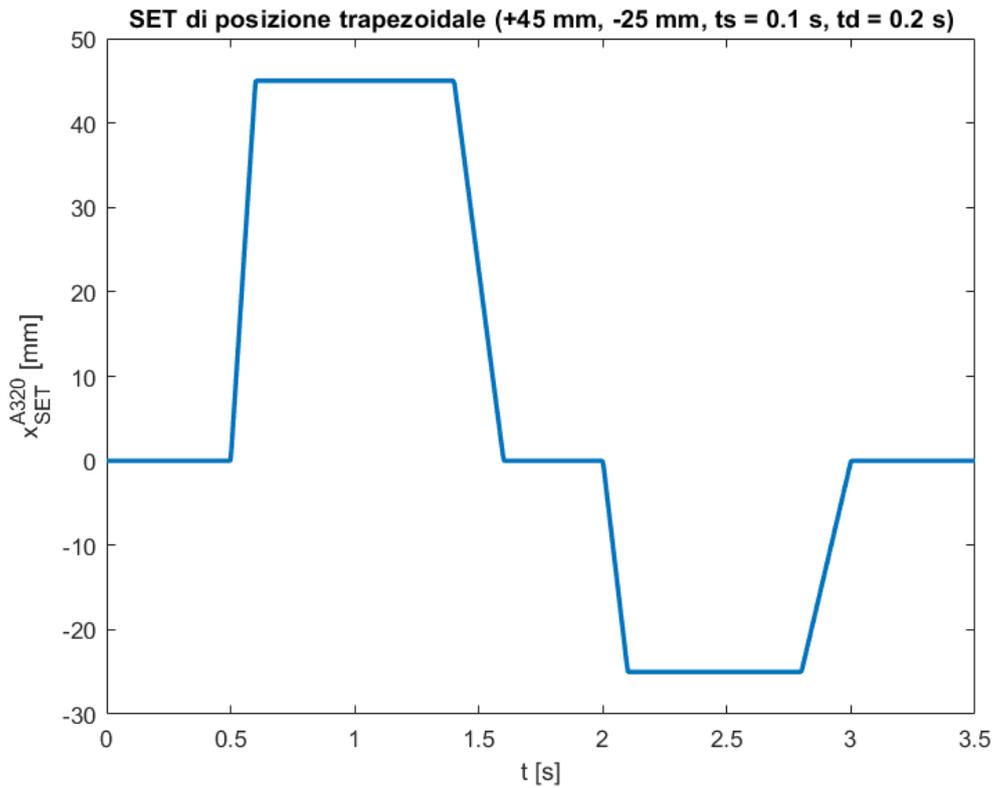


Figura 5.26: Set di forza a doppia onda trapezoidale con tempi di salita e discesa asimmetrici.

Per quanto riguarda i set di forza, il primo scelto è una tipica rampa di ampiezza 7 kN e tempo di salita pari a 0.2 s (fig. 5.27).

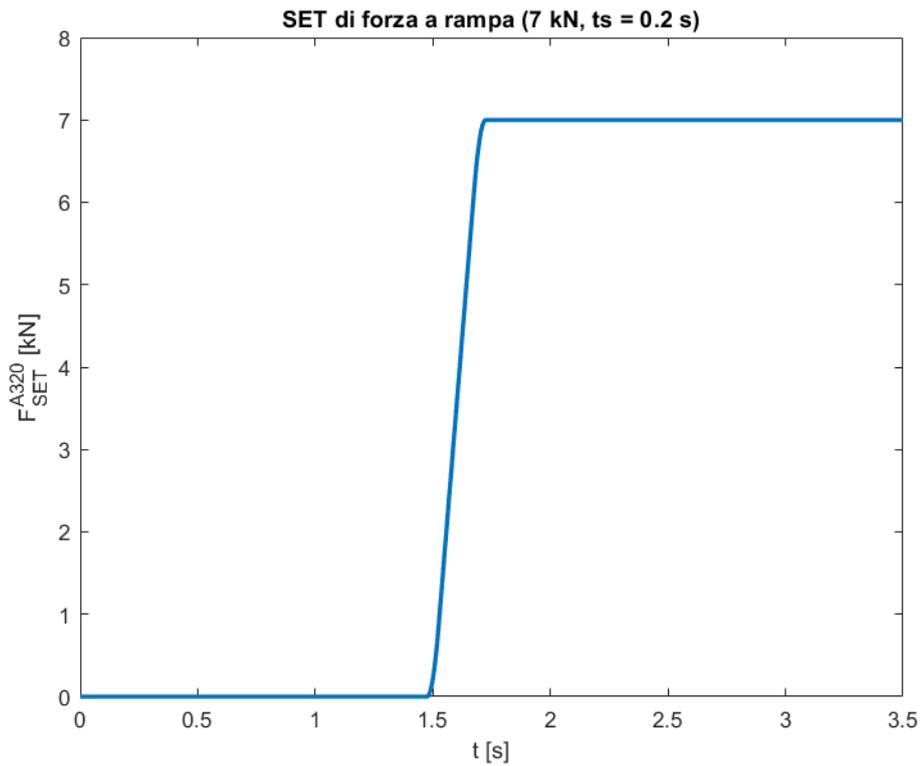


Figura 5.27: Set di forza a rampa.

Il secondo comando di forza, infine, vuole riprodurre una tipica condizione di lavoro per un banco di prova per servoattuatori di volo, ossia una raffica di vento. Il segnale in fig. 5.28 consiste in una rampa a 3 kN con tempo di salita 0.3 s, seguita da un piccolo tratto costante, poi da un picco veloce assimilabile a un tratto di senoide e da una fase di mantenimento a valore costante non nullo (4 kN). Tutti i set sono stati raccordati con la funzione *smooth* di Matlab per evitare brusche discontinuità che potessero interferire col modello numerico. Il codice per la generazione dei segnali di set è riportato nell'Appendice C.

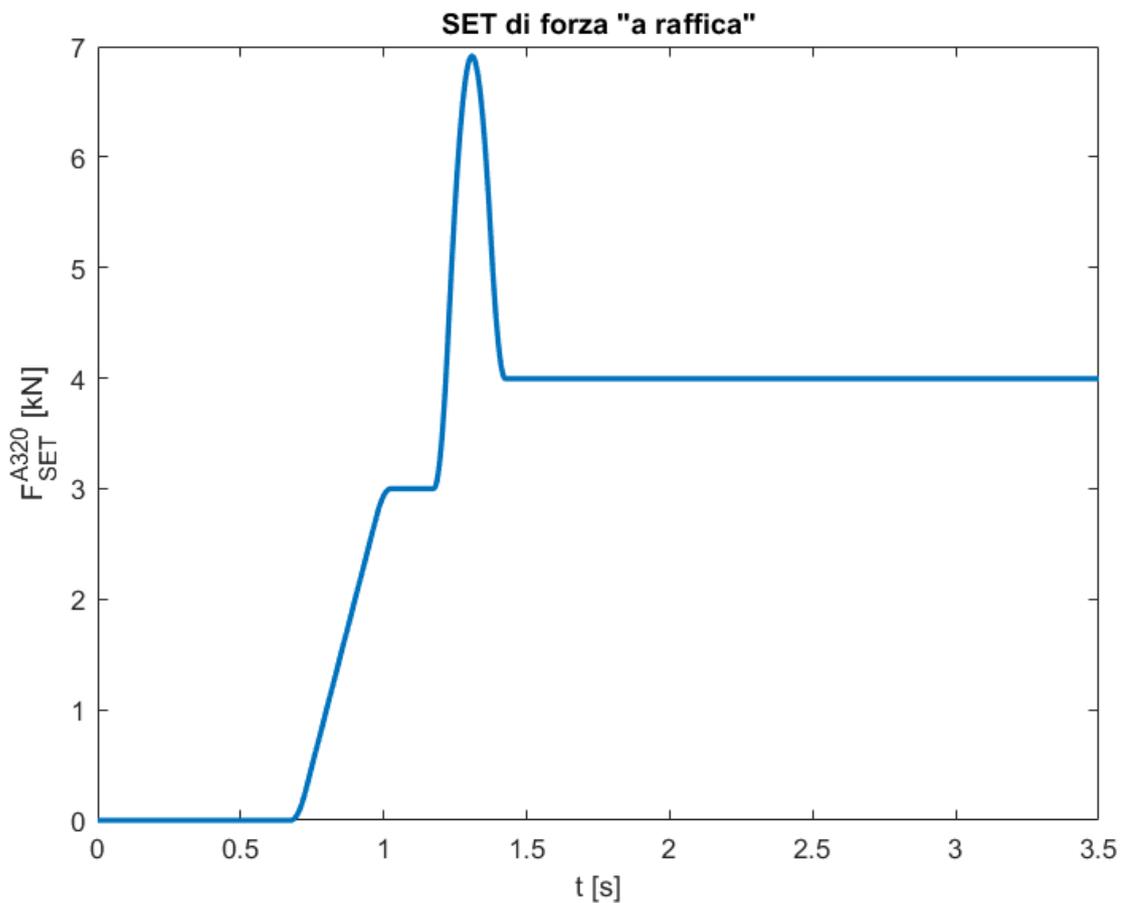


Figura 5.28: Set di forza “a raffica”; la forma del set vorrebbe riprodurre una raffica di vento.

Seguono ora i grafici risultanti dalle quattro simulazioni ottenute combinando i quattro set sopra proposti.

Nelle figg. 5.29-5.30 sono mostrati i grafici relativi alla simulazione con set di posizione sinusoidale e set di forza a rampa. Dal grafico degli spostamenti, si può notare come il movimento del HLA sia completamente opposto a quello del A320 chiaramente dovuto al fatto che il primo cilindro si estende mentre il secondo si ritrae e viceversa; inoltre una volta raggiunto il valore finale della rampa di forza è visibile lo spostamento asimmetrico del A320 a causa del forte disturbo di forza che è resistente nella corsa di fuoriuscita e trascinante in quella di rientro.

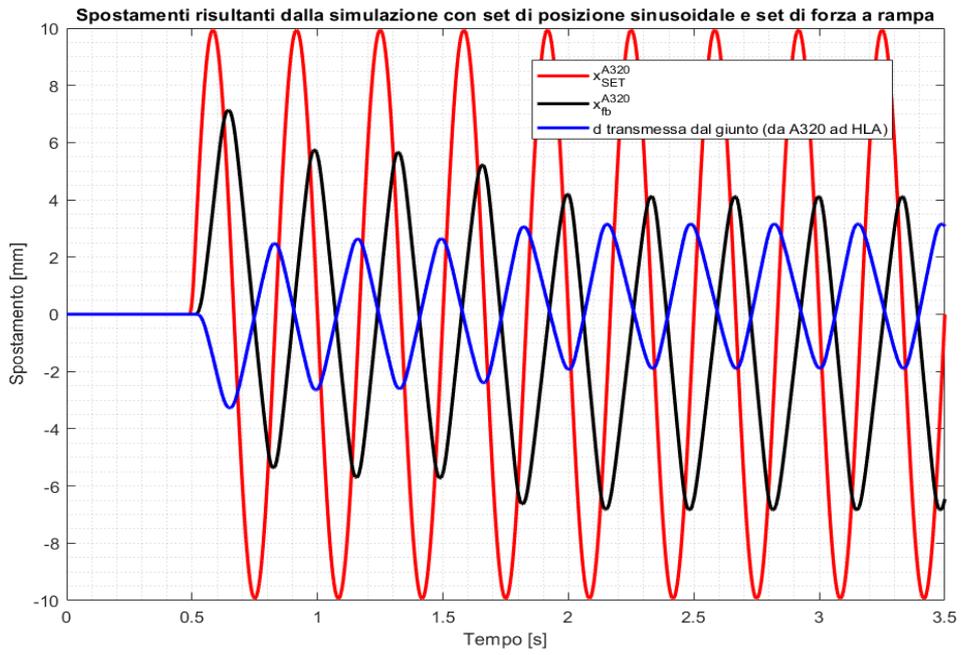


Figura 5.29: Spostamenti risultanti dalla simulazione con set di posizione sinusoidale e set di forza a rampa.

