

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale



BANCO DI PROVA PER COMANDI DI VOLO:
MODELLAZIONE NON LINEARE,
SIMULAZIONE E DESIGN OF EXPERIMENT
PER CONDIZIONI DI ALTO ATTRITO

Relatori:
Prof. GIOVANNI JACAZIO
Prof. MASSIMO SORLI

Studente:
ORLANDO PEPE

Correlatore:
Ing. ANDREA DE MARTIN

ANNO ACCADEMICO 2020/2021

Indice

Elenco delle figure	v
Elenco delle tabelle	xi
Introduzione	xiii
1 Banco di prova del Politecnico di Torino	1
1.1 Attuatore elettromeccanico lineare - EMA	3
1.1.1 LEMC SKF™	4
1.1.2 Motore LENZE™	7
1.2 Attuatore idraulico lineare - HLA	11
1.3 Giunto di collegamento meccanico	14
2 Modellazione non lineare dell'EMA	19
2.1 Modellazione del motore elettrico BLAC	21
2.1.1 Modello dell'Electronic Power Unit	22
2.1.2 Modello del motore elettrico	31
2.1.3 Modellazione del controllo del motore elettrico	36
2.2 Modellazione della trasmissione	40
2.2.1 Modellazione della trasmissione a cinghia dentata	40
2.2.2 Modellazione del sistema di trasmissione vite-madrevite	43
2.3 Modellazione degli anelli di controllo	53
2.3.1 Anello di controllo in velocità	53
2.3.2 Anello di controllo in posizione	58
3 Modellazione del giunto di collegamento meccanico	59
4 Modellazione non lineare dell'HLA	67
4.1 Modello della servovalvola	68
4.2 Modello dell'orifizio di by-pass	72
4.3 Modello dell'attuatore idraulico	73
4.4 Modello del controllore	76

5	Simulazione del modello	79
5.1	Simulazioni sul modello dell'EMA	79
5.1.1	Risposte per comandi a gradino sull'EMA	80
5.1.2	Risposte per comandi di tipo rampa sull'EMA	82
5.1.3	Risposte per comandi sinusoidali sull'EMA	84
5.1.4	Risposte per comandi combinati sull'EMA	85
5.1.5	Risposte per comandi sull'HLA	86
5.1.6	Risposte per comandi sull'EMA e sull'HLA combinati	89
5.2	Simulazioni sul modello dell'HLA	94
6	Design of experiment per condizioni di alto attrito	97
6.1	Presentazione del case study	97
6.2	Materiali proposti	100
6.3	Modello matematico e modellazione Simulink	100
6.3.1	Modello di attrito di Borello	102
6.3.2	Integrazione al modello Simulink	103
6.4	Scelta del materiale d'impiego	105
6.4.1	Determinazione della condizione dimensionante	105
6.4.2	Simulazioni e risultati per la scelta materiale	110
6.5	Risultati e conclusioni	113
6.5.1	Effetti sulle risposte in posizione dell'EMA	113
6.5.2	Effetti sulle correnti nelle fasi e sul controllo	116
A	Listato MatLab	121
B	Listato MatLab	127
	Bibliografia	137

Elenco delle figure

1.1	Banco di prova	2
1.2	Schema generale del banco	2
1.3	Disposizione a banco dell'EMA	3
1.4	Targa attuatore SKF™	4
1.5	CAD vite a rulli planetari SKF™	6
1.6	Schematizzazione del componente Inverter (integrato)	8
1.7	Esempio dell'andamento delle correnti in ogni singola fase	9
1.8	Caratteristica motore LENZE™	9
1.9	Attuatore idraulico BOSH™	11
1.10	Rappresentazione dell'HLA integrato a banco	12
1.11	Schema idraulico HLA	13
1.12	Forza di stallo teorica dell'attuatore in funzione della pressione di mandata	14
1.13	Schematizzazione in vista laterale del sistema giunto integrato al banco di prova	15
1.14	Rappresentazione 3D del giunto realizzata in SolidWorks	15
1.15	Schema cinematico del giunto	16
1.16	Andamento del rapporto di trasmissione in funzione della posizione angolare del giunto	17
2.1	Schema Simulink EMA con anelli di controllo	19
2.2	Schema indicativo del processo di modellizzazione	20
2.3	Blocco Simulink "EMA"	20
2.4	Modello Simulink completo del motore elettrico	21
2.5	Modello Simulink dell'EPU	22
2.6	Esempio dell'andamento della tensione di alimentazione con logica PWM	23
2.7	Caso di tensione di alimentazione su una delle tre fasi dal modello del il caso studio	23
2.8	Blocco Simulink "PWM"	24
2.9	Schema esemplificativo di un polo di commutazione bidirezionale	25
2.10	Blocco Simulink "Inverter"	26
2.11	Schema esemplificativo sistema inverter trifase	26

2.12	Determinazione delle tensioni sulle fasi	27
2.13	Proposta di modellazione scheda inverter	27
2.14	Mask del componente "Transistor" in Simulink	28
2.15	Modellazione perdite per effetto Joule dei transistori	29
2.16	Modellazione perdite per effetto della commutazione	30
2.17	Implementazione modello matematico per le perdite di commutazione	30
2.18	Esempio dell'andamento delle perdite per resistività (Volt) all'interno del modello realizzato	31
2.19	Esempio dell'andamento delle perdite di switching (Volt) all'interno del modello realizzato	31
2.20	Blocco simulink "Electric Motor"	32
2.21	Blocco simulink "bck-emf"	33
2.22	Esempio di andamento della resistività delle fasi in funzione della temperatura per un comando a gradino pari al fine corsa dell'EMA .	33
2.23	Esempio di andamento dell'induttanza delle fasi in funzione della temperatura per un comando a gradino pari al fine corsa dell'EMA .	34
2.24	Blocco simulink "bck-emf"	35
2.25	Parte del modello simulink per il controllo della corrente	37
2.26	Esempio risultato controllore PI i_q	39
2.27	Esempio risultato controllore PI i_d	39
2.28	Modello Simulink "Mechanical transmission"	40
2.29	Modello Simulink "EM shaft: Belt"	41
2.30	Modello Simulink "Puleggia motrice"	41
2.31	Modello Simulink "Cinghia dentata (Solo tratto teso)"	42
2.32	Modello Simulink "Puleggia comandata"	43
2.33	Blocco Simulink "Power screw"	43
2.34	Modellazione madrevite della trasmissione	44
2.35	Modellazione vite della trasmissione	45
2.36	Blocco Simulink "Backlash"	46
2.37	Caso "No backlash"	47
2.38	Caso " $\phi_{diff} > \max \text{ backlash}$ "	47
2.39	Caso " $\phi_{diff} < \min \text{ backlash}$ "	48
2.40	Caso "No contact"	48
2.41	Grafico Velocità relativa-Azione di attrito del modello Karnopp . .	49
2.42	Grafico Velocità relativa-Azione di attrito del modello iperviscoso .	50
2.43	Blocco Simulink "Karnopp Model"	50
2.44	Velocità di rotazione della madrevite per un comando di 6 kN sull'HLA	51
2.45	Variazione di velocità considerata per un comando di 6 kN sull'HLA	51
2.46	Velocità di rotazione della madrevite per un comando di 50 mm sul- l'EMA	52
2.47	Variazione di velocità considerata per un comando di 50 mm sull'EMA	52
2.48	Schema Simulink EMA con anelli di controllo	54
2.49	Risultato del settaggio dei guadagni su un comando in velocità . . .	54

2.50	Andamento velocità comandata-velocità rilevata per un comando a gradino di 30 mm sull'EMA	55
2.51	Zona di funzionamento del sistema di anti wind-up	56
2.52	Plot di funzionamento logico del sistema di anti wind-up	56
2.53	Blocco Simulink del controllo PI sull'anello di velocità	57
2.54	Andamento velocità comandata-velocità rilevata per un comando di 30 mm sull'EMA senza sistema di anti wind-up	57
2.55	Spostamento dell'attuatore dell'EMA per un comando a gradino di 30 mm senza sistema di anti wind-up	58
2.56	Andamento posizione comandata-posizione rilevata per un comando di combinato: forza sull'HLA e successivo comando sull'EMA	58
3.1	Blocco Simulink "EMA"	59
3.2	Blocco Simulink "Crank"	60
3.3	Blocco Simulink "Giunto"	60
3.4	Diagramma di corpo libero del giunto	61
3.5	Andamento inclinazione asse EMA in funzione della rotazione del giunto	62
3.6	Andamento inclinazione asse HLA in funzione della rotazione del giunto	62
3.7	Spostamento del cilindro dell'EMA per un comando a gradino di 50 mm	63
3.8	Rotazione del giunto per un comando a gradino di 50 mm sull'EMA	64
3.9	Spostamento del cilindro dell'EMA per un comando a gradino di 12 kN sull'HLA	64
3.10	Rotazione del giunto per un comando a gradino di 12 kN sull'HLA .	65
4.1	Modello Simulink dell'HLA	67
4.2	Blocco Simulink "HLA"	68
4.3	Blocco Simulink "Servovalve"	69
4.4	Rappresentazione di una servovalvola flapper-nozzle con feedback spring	69
4.5	Blocco Simulink "Dynamic servo"	70
4.6	Schema a blocchi equivalente del modello della servovalvola	70
4.7	Orifizi aperti dallo spostamento dello spool	71
4.8	Blocco Simulink "bypass"	73
4.9	Blocco Simulink "actuator"	73
4.10	Schema dinamico equivalente dell'attuatore idraulico	75
4.11	Implementazione Simulink del controllore dell'HLA	76
4.12	Schema a blocchi del controllore dell'HLA	77
5.1	Risposta per un gradino di 5 mm	80
5.2	Risposta per un gradino di 25 mm	81
5.3	Risposta per un gradino di 50 mm	81
5.4	Risposta per un gradino di 30 mm con posizione iniziale di 20 mm .	82
5.5	Risposta per la rampa n° 1 Tabella 5.2	83
5.6	Risposta per la rampa n° 2 Tabella 5.2	83
5.7	Risposta per la rampa n° 3 Tabella 5.2	84

