

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

**Banco prova per comandi di volo: adeguamento
servosistema idraulico e sviluppo di modelli di
calcolo lineare e non lineare.**



Relatore

prof. Massimo Sorli

Candidato

Marco Cavaliere

Correlatori

Aprile 2020

Sommario

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Introduzione | 8 |
| 2 | Progettazione servosistema idraulico per controllo forza | 10 |
| 2.1 | Introduzione | 10 |
| 2.2 | Equazioni del circuito idraulico..... | 11 |
| 2.3 | Procedura per la progettazione del servosistema..... | 18 |
| 2.4 | Progettazione del servosistema | 19 |
| 3 | Descrizione del banco prova..... | 21 |
| 3.1 | Abbreviazioni | 21 |
| 3.2 | Il banco di prova comandi di volo del laboratorio di Meccatronica e Servosistemi del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale (DIMEAS) del Politecnico di Torino | 22 |
| 3.3 | Schema generale del banco..... | 23 |
| 3.4 | Schema idraulico | 25 |
| 3.5 | I componenti del banco..... | 27 |
| 3.5.1 | Attuatore elettromeccanico di controllo posizione (EMA) | 27 |
| 3.5.2 | Attuatore di carico (HLA) | 35 |
| 3.5.3 | Servovalvola (SV) | 37 |
| 3.5.4 | Valvola di shut-off (SOV)..... | 39 |
| 3.5.5 | Cella di carico (LC)..... | 39 |
| 3.5.6 | Sensore di velocità (LVT) | 40 |
| 3.5.7 | Encoder angolare incrementale (AE)..... | 40 |
| 3.5.8 | Hardware di controllo e acquisizione | 41 |
| 3.6 | Integrazione del sistema..... | 41 |
| 4 | Modello del banco..... | 48 |
| 4.1 | Layout generale del sistema..... | 48 |
| 4.2 | Modello matematico dei componenti dell'attuatore elettromeccanico di controllo posizione (EMA) 50 | |
| 4.2.1 | Modello matematico del motore elettrico..... | 51 |
| 4.2.2 | Modello matematico del riduttore a cinghia..... | 51 |
| 4.2.3 | Modello matematico dell'equilibrio alla rotazione sull'albero motore | 52 |
| 4.2.4 | Modello dell'accoppiamento vite e madrevite | 53 |
| 4.2.5 | Modello del riporto dell'inerzia sull'albero motore | 54 |
| 4.2.6 | Modello del regolatore di posizione..... | 55 |
| 4.2.7 | Modello dell'anello di velocità | 56 |
| 4.2.8 | Modello dell'anello di corrente | 57 |
| 4.2.9 | Modello del ritardo dell'elettronica | 58 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 4.3 | Modello matematico dei componenti del sistema dell'attuatore idraulico di carico (HLA) | 59 |
| 4.3.1 | Modello matematico della servovalvola | 62 |
| 4.3.2 | Modello dell'orifizio di by-pass..... | 64 |
| 4.3.3 | Schema del modello dell'attuatore di carico..... | 64 |
| 4.3.4 | Modello della legge di controllo..... | 66 |
| 5 | Modello lineare | 68 |
| 5.1 | Modello lineare dell'attuatore elettromeccanico (EMA) | 68 |
| 5.2 | Modello lineare dell'attuatore di carico idraulico HLA (Hydraulic load actuator) | 75 |
| 6 | Modello non lineare | 90 |
| 6.1 | Modello non lineare del banco prova | 90 |
| 6.2 | Modello dell'attuatore di carico idraulico HLA (Hydraulic load actuator) | 90 |
| 6.2.1 | Il blocco ACTUATOR..... | 92 |
| 6.2.2 | Il SERVOVALVE block | 94 |
| 6.2.3 | Il blocco DAMPING ORIFICE..... | 96 |
| 6.3 | Funzionamento e impiego del modello HLA | 97 |
| 6.3.1 | La risposta statica | 99 |
| 6.3.2 | La risposta in frequenza..... | 102 |
| 6.3.3 | La risposta dinamica | 107 |
| 6.3.4 | Altre funzionalità del modello | 110 |
| 7 | Conclusioni e sviluppi futuri | 115 |
| | Appendici..... | 116 |
| | Bibliografia..... | 123 |

Indice delle figure

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Schema del servosistema idraulico controllo-forza | 11 |
| Figura 2 - Visualizzazione grafica della disequaglianza (20) | 14 |
| Figura 3 - Caratteristica con forza e velocità costanti | 15 |
| Figura 4 - Caratteristica a pistone bloccato | 16 |
| Figura 5 - Caratteristica senza forza esterna | 16 |
| Figura 6 - v in funzione di f e σ | 17 |
| Figura 7 - Diagramma di progetto per $f = \text{const.} = 2/3$ | 18 |
| Figura 8 - Diagramma di progetto per $f = \text{const.} = 2/3$ ($n = 0.02 \div 0.05$) | 20 |
| Figura 9 - banco | 22 |
| Figura 10 - Layout semplificato del sistema | 24 |
| Figura 11 - Postazione completa dedicata al banco | 25 |
| Figura 12 - Schema idraulico | 26 |
| Figura 13 - Attuatore elettro-meccanico lineare con servomotore EMA a) in vista 3D b) in vista laterale c) in vista dall'alto | 28 |
| Figura 14- LEMC e supporti montati sul banco prova | 29 |
| Figura 15- Identificativo di targa LEMC | 29 |
| Figura 16 - Identificativo di targa del servomotore | 30 |
| Figura 17 - Caratteristica di coppia motore elettrico | 31 |
| Figura 18 - Trasmissione a cinghia dentata | 32 |
| Figura 19 - Attuatore lineare a vite con rulli satelliti | 32 |
| Figura 20 - Attuatore idraulico di carico Bosch Rexroth | 35 |
| Figura 21 - Fotografia dell'attuatore di carico | 36 |
| Figura 22 - Forza di stallo teorica dell'attuatore in funzione della pressione di alimentazione | 37 |
| Figura 23 - Vista in sezione della servovalvola | 38 |
| Figura 24 - Vista in sezione della valvola di shut-off | 39 |
| Figura 25 - Dati tecnici e foto della cella di carico | 40 |
| Figura 26 - Estratto dal datasheet del trasduttore LVT | 40 |
| Figura 27 - Foto del sistema di controllo C-Rio | 41 |
| Figura 28 | 42 |
| Figura 29 | 43 |
| Figura 30 | 44 |
| Figura 31 | 45 |
| Figura 32 | 46 |
| Figura 33 | 47 |
| Figura 34 | 47 |
| Figura 35 - Layout del sistema | 48 |
| Figura 36 - Layout generale del sistema dell'EMA | 49 |
| Figura 37 - Schema idraulico dell'attuatore di carico (descrittivo dello schema di massima dell'attuatore) .. | 50 |
| Figura 38 - Rappresentazione grafica del modello del motore elettrico | 51 |
| Figura 39 - Schema di controllo della coppia a valle del riduttore a cinghia | 52 |
| Figura 40 - Equilibrio alla rotazione | 52 |
| Figura 41 - Trasmissione vite/madrevite nell'attuatore SKF | 53 |
| Figura 42 - Schema EMA per il riporto dell'inerzia sull'albero motore | 54 |
| Figura 43 - Regolatore anello di posizione | 56 |
| Figura 44 - Risposta in frequenza del controllo proporzionale del regolatore di posizione | 56 |
| Figura 45 - Regolatore anello di velocità | 56 |
| Figura 46 - Risposta in frequenza del contributo proporzionale-integrativo del regolatore di velocità | 57 |

| | |
|---|----|
| Figura 47 - Risposta in frequenza del contributo proporzionale-integrativo del regolatore di corrente | 58 |
| Figura 48 - Diagramma di Bode per il ritardo dell'elettronica..... | 59 |
| Figura 49 - Blocco regolatore di corrente+ritardo di trasporto..... | 59 |
| Figura 50 - Attuatore idraulico di carico Bosch Rexroth..... | 60 |
| Figura 51 - Vista in sezione della servovalvola | 61 |
| Figura 52 - Simbolo idraulico della servovalvola | 62 |
| Figura 53 - Modello della servovalvola flapper/nozzle | 62 |
| Figura 54 - Flussi attraverso le porte della servovalvola | 63 |
| Figura 55 - Modello dell'attuatore di carico..... | 65 |
| Figura 56 - Schema a blocchi della legge di controllo | 66 |
| Figura 57 - OPEN LOOP POSITION | 71 |
| Figura 58 - CLOSED LOOP POSITION..... | 71 |
| Figura 59 - OPEN LOOP SPEED..... | 72 |
| Figura 60 - CLOSED LOOP SPEED | 72 |
| Figura 61 - OPEN LOOP CURRENT + MOTOR..... | 73 |
| Figura 62 - CLOSED LOOP CURRENT + MOTOR | 73 |
| Figura 63 - STEP RESPONSE | 74 |
| Figura 64 - RAMP RESPONSE | 74 |
| Figura 65 - SERVOVALVE FLOWRATE..... | 77 |
| Figura 66 - SERVOVALVE FLOWRATE PER I _{max} | 78 |
| Figura 67 - SERVOVALVE FLOWRATE..... | 78 |
| Figura 68 - SERVOVALVE FLOWRATE..... | 79 |
| Figura 69 - FLOWRATE ATTRAVERSO L'ORIFIZIO..... | 79 |
| Figura 70 - GUADAGNO IN PRESSIONE NELLA SERVOVALVOLA..... | 80 |
| Figura 71 - GUADAGNO IN PRESSIONE NELLA SERVOVALVOLA..... | 80 |
| Figura 72 - OPEN LOOP GAIN..... | 81 |
| Figura 73 - OPEN LOOP GAIN..... | 81 |
| Figura 74 - FLOWRATE | 82 |
| Figura 75 - FLUSSO NELL'ORIFIZIO DI BY-PASS | 82 |
| Figura 76 - Modello Derivative Loop | 83 |
| Figura 77 - Proporzional Loop | 84 |
| Figura 78 - Modello Integrative Loop | 84 |
| Figura 79 - Risposta in frequenza modello Derivative Closed Loop | 85 |
| Figura 80 - Risposta in frequenza modello Derivative Open Loop | 85 |
| Figura 81 - Risposta in frequenza modello Proporzional Closed Loop..... | 86 |
| Figura 82 - <i>Risposta in frequenza modello Proporzional Open Loop</i> | 86 |
| Figura 83 - <i>Risposta in frequenza modello Integrative Closed Loop</i> | 87 |
| Figura 84 - Risposta in frequenza modello Integrative Open Loop..... | 87 |
| Figura 85 - Diagramma di BODE per il modello Derivativo | 88 |
| Figura 86 - Diagramma di BODE per il modello Proporzionale | 88 |
| Figura 87 - Diagramma di BODE per il modello Integrativo | 89 |
| Figura 88 : Modello non lineare (completo)..... | 90 |
| Figura 89 - Modello attuatore idraulico | 91 |
| Figura 90 - Modello attuatore idraulico | 92 |
| Figura 91 - Modello camera A dell'attuatore idraulico | 93 |
| Figura 92 - Modello camera B dell'attuatore idraulico | 93 |
| Figura 93 - Modulo Dynamic del modello dell'attuatore idraulico | 94 |
| Figura 94 - Modello della servovalvola..... | 94 |
| Figura 95 - Schema a blocchi del blocco Dynamic_Servo..... | 95 |

| | |
|--|-----|
| Figura 96 - Schema Symulink del blocco Dinamic_Servo | 96 |
| Figura 97 - Modello del DAMPING ORIFICE..... | 96 |
| Figura 98 - Blocco Leakage orifice | 97 |
| Figura 99 - Esempio di Risposta statica del sistema | 100 |
| Figura 100 - Andamento della pressione nelle due camere..... | 101 |
| Figura 101 - Differenza di pressione tra le due camere | 101 |
| Figura 102 - Esempio di Risposta in frequenza calcolata dal modello | 102 |
| Figura 103 - Andamento temporale della forza esterna e della forza sullo stelo dell'attuatore idraulico ... | 103 |
| Figura 104 - Andamento temporale della pressione nelle due camere dell'attuatore idraulico | 104 |
| Figura 105 - Errore di compensazione..... | 104 |
| Figura 106 - Andamento dei flussi..... | 105 |
| Figura 107 - Friction..... | 106 |
| Figura 108 - Velocità e spostamento trasmessi dal giunto | 106 |
| Figura 109 - Andamento temporale della forza esterna e della forza sullo stelo dell'attuatore idraulico .. | 107 |
| Figura 110 - Andamento temporale della pressione nelle due camere dell'attuatore idraulico | 108 |
| Figura 111 - Errore di compensazione..... | 108 |
| Figura 112 - Andamento dei flussi..... | 109 |
| Figura 113 - Friction..... | 109 |
| Figura 114 - Velocità e spostamento trasmessi dal giunto | 110 |
| Figura 115 - Relazione tra rotazione e corsa del cilindro idraulico | 111 |
| Figura 116 - Movimento dei fori di montaggio in funzione dello spostamento del cilindro..... | 111 |
| Figura 117 - Velocità di rotazione in funzione della corsa del cilindro..... | 112 |
| Figura 118 - Velocità di rotazione massima rispetto alla velocità lineare costante del cilindro idraulico | 112 |
| Figura 119 - Relazione tra la corsa del cilindro e quella dell'EMA | 113 |
| Figura 120 - Legge di trasmissione del carico..... | 113 |
| Figura 121 - Coppia sul perno di banco | 114 |

Indice delle tabelle

| | |
|---|-----------|
| Tabella 1 - Nomenclatura | 10 |
| Tabella 2 - Elementi principali LEMC | 28 |
| Tabella 3 - Identificativi di targa del LEMC | 29 |
| Tabella 4 – Sigle dell'identificata di targa del servomotore | 30 |
| Tabella 5 - Identificativo della targa del motore elettrico..... | 30 |
| Tabella 6 - Dati di targa resolver..... | 31 |
| Tabella 7 - Dati di targa dell'attuatore a vite con rulli planetari SKF..... | 33 |
| Tabella 8 - Parametri dimensionali attuatore a vite con rulli planetari | 33 |
| Tabella 9 - dati elettrici di targa del Servo-Drive Lenze 9400..... | 34 |
| Tabella 10 - Tipologie regolatori nel modello dell'EMA | 55 |
| <i>Tabella 11 - Dati generali</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabella 12 - Dati della servovalvola.....</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabella 13 - Dati dell'orifizio di smorzamento.....</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabella 14 - Dati dell'attuatore di carico</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabella 15 - Dati della struttura</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabella 16 - Dati della cella di carico</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabella 17 - Parametri del controllo</i> | <i>99</i> |
| <i>Tabella 18 - Compensazione di velocità</i> | <i>99</i> |

1 Introduzione

Il lavoro sviluppato nasce dall'esigenza di effettuare delle prove sperimentali sul comportamento di alcuni attuatori di volo di tipo commerciale. In particolare l'attuatore a rulli planetari SKF e l'attuatore UMBRA.

Presso il laboratorio di ingegneria meccanica del Politecnico di Torino è presente un banco prova per comandi di volo (BPSV), progettato e realizzato nell'ambito dello stesso laboratorio.

Il BPSV ha lo scopo di condurre prove per attuatori di comandi di volo, sia con l'obiettivo di tipo prestazionale atto ad ottimizzare le performance del comando di volo, sia con la finalità di poter valutare lo stato di salute di comandi di volo, effettuando test su attuatori opportunamente degradati artificialmente o sbarcati dopo un percorso di vita operativa. Il banco prova verrà impiegato con lo scopo di applicare e verificare algoritmi di prognostica per AUT.

Il banco dispone di un attuatore lineare idraulico controllato in forza che può essere connesso con un attuatore lineare in prova, ad esempio in tecnologia EMA, controllato in posizione.

L'attuatore idraulico simula le forze aerodinamiche che agiscono come disturbo sul servocomando di volo disposto sulla culla del BPSV controllato in posizione durante una determinata condizione di volo, e genera quindi delle leggi di forza in accordo a un comando di set.

È stato però necessario apportare degli adeguamenti per adattarlo alle prove da eseguire.

La seguente tesi riassume il lavoro di progettazione delle modifiche da apportare al banco di prova, delle attività di esecuzione delle modifiche stesse, di esecuzione delle prove sperimentali e di presentazione e descrizione dei risultati. Sono state svolte le prove con riferimento al solo attuatore a rulli planetari SKF.

Sono stati inoltre sviluppati, un modello lineare e uno non lineare del comportamento dell'attuatore in prova ed effettuati confronti delle indicazioni fornite dai due modelli con i dati delle prove sperimentali.

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 trascicante, 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 di alcuni importanti componenti del banco. Tra questi segnatamente l'attuatore idraulico di carico (HLA) di controllo forza.

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.

Per una trattazione più organica è stato descritto tutto il banco con riferimento a ciascuno dei suoi componenti più significativi e per ciascun componente sono stati riportati tutti i parametri e le relazioni matematiche che ne descrivono le caratteristiche fisiche e meccaniche e ne disciplinano il comportamento cinematico e dinamico.

Vengono poi descritti ed illustrati i modelli sviluppati: il modello lineare e quello non lineare.

Per ciascuno di essi vengono descritti gli algoritmi implementati e le informazioni e parametri calcolati.

Entrambe i modelli sono stati sviluppati in ambiente Matlab con l'impiego di modelli Simulink per il modello non lineare.

2 Progettazione servosistema idraulico per controllo forza

In questo capitolo viene presentato un metodo di progettazione di un servosistema idraulico, adatto ad un controllo di forza.

Tabella 1 -Nomenclatura

| | |
|---------------------|---|
| A_c | Area del pistone |
| A_1, A_2, A_v | Area di passaggio della selvovalvola |
| A_{vMAX} | Area massima di passaggio della servovalvola |
| C_d | Coefficiente di efflusso |
| C_0 | Rigidezza idraulica |
| L | Corsa del pistone |
| M | Massa mobile |
| n | Indice di dimensione |
| p_a, p_s | Pressioni di alimentazione e mandata |
| p_1, p_2 | Pressioni di camera |
| p_L | Differenza tra le pressioni di camera |
| Δp_N | Differenza di pressione nominale della servovalvola |
| Q_{L1}, Q_{L2} | Portata di alimentazione e scarico del pistone |
| Q | Portata di controllo |
| Q_v | Portata della servovalvola |
| Q_N | Portata nominale della servovalvola |
| Q_{BP} | Portata di bypass attraverso l'orifizio |
| K_{BP} | Guadagno flusso-pressione dell'orifizio di bypass |
| β | Modulo di Bulk |
| f | Indice di forza |
| F_E | Forza esterna |
| F_0 | Ampiezza massima di forza |
| F | Ampiezza di forza |
| \dot{x}, \ddot{x} | Velocità e accelerazione del pistone |
| ω | Pulsazione della forzante |
| ω_0 | Pulsazione di risonanza idraulica |
| σ | Indice di frequenza |
| v | Indice di velocità |
| b | Indice di bypass |
| ρ | Densità dell'olio |

2.1 Introduzione

Il servosistema analizzato è costituito da una servovalvola ed un attuatore lineare simmetrico. Tuttavia, dato il carattere generale della trattazione, possono essere considerate altri tipi di valvole (come ad esempio valvole digitali in controllo PWM) e altri tipi di attuatori (come ad esempio attuatori rotativi). L'obiettivo di un servosistema controllo forza è la generazione della forza desiderata, indipendentemente dalla legge del moto dell'attuatore. Da questo punto di vista sarà considerata la forza come la variabile controllata e il moto dell'attuatore come un disturbo esterno. Al fine di definire una procedura di progettazione è necessario esaminare il caso semplificato in cui la forza e la velocità sono costanti, ma anche quello in cui esse cambiano dinamicamente. Nel paragrafo seguente viene presentato un metodo per identificare il range operativo del servosistema, partendo dalle caratteristiche fisiche della servovalvola e dell'attuatore. In questo modo vengono definiti i limiti fisici del servosistema, tralasciando il tipo di controllo. Infatti, qualunque sia il tipo di controllo usato non è possibile oltrepassare le saturazioni imposte dai limiti fisici dei componenti del sistema.

2.2 Equazioni del circuito idraulico

Il servosistema controllo-forza considerato è mostrato in Figura 1.

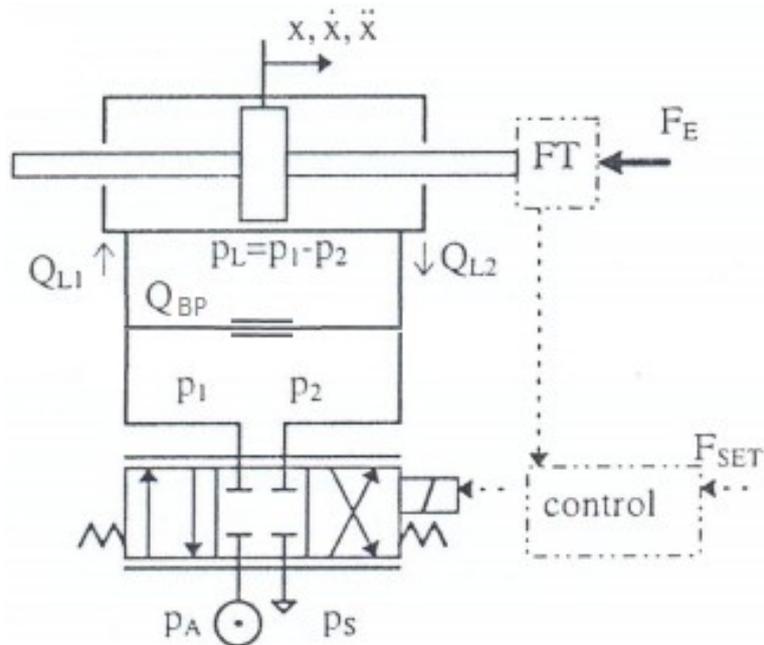


Figura 1 - Schema del servosistema idraulico controllo-forza

Trascurando le perdite interne per trafileamento, la portata di mandata e scarico vengono definite come:

$$Q_{L1} = C_d A_1 \cdot \text{sign}(p_A - p_1) \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_A - p_1|} \quad (1)$$

$$Q_{L2} = C_d A_2 \cdot \text{sign}(p_2 - p_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_2 - p_s|} \quad (2)$$

Nelle ipotesi considerate, si ottiene: $Q_{L1} = Q_{L2} = Q$ e $A_1 = A_2 = A_v$. Eguagliando la (1) e la (2) si ottiene:

$$p_A - p_1 = p_2 - p_s \quad (3)$$

Usando p_L per indicare la caduta di pressione sul pistone e considerando trascurabile la pressione di scarico p_s , partendo dalla (3) si ottiene il flusso che attraversa la valvola come:

$$Q_v = C_d A_v \cdot \sqrt{(p_A - p_L)/\rho} \quad (4)$$

In condizione di massima apertura A_{vMAX} , con le uscite cortocircuitate con un orifizio cosicchè la caduta di pressione sulla valvola sia Δp_N , il flusso che attraversa la servovalvola è definito nominale dall'espressione:

$$Q_N = C_d A_{vMAX} \cdot \sqrt{\Delta p_N / \rho} \quad (5)$$

Introducendo la (5), la (4) può essere riscritta come:

$$Q_v = \frac{A_v}{A_{vMAX}} \cdot \frac{Q_N}{\sqrt{\Delta p_N}} \cdot \sqrt{p_A - p_L} \quad (6)$$

Assumendo trascurabili i trafileamenti tra le camere del cilindro e sulle testate del cilindro, rimanendo valida la (3), l'equazione di continuità è espressa da:

$$Q = A_c \cdot \dot{x} + \frac{A_c^2}{C_0} \cdot \frac{\delta p_L}{\delta t} + Q_{BP} \quad (7)$$

Dove $Q_{BP} = K_{BP} \cdot p_L$ è la portata che attraversa l'orifizio di bypass e $C_0 = 4\beta A_c / L$ è la rigidità idraulica del sistema.

L'equazione di equilibrio dinamico del pistone è definita da:

$$p_L \cdot A_c - F_E - F_A - M \cdot \ddot{x} \quad (8)$$

Dove F_A è la forza di attrito coulombiano e viscosa, verrà considerata trascurabile nella seguente trattazione.

Per ipotesi viene considerata una forza di spinta sinusoidale e viene assunta una velocità di disturbo del pistone costante, date da:

$$F_E = F \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad \dot{x} = \dot{x}_0 = const \quad (9)$$

Introducendo la (9) nelle (7) e (8) si ottiene:

$$Q = A_c \cdot \dot{x}_0 + \frac{A_c}{C_0} \cdot F \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) + K_{BP} \cdot \frac{F}{A_c} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (10)$$

$$p_L = \frac{F}{A_c} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (11)$$

La (10) mostra il flusso che deve entrare nella camera dell'attuatore per generare la legge di forza richiesta sommata alla parte di flusso che trafila attraverso la valvola di bypass. Questo flusso deve essere sempre inferiore al flusso massimo che la servovalvola può fornire, espresso dalla (6). Dunque, la condizione di saturazione del flusso diventa:

$$Q \leq Q_v \quad (12)$$

Allo stesso modo è presente una saturazione sulla caduta di pressione tra le camere, che non può essere maggiore della pressione di alimentazione.

$$p_L \leq p_A = F_0 / A_c \quad (13)$$

A questo punto vengono introdotti i seguenti parametri adimensionali.

$$f = F / F_0 \quad (14)$$

$$\sigma = \omega / \omega_0 \quad (15)$$

$$v = \dot{x}_0 / \frac{F_0}{M \cdot \omega_0} \quad (16)$$

$$n = \left(\frac{C_0 \cdot Q_N}{A_c \cdot \sqrt{\Delta p_N} \cdot A_c} \right)^2 \cdot \frac{1}{F_0 \cdot \omega_0^2} = \left(\frac{Q_N}{\sqrt{\Delta p_N}} \right)^2 \cdot \frac{4 \cdot \beta \cdot M}{L \cdot A_c^3 \cdot p_A} \quad (17)$$

$$b = K_{BP} / \frac{A_c^2}{M \cdot \omega_0} \quad (18)$$

Il primo indice f è definito come un rapporto di forza, con esso si esprime il valore dell'ampiezza della forza generata in relazione al massimo valore possibile. L'equazione (15) definisce l'indice di frequenza, mettendo in relazione la frequenza della forza generata con la frequenza idraulica del sistema $\omega_0 = \sqrt{C_0/M}$. La (16)

mostra l'indice di velocità v , la (17) l'indice di dimensione del servosistema mentre nella (18) viene definito l'indice b come il peso dell'orifizio di bypass nell'equazione di continuità del flusso.

Sostituendo le (14)-(18) in (12), (13) si ottiene l'espressione adimensionale della saturazione di pressione e flusso:

$$f \leq 1 \quad (19)$$

$$v + f \cdot \sigma \cdot \cos(\omega \cdot t) + f \cdot b \cdot \sin(\omega \cdot t) = \sqrt{n} \cdot \sqrt{1 - f \cdot \sin(\omega \cdot t)} \quad (20)$$

Nella seguente trattazione viene posto $b = 0$ considerando, in prima battuta, trascurabile il peso dell'orifizio di bypass nell'equazione di continuità del flusso in modo da semplificare le operazioni algebriche.

(in realtà i casi 1 e 3 sono identici anche con $b \neq 0$)

La visualizzazione grafica della (20) in funzione del tempo, in condizione di non saturazione, è mostrata in Figura 2 dove vengono rappresentate:

$$h(\omega \cdot t) = v + f \cdot \sigma \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (21)$$

$$g(\omega \cdot t) = \sqrt{n} \cdot \sqrt{1 - f \cdot \sin(\omega \cdot t)}$$

La condizione limite è quella per cui in un tempo $t = \hat{t}$, appartenente all'intervallo $0 \leq \hat{t} \leq 2\pi/\omega$, le funzioni h e g sono tangenti:

$$\begin{cases} h(\omega \cdot \hat{t}) = g(\omega \cdot \hat{t}) \\ \left. \frac{dh(\omega \cdot t)}{dt} \right|_{t=\hat{t}} = \left. \frac{dg(\omega \cdot t)}{dt} \right|_{t=\hat{t}} \end{cases} \quad (22)$$

Sviluppando:

$$\begin{cases} v + f \cdot \sigma \cdot \cos(\omega \cdot \hat{t}) = \sqrt{n} \cdot \sqrt{1 - f \cdot \sin(\omega \cdot \hat{t})} \\ f \cdot \sigma \cdot \sin(\omega \cdot \hat{t}) = \frac{\sqrt{n} \cdot f \cdot \cos(\omega \cdot \hat{t})}{2 \cdot \sqrt{1 - f \cdot \sin(\omega \cdot \hat{t})}} \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} f \cdot \sigma \cdot \sin(\omega \cdot \hat{t}) = \frac{\sqrt{n} \cdot f \cdot \cos(\omega \cdot \hat{t})}{2 \cdot \sqrt{1 - f \cdot \sin(\omega \cdot \hat{t})}} \end{cases} \quad (24)$$

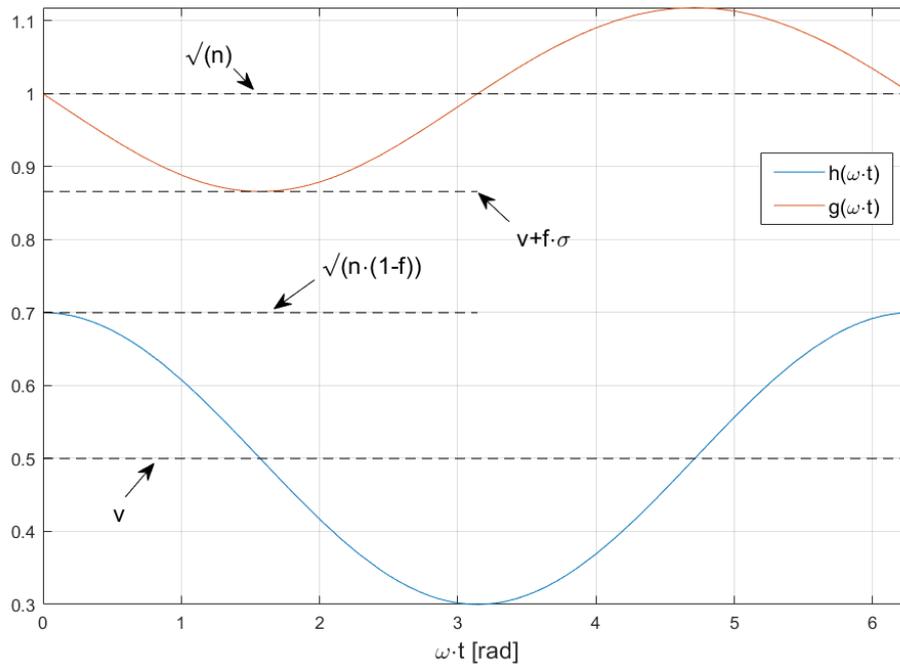


Figura 2 - Visualizzazione grafica della disuguaglianza (20)

Il sistema di (23) e (24) nello spazio v, f, σ per v, f e $\sigma \in R \geq 0$ e $f \leq 1$ rappresenta una superficie parametrizzata in funzione di n . Questa definisce i limiti operativi di un dato servosistema idraulico avente indice di dimensione pari ad n . In prima battuta sar  analizzato il caso in cui uno dei 3 parametri v, f, σ   nullo. Questo significa trovare l'intersezione della superficie con i piani ortogonali passanti per l'origine ottenendo cos  dei diagrammi parametrizzati in n . Ciascun diagramma corrisponder  ad una particolare condizione di lavoro per il servosistema.

1° caso: $\sigma \rightarrow 0$

Partendo dalla definizione (15) questo caso corrisponde all'analisi della caratteristica statica del servosistema, operante in condizioni di forza e velocit  costanti. Dalla (24) riscritta come:

$$\tan(\omega \cdot \hat{t}) = \frac{\sqrt{n}}{2\sigma \cdot \sqrt{1 - f \cdot \sin(\omega \cdot \hat{t})}} \quad (25)$$

Si vede come per $\sigma \rightarrow 0$ si ha $\omega \hat{t} = \pi/2$. Introducendo questo valore nella (23).

$$v = \sqrt{n} \cdot \sqrt{1 - f} \quad (26)$$

che esprime la condizione limite al cambiare del parametro n . La velocit  massima del cilindro si pu  ottenere immediatamente ponendo $f = 0$ e ottenendo $v = \sqrt{n}$.

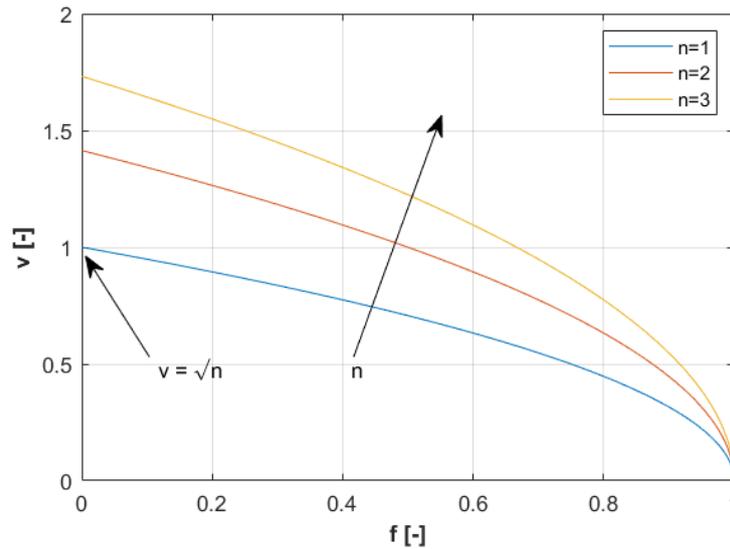


Figura 3 - Caratteristica con forza e velocità costanti

2° caso: $v = 0$

Questo caso descrive la condizione in cui non c'è disturbo di velocità e dunque la legge di forza è prodotta in condizione di attuatore bloccato. Sostituendo la (23) nella (24):

$$\sin(\omega \cdot \hat{t}) = \frac{n}{2 \cdot f \cdot \sigma^2} \quad (27)$$

La (27) indica il tempo in cui si ha la condizione di tangenza tra le curve. Sostituendo la (27) nella (22) e facendo opportuni passaggi si ottiene:

$$f = \frac{\sqrt{n}}{2 \cdot \sigma^2} \cdot \sqrt{4 \cdot \sigma^2 - n} \quad (28)$$

La (28) risulta valida solo per alcuni valori di σ . Essendo $\sin(\omega \cdot \hat{t}) \leq 1$, deve essere:

$$\frac{n}{2 \cdot f \cdot \sigma^2} \leq 1 \rightarrow f \geq \frac{n}{2 \cdot \sigma^2} \quad (29)$$

Ricordando la (28) si ottiene:

$$\sigma \geq \sqrt{n/2} \quad (30)$$

Che garantisce anche la soluzione reale della (27), data da $\sigma \geq \sqrt{n/2}$. La condizione di saturazione di pressione deve essere soddisfatta per tutto il campo di valori di σ , considerando queste condizioni insieme si ottiene il campo di lavoro definito da:

$$\begin{cases} f \leq 1 \\ f = \frac{\sqrt{n}}{(2 \cdot \sigma^2)} \cdot \sqrt{4 \cdot \sigma^2 - n} \quad \text{con } \sigma \geq \sqrt{n/2} \end{cases} \quad (31)$$

Il grafico ottenuto è mostrato in Figura 4.

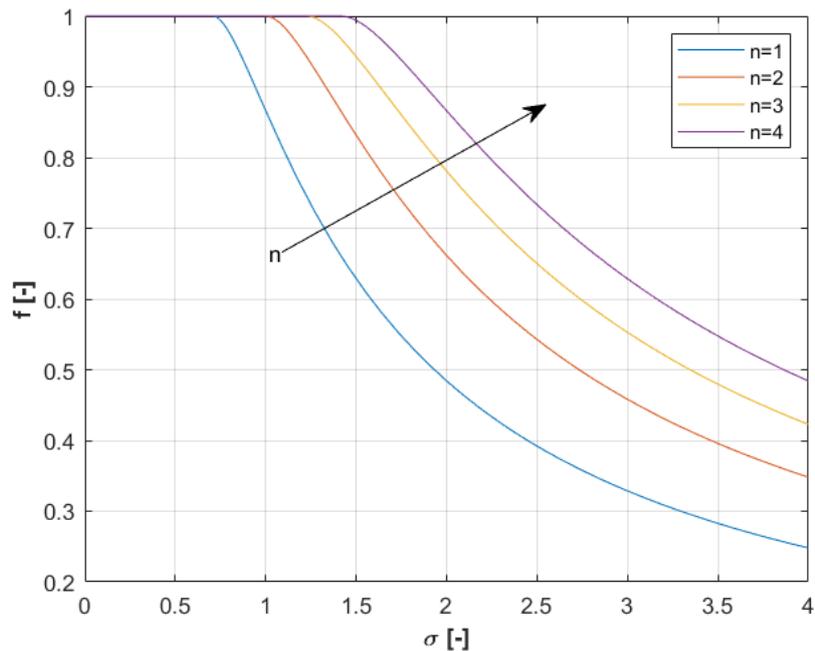


Figura 4 - Caratteristica a pistone bloccato

3° caso: $f = 0$

In questo caso non c'è forza esterna e questo consente di analizzare la massima velocità di traslazione del pistone. Dalla (23) si ottiene la condizione limite data da:

$$v = \sqrt{n} \quad (32)$$

Rappresentata in Figura 5.

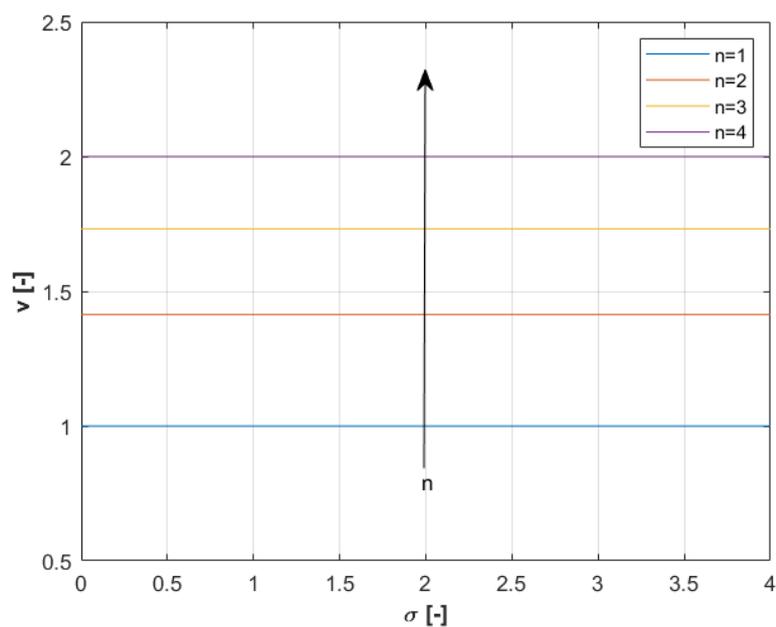


Figura 5 - Caratteristica senza forza esterna

4° caso: $v, f, \sigma \neq 0$

Questo è il caso più generale. Dal sistema (23), (24), facendo il quadrato della (24) si ottiene il sistema riscritto come:

$$\begin{cases} v + f \cdot \sigma \cdot \cos(\omega \cdot \hat{t}) = \sqrt{n} \cdot \sqrt{1 - f \cdot \sin(\omega \cdot \hat{t})} & (33) \\ 4 \cdot f \cdot \sigma^2 \cdot \sin^3(\omega \cdot \hat{t}) - (4 \cdot \sigma^2 + n) \cdot \sin^2(\omega \cdot \hat{t}) + n = 0 & (34) \end{cases}$$

La soluzione analitica di tale sistema non è semplice da trovare. È utile procedere usando un metodo di soluzione numerica per ottenere la superficie desiderata nello spazio tridimensionale (è stato utilizzato il metodo di Newton per sistemi non lineari). Il risultato ottenuto è mostrato in Figura 6.

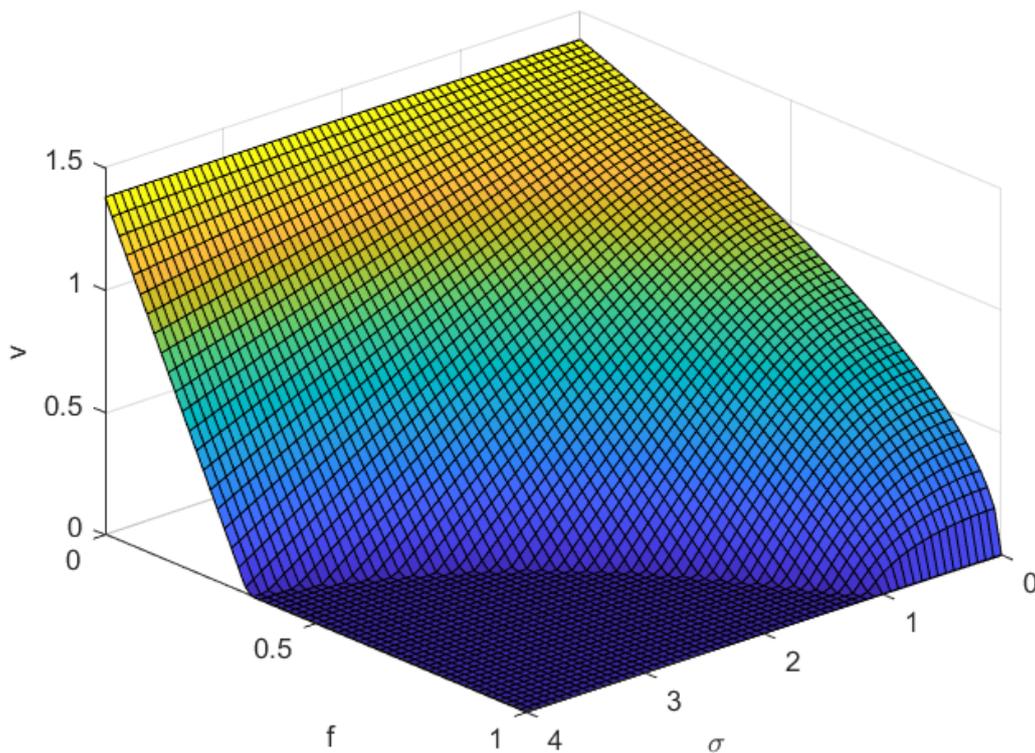


Figura 6 - v in funzione di f e σ

Il valore $f = 2/3$, che equivale a $p_L = 2/3 \cdot p_A$, esprime la condizione in cui si ha la massima potenza trasferita al carico. Sezionando la superficie per $f = 2/3$ si ottiene la Figura 7 in cui l'indice di dimensione n è il parametro di curva.

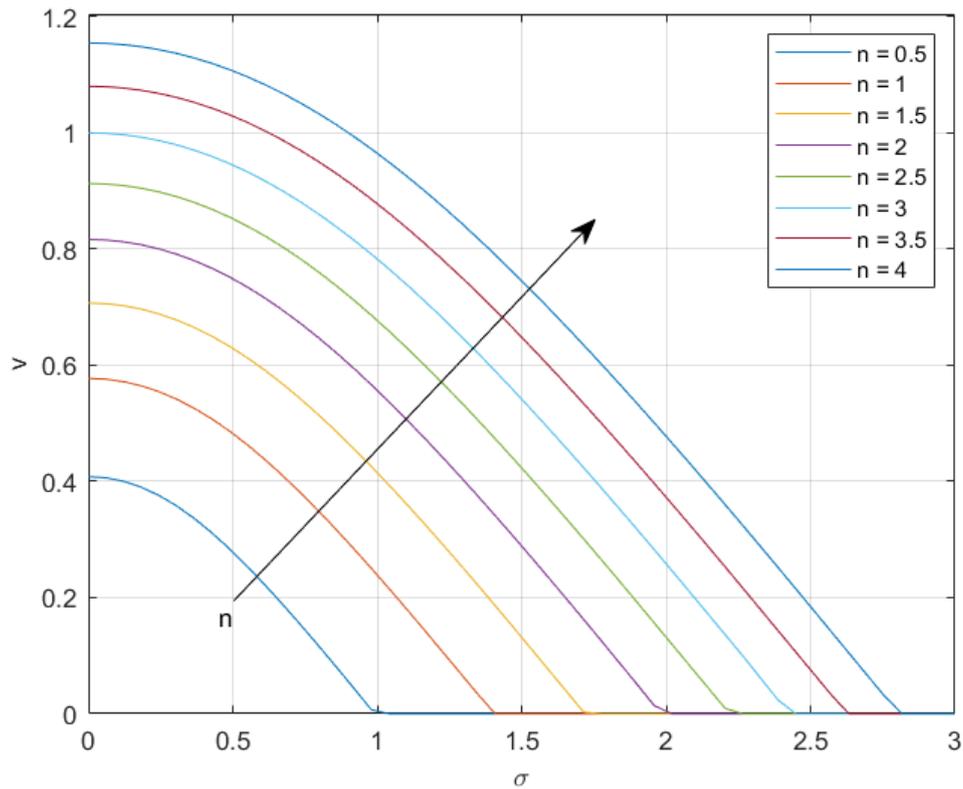


Figura 7 - Diagramma di progetto per $f = \text{const.} = 2/3$

Il campo operativo risulta sotteso a tali curve.

2.3 Procedura per la progettazione del servosistema

La procedura di seguito illustrata permette di definire i parametri degli attuatori e servovalvole da scegliere in base alle specifiche che definiscono il campo di utilizzo che dovrà avere il servosistema.

Le specifiche di progetto potrebbero essere ad esempio:

- La pressione di alimentazione p_A della servovalvola;
- La corsa L dell'attuatore;
- Il modulo di Bulk β del fluido;
- $\omega_{MAX}, F_{MAX}, \dot{x}_{MAX}$ come campo di lavoro del banco;

I valori di output di questa procedura saranno:

- L'area A_c dell'attuatore;
- La portata nominale Q_N della servovalvola;

Mirando ad una progettazione di un sistema che possa operare con $f = 2/3$, in condizione di massima potenza e sottostando ai limiti di saturazione della pressione, dalla (13) e (14) si ottiene:

$$p_L = 2/3 \cdot p_A \quad (34)$$

$$A_c = F_{MAX}/p_L \quad (35)$$

$$F_0 = p_A \cdot A_c \quad (36)$$

A questo punto, stimando un valore approssimativo di massa mobile M , in funzione della corsa e dell'area del pistone si può stimare ω_0 :

$$\omega_0 = \sqrt{C_0/M} = \sqrt{4 \cdot \beta \cdot A_c / (L \cdot M)} \quad (37)$$

Dalla (15) e (16) si possono calcolare gli indici di velocità e frequenza:

$$\sigma = \omega_{MAX} / \omega_0 \quad (38)$$

$$v = \dot{x}_{MAX} / \frac{F_0}{M \cdot \omega_0} \quad (39)$$

A questo punto l'indice di dimensione n può essere calcolato o per via grafica dalla Figura 7 o per via numerica. Successivamente può essere calcolata la portata nominale Q_N , dalla (17), assumendo ad esempio $\Delta p_N = 70 \text{ bar}$, si ottiene:

$$Q_N = \frac{1}{C_0} \cdot \sqrt{n \cdot F_0 \cdot \omega_0^2 \cdot A_c^3 \cdot \Delta p_N} \quad (40)$$

Come ulteriore considerazione si può migliorare il valore della portata nominale aggiungendo la quota di portata che passerebbe nell'orifizio di bypass:

$$Q_{BP} = C_{BP} \cdot A_{BP} \cdot \sqrt{p_L / \rho} \quad (41)$$

$$Q'_N = Q_N + Q_{BP} \quad (42)$$

In questo modo, il sistema risulta completamente dimensionato scegliendo un attuatore e una valvola capaci di soddisfare queste specifiche di progetto. Bisogna ancora controllare che la frequenza di taglio ω_N della servovalvola sia maggiore della larghezza di banda richiesta per il servosistema ($\omega_N > \omega_{MAX}$).

A questo punto dalle Figura 3 – Figura 7 è possibile ottenere per questo specifico servosistema, definito dall'indice di dimensione n , l'intero campo di lavoro.