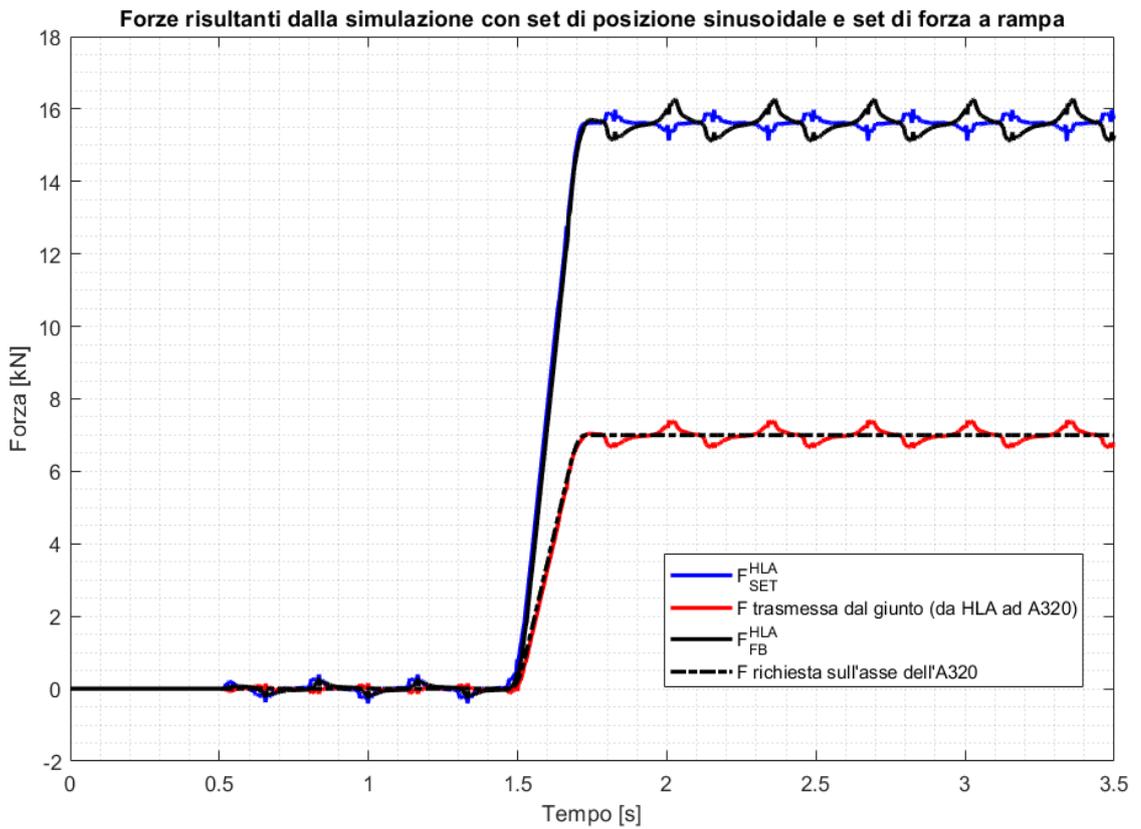


Figura 5.30: Forze risultanti dalla simulazione con set di posizione sinusoidale e set di forza a rampa.

Dal grafico delle forze si evince come il giunto crei una sorta di filtraggio meccanico, ovviamente a spese della forza richiesta che è più del doppio superiore a quella trasmessa, in grado di smorzare il disturbo oscillatorio che è comunque presente.

**Forze risultanti dalla simulazione con set di posizione sinusoidale e set di forza a rampa**

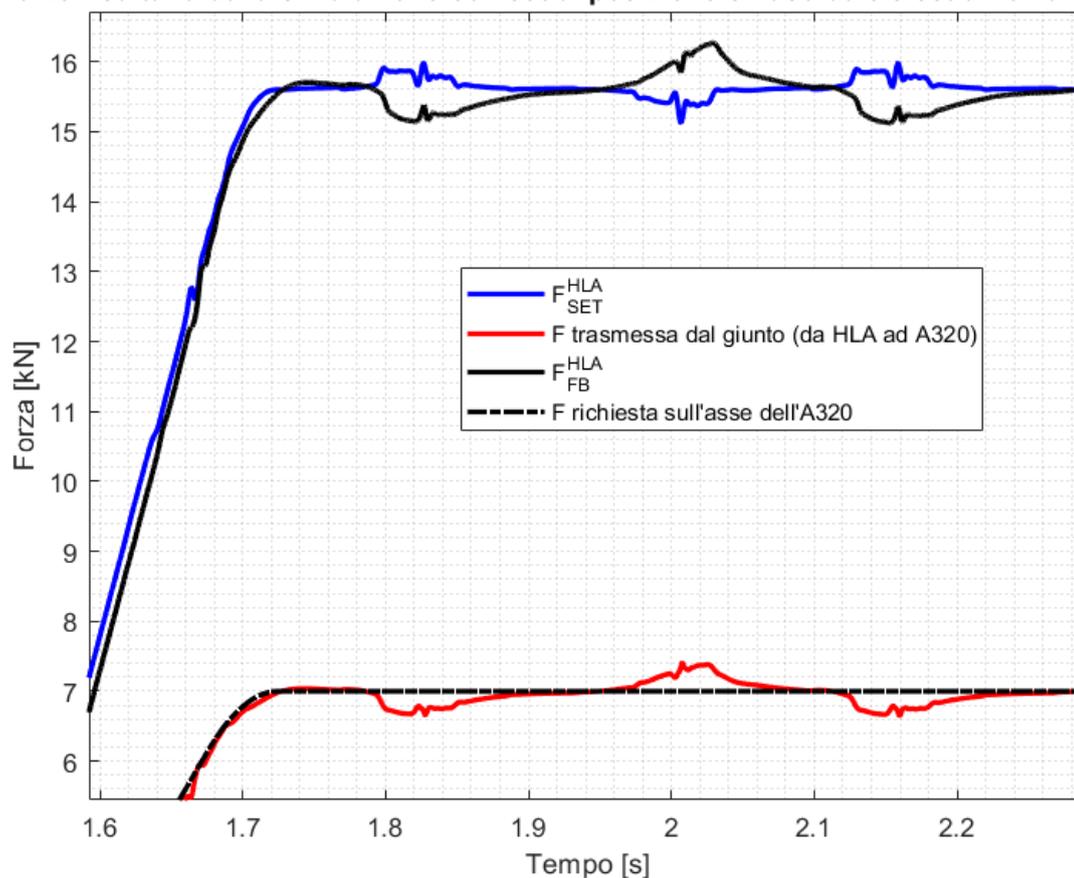


Figura 5.31: Ingrandimento della Figura 28.

Dall'ingrandimento di fig. 5.31 è possibile apprezzare come il set compensato tramite dinamica inversa del giunto (in blu) sia in grado di inseguire in tempo reale le dinamiche del giunto adeguando la risposta di forza in uscita dal HLA (in nero) in modo da avere la forza effettivamente richiesta (curva a tratti) a valle del giunto (in rosso). Infine si evince dai *ripple* di forza che il banco insegue più difficilmente il set nel momento in cui si verifica un'inversione del moto.

Nelle figg. 5.32-5.33 sono presentati i risultati della seconda simulazione con un set di posizione a doppia onda trapezia e un set di forza a rampa, come nella simulazione precedente.

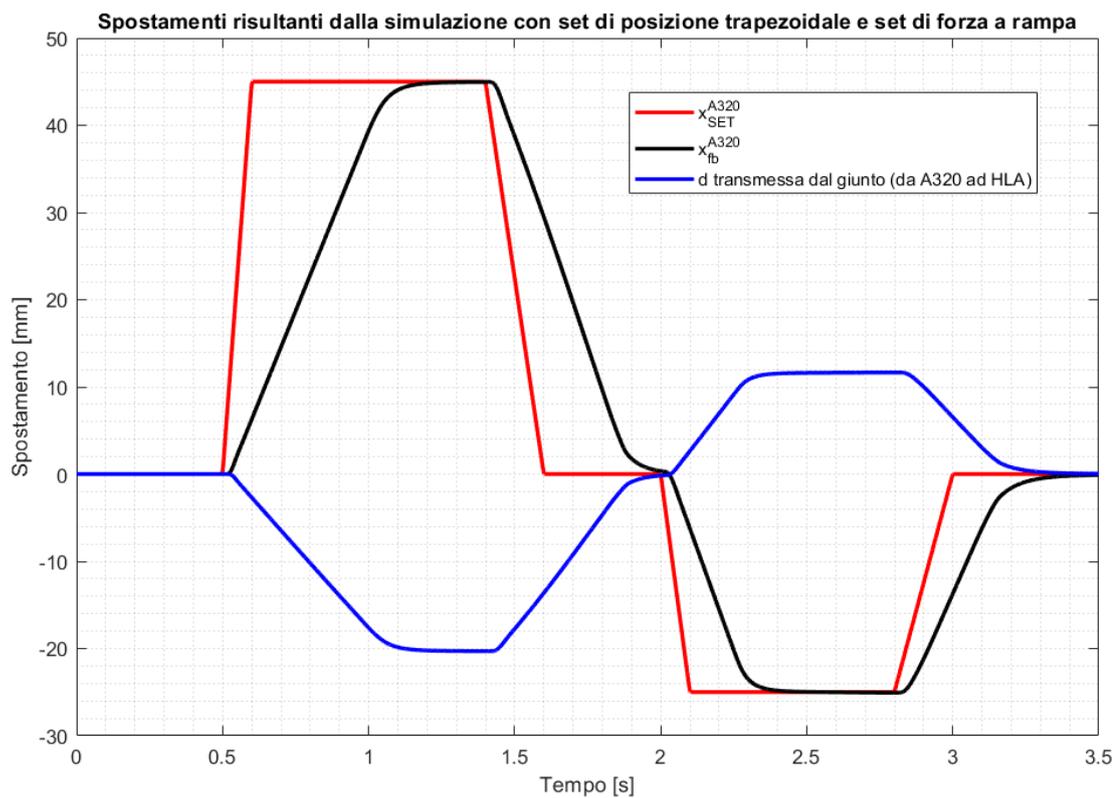


Figura 5.32: Spostamenti risultanti dalla simulazione con set di posizione trapezoidale e set di forza a rampa.

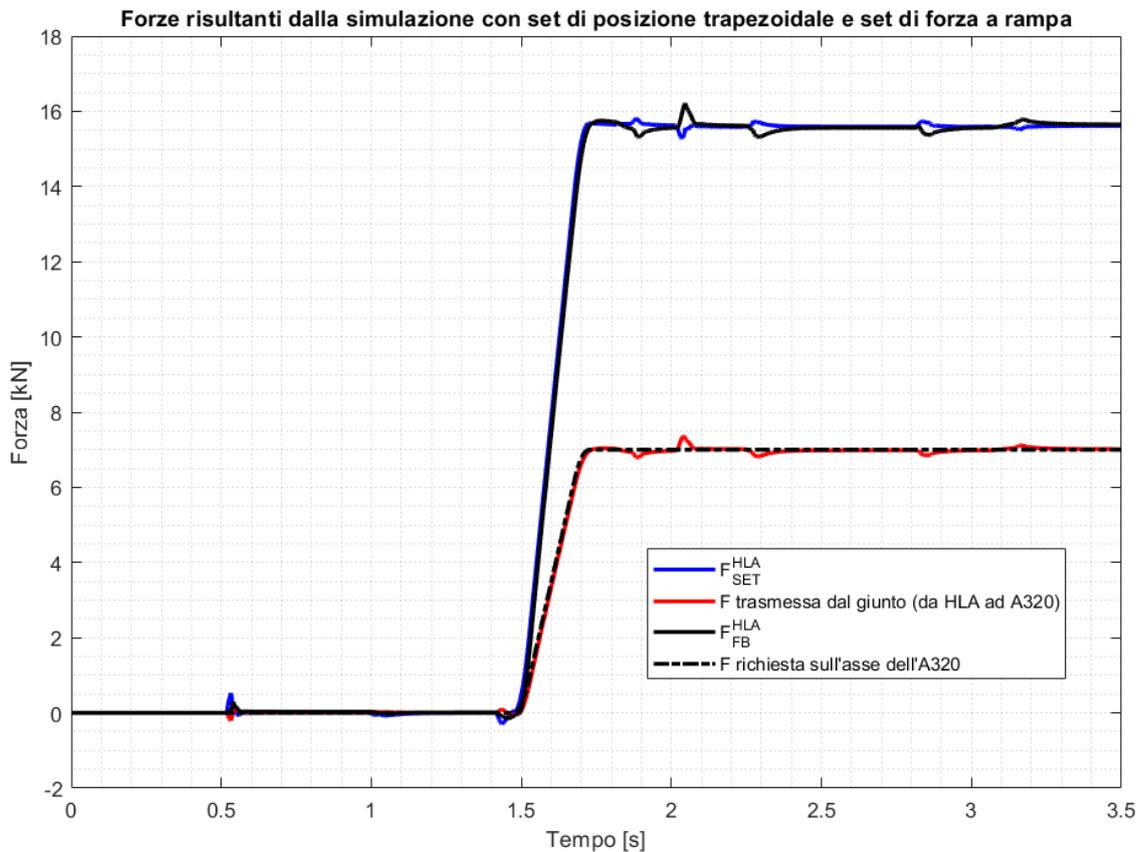


Figura 5.33: Forze risultanti dalla simulazione con set di posizione trapezoidale e set di forza a rampa.

Con questo set di posizione è stato possibile far lavorare l’attuatore di carico in una posizione quanto più possibile distante dallo zero. Come nella simulazione precedente, l’oscillazione maggiore si verifica nel punto di inversione del moto mentre gli altri *ripple* sono decisamente contenuti. Negli ultimi istanti della simulazione si vede come il valore di forza sviluppato (in nero) aumenta leggermente a causa dello spostamento del cilindro che, tornando a lavorare nella posizione di zero, deve esercitare una forza diversa a causa del diverso rapporto di trasmissione. Nelle figg. 5.34-5-35 viene rappresentata la risposta del modello ad un set di posizione sinusoidale e un set di forza “a raffica”.