5.8	Risposta per la rampa $n^{\circ} 4$ Tabella 5.2	84
5.9	Risposta per la sinusoide $n^{\circ} 1$ Tabella 5.3	85
5.10	Risposta per la sinusoide $n^{\circ} 2$ Tabella 5.3	85
5.11	Risposta per il primo comando combinato sull'EMA proposto	86
5.12	Risposta per il secondo comando combinato sull'EMA proposto	86
5.13	Risposta per il gradino $n^{\circ} 1$ Tabella 5.4	87
5.14	Risposta per il gradino $n^{\circ} 2$ Tabella 5.4	87
5.15	Risposta per il gradino $n^{\circ} 3$ Tabella 5.4	88
5.16	Risposta per il gradino $n^{\circ} 4$ Tabella 5.4	88
5.17	Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 1$ Tabella 5.5	89
5.18	Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 2$ Tabella 5.5	90
5.19	Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 3$ Tabella 5.5	90
5.20	Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 4$ Tabella 5.5	91
5.21	Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 5$ Tabella 5.5	91
5.22	Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 6$ Tabella 5.5	92
5.23	Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 7$ Tabella 5.5	92
5.24	Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 8$ Tabella 5.5	93
5.25	Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 9$ Tabella 5.5	93
5.26	Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 10$ Tabella 5.5	94
5.27	Risposta per il comando $n^{\circ} 1$ Tabella 5.6	95
5.28	Risposta per il comando $n^{\circ} 2$ Tabella 5.6	95
5.29	Risposta per il comando $n^{\circ} 3$ Tabella 5.6	96
6.1	Risalto della zona di interposizione della fascia di attrito	98
6.3	Perno del giunto per l'ancoraggio al cilindro dell'EMA	98
6.2	Attuatore EMA con dimensioni in vista laterale del rod-end	99
6.4	Boccola di centraggio del perno	99
6.5	Modellazione Simulink del modello di attrito di Borello	103
6.6	Reset esterno all'integratore dell'accelerazione del giunto	103
6.7	Inserimento nell'equilibrio dei momenti al giunto dell'azione di attrito	104
6.8	Inserimento del modello di Karnopp e del modello di Borello	104
6.9	Rappresentazione semplificata della distribuzione di tensione considerata	105
6.10	Risposta in posizione dell'EMA per un comando combinato: gradino di 50 [mm] sull'EMA e gradino di 10 [kN] sull'HLA; con fascia MI 00 302	106
6.11	Risposta per il comando $n^{\circ} 1$, tabella 6.3	107
6.12	Andamento dello sforzo di trazione per il comando $n^{\circ} 1$, tabella 6.3	107
6.13	Risposta per un gradino a 0.1 [sec] di 10 [kN] con presenza di materiale di attrito	108
6.14	Risposta per il comando $n^{\circ} 2$, tabella 6.3	108
6.15	Andamento dello sforzo di trazione per il comando $n^{\circ} 2$, tabella 6.3	109
6.16	Risposta per il comando $n^{\circ} 3$, tabella 6.3	109

6.17	Andamento dello sforzo di trazione per il comando n° 3, tabella 6.3 .	110
6.18	Blocco Simulink "Max force & Verifyng material structure"	110
6.19	Risultato simulazione per materiale MI 00 302	111
6.20	Risultato simulazione per materiale MI 00 501	112
6.21	Risultato simulazione per materiale MI 00 201	112
6.22	Risultato simulazione per materiale SWR	113
6.23	Risposta in posizione EMA per un comando a gradino di 9 [kN] sull'HLA con fascia SWR	114
6.24	Risposta in velocità EMA per un comando a gradino di 9 [kN] sull'HLA con fascia SWR	114
6.25	Dettaglio della risposta in posizione dell' EMA per un comando a gradino di 9 [kN] sull'HLA con fascia SWR	115
6.26	Dettaglio della risposta in velocità dell' EMA per un comando a gradino di 9 [kN] sull'HLA con fascia SWR	115
6.27	Risposta in posizione dell'EMA per un comando sinusoidale di ampiezza pari a 25 [mm] e frequenza di 2 [$\frac{rad}{sec}$] con fascia SWR	116
6.28	Risposta in posizione dell'EMA per un comando di tipo rampa di 30 [mm] e pendenza di 0.005 [$\frac{m}{sec}$] con fascia SWR	116
6.29	Andamento delle correnti nelle tre fasi senza interposizione di materiale d'attrito	117
6.30	Andamento delle correnti nelle tre fasi con fascia SWR	117
6.31	Andamento velocità comandata-velocità rilevata senza interposizione di materiale d'attrito	118
6.32	Andamento velocità comandata-velocità rilevata con fascia SWR . .	118
6.33	Andamento velocità comandata-velocità rilevata con fascia SWR ed incremento della componente integrativa nel controllo in velocità . .	119
6.34	Risposta in posizione dell'EMA all'incremento della componente integrativa in velocità	119

Elenco delle tabelle

1.1	Caratteristiche attuatore SKF™	4
1.2	Dicitura sigla LEMC	5
1.3	Caratteristiche vite con rulli planetari	5
1.4	Caratteristiche motore LENZE™	7
1.5	Dicitura sigla motore LENZE™	7
1.6	Caratteristiche Resolver del motore elettrico	10
1.7	Caratteristiche HLA	12
1.8	Caratteristiche cinematiche del giunto	16
2.1	Caratteristiche della trasmissione a cinghia dentata	41
2.2	Simulazioni e valori ottenuti per la determinazione della banda di velocità di Karnopp	53
5.1	Simulazioni in analisi per comandi a gradino in posizione sull'EMA .	80
5.2	Simulazioni in analisi per comandi a rampa in posizione sull'EMA .	82
5.3	Simulazioni in analisi per comandi sinusoidali in posizione sull'EMA	84
5.4	Simulazioni in analisi per comandi sull'HLA e risposta in posizione sull'EMA	87
5.5	Simulazioni in analisi per comandi combinati: Comando sull'EMA e comando sull'HLA	89
5.6	Simulazioni in analisi per comandi sull'HLA	94
6.1	Coefficienti di attrito materiali IMA srl™	100
6.2	Resistenza a trazione materiali IMA srl™	100
6.3	Simulazioni e valori ottenuti per la determinazione della banda di velocità di Karnopp per applicazioni sul giunto	102
6.4	Simulazioni per la ricerca della condizione dimensionante	106
6.5	Risultati su materiali IMA srl™	111

Introduzione

Il seguente elaborato si è posto di realizzare un modello non lineare e completo simulante il banco di prova per servocomandi di volo (BPSV) del Politecnico di Torino. Il banco è sito presso il laboratorio di ingegneria meccanica del Politecnico di Torino, avente 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 simulato, 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. Le attività eseguibili disponendo di un modello non lineare del banco vanno dalla diagnostica e prognostica, fino allo studio del controllo di sistemi meccanici. Il banco dispone di un attuatore lineare idraulico controllato in forza che viene connesso con un attuatore lineare in prova, un attuatore elettro meccanico lineare 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. L'obiettivo della seguente tesi era di realizzare un modello non lineare dell'intero banco, procedere successivamente con la validazione di esso e quindi poter svolgere attività di PHM (prognostic health monitoring) andando ad usufruire prima del modello realizzato e poi a banco simulare e poter studiare condizioni di fault scelte. Si denota quindi la necessità ed il vantaggio di disporre di un modello non lineare realizzato tenendo conto delle maggiori caratteristiche reali costituenti il sistema in analisi, ovvero disponendo di un modello validato si possono simulare condizioni difficili da realizzare nella realtà. Ad esempio, condizioni di guasto come demagnetizzazione del rotore del motore elettrico, corto elettrico nelle fasi, grippaggio; risultano non semplici da ricreare nella realtà sia per costi, sia perché non è possibile implementare realmente guasti su un banco di prova conseguenza il disuso dello stesso. Attività come la validazione, lo studio ed attuazione di condizioni di guasto a banco richiedono una assidua e continua presenza in laboratorio. A causa delle restrizioni da Covid-19, in corso d'opera, non è stato possibile disporre fisicamente del laboratorio e del banco in analisi, l'attività svolta quindi si pone a disposizione di futuri elaborati di tesi sperimentali sul banco. Come esempio applicativo del modello realizzato è stato realizzato un design of experiment avente due finalità: proporre un'attività realizzabile a banco, osservare caratteristiche tipiche che possono dare

un resoconto positivo sulla modellizzazione implementata. Condizioni di alto attrito infatti presentano tipiche caratteristiche riscontrabili empiricamente, il verificarsi risulta sintomo positivo sull'attendibilità delle simulazioni sul modello creato. Per l'implementazione dei modelli matematici rappresentanti i componenti del banco di prova è stato utilizzato l'ambiente MatLab/Simulink. I modelli quindi risultano a parametri concentrati, costituenti in schemi a blocchi in cui per la modellizzazione si tiene conto di non linearità quali backlash, fenomeni di attrito, entrando nel dettaglio delle perdite reali riguardanti i modelli rappresentanti, ad esempio perdite di resistività, perdite di commutazione, fino alle perdite di natura idraulica per l'attuatore idraulico lineare. Sono state analizzate in singoli capitoli le modellazioni di ogni sistema componente il banco, in tal modo si presenteranno anche risultati salienti delle relative simulazioni. Un capitolo dedicato alle simulazioni invece è stato ottenuto per considerazioni ed utilizzo dell'intero modello. A questa tesi sono associati i seguenti files:

- File MatLab "*data_banco_servocomandi_prj_ASTIB_140bar*": lanciando questo file MatLab si ottengono tutti i parametri relativi all'attuatore elettroidraulico necessari alla simulazione del file Simulink associato.
- File MatLab "*BPSV_non_lineare.m*": il run di tale file richiede l'inserimento di un valore di temperatura di riferimento, attraverso di esso si determinano i valori delle grandezze dipendenti dalla temperatura come resistività ed induttanza delle fasi del motore elettrico. Con questo ultimo file MatLab si ottengono tutti i parametri restanti da definire per il modello.
- File Simulink "*BPSV_non_lineare.slx*": in tale file, previa il run dei due files MatLab precedenti, è possibile condurre simulazioni sul modello scegliendo quali comandi settare per i due attuatori presenti a banco.