2.4 Progettazione del servosistema

La procedura descritta nel paragrafo precedente viene di seguito applicata partendo dai seguenti dati di input:

$$\begin{aligned} p_A &= 210 \text{ bar} \\ L &= 0.10 \text{ m} \\ \beta &= 7000 \text{ bar} \\ \omega_{MAX} &= 2\pi \cdot 15 \text{ rad/s} \\ F_{MAX} &= 15000 \text{ N} \\ \dot{x}_{MAX} &= 100 \text{ mm/s} \\ \Delta p_N &= 70 \text{ bar} \\ M &= 10 \text{ kg} \\ f &= 2/3 \end{aligned}$$

Dalla (34) e (35) si ottiene immediatamente:

$$A_c = \frac{F_{MAX}}{\frac{2}{3} p_A} = 10.71 \text{ cm}^2$$

A questo punto, dalla (38) e (39) si ottengono i parametri adimensionali v e σ :

$$\begin{aligned} \sigma &= \omega_{MAX} / \omega_0 = 0.0544 \\ v &= \dot{x}_{MAX} / \frac{F_0}{M \cdot \omega_0} = 0.0770 \end{aligned}$$

Con questi due parametri è possibile entrare nel diagramma di Figura 8 per ricavare il valore di n :

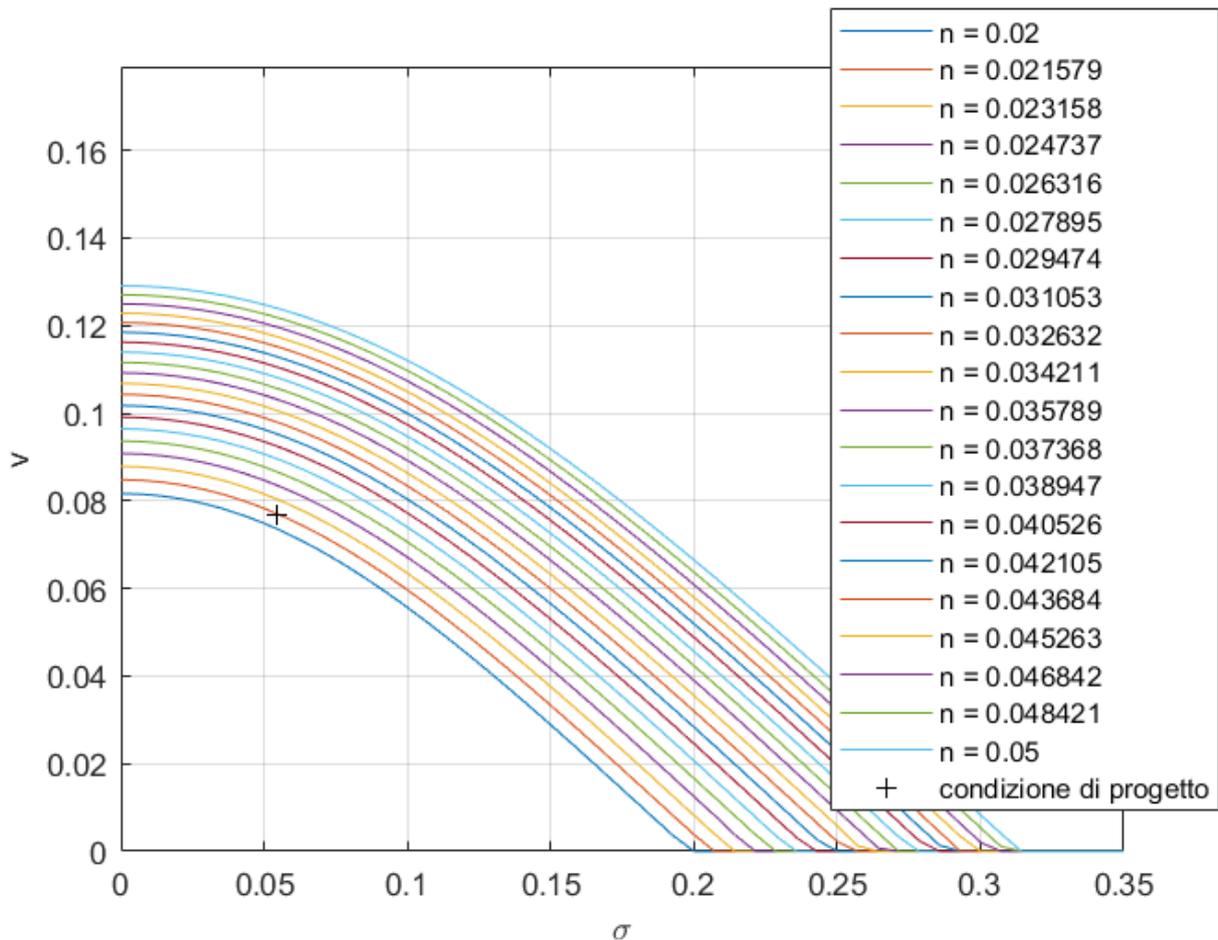


Figura 8 - Diagramma di progetto per $f = \text{const.} = 2/3$ ($n = 0.02 \div 0.05$)

Dal diagramma di si ricava $n = 0.0216$, inserendo questo valore nella (40) si ottiene:

$$Q_N = \frac{1}{C_0} \cdot \sqrt{n \cdot F_0 \cdot \omega_0^2 \cdot A_c^3 \cdot \Delta p_N} = 7.086 \text{ l/min}$$

Aggiungendo la portata di bypass, considerando $C_{BP} = 0.61$, $A_{BP} = \pi/4 \cdot (0.001)^2 \text{ m}^2$ e $\rho = 860 \text{ kg/m}^3$ si ottiene:

$$Q_{BP} = C_{BP} \cdot A_{BP} \cdot \sqrt{p_L/\rho} = 5.187 \text{ l/min}$$

$$Q'_N = Q_N + Q_{BP} = 12.273 \text{ l/min}$$

Sulla base di questi valori minimi di progetto possono essere scelti i componenti del banco prova. In particolare viene scelto un cilindro con area di spinta pari a $A_c = 13.5 \text{ cm}^2$ ed una servovalvola avente portata nominale $Q_N = 20 \text{ l/min}$.

3 Descrizione del banco prova

3.1 Abbreviazioni

Nel presente capitolo saranno utilizzate le seguenti abbreviazioni:

| | |
|------|---|
| ACC | Armadio di acquisizione e controllo (Acquisition and Control Cabinet) |
| AE | Encoder Angolare incrementale (Angular Encoder) |
| AUT | Attuatore in test (Actuator Under Test) |
| BOB | BreackOut Box |
| C.T. | Capitolato Tecnico |
| CL | Closed Loop |
| DEMA | Driver dell'EMA |
| DSV | Driver della Servovalvola |
| EHSA | Electro Hydraulic Servo Actuator |
| EMA | Electro Mechanical Actuator |
| EPC | Armadio di potenza dell'EMA (EMA Power Cabinet) |
| FPGA | Field-Programmable Gate Array |
| HLA | Attuatore idraulico lineare di banco (Hydraulic Load Actuator) |
| HW | Hardware |
| I/O | Input/Output |
| LC | Cella di carico (Load Cell) |
| LVDT | Linear Variable Differential Transformer |
| LVT | Linear Variable Velocity |
| NI | National Instruments |
| OL | Open Loop |
| PN | Part Number |
| RT | Real Time |
| SOV | Valvola di Shut-Off |
| SV | Servovalvola (ServoValve) |
| SW | Software |
| TB | Banco prova servocomandi (Test-Bench) |
| TSM | Touch-screen Monitor |

3.2 Il banco di prova comandi di volo del laboratorio di Meccatronica e Servosistemi del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale (DIMEAS) del Politecnico di Torino

In figura 9 è mostrato Il banco prova (o TB – Test-Bench) idraulico, del laboratorio di Meccatronica e Servosistemi del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale (DIMEAS) del Politecnico di Torino.

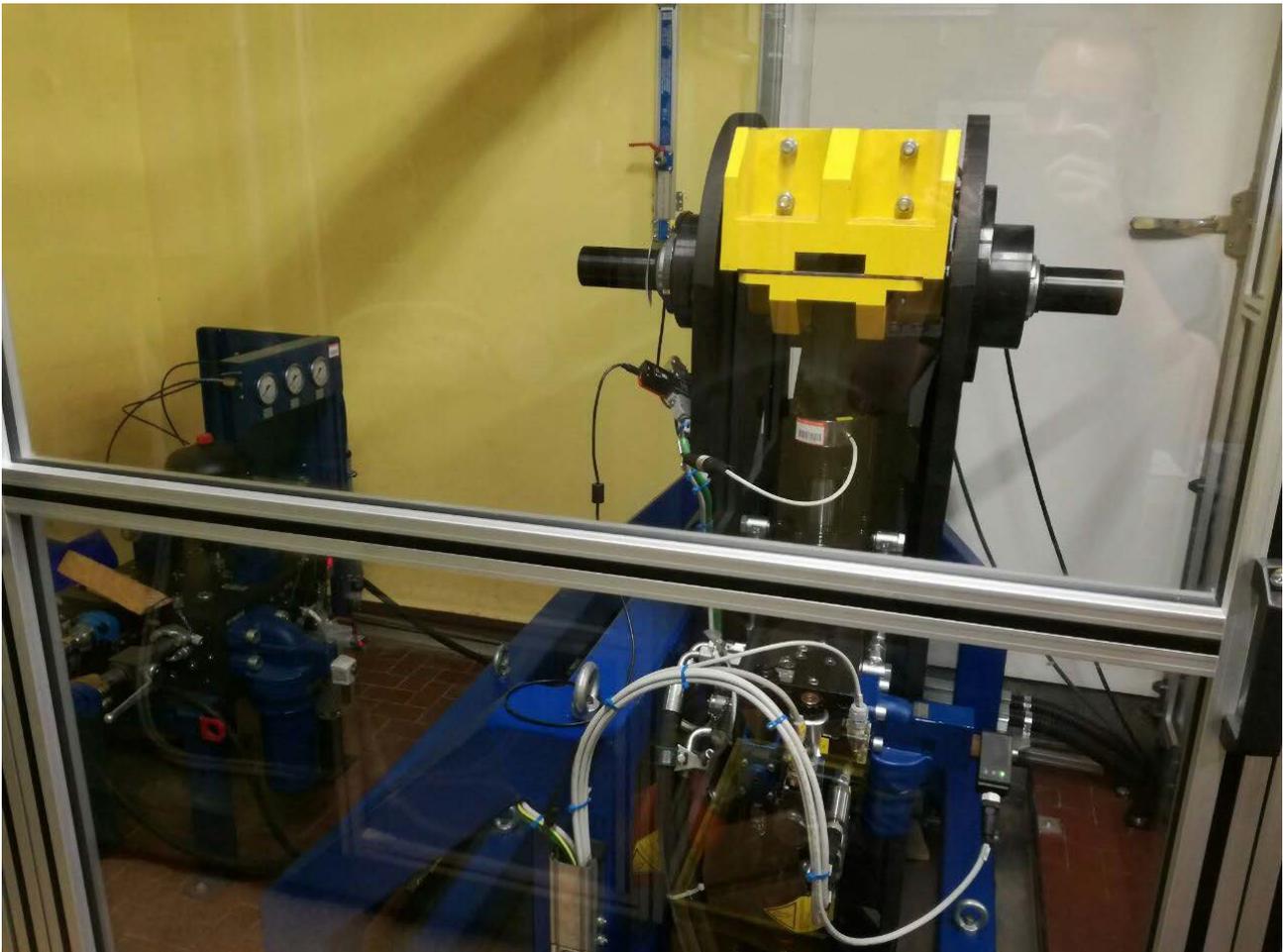


Figura 9 - banco

Il TB è uno strumento di supporto alla conduzione di prove per attuatori di comandi di volo, sia con l'obiettivo di tipo prestazionale atto ad ottimizzare le performance del comando di volo, sia con la finalità di valutazione dello stato di salute di comandi di volo, effettuando test su AUT opportunamente degradati artificialmente o sbarcati dopo un percorso di vita operativa.

Il TB è impiegato anche per applicare e verificare algoritmi di prognostica per attuatori di volo, atti a identificare in primis il difetto, e in ultima analisi anche la vita residua del componente in prova.

Il banco dispone di un attuatore lineare idraulico HLA controllato in forza che può essere connesso con un attuatore lineare in prova AUT, in tecnologia EMA o EHS controllato in posizione.

L'attuatore HLA simula le forze aerodinamiche che agiscono come disturbo sul servocomando di volo controllato in posizione durante una determinata condizione di volo, e genera quindi delle leggi di forza in accordo a un comando di set.

Nel seguito viene descritto il banco nel suo complesso e con riferimento specifico ai suoi componenti principali.

3.3 Schema generale del banco

La struttura meccanica del banco è costituita da un supporto sul quale è ancorata una culla che ospita un attuatore idraulico idrosostentato a basso attrito, i trasduttori, un giunto e una piastra di supporto per l'attuatore in prova. Sono inoltre presenti, una componentistica idraulica interfacciata con la centrale idraulica del Politecnico, i cablaggi schermati che comunicano con l'armadio di acquisizione e controllo.

La fig. 10 mostra il layout semplificato del banco prova. L'attuatore di carico (HLA) è collegato, tramite una cerniera ad asse fisso, all'attuatore in prova (AUT), un EMA (Electro Mechanical Actuator) nel caso della figura. Il banco è equipaggiato con trasduttori (velocità LVT, cella di carico LC e l'encoder angolare EA montato sull'asse della cerniera fissa), una servovalvola (SV) e l'hardware ad essi dedicato per il controllo/acquisizione. L'hardware è contenuto in apposito armadio di acquisizione e controllo (ACC).

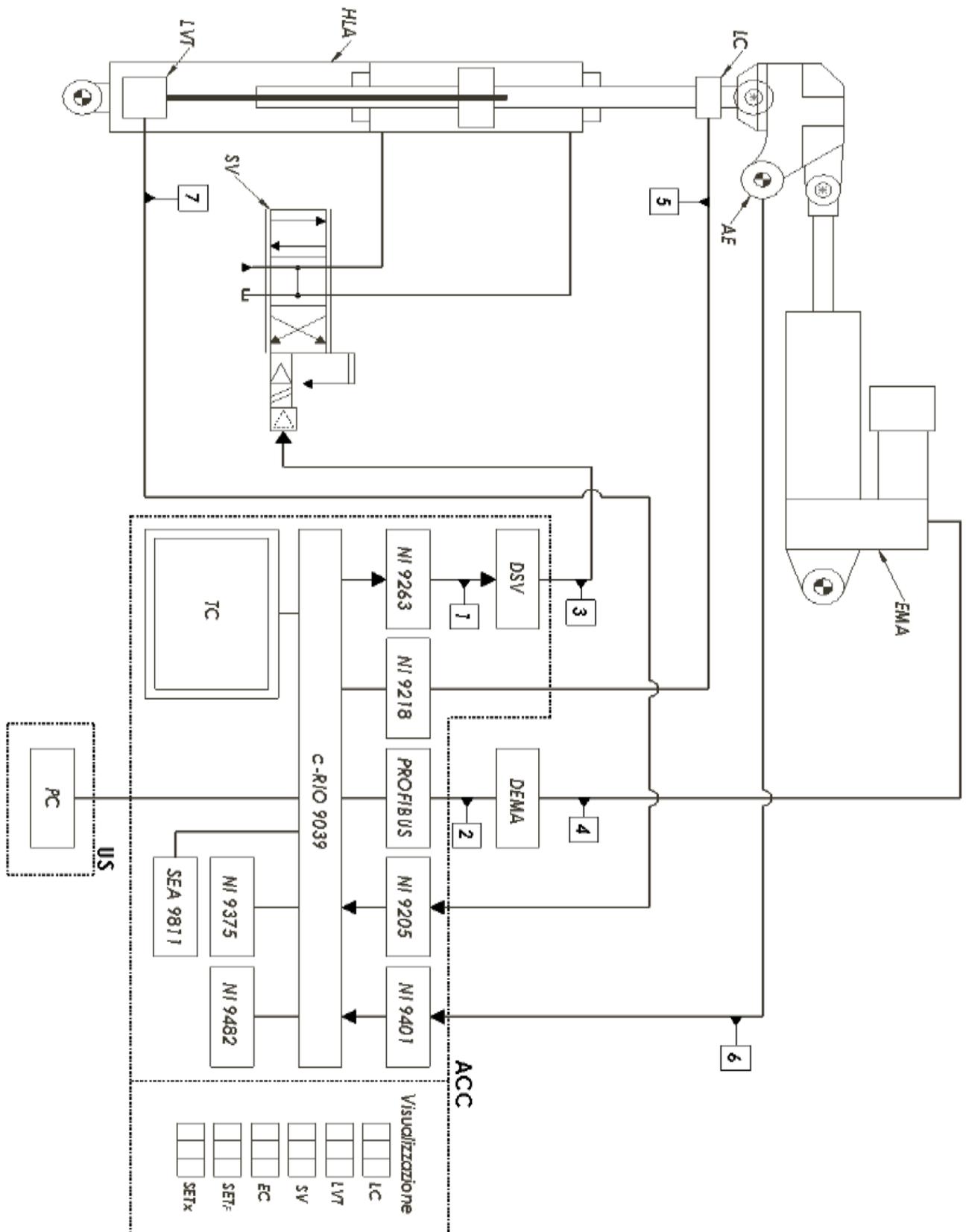


Figura 10 - Layout semplificato del sistema

In fig. 11 è mostrata una foto della postazione completa del banco. Per motivi di sicurezza la struttura meccanica è stata isolata dall'ambiente di acquisizione e controllo tramite una gabbia. È visibile inoltre il pannello di comando integrato nell'armadio elettrico, dotato di pulsanti, potenziometri e un'interfaccia touch screen tramite la quale, attraverso un software LabVIEW dedicato, sono possibili la manutenzione, la diagnostica, l'acquisizione dei dati e il controllo del banco.



Figura 11 - Postazione completa dedicata al banco

3.4 Schema idraulico

Nella 12 è mostrato lo schema idraulico dell' HLA di TB, a valle del manifold.

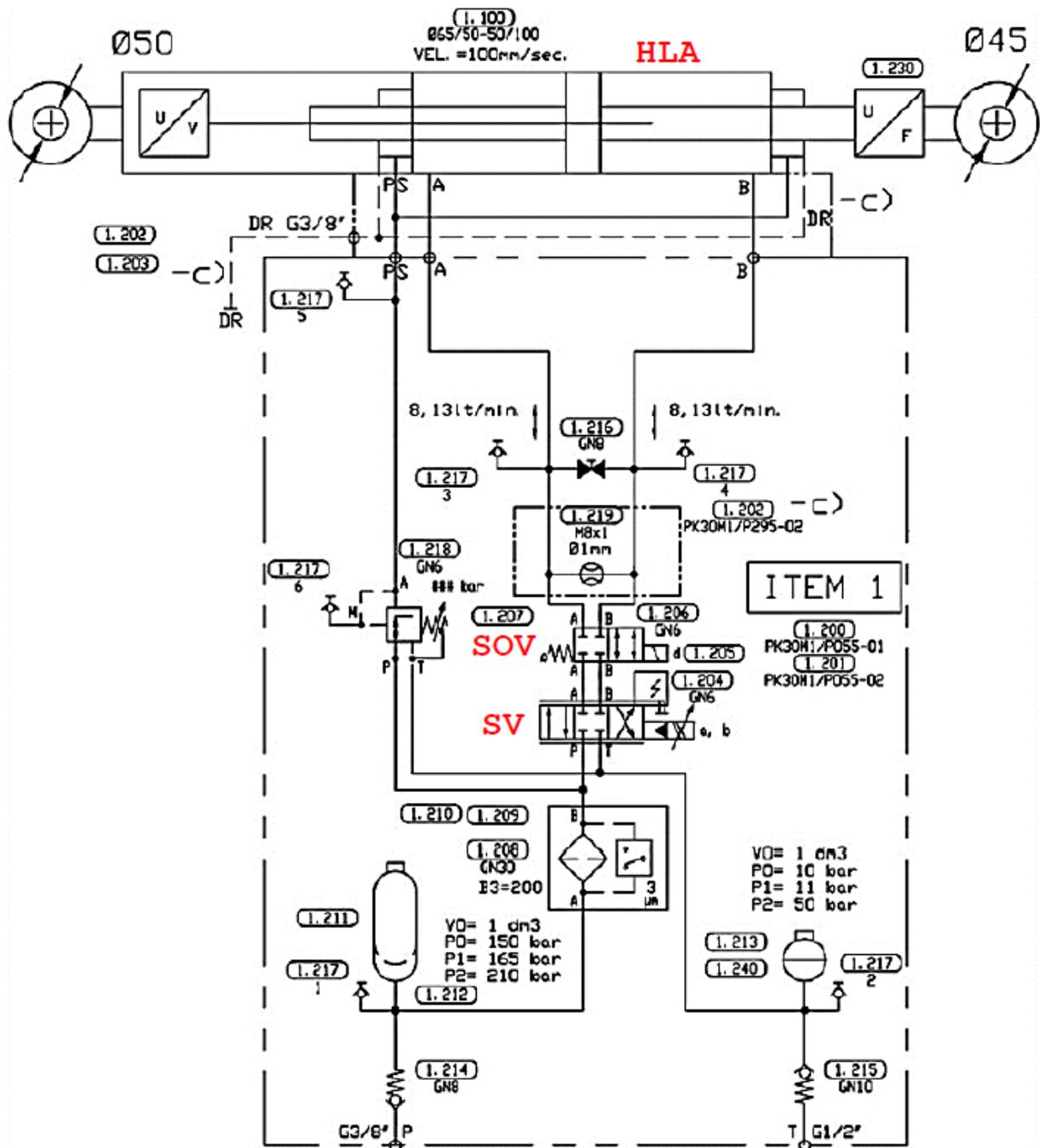


Figura 12 - Schema idraulico

Nella parte bassa dello schema sono visibili le porte di mandata e di scarico, indicate rispettivamente con le lettere P e T, che vanno collegate 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).

La linea d'alimentazione a valle del filtro si dirama e non tutto l'olio ad alta pressione è destinato alla servovalvola: 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.

Quando si alimenta la linea A, l'attuatore è in fase di estensione, mentre quando si alimenta la linea B è in contrazione.

Nelle linee A e B sono presenti anche 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.

La linea DR assicura il drenaggio dell'aria eventualmente presente nelle camere del cilindro.

3.5 I componenti del banco

Si fornisce di seguito una breve descrizione dei principali componenti del banco di prova. Non saranno riportate le varie caratteristiche di dettaglio, per le quali si rinvia ai rapporti riportati in bibliografia.

3.5.1 Attuatore elettromeccanico di controllo posizione (EMA)

L'EMA è un attuatore elettro-meccanico lineare con servomotore LEMC (Fig. 13). Consiste in un cilindro elettro-meccanico lineare (LEMC) la cui parte elettrica è costituita da un servomotore Lenze (sincrono AC) ad interfaccia parallela azionato da un driver, mentre la parte meccanica è formata da un organo di trasmissione a cinghia, il quale trasmette il moto rotatorio con un rapporto di trasmissione unitario ad un sistema vite-madrevite che lo converte da rotativo a lineare mediante una vite a rulli planetari SKF.

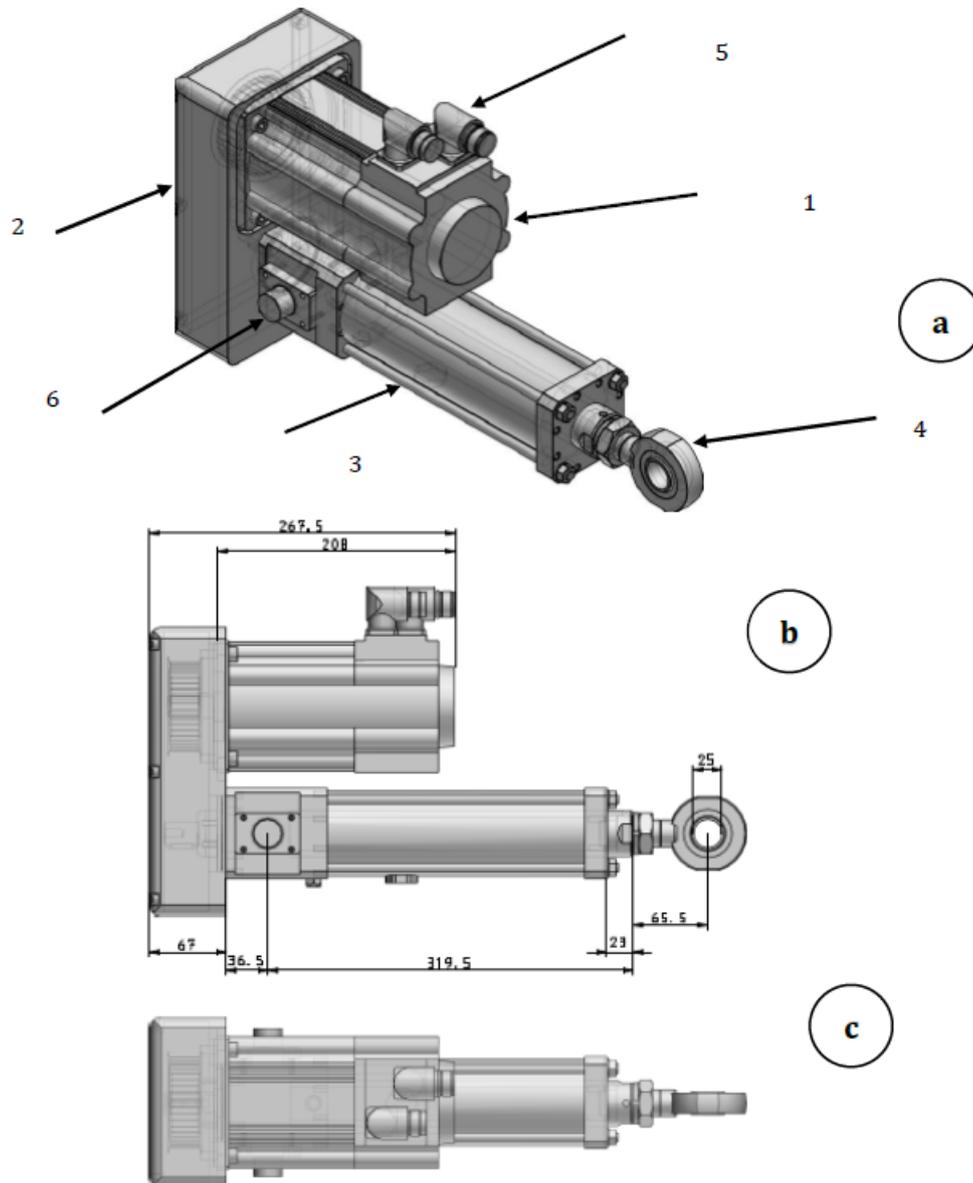


Figura 13 - Attuatore elettro-meccanico lineare con servomotore EMA a) in vista 3D b) in vista laterale c) in vista dall'alto.

Tabella 2 - Elementi principali LEMC

| Numero | Descrizione |
|--------|--|
| 1 | Servomotore Lenze |
| 2 | Trasmissione a cinghia dentata |
| 3 | Attuatore lineare a vite con rulli a satelliti SKF |
| 4 | Rod end |
| 5 | Plug cavo motore e resolver |
| 6 | Perni appoggio LEMC |

L'EMA è montato sul BPSV ed è composto dai componenti essenziali mostrati in Figura 13 ed elencati in Tabella 2. Un'altra struttura, appositamente progettata, consente l'inserimento del LEMC sul banco prova. La struttura consiste sostanzialmente in un supporto fissato sulla testa del banco che sorregge l'attuatore mediante due boccole accoppiate con i perni di appoggio. Dall'altro lato è presente una struttura collegata

al rod end che, oltre a sostenere l'attuatore, svolge anche la funzione di dispositivo anti-rotazione, fondamentale poiché l'attuatore scelto non dispone di tale sistema integrato. I dispositivi in questione sono visualizzabili in Figura 14.

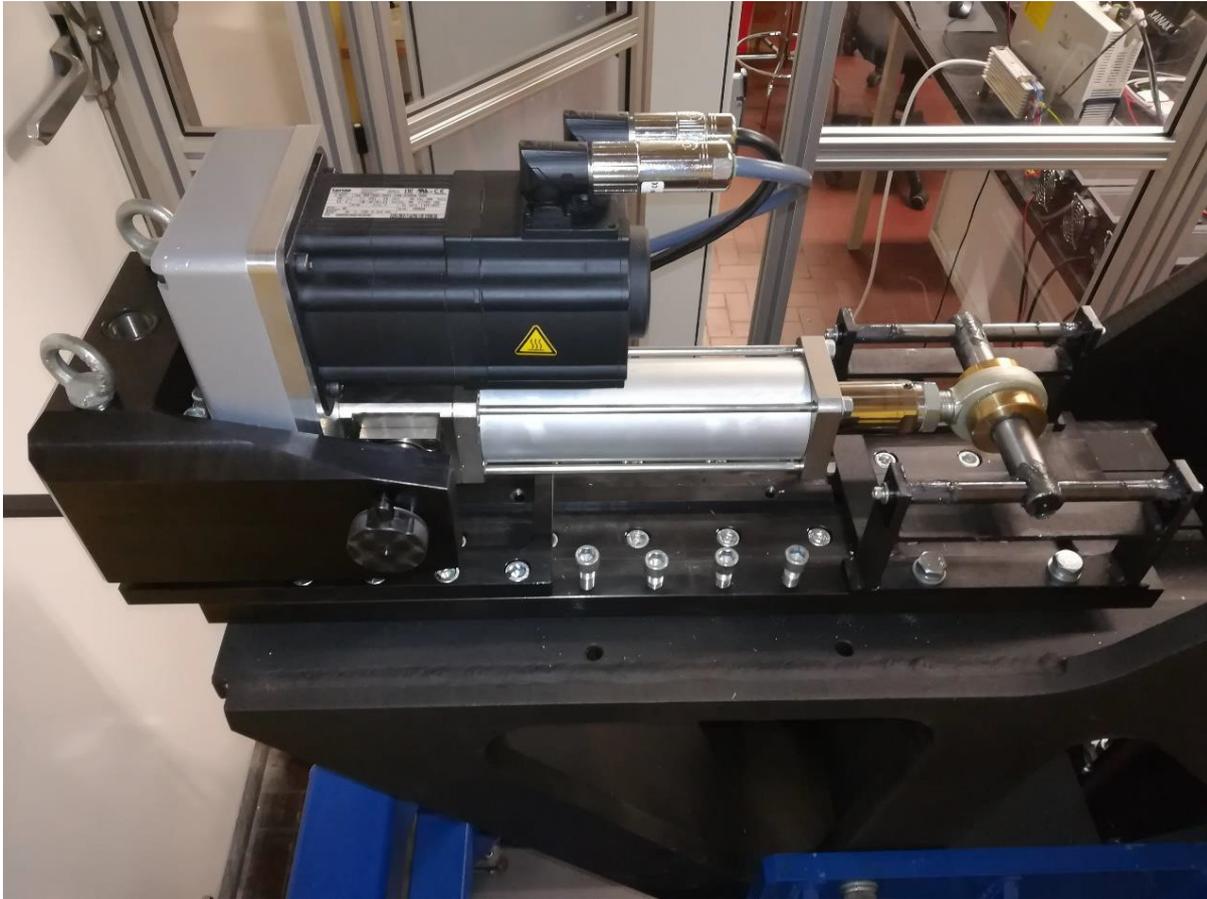


Figura 14- LEMC e supporti montati sul banco prova

L'identificativo di targa del LEMC è presentato in Figura 15.

LEMCS2105-0100-TRNN-P10LA11BYG1

⏟
⏟
⏟
⏟

①
②
③
④

Figura 15- Identificativo di targa LEMC

Il significato delle sigle è riportato in tabella 3.

Tabella 3 - Identificativi di targa del LEMC

| N° | Descrizione |
|----|--|
| 1 | S=servomotore , 21=diametro [mm] vite , 05= passo vite 5 [mm]. |
| 2 | 100= corsa dell'attuatore [mm]. |
| 3 | T= perni come supporto inferiore , R= presenza del rode end , N=dispositivo antirotazione non incorporato , N= sensori di fine corsa non presenti. |
| 4 | P= LEMC in configurazione ad interfaccia parallela , 10= rapporto 1:1 della trasmissione |

a cinghia , LA1= vedi Figura 5 , 1= resolver , B= freno a DC 24V , Y= driver compreso , G= comunicazione Profibus come fieldbus , 1= lunghezza dei cavi motore e resolver 5 [m] .

Altro elemento di rilevante importanza è il Servomotore. Quello utilizzato è un sincrone AC della Lenze con sistema di retroazione affidato ad un resolver anch'esso della Lenze.

L'identificativo di targa è presentato in Figura 16.

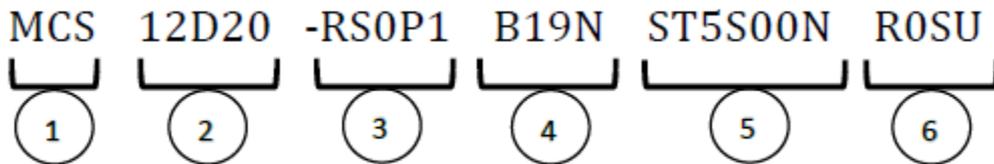


Figura 16 - Identificativo di targa del servomotore

Il significato delle sigle è riportato in tabella 4.

Tabella 4 – Sigle dell'identificata di targa del servomotore

| N° | Descrizione |
|----|---|
| | Tipologia motore (MCS=servomotore sincrone). |
| | Taglia motore (12D) e velocità di targa (2000 rpm=20). |
| | Voltaggio principale (=400V), trasduzione (RSO=resolver) e freno (P1=24V DC). |
| | Design dell'albero (B=albero con chiavetta , 19=diametro), livello vibrazione (N=normale). |
| | Design plug cavo resolver e motore (ST= plug separati), grado di protezione 5, ventilazione (S00=senza ventola), volano (N=senza volano). |
| | Sensori (R=sensori di temperatura KTY), targa (0=targa non elettronica), colore (S=nero), specifiche (U=UL/CSA). |

I dati di targa del motore sono presentati nella Tabella 5, la caratteristica di coppia in Figura 17.

Tabella 5 - Identificativo della targa del motore elettrico

| Dato | Valore | U.M. |
|----------------------------------|--------|--------------------|
| Velocità nominale n_N | 1950 | Rpm |
| Coppia nominale M_N | 5,5 | Nm |
| Coppia massima M_{max} | 18 | Nm |
| Potenza nominale P_N | 1,1 | kW |
| Corrente nominale I_N | 2,6 | A |
| Corrente massima I_{max} | 10 | A |
| Voltaggio nominale U_{NAC} | 345 | V |
| Frequenza nominale f_N | 130 | Hz |
| Efficienza motore $\eta_{100\%}$ | 79 | % |
| Inerzia motore I_M | 4 | Kg cm ² |
| Costante di tensione k_e | 1,31 | V/(rad/s) |
| Resistenza statore R_s | 5,8725 | Ω |
| Induttanza nominale L_N | 52,2 | mH |
| Costante di coppia k_c | 2,34 | Nm/A |
| Velocità massima n_{max} | 6000 | rpm |

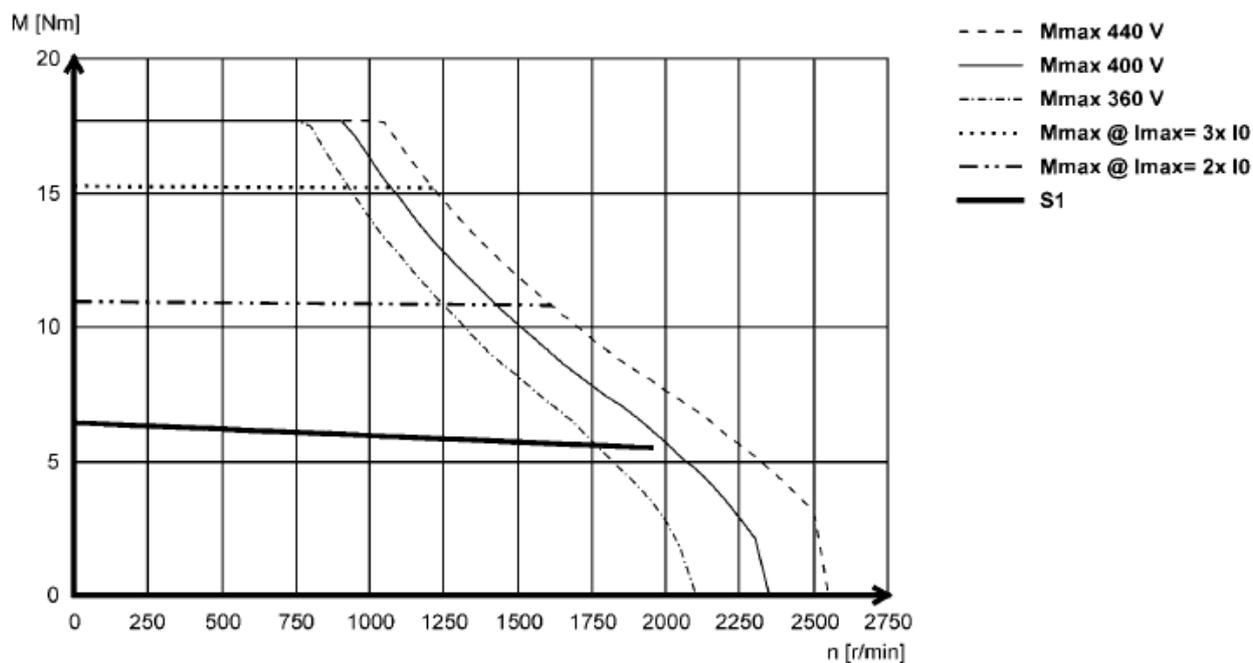


Figura 17 - Caratteristica di coppia motore elettrico

Il resolver scelto (identificativo RV03) possiede le caratteristiche in Tabella 6.

Tabella 6 - Dati di targa resolver

| Dato | Valore | U.M. |
|-------------------------|----------|------|
| Risoluzione | 0,8 | |
| Accuratezza | ± 10 | |
| Posizionamento assoluto | 1 | giro |
| Massimo voltaggio input | 10 | V |
| Massima frequenza input | 4 | kHz |
| Numero paia poli | 1 | |

Il motore elettrico trascina una puleggia la quale trasferisce il moto mediante una trasmissione a cinghia dentata, adatta per applicazioni di precisione, ad un attuttore lineare a vite con rulli satellite che trasforma il moto rotatorio del motore in moto lineare della gabbia dell'attuttore.

La seconda puleggia trascinata dalla cinghia è accoppiata con la madrevite dell'attuttore lineare mediante una linguetta in modo da trasmettere il momento al sistema vite/madrevite.



Figura 18 - Trasmissione a cinghia dentata.

L'attuatore a vite con rulli satelliti SKF è una trasmissione meccanica che trasforma il moto da lineare a rotatorio (o anche viceversa) proveniente dalla trasmissione a cinghia.

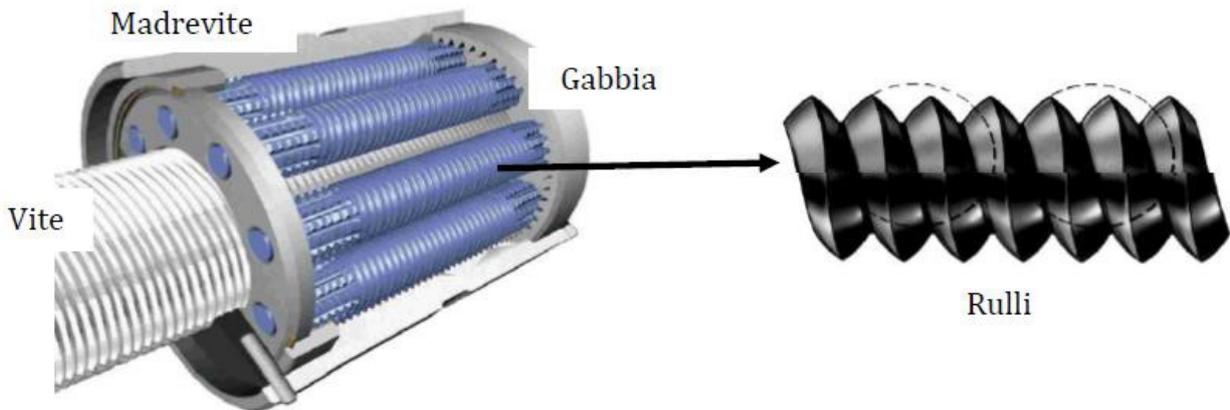


Figura 19 - Attuatore lineare a vite con rulli satelliti

La trasmissione è formata dai 4 elementi visibili in Figura 19: la madrevite, i rulli satelliti, la vite e la gabbia. La madrevite, filettata internamente e con filetto complementare a quello della vite, è il primo organo di trasmissione della catena ed è accoppiata con il sistema di trasmissione a cinghia. I rulli satelliti hanno un filetto arrotondato in modo da trasferire il contatto in modo simile a delle sfere. La vite è l'ultimo elemento della trasmissione. Nella nostra configurazione rappresenta l'elemento di attuazione che trasla grazie al meccanismo a rulli satelliti. Infine la gabbia che consente di mantenere la posizione relativa tra i rulli satelliti. Il principio di funzionamento è analogo a quello di un treno di ingranaggi epicicloidali.

Rispetto al meccanismo a sfere quello a rulli presenta notevoli vantaggi. Ad esempio quello di avere una maggiore superficie di contatto per la trasmissione del carico, il che permette una maggiore durata della vita del meccanismo, alti carichi ed alte velocità.

Al fondo dello stelo è stato progettato un dispositivo anti-rotazione che, accoppiato al rod, end garantisce la corretta trasmissione del carico dal meccanismo allo stelo e quindi permette il passo effettivo della vite ad ogni rotazione della madrevite, garantendo il posizionamento lineare corretto.

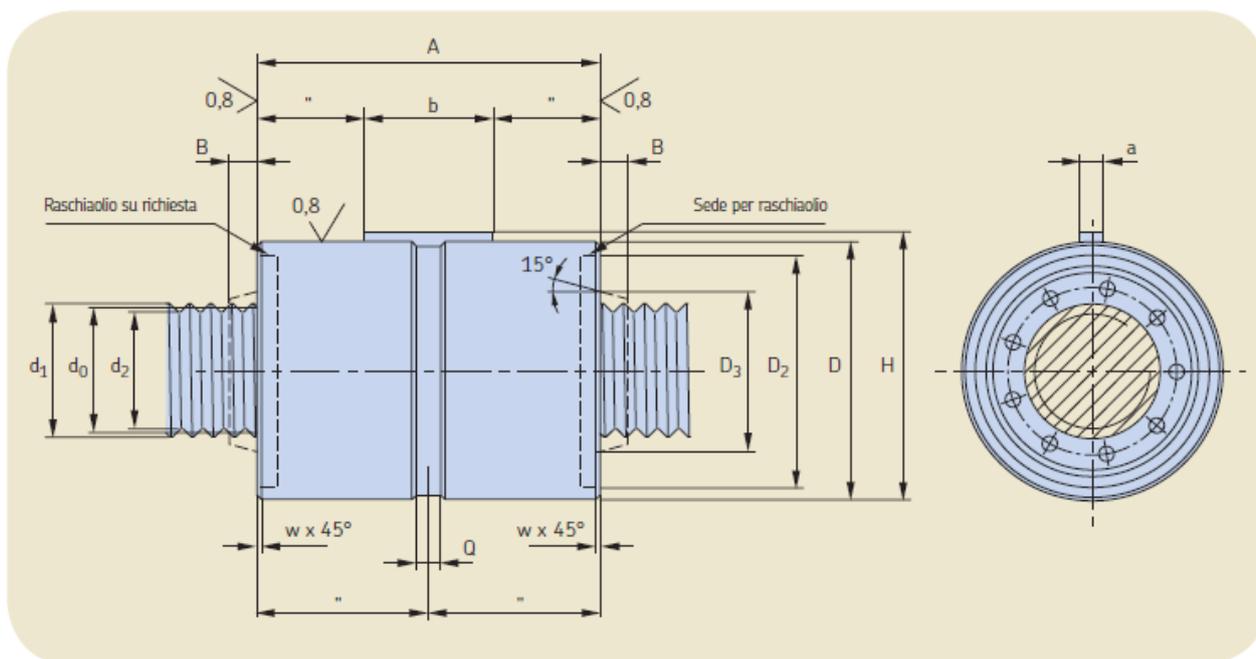
I dati di targa dell'attuatore a vite con rulli planetari sono riportati in Tabella 7 mentre i parametri dimensionali sono riportati in Tabella 8.

Tabella 7 - Dati di targa dell'attuatore a vite con rulli planetari SKF

| Descrizione | Valore | U.M. |
|----------------------------------|--------|--------------------|
| Numero principi del filetto vite | 4 | |
| Diametro vite | 21 | mm |
| Passo vite | 5 | mm |
| Angolo d'elica della vite | 4,33 | gradi |
| Numero di rulli | 9 | |
| Carico dinamico | 50,55 | kN |
| Carico statico | 81,97 | kN |
| Gioco assiale massimo | 0,02 | mm |
| Massa madrevite | 0,4 | kg |
| Massa della vite/metro | 2,7 | kg/m |
| Inerzia madrevite | 141,2 | Kg mm ² |
| Inerzia rulli | 6,5 | Kg mm ² |

Tabella 8 - Parametri dimensionali attuatore a vite con rulli planetari

| Appellativi | d_0 | d_1 | d_2 | D g6/H7 | A h12 | w | a h9 | b | H | Q | B | D_2 | D_3 |
|-------------|-------|-------|-------|------------|----------|-----|---------|----|------|----|----|-------|-------|
| | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm |
| SRC 21x5 | 21 | 21,4 | 20,3 | 45 | 64 | 0,5 | 5 | 20 | 47,0 | 5 | 4 | 40,5 | 26 |



Quelli sopra descritti sono i componenti più importanti della parte meccanica dell'attuatore.

Assieme ad essi è presente una parte dedicata invece ai comandi e al controllo. Si tratta del driver, il c-Rio, l'elettronica di supporto, i cablaggi e la UI del PC.

Il driver utilizzato per l'azionamento ed il controllo è il Servo-Drive Lenze 9400, che consiste in un servo inverter che gestisce sia l'azionamento che il controllo del motore. L'identificativo di riferimento è E94ASHE0044 e i principali dati elettrici di targa sono presentati in Tabella 9.

Tabella 9 - dati elettrici di targa del Servo-Drive Lenze 9400

| | Valore | U.M. |
|-------------------|---------|------|
| Dati in ingresso | | |
| Rete | 3/PE AC | - |
| Tensione | 400 | V |
| Frequenza | 50 | Hz |
| Corrente nominale | 5.5 | A |
| Numero di fasi | 3 | - |
| Dati in uscita | | |
| Rete | 3/PE AC | |
| Tensione | 0-400 | V |
| Frequenza | 0-599 | Hz |
| Corrente nominale | 4 | A |
| Numero di fasi | 3 | - |

3.5.2 Attuatore di carico (HLA)

L'HLA (Hydraulic Load Actuator) è mostrato in fig. 20. È un cilindro idraulico a basso attrito con idrosostentamento 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. Sullo stelo è presente una cella di carico per il feedback di forza.

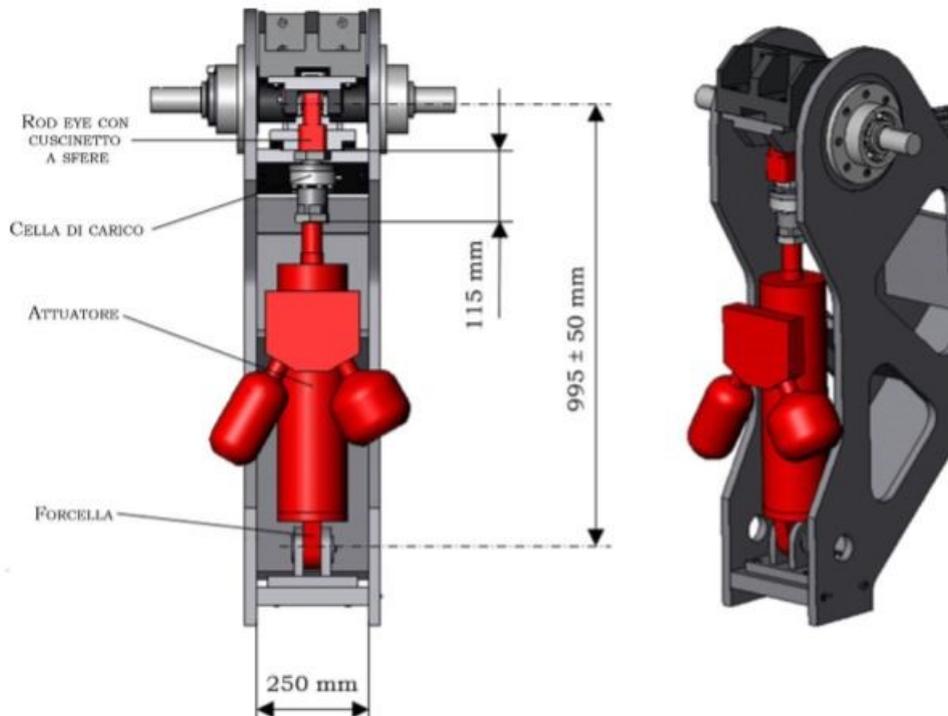


Figura 20 - Attuatore idraulico di carico Bosch Rexroth

Le caratteristiche principali dell'attuatore sono le seguenti:

- diametro pistone: 65 mm;
- diametro stelo: 50 mm;
- area di spinta: 13,5 cm²;
- 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. 21 ne è mostrata una foto.