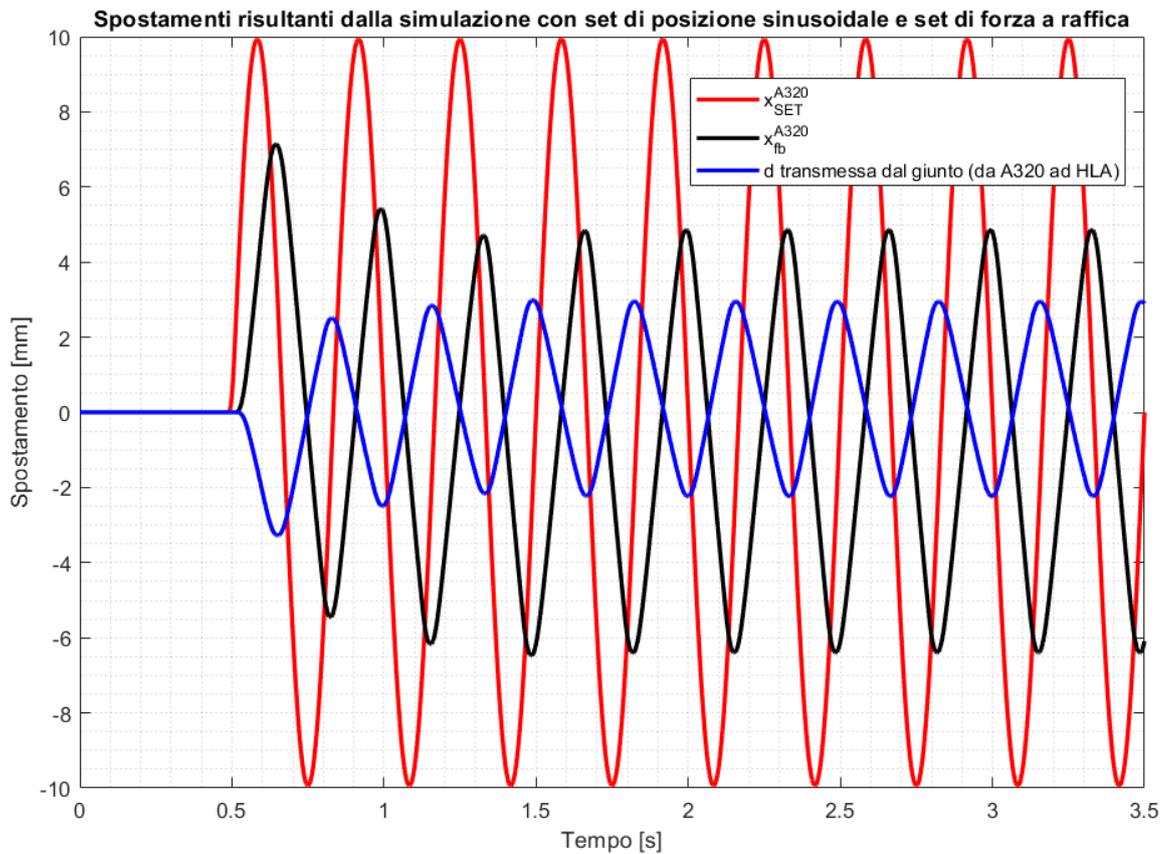


Figura 5.34: Spostamenti risultanti dalla simulazione con set di posizione sinusoidale e set di forza “a raffica”.

La risposta del cilindro in prova A320 è molto simile a quella della prima simulazione, segno del fatto che il servoattuatore è poco sensibile ai disturbi di forza fino a 7 kN.

Dalla risposta di forza, invece, si evidenzia un leggero sfasamento in corrispondenza del picco di raffica che porta quasi a fondo scala il cilindro di carico; tuttavia il sistema non attenua riproducendo in maniera piuttosto accurata la forma del set, mentre gli ulteriori *ripple* nella parte costante sono di minore entità rispetto alla prova con rampa da 7 kN.

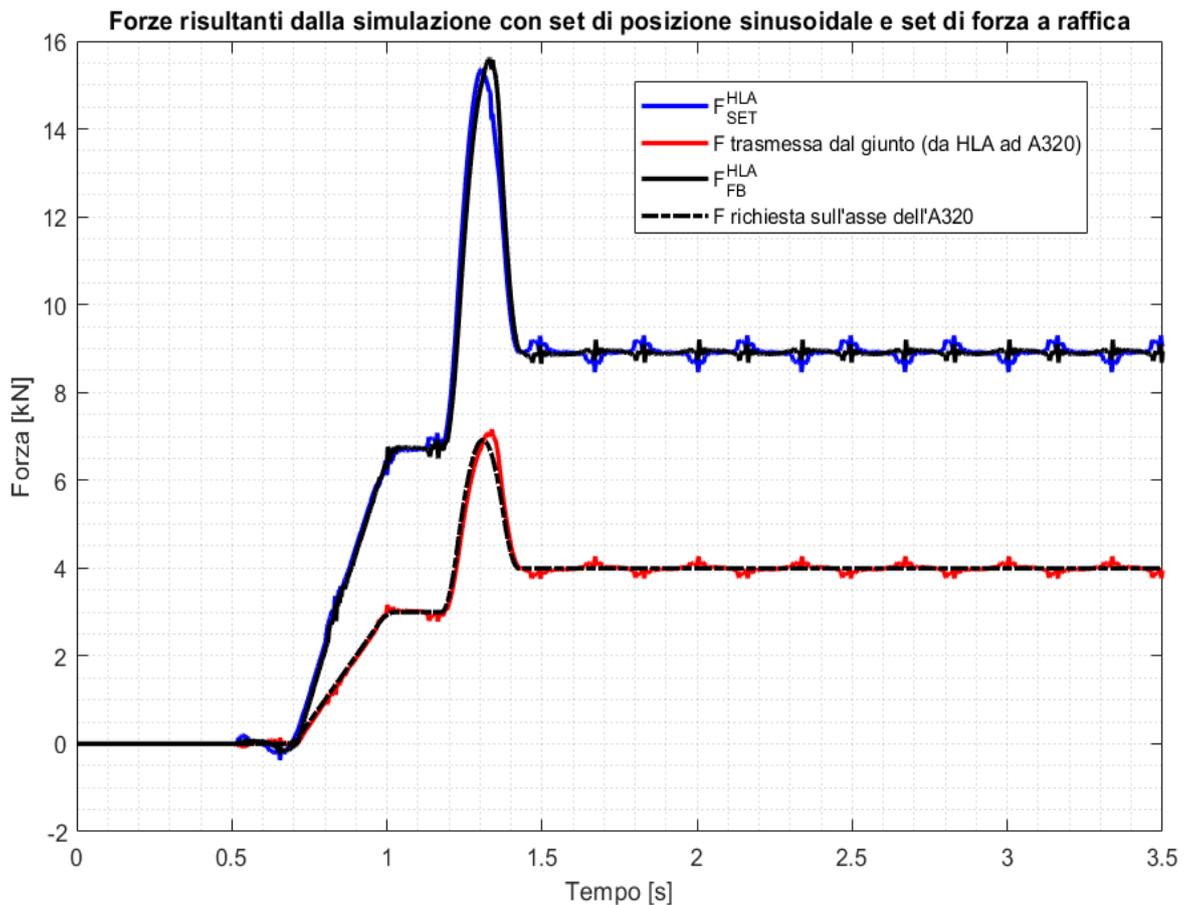


Figura 5.35: Forze risultanti dalla simulazione con set di posizione sinusoidale e set di forza “a raffica”.

Per l’ultima simulazione, infine, si sono adottati il set di posizione ad onde trapezie e il set di forza a raffica (figg. 5.36-5.37).

La risposta in posizione del cilindro è molto simile a quella della seconda simulazione e per essa valgono le stesse considerazioni fatte in precedenza. La risposta del modello al set a raffica è, anche in questo caso, soddisfacente e risulta più accurata che nel caso precedente, in relazione al fatto che, per il controllo forza, il disturbo sinusoidale risulta più critico rispetto a quello trapezoidale. Delle piccole oscillazioni sono ancora presenti nella risposta di forza dovute agli spostamenti del A320.

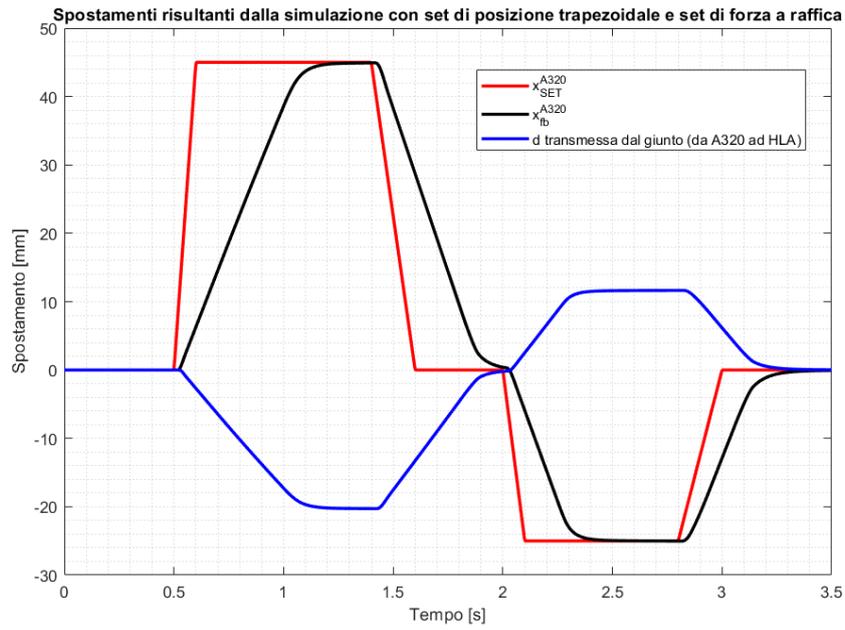


Figura 5.36: Spostamenti risultanti dalla simulazione con set di posizione trapezoidale e set di forza “a raffica”.

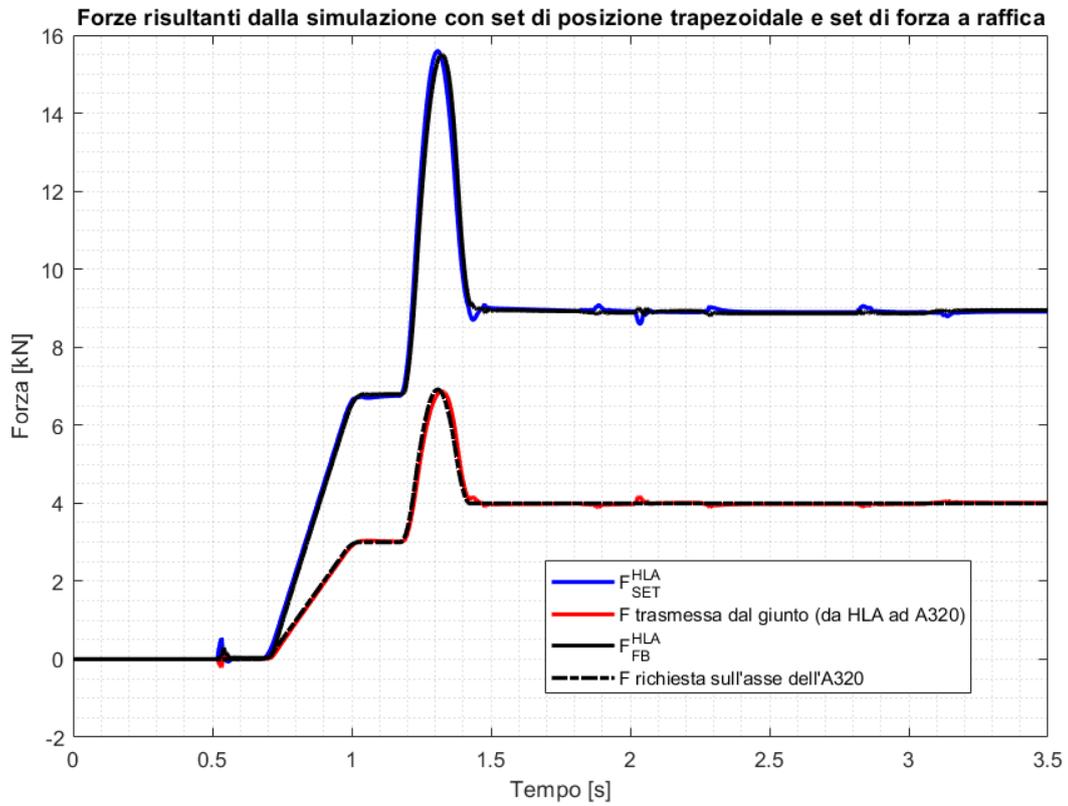


Figura 5.37: Forze risultanti dalla simulazione con set di posizione trapezoidale e set di forza “a raffica”.

## 5.5 Implementazione per FPGA

Per implementare sul campo la compensazione sopra descritta è stato programmato un applicativo Labview che, una volta compilato, può essere trasferito su un dispositivo di calcolo di tipo FPGA. Un FPGA (*Field Programmable Gate Array*) è un circuito integrato le cui funzionalità sono state descritte nel paragrafo 3.7.1.

Tramite Labview è possibile programmare in maniera grafica su molte piattaforme tra cui gli FPGA. L'interfaccia di programmazione è, sostanzialmente, costituita da un pannello frontale e da uno schema di flusso a blocchi. Nel pannello frontale sono visibili tutte le variabili di input e di output del programma; il pannello dell'applicativo scritto è visibile in fig 5.38.