Capitolo 1

Banco di prova del Politecnico di Torino

Il banco di prova sito presso il laboratorio di Meccatronica e Servosistemi del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale (DIMEAS) del Politecnico di Torino, viene presentato mediante la trattazione dei componenti di cui esso si costituisce. 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 elettromeccanico. I cilindri dei due attuatori sono posizionati su due assi, giacenti sullo stesso piano, tra loro circa ortogonali e sono accoppiati tramite un giunto a manovella. Lo scopo del banco è quello di generare, tramite l'attuatore idraulico di carico, una forza, resistente o trascinante, sull'asse del cilindro in prova. Il banco di prova in questione è in costante sviluppo al fine di essere utilizzato per prove di diagnostica e prognostica di attuatori di volo naturalmente o artificialmente degradati. Ogni sottosezione del capitolo presenta i seguenti macro-componenti articolanti il banco:

- Attuatore elettromeccanico lineare (EMA);
- Attuatore idraulico lineare (HLA);
- Giunto di collegamento meccanico tra i due attuatori;

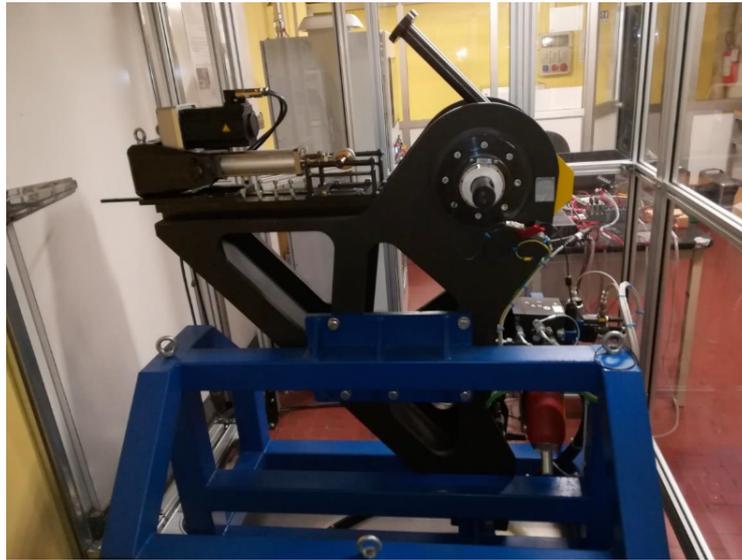


Figura 1.1: Banco di prova

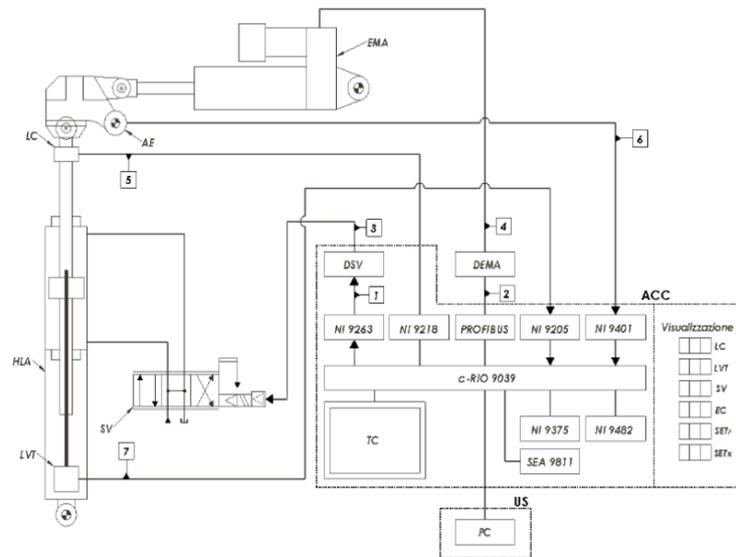


Figura 1.2: Schema generale del banco

1.1 Attuatore elettromeccanico lineare - EMA

L'attuatore elettromeccanico lineare presente a banco è un SKF™LEMCS2105-0100-TRNN-P10LA11BYG1, alimentato da un motore sincrono in corrente alternata LENZE™. Come si evince da Figura 1.3, l'attuatore elettromeccanico è montato su supporto fisso a banco e presenta come terminale un rod end, il quale per l'elaborato di tesi in oggetto, diversamente da quanto in figura, è collegato al giunto che consente il collegamento meccanico con l'attuatore idraulico lineare. Ciò consente di simulare carichi sull'EMA al fine di testing e studio del controllo dello stesso. Le

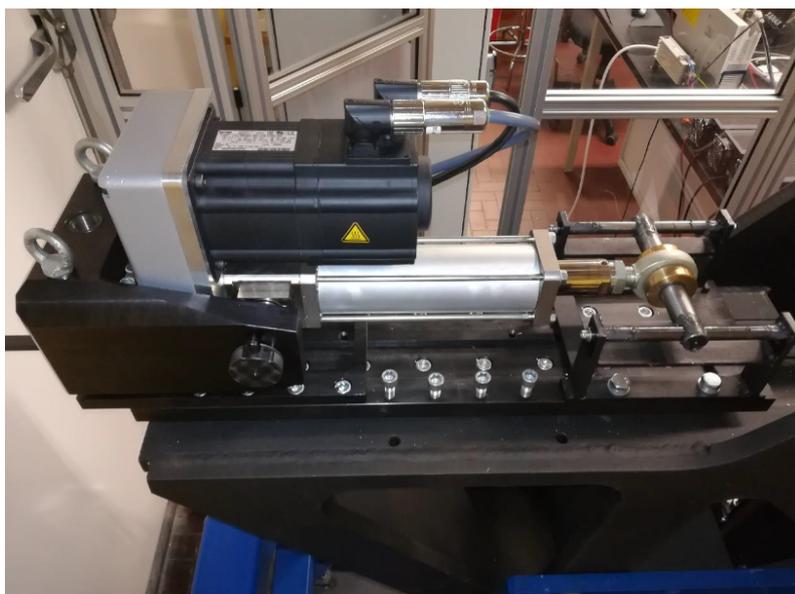


Figura 1.3: Disposizione a banco dell'EMA

caratteristiche dei componenti dell'attuatore elettromeccanico sono riportate nelle seguenti sottosezioni.

1.1.1 LEMC SKF™

Caratteristica	Valore	Unità di misura
Tipologia vite	Vite a rulli planetari	[-]
Corsa attuatore	100	[mm]
Diametro vite	21	[mm]
Inerzia vite	$1.45 \cdot 10^2$	[kg mm ²]
Passo vite	5	[mm]
Forza assiale massima	40	[kN]
Coppia massima in ingresso	41.7	[Nm]
Velocità massima lineare	500	$\frac{mm}{s}$
Velocità massima di rotazione	6000	[rpm]
Massima accelerazione lineare	$6 \cdot 10^{-3}$	$\frac{mm}{s^2}$
Backlash	0.02	[mm]

Tabella 1.1: Caratteristiche attuatore SKF™

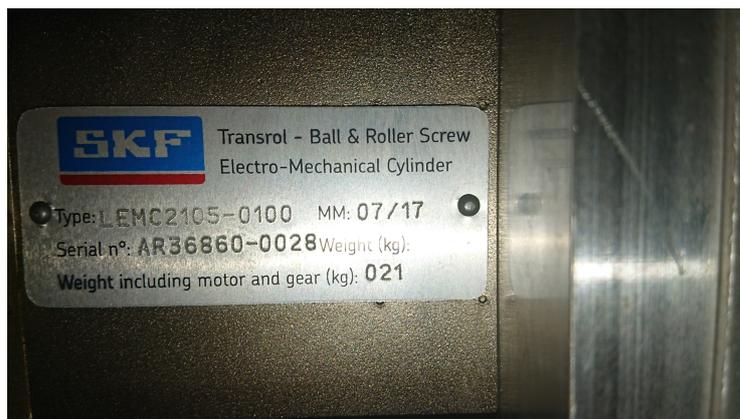


Figura 1.4: Targa attuatore SKF™

LEMCS2105-0100-TRNN-P10LA11BYG1	
Sigla	Corrispondenza
LEMC	Linear Electro Mechanical Cylinder
S	Servomotore
21	Diamentro [mm]
05	Passo vite (5 [mm])
0100	Corsa attuatore (100 [mm])
T	Perni come supporto inferiore
R	Rode end
N	Dispositivo anti rotazione non presente
N	Sensori di fine corsa non presenti
P10LA1	Configurazione ad interfaccia parallela con rapporto di trasmissione motore cilindro 1:1
1	Presenza Resolver
B	Presenza freno in DC a 24 V
Y	Presenza driver
G	comuncazione profibus come fieldbus
1	Lunghezza dei cavi motore e resolver pari a 5 metri

Tabella 1.2: Dicitura sigla LEMC

Caratteristica	Valore	Unità di misura
Numero princìpi filetto vite	4	[-]
Diametro vite	21	[mm]
Passo vite	5	[mm]
Angolo d'elica vite	4.33	[gradi s.]
Numero di rulli	9	[-]
Carico dinamico	50.55	[kN]
Carico statico	81.97	[kN]
Backlash assiale massimo	0.02	[mm]
Massa madrevite	0.4	[kg]
Massa vite per unità di lunghezza	2.7	$[\frac{kg}{m}]$
Inerzia madrevite	141.2	$[kg\ mm^2]$
Inerzia rulli	6.5	$[kg\ mm^2]$

Tabella 1.3: Caratteristiche vite con rulli planetari



Figura 1.5: CAD vite a rulli planetari SKF™

Il motore elettrico brushless aziona una puleggia dentata, la quale mediante una cinghia con rapporto di trasmissione unitario, trasferisce il moto al sistema a vite a rulli planetari (Figura 1.5). In tal modo si consente l'attuazione lineare del cilindro dell'EMA. La madrevite è filettata internamente con filetto complementare a quello della vite, essa è il primo organo di trasmissione della catena ed è accoppiata con il sistema di trasmissione a cinghia sopracitato. 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 costituente il cilindro dell'attuatore.