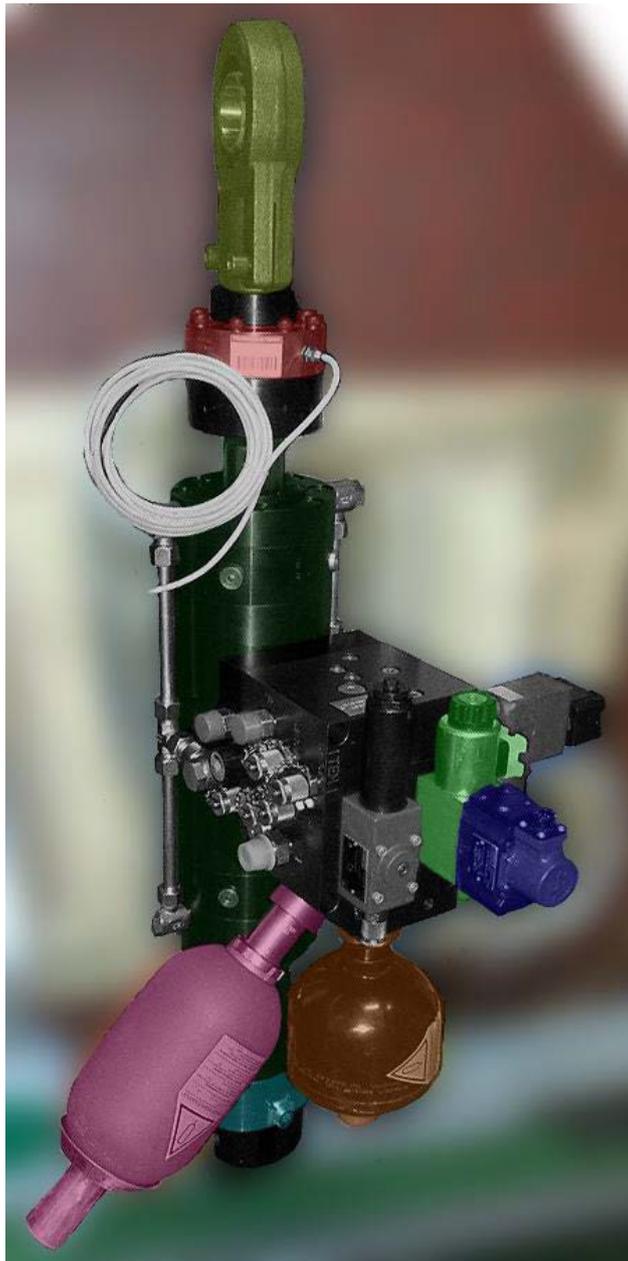


Figura 21 - Fotografia dell'attuatore di carico

In testa all'attuatore è presente il rod eye. Rappresenta l'elemento di 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, 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.

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 allo schema idraulico di fig. 12, è rappresentata in fig. 22 al variare della pressione di alimentazione P_P , assumendo le seguenti ipotesi:

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

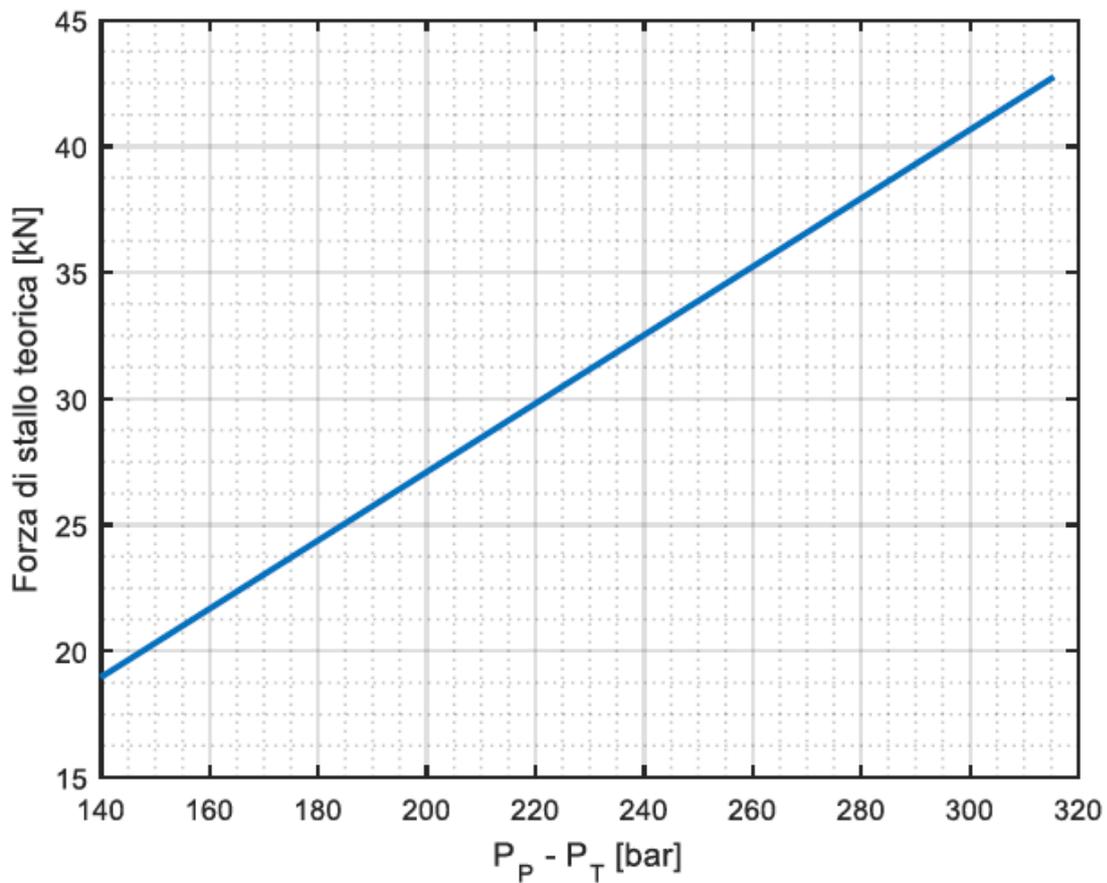


Figura 22 - Forza di stallo teorica dell'attuatore in funzione della pressione di alimentazione

3.5.3 Servovalvola (SV)

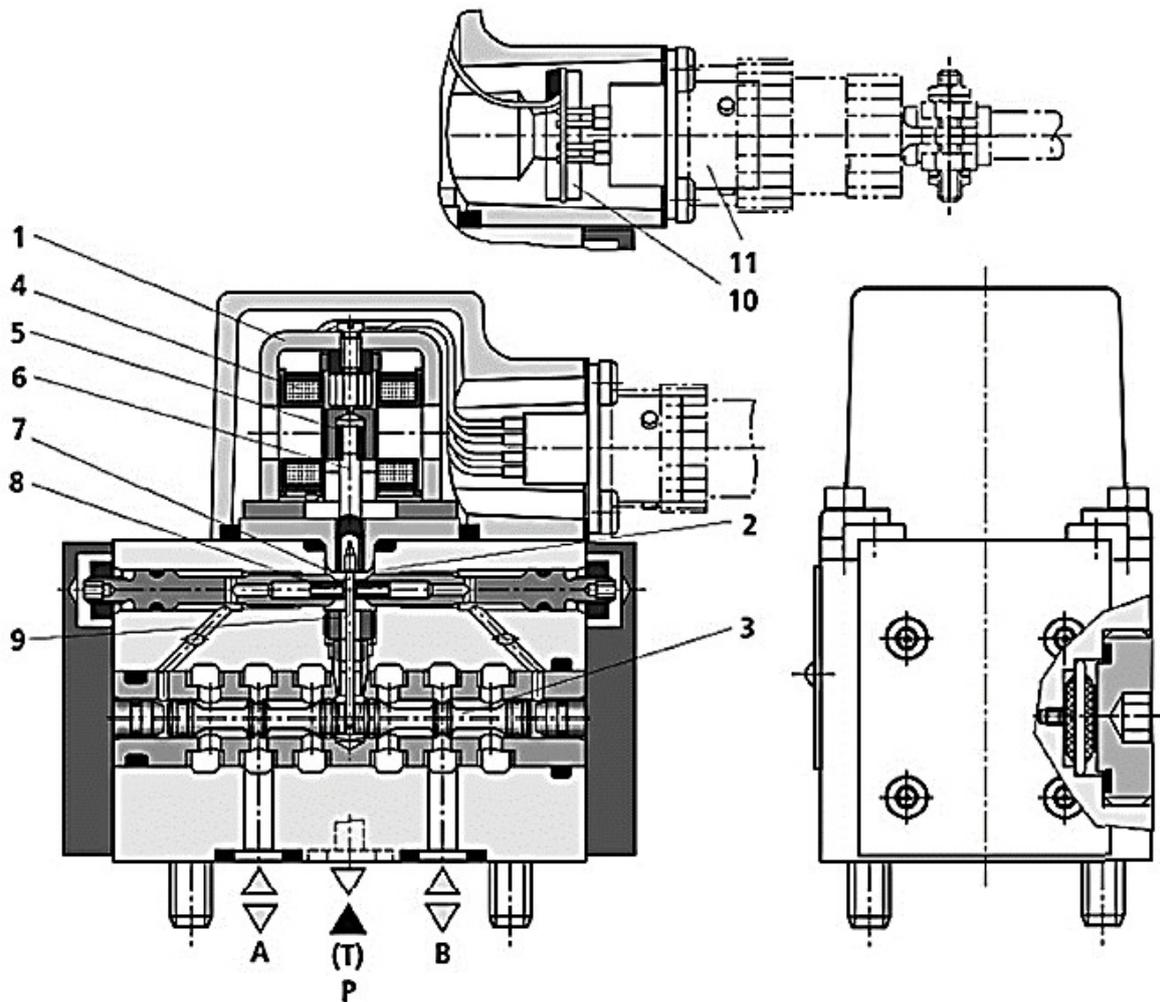


Figura 23 - Vista in sezione della servovalvola

È stata impiegata una valvola Bosch Rexroth modello 4WSE2EM-6-2X-20-8-ET 315-K17-E-V.

Essa è costituita da (vedi fig. 23) un convertitore elettromeccanico “torque motor” (1) e da un amplificatore idraulico “flapper nozzle” (2), connesso al torque motor tramite un feedback meccanico.

Mediante un segnale elettrico d’ingresso sulle bobine (4) del motore di comando si produce, attraverso un magnete permanente, una 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.

Ulteriori caratteristiche di maggior dettaglio del componente sono riportate nei riferimenti bibliografici.

3.5.4 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. 24 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).

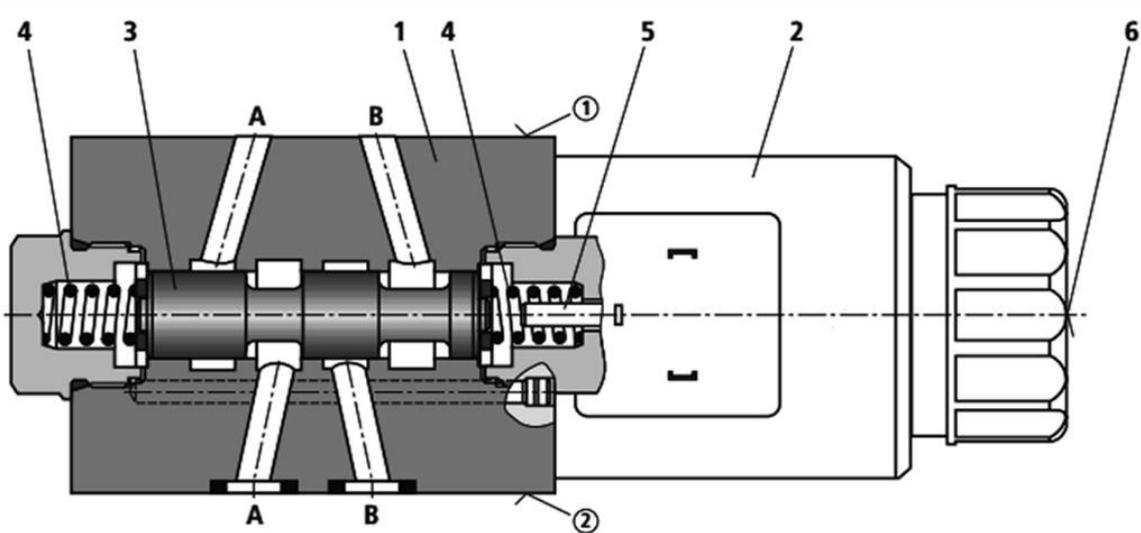


Figura 24 - Vista in sezione della valvola di shut-off

Nel banco in esame è stata utilizzata la tipologia 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. Occorre notare, tuttavia, che il l'orificio 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.

3.5.5 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. 25 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 25 - 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 ± 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

3.5.6 Sensore 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. 26.

| 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 26 - Estratto dal datasheet del trasduttore LVT

3.5.7 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 μ 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 μm , 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°. Tramite l'interpolazione effettuata dal lettore ottico la risoluzione viene notevolmente incrementata fino a 0,001°.

3.5.8 Hardware di controllo e acquisizione

Viene impiegato il sistema c-RIO 9039 della National Instruments. Esso ha sia un compito di controllo del funzionamento delle apparecchiature che di acquisizione dati. In figura 27 ne è riportata una foto. 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.

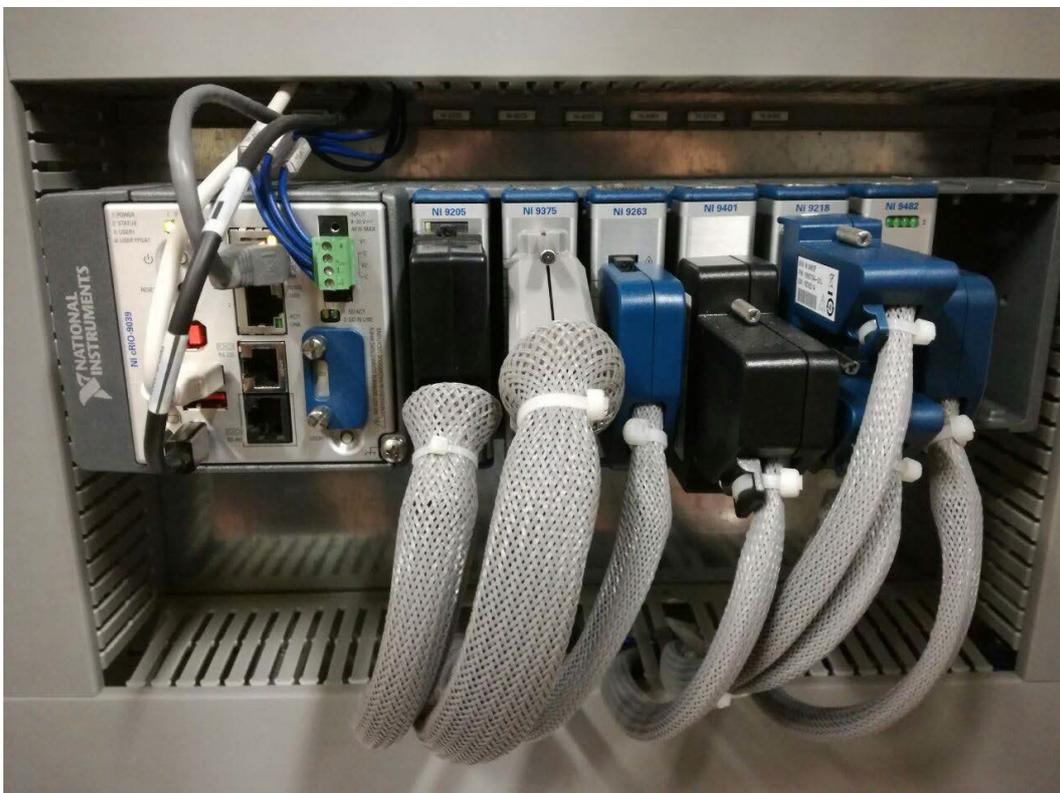


Figura 27 - Foto del sistema di controllo C-Rio

Per tutti i componenti descritti in questo paragrafo, ulteriori caratteristiche di maggior dettaglio sono riportate nei riferimenti bibliografici.

3.6 Integrazione del sistema

La figura 28 mostra una vista d'assieme del sistema, che comprende:

- La postazione utente, abbreviata con US (User Station);
- L'armadio elettrico ospitante l'elettronica di controllo e acquisizione, abbreviata con "ACC" (Acquisition And Acquisition Cabinet);
- L'armadio contenente l'elettronica di potenza, abbreviata con "EPC" (EMA Power Cabinet);
- Il banco, abbreviata con TB (Test-Bench).

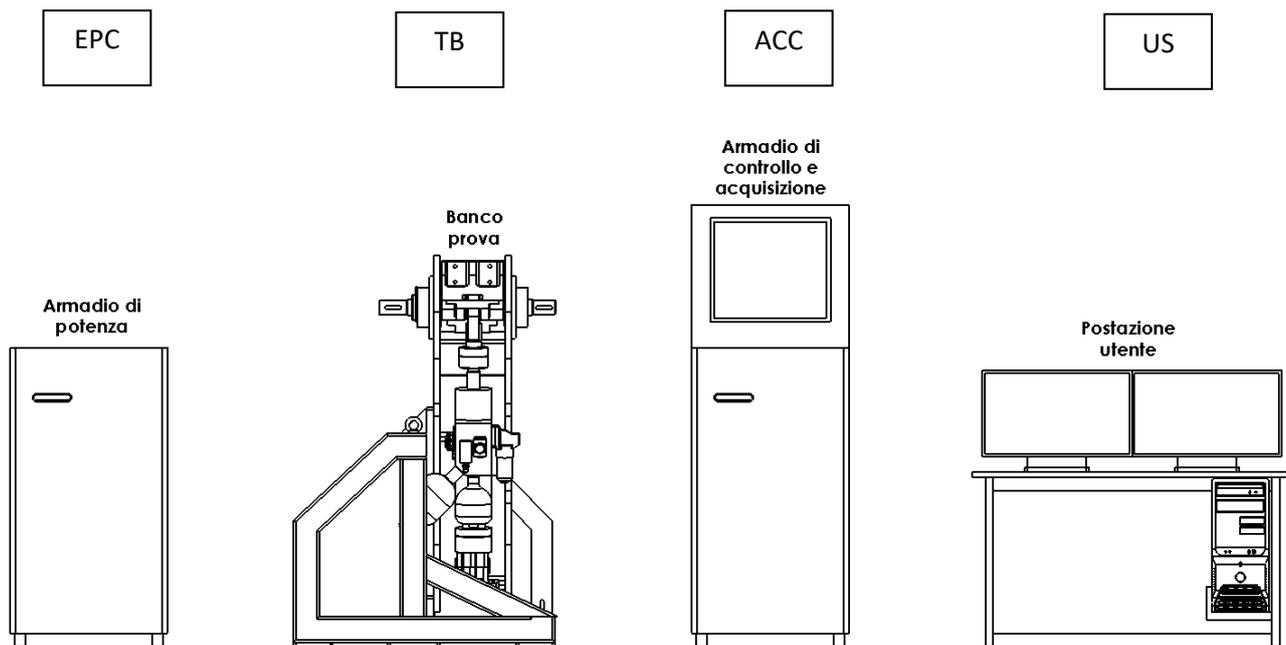


Figura 28

La US si compone di una scrivania, un mouse, una tastiera e da due monitor affiancati da 25". Tramite la US l'utente è in grado di interagire con tutti i controlli ed indicatori che verranno implementati nel SW del PC di host.

Il PC di host svolge le seguenti mansioni:

- Ricevere dal c-RIO i segnali provenienti dai trasduttori e salvarli su disco quando richiesto dall'utente;
- Fornire al c-RIO le istruzioni necessarie all'esecuzione di prove specifiche scelte dall'utente;
- Eseguire il SW di host scritto in ambiente LabVIEW;

L'ACC, collocato affianco alla postazione dell'utente e non incluso del perimetro di protezione, riceve tutti i segnali di basso livello provenienti dal campo ed ospita:

- Il touch-screen (TSM) da 17";
- Il c-RIO 9039 e relativi moduli (elencati nell'apposita sezione);
- Diverse breakout box, abbreviate con BOB;
- Il driver della SV (DSV);
- Tutti i relè necessari a gestire le emergenze;
- Un alimentatore da 24 VDC;

L'EPC, da collocare nel perimetro di sicurezza, racchiude il driver di controllo dell'EMA (DEAM) e la resistenza di frenatura esterna qualora non sia sufficiente quella integrata nel driver. Inoltre dovrà essere predisposto di un opportuno sistema di ventilazione (TBD). Questo armadio deve ricevere un'alimentazione di 380V trifase.

La Figura 29 mostra un possibile layout interno dell'AAC, nella viste anteriore e posteriore.

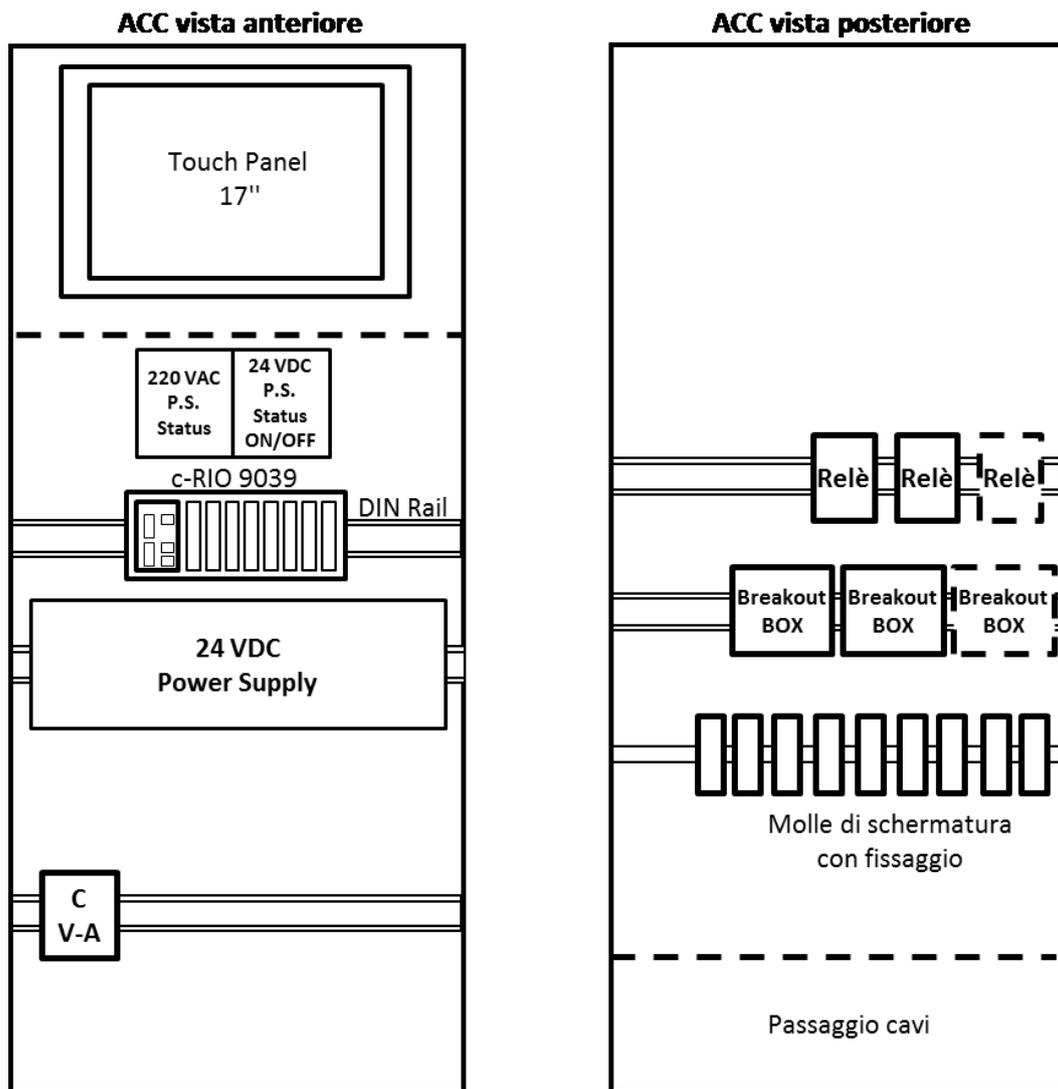


Figura 29

Tra l'ACC e la US ci sono due connessioni (Figura 30), ovvero la connessione mediante cavo Ethernet tra il PC e il c-RIO 9039 e quella relativa al pulsante a fungo.

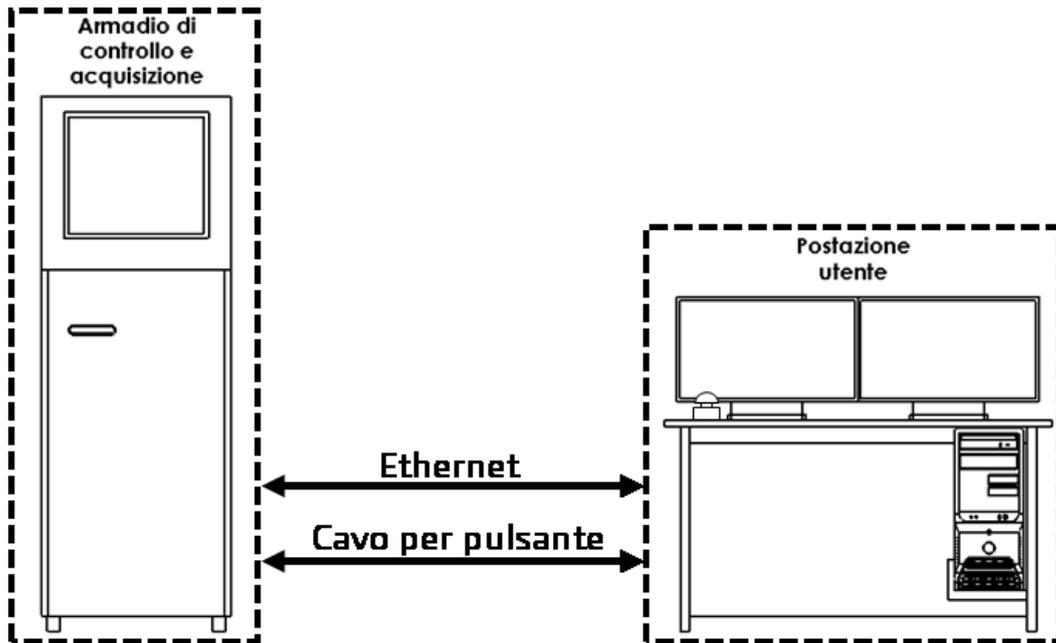


Figura 30

Le connessioni da realizzare tra l'ACC e il banco prova riguardano (Figura 31):

- Encoder angolare;
- Cella di carico (LC);
- Valvola di shut-off (SOV);
- Servovalvola;
- LVT;
- Interlock;

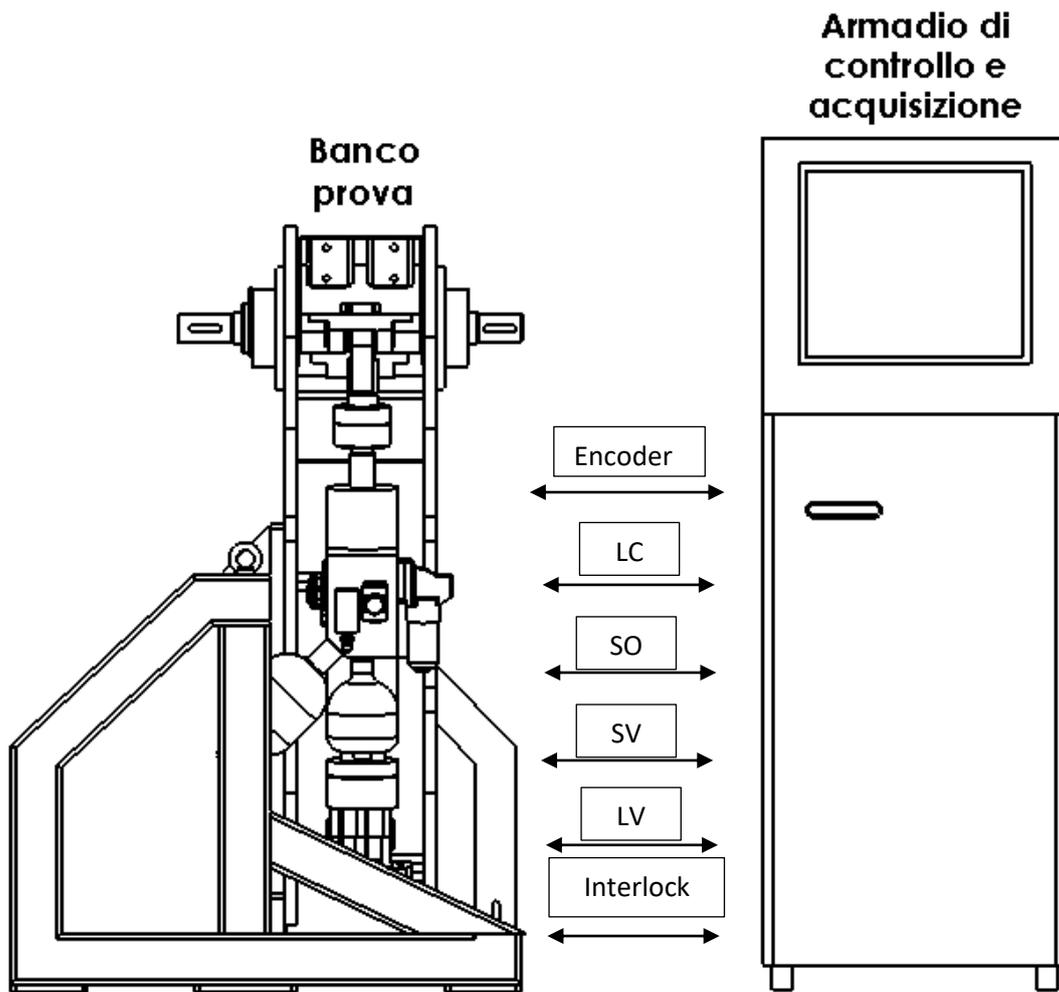


Figura 31

L'ACC è collegato all'EPC mediante rete Profibus (Figura 32). In particolare, il collegamento è effettuato tra il driver dell'EMA e il modulo NI Profibus. (TBD)

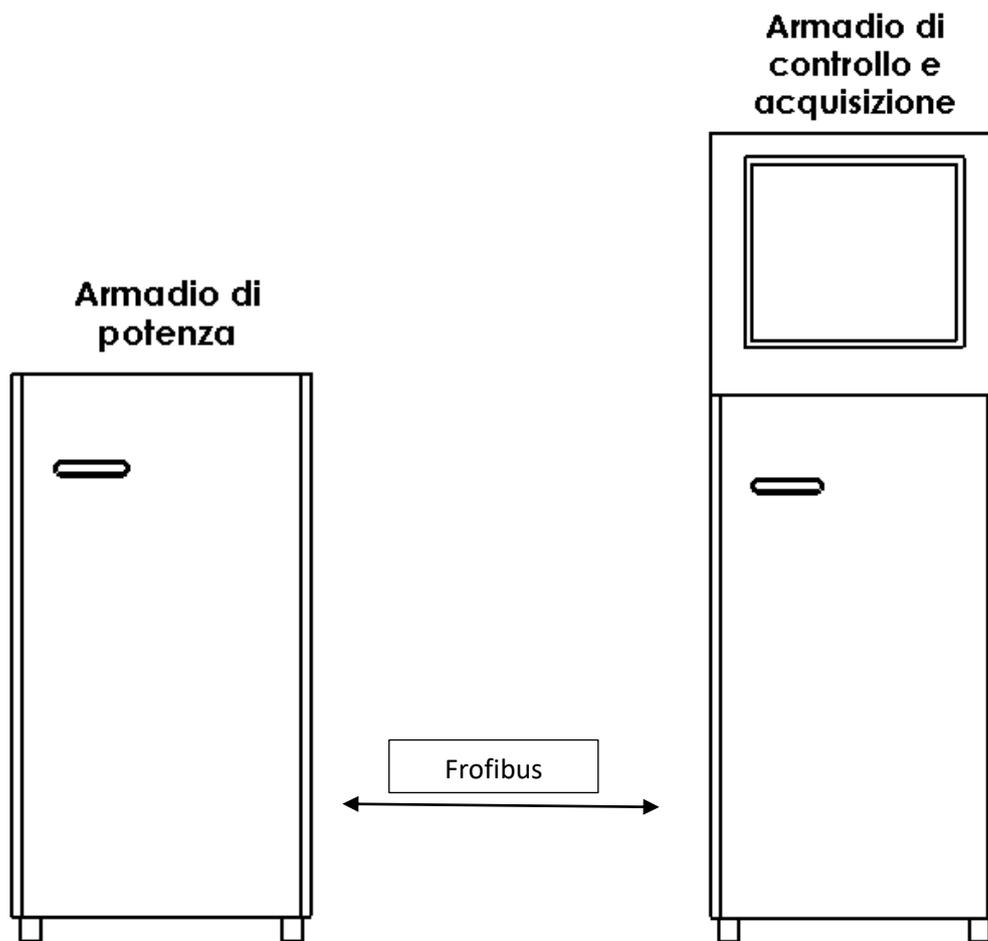


Figura 32

L'EPC si collega tramite il bus di potenza all'EMA installato sul banco (TBD) (Figura 26)

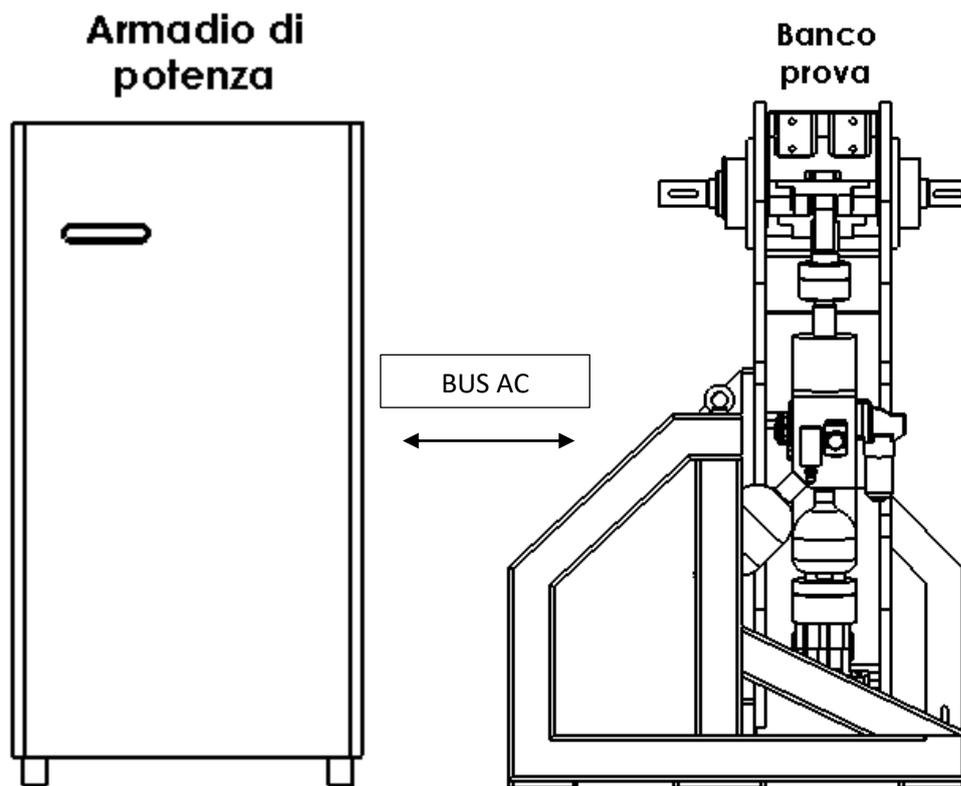


Figura 33

La US consiste in (Figura 34):

- Una scrivania;
- Due monitor da 25" operanti in modalità estesa;
- Un PC di host connesso mediante Ethernet al c-RIO 9039;
- Un mouse;
- Una tastiera;
- Un pulsante a fungo per la gestione di emergenze (interruttore single-pole);



Figura 34

4 Modello del banco

Nel precedente capitolo 3 sono stati illustrati i principali componenti del banco di prova.

4.1 Layout generale del sistema

Il layout complessivo del sistema è riportato nella seguente Fig. 35

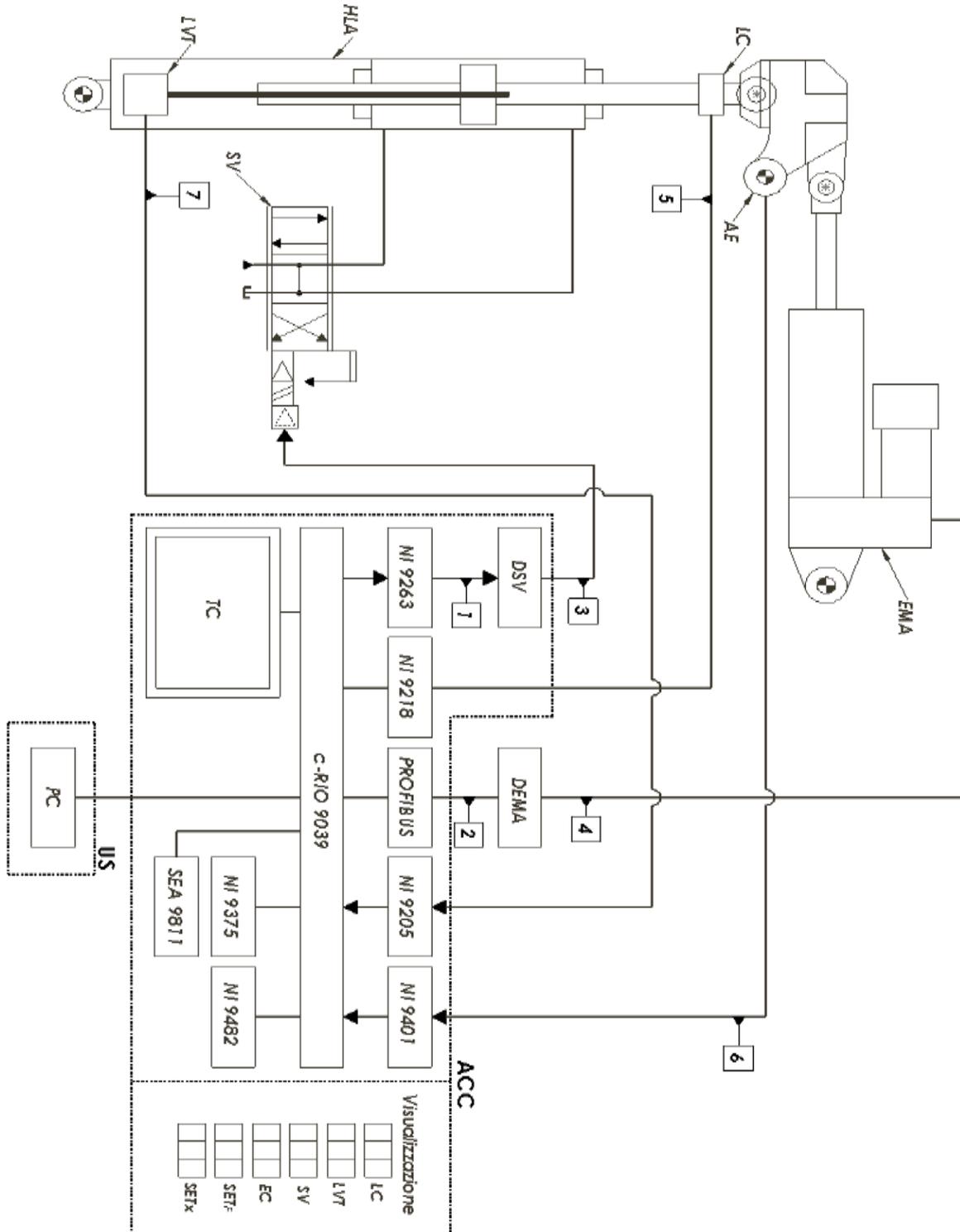


Figura 35 - Layout del sistema

Esso è sostanzialmente composto dall'attuatore elettromeccanico di controllo posizione (EMA) e dall'attuatore idraulico di carico (HLA), oltre ovviamente ad altri componenti minori di "servizio".

Il Layout generale del sistema dell'attuatore elettromeccanico di controllo posizione (EMA) è riportato in Fig. 36

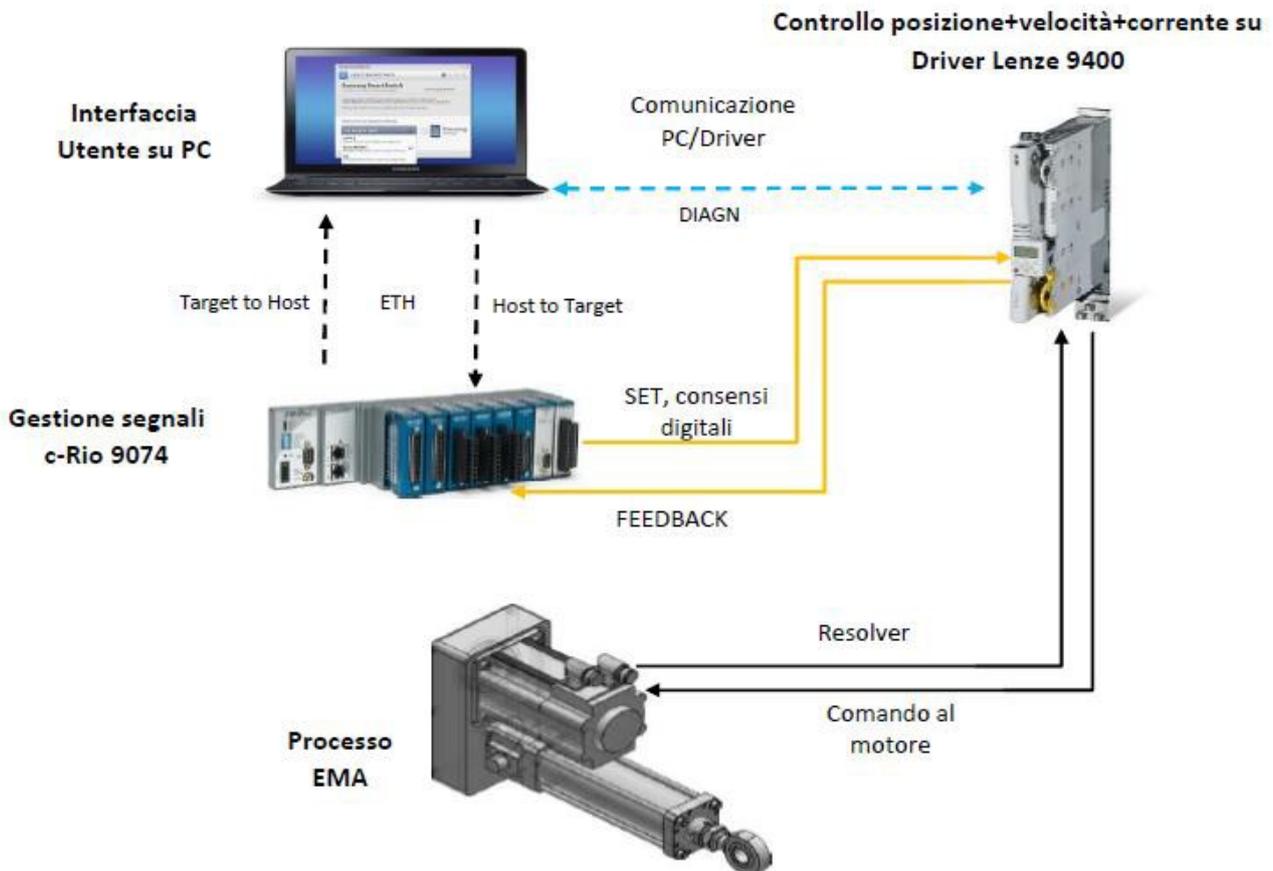


Figura 36 - Layout generale del sistema dell'EMA

Lo schema di massima dell'attuatore idraulico di carico (HLA) è ben rappresentato nello schema idraulico che si riporta nella seguente Fig. 37.

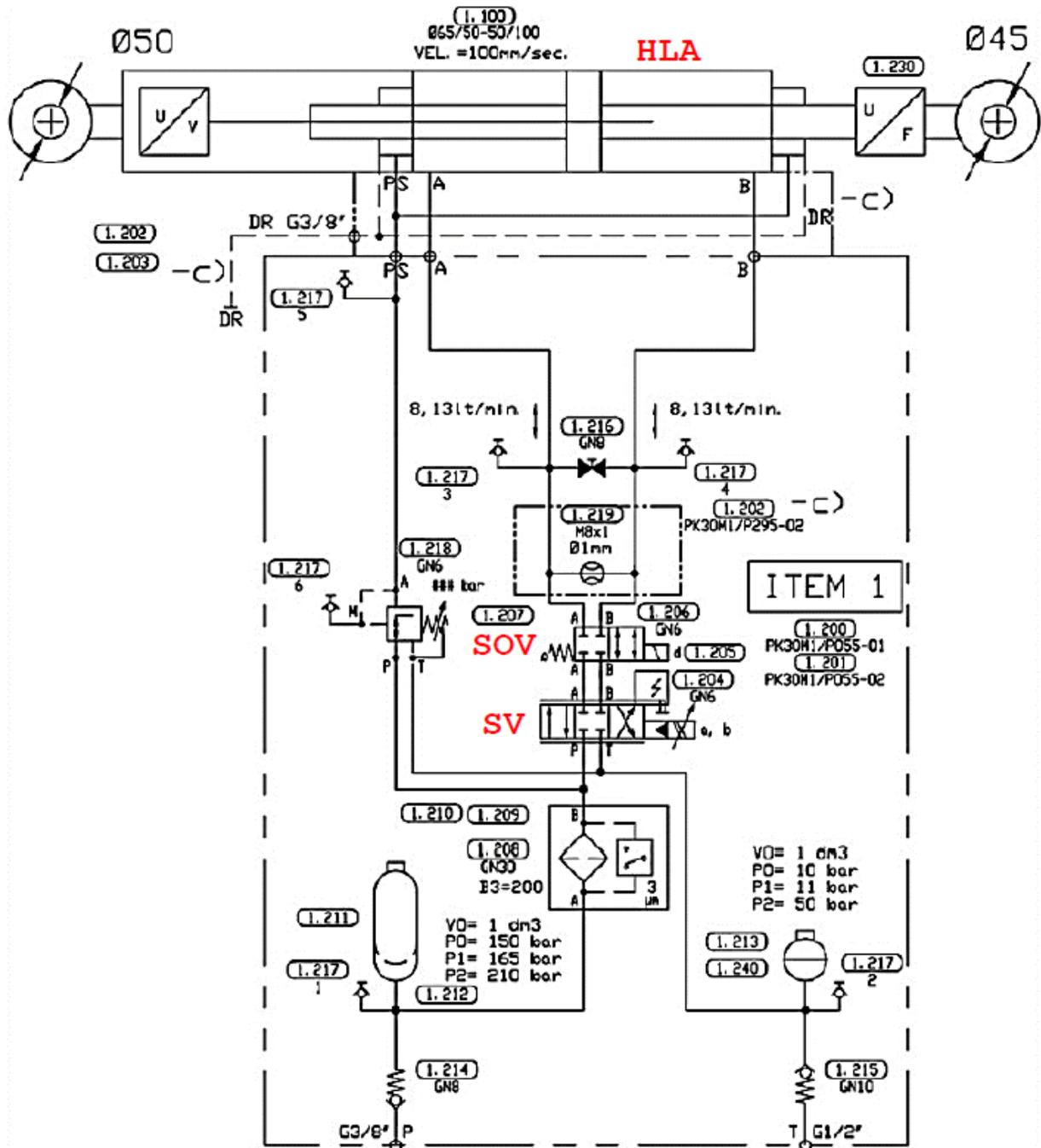


Figura 37 - Schema idraulico dell'attuatore di carico (descrittivo dello schema di massima dell'attuatore)

4.2 Modello matematico dei componenti dell'attuatore elettromeccanico di controllo posizione (EMA)

Nel precedente paragrafo 3.5.1 sono stati descritti i componenti principali dell'attuatore elettromeccanico di controllo posizione (EMA). Si riportano ora le relazioni fisiche e matematiche che ne descrivono il comportamento cinematico e dinamico.

4.2.1 Modello matematico del motore elettrico

Il motore elettrico è modellizzato come un motore DC, nonostante il motore sia a corrente alternata AC. Dal punto di vista pratico questo facilita notevolmente la modellazione e questa semplificazione non causa errori rilevanti rispetto al caso in cui si fosse adottato un modello notevolmente più complesso AC.