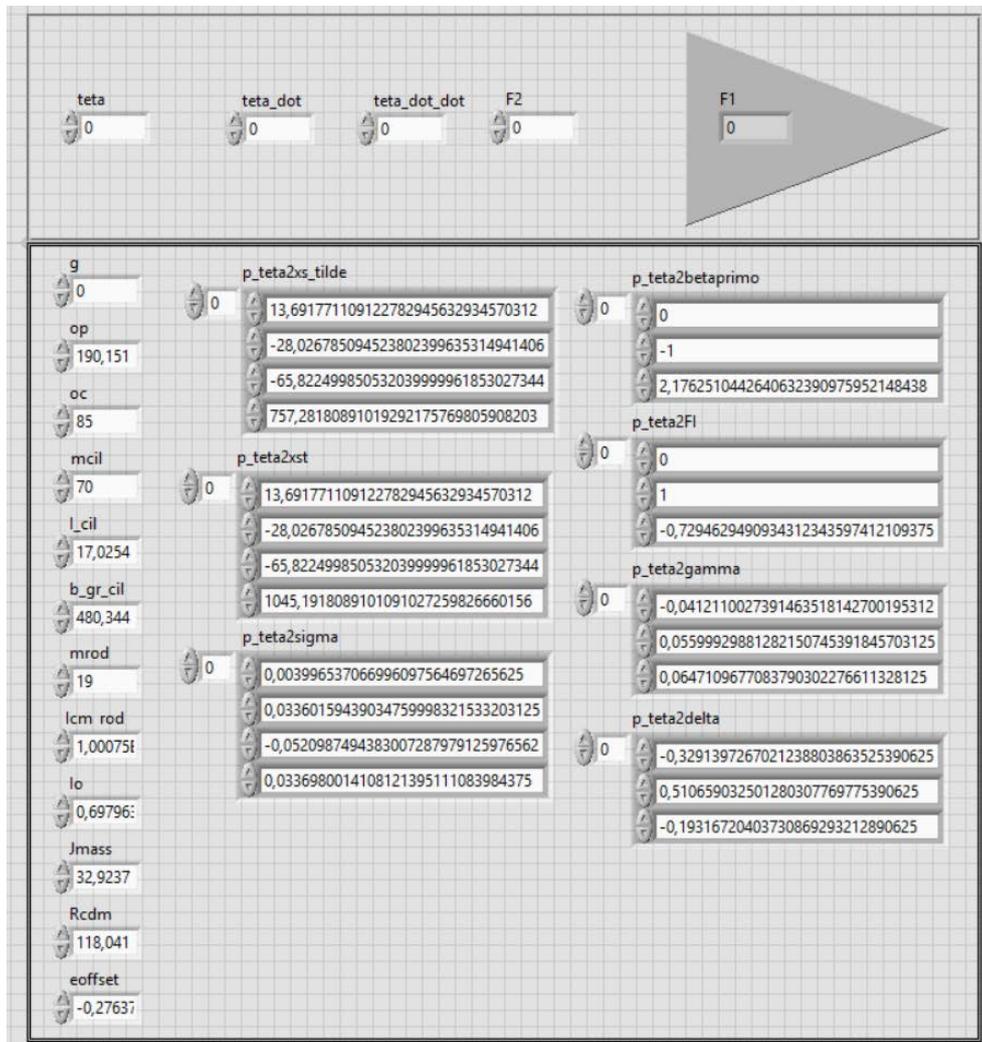


Figura 5.38: Pannello frontale dell'applicativo Labview

L'applicativo richiede come input in *real-time* i segnali di posizione angolare (teta), velocità angolare (teta\_dot) ed accelerazione angolare (teta\_dot\_dot) del giunto nonché il segnale di set del cilindro di carico (F2). Il codice elabora questi segnali e, calcolando la dinamica inversa, restituisce come unico output la forza necessaria (F1) che il cilindro di carico deve sviluppare a monte del giunto affinché venga trasmessa a valle quella richiesta dal set (F2). Le altre variabili, relative alle inerzie e alle relazioni cinematiche, sono state calcolate con uno script MatLAB riportato in appendice e sono impostate come valori di *default*; tuttavia, i valori restano modificabili qualora il giunto dovesse subire variazioni e ciò comporta una maggiore riusabilità del codice.

Gli algoritmi logico-matematici e i flussi di dati della dinamica inversa sono composti nel diagramma a blocchi dell'applicativo di cui è riportato un estratto in fig. 5.39.

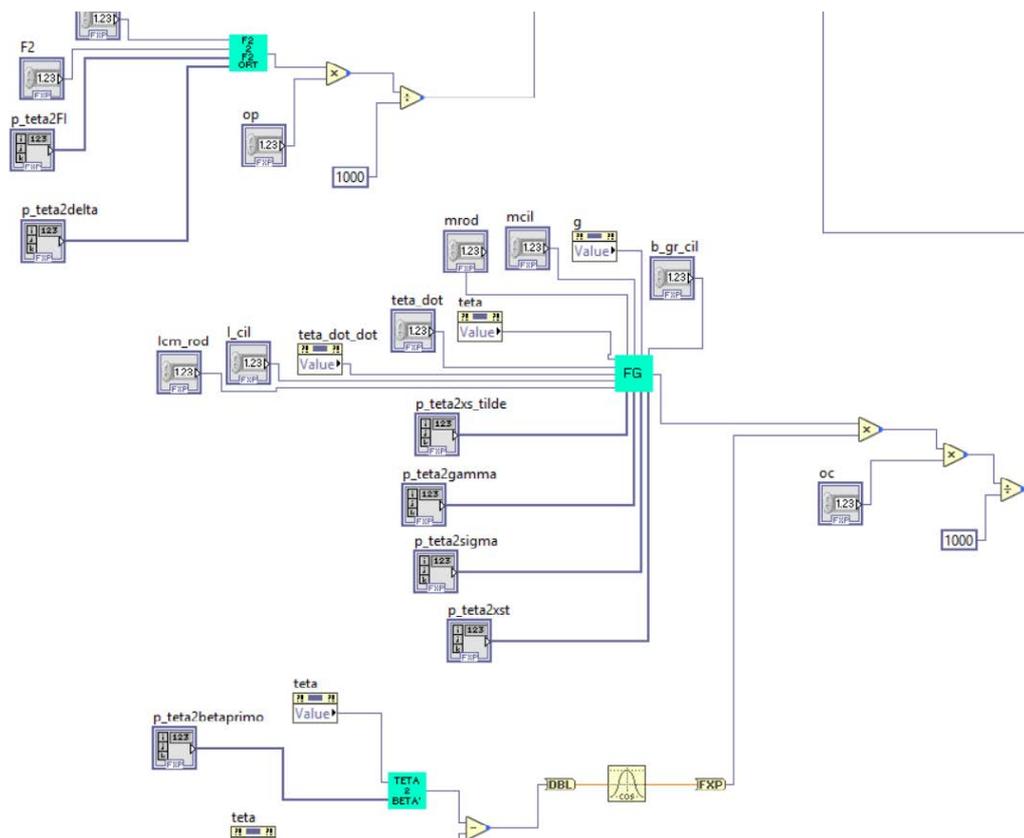


Figura 5.39: Estratto del diagramma a blocchi della funzione principale dell'applicativo Labview

Il calcolo segue un flusso logico attraverso i blocchi come se ogni variabile propagasse un segnale di informazione in un circuito elettrico. LabVIEW ha a disposizione un'ampia scelta di

blocchi di diversa funzione. In figura si vedono le funzioni aritmetiche elementari (triangoli gialli), una funzione trigonometrica (nel quadrato giallo), delle conversioni di dato e delle sottofunzioni (in verde acqua). Le sottofunzioni eseguono altri diagrammi a blocchi precedentemente programmati e permettono di snellire il diagramma principale.

## 5.6 Valutazione di compensazioni alternative

Lo schema di compensazione della dinamica del giunto proposto in Figura 22 prevede che siano a disposizione, oltre che il segnale di posizione angolare del giunto  $\vartheta$ , anche i segnali di velocità e accelerazione angolari,  $\dot{\vartheta}$  e  $\ddot{\vartheta}$ . Nella realtà del banco, il segnale di velocità potrebbe essere ricavato dal LVT del cilindro di carico e trasformato nella coordinata voluta tramite una funzione cinematica. Il segnale di accelerazione angolare, tuttavia, dovrebbe essere derivato numericamente a partire dai segnali di misura disponibili. Consci delle difficoltà di derivazione di un segnale analogico che porterebbe con sé un'amplificazione del rumore, in questo paragrafo viene confrontata la compensazione sopra descritta con altre due compensazioni semplificate.

Dalla stessa funzione di dinamica inversa del giunto utilizzata in precedenza si sono escluse le due componenti dinamiche  $\dot{\vartheta}$  e  $\ddot{\vartheta}$  e si è calcolato il rapporto tra la forza necessaria (F1) e la forza voluta (F2) per ogni posizione angolare  $\vartheta$ . Il rapporto  $v$ , rapporto di trasmissione “statico” di forza, è stato definito come:

$$v(\vartheta) = \frac{F_{HLA}}{F_{A320}}$$

In fig. 5.40 è riportato questo andamento in funzione di  $\vartheta$  ricordando, però, che nella realtà dei fatti questo rapporto di trasmissione dipende in realtà da  $\vartheta$ ,  $\dot{\vartheta}$  e  $\ddot{\vartheta}$  come l'analisi cinematica ha dimostrato.

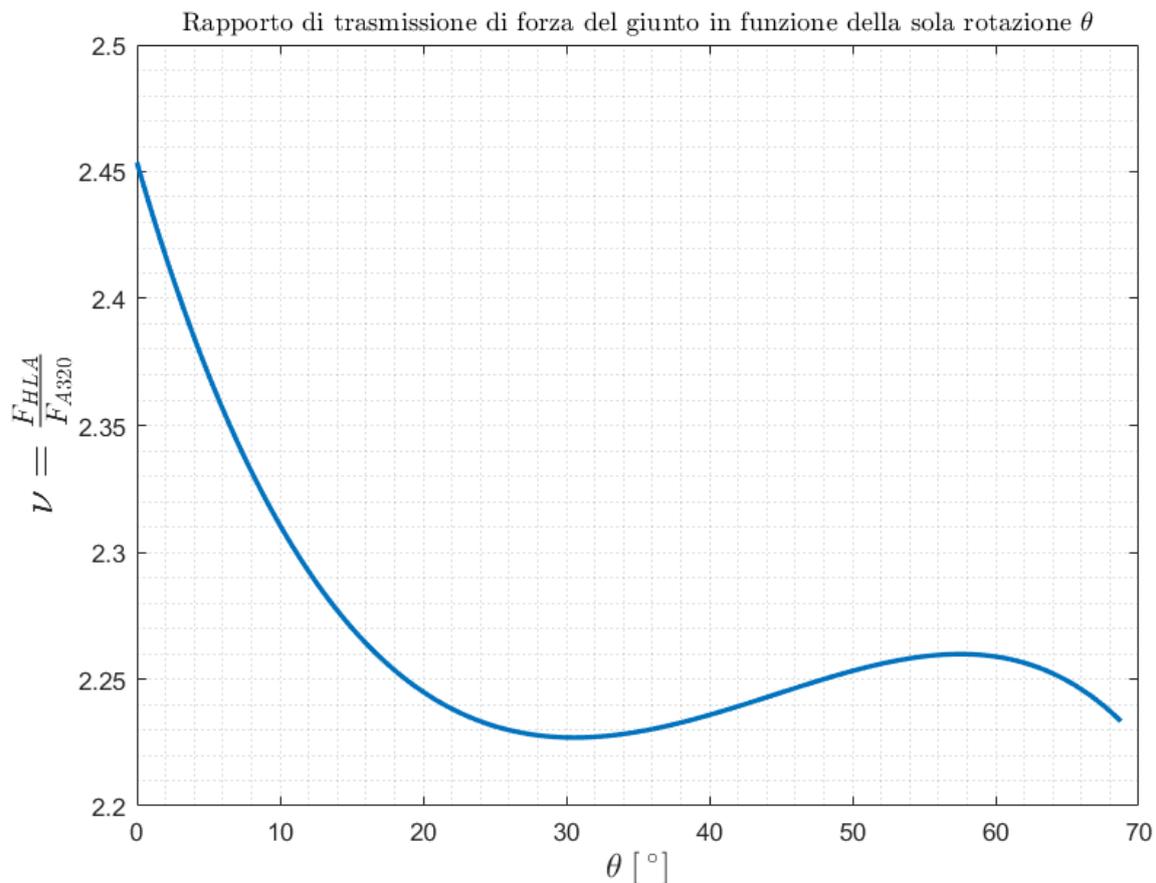


Figura 5.40: Rapporto di trasmissione “statico” della forza a monte e valle del giunto.

Una prima compensazione semplificata possibile vede l’utilizzo della stessa funzione di dinamica inversa utilizzata in precedenza a cui in input vengano dati dei segnali nulli di  $\dot{\vartheta}$  e  $\ddot{\vartheta}$ , escludendo di fatto le compensazioni dinamiche e creando una compensazione “cinematica”.

Una seconda ipotesi ancora più semplificativa, che potrebbe risultare molto utile in una fase preliminare di test del banco, consiste nel sostituire all’intero sistema di compensazione un guadagno puro di amplificazione del set nel passaggio dalla forza voluta alla forza richiesta:

$$F_{HLA} = K_{giunto} F_{A320}$$

Questo guadagno è stato scelto sulla base del rapporto  $v$  nel punto in cui  $\vartheta$  corrisponde allo zero del cilindro di carico; per cui vale:

$$\begin{cases} K_{giunto} = v_0 = 2.2312 \frac{N}{N} \\ \vartheta_0 = 0.642 \text{ rad} = 36.78^\circ \end{cases}$$

Nelle figure successive (figg 5.41-5.44) sono riportati alcuni ingrandimenti delle risposte di forza ottenuti dalle quattro simulazioni precedenti in cui viene confrontata la risposta a valle del giunto dei tre sistemi di compensazione proposti; il resto dei parametri rimane immutato come anche le risposte in spostamento che restano pressoché tal quali e non sono state riportate.