1.1.2 Motore LENZE™

Caratteristica	Valore	Unità di misura
Velocità massima	6000	[rpm]
Velocità nominale	1950	[rpm]
Coppia nominale	5.5	[Nm]
Potenza nominale	1.1	[kW]
Corrente nominale	2.6	[A]
Corrente massima	10	[A]
Voltaggio nominale	345	[V]
Frequenza nominale	130	[Hz]
Inerzia motore	4	[kg cm ²]
Resistività statore	5.8725	[Ω]
Induttanza nominale	52.2	[mH]

Tabella 1.4: Caratteristiche motore LENZE™

MCS 12D20-RSOP1 B19N ST5S00N R0SU	
Sigla	Corrispondenza
MCS	Servomotore sincrono
12D	Tipologia motore
20	Velocità di targa (2000 [rpm])
-	Voltaggio principale (400 V)
RSO	Trasduzione mediante resolver
P1	Freno (24 V DC)
B	Albero con chiavetta
19	Diametro albero (19 [mm])
N	Livello vibrazioni (Normal)
ST	Plug cavo resolver e motore separati
5	Grado di protezione
S00	Assenza ventola di ventilazione
N	Assenza volano
R	Sensori di temperatura KTY
0	Targa non elettronica
S	Colore (Nero)
U	Specifiche (UL/CSA)

Tabella 1.5: Dicitura sigla motore LENZE™

Il motore sincrono è un motore AC brushless trifase a magneti permanenti. Il principio di funzionamento del motore sfrutta l'azione magnetica di repulsione tra

statore e rotore, rispettivamente lo statore presenta tre avvolgimenti attraversati da corrente modulata sinusoidalmente e il rotore una coppia di magneti permanenti. La commutazione delle correnti viene svolta da un'apposita scheda elettronica (driver) in cui è presente una logica di switching in funzione dell'azionamento richiesto al motore. La logica di commutazione del driver (PWM) va ad alimentare la scheda di inverter, viene consentito in tal modo all'interno delle fasi la presenza di tre correnti sinusoidali sfasate di 120° , un esempio semplificato di inverter è presente in Figura 1.6:

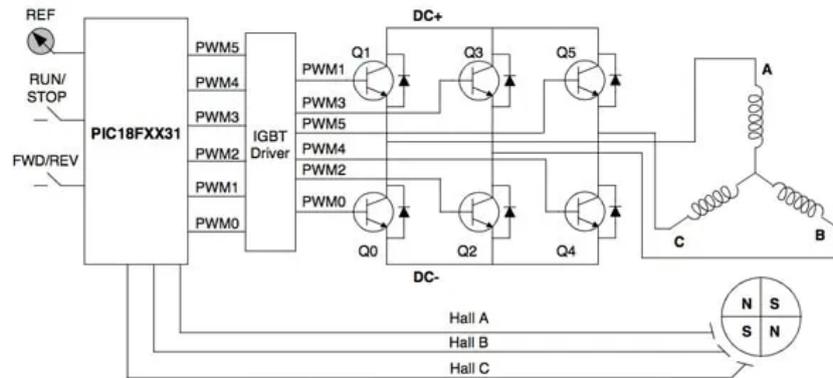


Figura 1.6: Schematizzazione del componente Inverter (integrato)

In definitiva, per la presentazione del principio di funzionamento del motore, seguono le equazioni presentanti le correnti all'interno di ogni fase:

$$\begin{cases} i_a = i \cdot \sin(\theta + 90^\circ) \\ i_b = i \cdot \sin(\theta + 90^\circ + 120^\circ) \\ i_c = i \cdot \sin(\theta + 90^\circ + 240^\circ) \end{cases} \quad (1.1)$$

Dalle simulazioni del modello ottenuto nel seguente elaborato, si presenta un esempio di andamento delle correnti nelle tre fasi, potendo osservare l'andamento sinusoidale e lo sfasamento tra di esse:

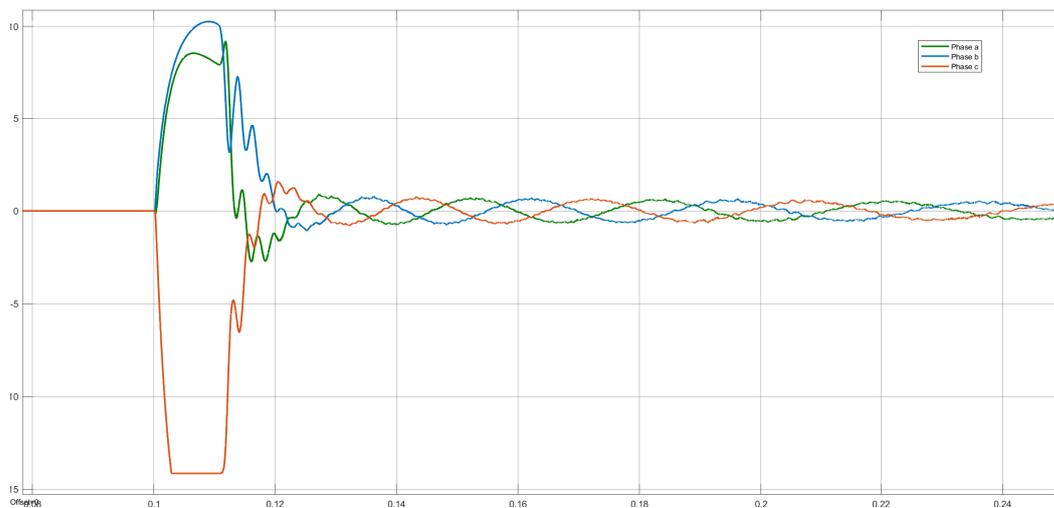


Figura 1.7: Esempio dell'andamento delle correnti in ogni singola fase

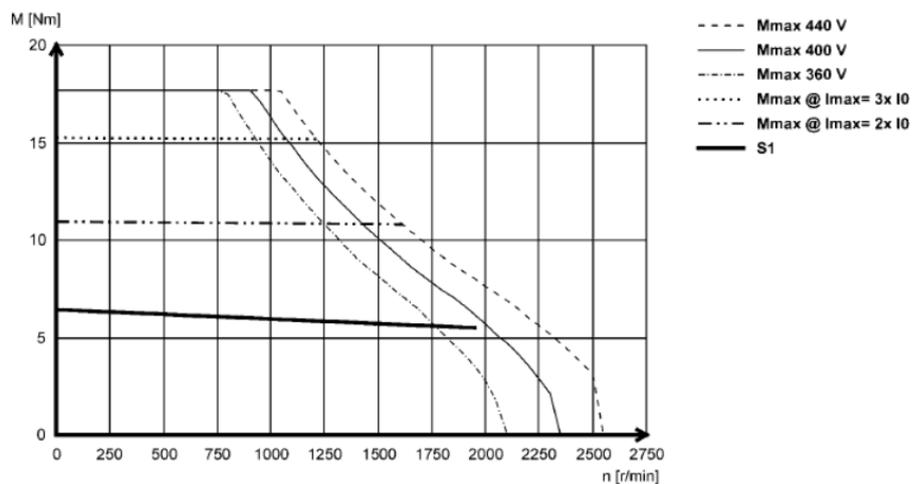


Figura 1.8: Caratteristica motore LENZE™

Infine, viene specificata la presenza del Resolver quale sensore dedicato a determinare la posizione angolare e la velocità del motore, le caratteristiche di esso sono presentate nella seguente tabella:

Caratteristica	Valore	Unità di misura
Risoluzione	0.8	[-]
Accuratezza	± 10	[-]
Posizionamento assoluto	1	[giro]
Max voltaggio input	10	[V]
Max frequenza input	4	[kHz]
Numero paia poli	1	[-]

Tabella 1.6: Caratteristiche Resolver del motore elettrico

1.2 Attuatore idraulico lineare - HLA

L'attuatore idraulico lineare presente a banco è un cilindro idraulico a basso attrito con idro-sostentamento dello stelo BOSH™Rexroth. Il controllo di tale attuatore avviene in forza, sullo stelo è quindi presente una cella di carico per il feedback control.



Figura 1.9: Attuatore idraulico BOSH™

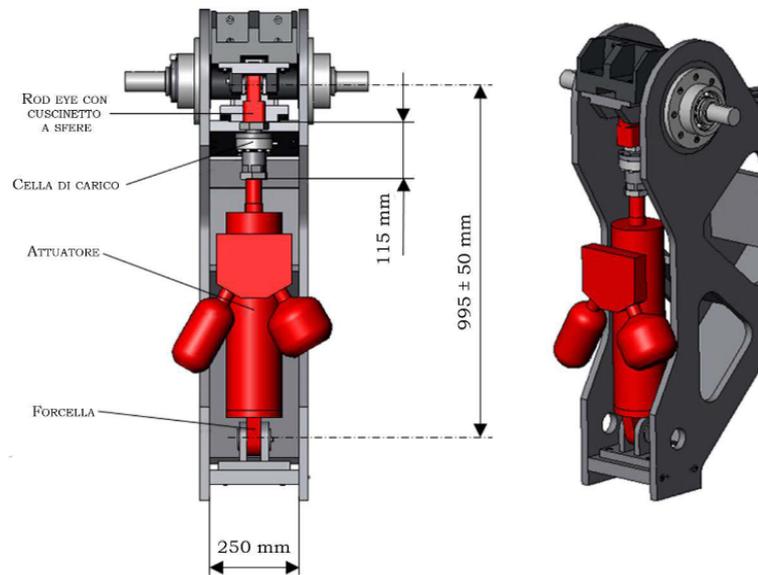


Figura 1.10: Rappresentazione dell'HLA integrato a banco

Nella seguente tabella si presentano le caratteristiche dell'attuatore idraulico lineare in oggetto di analisi:

Caratteristica	Valore	Unità di misura
Diametro pistone	65	[mm]
Diametro stelo	50	[mm]
Area di spinta	$13.5 \cdot 10^2$	[mm^2]
Corsa totale	120	[mm]
Limite massimo forze di attrito	50	[N]
Pressione di prova	48	[MP_a]
Pressione di scoppio	72	[MP_a]
Capacità di carico laterale	4000	[N]
Forza di stallo alla pressione di $21 MP_a$	25000	[N]

Tabella 1.7: Caratteristiche HLA

Entrando nel dettaglio dell'attuatore si presenta lo schema idraulico in Figura 1.11:

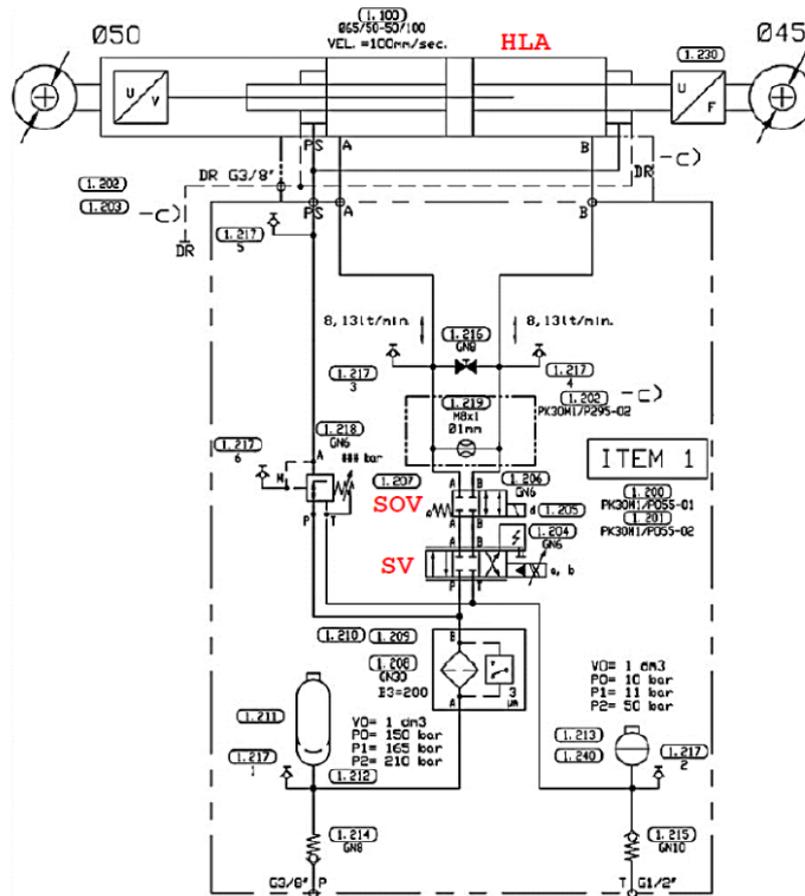


Figura 1.11: Schema idraulico HLA

Dallo schema idraulico è possibile evincere l'architettura dell'HLA. Sono presenti due condotte idrauliche per il carico e scarico dell'olio in pressione dell'attuatore, collegate alle rispettive porte di asservimento (P e T). Seguendo la linea di mandata dello schema si presenta una valvola di non ritorno (1.214), un accumulatore (1.212) ed un filtro dell'olio di esercizio. La linea di mandata sfocia nella servovalvola, la quale guida le pressioni per la movimentazione dello stelo dell'attuatore. La servovalvola presente nell'attuatore idraulico è una flapper-nozzle con feedback spring. L'accumulatore della linea A esercita a pressione di $15 MP_a$ a differenza dell'accumulatore per la linea B operante a $1 MP_a$. Si presenta quindi una configurazione tandem del cilindro, in cui è presente una linea d'alimentazione proveniente da valle del filtro della servovalvola. 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 del pistone (porta PS). I rami di alimentazione del pistone passano per una shut-off valve (1.205), valvola che consente la fault isolation in caso di guasto, ed una valvola di by-pass (1.219). Infine, collegata allo stelo, la linea DR

indica il drenaggio dell'aria presente nelle camere del cilindro. Nel funzionamento, l'alimentazione della linea A comporta l'estensione dell'attuatore, viceversa l'alimentazione della linea B comporta la contrazione della corsa dello stelo dell'attuatore. Come riportato in Tabella 1.6, l'attuatore è 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 $14 MPa$. Ai fini della simulazione in ambiente Simulink, per il modello di HLA si considera allora una forza di stallo di $16 kN$, cio in funzione dell'andamento linearizzato riportato in Figura 1.12:

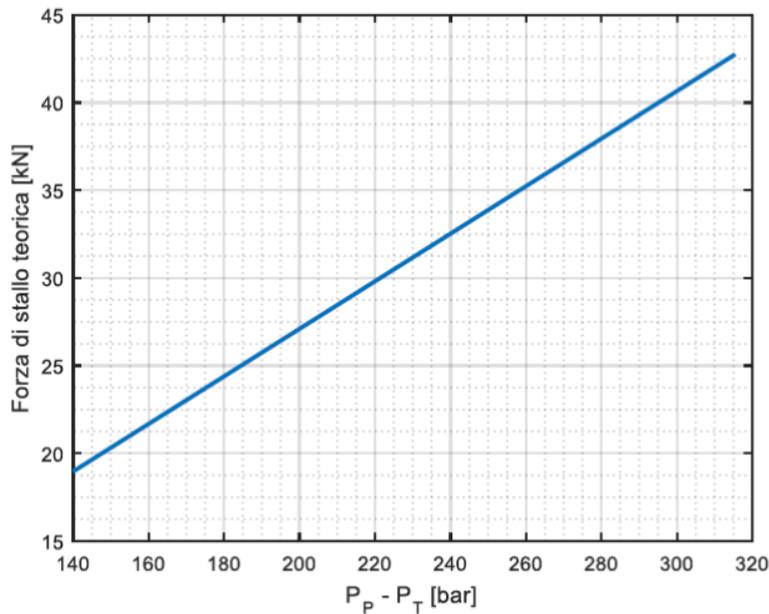


Figura 1.12: Forza di stallo teorica dell'attuatore in funzione della pressione di mandata

Tale andamento è ideale (pressione di ritorno nulla, forze di attrito interne al cilindro trascurabili, leakage attraverso le camere ed attraverso il by-pass nullo). Sarà quindi carico delle simulazioni sul modello presentato in seguito verificare la massima forza di carico idraulica implementabile.

1.3 Giunto di collegamento meccanico

Il sistema meccanico che assicura il collegamento tra l'EMA e l'HLA è costituito da un giunto non omocinetico.

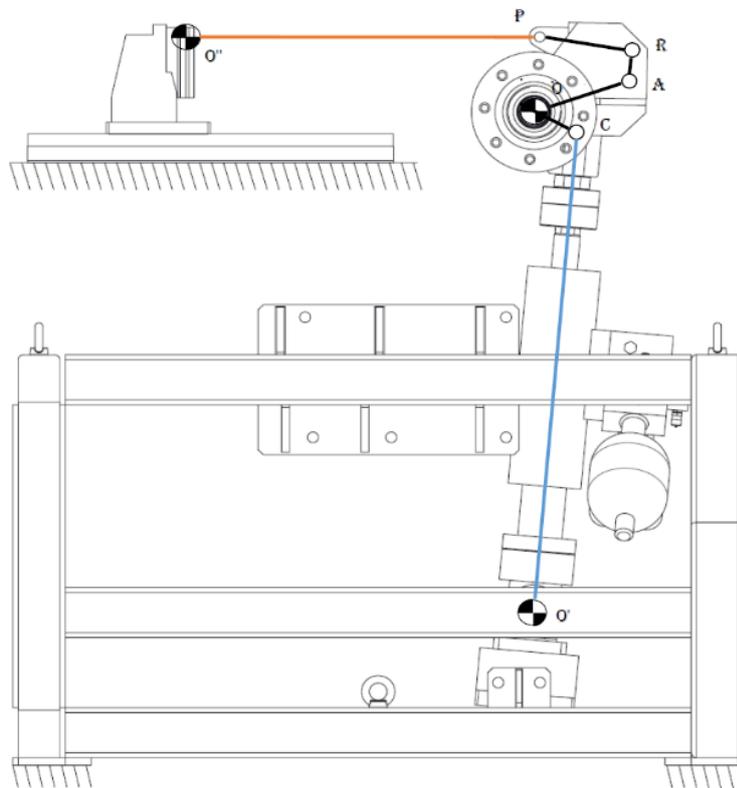


Figura 1.13: Schematizzazione in vista laterale del sistema giunto integrato al banco di prova

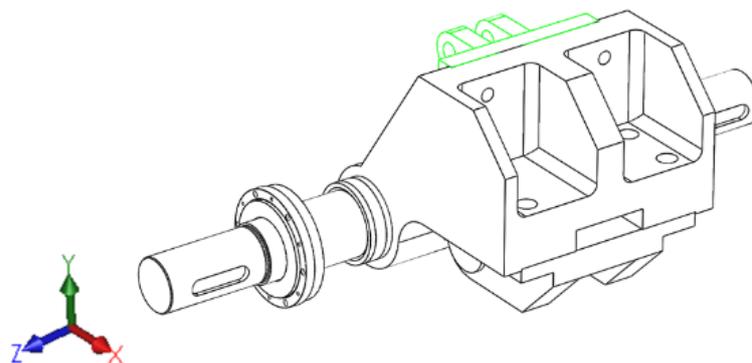


Figura 1.14: Rappresentazione 3D del giunto realizzata in SolidWorks

Come osservabile in Figura 1.13, gli assi degli steli dei due attuatori si trovano su due differenti direzioni. In particolare il tratto $O''P$ rappresenta lo stelo dell'attuatore elettromeccanico, il tratto $O'C$ lo stelo dell'attuatore elettroidraulico.