Per il motore elettrico, supposto a corrente continua a magneti permanenti, si possono considerare le equazioni alla maglia del circuito elettrico e della generazione di coppia magnetica.

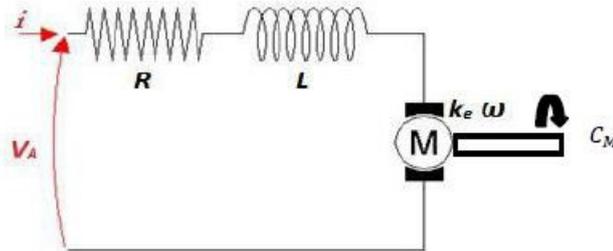


Figura 38 - Rappresentazione grafica del modello del motore elettrico.

Il circuito, esposto in Figura 38, è caratterizzato da:

- tensione di armatura V_A [V]
- corrente elettrica di armatura i [A]
- resistenza elettrica R [Ω]
- induttanza L [H]
- costante di tensione del motore elettrico k_e [V/rad/s]
- velocità angolare del rotore ω [rad/s]

Dunque è possibile scrivere l'equazione alla maglia del circuito elettrico (eq.1):

$$V_A = Ri + L \frac{di}{dt} + k_e \omega \quad (1)$$

$$\dot{i} = \frac{1}{(Ls + R)} (V_A - k_e \bar{\omega}) \quad (2)$$

La corrente di comando del motore genera una coppia magnetica C_M espressa dall'equazione 3.

$$C_M = k_c \cdot i \quad (3)$$

Dove k_c è la costante di coppia del motore.

La forza contro elettromotrice $k_e \bar{\omega}$ (espressa in Volt) presentata in eq. 2 è dovuta alla rotazione del rotore il quale rotando, per la legge di Lorentz, induce nell'avvolgimento una corrente nel verso opposto a quella di armatura che si traduce in una tensione elettro-motrice ai capi del circuito opposta a quella di armatura.

4.2.2 Modello matematico del riduttore a cinghia

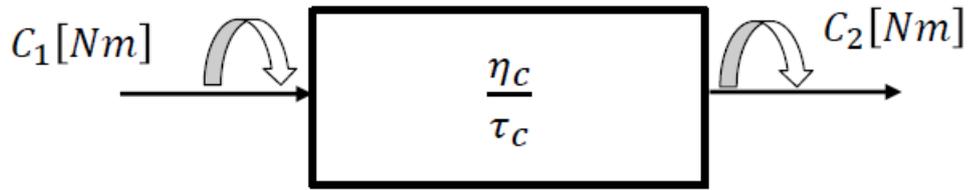


Figura 39 - Schema di controllo della coppia a valle del riduttore a cinghia.

$$\eta_c = \frac{C_1 \dot{\theta}_1}{C_2 \dot{\theta}_2} \quad (4)$$

$$C_2 = \frac{C_1 \eta_c}{\tau_c} \quad (5)$$

Dove:

η_c rendimento del riduttore a cinghia;

$\tau_c = \frac{\dot{\theta}_1}{\dot{\theta}_2}$ rapporto di trasmissione del riduttore a cinghia.

4.2.3 Modello matematico dell'equilibrio alla rotazione sull'albero motore

Si riportano le coppie sull'albero motore in modo da scrivere l'equazione di equilibrio alla rotazione (eq.20).

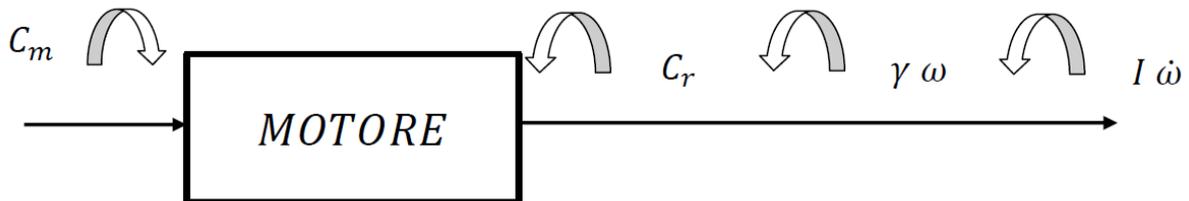


Figura 40 - Equilibrio alla rotazione.

$$C_m - C_r - \gamma \omega - I \dot{\omega} = 0 \quad (6)$$

$$C_m - C_r - \gamma \bar{\omega} - I \bar{\omega} s = 0 \quad (7)$$

$$\bar{\omega} = \frac{1}{(\gamma + Is)} (C_m - C_r) \quad (8)$$

Dove:

C_m è la coppia motrice disponibile in uscita dal blocco motore e riduttore a cinghia [Nm];

C_r è la coppia resistente applicata dal carico a valle [Nm];

I è l'inerzia totale riportata sull'asse dell'albero motore (Riporto dell'inerzia sull'albero motore) [kg m²];

γ è l'attrito viscoso dei componenti rotanti $\left[\frac{Nm}{\frac{rad}{sec}} \right]$.

4.2.4 Modello dell'accoppiamento vite e madrevite

Nel processo di trasformazione da moto rotatorio a lineare nel blocco vite/madrevite, entra come disturbo la forza applicata dall'esterno F_e , che corrisponde alla coppia resistente C_r .

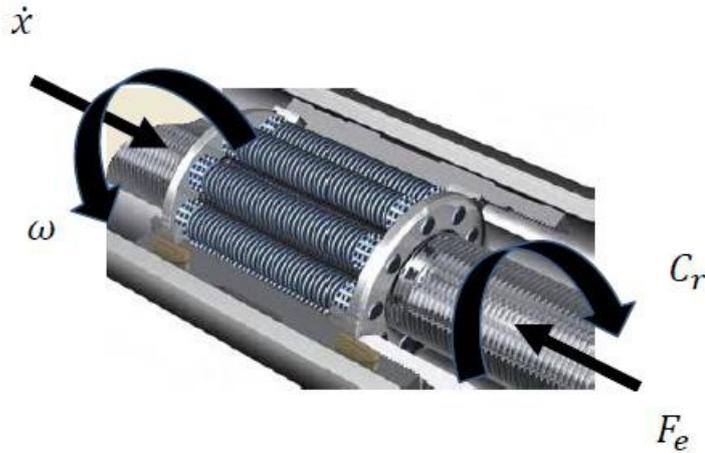


Figura 41 - Trasmissione vite/madrevite nell'attuatore SKF

Il rendimento diretto della vite con rulli identifica il rendimento della trasmissione a rulli planetari presente nell'attuatore SKF. Si parla appunto di rendimento diretto nel caso, quale quello in oggetto, di motore rotativo che aziona una traslazione (viceversa si parlerebbe di rendimento indiretto). La sua formulazione è espressa dalla eq.23.

$$\eta_v = \frac{F_e \dot{x}}{C_r \omega} = \frac{F_e p}{C_r 2\pi} \quad (9)$$

$$C_r = F_e \frac{p}{2\pi} \frac{1}{\eta_v} \quad (10)$$

Seguendo quanto riportato nella guida SKF per l'attuatore a vite con rulli planetari, il rendimento diretto della vite η_v è calcolato secondo l'(eq. 11):

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \pi d_0 \frac{\mu}{p}} \quad (11)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu = 0.010, \quad \text{per } \alpha \leq 7^\circ \\ \mu = 0.007 \alpha - 0.04, \text{ per } \alpha > 7^\circ \end{array} \right\} \quad (12)$$

Dove:

d_0 è il diametro nominale della vite;

p è il passo della vite;

α è l'angolo dell'elica della filettatura della vite.

A valle del blocco trasmissione Vite/Madrevite si ottiene la velocità di rotazione della madrevite ω che, una volta integrata, si traduce nella posizione angolare (eq.13). La vite, grazie al dispositivo anti-rotazione presente, ha un movimento di sola traslazione. Considerando il passo della vite e applicando il rapporto di trasmissione (eq.28) si ricava la posizione lineare della vite x (eq.15).

$$\vartheta = \frac{\bar{\omega}}{s} \quad (13)$$

$$\frac{x}{\vartheta} = \frac{p}{2\pi} \quad (14)$$

$$x = \frac{p}{2\pi} \vartheta \quad (15)$$

Dove:

ϑ è la posizione angolare della madrevite [rad]

ω è la velocità angolare della madrevite [rad/s]

x è la posizione lineare della vite [m]

p è il passo della vite [m]

$\frac{p}{2\pi}$ è il rapporto di trasmissione da moto rotatorio a lineare della vite [m/rad]

4.2.5 Modello del riporto dell'inerzia sull'albero motore

Per facilitare la modellizzazione del servosistema, essendo l'EMA in questione un sistema ad interfaccia parallela, si riporta l'inerzia totale I sull'albero motore tramite alcuni accorgimenti partendo dallo schema in Figura 42.

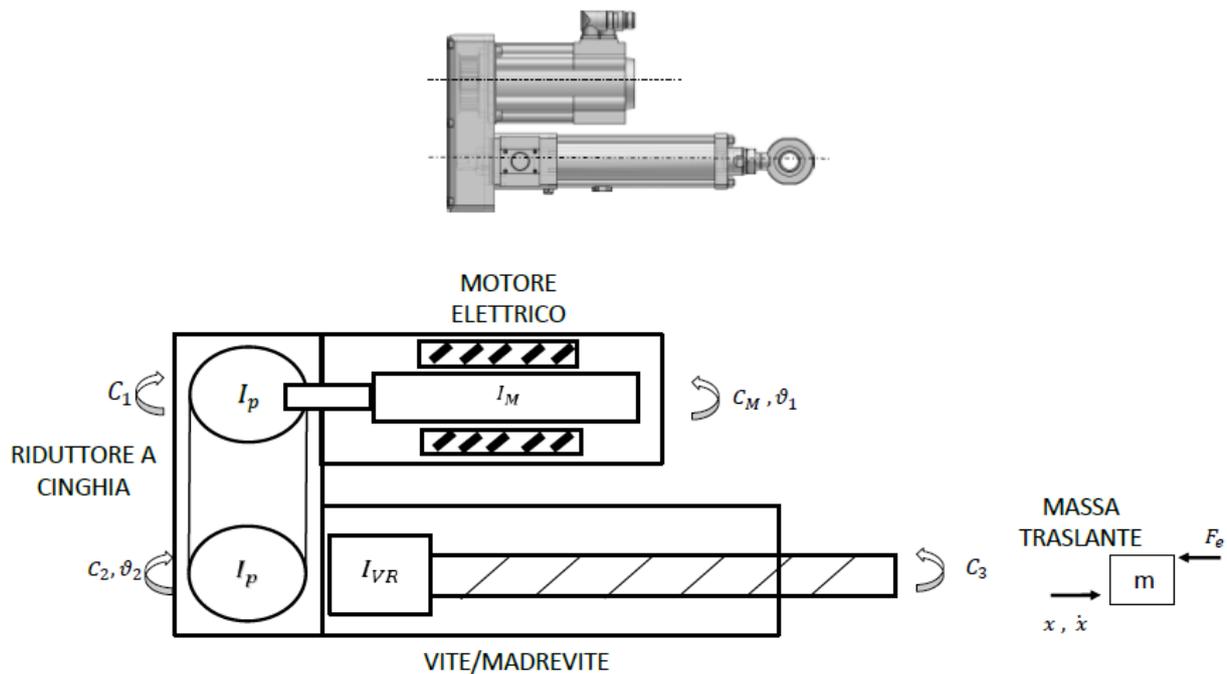


Figura 42 - Schema EMA per il riporto dell'inerzia sull'albero motore

Dove:

I_M è l'inerzia del motore [kg m²];

I_p è l'inerzia della puleggia [kg m²];

I_{VR} è l'inerzia della vite a rulli planetari [kg m²];

C_M è la coppia motrice del motore [Nm];

C_1 è la coppia resistente applicata dalla prima puleggia [Nm];

C_2 è la coppia resistente applicata dalla seconda puleggia [Nm];

C_3 è la coppia agente sulla vite a rulli [Nm];

m è la massa traslante [kg];

F_e è la forza resistente che rappresenta il carico applicato sull'attuatore [N].

Allo scopo si raggruppano le inerzie per ciascun asse (eq.16-17). Si stabiliscono poi le relazioni per il calcolo del rapporto di trasmissione della vite τ_v (eq.18), del rapporto di trasmissione del riduttore τ_c (eq.19) e del rendimento della trasmissione a cinghia η_c (eq.20).

$$I_1 = I_p + I_M \quad (16)$$

$$I_2 = I_p + I_{VR} \quad (17)$$

$$\tau_v = \frac{p}{2\pi} = \frac{x}{\vartheta_2} = \frac{\dot{x}}{\dot{\vartheta}_2} = \frac{\ddot{x}}{\ddot{\vartheta}_2} \quad (18)$$

$$\tau_c = \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} \quad (19)$$

$$\eta_c = \frac{C_2 \vartheta_2}{C_1 \vartheta_1}, C_1 = C_2 \frac{\tau_c}{\eta_c} \quad (20)$$

Scrivendo l'equazione di equilibrio per ciascun asse, utilizzando le relazioni precedenti e svolgendo alcuni passaggi si ottiene l'equazione per il calcolo dell'inerzia riportata sull'albero motore (eq.21)

$$C_M - C_1 = I_1 \ddot{\vartheta}_1$$

$$C_2 - C_3 = I_2 \ddot{\vartheta}_2$$

$$F - F_e = m\ddot{x}, F = F_e + m\ddot{x}$$

$$\eta_v = \frac{F}{C_2} \frac{\dot{x}}{\dot{\vartheta}_2}, C_3 = F \frac{\dot{x}}{\dot{\vartheta}_2} \frac{1}{\eta_v} = F \frac{\tau_v}{\eta_v}$$

$$C_2 = I_2 \ddot{\vartheta}_2 + F \frac{\tau_v}{\eta_v} = I_2 \ddot{\vartheta}_2 + \frac{\tau_v}{\eta_v} (F_e + m\ddot{x}) = \frac{\tau_v}{\eta_v} F_e + \ddot{\vartheta}_2 \left(I_2 + \frac{\dot{x}}{\dot{\vartheta}_2} \frac{\tau_v}{\eta_v} \right) = \frac{\tau_v}{\eta_v} F_e + \ddot{\vartheta}_2 \left(I_2 + \frac{\tau_v^2}{\eta_v} m \right)$$

$$C_M = I_1 \ddot{\vartheta}_1 + C_2 \frac{\tau_c}{\eta_c} = \frac{\tau_c}{\eta_c} \frac{\tau_v}{\eta_v} F_e + \ddot{\vartheta}_2 \left(I_2 \frac{\tau_c}{\eta_c} + \frac{\tau_c}{\eta_c} \frac{\tau_v^2}{\eta_v} m \right) + I_1 \ddot{\vartheta}_1$$

$$= \frac{\tau_c}{\eta_c} \frac{\tau_v}{\eta_v} F_e + \ddot{\vartheta}_1 \left(I_1 + I_2 \frac{\tau_c^2}{\eta_c} + \frac{\tau_c^2}{\eta_c} \frac{\tau_v^2}{\eta_v} m \right)$$

$$I = I_1 + I_2 \frac{\tau_c^2}{\eta_c} + \frac{\tau_c^2}{\eta_c} \frac{\tau_v^2}{\eta_v} m \quad (21)$$

La relazione ottenuta permette di riportare le inerzie dei componenti dell'EMA sull'asse dell'albero motore, ottenendo un'unica espressione di inerzia totale I da inserire nell'equazione di equilibrio alla rotazione (eq.6).

4.2.6 Modello del regolatore di posizione

Una sezione fondamentale nella modellazione dell'EMA è quella del controllo. Per poterlo modellizzare correttamente, e in seguito confrontarlo con i valori sperimentali ottenuti, è essenziale che il controllo modellizzato rispecchi quanto implementato all'interno del Driver.

Il modello del controllo è costituito da tre anelli annidati e altrettanti regolatori, la cui tipologia è esposta in Tabella 10.

Tabella 10 - Tipologie regolatori nel modello dell'EMA

| Anello | Posizione | Velocità | Corrente |
|----------------|-----------|----------|----------|
| Tipo controllo | P | PI | PI |

Nel blocco regolatore di posizione si individua in ingresso un errore di posizione in metri e in uscita un segnale di velocità di riferimento in metri al secondo. Il regolatore è di tipo proporzionale

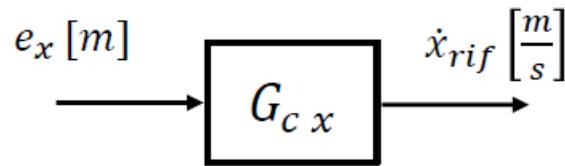


Figura 43 - Regolatore anello di posizione

La funzione di trasferimento che realizza la compensazione P è indicata in (eq.22).

$$(P) G_{Cx} = kp_x, \quad kp_x: \left[\frac{1}{s} \right] \quad (22)$$

L'ingresso e l'uscita sono legate algebricamente dal coefficiente kp_x chiamato guadagno proporzionale. Al crescere di questo parametro cresce l'uscita, per cui aumenta la velocità. In un anello in controllo di posizione puramente proporzionale un aumento di tale parametro diminuisce l'errore (differenza tra segnale di Set e di Feedback) ma ci sarà sempre un certo offset tra il segnale di set e quello di feedback, chiamato errore a regime, in quanto il contributo proporzionale man mano che l'errore diminuisce è meno intenso. All'aumento del guadagno esiste però un limite dovuto al fatto che il sistema potrebbe diventare instabile. La risposta in frequenza di un contributo proporzionale è presentato in Figura 44.

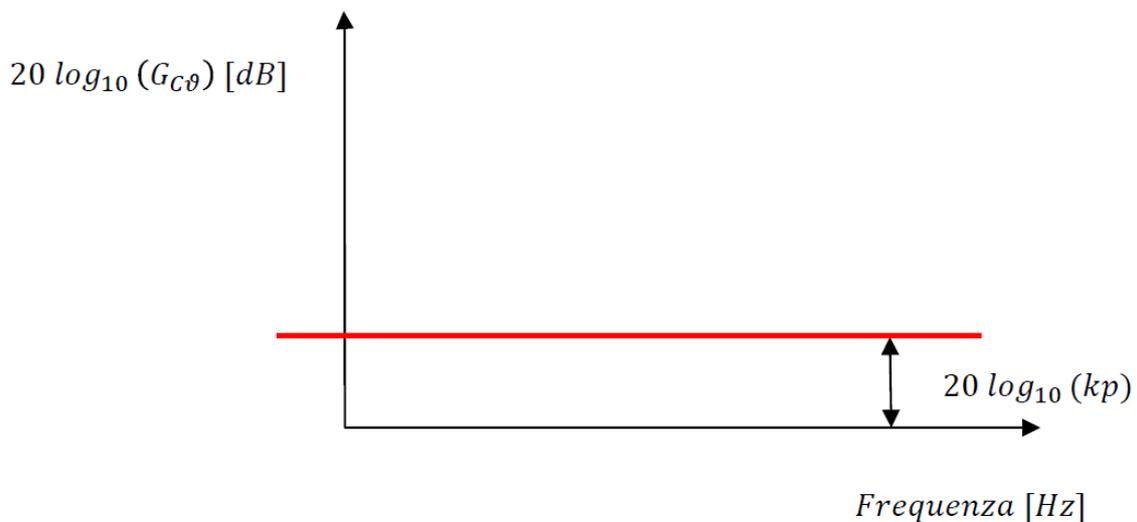


Figura 44 - Risposta in frequenza del controllo proporzionale del regolatore di posizione

4.2.7 Modello dell'anello di velocità

Nel blocco regolatore di velocità si individua in ingresso un errore di velocità in metri e in uscita un segnale di coppia di riferimento in Newton per metro. Il regolatore è di tipo proporzionale-integrativo

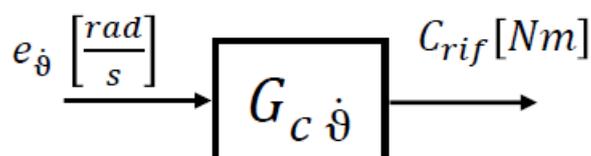


Figura 45 - Regolatore anello di velocità

La funzione di trasferimento che realizza la compensazione PI è indicata in (eq.23).

$$(PI) G_{c\dot{\theta}} = kp_{\dot{\theta}} + \frac{ki_{\dot{\theta}}}{s} = \left(\frac{kp_{\dot{\theta}}}{ki_{\dot{\theta}}} s + 1 \right) \frac{ki_{\dot{\theta}}}{s} = (\tau_1 s + 1) \frac{1}{\tau_1 s} \quad (23)$$

$$kp_{\dot{\theta}} : \left[\frac{Nm}{\frac{rad}{s}} \right], ki_{\dot{\theta}} : \left[\frac{Nm s}{\frac{rad}{s}} \right]$$

In aggiunta al contributo proporzionale, vi è l'azione integrativa, la quale permette di annullare l'errore a regime e di azzerarlo tanto più velocemente quanto più è alto ki . Una tale maggiore velocità comporta però una diminuzione della banda passante e delle forti oscillazioni di fronte ad una brusca variazione del segnale di set, con conseguente pericolo di instabilità.

La risposta in frequenza del contributo proporzionale-integrativo è presentata in Figura 46.

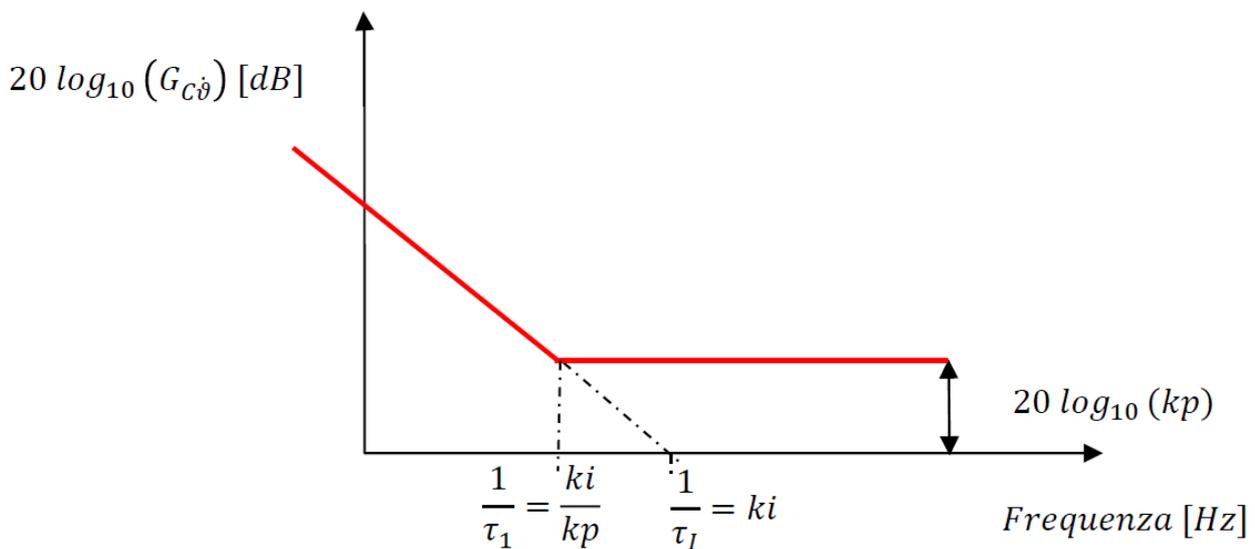
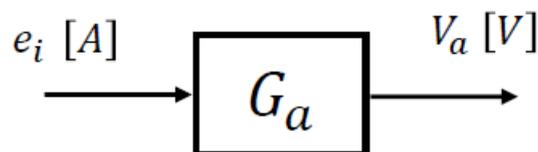


Figura 46 - Risposta in frequenza del contributo proporzionale-integrativo del regolatore di velocità

4.2.8 Modello dell'anello di corrente

Nel blocco regolatore di corrente si individua in ingresso un errore di corrente in Ampere e in uscita un segnale di tensione di armatura in Volt. Il regolatore è di tipo proporzionale-integrativo.



La funzione di trasferimento che realizza la compensazione PI è indicata in (eq.24).

$$(PI) G_a = \left(\frac{kp_i}{ki_i} s + 1 \right) \frac{ki_i}{s} = (\tau_1 s + 1) \frac{1}{\tau_1 s} \quad (24)$$

$$kp_i : \left[\frac{V}{A} \right], ki_i : \left[\frac{Vs}{A} \right]$$

La risposta in frequenza del contributo proporzionale-integrativo è presentata in Figura 47.

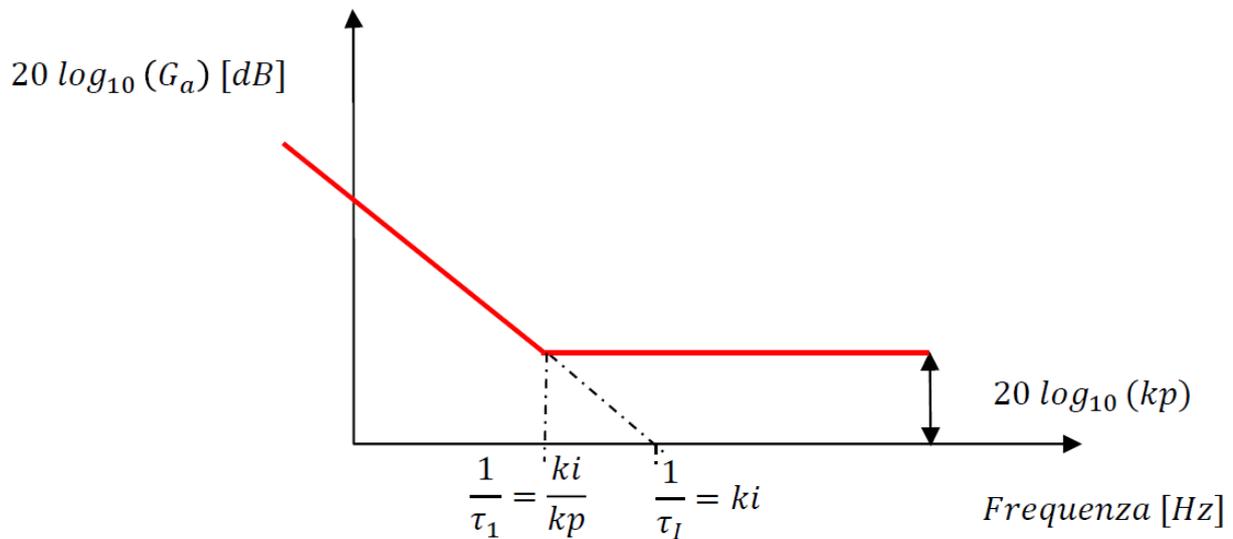


Figura 47 - Risposta in frequenza del contributo proporzionale-integrativo del regolatore di corrente

4.2.9 Modello del ritardo dell'elettronica

Un controllo di tipo digitale presenta un ritardo aggiuntivo tra variabile di riferimento e variabile di processo causato dal tempo di campionamento e dal tempo di calcolo del microprocessore, definito come ritardo dell'elettronica. Nel modello ciò si traduce in un blocco di ritardo di trasporto, il quale introduce uno sfasamento tra la variabile compensata ed il riferimento in tensione nell'anello.

La funzione di trasferimento di ritardo dell'elettronica è presentata in (eq.25) dove il parametro τ è il tempo di ritardo, definito dalla (eq.26).

$$D(s) = e^{-s\tau} \quad (25)$$

$$\tau = \frac{T_s}{2} + T_c \quad (26)$$

T_s è il tempo di campionamento;

T_c è il tempo di calcolo del microprocessore.

Analizzando la risposta armonica (eq.27) si ottiene la risposta in frequenza da riportare come ampiezza (eq.28) e fase (eq.29) sul diagramma di bode (Figura 48).

$$D(j\omega) = e^{-j\omega\tau} = M(\omega)e^{j\varphi(\omega)} \quad (27)$$

$$M(\omega) = 1, M_{dB}(\omega) = 0 \quad (28)$$

$$\varphi(\omega) = -\omega\tau \quad (29)$$

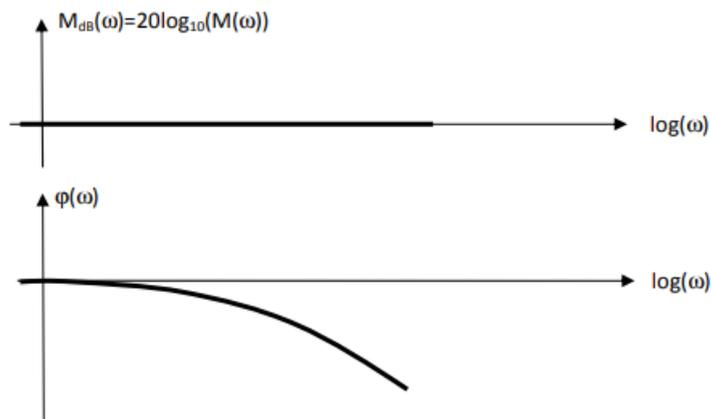


Figura 48 - Diagramma di Bode per il ritardo dell'elettronica.

Il ritardo puro introduce solamente uno sfasamento, mentre non altera l'ampiezza di risposta del segnale.

Nel seguito si ingloba il ritardo di trasporto nel blocco del regolatore di corrente G_a (Figura 49).

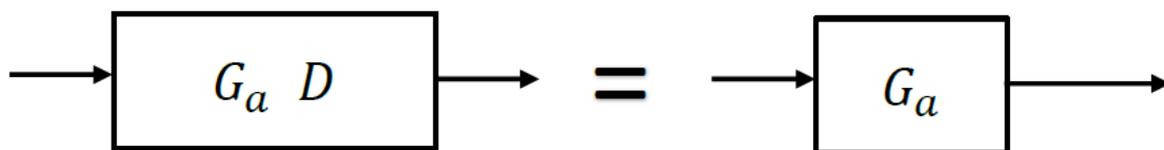


Figura 49 - Blocco regolatore di corrente+ritardo di trasporto.

4.3 Modello matematico dei componenti del sistema dell'attuatore idraulico di carico (HLA)

Il sistema dell'attuatore idraulico di carico (HLA) si compone sostanzialmente dell'attuatore vero e proprio e della servovalvola, oltre ovviamente a una serie di componenti secondari di "servizio" e una serie di trasduttori e misuratori.

L'attuatore di carico, mostrato in fig. 50, 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.

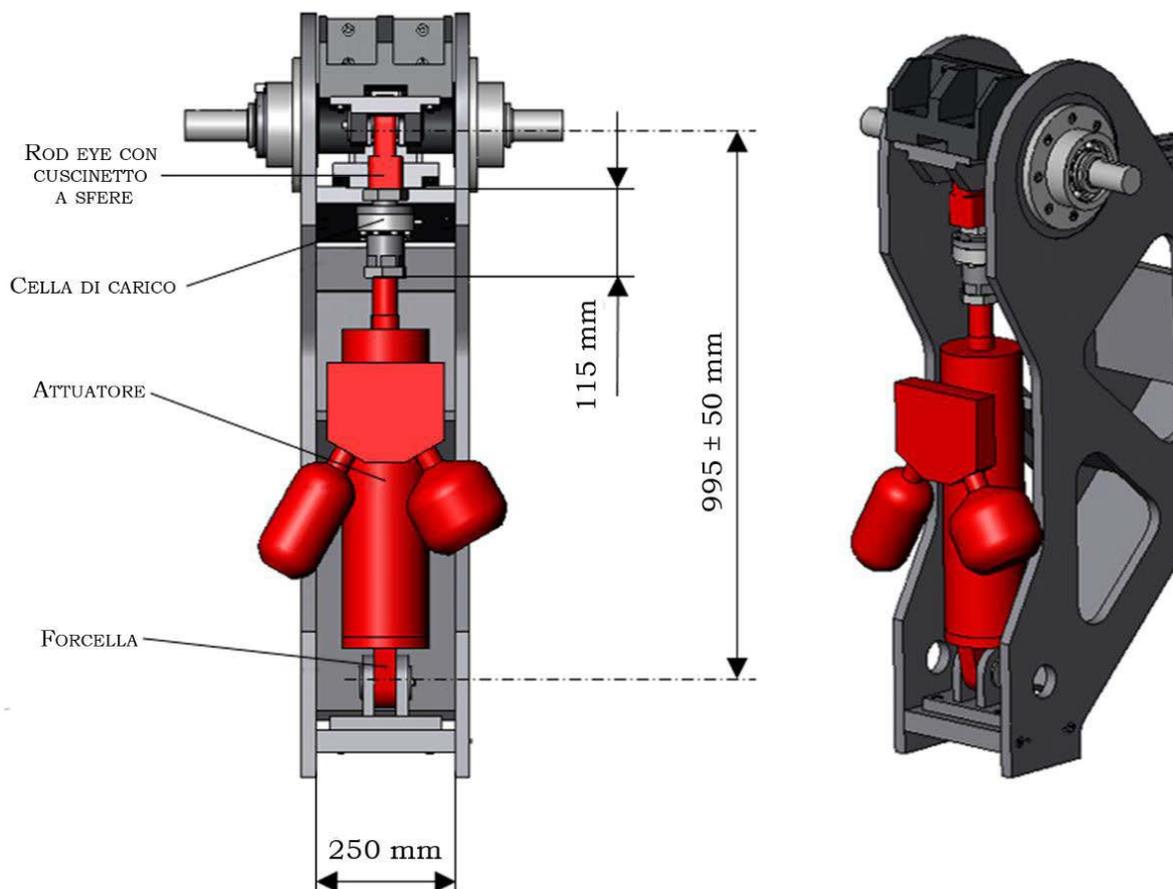


Figura 50 - Attuatore idraulico di carico Bosch Rexroth

Le caratteristiche principali dell'attuatore sono le seguenti:

- diametro pistone: 65 mm;
- diametro stelo: 50 mm;
- area di spinta: 13,5 cm²;
- 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.

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

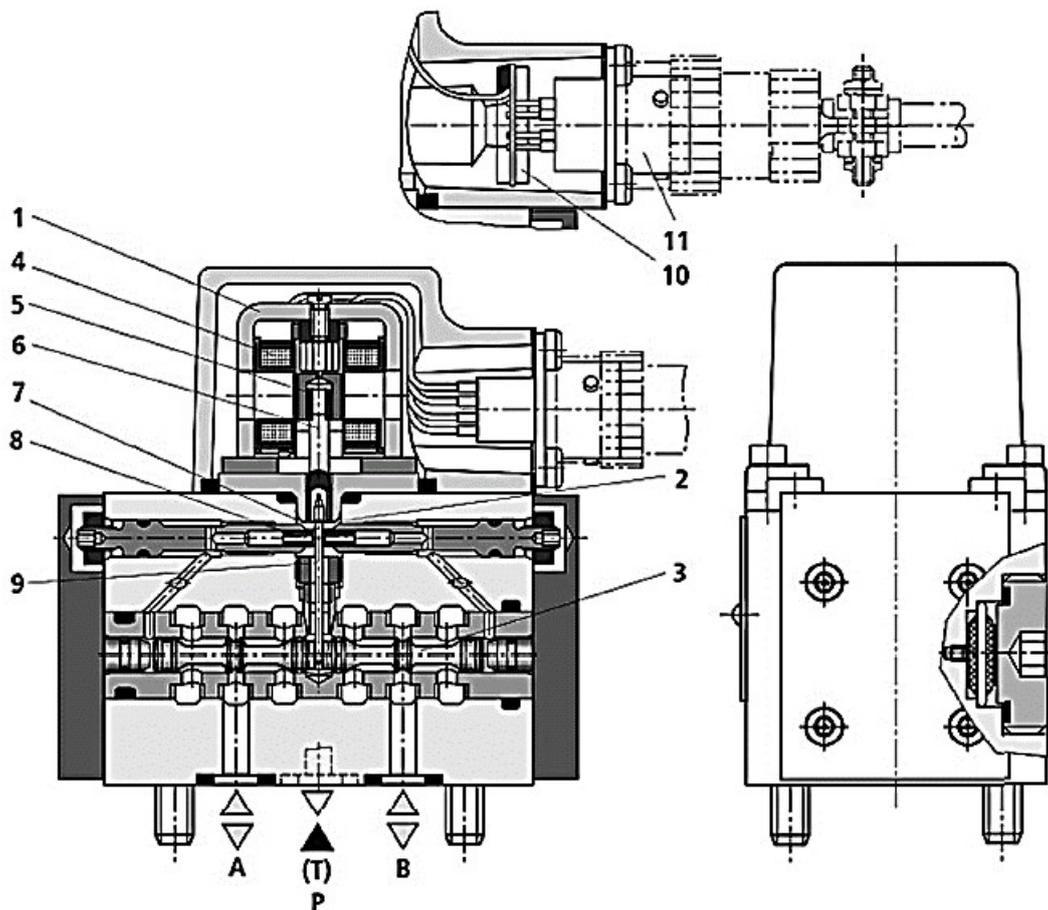


Figura 51 - Vista in sezione della servovalvola

La servovalvola è composta (Figura 51), da un convertitore elettromeccanico “torque motor” (1) e da 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, una 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. 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 fino a che la coppia di ritorno generata dalla molla di curvatura e la coppia elettromagnetica del motore di comando non raggiungono l’equilibrio e quindi 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. 52.

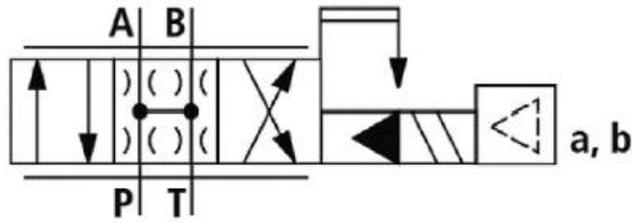


Figura 52 - Simbolo idraulico della servovalvola

4.3.1 Modello matematico della servovalvola

La servovalvola flapper/nozzle è stata modellizzata come un sistema lineare del terzo ordine: In figura 53 se ne riporta uno schema a blocchi.

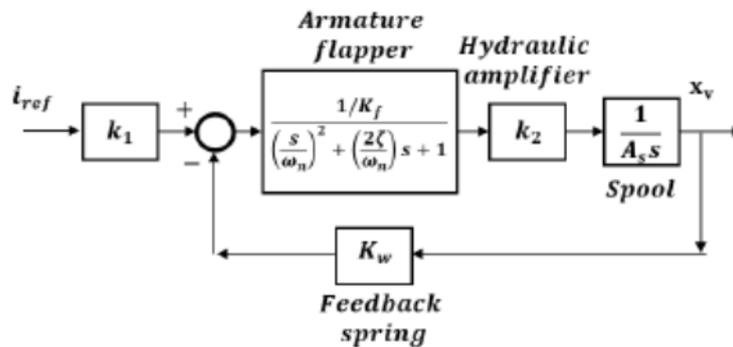


Figura 53 - Modello della servovalvola flapper/nozzle

Dove:

- i_{ref} : il riferimento di corrente della servovalvola;
- k_1 : il guadagno del torque motor;
- K_f : la rigidità equivalente del sistema flapper/armatura;
- ω_n : la frequenza naturale dello stadio pilota;
- ζ : 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 (fig. 54). Con ϵ 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 il numero di Reynolds è alto.

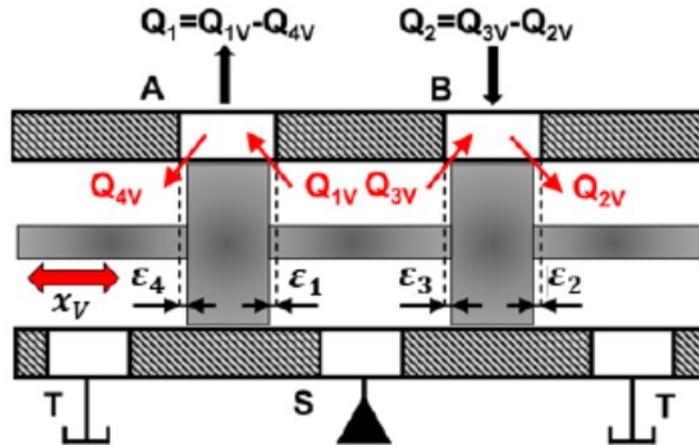


Figura 54 - Flussi attraverso le porte della servovalvola

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 ϵ_1 :

- Se $x_v < \epsilon_1 \Rightarrow R_c$ e R_a sono entrambe presenti;
- Se $x_v = \epsilon_1 \Rightarrow$ solo R_a è presente;
- Se $x_v > \epsilon_1 \Rightarrow$ solo R_a è presente.

Le resistenze sono definite come:

$$\begin{cases} R_c = \frac{12\mu_{oil}(x_v - \epsilon_1)}{2,5 \cdot w_{SV} \cdot h_{SV}^3} \\ R_a = \frac{\rho_{oil}}{2 \cdot C_d^2 \cdot A_1^2} \end{cases}$$

dove μ_{oil} e ρ_{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 :

$$A_1 = \sqrt{[w_{SV}(x_v - \epsilon_1)]^2 + (w_{SV}h_{SV})^2}$$

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.

4.3.2 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.

4.3.3 Schema del modello dell'attuatore di carico

Una rappresentazione schematica del modello dell'attuatore di carico è visibile in fig. 55. Le pressioni, P_1 e P_2 , all'interno delle camere 1 e 2 possono essere calcolate dall'equazione di continuità del fluido:

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

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, β_{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.

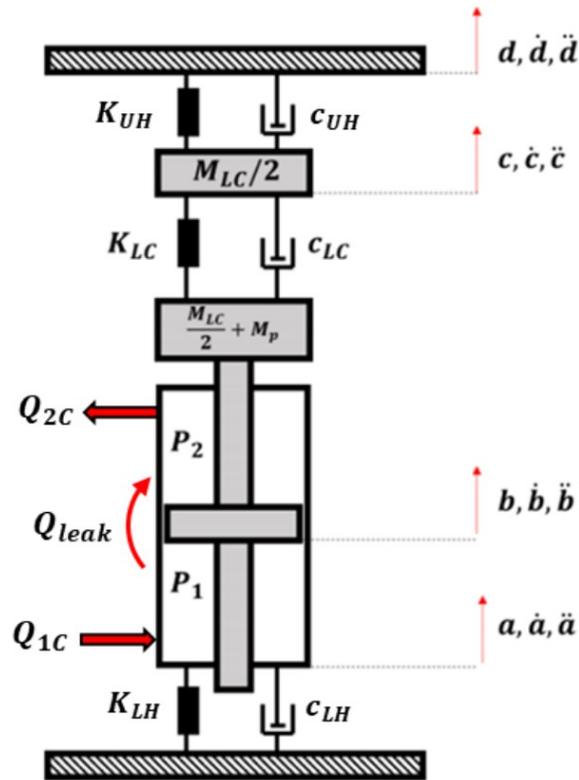


Figura 55 - Modello dell'attuatore di carico

Al fine di tenere conto della rigidità 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:

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

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

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

dove:

- M_{cyl} : la massa del corpo cilindro;
- K_{LH}, K_{UH} : le rigidità 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:

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

4.3.4 Modello della legge di controllo

In fig 56 è riportato lo schema a blocchi della legge di controllo adottata. F_{SET} è la forza richiesta all'attuatore di carico mentre F_{fb} è la forza misurata dalla cella di carico. Per maggiori approfondimenti si rimanda ai lavori citati in bibliografia.

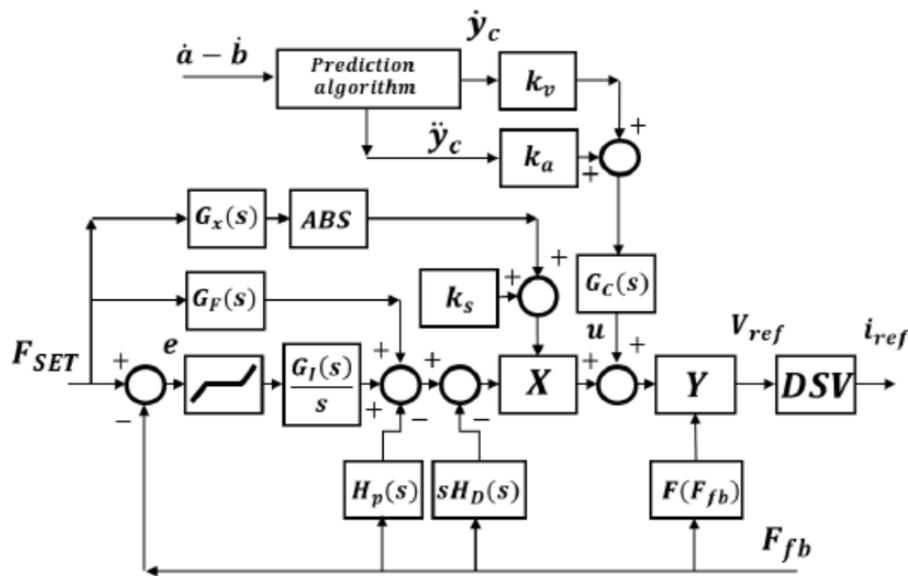


Figura 56 - Schema a blocchi della legge di controllo

Le funzioni di trasferimento riportate in figura 56 sono:

$$G_I(s) = H_2 * \frac{(\tau_{z2}s + 1)}{(\tau_{p2}s + 1)}$$

$$H_p(s) = H_3 * \frac{(\tau_{z3}s + 1)}{(\tau_{p3}s + 1)}$$

$$H_D(s) = H_4 * \frac{(\tau_{z4}s + 1)}{(\tau_{p4}s + 1)}$$

$$G_F(s) = H_1 * \frac{(\tau_{z1}s + 1)}{(\tau_{p1}s + 1)}$$

$$G_X(s) = H_6 * \frac{(\tau_{z6}s + 1)}{(\tau_{p6}s + 1)}$$

$$G_C(s) = H_5 * \frac{(\tau_{z5}s + 1)}{(\tau_{p5}s + 1)}$$

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 bypass; 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 δ_p , k_y e y sono dei coefficienti costanti determinati in via sperimentale.

5 Modello lineare

Nei precedenti capitoli sono state descritte le caratteristiche principali del banco prova e dei suoi componenti, comprese le equazioni che rappresentano il comportamento dei vari componenti.

Sulla base di queste informazioni sono stati sviluppati i modelli matematici dei vari componenti del banco e poi assemblati in un modello complessivo dell'intero banco. Sono stati sviluppati modelli lineari e non lineari; di singoli componenti e dell'intero banco. La modellazione lineare dei componenti del banco è stata sviluppata con programmi Matlab. Quella non lineare con programmi Matlab integrati da modelli sviluppati con il sistema Symulink.

Di seguito si riporta una descrizione dei modelli sviluppati e poi il loro funzionamento a fronte di situazioni simulate e/o reali prodotte in laboratorio. Nel presente capitolo con riferimento ai modelli lineari; nel successivo a quello non lineare dell'attuatore idraulico: servosistema controllo forza.