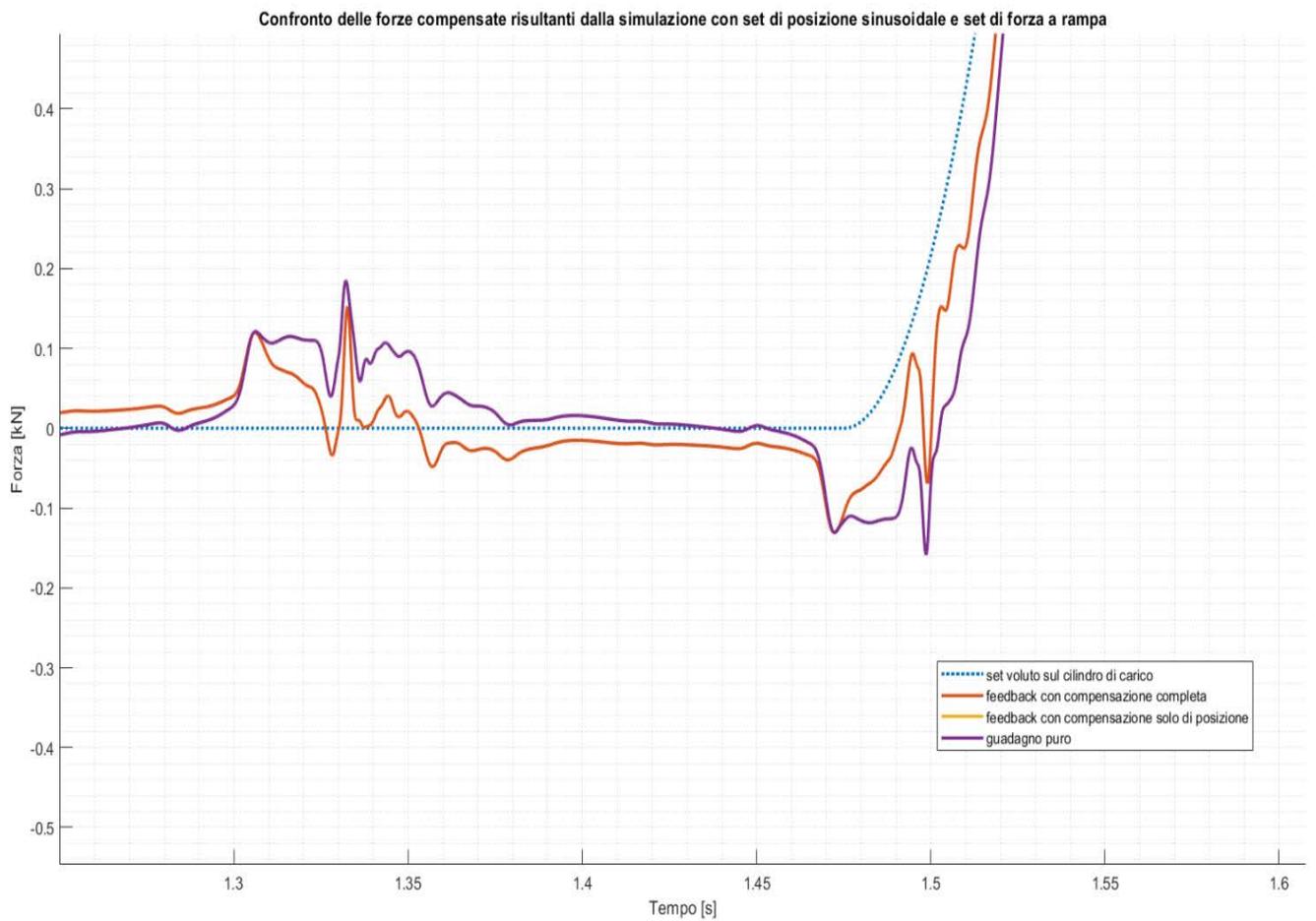


Figura 5.41: Ingrandimento del confronto tra i metodi di compensazione per le risposte al set di posizione sinusoidale e al set di forza a rampa.

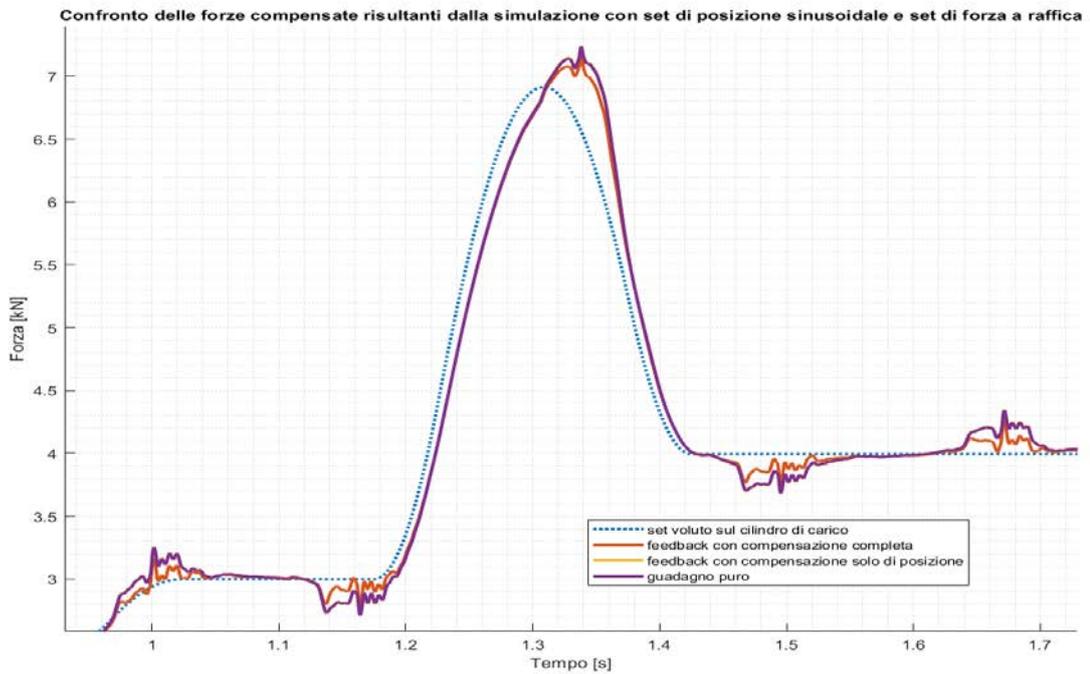


Figura 5.42: Ingrandimento del confronto tra i metodi di compensazione per le risposte al set di posizione sinusoidale e al set di forza "a raffica".

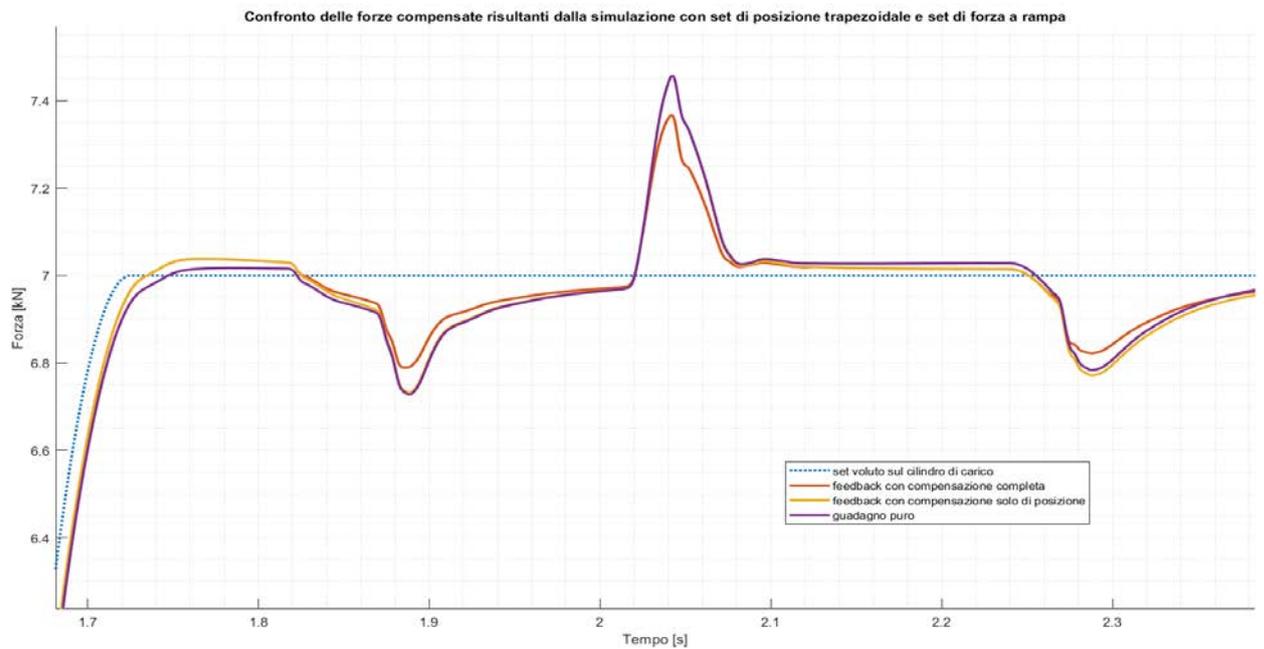


Figura 5.43: Ingrandimento del confronto tra i metodi di compensazione per le risposte al set di posizione trapezoidale e al set di forza a rampa.

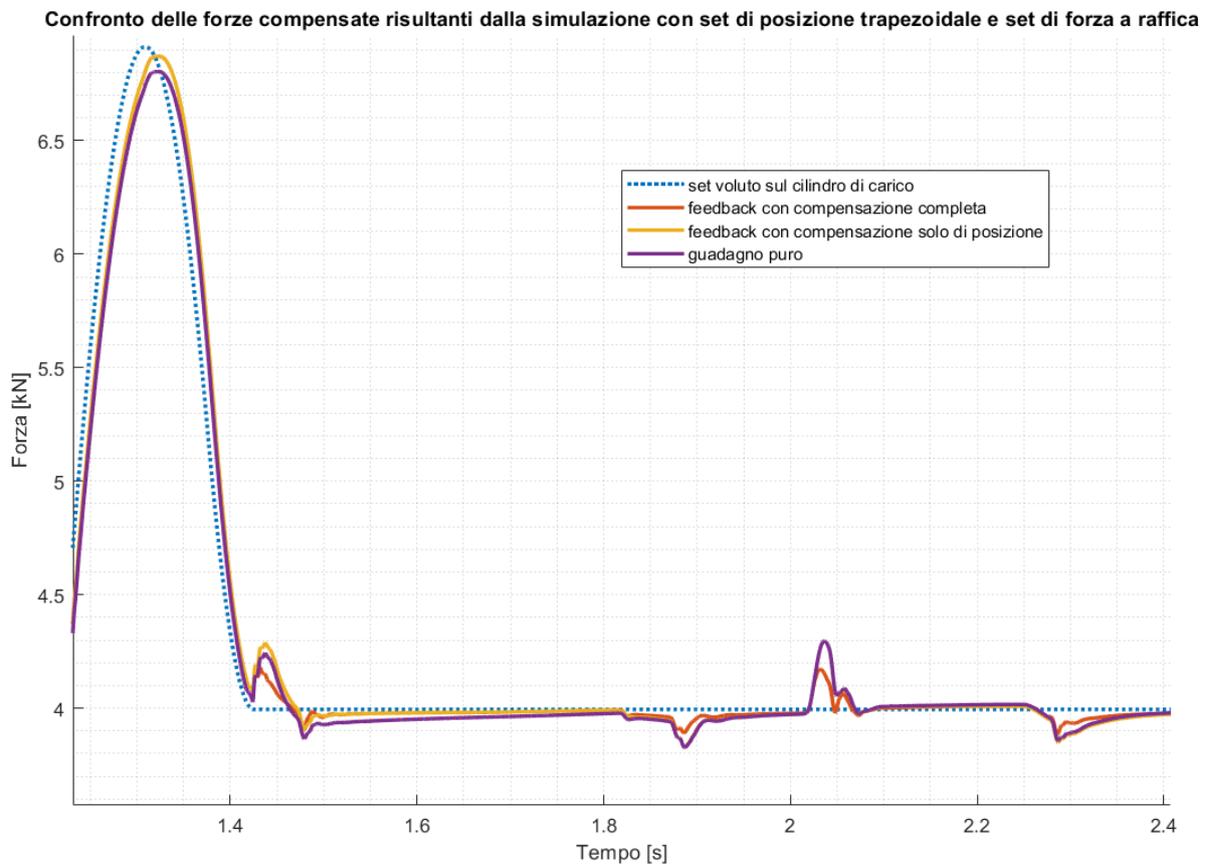


Figura 5.44: Ingrandimento del confronto tra i metodi di compensazione per le risposte al set di posizione trapezoidale e al set di forza "a raffica".

Le curve in azzurro a tratti rappresentano il set voluto sul cilindro in prova; le curve rosso-arancio sono relative al feedback di forza, a valle del giunto, compensato con i segnali di posizione, velocità e accelerazione angolari; le curve in giallo, laddove non visibili sono sovrapposte alle viola, sono relative alla compensazione con il solo segnale di posizione angolare; le curve viola, infine, rappresentano la compensazione tramite guadagno puro.