di trasmissione (τ) in funzione della coordinata di rotazione (intorno al punto di incernieramento "O") del giunto θ :

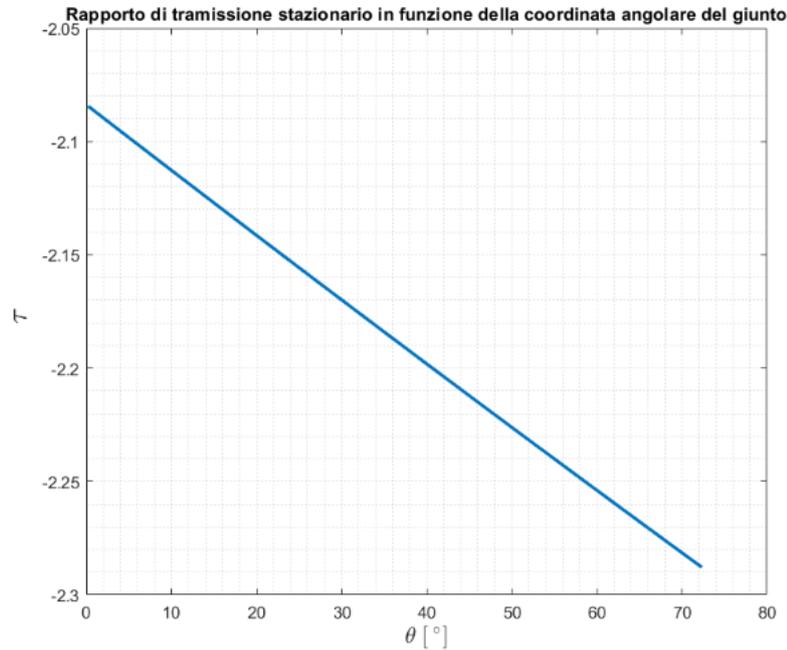


Figura 1.16: Andamento del rapporto di trasmissione in funzione della posizione angolare del giunto

Il rapporto di trasmissione del giunto è definito come:

$$\tau = \frac{\text{Corsa cilindro EMA}}{\text{Corsa cilindro HLA}}$$

Il rapporto τ risulta negativo: alla corsa di fuoriuscita di un cilindro corrisponde il rientro dell'altro e viceversa. Tale aspetto è importante da tener conto in ottica della modellazione del giunto, infatti nel collegare dinamicamente i due attuatori sarà necessario invertire il segno degli spostamenti conseguenti alla dinamica del giunto. Questo aspetto non risulta banale, l'attuatore EMA è controllato in posizione quindi bisogna prestare attenzione alle grandezze usate sul ramo di feedback e a quelle utilizzate per collegare dinamica dell'EMA e dinamica dell'HLA visti i segni differenti. Questi dettagli vengono approfonditi nell'apposito capitolo dedicato alla modellazione dei componenti del banco.

Capitolo 2

Modellazione non lineare dell'EMA

Si presenta la modellizzazione non lineare dell'attuatore elettromeccanico presente a banco. Per effettuare ciò vengono utilizzati sotto capitoli, attraverso i quali entrare nel dettaglio dei modelli matematici utilizzati, la modellizzazione di essi in Simulink e porre accento sulle caratteristiche non lineari presenti e sulle criticità riscontrate. In Figura 2.1 è possibile osservare lo schema a blocchi generale dell'EMA.

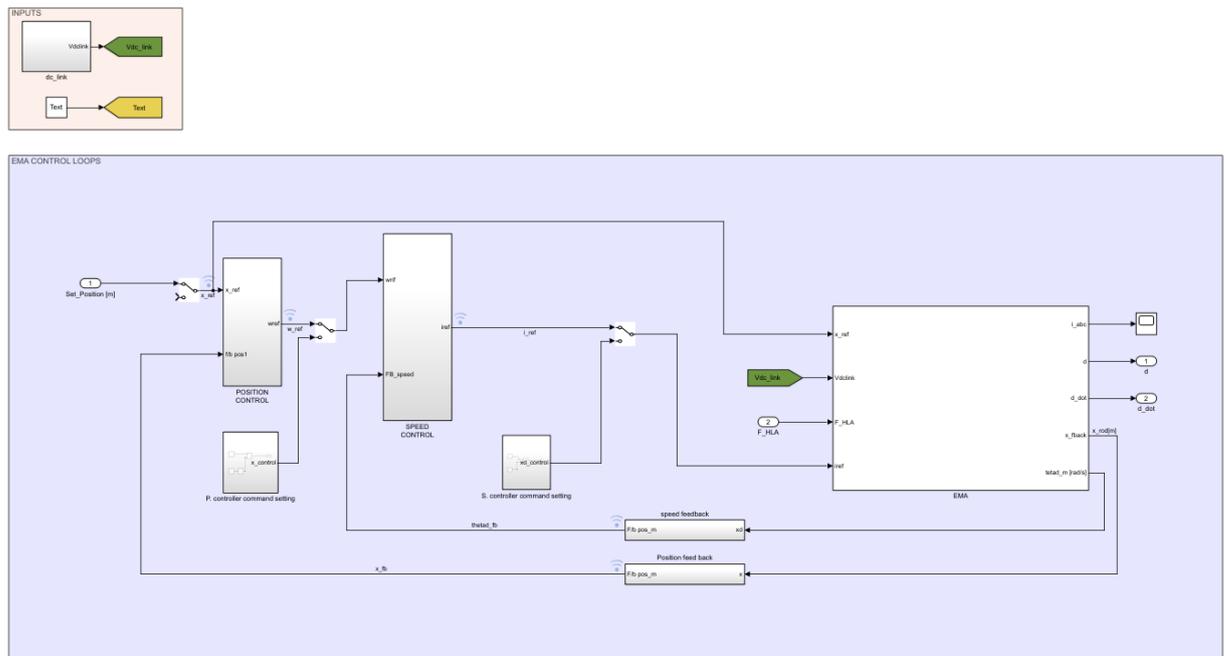


Figura 2.1: Schema Simulink EMA con anelli di controllo

Per presentare l'approccio alla modellazione del sistema, segue lo schema riassuntivo in Figura 2.2:

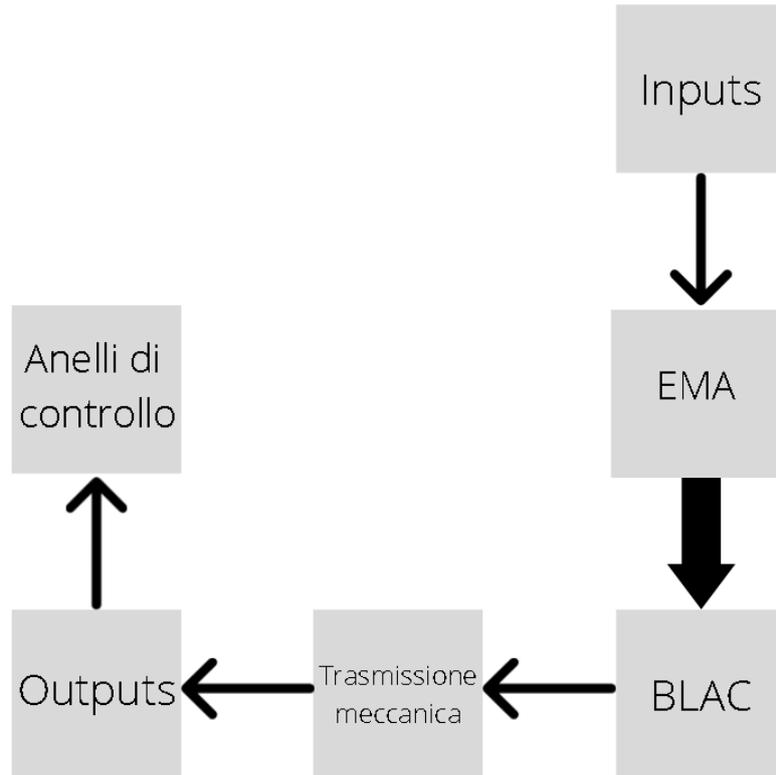


Figura 2.2: Schema indicativo del processo di modellazione

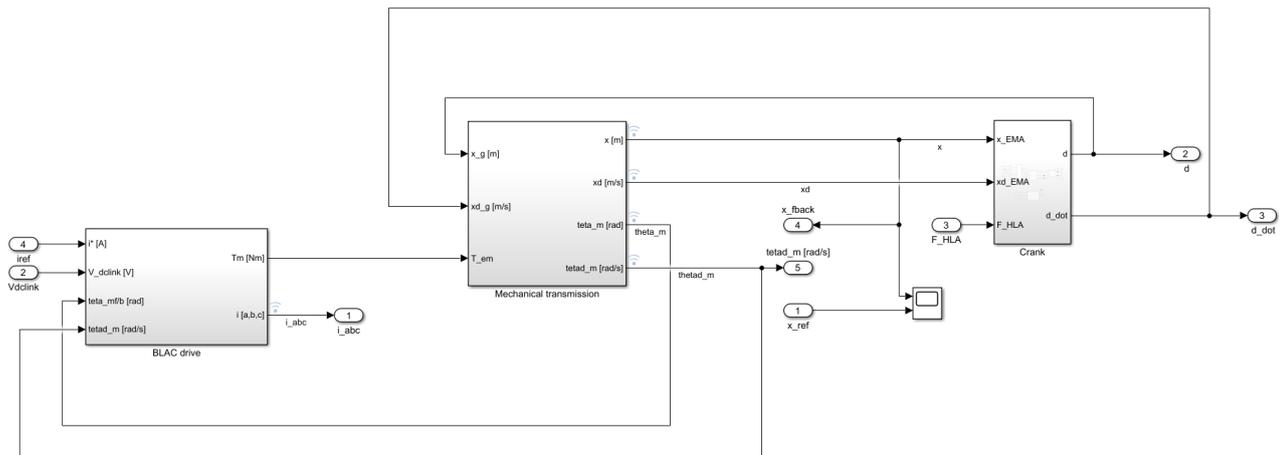


Figura 2.3: Blocco Simulink "EMA"

Come si nota dalla figura sovrastante, nel modello dell'EMA viene incluso il modello del giunto meccanico, quest'ultimo viene però presentato a parte nel successivo capitolo.