5.1 Modello lineare dell'attuatore elettromeccanico (EMA)

La modellazione lineare dell'attuatore elettromeccanico (EMA) viene effettuata con i programmi:

parametri_EMA.m

Main_EMA_driver_lin001.m

Main_EMA_driver_lin002.m;

Il programma parametri_EMA.m inizializza tutte le variabili coinvolte nel modello di simulazione effettuando nel contempo anche alcuni primi calcoli. Con riferimento al servosistema SKF (LEMCS2105-0100-TRNN-P10LA11BYG1) preso in esame si hanno:

Parametri geometrici:

| | | |
|-------|---|--------------|
| p | passo della vite | [m] |
| gamma | attrito viscoso dei componenti rotanti | [Nm/(rad/s)] |
| L_c | limite inferiore e superiore della corsa dell'attuatore | [m] |

Rendimenti e rapporti di trasmissione:

| | | |
|-------------|---------------------------------|---------|
| eta_v | rendimento diretto vite a rulli | [-] |
| eta_c | rendimento riduttore a cinghia | [-] |
| eta_m | rendimento motore | [-] |
| tau_c | rapp. trasmissione cinghia | [-] |
| tau_v=p/2pi | rapp. trasmissione vite | [m/rad] |

Inerzie:

| | | |
|-----------|---|-----------------------|
| Im | inerzia del motore | [kg*m ²] |
| Ic=0,1*Im | inerzia riduttore a cinghia (singola puleggia) | [kg*m ²] |
| Iv | inerzia albero vite | [kg*m ²]; |
| m | massa parti traslanti (che non sono incluse in Iv, come esempio occhiello) | [kg] |

$$I = I_m + I_c + \tau_c^2 / \eta_c * (I_c + I_v) + \tau_c^2 * \tau_v^2 / \eta_c / \eta_v * m$$

inerzia globale riportata sull'albero motore [kg*m²]

dati motore elettrico:

L induttanza [H = Ohm*s]

R resistenza [Ohm]

τ_e costante elettrica del motore [s]

$k_e = 137 / (2 * \pi * (1000 / 60))$ costante di tensione motore [V/(rad/s)]

k_c costante di coppia motore [Nm/A]

$k_w = 1 / k_e$ costante di velocità motore [(rad/s)/V]

$\tau_m = (I * R) / (k_e * k_c)$ costante meccanica del motore [s]

$$\sigma_e = \sqrt{1 / (\tau_e * \tau_m)}$$

pulsazione naturale motore elettrico [rad/s]

$\epsilon_e = 0.5 * \sqrt{\tau_m / \tau_e}$ fattore di smorzamento elettrico [-]

i_{max} corrente massima [A]

C_{max} coppia massima [Nm]

V_n rated voltage [V]

I_n rated current [A]

C_n rated torque [Nm]

f_n rated frequency [Hz]

V_{max_d} limite superiore e inferiore dei segnali in arrivo dal driver [V]

ω_n rated speed [rpm]

controllo e trasduttori:

k_{p_i} guadagno proporzionale anello di corrente [V/A]

T_{ni_i} costante di tempo integrativa anello di corrente [ms]

$k_{i_i} = k_{p_i} / (T_{ni_i} * 10^{-3})$ guadagno integrale anello di corrente [V/A/s]

$k_{p_w} = 0.045 * 60 / 2 / \pi$ guadagno rete proporzionale del controllo velocità angolare [Nm/(rad/s)]

T_{ni_w} costante di tempo integrativa anello di velocità [ms]

$k_{i_w} = k_{p_w} / (T_{ni_w} * 10^{-3})$ guadagno rete integrativa del controllo velocità angolare [Nm/(rad/s)/s]

k_{d_w} guadagno rete derivativa del controllo velocità

| | | |
|---------------------------|---|-------------------|
| | angolare | [Nm*s/(rad/s)] |
| kp_teta | guadagno rete proporzionale del controllo posizione | |
| | angolare | [(rad/s)/rad] |
| ki_teta | guadagno rete integrativa del controllo posizione | |
| | angolare | [(rad/s)/rad/s] |
| kd_teta | guadagno rete derivativa del controllo posizione | |
| | angolare | [(rad/s)/rad*s] |
| kt_teta | guadagno del trasduttore di posizione angolare | [rad/rad] |
| kt_tetad | guadagno del trasduttore di velocità angolare | [(rad/s)/(rad/s)] |
| Ha | guadagno feedback anello di corrente | [-] |
| Ritardo dell'elettronica: | | |
| fs | frequenza di campionamento | [Hz] |
| t_mp | tempo di calcolo | [s] |
| tau | ritardo elettronica stimato da driver lenze | |
| | "application task" | [s] |
| D | funzione trasferimento ritardo | |

Il programma Main_EMA_driver_lin002.m è quello che poi effettua la modellazione lineare del servosistema (SKF LEMCS2105-0100-TRNN-P10LA11BYG1), ovvero la valutazione del suo comportamento dinamico a fronte di determinati valori delle variabili in ingresso definite sopra, forniti in input.

Nelle successive figure da 57 a 64 vengono riportati, in qualità di esempi, alcuni risultati forniti dal programma rappresentati in forma grafica.

θ , Gc θ (PI): $k_{p_w} = 0.42972 \text{ Nm/rad/s}$, $k_{i_w} = 143.2394 \text{ Nm}^* \text{ s/rad/s}$; Gc θ (PD): $k_{p_\theta} = 65 \text{ s}^{-1}$

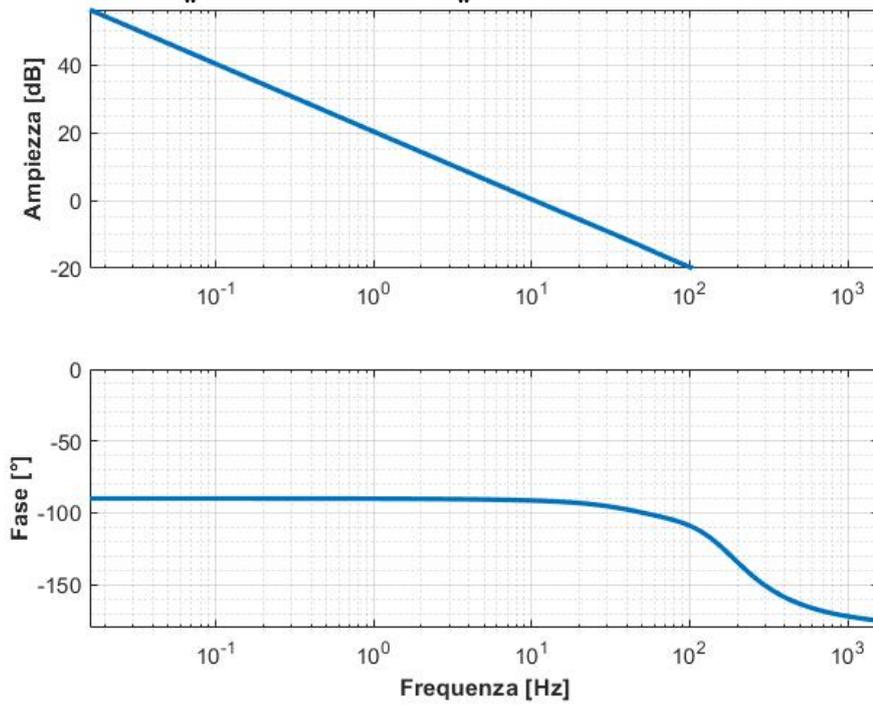


Figura 57 - OPEN LOOP POSITION

$I \theta$, Gc θ (PI): $k_{p_w} = 0.42972 \text{ Nm/rad/s}$, $k_{i_w} = 143.2394 \text{ Nm}^* \text{ s/rad/s}$; Gc θ (PD): $k_{p_\theta} = 65 \text{ s}^{-1}$.

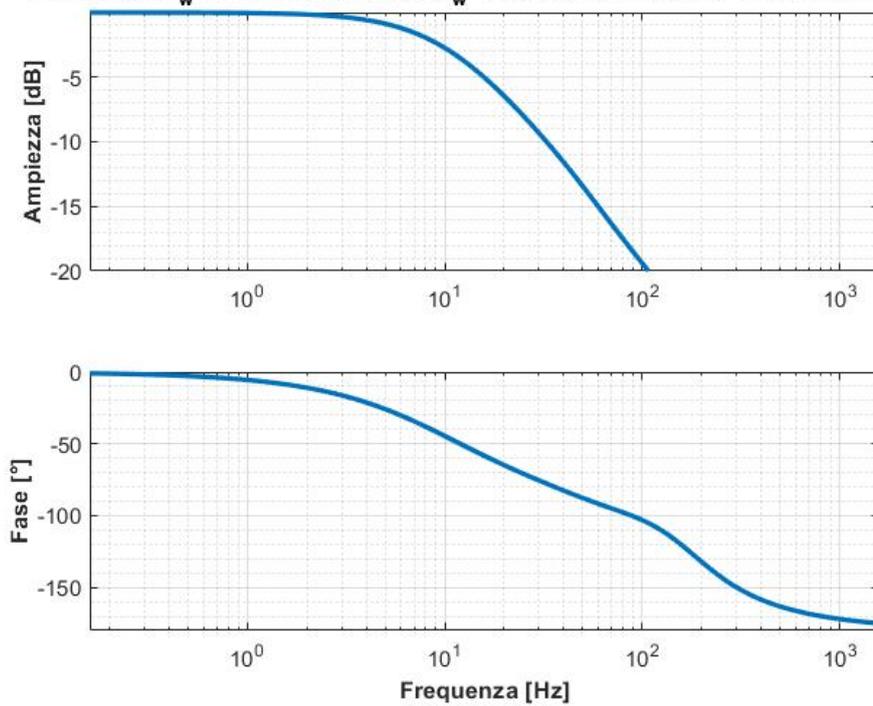


Figura 58 - CLOSED LOOP POSITION

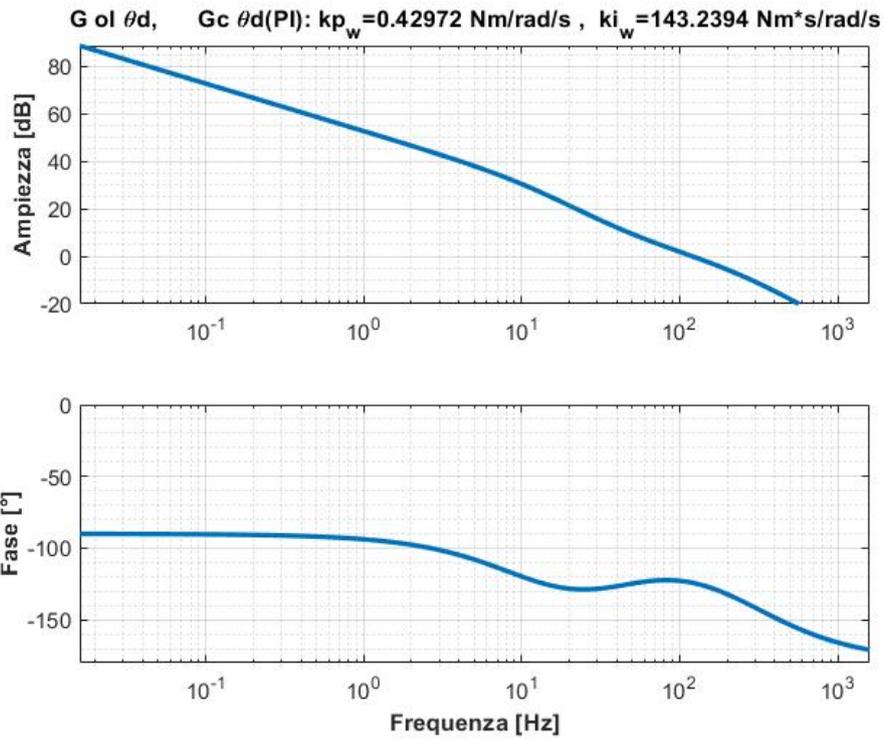


Figura 59 - OPEN LOOP SPEED

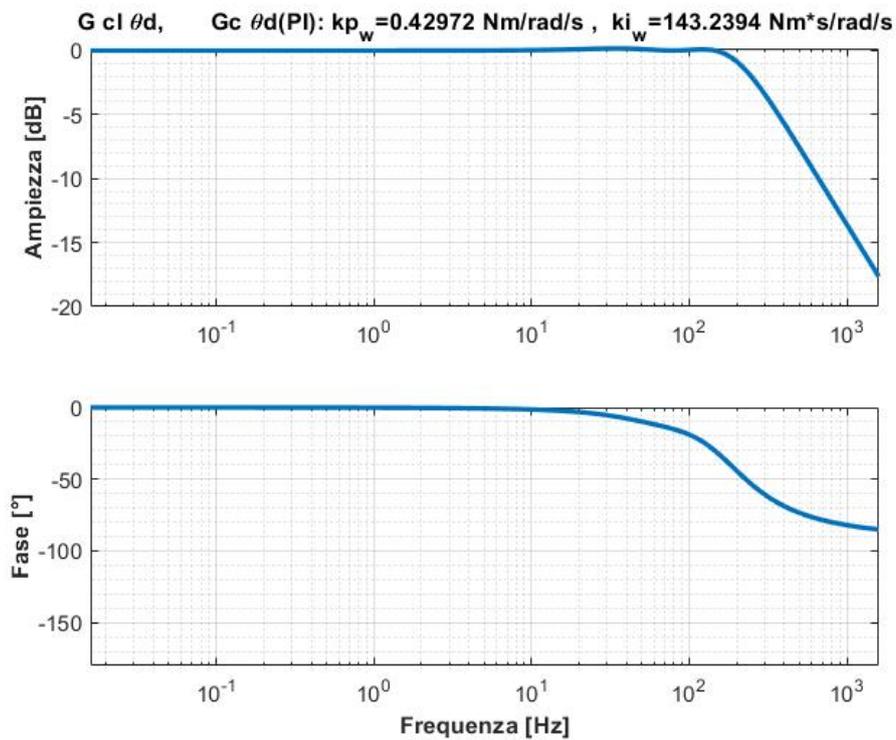


Figura 60 - CLOSED LOOP SPEED

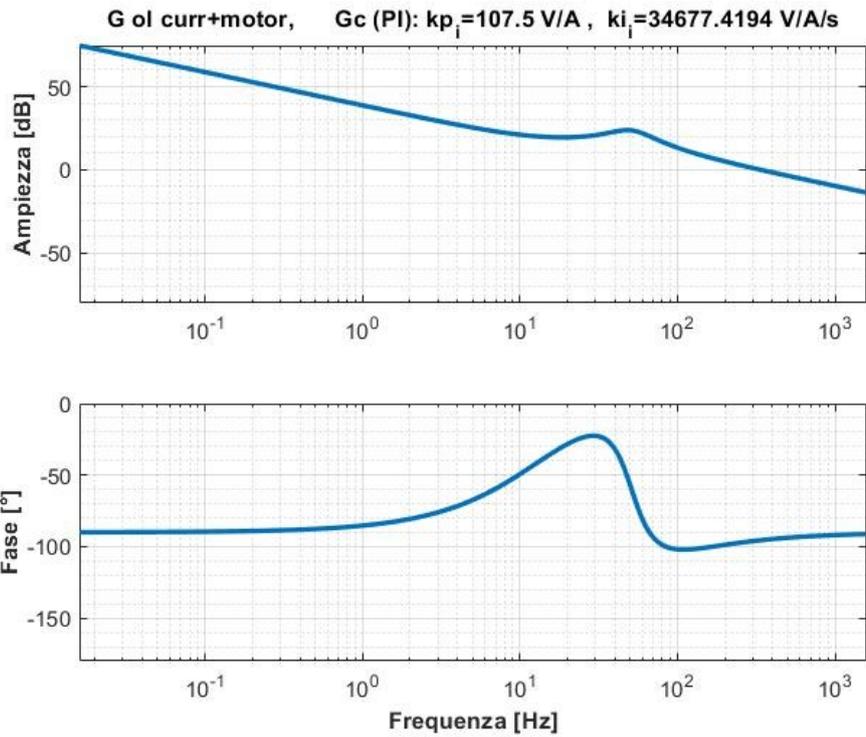


Figura 61 - OPEN LOOP CURRENT + MOTOR

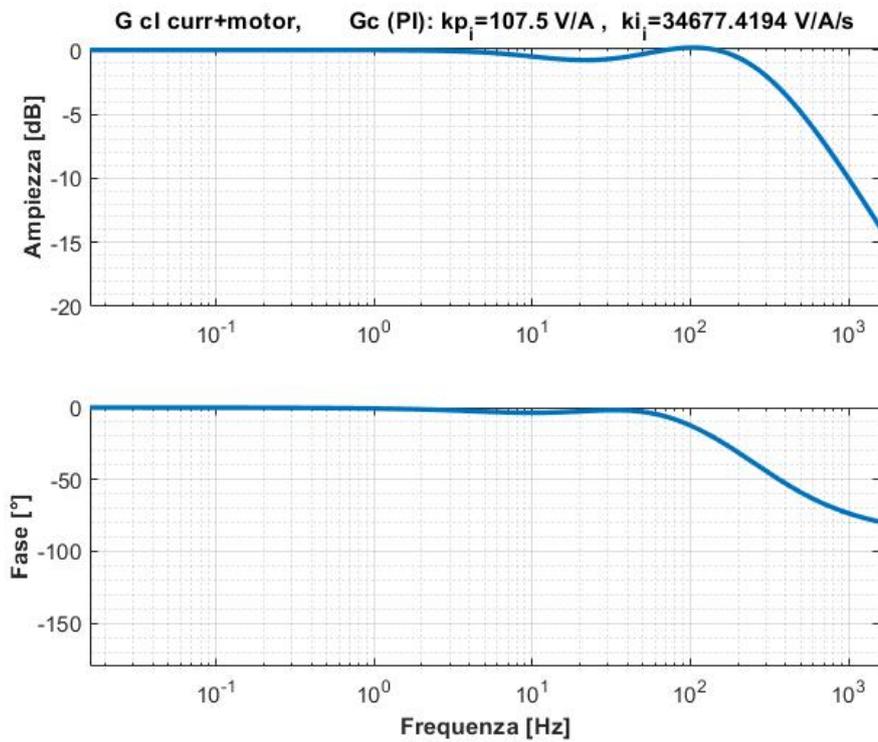


Figura 62 - CLOSED LOOP CURRENT + MOTOR

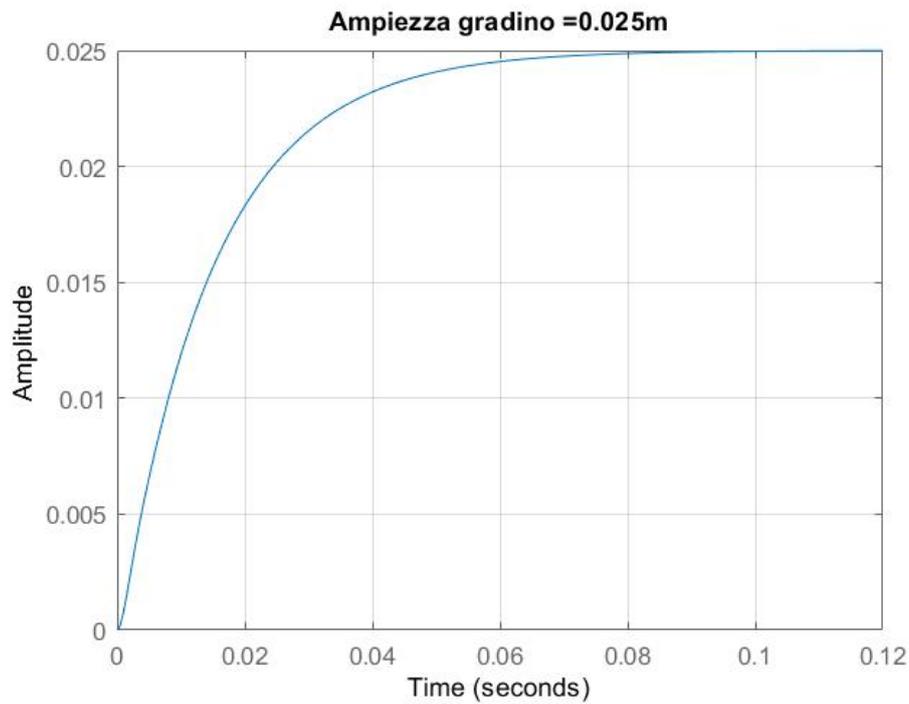


Figura 63 - STEP RESPONSE

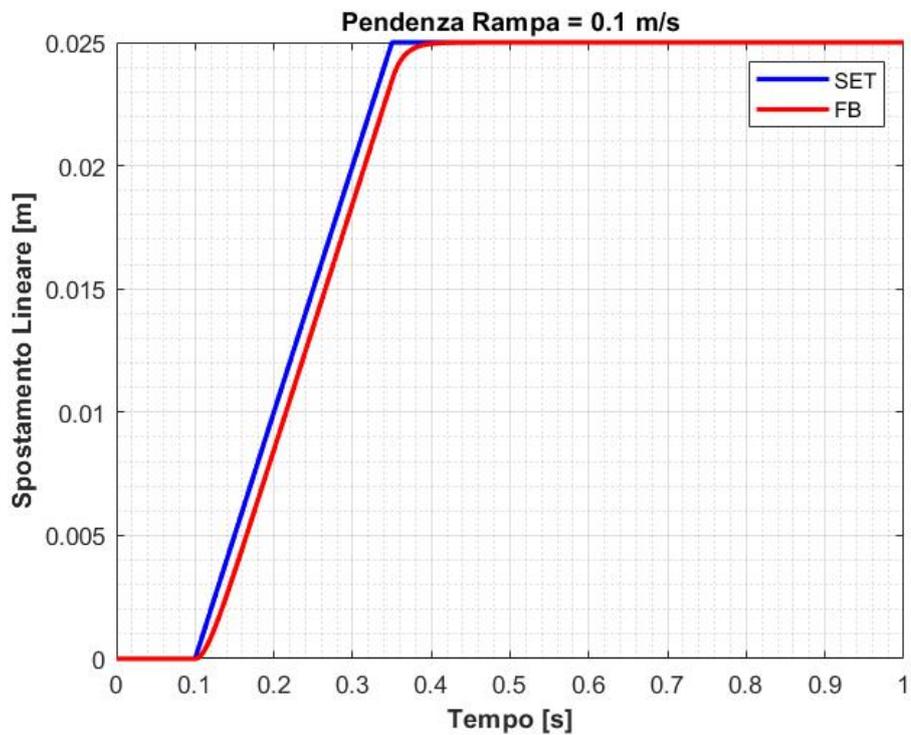


Figura 64 - RAMP RESPONSE

Precisamente, nelle Figg. 57, 59 e 61 è riportata la risposta in frequenza del sistema in termini di posizione dello stelo, velocità e corrente del motore elettrico dell'attuatore in un modello del tipo OPEN LOOP, mentre nelle Figg. 58, 60 e 62 è riportata la risposta in frequenza relativamente alle stesse grandezze, per il modello CLOSED LOOP.

Nelle Figg. 63 e 64 rispettivamente la risposta del modello al gradino e alla rampa.

5.2 Modello lineare dell'attuatore di carico idraulico HLA (Hydraulic load actuator)

La modellazione dell'attuatore di carico idraulico HLA viene effettuata con una serie di programmi Matlab.

Un primo programma inizializza i dati di ingresso:

dati di pressione

| | | |
|----|-------------------------------|------|
| PS | pressione nominale di mandata | [Pa] |
| PR | pressione nominale di ritorno | [Pa] |

Parametri dell'olio idrodinamico

| | | |
|------|----------------|----------------------|
| bulk | modulo di bulk | [Pa] |
| ro_v | densità | [Kg/m ³] |
| visc | viscosità | |

i valori di questi parametri sono forniti in funzione di vari valori della temperatura;

| | | |
|-------|--|------|
| Cd | coefficiente di flusso | [-] |
| T_oil | Average Oil temperature | [°C] |
| fr_a | volumetric fraction of free air 1% in volume | [-] |

servoactuator

| | | |
|-----|---------------------------------|-----------|
| Dp | Piston diameter | [m] |
| Dr | Rod diameter | [m] |
| xT | Total stroke | [m] |
| K_a | stiffness of attachments points | [N/m] |
| c | viscous damping coefficient | [N/(m/s)] |
| M | Piston and rod mass | [kg] |

servo valve model parameters (SERVOVALVE 4WSE2EM-6-2X-20-8-ET-315-K17-E-V)

| | | |
|--------|---|------|
| I_max | Servo valve max current | [A] |
| Cd_v | Servo valve Flow coefficient | [-] |
| dp | Servo valve pressure differential PS - PR - DeltaPL | [Pa] |
| zitav | Servo valve damping factor | [-] |
| xv_max | Servo valve max stroke | [m] |
| h_SC | radial clearance | [m] |

Lo stesso programma valuta poi, a partire dai dati di ingresso forniti, alcune altri parametri e grandezze:

Oil parameters

beta_nom=interp1(ISO32.bulk(:,1),ISO32.bulk(:,2),T_oil);

| | |
|-----------------|------|
| Oil Bulk module | [Pa] |
|-----------------|------|

$\rho = \text{interp1}(\text{ISO32.ro_v}(:,1), \text{ISO32.ro_v}(:,2), T_{\text{oil}});$
 Oil density [kg/m³]

$\mu = \text{interp1}(\text{ISO32.visc}(:,1), \text{ISO32.visc}(:,2), T_{\text{oil}});$
 Oil kinematic viscosity [m²/s]

$\mu = \mu \cdot \rho;$
 Oil Dynamic viscosity [Pa*s]=[kg/(ms)]

$\beta = 1./ (1./\beta_{\text{nom}} + \text{fr_a}/\text{PS});$
 equivalent Bulk modulus [Pa]

servoactuator

$A_1 = \pi * (D_p^2 - D_r^2) / 4;$
 Cylinder surface [m²]

$A_2 = \pi * (D_p^2 - D_r^2) / 4;$
 Cylinder surface [m²]

$A_c = A_1;$
 Cylinder surface [m²]

$x_{T_half} = x_T / 2;$
 Half stroke [m]

$V_{\text{tot}} = A_c * x_T;$
 total actuator volume (chamber 1 and 2) [m³]

$V_0 = V_{\text{tot}} / 2;$
 initial actuator volume (chamber 1 or 2) [m³]

$C_1 = V_0 / \beta;$
 Cylinder Capacity without attachments [m³/Pa]

$C_2 = A_c^2 / K_a;$
 Cylinder Capacity due attachments [m³/Pa]

$C = (C_1 / 2 + C_2);$
 Cylinder Capacity [m³/Pa]

$F_{\text{stall}} = (\text{PS} - \text{PR}) * A_c;$
 Stall Force [N]

servo valve model parameters (SERVOVALVE 4WSE2EM-6-2X-20-8-ET-315-K17-E-V)

$Q_n = 20 / 60000;$
 Servo valve Nominal flow [m³/s]

$A_{v_max} = Q_n / \sqrt{dp / \rho} / C_{d_v};$
 Servo valve max cross area [m²]

$\omega_v = 110 * 2 * \pi;$
 Servo valve natural frequency [rad/s]

$x_{SCp} = 8 * h_{SC};$
 Travel to get full pressure [m]

$GM = x_{v_max} / l_{max};$
 Servo valve mechanical gain [m/A]

$K_{xa} = A_{v_max} / x_{v_max};$
 Servo valve gain area/displacement spool [m²/m]

$K_{ia} = GM * K_{xa};$
 Servo valve gain area/current [m²/A]

$Q_{fcc} = @(\Delta P) C_{d_v} * A_{v_max} * \sqrt{\Delta P / \rho};$
 Servo valve max flowrate [m³/s]

Dati di catalogo

$b = (\log_{10}(40) - \log_{10}(20)) / (\log_{10}(300) - \log_{10}(70));$

$\log_K = \log_{10}(20) - b * \log_{10}(70);$

$$K=10^{(\log_K)}$$

Flow/Load function

$$Q_{fc}=@(\Delta P)K*\Delta P.^b;$$

[l/min]

Lo steso programma restituisce poi una serie di altri dati caratteristici del modello presentati in forma grafica. Tra i più importanti quelli riportati nelle seguenti Figg. da 65 a 75

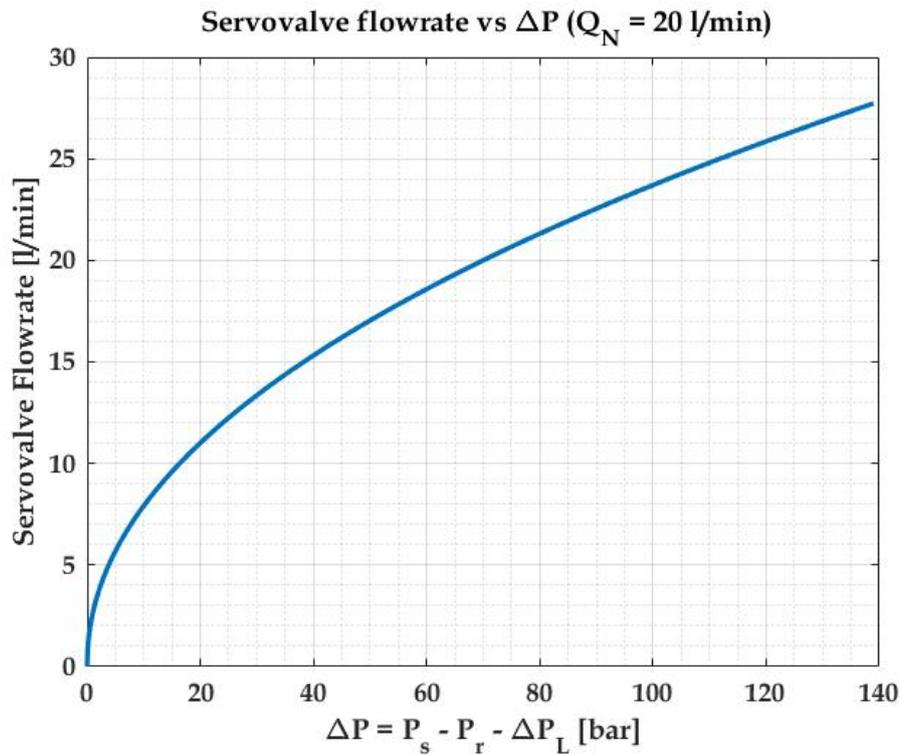


Figura 65 - SERVOVALVE FLOWRATE

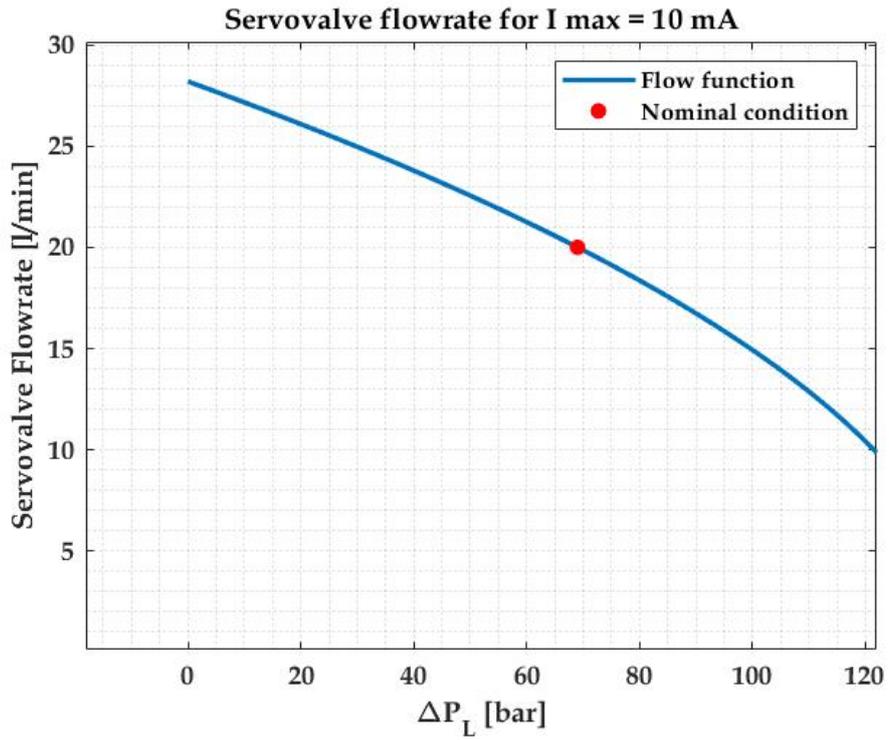


Figura 66 - SERVOVALVE FLOWRATE PER I_{max}

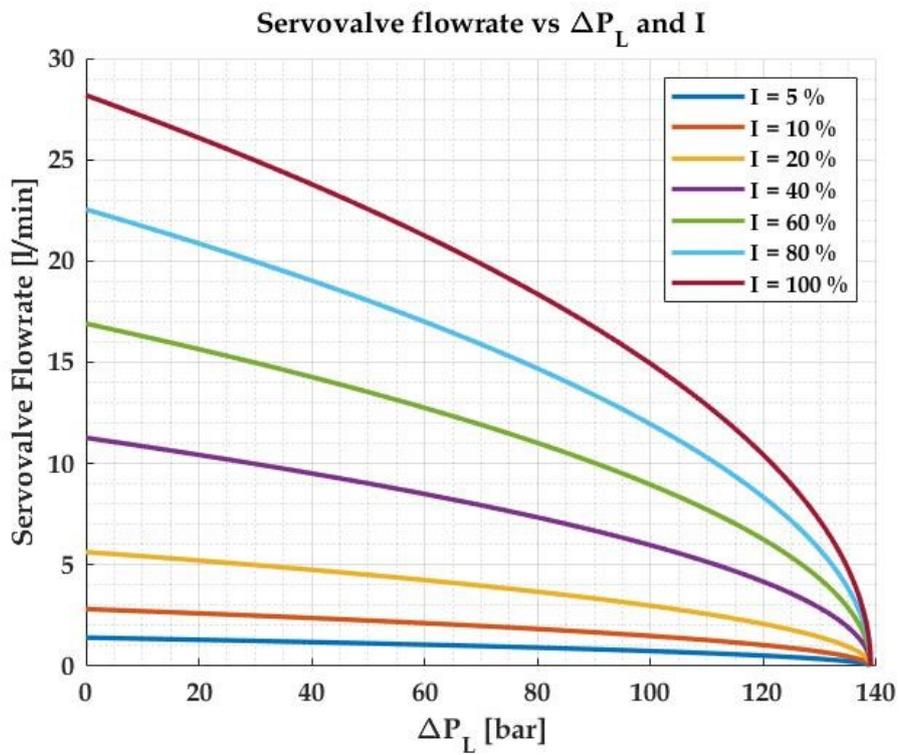


Figura 67 - SERVOVALVE FLOWRATE

3D Servo valve flowrate vs ΔP_L and I

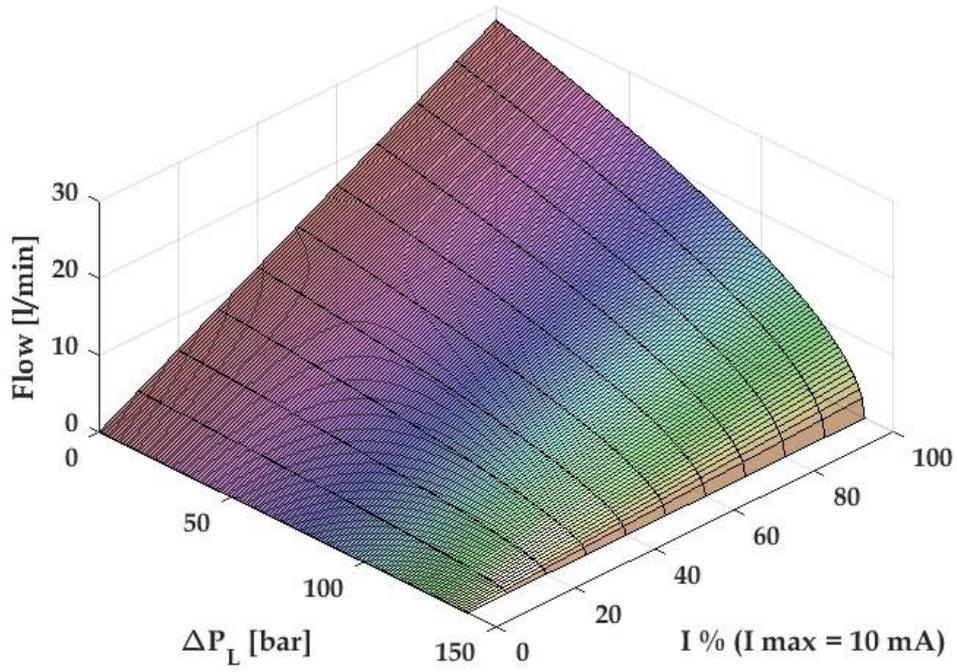


Figura 68 - SERVOVALVE FLOWRATE

Flowrate orifice $P_S = 140$ bar $P_R = 1$ bar

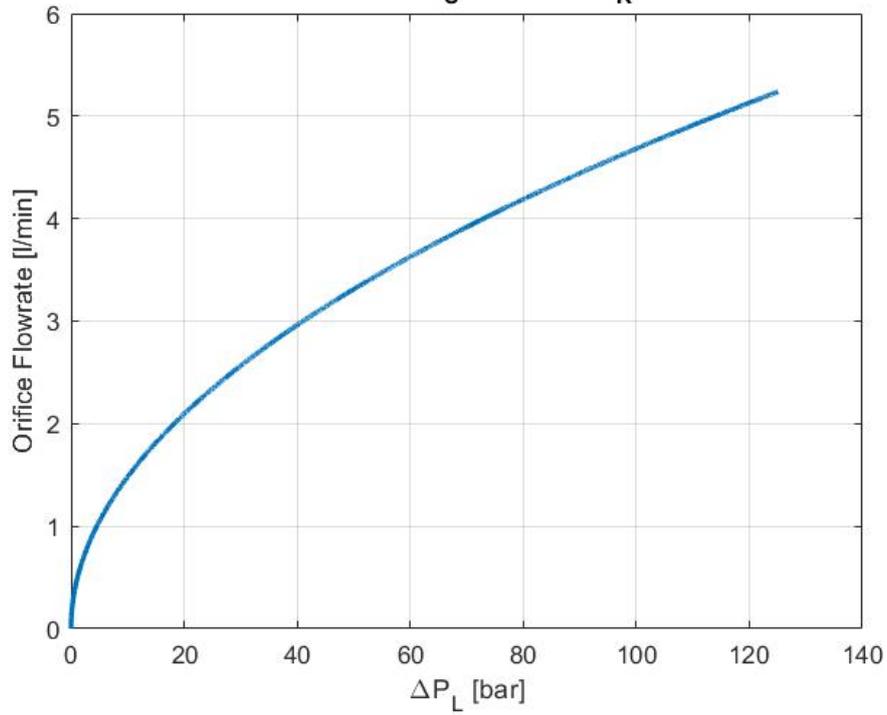


Figura 69 - FLOWRATE ATTRAVERSO L'ORIFIZIO

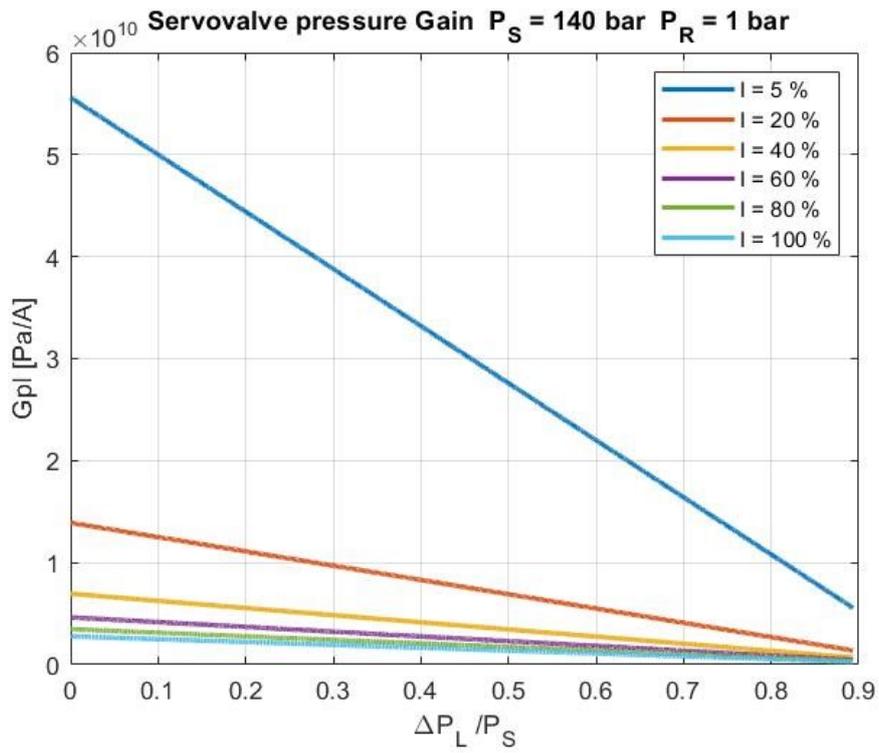


Figura 70 - GUADAGNO IN PRESSIONE NELLA SERVOVALVOLA

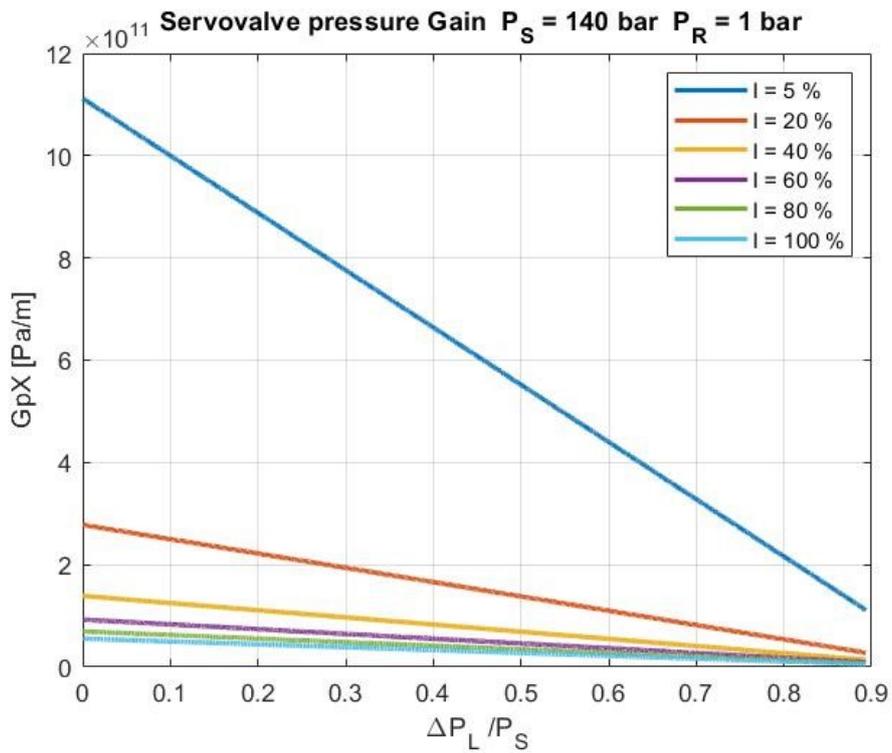


Figura 71 - GUADAGNO IN PRESSIONE NELLA SERVOVALVOLA

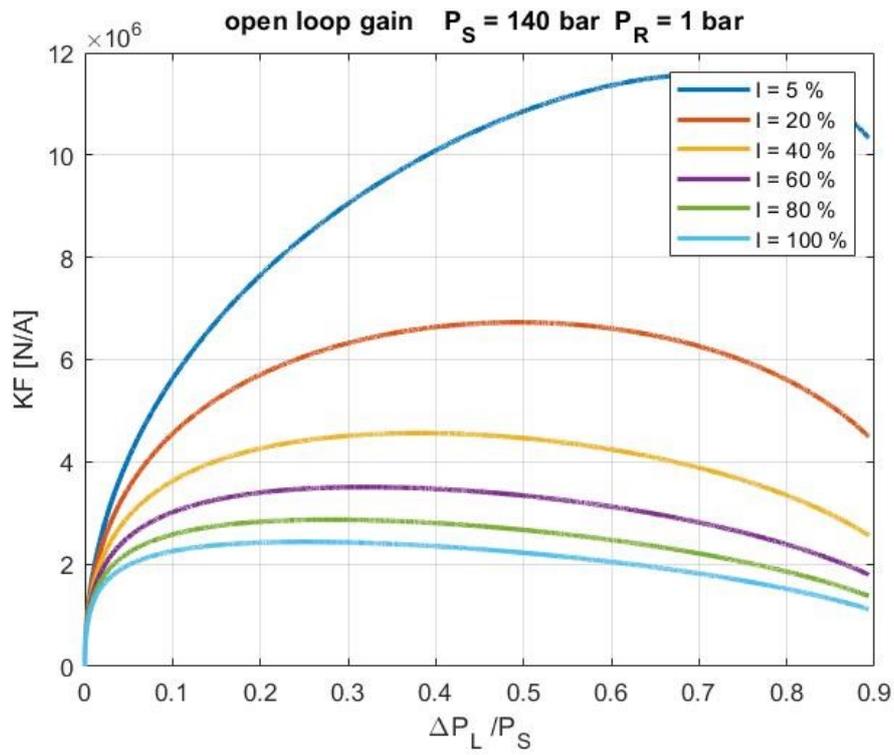


Figura 72 - OPEN LOOP GAIN

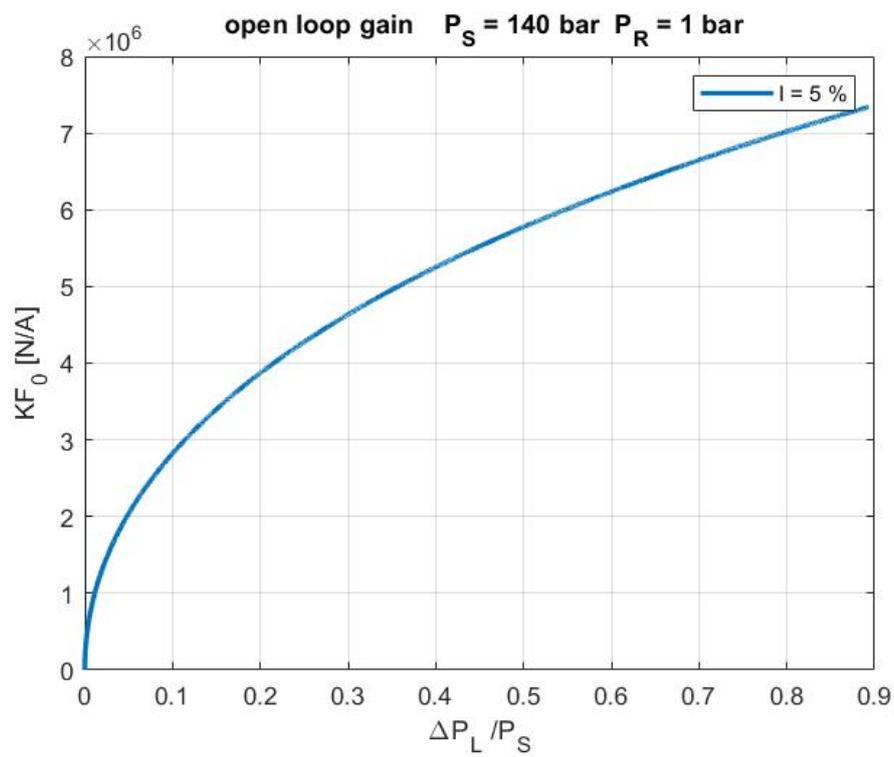


Figura 73 - OPEN LOOP GAIN

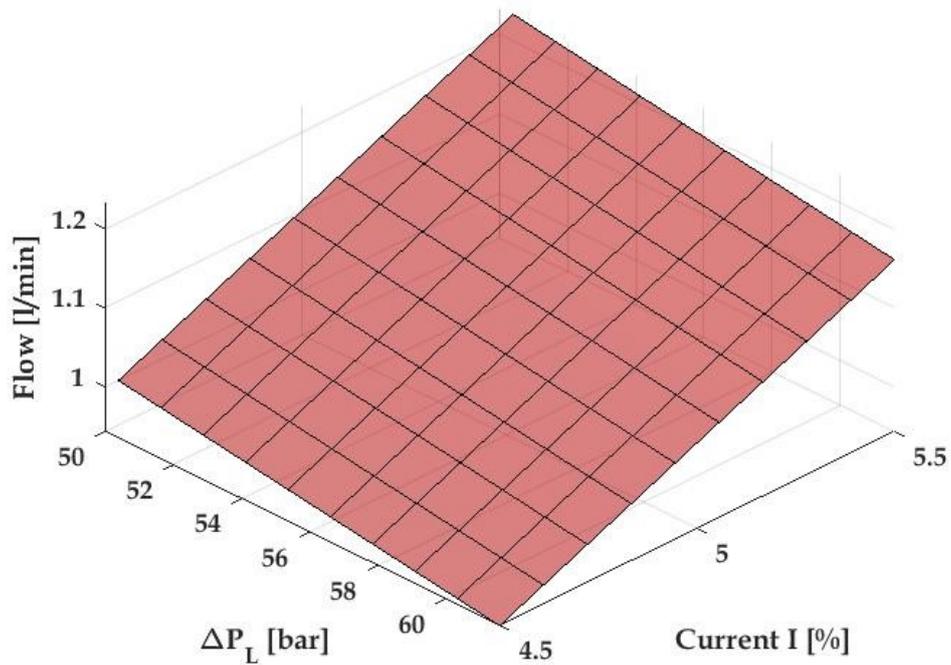


Figura 74 - FLOWRATE

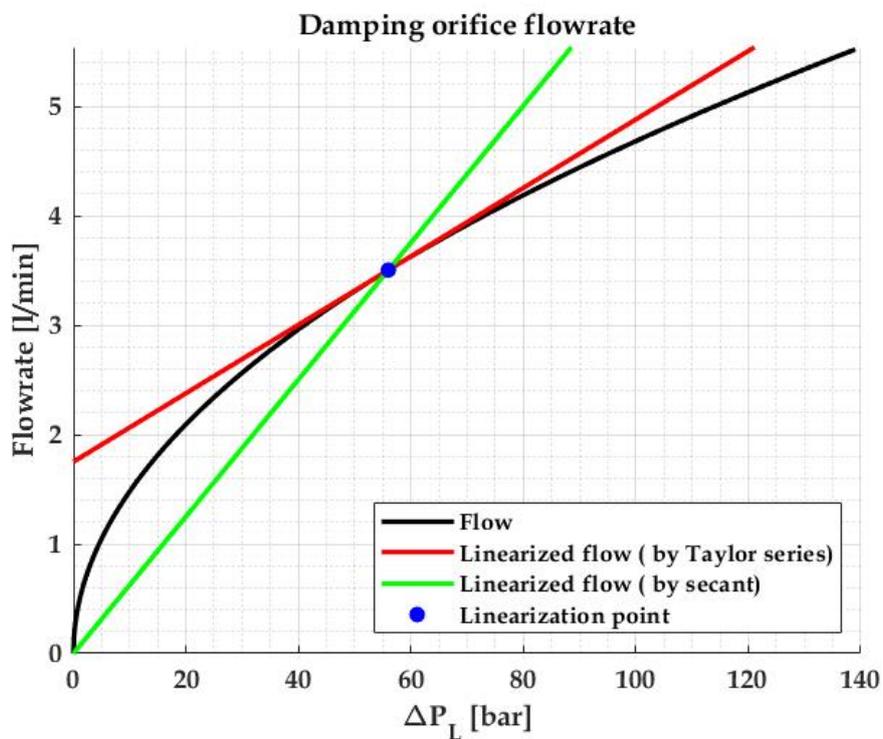


Figura 75 - FLUSSO NELL'ORIFIZIO DI BY-PASS

Nelle Figg. da 65 a 68 è riportato l'andamento del flusso di olio oleodinamico nella servovalvola. Nelle Figg. da 65 a 67, in funzione della differenza di pressione. Nella Fig. 67 l'andamento del flusso di olio oleodinamico nella servovalvola in funzione della differenza di pressione è riportata per vari valori della corrente del motore di comando della servovalvola. Nella Fig. 68 gli stessi dati di andamento del flusso di olio nella servovalvola

al variare della pressione e per vari valori della corrente del motore, sono rappresentati in un diagramma tridimensionale.