Come prevedibile si evince da tutti gli ingrandimenti che, quantomeno sul modello numerico, la compensazione completa, proposta nei paragrafi precedenti, risulta essere la migliore sebbene la più complicata. La compensazione tramite sola posizione angolare è spesso sovrapposta alla viola, sicuramente segno del fatto che per evidenziarne il contributo sarebbe necessario spingere l'attuatore a lavorare ben oltre lo zero come il grafico di fig 5.40 riporta;

tuttavia, alla luce di queste simulazioni, la compensazione con la sola variabile  $\vartheta$  non sembrerebbe apportare benefici significativi rispetto al guadagno puro che parrebbe grossomodo eguagliarne le prestazioni.

## 6. Parametri di simulazione

Nella tabella seguente sono riportati i parametri numerici di interesse relativi al modello del servosistema di controllo forza (HLA) utilizzati per le simulazioni del Capitolo 5.

### **PARAMETRI IDRAULICI**

$P_S$	Pressione linea di mandata	140 bar
$P_R$	Pressione linea di ritorno	1 bar
$T_{oil}$	Temperatura dell'olio	42 °C
$f_{air}$	Frazione volumetrica di aria nell'olio	0.01
$\rho_{oil}$	Densità dell'olio	855,92 Kg/m <sup>3</sup>
$\mu_{oil}$	Viscosità dinamica dell'olio	0,0252 Pa s
$\beta_{oil}$	Modulo di comprimibilità equivalente dell'olio (con aria)	1,428E+09 Pa
$c_{oil}$	Coefficiente di attrito viscoso dell'olio	600 N/(m/s)

### **SERVOVALVOLA BOSCH-REXROTH**

$Q_N$	Portata nominale	3,33E-04 m <sup>3</sup> /s
$\Delta p_N$	Caduta di pressione nominale	70 bar
$k_1$	Guadagno del torque motor	3,9083E-3 m · N / (mA)
$k_f$	Coefficiente del sistema flapper/armatura	409.2263 m · N/m
$\sigma_n$	Pulsazione naturale del sistema flapper/armatura	2513,3 rad/s
$\zeta_n$	Fattore di smorzamento del sistema flapper/armatura	0,5
$k_2$	Guadagno dell'amplificatore idraulico	0,142 (m <sup>3</sup> /s)/m
$k_w$	Rigidezza della molla di retroazione	78,039 Nm/m
$x_{s,max}$	Corsa massima del cassetto	0,5 mm
$\varepsilon_{s \rightarrow 1}$	Underlap del cassetto dalla mandata verso la porta 1	5,0E-06 m
$\varepsilon_{r \rightarrow 1}$	Underlap del cassetto dal ritorno verso la porta 1	2,0E-06 m
$\varepsilon_{s \rightarrow 2}$	Underlap del cassetto dalla mandata verso la porta 2	5,0E-06 m
$\varepsilon_{r \rightarrow 2}$	Underlap del cassetto dal ritorno verso la porta 2	2,0E-06 m
$w$	Spessore delle luci	0,0121 m
$C_{d,min}$	Coefficiente di efflusso minimo	0,47
$C_{d,max}$	Coefficiente di efflusso massimo	0,61

### **ORIFIZIO DI BY-PASS**

$l_{bp}$	Lunghezza dell'orifizio calibrato	10E-3 m
$d_{bp,min}$	Diametro minimo dell'orifizio calibrato	1E-3 m
$A_{bp,max}$	Sezione massima dell'orifizio calibrato	7.8539816E-07 m <sup>2</sup>

**ATTUATORE DI CARICO (HLA)**

$F_{stall}$	Forza di stallo a 140 bar	16,953 kN
$d_{rod}$	Diametro dello stelo	50 mm
$D_{pist}$	Diametro del pistone	65 mm
$l_{HLA}$	Semicorsa utile	50 mm
$A_{HLA}$	Area di spinta	0,0014 m <sup>2</sup>
$m_{rod}$	Massa dello stelo e del pistone	19 kg
$F_{static}$	Forza di attrito statico tra il pistone e le pareti	45 N
$F_{dynamic}$	Forza di attrito dinamico tra il pistone e le pareti	30 N
$m_{cyl}$	Massa del corpo cilindro	70 kg
$V_d$	Volume morto	6,774E-06 m <sup>3</sup>
$V_{0,1}$	Volume iniziale camera 1	6,879E-05 m <sup>3</sup>
$V_{0,2}$	Volume iniziale camera 2	8,024E-05 m <sup>3</sup>

**STRUTTURA MECCANICA**

$k_{LS}$	Rigidezza del supporto inferiore	3,35E+08 N/m
$k_{US}$	Rigidezza del supporto superiore	0,877E+09 N/m
$c_{US}, c_{LS}$	Coefficiente di smorzamento viscoso dei supporti	8E+03 N · s /m

**CELLA DI CARICO (LC)**

$k_R$	Guadagno statico del trasduttore	2E-04 V/N
$m_{LC}$	Massa della cella	1,4 kg
$maxload_{LC}$	Massimo carico	50 kN
$minload_{LC}$	Massima deformazione	0,3 mm
$k_{LC}$	Rigidezza della cella	1,667E+08 N/m
$c_{LC}$	Coefficiente di smorzamento viscoso della cella	2,139E+04 N · s /m

**PARAMETRI DI TARATURA DEL CONTROLLO**

$H_1$	Cfr. Paragrafo 4.3	0,00075 V/N
$H_2$	-	0,18 V/Ns
$H_3$	-	0,001 V/N
$H_4$	-	5E-06 V/N
$H_5$	-	28,664 Vs/m
$H_6$	-	1E-07 1/N
$\tau_{z1}$	-	0,005 s
$\tau_{z2}$	-	-
$\tau_{z3}$	-	0,009 s
$\tau_{z4}$	-	0,1 s
$\tau_{z5}$	-	7,693E-05 s
$\tau_{z6}$	-	1 s
$\tau_{p1}$	-	0,05s
$\tau_{p2}$	-	-
$\tau_{p3}$	-	0,022

$\tau_{p4}$	-	0,018 s
$\tau_{p5}$	-	7,693E-04 s
$\tau_{p6}$	-	0,09 s
$\delta_p$	-	0.5E+06 Pa
$k_y$	-	0.01
$y$	-	1.1
$p_{STALL}$	-	125,13 bar

Di seguito si riportano, invece, i dati relativi al servosistema controllo posizione del cilindro in prova, l'elevatore per A320.

#### **PARAMETRI IDRAULICI**

$P_S$	Pressione linea di mandata	206 bar
$P_R$	Pressione linea di ritorno	3 bar
$T_{oil}$	Temperatura dell'olio	40 °C
$f_{air}$	Frazione volumetrica di aria nell'olio	0.015
$\rho_{oil}$	Densità dell'olio	1051,3 Kg/m <sup>3</sup>
$\mu_{oil}$	Viscosità dinamica dell'olio	0,0102 Pa s
$\beta_{oil}$	Modulo di comprimibilità equivalente dell'olio (con aria)	7,324E+08 Pa

#### **SERVOVALVOLA MOOG**

$k_{sv}$	Rigidezza del sistema flapper/armatura	511.6 Nm/N
$c_{sv}$	Smorzamento viscoso del sistema flapper/armatura	0,08 Nm / (m/s)
$k_2$	Guadagno dell'amplificatore idraulico	0,087 (m <sup>3</sup> /s)/m
$k_w$	Rigidezza della molla di retroazione	111,3 Nm/m
$x_{s,max}$	Corsa massima del cassetto	0,381 mm
$\varepsilon_{s \rightarrow 1}$	Ricoprimento del cassetto dalla mandata verso la porta 1	1,0E-05 m
$\varepsilon_{r \rightarrow 1}$	Ricoprimento del cassetto dal ritorno verso la porta 1	0 m
$\varepsilon_{s \rightarrow 2}$	Ricoprimento del cassetto dalla mandata verso la porta 2	1,0E-05 m
$\varepsilon_{r \rightarrow 2}$	Ricoprimento del cassetto dal ritorno verso la porta 2	0 m
$w$	Spessore delle luci	0,006 m
$C_{d,min}$	Coefficiente di efflusso minimo	0,47
$C_{d,max}$	Coefficiente di efflusso massimo	0,642

#### **ATTUATORE DI CARICO (A320)**

$F_{stall}$	Forza di stallo a 206 bar	27 kN
$d_{rod}$	Diametro dello stelo	22,98 mm
$D_{pist}$	Diametro del pistone	48,25 mm
$l_{A320}$	Semicorsa utile	36 mm

$l_{A320,out}$	Corsa massima di fuoriuscita	+46,83 mm
$l_{A320,in}$	Corsa massima di rientro	-25,32 mm
$A_{A320}$	Area di spinta	0,0014 m <sup>2</sup>
$m_{rod}$	Massa dello stelo	1,8 kg
$V_d$	Volume morto	5,089E-07 m <sup>3</sup>
$V_{0,1}$	Volume iniziale camera 1	3,630E-05 m <sup>3</sup>
$V_{0,2}$	Volume iniziale camera 2	6,671E-05 m <sup>3</sup>

### ***STRUTTURA MECCANICA***

$k_{SA}$	Rigidezza del supporto	5E+07 N/m
$c_{SA}$	Coefficiente di smorzamento viscoso del supporto	8E+03 N · s/m

### ***PARAMETRI DI TARATURA DEL CONTROLLO***

$K_P$	Guadagno proporzionale	8 A/m
$K_I$	Guadagno integrativo	0,1 A/(m/s)
$K_D$	Guadagno derivativo	-

## 7. Conclusioni e sviluppi futuri

L'obiettivo principale di questo studio è stato caratterizzare il moto del giunto di connessione tra l'attuatore di carico e l'attuatore in prova del banco; in un sistema mecatronico con requisiti di estrema accuratezza e riproducibilità come quello studiato, infatti, nulla può essere lasciato al caso ed è necessaria una modellazione scrupolosa di tutti i componenti in gioco. La presenza del giunto, nel sistema in questione, comporta una modifica considerevole e del rapporto di trasmissione cinematico e del rapporto di trasmissione di forza fra i due cilindri. Trovandosi, per di più, detto giunto a valle della cella di carico, e, quindi, a valle della chiusura dell'anello di forza, non permette al controllore del cilindro di carico di compensare le suddette modifiche. L'analisi è, dunque, cominciata a partire dalla risoluzione della catena cinematica che lega la rotazione angolare ( $\vartheta$ ) del giunto alle corse dei due cilindri ed ha evidenziato come il rapporto di trasmissione degli spostamenti non sia costante ma dipenda da  $\vartheta$ . Ciò comporta che suddetto rapporto di spostamenti risulti diverso dal rapporto di velocità - funzione di  $\vartheta$  e  $\dot{\vartheta}$  - e ancora diverso dal rapporto delle accelerazioni, funzione di  $\vartheta$ ,  $\dot{\vartheta}$  e  $\ddot{\vartheta}$ . Dal punto di vista delle equazioni dinamiche ciò ha portato a bracci di momento e angoli di trasmissione delle forze variabili in maniera complessa al variare di  $\vartheta$ , ma anche sollecitazioni inerziali dipendenti da variabili, a loro volta, funzione dell'accelerazione angolare  $\ddot{\vartheta}$ . Da qui l'idea di compensare le sollecitazioni dinamiche del giunto nonché il rapporto di trasmissione di forza al fine di ottenere la forza effettivamente voluta a valle del giunto. Il modello di dinamica inversa utilizzato per la compensazione durante la simulazione numerica prevede che il *set* di forza per l'attuatore di carico, prima di essere elaborato dal sistema di controllo, venga adeguato alle condizioni dinamiche del giunto in tempo reale. La verifica di tale compensazione sul modello numerico, sebbene risulti soddisfacente, è tutt'altro che sufficiente; difatti la detta compensazione non fa altro che, per ogni step della simulazione, anticipare ed eseguire i calcoli inversi che il blocco del giunto eseguirà tal quali in maniera diretta proprio perché i due modelli sono fatti per ricevere in ingresso uno le variabili di uscita dell'altro e viceversa. Risulta molto interessante, tuttavia, la reazione del sistema di controllo a questa compensazione: la legge di controllo dell'attuatore di forza, infatti, sembra, in tutte le prove, aver inseguito con prontezza e

accuratezza il nuovo set proposto malgrado questo fosse spesso oscillante e tutt'altro che statico.

Per gli sviluppi futuri si auspica una campagna sperimentale sul banco di controllo forza con prove mirate all'osservazione del comportamento dinamico del giunto in modo da verificare la corrispondenza del modello matematico proposto. In seconda analisi si potrà pensare di applicare la compensazione, magari in prima battuta col solo guadagno puro, e valutarne la bontà sia in assoluto sia rispetto al modello numerico. Tanto il modello del giunto, quanto la compensazione, possono essere su vari fronti migliorati. Il modello numerico si potrebbe affinare tenendo in considerazione gli attriti e le deformazioni elastiche del giunto e delle sue coppie cinematiche caratterizzandone anche la risposta alle vibrazioni. Per quanto riguarda la compensazione, infine, potrebbe essere interessante introdurre una componente di tipo predittivo allo scopo di calcolare le dinamiche inerziali e le posizioni del giunto negli istanti successivi così da comandare in anticipo il sistema di controllo.