2.1 Modellazione del motore elettrico BLAC

In Figura 2.4 , è presente il modello dell'intero motore elettrico:

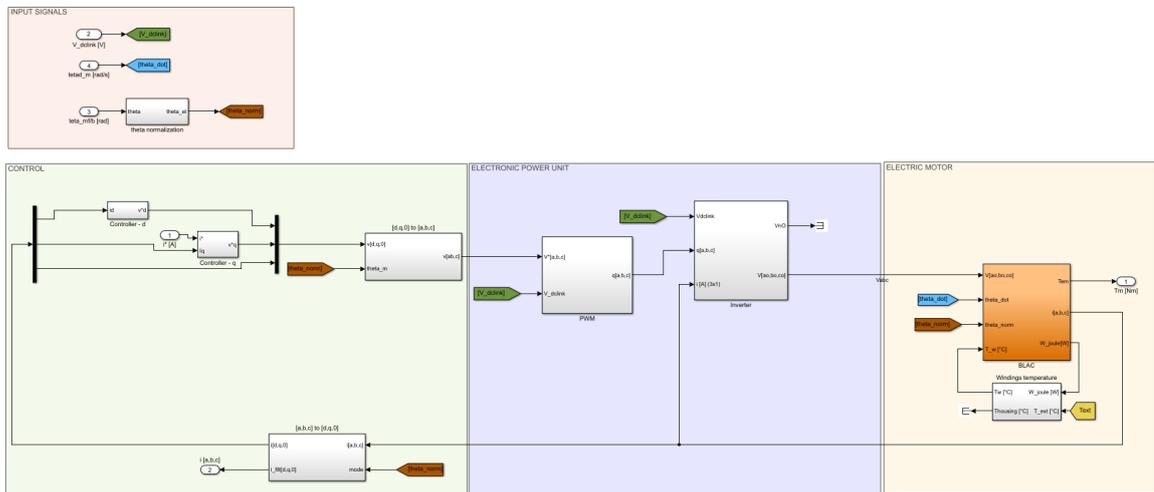


Figura 2.4: Modello Simulink completo del motore elettrico

Di tale blocco gli inputs sono: tensione di alimentazione, velocità angolare dell'albero trascinato dal motore al fine di determinare la forza contro elettromotrice e posizione angolare per orientare il sistema nell'interazione fasi-magneti permanenti. Sono presenti tre diverse unità principali: il blocco di controllo sulla corrente, il blocco EPU (Electronic Power Unit) di modulazione in logica PWM ed alimentazione tramite la scheda di inverter del motore, il blocco effettivo del motore da cui dalla logica di comando si determina la coppia erogata. Il blocco del controllo sulla corrente viene presentando in ultimo, questo giustificato dal fatto che esso opera su valori in feedback.

2.1.1 Modello dell'Electronic Power Unit

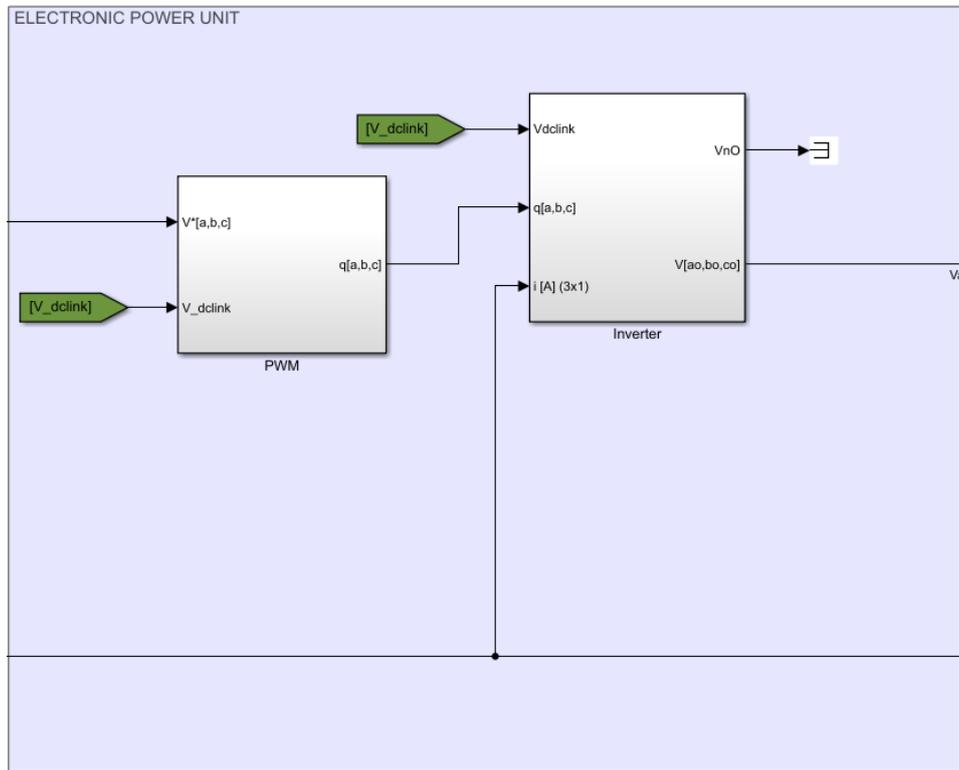


Figura 2.5: Modello Simulink dell'EPU

Modello modulatore PWM

Il primo elemento modellizzato per tale unità è il modulatore PWM (pulse-width modulation). La presenza di tale elemento nei motori elettrici deriva dalla necessità di poter regolare, in funzione della richiesta e del controllo, la corrente erogata al motore per controllarne la coppia utile. Ad esempio, non potendo regolare la corrente mediante un reostato, cosa che comporterebbe perdite di potenza utile e quindi dell'efficienza dell'intero motore, si opera regolando la tensione di alimentazione della scheda di inverter. Tale metodo di regolazione è impulsivo, ovvero il risultato è un'onda quadra di impulsi di tensione variati in funzione della richiesta di corrente (coppia).

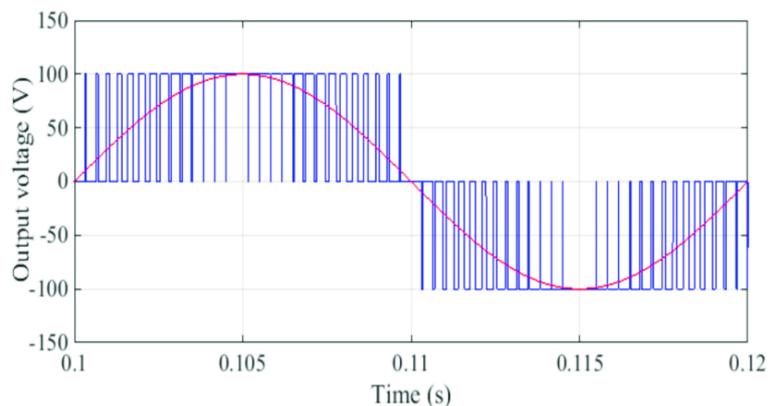


Figura 2.6: Esempio dell'andamento della tensione di alimentazione con logica PWM

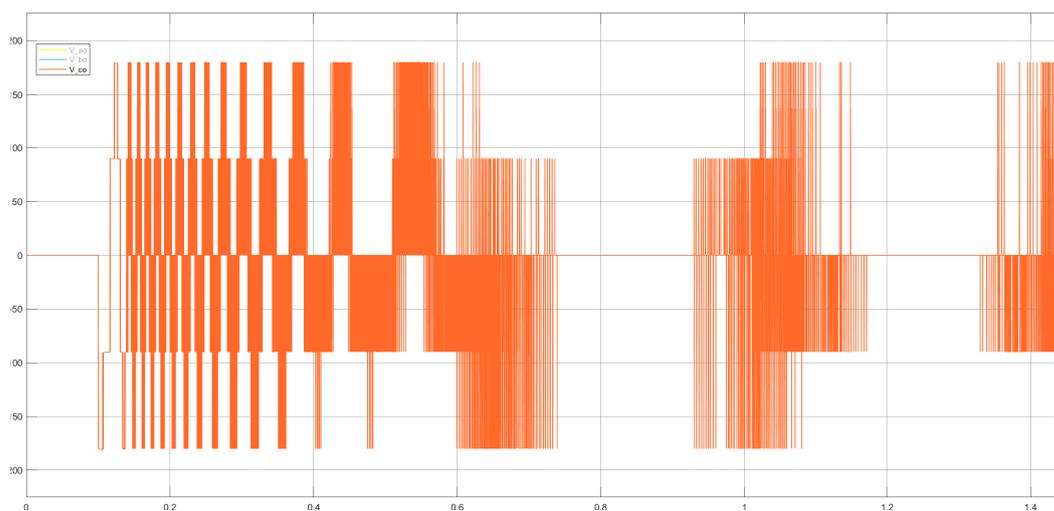


Figura 2.7: Caso di tensione di alimentazione su una delle tre fasi dal modello del il caso studio

Per generare un'onda pulsata e modulata che comandi i transistori della scheda di inverter, si intersecano due segnali: un'onda triangolare detta di segnale portante con un segnale analogico di comando, quest'ultimo derivante dall'unità di controllo. Nel caso di modellizzazione in oggetto, il segnale portante è un'onda triangolare bipolare unitaria con frequenza di 12 kHz . In Figura 2.8 viene presentato il modello Simulink implementante la logica PWM.