La Fig. 69 riporta l'andamento, al variare della differenza di pressione, della portata di olio oleodinamico attraverso l'orifizio di by-pass. Le Figg. 72 e 73 riportano il dato più importante: il guadagno in open loop del sistema, del valore della forza sviluppata sullo stelo del servattuatore per unità di corrente di alimentazione del motore della servovalvola, al variare del differenza di pressione. Nella figura 72 per vari valori della corrente.

La Fig. 74 è una rappresentazione tridimensionale dell'andamento del flusso di olio oleodinamico nella servovalvola, al variare della differenza di pressione, per diversi valori della corrente di alimentazione del motore di controllo della servovalvola. In effetti lo stesso dato della figura 68, solo che in questo caso la rappresentazione è limitata ad un campo di valori molto più ristretto.

Un secondo programma valuta la risposta in frequenza del sistema in una modellazione "DERIVATIVE LOOP", "PROPORZIONALE LOOP" oppure "INTEGRATIVE LOOP". Nelle Figg. 76, 77 e 78 sono riportati i diagrammi a blocchi dei tre schemi considerati.

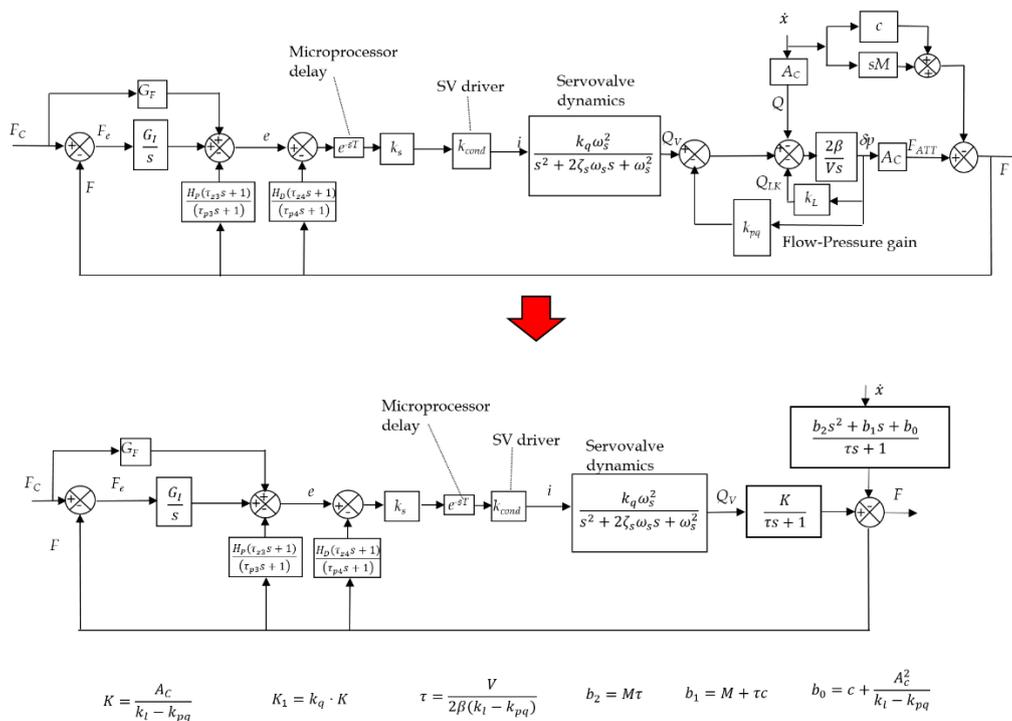
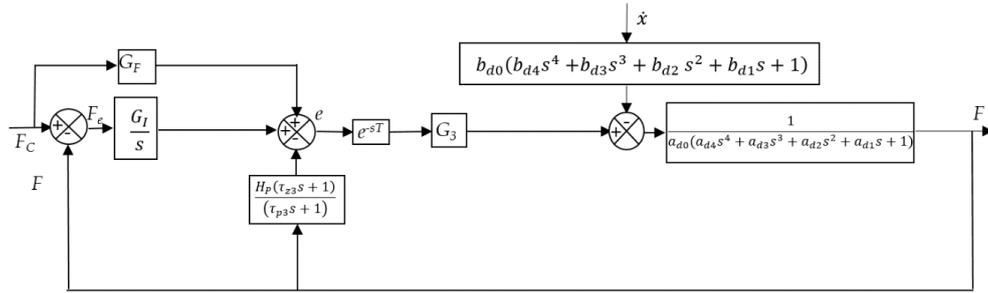


Figura 76 - Modello Derivative Loop



$$b_{d0} = b_0 \quad b_{d1} = \frac{b_1\omega_s^2 + 2\zeta_s\omega_s b_0}{\omega_s^2 b_0} \quad b_{d2} = \frac{b_2\omega_s^2 + 2\zeta_s\omega_s b_1 + b_0}{\omega_s^2 b_0} \quad b_{d3} = \frac{2\zeta_s\omega_s b_2 + b_1}{\omega_s^2 b_0} \quad b_{d4} = \frac{b_2}{\omega_s^2 b_0}$$

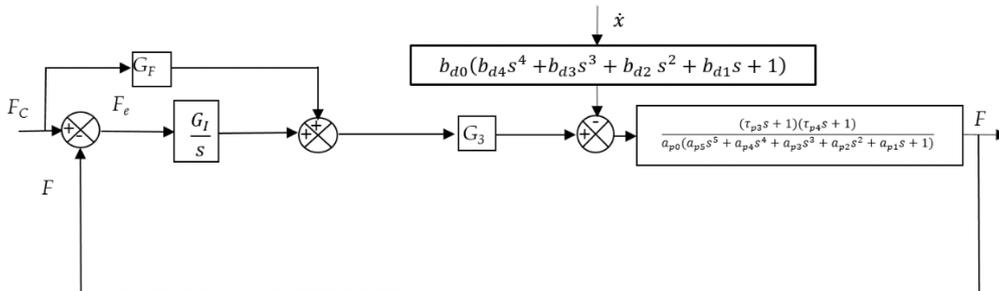
$$G_3 = K_1 \cdot k_s \cdot k_{cond}$$

$$a_{d4} = \frac{\tau\tau_{p4}}{\omega_s^2} \quad a_{d3} = \frac{2\zeta_s\omega_s\tau\tau_{p4} + \tau_{p4} + \tau}{\omega_s^2} \quad a_{d2} = \frac{\tau\tau_{p4}\omega_s^2 + 2\zeta_s\omega_s\tau_{p4} + 2\zeta_s\tau + 1}{\omega_s^2}$$

$$a_{d1} = \frac{\tau\omega_s^2 + \tau_{p4}\omega_s^2 + 2\zeta_s\omega_s + G_3\omega_s^2 H_D\tau_{z4}}{\omega_s^2} \quad a_{d0} = \frac{G_3\omega_s^2 H_D + \omega_s^2}{\omega_s^2}$$

$$G_{ol}(s)_p = \frac{1}{a_{d0}} \cdot \frac{G_3 H_p e^{-sT}}{(a_{d4}s^4 + a_{d3}s^3 + a_{d2}s^2 + a_{d1}s + 1)} \cdot \frac{(\tau_{p4}s + 1)(\tau_{z3}s + 1)}{(\tau_{p3}s + 1)}$$

Figura 77 - Proporzional Loop



$$a_{p5} = \tau_{p3}a_{d4} \quad a_{p4} = \tau_{p3}a_{d3} + a_{d4} \quad a_{p3} = \tau_{p3}a_{d2} + a_{d3} \quad a_{p2} = \tau_{p3}a_{d1} + a_{d2} + G_3 H_p \tau_{p4} \tau_{z3}$$

$$a_{p1} = \tau_{p3}a_{d0} + a_{d1} + G_3 H_p \tau_{p4} + G_3 H_p \tau_{z3} \quad a_{p0} = a_{d0} + G_3 H_p$$

$$G_{ol}(s) = \frac{G_3 G_I (\tau_{p3}s + 1)(\tau_{p4}s + 1) e^{-sT}}{s a_{p0} (a_{p5}s^5 + a_{p4}s^4 + a_{p3}s^3 + a_{p2}s^2 + a_{p1}s + 1)}$$

Figura 78 - Modello Integrative Loop

Il programma calcola la risposta in frequenza con riferimento sia a uno schema OPEN LOOP che a uno CLOSED LOOP.

Nelle successive Figg. da 79 a 84 sono riportate le rappresentazioni della risposta in frequenze per i tre modelli considerati: Derivative Loop, Proporzional Loop e Integrative Loop sia nello schema CLOSED LOOP che in quello OPEN LOOP.

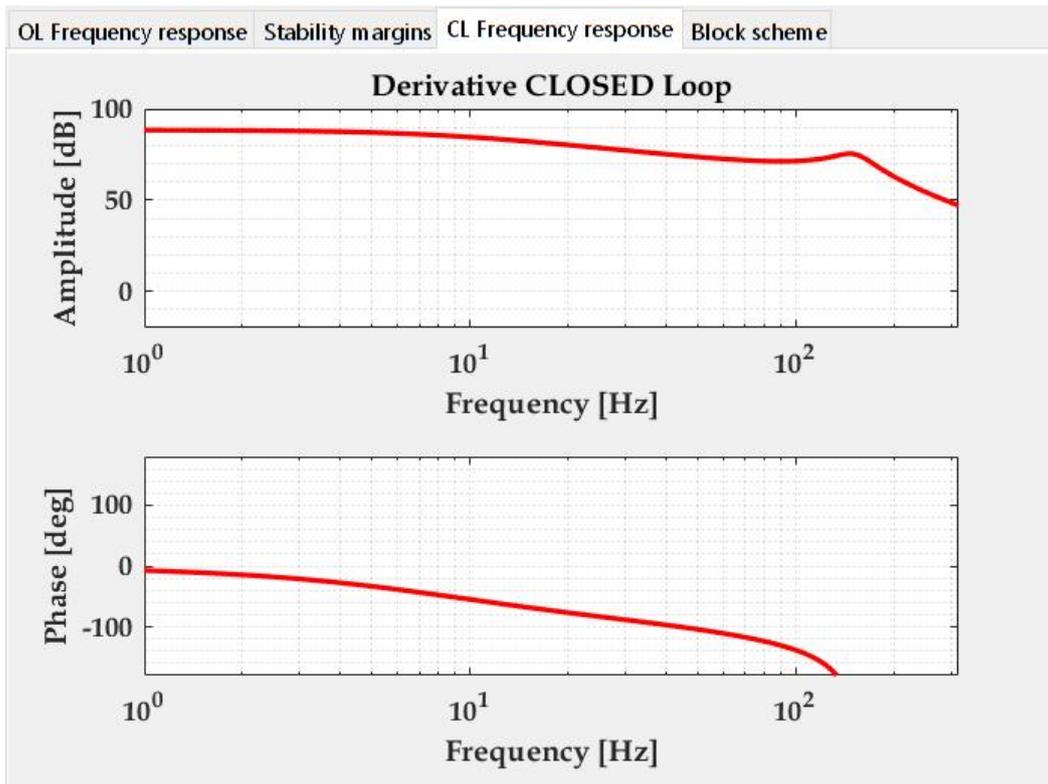


Figura 79 - Risposta in frequenza modello Derivative Closed Loop

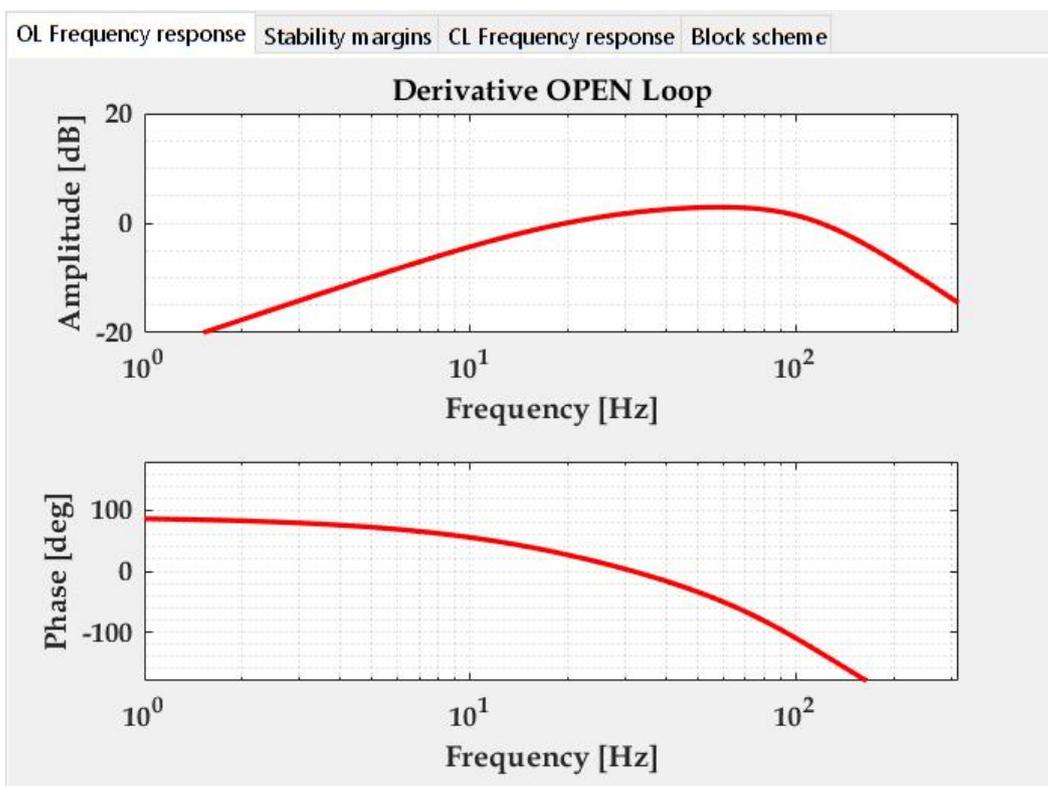


Figura 80 - Risposta in frequenza modello Derivative Open Loop

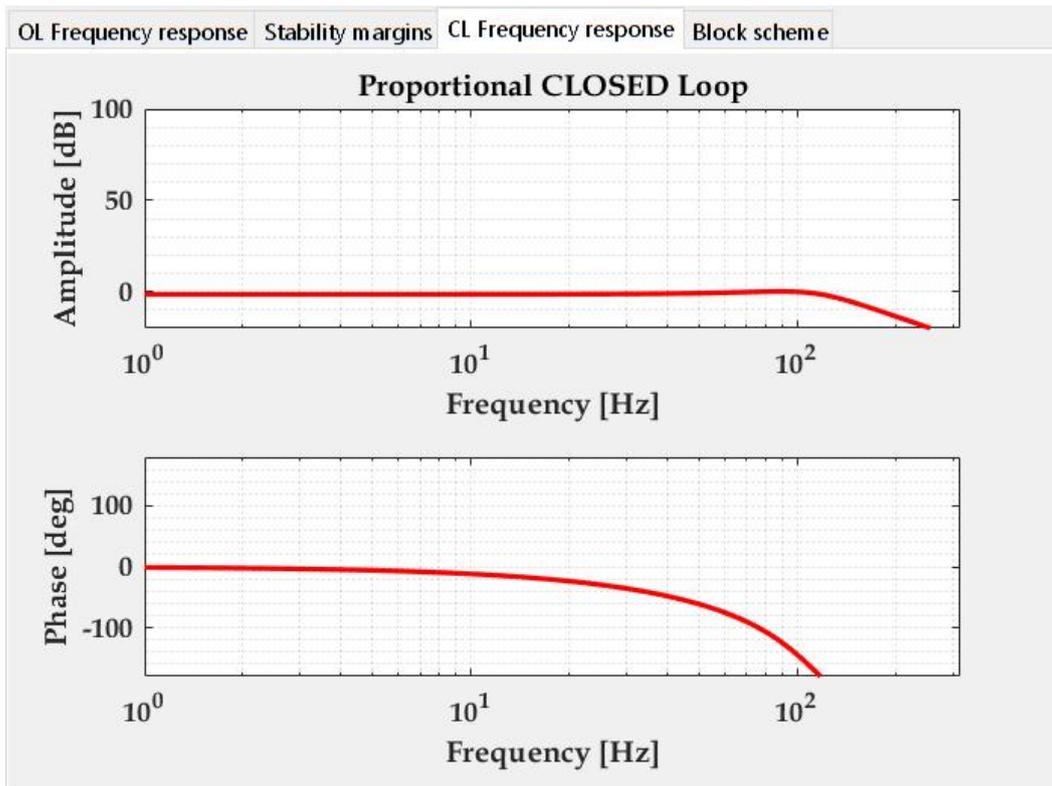


Figura 81 - Risposta in frequenza modello Proporzional Closed Loop

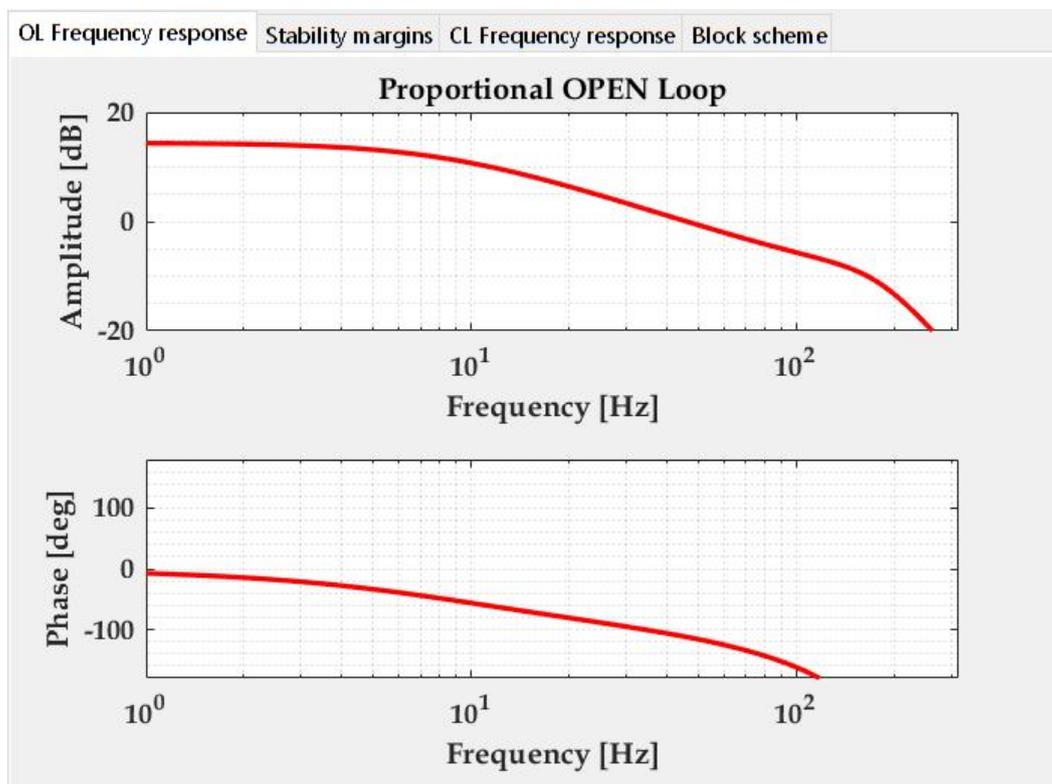


Figura 82 - Risposta in frequenza modello Proporzional Open Loop

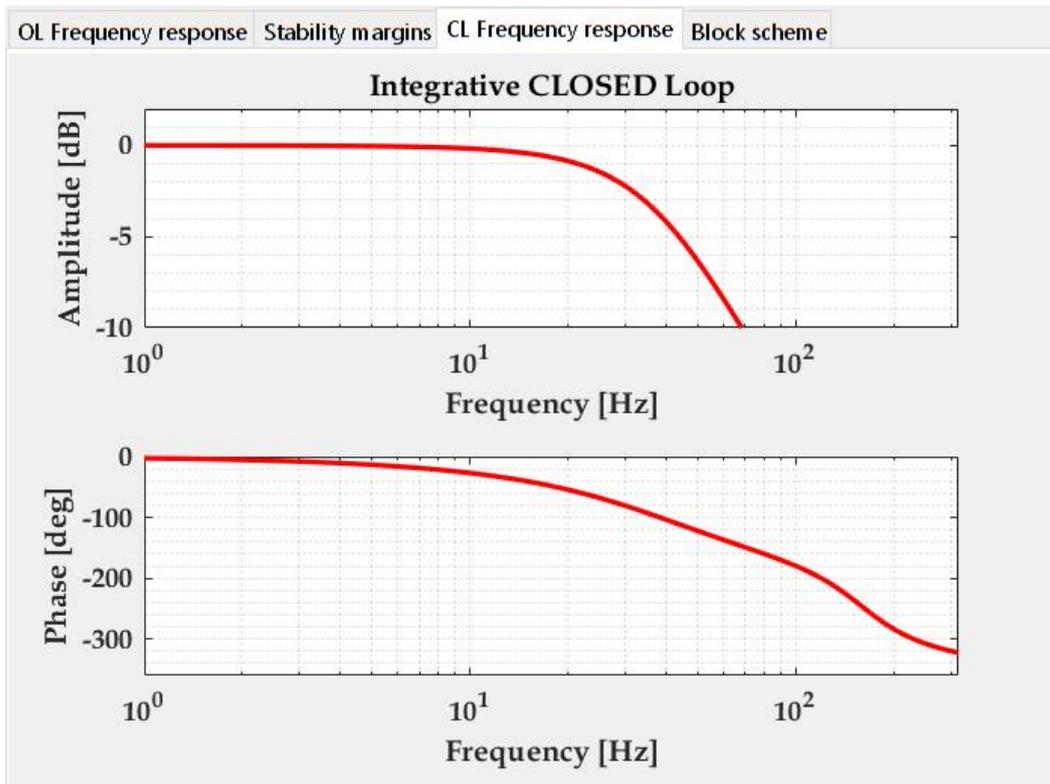


Figura 83 - Risposta in frequenza modello Integrative Closed Loop

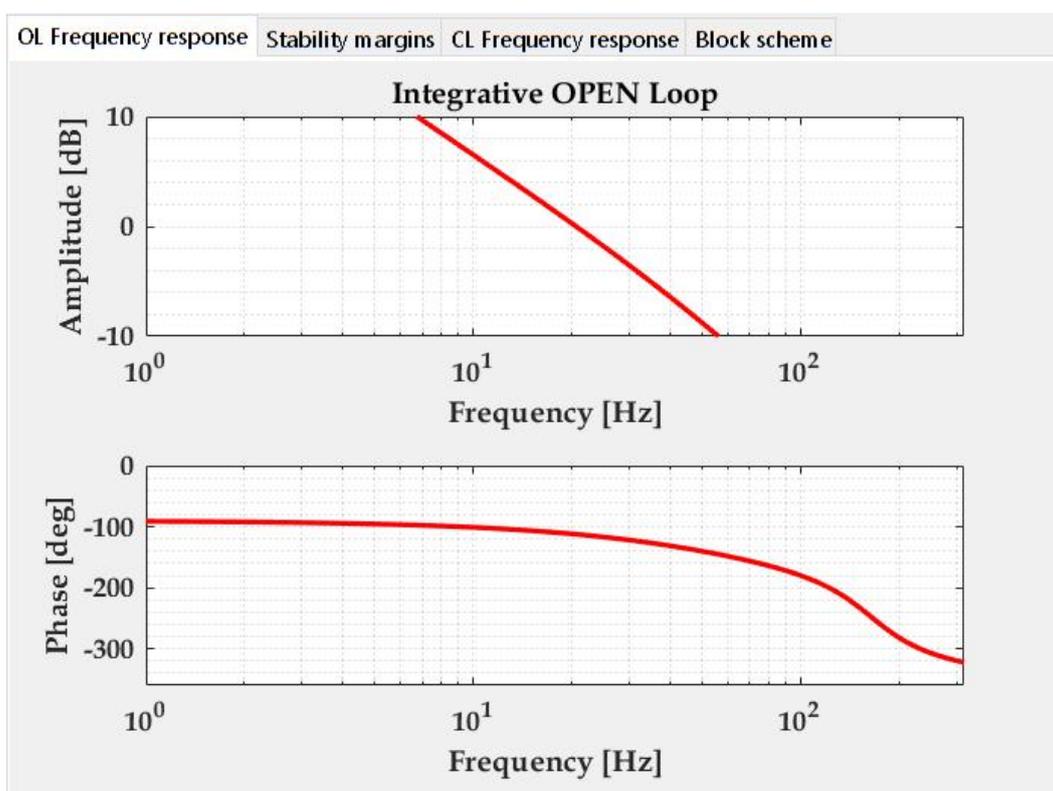


Figura 84 - Risposta in frequenza modello Integrative Open Loop

Il programma Matlab produce anche un grafico dell'andamento del margine di stabilità del modello al variare della frequenza. Strumento utile per una considerazione sul grado di affidabilità dello stesso. La rappresentazione è riportata nelle Fig. 85, 86 e 87 rispettivamente per il modello Derivativo, Proporzionale e Integrativo.

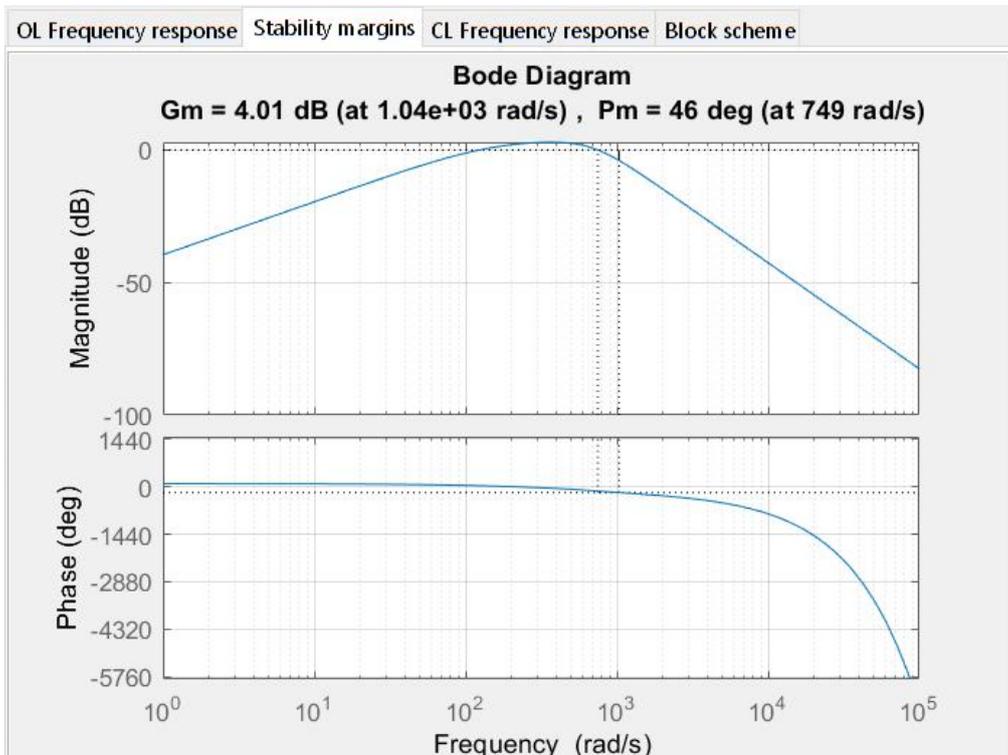


Figura 85 - Diagramma di BODE per il modello Derivativo

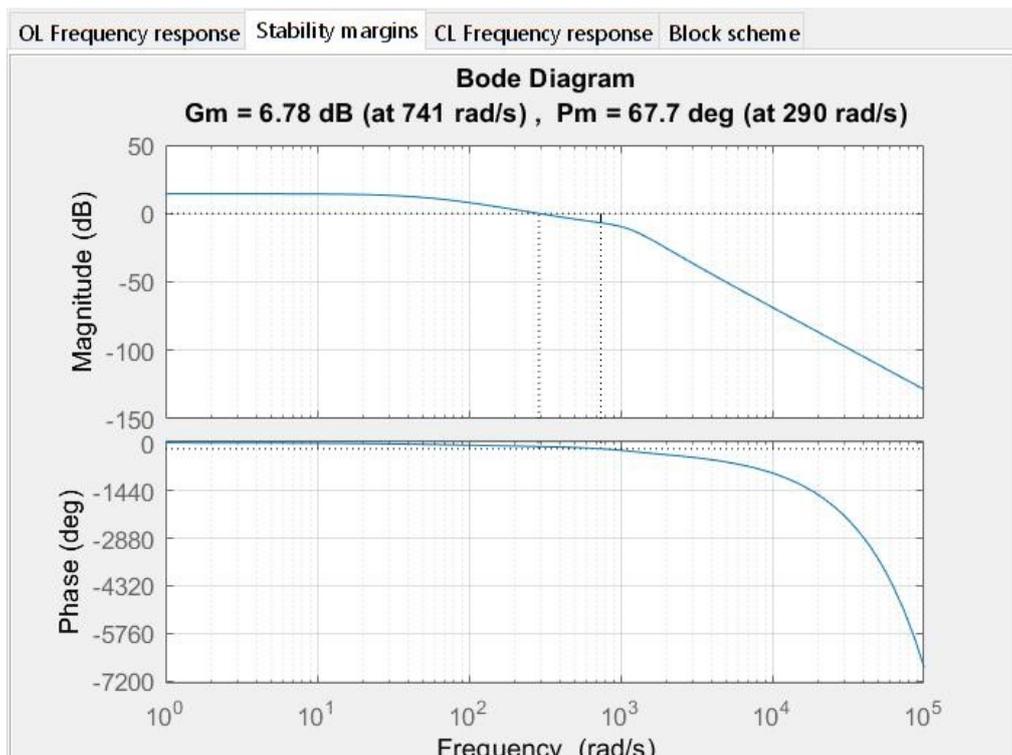


Figura 86 - Diagramma di BODE per il modello Proporzionale

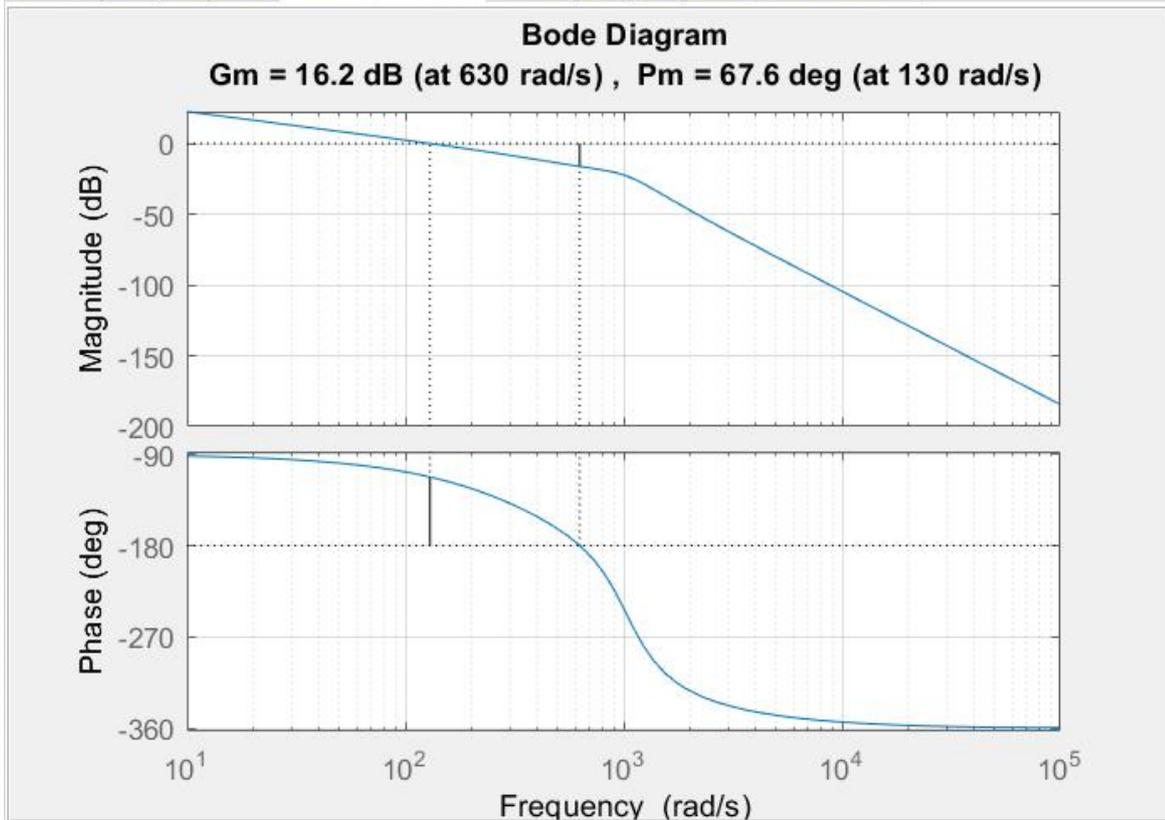


Figura 87 - Diagramma di BODE per il modello Integrativo

6 Modello non lineare

Il modello non lineare del banco prova viene realizzato con l'utilizzo del programma Simulink. Si tratta di un programma di simulazione che consente di schematizzare con dei blocchi le varie funzioni del banco prova. I vari blocchi sono composti da una serie di relazioni ed equazioni matematiche che simulano il comportamento di alcuni componenti del banco. Queste relazioni sono state ricavate e validate nel corso di altri lavori di ricerca precedentemente effettuati. Per esempio è stato sviluppato il modello di simulazione del giunto.

6.1 Modello non lineare del banco prova

Lo schema completo del modello non lineare del banco prova viene presentato in Figura 88.

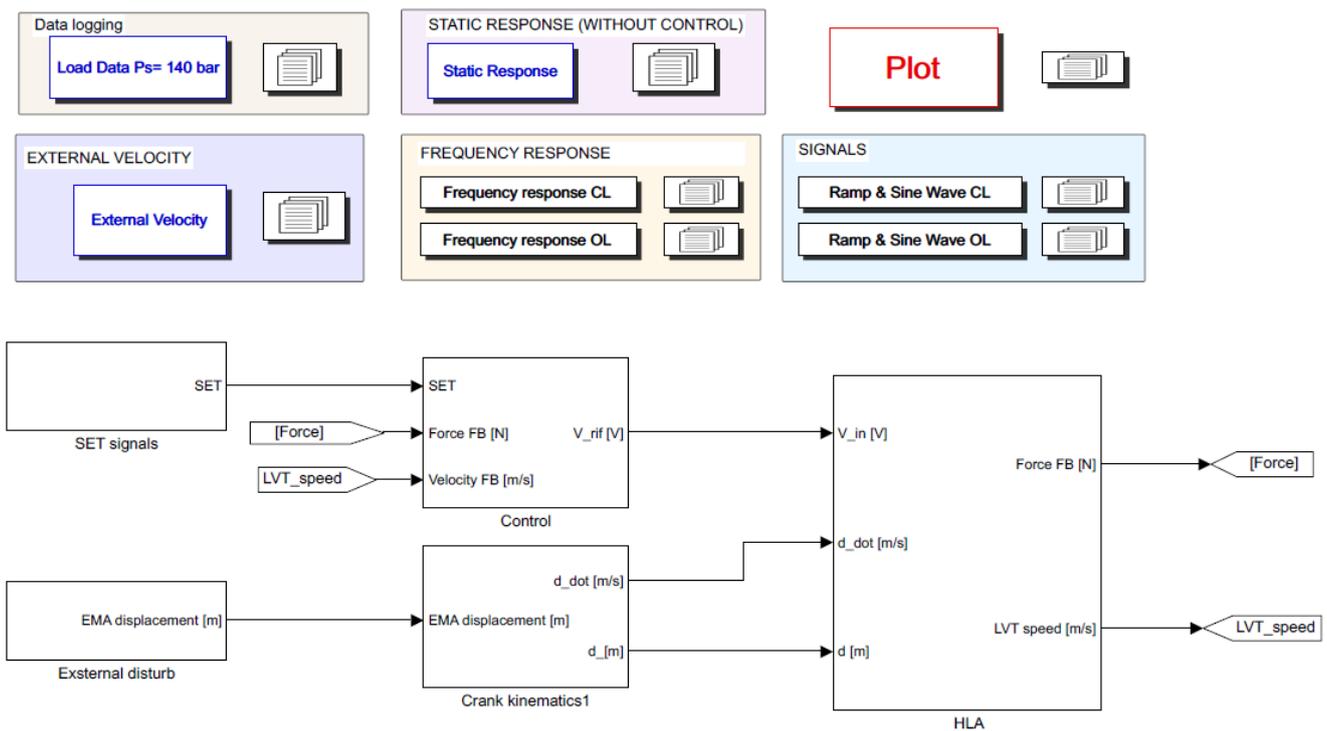


Figura 88 : Modello non lineare (completo)

Il blocco CRANK kinematics 1 modella, attraverso una serie di equazioni e relazioni matematiche, il comportamento del giunto che collega i due servoattuatori, sulla base dello spostamento del servoattuatore elettromeccanico (EMA) fornito come input attraverso il blocco EMA displacement. La modellizzazione è effettuata attraverso un algoritmo MATLAB.

Il modulo control effettua il controllo

I moduli Position SET e SET signals generano segnali che simulano i valori di posizione e forza in ingresso al banco. Il modello sulla base di questi ingressi calcola tutta una serie di parametri che rappresentano lo stato del banco stesso: tra i più importanti l'angolo di rotazione del giunto,

Tra gli altri parametri il modello calcola i valori di posizione che effettivamente l'attuatore di posizione assumerà, che è il parametro di interesse per la verifica del funzionamento dell'attuatore stesso.

6.2 Modello dell'attuatore di carico idraulico HLA (Hydraulic load actuator)

Interesse centrale dello studio descritto in questa tesi è il modello non lineare dell'attuatore idraulico del banco di prova. Il blocco Simulink HLA modella il comportamento dell'attuatore idraulico. Lo schema del blocco è riportato in Fig 89.

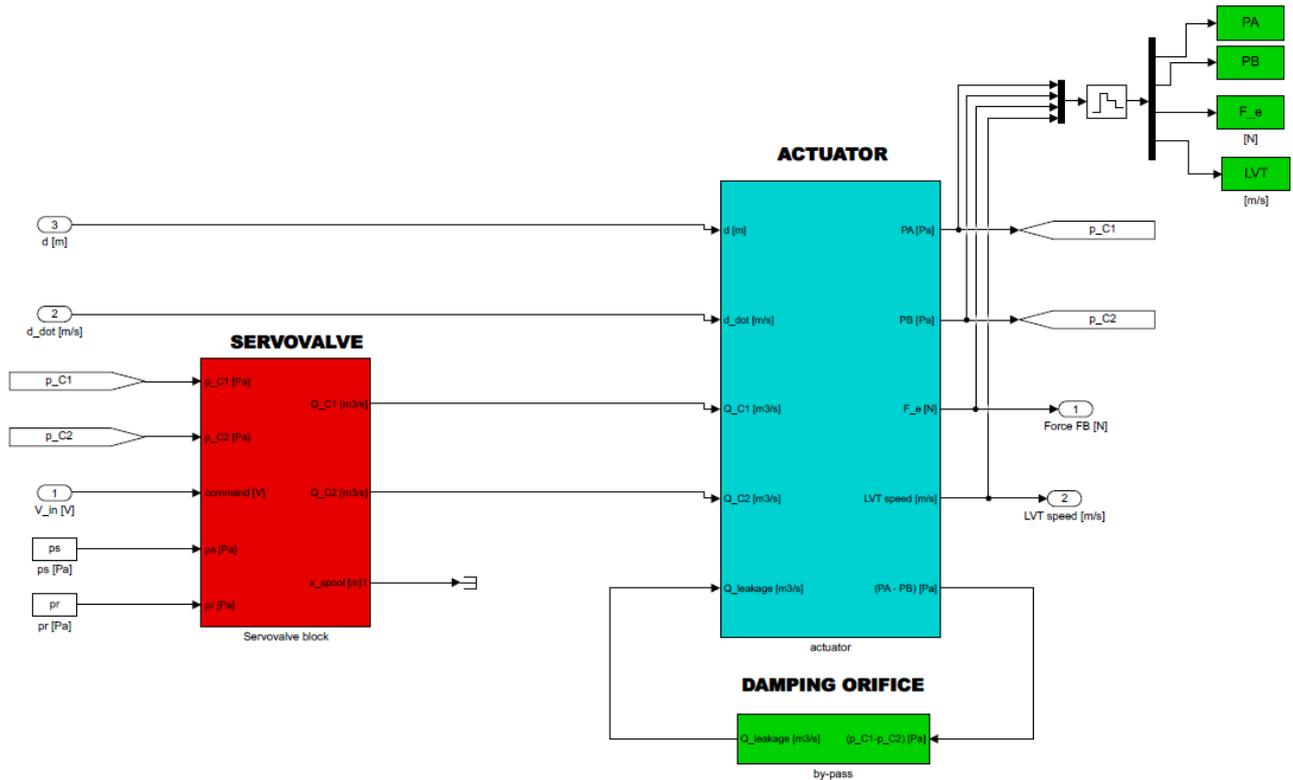


Figura 89 - Modello attuatore idraulico

Esso è composto da altri blocchi: il blocco ACTUATOR, il blocco SERVOVALVE e il blocco DAMPING ORIFICE; oltre a informazioni e dati in ingresso e in uscita.

Il blocco ACTUATOR riceve in ingresso i valori di:

d = corsa dello stelo dell'attuatore;

d_{dot} = velocità della corsa dello stelo;

Q_{C1} = portata dell'olio oleodinamico nella camera 1;

Q_{C2} = portata dell'olio oleodinamico nella camera 2;

$Q_{leakage}$ = portata delle perdite per trafileamento,

e restituisce in uscita i valori:

della pressione nella camera A (PA);

della pressione nella camera B (PB);

della forza esterna (F_e);

della velocità lineare dello stelo (LVT);

e della differenza di pressione fra le due camere (A e B: $PA - PB$).

I valori di portata Q_{C1} e Q_{C2} sono ricavati dal modello SERVOVALVE e forniti in ingresso al modello ACTUATOR.

Il valore della differenza di pressione fra le camere A e B, di uscita del blocco ACTUATOR viene utilizzato dal blocco DAMPING ORIFICE, per la propria funzione di calcolo della portata delle perdite di olio nell'orifizio di smorzamento (vedi successivo paragrafo 6.2.3).

Il blocco SERVOVALVE ha come dati di ingresso i valori di:

p_{C1} = pressione nella camera 1

p_{C2} = pressione nella camera 2

p_s = pressione linea di mandata;

p_r = pressione linea di ritorno;

V_{in} = Volume,

e fornisce in uscita i valori della portata nelle due camere: A e B (Q_{C1} e Q_{C2}) e il valore di x_{spool} che rappresenta la posizione dello spool

6.2.1 Il blocco ACTUATOR

Il blocco ACTUATOR modella il comportamento dell'attuatore idraulico vero e proprio. Come detto riceve in ingresso i valori di d , d_{dot} , Q_{C1} , Q_{C2} e $Q_{leakage}$ e restituisce in uscita i valori di PA , PB , F_e , LVT e $PA - PB$.

Lo schema Simulink è riportato in Fig. 90

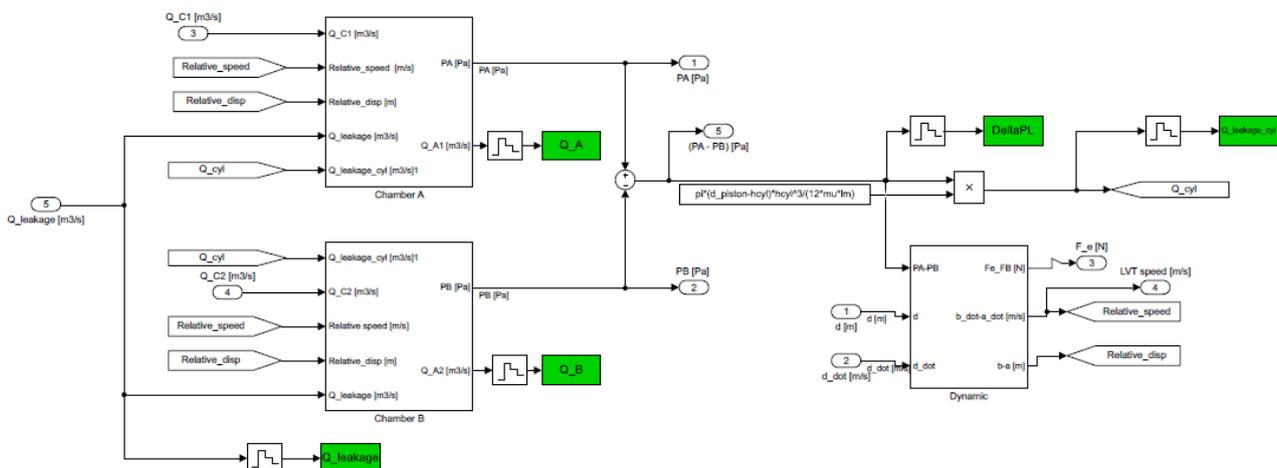


Figura 90 - Modello attuatore idraulico

Esso è composto sostanzialmente dai tre blocchi: Chamber A, Chamber B e Dynamic.

I due blocchi Chamber A (Fig. 91) e Chamber B (Fig. 92) sostanzialmente calcolano i valori della pressione e della portata nelle due camere dell'attuatore idraulico a fronte dei valori dei parametri in ingresso:

Q_{C1} e Q_{C2} = Portata di olio alle camere 1 e 2;

Relative_speed = Velocità relativa;

Relative_disp = Spostamento relativo;

$Q_{Leakage}$ = Portata delle perdite di olio idrodinamico;

e $Q_{leakage_{cyl}}$ = Portate delle perdite di olio nel cilindro.