## Appendice

### *Appendice A: listato MatLAB della funzione del giunto nel modello SIMULINK complessivo*

\*\*\*\*\*

```
function [f2, d, d_dot, teta_, teta_dot_, teta_dot_dot_] = GIUNTO(x_, x_dot_, x_dot_dot_, F1)
%% Nomenclatura dati in INPUT
% x_      posizione EMA
% x_dot_  velocità EMA
% x_dot_dot_  accelerazione EMA
% teta_   posizione giunto
% teta_dot_  velocità giunto
% teta_dot_dot_  accelerazione giunto
% F1      forza esercitata dal HLA
% F2      forza esercitata dal'EMA
%
%% Nomenclatura dati in OUTPUT
% f1      forza esercitata dal HLA
% f2      forza esercitata dal'EMA
% d       posizione HLA
% d_dot   velocità HLA
% d_dot_dot   accelerazione HLA
% teta_   posizione giunto
% teta_dot_  velocità giunto
% teta_dot_dot_  accelerazione giunto
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

g = 0; %% Change to 9.81 to apply gravity

%% Geometric Data (mm and rad)
oc = 85;                % [mm] Distance between the hinge "O" and "C"
oo1 = 994.64;          % [mm] Distance between the hinge "O" and "O'"
oa = 129.95;          % [mm] Segment length OA
ar = 90;               % [mm] Segment length AR
pr = 90;               % [mm] Segment length PR
ob = 180.25;
gamma = deg2rad(0.1); % [rad]
alfa = deg2rad(55.31); % [rad]
alfaB = deg2rad(12.27); % [rad]
ab = sqrt(oa^2 + ob^2 - 2*oa*ob*cos(alfaB));
fi = acos( (oa^2 + ab^2 - ob^2) / (2*ab*oa) ); % [rad]
or = sqrt(oa^2 + ar^2 - 2*oa*ar*cos(fi)); % [mm] Segment length OR
alfa1 = acos( (oa^2 + or^2 - ar^2) / (2*or*oa) ); % [rad] angle between OR and OA
xo2 = -352;           % [mm] Coordinate x - hinge O"
yo2 = 190;           % [mm] Coordinate y - hinge O"

%% Geometric Fncs
beta = @(l) acos( (oc^2 + oo1^2 - l.^2) / (2*oc*oo1) ); %[] Angle between OO' and OC
beta1 = @(l) beta(l) + gamma;
```

```

teta = @(l) pi - gamma - beta(l) - alfa;           %[rad] Angle between y axis and oa
teta1 = @(l) teta(l) - alfa1;
chi = @(l) fi + teta(l) - pi;                     %[rad]Angle between pr and horizontal
xr = @(l) or*sin(teta1(l));
yr = @(l) or*cos(teta1(l));
xp = @(l) xr(l) - pr*cos(chi(l));
yp = @(l) yr(l) + pr*sin(chi(l));
m = @(l) sqrt((xp(l) - xo2).^2 + (yp(l) - yo2).^2);   %[mm]Length of actuator under test
delta = @(l) asin((yp(l) - yo2)./m(l));             %[rad]angle between test actuator and horizontal

%% P
l_0 = 995;                                         %[mm] Segment CO' - initial length
span = 50;                                         %[mm] HLA half stroke +-
corsa = linspace(l_0-span, l_0+span, 1000);
xP = xp(corsa);                                   %[mm] x coordinate - segment OP
yP = yp(corsa);                                   %[mm] y coordinate - segment OP
op = sqrt(xP(1)^2 + yP(1)^2);                     %[mm] Segment OP
FI = @(l) acos(yp(l)/op).*sign(xp(l));

%% DYNAMICS
% 991 mm = l_0 - 4mm, blocked condition [mm]
% Crank
Jmass = 55.92;                                     %[Kg] Crank mass
Xcdm = 67.15;                                       %[mm] Coordinate x - Distance between the center of mass
and the hinge "O"
Ycdm = 97.08;                                       %[mm] Coordinate y - Distance between the center of mass
and the hinge "O"
Rcdm = sqrt(Xcdm^2 + Ycdm^2);                       %[mm]
Ix = 451209.218;                                    %[Kg*mm^2] Crank inertia - center of mass
Io = (Ix + Jmass*Rcdm^2)/10^6;                     %[Kg*m^2] Crank inertia - hinge "O"
offset = teta(991) - atan2(Ycdm,Xcdm);
epsilon = @(teta_) teta_ - offset;

% Cylinder
% 991 = l_0 - 4mm, blocked condition [mm]
% 478 mm is the distance between the center of mass of the rod and the
% center of the crank in that condition
deltax_cil = 478;                                   %[mm] Coordinate x - Distance between the center of mass
and the hinge "O"
deltay_cil = 47.4;                                  %[mm] Coordinate y - Distance between the center of mass
and the hinge "O"
fGAMMA = @(l) asin(oc*sin(beta(l))./l) - gamma;     %[rad] angle between OO' and the y axis
fsigma = @(l) atan(deltay_cil/deltax_cil) - fGAMMA(l); %[rad]
mcil = 70;                                           %[Kg] Cylinder mass
Icm_cil = 3340900.18255;                             %[kg*mm^2] Cylinder inertia - center of mass
I_cil = (Icm_cil + mcil*(sqrt(deltax_cil^2 + deltay_cil^2))^2) / 10^6; %[kg*m^2] Cylinder inertia - hinge "O"
b_gr_cil = sqrt(deltax_cil^2 + deltay_cil^2);       %[mm]

% Rod
mrod = 19;                                           %[Kg] Rod mass
Icm_rod = 1000751.74 ;                               %[kg*mm^2] Rod inertia - center of mass

% % Friction hinge "O"
% d_pin=50;                                         % [mm] pin diameter
% mu_dr=0.0015                                     % [-] radial ball bearing friction coefficient

```

```

% C_fr=0.5*mu_fr*Jmass*9.81*d_pin; % [Nm] Friction torque (SKF bearings catalogue)
% phi_fr=tan(0.5); % [rad] Friction angle
% rho_fr=r*sin(phi_fr); % [mm] Friction radius

% xs is the position of the middle of the rod measured from the pivot O'
% xs_tilde is the position of the rod with the offset, so that when the rod
% is at half stroke its value is 0
offset = 287.91; % [mm]
p_teta2xs_tilde = polyfit(teta(corsa),corsa-offset, 3);
teta2xs_tilde = @(x) polyval(p_teta2xs_tilde, x);

p_teta2xst = polyfit(teta(corsa),corsa, 3);
teta2xst = @(x) polyval(p_teta2xst, x);

teta_0 = teta(995);
p_teta2d = polyfit([teta(corsa(1)) teta_0 teta(corsa(end))],[corsa(1)-995 0 corsa(end)-995]/1000 , 2);
teta2d = @(x) polyval(p_teta2d, x);
teta_dot2d_dot = @(x,xd) xd .* (2 * p_teta2d(1) .* x + p_teta2d(2));
teta_dot_dot2d_dot_dot = @(x,xd,xdd) xdd .* (2 * p_teta2d(1) .* x + p_teta2d(2)) ...
+ 2 * p_teta2d(1) .* xd.^2;

p_teta2betaprimo = polyfit(teta(corsa), beta1(corsa),2);
teta2betaprimo = @(x) polyval(p_teta2betaprimo, x);

p_teta2FI = polyfit(teta(corsa), FI(corsa),2);
teta2FI = @(x) polyval(p_teta2FI, x);

p_teta2gamma = polyfit(teta(corsa), fGAMMA(corsa),2);
teta2GAMMA = @(x) polyval(p_teta2gamma, x);

teta_dot2GAMMA_dot = @(x,xd) xd .* (2 * p_teta2gamma(1) .* x + p_teta2gamma(2));

teta_dot_dot2GAMMA_dot_dot = @(x,xd,xdd) xdd .* (2 * p_teta2gamma(1) .* x + p_teta2gamma(2)) ...
+ 2 * p_teta2gamma(1) .* xd.^2;

p_teta2sigma = polyfit(teta(corsa), fsigma(corsa), 3);
teta2sigma = @(x) polyval(p_teta2sigma, x);

p_teta2delta = polyfit(teta(corsa), delta(corsa), 2);
teta2delta = @(x) polyval(p_teta2delta, x);

I_rod = @(teta_) (Icm_rod + mrod*teta2xs_tilde(teta_) .^2) / 10^6; %[kg*m^2]

g_ort_cil = @(teta_) -g*sin(teta2sigma(teta_));
g_ort_rod = @(teta_) g*sin(teta2GAMMA(teta_));

mg_cil = @(teta_) mcil * g_ort_cil(teta_) .* b_gr_cil/ 1000; %[Nm]
mg_rod = @(teta_) mrod * g_ort_rod(teta_) .* teta2xs_tilde(teta_) / 1000; %[Nm]

d_0 = 995;
teta_0 = teta(d_0);
x_0 = 335;
x = m(corsa) - x_0;
th = teta(corsa);

```

```

p_x2teta = polyfit([x(1) 0 x(end)]/1000 , [th(1) teta_0 th(end)], 2);
x2teta = @(x) polyval(p_x2teta, x);

x_dot2teta_dot = @(x,xd) xd .* (2 * p_x2teta(1) .* x + p_x2teta(2));

x_dot_dot2teta_dot_dot = @(x,xd,xdd) xdd .* (2 * p_x2teta(1) .* x + p_x2teta(2)) ...
+ 2 * p_x2teta(1) .* xd.^2;

FG = @(teta_, tetad_, tetadd_) ((I_cil + I_rod(teta_)).*teta_dot_dot2GAMMA_dot_dot(teta_,tetad_,tetadd_)...
+ mg_cil(teta_) + mg_rod(teta_)) ./ (teta2xst(teta_) * 1000);

F1_2_F1ort = @(f1, teta) f1 .* sin(teta2GAMMA(teta)) .* cos(teta2betaprimo(teta)) ...
+ f1 .* cos(teta2GAMMA(teta)) .* sin(teta2betaprimo(teta));

F1ort_2_F1 = @(f1_ort, teta) f1_ort ./ sin(teta2GAMMA(teta)) * cos(teta2betaprimo(teta)) ...
+ f1 * cos(teta2GAMMA(teta)) * sin(teta2betaprimo(teta));

F2_2_F2ort = @(f2_, teta) f2_ .* (cos(teta2delta(teta)) * cos(teta2FI(teta)) ...
+ sin(teta2delta(teta)) * sin(teta2FI(teta)));

F2ort_2_F2 = @(f2_ort, teta) f2_ort ./ (cos(teta2delta(teta)) * cos(teta2FI(teta)) ...
+ sin(teta2delta(teta)) * sin(teta2FI(teta)));

F1_ort = @(teta_, tetad_, tetadd_, F2_) 1./oc*1000 *(Io.*tetadd_ + ...
F2_2_F2ort(F2_) * op/1000 + Jmass*g.*cos(epsilon(teta_)).*Rcdm./1000 ...
- FG(teta_, tetad_,tetadd_).*cos( teta2betaprimo(teta_) - teta2GAMMA(teta_)).*oc./1000);

F2_ort = @(teta_, tetad_, tetadd_, F1_) -1./op*1000 .* ( Io.*tetadd_ ...
- F1_2_F1ort(F1_, teta_) .*oc./1000 + Jmass*g.*cos(epsilon(teta_)).*Rcdm./1000 - ...
FG(teta_, tetad_,tetadd_).*cos( teta2betaprimo(teta_) - teta2GAMMA(teta_)).*oc./1000);

% f1 = F1ort_2_F1(F1_ort(teta_, teta_dot_, teta_dot_dot_, F2), teta_);
% f2 = F2ort_2_F2(F2_ort(teta_, teta_dot_, teta_dot_dot_, F1), teta_);

% Le uscite di d, d_dot e d_dot_dot sono calcolabili se necessarie

d = teta2d(teta_);
d_dot = teta_dot2d_dot(teta_, teta_dot_);
% d_dot_dot = teta_dot_dot2d_dot_dot(teta_, teta_dot_, teta_dot_dot_);

```

end

\* \* \* \* \*

**Appendice B: listato MatLAB della funzione di compensazione tramite dinamica inversa del giunto**

\*\*\*\*\*

```

%% INPUT
% x_      Displacement EMA
% x_dot_  Speed EMA
% x_dot_dot_ Acceleration EMA
% teta_   Angular position-crank
% teta_dot_ Angular speed - crank
% teta_dot_dot_ Acceleration - crank
% F1      Load HLA
% F2      Load EMA transmitted by the crank
%
%% OUTPUT

% d       displacement HLA transmitted by crank
% d_dot   Speed HLA transmitted by crank
% d_dot_dot acceleration HLA transmitted by crank
%%

function fl = giuntoinvHIGHPERF(teta_, teta_dot_, teta_dot_dot_, F2)

g = 0;

op = 190.1509;           % [mm] Distance between the hinge "O" and "P"
oc = 85;                % [mm] Distance between the hinge "O" and "C"

% Cylinder
mcil = 70;              % Cylinder mass [kg]
Deltax_cil=478e-3;      % [m] Coordinate x - Distance between the hinge "O" and
the center of mass
Deltay_cil=47.4e-3;     % [m] Coordinate y - Distance between the hinge "O" and
the center of mass
I_cil_cm=3.3409;        % [kgm^2] Cylinder inertia - center of mass
I_cil = I_cil_cm+mcil*(sqrt(Deltax_cil^2+Deltay_cil^2))^2; % [kgm^2] Cylinder inertia - Hinge "o"
b_gr_cil = 4.803444181001794e+02; % [mm]Distance between the center of mass and
the hinge "O"

% Rod
mrod = 19;              % Rod mass [kg]
Icm_rod = 1.000751740000000e+06; % [kgmm^2]Rod inertia - Center of mass

% Crank
Jmass = 52.92;         % [kg] Crank mass
Ic=0.451209;          % [kgm^2] Crank inetria - Center of mass
xcm=67.15e-3;         % [m] Coordinate x - Distance between the hinge "O" and
the center of mass

```

$y_{cm}=97.08e-3;$  % [m] Coordinate y - Distance between the hinge "O" and  
 the center of mass  
 $I_o = I_c+J_{mass}*(\sqrt{x_{cm}^2+y_{cm}^2})^2;$  % [kgm^2] Crank inertia - hinge "O"

Rcdm = 1.180408780889061e+02;

eoffset = -0.276376217433195;  
 p\_teta2xs\_tilde = [13.691771109104607 -28.026785094458237 -65.822499850547570  
 7.572818089101750e+02];  
 p\_teta2xst = [13.691771109104915 -28.026785094458190 -65.822499850547960 1.045191808910175e+03];  
 p\_teta2d = [-0.001838766302137 -0.077106207198988 0.050276894892700];  
 p\_teta2betaprimo = [1.901756298071633e-15 -1.000000000000002 2.176251044311730];  
 p\_teta2FI = [-1.836763184035086e-15 1.000000000000003 -0.729462949021468];  
 p\_teta2gamma = [-0.041211002763790 0.055999298814907 0.064710967768251];  
 p\_teta2sigma = [0.003996536995599 0.033601594392932 -0.052098749455657 0.033698001360554];  
 p\_teta2delta = [-0.329139726736789 0.510659032415095 -0.193167204053487];  
 p\_x2teta = [-3.225739824665117 5.791488337929615 0.642211867510511];

epsilon = @(teta\_) teta\_ - eoffset;

teta2xs\_tilde = @(x) polyval(p\_teta2xs\_tilde, x);

teta2xst = @(x) polyval(p\_teta2xst, x);

teta2d = @(x) polyval(p\_teta2d, x);

teta\_dot2d\_dot = @(x,xd) xd .\* (2 \* p\_teta2d(1) .\* x + p\_teta2d(2));

teta\_dot\_dot2d\_dot\_dot = @(x,xd,xdd) xdd .\* (2 \* p\_teta2d(1) .\* x + p\_teta2d(2)) ...  
 + 2 \* p\_teta2d(1) \* xd.^2;

teta2betaprimo = @(x) polyval(p\_teta2betaprimo, x);

teta2FI = @(x) polyval(p\_teta2FI, x);

teta2GAMMA = @(x) polyval(p\_teta2gamma, x);

teta\_dot2GAMMA\_dot = @(x,xd) xd .\* (2 \* p\_teta2gamma(1) .\* x + p\_teta2gamma(2));

teta\_dot\_dot2GAMMA\_dot\_dot = @(x,xd,xdd) xdd .\* (2 \* p\_teta2gamma(1) .\* x + p\_teta2gamma(2)) ...  
 + 2 \* p\_teta2gamma(1) \* xd.^2;

teta2sigma = @(x) polyval(p\_teta2sigma, x);

teta2delta = @(x) polyval(p\_teta2delta, x);

$I_{rod} = @(teta_) (I_{cm\_rod} + m_{rod}*teta2xs\_tilde(teta_)^2) / 10^6;$  % [kg\*m^2]

$g_{ort\_cil} = @(teta_) -g*\sin(teta2sigma(teta_));$

$g_{ort\_rod} = @(teta_) g*\sin(teta2GAMMA(teta_));$

$mg_{cil} = @(teta_) m_{cil} * g_{ort\_cil}(teta_) * b_{gr\_cil} / 1000;$  % [N]

$mg_{rod} = @(teta_) m_{rod} * g_{ort\_rod}(teta_) * teta2xs\_tilde(teta_) / 1000;$  % [N]

x2teta = @(x) polyval(p\_x2teta, x);

```

x_dot2teta_dot = @(x,xd) xd .* (2 * p_x2teta(1) .* x + p_x2teta(2));

x_dot_dot2teta_dot_dot = @(x,xd,xdd) xdd .* (2 .* p_x2teta(1) .* x + p_x2teta(2)) ...
+ 2 * p_x2teta(1) .* xd.^2;

FG = @(teta_, tetad_, tetadd_) ((I_cil + I_rod(teta_)).*teta_dot_dot2GAMMA_dot_dot(teta_,tetad_,tetadd_)...
+ mg_cil(teta_) + mg_rod(teta_)) ./ (teta2xst(teta_) * 1000);

F1_2_F1ort = @(f1, teta) f1 .* (sin(teta2GAMMA(teta)) .* cos(teta2betaprimo(teta)) ...
+ cos(teta2GAMMA(teta)) .* sin(teta2betaprimo(teta)));

F1ort_2_F1 = @(f1_ort, teta) f1_ort ./ (sin(teta2GAMMA(teta)) .* cos(teta2betaprimo(teta)) ...
+ cos(teta2GAMMA(teta)) .* sin(teta2betaprimo(teta)));

F2_2_F2ort = @(f2_, teta) f2_ .* (cos(teta2delta(teta)) .* cos(teta2FI(teta)) ...
+ sin(teta2delta(teta)) .* sin(teta2FI(teta)));

F2ort_2_F2 = @(f2_ort, teta) f2_ort ./ (cos(teta2delta(teta)) .* cos(teta2FI(teta)) ...
+ sin(teta2delta(teta)) .* sin(teta2FI(teta)));

F1_ort = @(teta_, tetad_, tetadd_, F2_) 1./oc*1000 *(Io.*tetadd_ + ...
F2_2_F2ort(F2_, teta_) .* op/1000 + Jmass*g.*cos(epsilon(teta_)).*Rcdm./1000 ...
- FG(teta_, tetad_,tetadd_).*cos( teta2betaprimo(teta_) - teta2GAMMA(teta_)).*oc./1000);

F2_ort = @(teta_, tetad_, tetadd_, F1_) -1./op*1000 .* ( Io.*tetadd_ ...
- F1_2_F1ort(F1_, teta_) .*oc./1000 + Jmass*g.*cos(epsilon(teta_)).*Rcdm./1000 - ...
FG(teta_, tetad_,tetadd_).*cos( teta2betaprimo(teta_) - teta2GAMMA(teta_)).*oc./1000);

f1 = F1ort_2_F1(F1_ort(teta_, teta_dot_, teta_dot_dot_, F2), teta_);
%f2 = F2ort_2_F2(F2_ort(teta_, teta_dot_, teta_dot_dot_, F1), teta_);

d = teta2d(teta_);
d_dot = teta_dot2d_dot(teta_, teta_dot_);
% d_dot_dot = teta_dot_dot2d_dot_dot(teta_, teta_dot_, teta_dot_dot_);
%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%

f1 = F2 * 2.2312;

end

*****

```

## *Appendice C: listato MatLAB per la generazione dei segnali di set per le simulazioni numeriche*

```
                                * * * * *

dt = 0.0001;
Tend = 3.5;
Crank_comp=1;

pos = 1;
force = 1;

%% A320 ONDA SINUSOIDALE +-10 mm 3 Hz
if pos == 1
    tf1 = 0.5;
    tf2 = Tend;

    t1 = (0 : dt : tf1);
    t2 = ((tf1 + dt) : dt : tf2);

    amp = 10e-3;
    omega = 2*pi*3;

    j1 = zeros(length(t1), 1);
    j2 = (amp .* sin(omega.* (t2 - tf1)));

    t = vertcat(t1, t2);
    j = vertcat(j1, j2);
    j = smooth(j, 200);

    figure(1);
    plot(t, j.*1000, 'LineWidth', 2)
    title('SET di posizione sinusoidale ( $\pm 10$  mm, 3 Hz)');
    ylabel('x^{A320}_{SET} [mm]');
    xlabel('t [s]');

    % dimensions: Nx1
    V_time = t;
    V_amplitude = j;
    %

end
if pos == 2
%% A320 SET TRAPEZOIDALE

    tf1 = 0.5; %assestamento
    tf2 = 0.6; %salita prima rampa
    tf3 = 1.4; %stazionamento
    tf4 = 1.6; %discesa seconda rampa
```

```

tf5 = 2; %stazionamento sullo zero
tf6 = 2.1; %salita seconda rampa
tf7 = 2.8; %stazionamento
tf8 = 3; %discesa seconda rampa
tf9 = Tend; %assestamento

t1 = (0 : dt : tf1)';
t2 = ((tf1 + dt) : dt : tf2)';
t3 = ((tf2 + dt) : dt : tf3)';
t4 = ((tf3 + dt) : dt : tf4)';
t5 = ((tf4 + dt) : dt : tf5)';
t6 = ((tf5 + dt) : dt : tf6)';
t7 = ((tf6 + dt) : dt : tf7)';
t8 = ((tf7 + dt) : dt : tf8)';
t9 = ((tf8 + dt) : dt : tf9)';

amppos = 45e-3;
ampneg = -25e-3;

j1 = zeros(length(t1), 1);
j2 = linspace(0, amppos, length(t2))';
j3 = amppos.*ones(length(t3), 1);
j4 = linspace(amppos, 0, length(t4))';
j5 = zeros(length(t5), 1);
j6 = linspace(0, ampneg, length(t6))';
j7 = ampneg.*ones(length(t7), 1);
j8 = linspace(ampneg, 0, length(t8))';
j9 = zeros(length(t9), 1);

t = vertcat(t1, t2, t3, t4, t5, t6, t7, t8, t9);
j = vertcat(j1, j2, j3, j4, j5, j6, j7, j8, j9);
j = smooth(j, 50);

figure(1);
plot(t, j.*1000, 'LineWidth', 2)
title('SET di posizione trapezoidale (+45 mm, -25 mm, ts = 0.1 s, td = 0.2 s)');
ylabel('x^{A320}_{SET} [mm]');
xlabel('t [s]');
%
% dimensions: Nx1
V_time = t;
V_amplitude = j;

end

if force == 1
%% HLA RAMPA 7 kN

tf1 = 1.5;
tf2 = 1.7;
tf3 = Tend;

t1 = (0 : dt : tf1)';
t2 = ((tf1 + dt) : dt : tf2)';
t3 = ((tf2 + dt) : dt : tf3)';

```

```

rampmagn = 7000;

k1 = zeros(length(t1), 1);
k2 = linspace(0, rampmagn, length(t2));
k3 = rampmagn.*ones(length(t3), 1);

t = vertcat(t1, t2, t3);
k = vertcat(k1, k2, k3);
k = smooth(k, 500);

figure(2);
plot(t, k./1000, 'LineWidth', 2)
title('SET di forza a rampa (7 kN, ts = 0.2 s)');
ylabel('F^{A320}_{SET} [kN]');
xlabel('t [s]');

% dimensions: Nx1
TIME = t;
SET = k;
StopTime=TIME(end);
end
if force == 2
    %% HLA SET A RAFFICA
    rampmagn = 3000;

    tf1 = 0.7;
    tf2 = 1;
    tf3 = 1.2;
    tf4 = 1.4;
    tf5 = Tend;

    t1 = (0 : dt : tf1)';
    t2 = ((tf1 + dt) : dt : tf2)';
    t3 = ((tf2 + dt) : dt : tf3)';
    t4 = ((tf3 + dt) : dt : tf4)';
    t5 = ((tf4 + dt) : dt : tf5)';

    k1 = zeros(length(t1), 1);
    k2 = linspace(0, rampmagn, length(t2));
    k3 = rampmagn.*ones(length(t3), 1);
    k4 = 4000.*sin(2.3 * 2*pi*(t4 - tf3)) + rampmagn;
    k5 = k4(end).*ones(length(t5), 1);

    t = vertcat(t1, t2, t3, t4, t5);
    k = vertcat(k1, k2, k3, k4, k5);
    k = smooth(k, 500);

    figure(2);
    plot(t, k./1000, 'LineWidth', 2)
    title('SET di forza "a raffica"');
    ylabel('F^{A320}_{SET} [kN]');
    xlabel('t [s]');

% dimensions: Nx1

```

```
TIME = t;  
SET = k;  
StopTime=TIME(end);  
end
```

```
* * * * *
```

## Bibliografia

Bertucci A., Jacazio G., Mornacchi A., Sorli M., *A real time controlled test rig for high bandwidth force control*, Proceedings of the 8<sup>th</sup> FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, 2014.

Bertucci A., Jacazio G., Mornacchi A., Sorli M., *A Force Control Test Rig for the Dynamic Characterization of Helicopter Primary Flight Control Systems*, Proceedings of the 2nd International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines, pp 72-82, 2015.

Chiavaroli P., Evangelista G., *Studio dell'architettura software per controllo forza digitale di un banco prova servoattuatori ed esecuzione di prove funzionali*, Tesi Magistrale di Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino, 2017.

Jacazio G., Piombo B., *Meccanica applicata alle macchine. Vol III, Regolazione e Servomeccanismi*, Levrotto & Bella, Torino, 1994.

Jacazio G., Balossini G., *Real-time loading actuator control for an advanced aerospace test rig*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Volume 221 Issue 2, pp 199-210, 2007.

Jacazio G., Martinelli M., Mazza L., *Esercizi di controllo dei sistemi meccanici*, Levrotto & Bella, Torino, 2007.

Jacazio G., Balossini G., *A Mechatronic Active Force Control System for Real Time Test Loading of an Aircraft Landing Gear*, ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Volume 4, pp 11-18, 2009.

Jacazio G., Sorli M., Ferrara D., *Smart Force Control System for Real Time Loading of Primary Flight Control Actuators*, Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, 2012.

Sorli M., Quaglia G., *Design Procedure of Force Controlled Hydraulic Servosystem*, Fifth Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, pp 373-378, 1997.

Sorli M., Quaglia G., *Meccatronica*, Politeko, Torino, 2003.

Sorli M., *Dispense del corso di meccatronica*, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Politecnico di Torino, 2017.