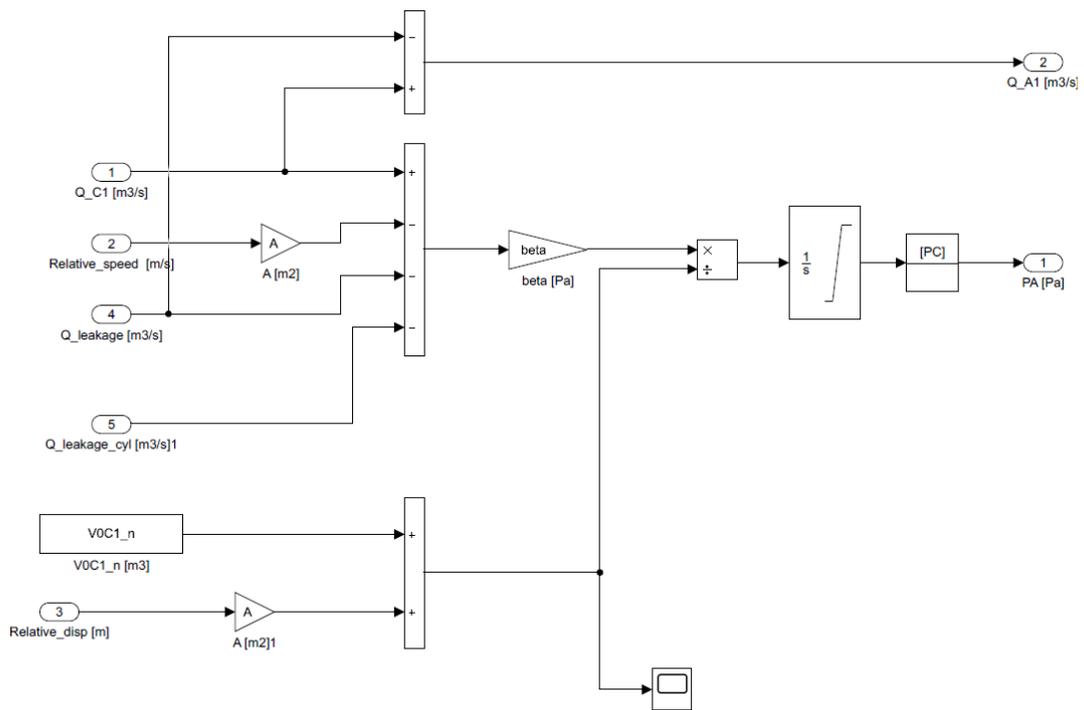


Figura 91 - Modello camera A dell'attuatore idraulico

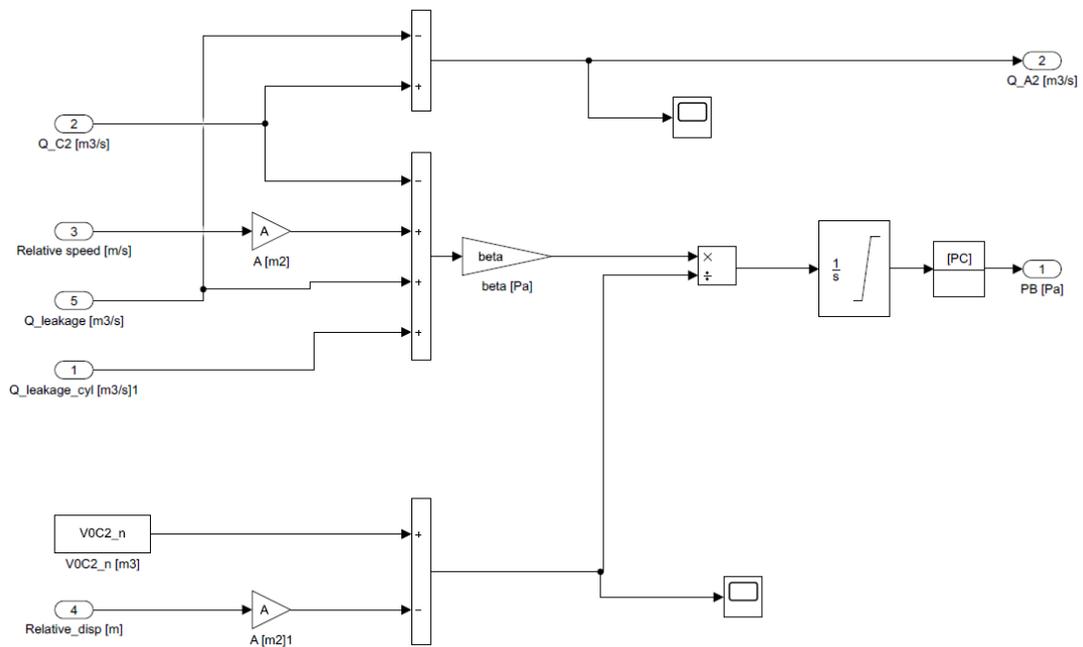


Figura 92 - Modello camera B dell'attuatore idraulico

Il blocco Dynamic (Fig. 93) fornisce in uscita i valori della corsa e della velocità del pistone.

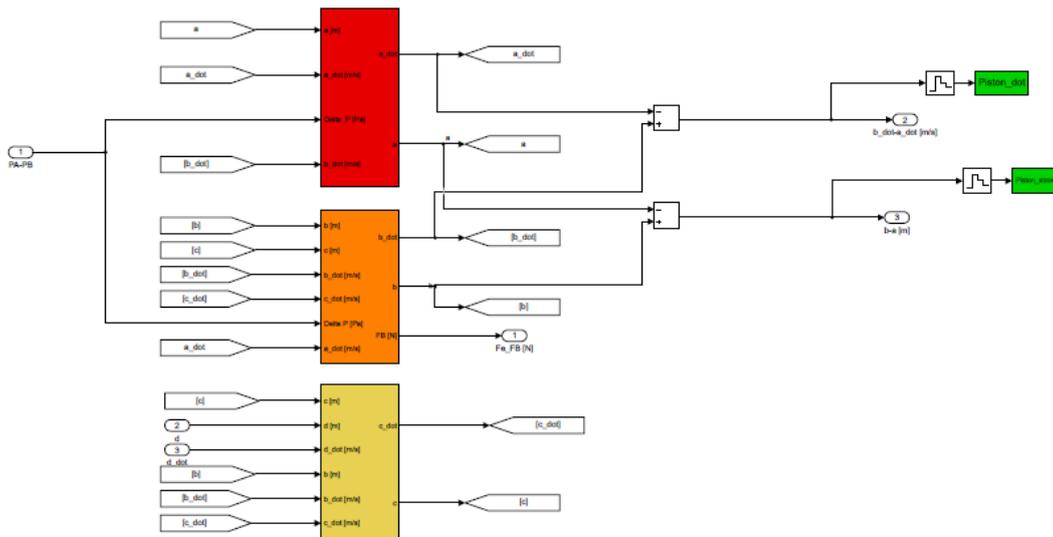


Figura 93 - Modulo Dynamic del modello dell'attuatore idraulico

6.2.2 Il SERVOVALVE block

Lo schema Synukink è riportato in Fig. 94

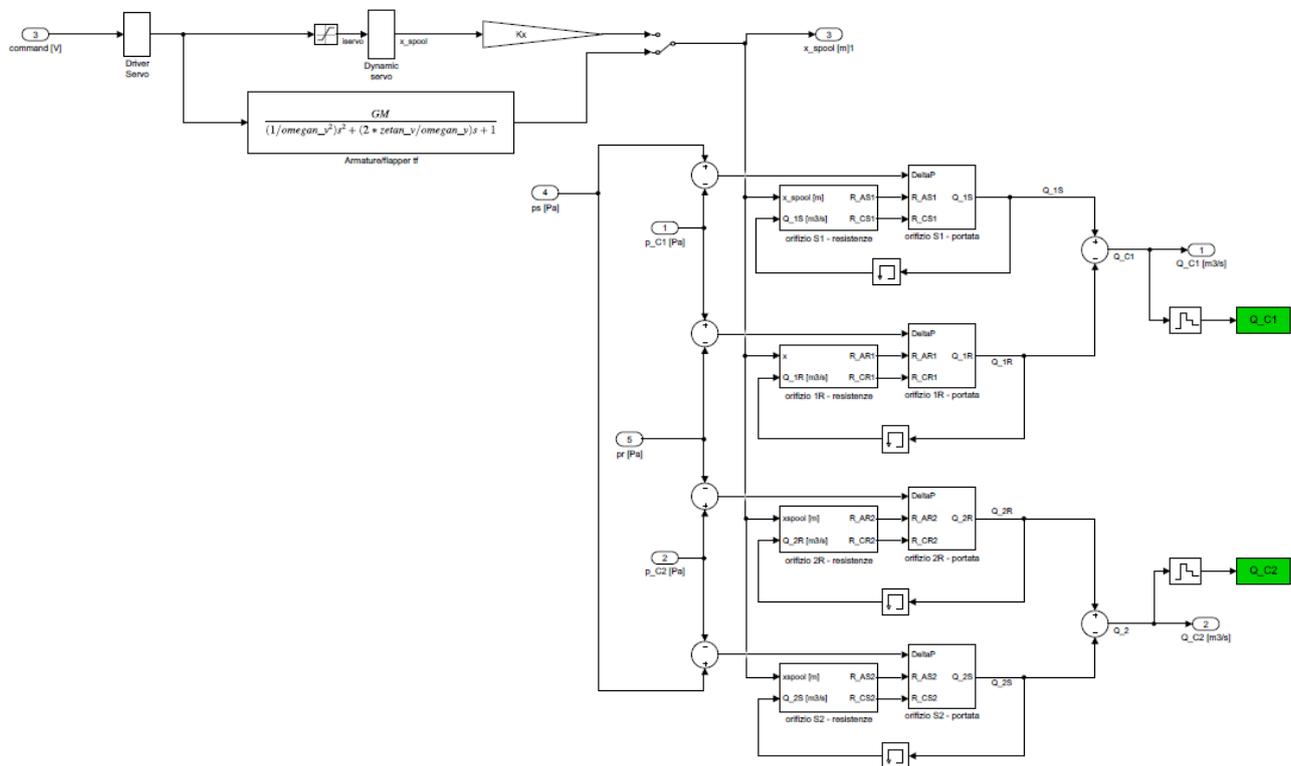


Figura 94 - Modello della servovalvola

Come detto sopra il blocco fornisce i valori della portata nelle due camere: A e B (Q_C1 e Q_C2) e il valore di x_spool a fronte dei dati di ingresso p_C1, p_C2, ps, pr e V_in.

Il blocco Dinamic Servo è descritto dal diagramma a blocchi della fig 95.

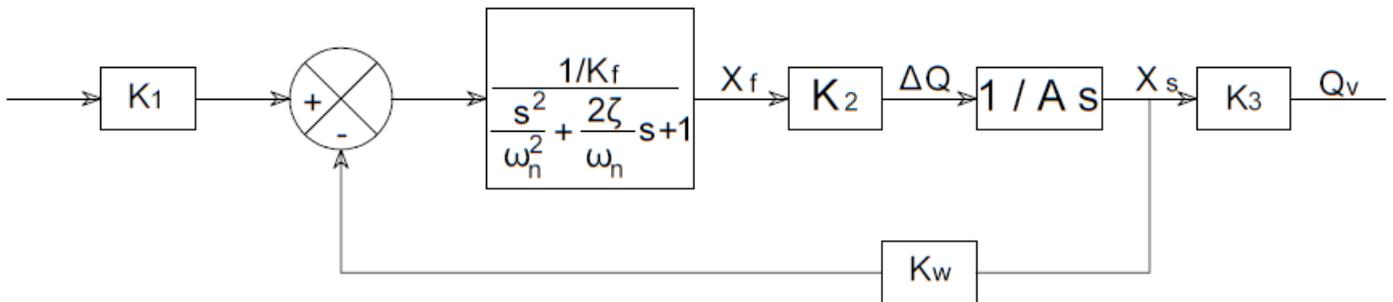


Figura 95 - Schema a blocchi del blocco Dinamic_Servo

Dove:

K_1 = guadagno della coppia motrice;

K_2 = amplificazione del flusso idraulico;

K_3 = guadagno dello spool;

K_f = rigidità dell'armatura del flapper;

K_w = feedback della rigidità;

I_f = inerzia rotazionale dell'armatura del flapper;

A = superficie della sezione dello spool;

ω_n = frequenza propria del flapper;

X_f spostamento del flapper;

s = parametro della risposta in frequenza;

ζ = smorzamento;

X_s = spostamento dello spool;

Q_v = portata di controllo;

ΔQ = amplificatore differenziale del flusso.

Il corrispondente blocco Symulink è riportato nella Fig. 96 seguente.

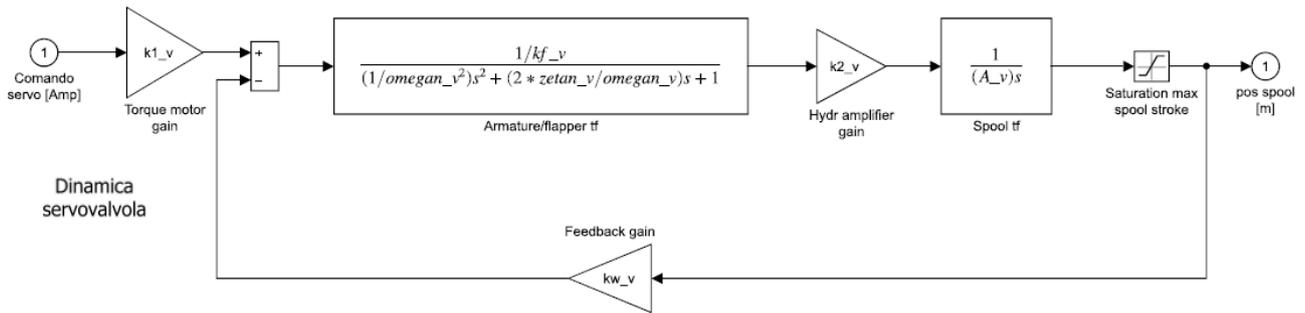


Figura 96 - Schema Symulink del blocco Dinamic_Servo

6.2.3 Il blocco DAMPING ORIFICE

Il blocco DAMPING ORIFICE è riportato in Fig. 97.

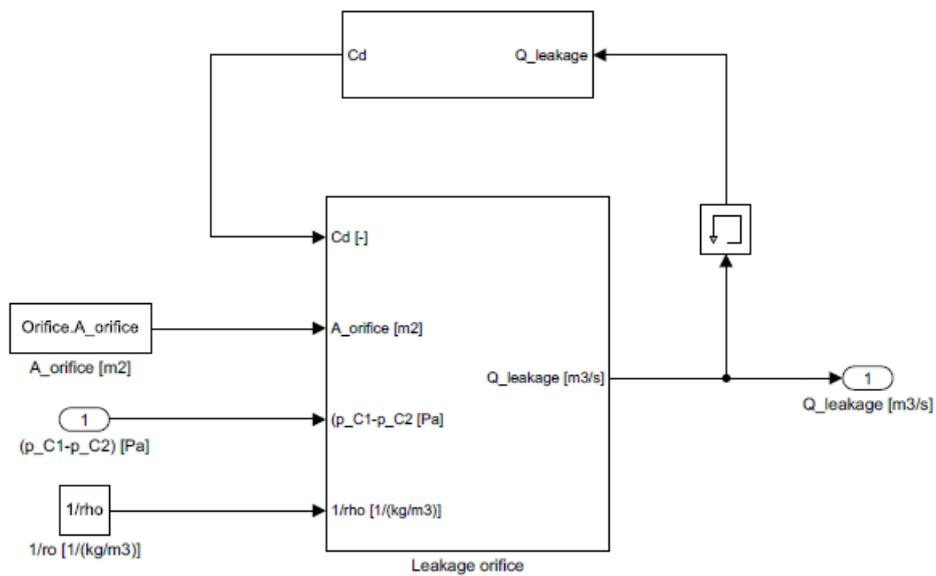


Figura 97 - Modello del DAMPING ORIFICE

Sostanzialmente il blocco svolge le funzioni di calcolo della portata delle perdite di olio idrodinamico a fronte dei dati di ingresso:

C_d = Coefficiente di efflusso;

$A_{orifice}$ = Area dell'orifizio;

$p_{C1} - p_{C2}$ = differenza di pressione tra le camere 1 e 2;

$1/\rho$ = inverso della densità dell'olio idrodinamico.

Il blocco Symulink fondamentale di questo modello è il Leakage orifice, riportato in Fig. 98.

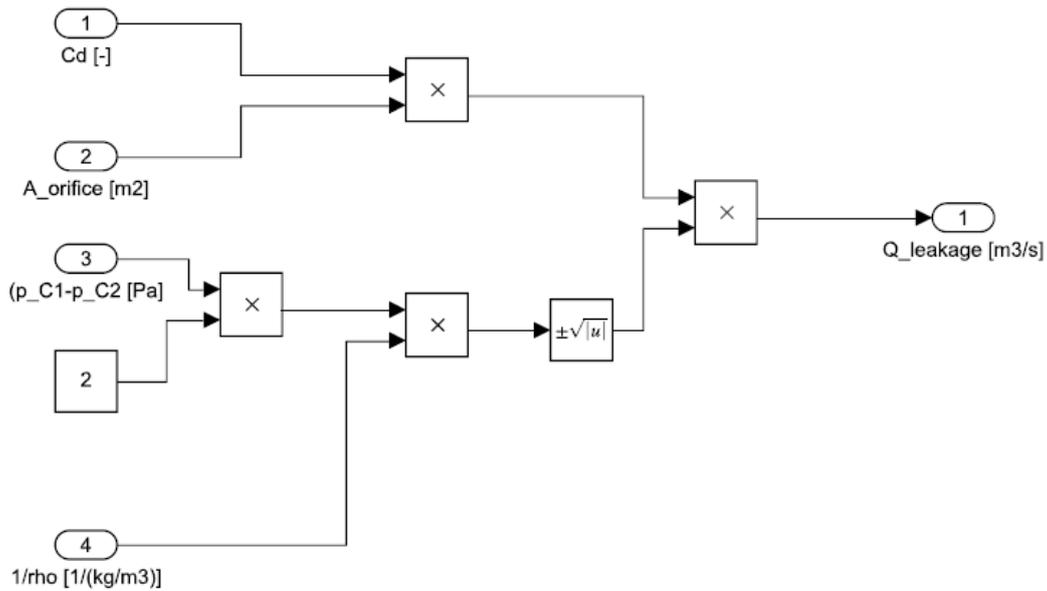


Figura 98 - Blocco Leakage orifice

6.3 Funzionamento e impiego del modello HLA

Il modello non lineare dell'attuatore idraulico HLA consente di modellizzare il comportamento di questo componente a fronte di particolari condizioni di esercizio che vengono forniti al modello attraverso parametri e variabili di input. Per la gestione del modello è stata sviluppata una serie di programmi di "servizio" che consentono di fornire in input dati e variabili e di analizzare i dati e parametri di uscita attraverso varie rappresentazioni. L'insieme dei programmi sviluppati è riportato di seguito:

banco_ASTIB_140_no_lineare_SIM.slx

banco_ASTIB_140_no_lineare_SIM.slxc

CFTB_Data_REV2018_ps_140bar.m

CFTB_SET_signals_140_SIM.m

CFTB_SET_signals_OL_140_SIM.m

ExternalVelocity_REV2018.m

Frequency_Response_140_SIM.m

Frequency_Response_OL_140_SIM.m

kinematics_REV2017.m

Oil_ISO32_data.m

Plot_time_domain_REV2019.m

show_data.m

Static_Response_140_SIM.m

Il modulo "banco_ASTIB_140_no_lineare_SIM.slx" è il modello Simulink dell'attuatore idraulico.

Il programma CFTB_Data_REV2018_ps_140bar.m inizializza i valori delle variabili più importanti (tabelle da 11 a 18).

Tabella 11 - Dati generali

| Dati generali | | | |
|---------------|-------------------------|-----|--------------------|
| Ps | Supply pressure | Pr | Return pressure |
| T | Oil average temperature | rho | Oil density |
| beta | Equivalent Bulk module | fr | Fraction of air |
| mi | Kinematic viscosity | mu | Absolute viscosity |

Tabella 12 - Dati della servovalvola

| Dati servovalvola | | | |
|--------------------|-----------------------|-------------------|--------------------------------|
| Qn | Nominal flow | DeltaP | Nominal pressure diff. |
| I _{max} | Max coil current | k _{cond} | Conditioning gain |
| zita | Damping coefficient | omegan | Armature/flapper natural freq. |
| A _{spool} | Spool end area | A _{vmax} | Maximum area |
| GM | Mechanical gain | kw | FB spring gain |
| xs(±) | Max sool stroke | h | Radial clearance |
| ULs1 | Underlap port S1 | ULr1 | Underlap port R1 |
| ULs2 | Underlap port S2 | ULr2 | Underlap port R2 |
| w | Overall port width | K1 | Torque motor gain |
| Kf | Armature/flapper gain | K2 | Hydraulic amp. gain |

Tabella 13 - Dati dell'orifizio di smorzamento

| Dati dell'orifizio di smorzamento | | | |
|-----------------------------------|--------|---|----------|
| l | Lenght | d | Diameter |

Tabella 14 - Dati dell'attuatore di carico

| Dati dell'attuatore di carico | | | |
|-------------------------------|-----------------|------------------|-------------------------|
| F _{stall} | Stall force | d _{rod} | Rod diameter |
| d _p | Piston diameter | ls(±) | Nominal stroke |
| A | Load section | m | Rod mass |
| M | Cylinder mass | h _{cyl} | Piston radial clearance |
| lm | Meatus length | c | viscous coefficient |

Tabella 15 - Dati della struttura

| Dati della struttura | | | |
|----------------------|-------------------------------|-----------------|--------------------------|
| k _{US} | Upper side rod stiffness | k _{LS} | Lower side rod stiffness |
| c _{st} | Structure viscous coefficient | | |

Tabella 16 - Dati della cella di carico

| Dati della cella di carico | | | |
|----------------------------|---------------------|------|----------------|
| k _{LC} | Load cell stiffness | zita | Damping factor |

| | | | |
|------|---------------------|--|--|
| c_LC | Viscous coefficient | | |
|------|---------------------|--|--|

Tabella 17 - Parametri del controllo

| Parametri del controllo | | | |
|-------------------------|--------------------|---------|----------------------|
| H1 | Gain H1 | H3 | Proportional gain H3 |
| H4 | Derivative gain H4 | H6 | X Gain H6 |
| ks | X Gain ks | Gi | Integrative gain Gi |
| tau_z1 | Time constant | tau_p1 | Time constant |
| tau_z3 | Time constant | tau_p3 | Time constant |
| tau_z4 | Time constant | tau_p4 | Time constant |
| tau_z6 | Time constant | tau_p6 | Time constant |
| expy | Y gain exponent | delta_p | Y gain coefficient |
| ky | Y gain coefficient | | |

Tabella 18 - Compensazione di velocità

| Compensazione di velocità | | | |
|---------------------------|---------------|----------|-----------------------|
| H5 | Gain H5 | tau_p5 | Time constant |
| tau_z5 | Time constant | SV_delay | SV average time delay |
| kv | Gain kv | ka | Gain ka |

Il programma Show_data consente di visualizzarli.

Vista la sua funzione, CFTB_Data_REV2018_ps_140bar.m è il primo programma da eseguire.

Va poi caricato il modello Simulink: banco_ASTIB_140_no_lineare_SIM.slx.

È ora possibile ottenere sia la risposta in frequenza che la risposta statica del sistema (HLA).

6.3.1 La risposta statica

Il programma Static_Response_140_SIM.m calcola la risposta statica del sistema. In Fig. 99 ne è riportato un esempio.

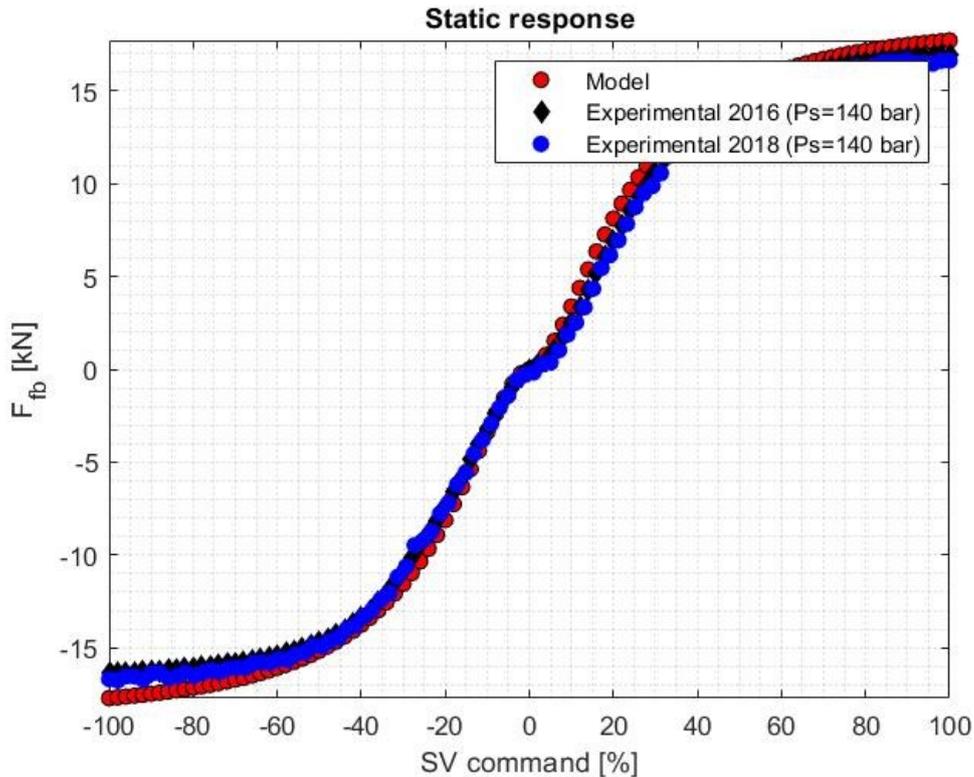


Figura 99 - Esempio di Risposta statica del sistema

In effetti il programma calcola la risposta statica del sistema unitamente a una serie di altri parametri che caratterizzano il comportamento dell'attuatore di carico (HLA) al variare del segnale di comando di apertura della servovalvola da -10 mA a 10 mA, e quindi in effetti al variare del grado di apertura della servovalvola. Il modello del sistema viene richiamato, in un loop, fornendo in ingresso una serie di valori del segnale di comando di apertura della servovalvola, da -10 mA a 10 mA e registra in uscita una serie di parametri caratteristici del funzionamento del sistema. Tra questi la caratteristica statica che rappresenta il valore della forza generata sullo stelo dell'attuatore idraulico al variare appunto dell'apertura della servovalvola. Nella figura 99 è riportata la caratteristica statica del sistema unitamente all'andamento della forza sullo stelo dell'attuatore registrata sperimentalmente in occasione di due diverse prove sperimentali fatte in epoche diverse: anno 2016 e anno 2018. Si vede che la rappresentazione prodotta dal modello è molto prossima all'andamento dello stesso dato misurato sperimentalmente, a riprova del buon livello di approssimazione che caratterizza il modello sviluppato. Il grafico della figura 99 riporta in ascisse i valori percentuali di apertura della servovalvola piuttosto che i valori del segnale di comando (da -10 mA a 10 mA). In effetti le due rappresentazioni sono assolutamente equivalenti.

Oltre alla caratteristica statica il programma calcola, e memorizza, (tra i più importanti) anche i valori della pressione nelle due camere dell'attuatore (P_a e P_b) e la differenza di pressione fra le stesse. Un esempio di rappresentazione di questi dati è riportato rispettivamente nelle Figg. 100 e 101 seguenti.

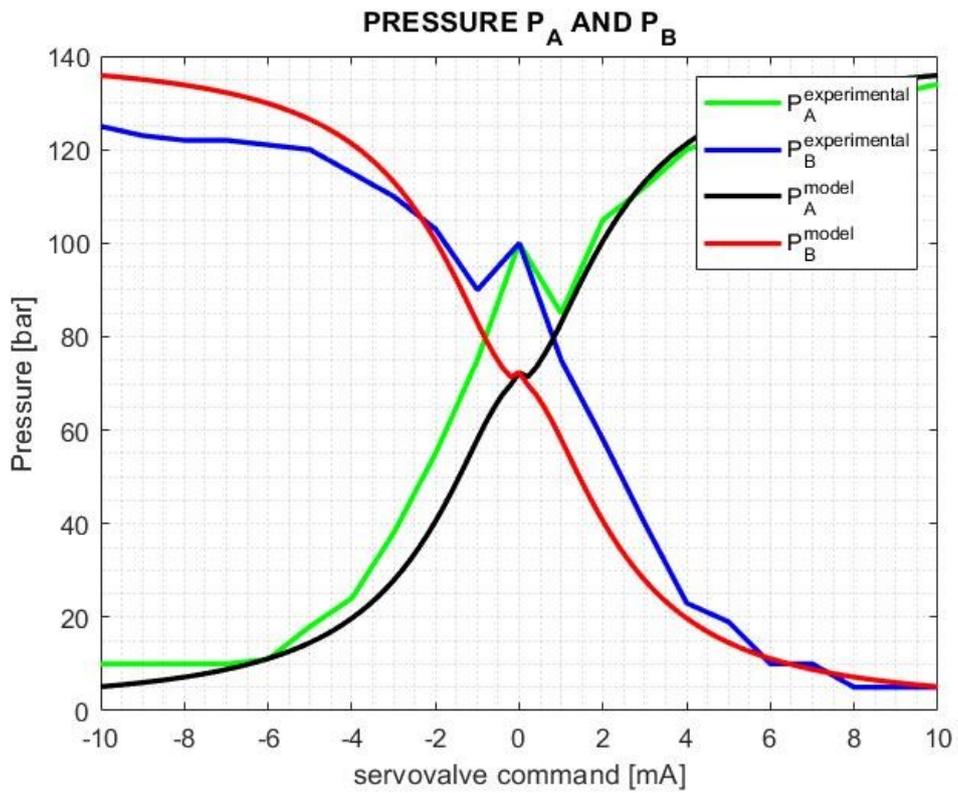


Figura 100 - Andamento della pressione nelle due camere

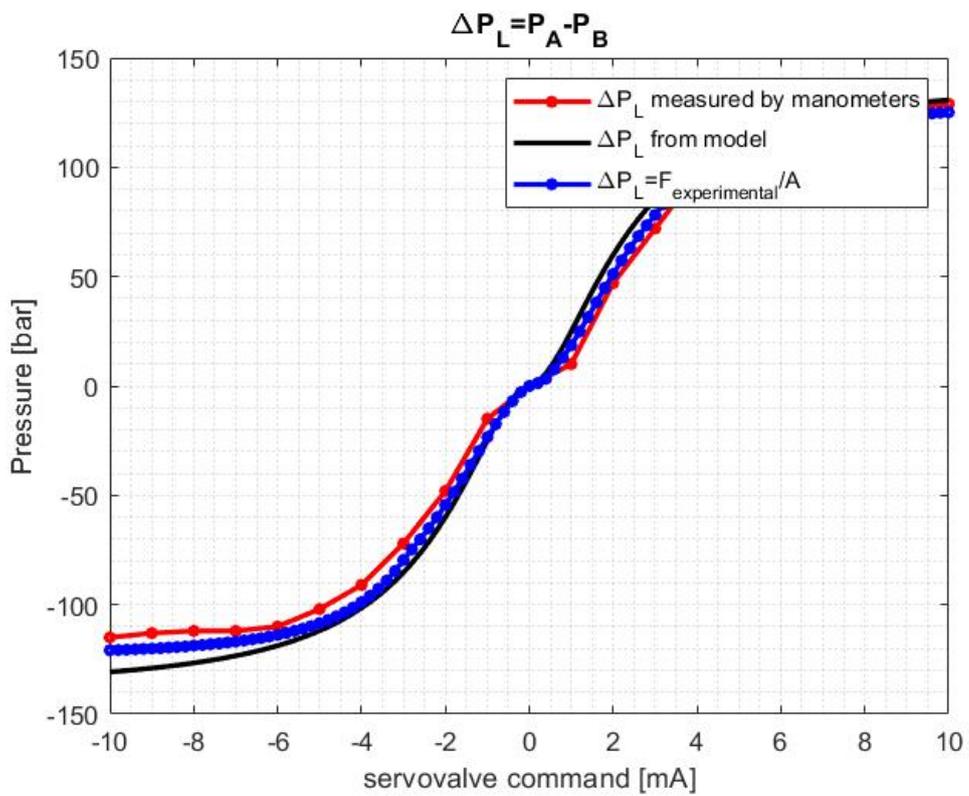


Figura 101 - Differenza di pressione tra le due camere

Nei grafici delle Figg. 99, 100 e 101 precedenti sono riportati quindi rispettivamente il valore della forza generata sullo stelo dell'attuatore idraulico, i valori della pressione nelle due camere dall'attuatore e la differenza di pressione fra le stesse. Come già detto, nella Fig. 99 i valori della forza generata sullo stelo dell'attuatore idraulico (curva in rosso) sono rappresentati in funzione della percentuale di apertura della servovalvola. Nella Fig. 100 è rappresentato l'andamento della pressione nella camera A (cura in nero) e nella camera B (curva in rosso) al variare del segnale di comando di apertura della servovalvola stessa. Nella Fig. 101 è riportato l'andamento della differenza di pressione fra le due camere al variare del segnale di comando di apertura.

Nelle stesse Figg. 99, 100 e 101 è riportato anche un confronto tra i valori forniti dal modello e quelli ottenuti in test sperimentali appositamente eseguiti sul sistema reale. Precisamente, e come già detto precedentemente, nella Fig. 99, insieme all'andamento del valore della forza sullo stelo del servoattuatore idraulico ottenuto dal calcolo tramite il modello, sono riportati anche gli andamenti della stessa grandezza rilevati in due campagne sperimentali appositamente eseguite sul sistema reale. Nella Fig. 100, oltre all'andamento delle pressioni nelle due camere calcolate col modello, sono riportati gli andamenti delle stesse registrate in una prova sperimentale appositamente eseguita. Infine, nella Fig. 101, oltre al dato calcolato sono riportate anche delle risultanze sperimentali di prove eseguite appositamente.

Da precisare che in realtà i grafici sopra illustrati non sono costruiti dal programma `Static_Response_140_SIM.m`, ma dal programma `Plot_time_domain_REV2019.m`; il programma `Static_Response_140_SIM.m` provvede solo ad effettuare i calcoli e memorizzare i dati. Il programma `Plot_time_domain_REV2019.m` oltre ai grafici descritti sopra produce anche altri grafici, come verrà illustrato più avanti.

6.3.2 La risposta in frequenza

Il programma `Frequency_Response_140_SIM.m` e `Frequency_Response_OL_140_SIM.m` calcolano e rappresentano la risposta in frequenza del sistema. In Fig. 102 è rappresentato un esempio.

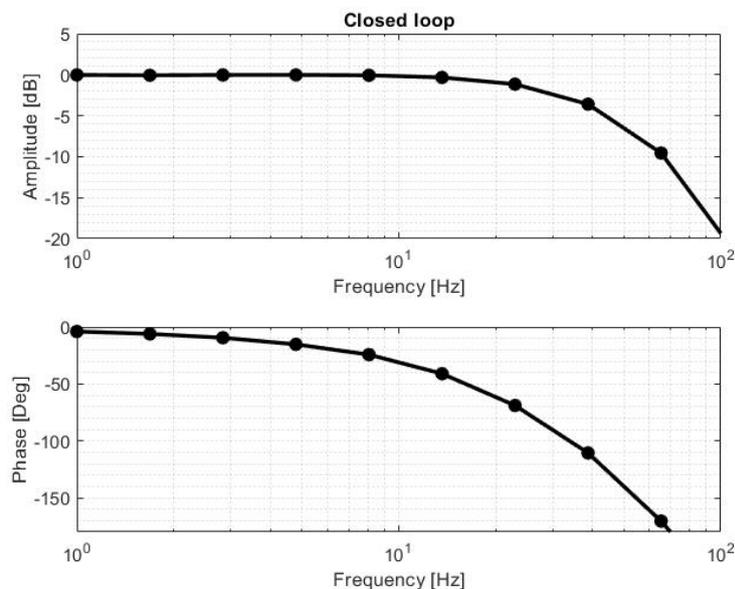


Figura 102 - Esempio di Risposta in frequenza calcolata dal modello

Il programma genera una sequenza di frequenze logicamente equispaziate (funzione `logspace` di MATLAB). Per ciascuna delle frequenze generate il programma richiama, in un loop, il modello dell'attuatore (banco_ASTIB_140_no_lineare_SIM.slx) dopo aver generato, tra i dati in input al modello stesso, un segnale di set (vettore SET) relativo alla frequenza considerata. Il modello fornisce poi una serie di parametri che

caratterizzano il comportamento del sistema. Tra questi i valori per il calcolo della Risposta in frequenza in termini di Ampiezza (vettore AMPLITUDE) e fase (vettore PHASE), che vengono poi rappresentati come nel grafico visto in Fig. 102.

Il programma calcola anche una serie di altri parametri descrittivi del funzionamento del sistema così come modellizzato dal modello Simulink, banco_ASTIB_140_no_lineare_SIM.slx. Tra questi quelli rappresentati nelle seguenti Figg. 103 – 108.

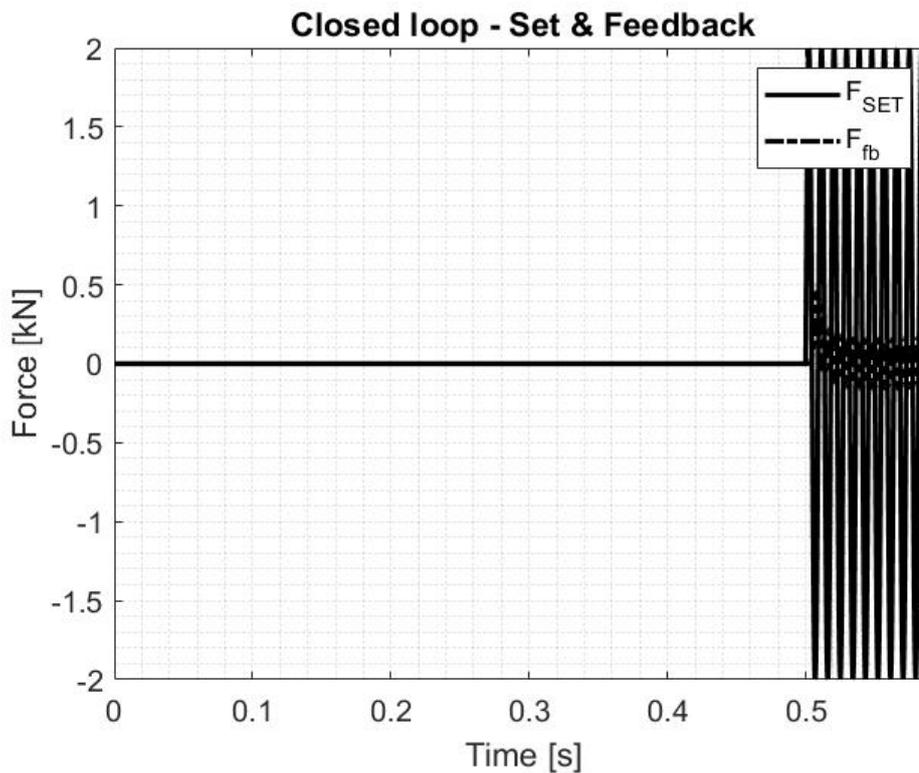


Figura 103 - Andamento temporale della forza esterna e della forza sullo stelo dell'attuatore idraulico

Nella Fig. 103 è rappresentato l'andamento nel tempo del segnale di set (che rappresenta la forza esterna, o meglio la forza esterna che si vuole riprodurre con l'attuatore di carico) e la risposta del sistema in termini di forza sullo stelo dell'attuatore (F_{fb}). Nella figura le due curve praticamente coincidono. A dimostrazione che la stima, effettuata con il modello, dell'andamento della forza sullo stelo dell'attuatore idraulico è praticamente uguale alla forza esterna.

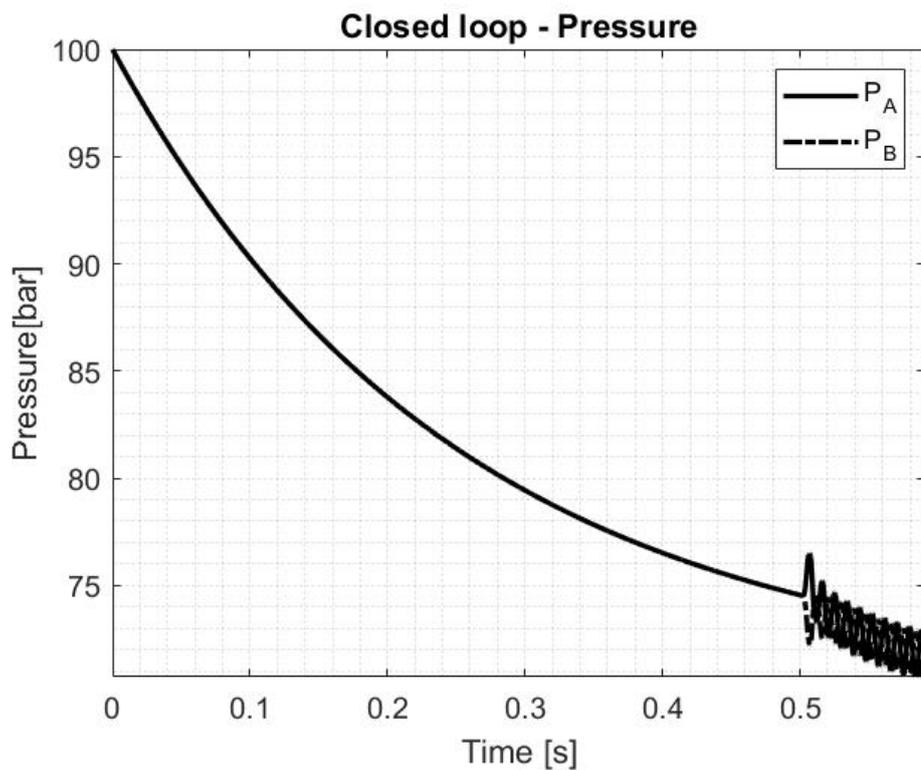


Figura 104 - Andamento temporale della pressione nelle due camere dell'attuatore idraulico

Nella Fig. 104 è rappresentato l'andamento della pressione nelle due camere dell'attuatore idraulico.

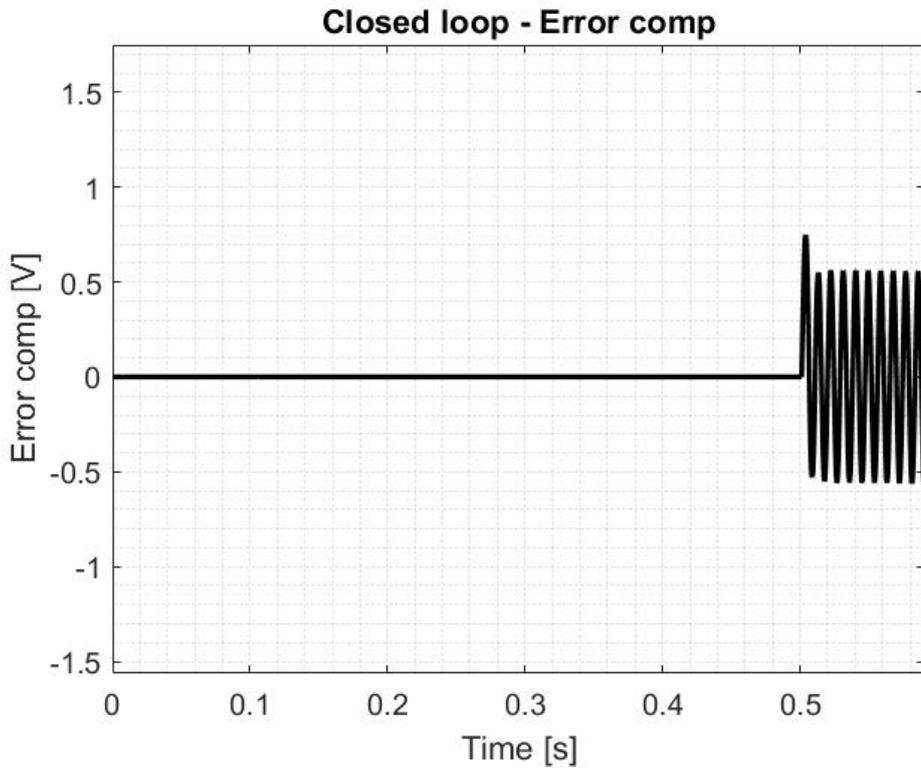


Figura 105 - Errore di compensazione

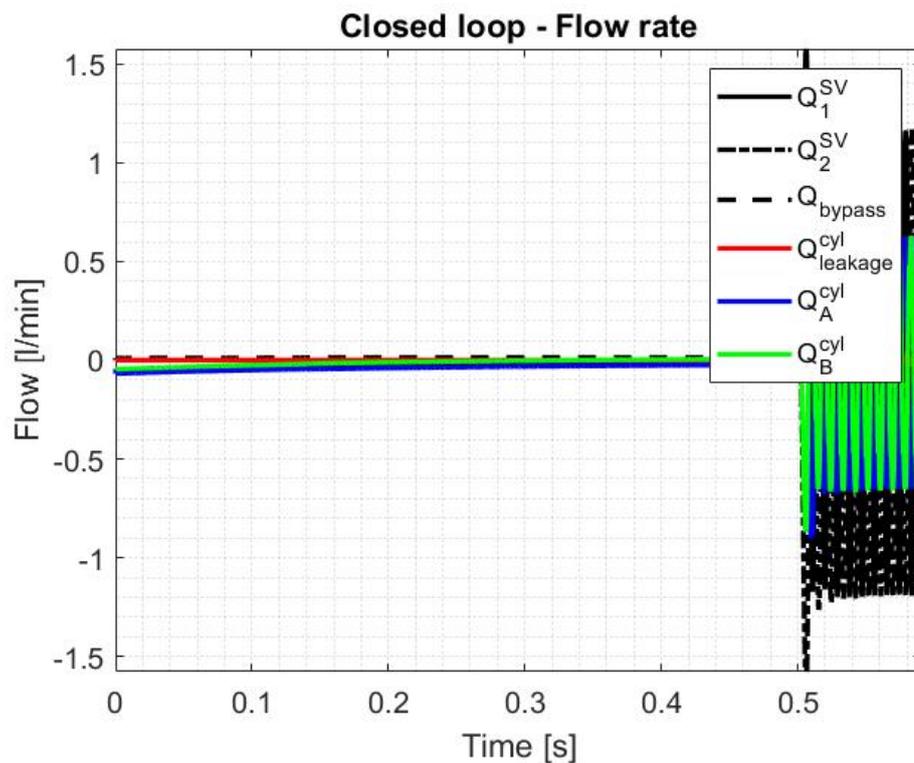


Figura 106 - Andamento dei flussi

Nella Fig. 106 è rappresentato l'andamento dei flussi idraulici. Q_1^{SV} è la portata nel ramo 1 della servovalvola, Q_2^{SV} la portata nel ramo 2 della servovalvola, Q_A^{cyl} e Q_B^{cyl} la portata nelle due camere del cilindro, $Q_{leakage}^{cyl}$ è la portata delle perdite idrauliche e Q_{bypass} la portata nel circuito di bypass.

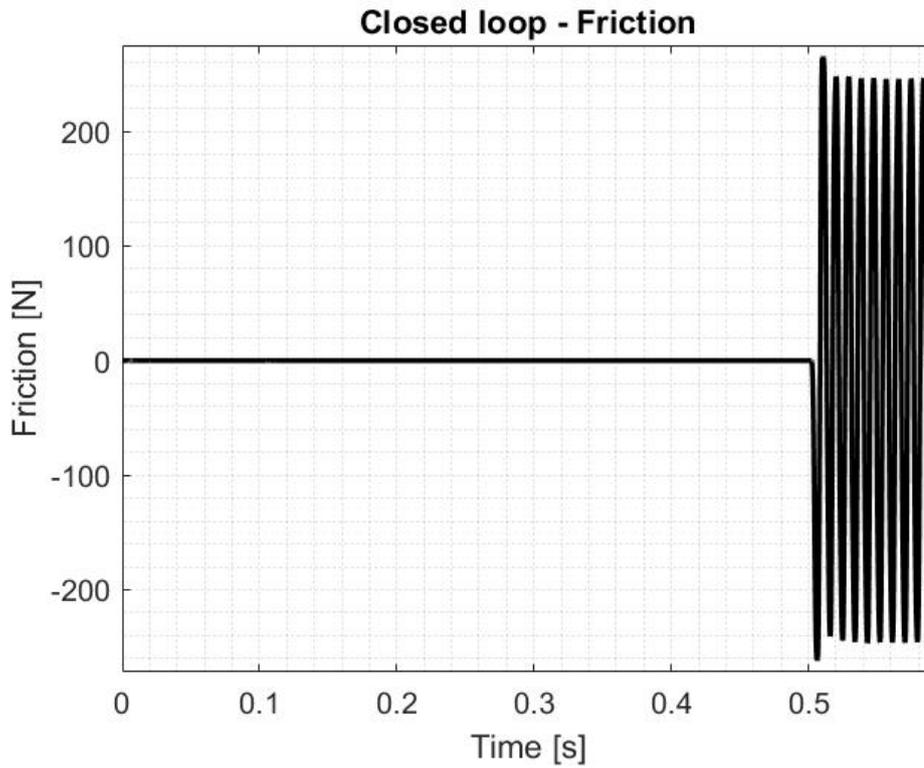


Figura 107 - Friction

Nella Fig. 107 è rappresentato l'andamento nel tempo della forza di attrito nella camera dell'attuatore idraulico.

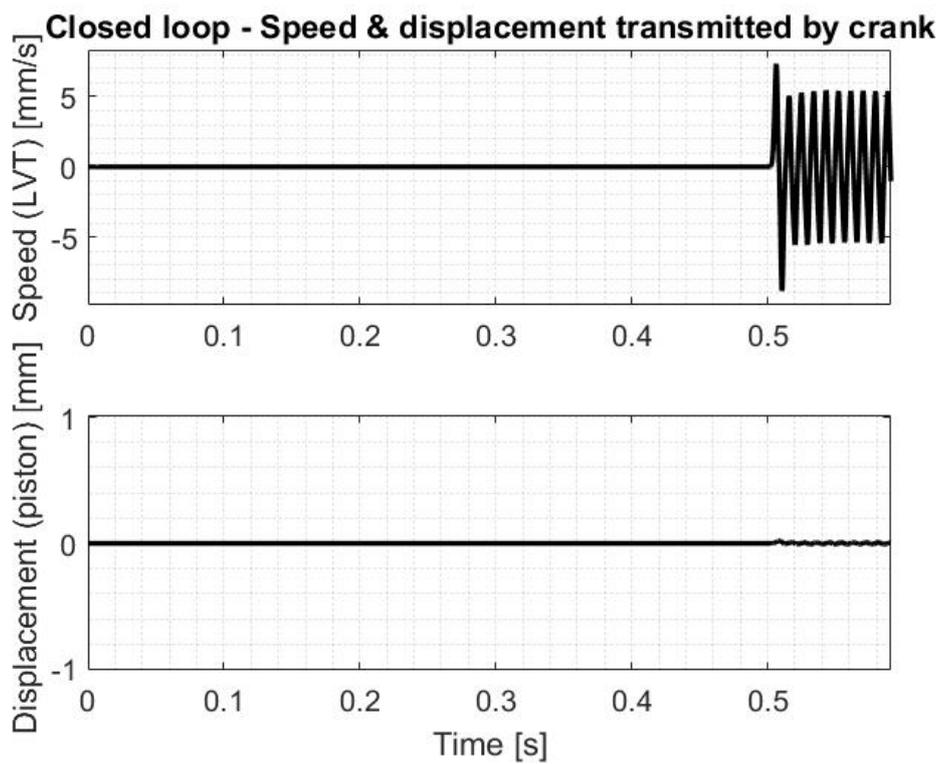


Figura 108 - Velocità e spostamento trasmessi dal giunto

Nella Fig. 108 la velocità e lo spostamento trasmesso dal giunto.

I grafici di cui sopra (Figg. 103 – 108) sono stati prodotti dopo l'esecuzione del programma `Frequency_Response_140_SIM.m` che, come già detto precedentemente, esegue il modello Simulink per una serie di frequenze logaritmicamente equispaziate. L'ultima vale 110 Hz. I grafici di sopra sono quindi riferiti a questa frequenza. Nel senso che descrivono il comportamento del sistema a fronte di un segnale di SET in ingresso rappresentato da una sinusoide di frequenza 110 Hz.

6.3.3 La risposta dinamica

È possibile anche ottenere la "Risposta Dinamica" del modello. La risposta ad una segnale di ingresso (SET) appositamente costruito. Questa analisi è consentita tramite l'utilizzo del programma `CFTB_SET_Signals_140_SIM.m`. Questo programma consente di generare una forma d'onda di tipo "Ramp" oppure sinusoidale con caratteristiche definite dall'utente e poi eseguire il modello a fronte di questo segnale fornito in input. Questo tipo di indagine è stato condotto, come esempio, generando un segnale di tipo RAMP con le seguenti caratteristiche:

Ramp time = 1,1 s;

Initial point = 0 kN;

Final point = 2 kN;

Ramp period = 0,1 s;

Simulation Time = 4 s.

Nelle seguenti figure da 109 a 114 sono riportate le stesse grandezze delle Figg. da 103 a 108, ma con riferimento alla risposta a questo segnale di SET generato.

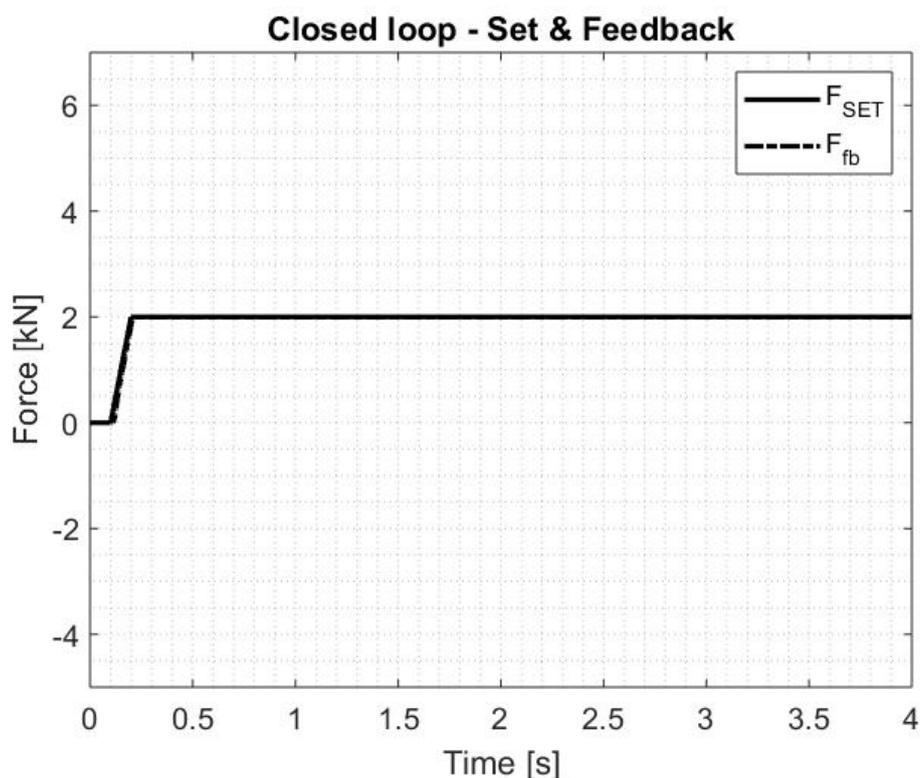


Figura 109 – Andamento temporale della forza esterna e della forza sullo stelo dell'attuatore idraulico

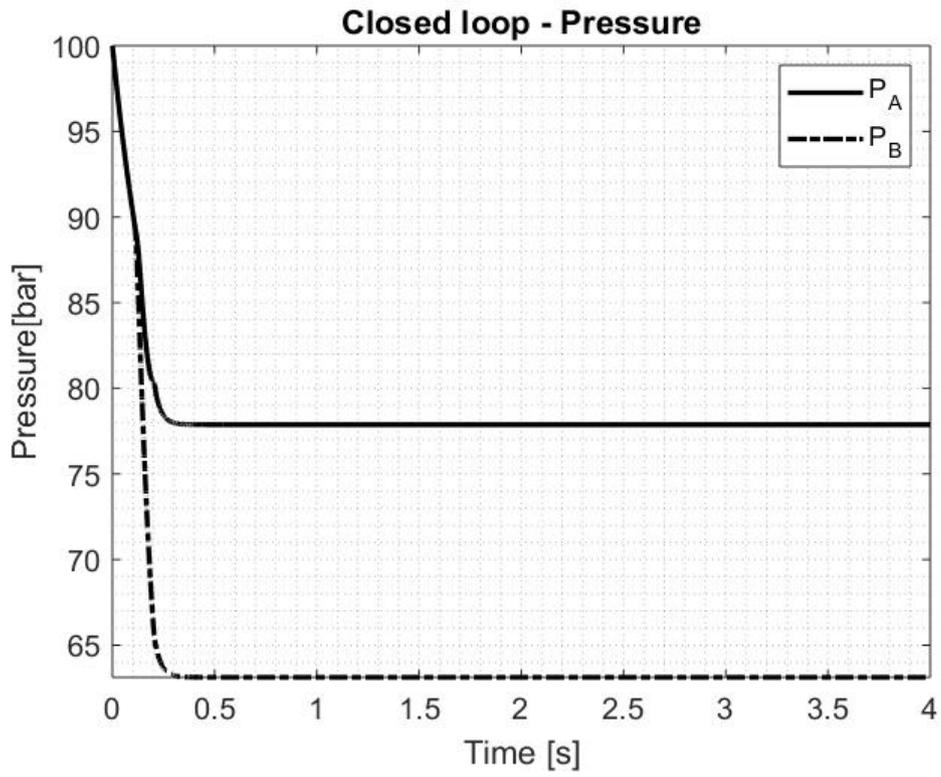


Figura 110 - Andamento temporale della pressione nelle due camere dell'attuatore idraulico

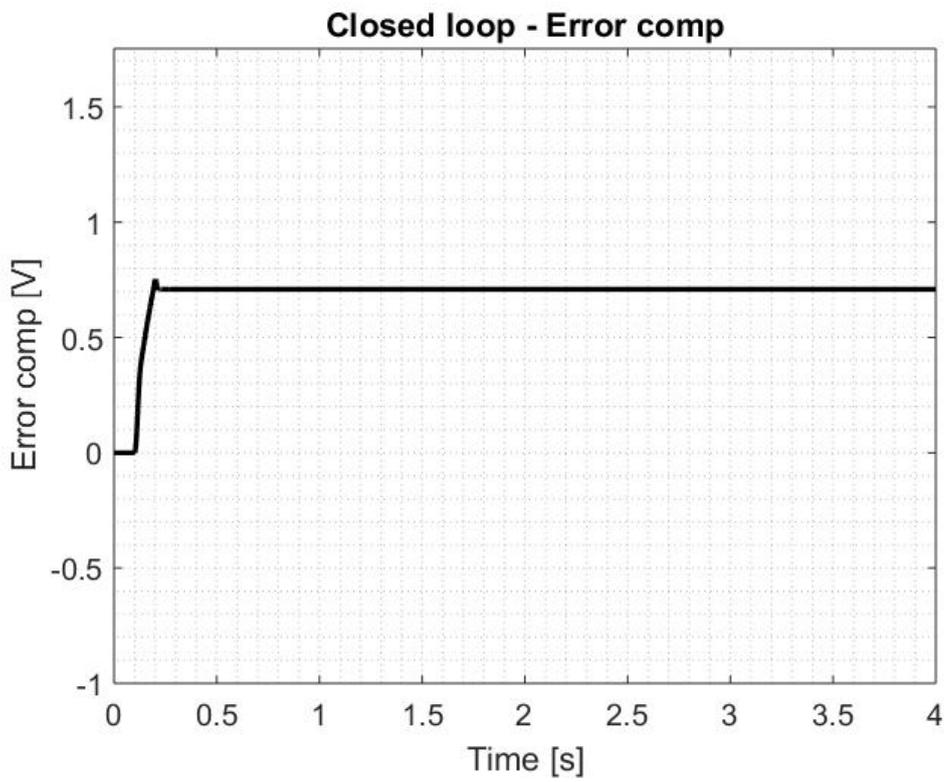


Figura 111 - Errore di compensazione

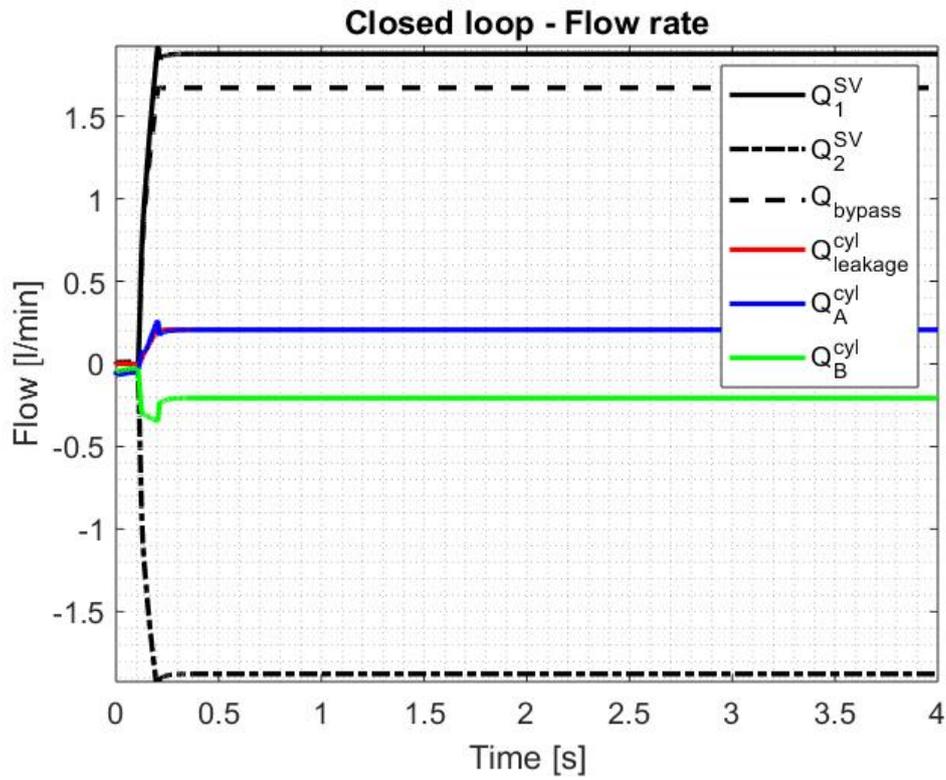


Figura 112 - Andamento dei flussi

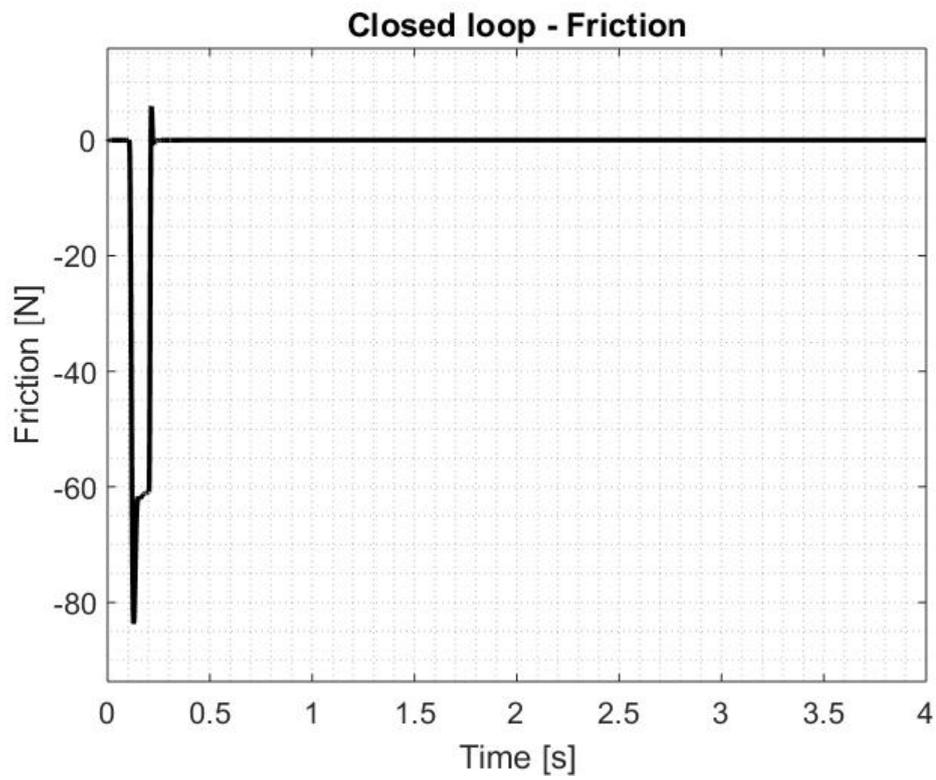


Figura 113 - Friction

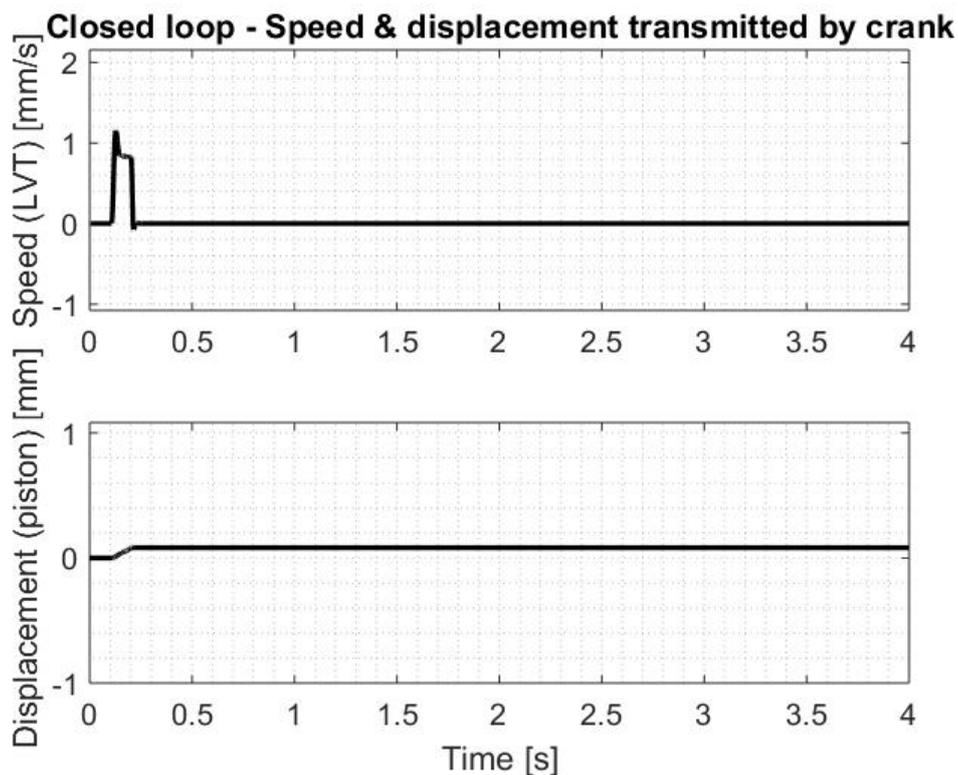


Figura 114 - Velocità e spostamento trasmessi dal giunto

6.3.4 Altre funzionalità del modello

Tra i programmi di “servizio”, sviluppati per l’impiego e la gestione del modello dell’attuatore idraulico, oltre a quelli fin qui descritti ve ne sono altri, non di minore importanza, che sviluppano applicazioni particolari. Tra i più importanti si citano i programmi kinematics_REV2017.m e Oil_ISO32_data.m.

Il programma Oil_ISO32_data.m effettua il calcolo delle caratteristiche dell’olio idraulico dell’attuatore a partire da alcuni parametri caratteristici forniti dal costruttore. Precisamente il programma calcola i valori delle variabili beta_nom (modulo di bulk nominale in Pa), rho (densità in kg/m³) e mi (viscosità cinematica in m²/s), per una data temperatura dell’olio, secondo le seguenti istruzioni Matlab:

```
beta_nom=0.1686*T_oil^4-132.9*T_oil^3+5.119e4*T_oil^2-1.326e7*T_oil+1.903e9;
```

```
rho=-0.64*T_oil+882.8;
```

```
mi=7.501e-5*exp(-0.1403*T_oil)+3.363e-5*exp(0.001074*T_oil);
mi=mi*rho;
```

Il programma kinematics_REV2017.m effettua l’analisi cinematica del servosistema di controllo forza. Permette di individuare la posizione delle estremità dell’asta EMA fornendo la legge di conversione del carico tra il cilindro idraulico e l’EMA.

Il programma fornisce informazioni del tipo di quelle rappresentate nelle seguenti Figg. 115 – 121.

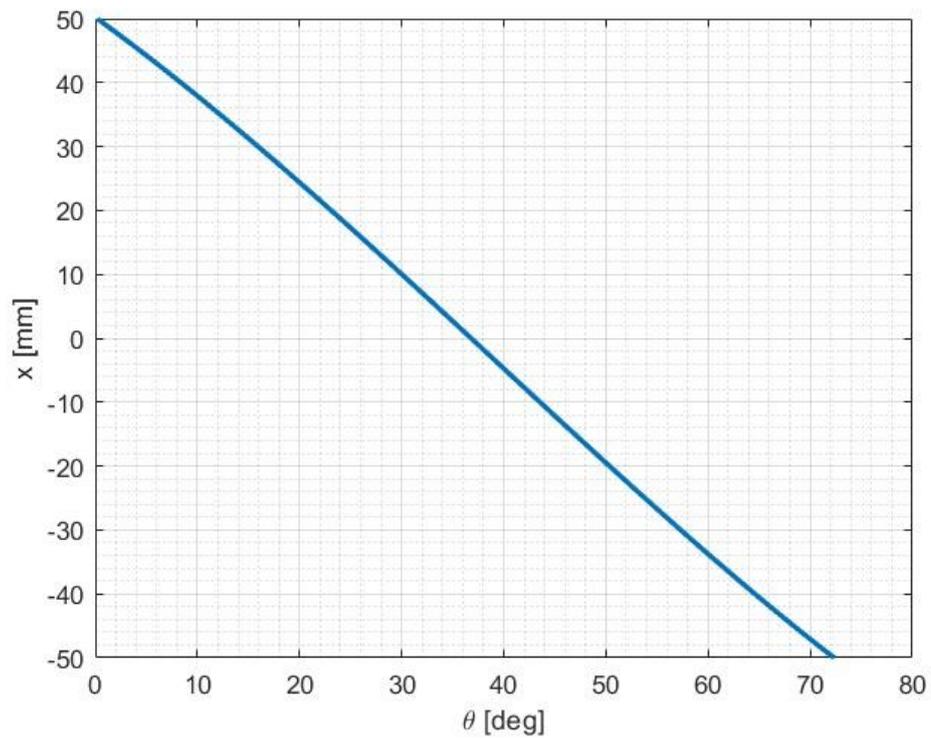


Figura 115 - Relazione tra rotazione e corsa del cilindro idraulico

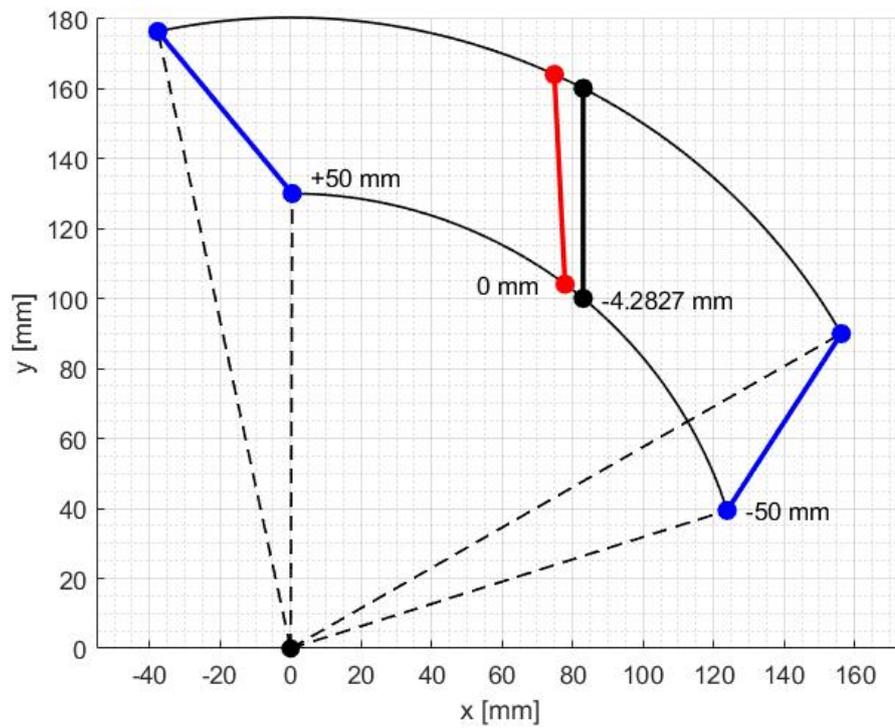


Figura 116 - Movimento dei fori di montaggio in funzione dello spostamento del cilindro

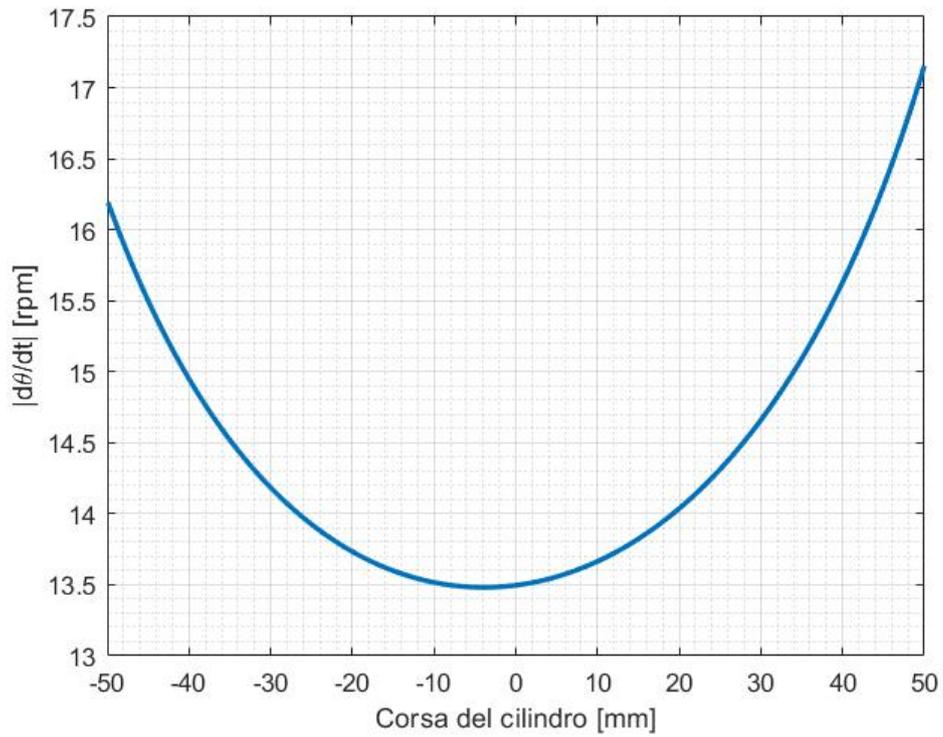


Figura 117 - Velocità di rotazione in funzione della corsa del cilindro

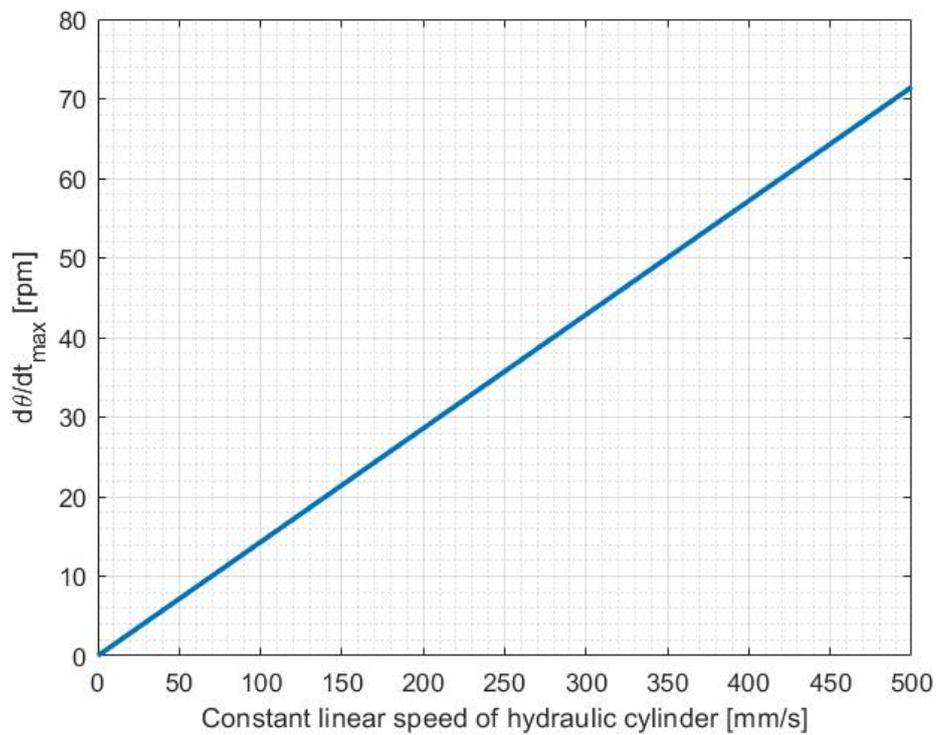


Figura 118 - Velocità di rotazione massima rispetto alla velocità lineare costante del cilindro idraulico

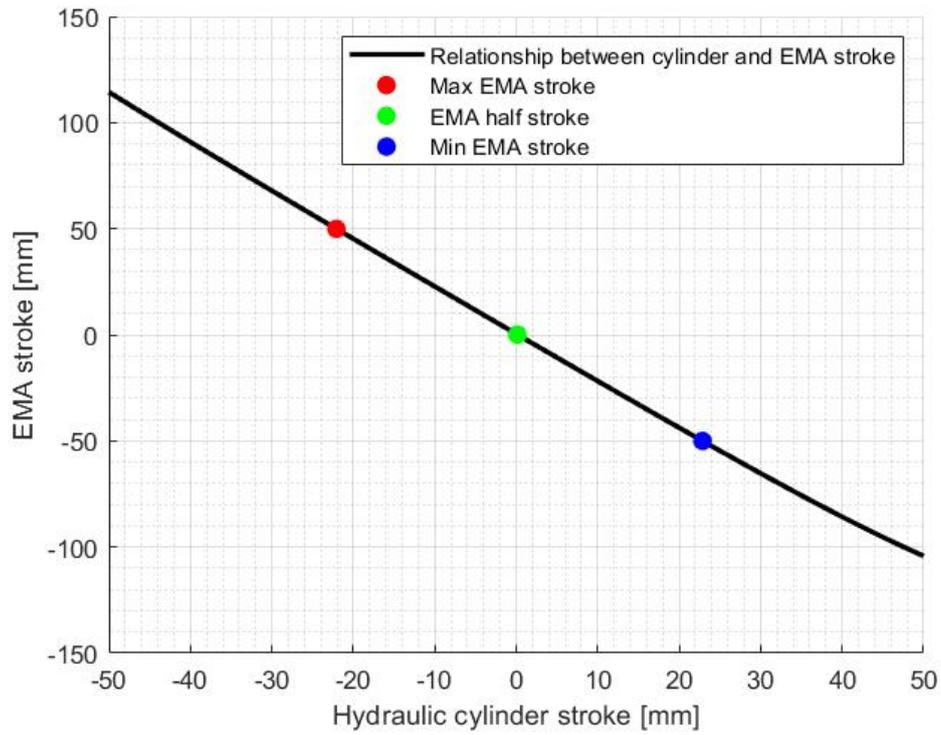


Figura 119 - Relazione tra la corsa del cilindro e quella dell'EMA

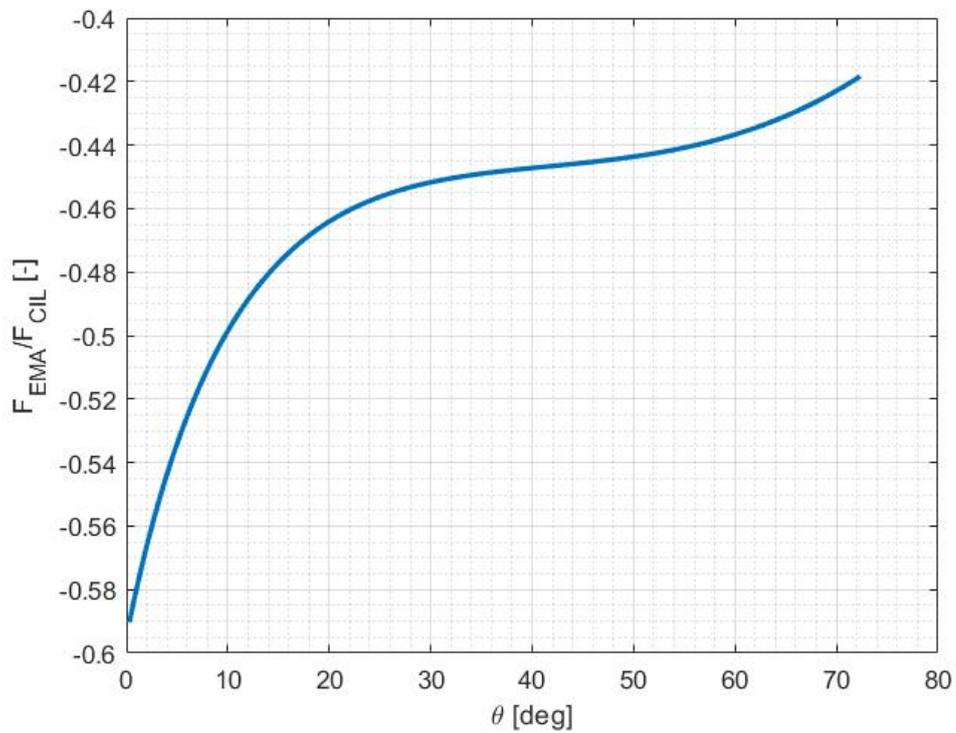


Figura 120 - Legge di trasmissione del carico

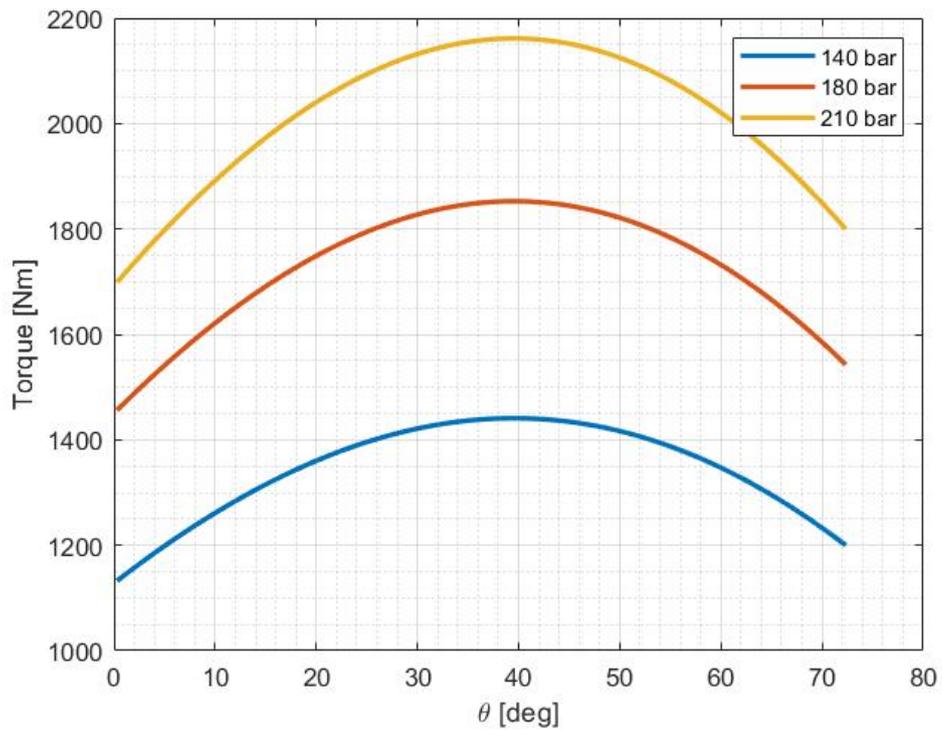


Figura 121 - Coppia sul perno di banco

7 Conclusioni e sviluppi futuri

L'obiettivo principale di questo lavoro di tesi è stato quello di descrivere con un sufficiente grado di dettaglio l'utilizzo e le funzionalità dell'insieme di programmi costruiti intorno al modello non lineare dell'attuatore di carico del banco per prove sperimentali sugli attuatori dei comandi di volo del Dipartimento DIMEAS del Politecnico di Torino.

In maniera propedeutica si è effettuata una descrizione delle caratteristiche del banco, dei suoi componenti e delle sue principali funzionalità. Si sono anche analizzate tutte le relazioni e le leggi fisiche che governano i principali componenti del banco fornendo per essi tutte le pertinenti formulazioni matematiche che ne descrivono il comportamento.

Nella parte iniziale si è provveduto ad effettuare una progettazione di alcune modifiche che è stato necessario apportare al banco onde poterlo utilizzare per le prove sperimentali sugli attuatori che era previsto si dovessero sottoporre a indagine sperimentale.

Si è poi riportata, come già anticipato sopra, una descrizione del banco e dei suoi componenti principali e, successivamente, una analisi e una descrizione delle leggi fisiche che governano questi componenti fornendo tutte le relazioni e formule matematiche che li governano.

Del banco prove di attuatori per comandi di volo è stato sviluppato un modello lineare. Questo modello è stato descritto nel dettaglio nelle sue caratteristiche principali e soprattutto nelle modalità di utilizzo e nelle sue principali funzionalità.

Successivamente il lavoro di tesi ha affrontato la descrizione e le modalità di utilizzo e le funzionalità principali del modello non lineare, anch'esso appositamente sviluppato, dell'attuatore di carico idraulico di controllo forza (HLA) del banco di prove per attuatori per comandi di volo del Dipartimento DIMEAS del Politecnico di Torino.

In futuro sarà necessario continuare il lavoro, già in corso, di verifica e validazione del modello sviluppato, attraverso la esecuzione di una serie di prove sperimentali che consentano di registrare il comportamento del componente a fronte di particolari situazioni operative. Le informazioni sul comportamento del componente costituiranno i dati di confronto per la validazione del modello sviluppato.

Il modello costruito consente di simulare il comportamento di un attuatore di carico in prova che in relazione a un comando di SET, simula le forze aerodinamiche e che agisce come disturbo di forza sul servocomando di volo da testare, il quale verrà controllato in posizione durante una determinata condizione di volo. In questo modo si potranno condurre prove con l'obiettivo di ottimizzare le performance dell'AUT. Inoltre sarà possibile valutare lo stato di salute del comando di volo degradato artificialmente o sbarcato dopo un percorso di vita operativa effettuando test su di esso e di conseguenza applicare e verificare algoritmi di prognostica per attuatori di volo.

Appendici

Appendice A: listato MatLAB dello script per la progettazione del banco prova

```
%% ProgettazioneTB_graf.m
%script per la progettazione di un banco prova in controllo
forza

% autore: Marco Cavaliere

%clc
clear all
close all

%% Parametri di progetto (input)

p_A = 210; % [bar] pressione di alimentazione
servovalvola
L = 0.10; % [m] corsa del pistone
beta = 7000; % [bar] modulo di Bulk
w_max = 2*pi*15; % [rad/s] pulsazione massima della
forzante
F_max = 15000; % [N] ampiezza massima della
forzante
xdot_max = 100e-3; % [m/s] velocità massima
dell'attuatore
Dp_N = 70; % [bar] delta p nominale
M = 10; % [kg] stima della massa mobile
f = 2/3; % [-] indice di forza

%% Progettazione del banco

p_L = f*p_A; % [bar] caduta di pressione tra le
camere in condizioni di progetto
A_c = F_max/(p_L*1e5); % [m^2] area del cilindro
F_0 = (p_A*1e5)*A_c; % [N] forza massima erogabile
C_0 = 4*beta*1e5*A_c/L; % [N/m] rigidità idraulica del
servosistema
w_0 = sqrt(C_0/M); % [rad/s] pulsazione di risonanza
idraulica
sigma = w_max/w_0; % [-] indice di frequenza
v = xdot_max/(F_0/(M*w_0)); % [-] indice di velocità

ask_n=input('calcolare n o leggerlo dal grafico ? 1==calcolare
0==grafico : ');

if ask_n==0
    openfig('design diagram for f=const=2on3.fig','new');
    hold on
    plot(sigma,v,'+k','DisplayName','condizione di progetto')
```

```

disp(['il valore di sigma è : ',num2str(sigma)]);
disp(['il valore di v è : ',num2str(v)]);
n=input('il valore di n dalla figura 7 è : ');

x=[n,1];
[n_sis,w_t,nit,flag]=newtonsistemi_n(v,f,sigma,x);
end

if ask_n==1
    x=[0.5,1];
    [n,w_t,nit,flag]=newtonsistemi_n(v,f,sigma,x);
end

Q_N1 = 1/C_0*sqrt(n*F_0*w_0^2*A_c^3*Dp_N*1e5);           % [m^3/s]
portata nominale
Qbp = 0.61*pi*0.001^2/4*sqrt(2/860*p_L*1e5);           % m^3/s]
portata di bypass
Q_N2 = Q_N1 + Qbp;                                     % [m^3/s]
portata nominale corretta

disp(['Q_N1      =      ',num2str(Q_N1), '      m^3/s', '      =
',num2str(Q_N1*1e3*60), ' l/min',,]);
disp(['Qbp      =      ',num2str(Qbp), '      m^3/s', '      =
',num2str(Qbp*1e3*60), ' l/min',,]);
disp(['Q_N2      =      ',num2str(Q_N2), '      m^3/s', '      =
',num2str(Q_N2*1e3*60), ' l/min',,]);
disp(['A_c      =      ',num2str(A_c), ' m^2', '      =      ',num2str(A_c*1e4), '
cm^2',]);

```

Appendice B: listato MatLAB dello script per la produzione dei grafici di progettazione del banco prova

```
%% ProgettazioneTB_graf.m
%script per il plot dei grafici di progettazione di un banco
prova in controllo forza

% autore: Marco Cavaliere

clc
clear all
close all

%% Inizializzazione parametri del banco

v = 0.5;           % [-] indice di velocità
f = 0.25;         % [-] indice di forza
sigma = 0.8;      % [-] indice di frequenza
b = 0;           % [-] indice di bypass
n = 1;           % [-] indice di dimensione

%% Funzioni di saturazione eq 19

h_fun = @(w_t) v+f*sigma*cos(w_t)+b*f*sin(w_t);
g_fun = @(w_t) sqrt(n)*sqrt(1-f*sin(w_t));

% Plot
figure('name','Visualization of inequality')
fplot(h_fun)
hold on , grid on
fplot(g_fun)
plot([0,2*pi],v*ones(1,2),'--k')
plot([0,2*pi],sqrt(n)*ones(1,2),'--k')
plot([0,1*pi],sqrt(n*(1-f))*ones(1,2),'--k')
plot([0,1*pi],(v+f*sigma)*ones(1,2),'--k')
xlabel('w*t [rad]','fontweight','bold')
xlim([0 , 2*pi])
legend('h(w*t) ','g(w*t) ')

%% caso sigma=0

figure('name','Constant force and velocity characteristic')

for n=1:3
    v_fun = @(f) sqrt(n)*sqrt(1-f);

% Plot
fplot(v_fun)
hold all
end
```

```

xlabel('f [-]', 'fontweight', 'bold')
ylabel('v [-]', 'fontweight', 'bold')
xlim([0 , 1])
ylim([0 , 2])
legend('n=1', 'n=2', 'n=3')
grid on

%% caso v=0 e b=0

figure('name', 'Blocked piston characteristic')

for n=1:4
    f_fun = @(s) 1*(s<sqrt(n/2))+sqrt(n)/(2*s^2)*sqrt(4*s^2-
n)*(s>=sqrt(n/2));

% Plot
fplot(f_fun)
hold all
end

ylabel('f [-]', 'fontweight', 'bold')
xlabel('\sigma [-]', 'fontweight', 'bold')
xlim([0 , 4])
ylim([0.2 , 1])
legend('n=1', 'n=2', 'n=3', 'n=4')
grid on
clc

%% caso f=0

figure('name', 'No external force characteristic')

for n=1:4
    v_fun2 = sqrt(n);

% Plot
fplot(v_fun2)
hold all
end

ylabel('v [-]', 'fontweight', 'bold')
xlabel('\sigma [-]', 'fontweight', 'bold')
xlim([0 , 4])
ylim([0.5 , 2.5])
legend('n=1', 'n=2', 'n=3', 'n=4')
grid on

%% caso v, sigma, f =~ 0

```

```

n = 1.907;
l = 61;

f_vett=linspace(0,1,l);
sigma_vett=linspace(0,4,l);
v_mat=zeros(numel(f_vett),numel(sigma_vett));
w_t_mat=v_mat;
f_mat=v_mat;
sigma_mat=v_mat;

for i=1:numel(f_vett)
    sigma_mat(i,:) = sigma_vett;
    f_mat(:,i) = f_vett;
end

clear i

x=[0.5;1];

for i_f=1:numel(f_vett)
    f=f_vett(i_f);
    for i_sigma=1:numel(sigma_vett)
        sigma=sigma_vett(i_sigma);

[v,w_t,nit,flag]=newtonsystemi_v_saturato(n,f,sigma,x);
        % condizione caso v=0
        if f > sqrt(n)/(2*sigma^2)*sqrt(4*sigma^2-n) && sigma
> sqrt(n/2)
            v=0;
        end
        v_mat(i_f,i_sigma) = v;
        w_t_mat(i_f,i_sigma) = w_t;
    end
end

%pulizia degli spikes
for i_f=2:numel(f_vett)-1
    f=f_vett(i_f);
    for i_sigma=2:numel(sigma_vett)-1
        sigma=sigma_vett(i_sigma);
        if v_mat(i_f,i_sigma)>v_mat(i_f,i_sigma-1)
            v_mat(i_f,i_sigma)=2*v_mat(i_f,i_sigma-1)-
v_mat(i_f,i_sigma-2);
        end
    end
end
end
end

```

```

% Plot
figure('name','v in funzione di f e sigma con n=1.907')
surf(sigma_mat,f_mat,v_mat)
xlabel('\sigma')
ylabel('f')
zlabel('v')

%% caso f = 2/3

h = 50;
f = 2/3;

sigma_vett=linspace(0,0.35,h);
n_vett=linspace(0.02,0.05,20);
x=[0.5;1];

figure('name',['Design diagram for f=const.=',num2str(f)])
for i_n=1:numel(n_vett)
    n=n_vett(i_n);
    for i_sigma=1:numel(sigma_vett)

        sigma=sigma_vett(i_sigma);

[v,w_t,nit,flag]=newtonsystemi_v_saturato(n,f,sigma,x);

        if f > sqrt(n)/(2*sigma^2)*sqrt(4*sigma^2-n) && sigma
> sqrt(n/2)
            v=0;
        end
        v_vett(i_sigma) = v;
        w_t_vett(i_sigma) = w_t;
    end
    % filtro parte finale
    for w=3:numel(sigma_vett)-2
        if v_vett(w)>v_vett(w-1)
            v_vett(w)=v_vett(w-1)+...
                (v_vett(w-1)-v_vett(w-2));
            v_vett(w)=v_vett(w)*(v_vett(w)>0);
        end
    end

%Plot
plot(sigma_vett,v_vett,'DisplayName',['n = ',num2str(n)])
hold all
grid on
xlabel('\sigma')
ylabel('v')
xlim([0 , sigma_vett(end)])

```

```
ylim([0 , v_vett(1)+0.05])  
legend('-DynamicLegend');  
  
end
```

Bibliografia

- Bertucci A., Jacazio G., Mornacchi A., Sorli M., *A real time controlled test rig for high bandwidth force control*, Proceedings of the 8th 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., 2015. *Meccanica applicata alle macchine*, Torino: Levrotto & Bella.
- 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.
- National Instruments, 2014. *LabVIEW Core 1 - Participant Guide*. s.l.:National Instruments.
- National Instruments, 2014. *LabVIEW Core 2 - Participant Guide*. s.l.:National Instruments.
- National Instruments, 2014. *Embedded Control and Monitoring Using LabVIEW - Participant Guide*. s.l.:National Instruments.
- 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.
- Yu Tang, Zhencai Zhu and Gang Shen: *Design and experimental evaluation of feedforward controller integrating filtered-x LMS algorithm with applications to electro-hydraulic force control systems*, Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science 2016, Vol. 230(12) 1951–1967.

Giovanni Jacazio, Gualtiero Balossini: *A MECHATRONIC ACTIVE FORCE CONTROL SYSTEM FOR REAL TIME TEST LOADING OF AN AIRCRAFT LANDING GEAR*, Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference. August 30 - September 2, 2009, San Diego, California, USA.

Alessandro Bertucci, Giovanni Jacazio, Andrea Mornacchi, Massimo Sorli: *A REAL TIME CONTROLLED TEST RIG FOR HIGH BANDWIDTH FORCE CONTROL*, Proceedings of the 8th FPNI Ph.D Symposium on Fluid Power. June 11-13, 2014, Lappeenranta, Finland.

Gianpietro Di Rito, Eugenio Denti, and Roberto Galatolo: *Robust Force Control in a Hydraulic Workbench for Flight Actuators*, Proceedings of the 2006 IEEE Conference on Computer Aided Control Systems Design. Munich, Germany, October 4-6, 2006.

G Jacazio¹ and G Balossini²: *Real-time loading actuator control for an advanced aerospace test rig*, Proc. IMechE Vol. 221 Part I: J. Systems and Control Engineering.

Job Angel Ledezma, Victor Juliano De Negri, and Edson Roberto De Pieri: *New approach for hydraulic force control based on hydraulic compliance*, 2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics. August 5-7, 2015 Harbin, China.

Seung Guk Baek, Hyoung Kwon Kim, Ki Tak Ahn, Ho Gyun Yon and Ja Choo Koo: *Study on Iterative Method of Electro-Hydraulic Actuator in Force Control*, 8th IEEE International Conference on Automation Science and Engineering. August 20-24, 2012, Seoul, Korea

Yoonsu Nam: *QFT Force Loop Design for the Aerodynamic Load Simulator*, IEEE TRANSACTIONS ON AEROSPACE AND ELECTRONIC SYSTEMS vol. 37, no. 4 october 2001.