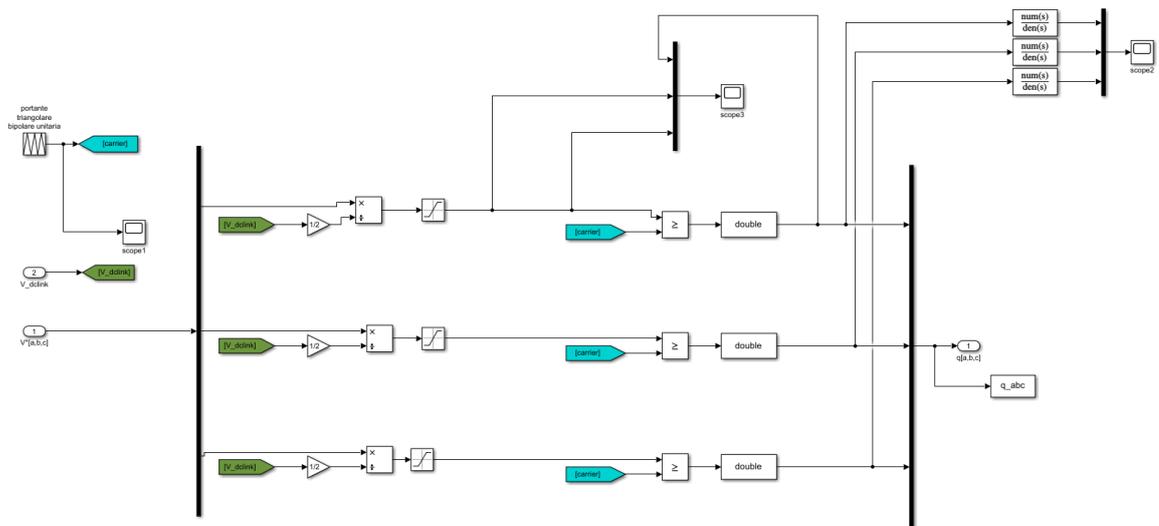


Figura 2.8: Blocco Simulink "PWM"

Tale blocco si basa sul modello matematico presentato in seguito. Come da figura in ingresso vi è la tensione di alimentazione V_{dclink} corrispondente a 270 V, il segnale portante e il segnale analogico di comando ($V^*[a,b,c]$). L'output del blocco è la variabile $q[a,b,c]$, un vettore la cui funzione è comandare l'accensione/spengimento dei transistori al fine di garantire la corrente sinusoidale nelle fasi. Il vettore q è quindi composto da valori 1 (on) e 0 (off). Indipendentemente dal segno della corrente di carico, la tensione in uscita è determinata esclusivamente dall'alimentazione e dalla funzione di commutazione, di conseguenza l'equazione da cui viene realizzato il modello (per una singola fase) è la seguente:

$$q(t) = \frac{1}{2} \left[\frac{2v^*(t)}{V_{dclink}} + 1 \right] \quad (2.1)$$

Tale equazione parte dalla seguente considerazione:

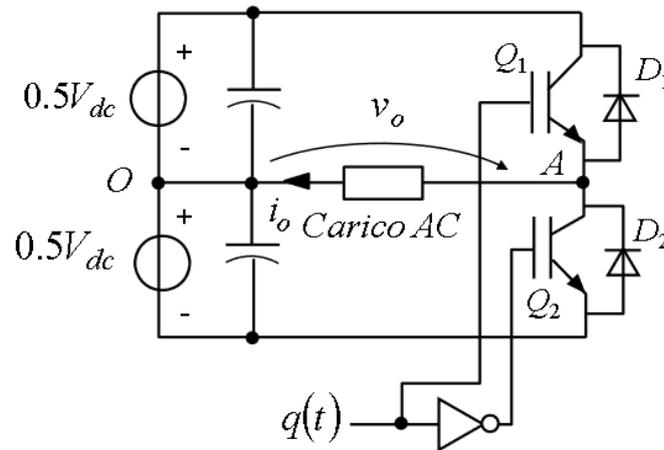


Figura 2.9: Schema esemplificativo di un polo di commutazione bidirezionale

Considerando come carico una delle fasi del rotore, essa può essere alimentata da corrente in due direzioni (quindi la presenza di due coppie transistor-diodo). L'alimentazione di corrente in un senso avviene a $v_o = 0.5 \cdot V_{dc}$, nell'altro senso a $v_o = -0.5 \cdot V_{dc}$. Per consentire ciò è necessario il funzionamento dei transistor che rispetti tale relazione:

$$\begin{cases} q = 1 \Rightarrow v_o = 0.5 \cdot V_{dc} \\ q = 0 \Rightarrow v_o = -0.5 \cdot V_{dc} \end{cases} \quad (2.2)$$

Di conseguenza si ottiene la variabile logica di funzionamento q presentata nell'equazione 2.1 ed implementata nel modello.

Modello dell'inverter

Se la regolazione avviene mediante un'onda quadra, di cui si regolano gli intervalli tra valore nullo e valore non nullo, in input alla scheda di inverter risultano necessari due parametri: la tensione di alimentazione di 270 V ed il vettore $q[a, b, c]$ che regola la logica di funzionamento dei transistori, entrambi i parametri entrano nel blocco insieme alla corrente arrivante in feedback. La necessità di avere la corrente in ingresso deriva dal fatto di modellizzare le perdite di resistività e di commutazione dei transistori. Si presenta quindi il blocco Simulink "Inverter" in Figura 2.10:

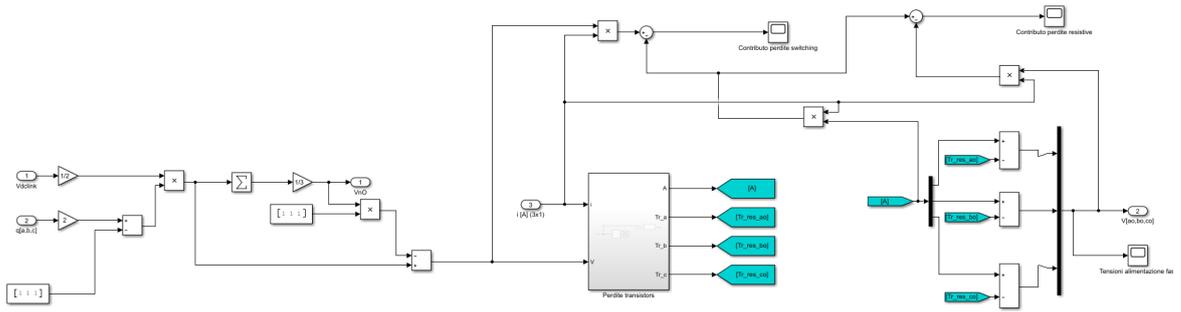


Figura 2.10: Blocco Simulink "Inverter"

Si prenda in esempio il seguente schema:

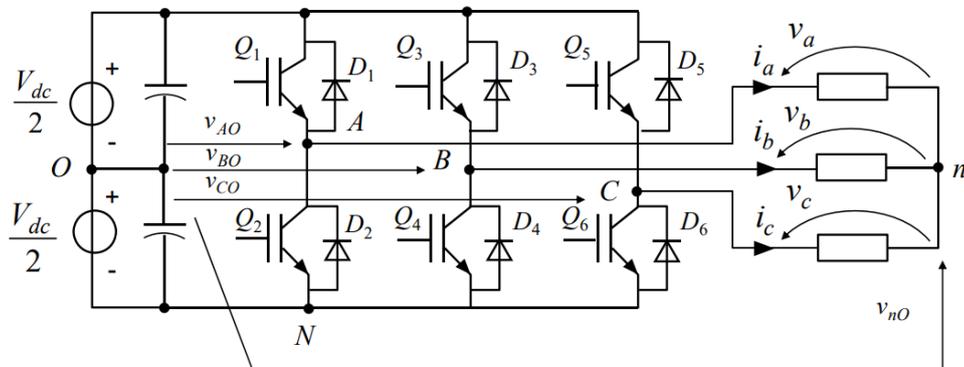


Figura 2.11: Schema esemplificativo sistema inverter trifase

Con V_{n0} si definisce la tensione di nodo comune, la quale esprime il legame tra le tensioni erogate dall'inverter e le tensioni di fase del carico, rispetto ad un nodo generico considerato O :

$$V_{n0}(t) = \frac{1}{3} \left[V_{A0}(t) + V_{B0}(t) + V_{C0}(t) \right]$$

Le tensioni: V_{A0} , V_{B0} , V_{C0} , sono le tensioni erogate dall'inverter rispetto al punto comune considerato O . Seguendo sempre lo schema in Figura 2.11 le tensioni su ogni fase sono ottenute come:

$$\begin{cases} v_a(t) = V_{A0}(t) - V_{n0} \\ v_b(t) = V_{B0}(t) - V_{n0} \\ v_c(t) = V_{C0}(t) - V_{n0} \end{cases} \quad (2.3)$$

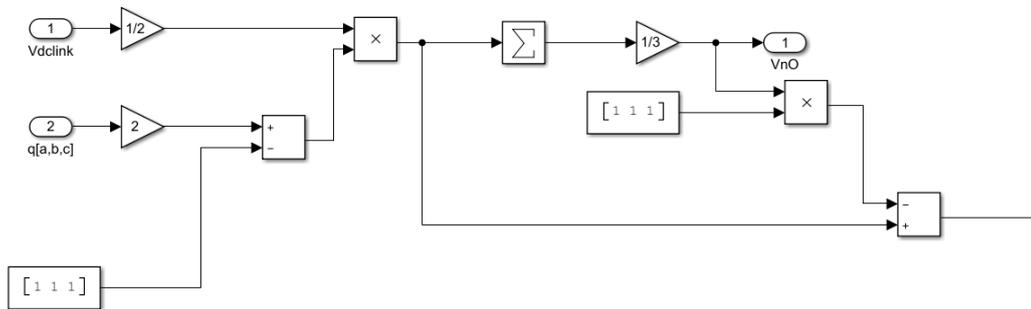


Figura 2.12: Determinazione delle tensioni sulle fasi

Ottenuto il vettore delle tensioni sulle fasi, si modellano le perdite nella scheda di inverter: perdite di resistività sui transistori e perdite di commutazione. Il modello più accurato, preso inizialmente in considerazione, per schematizzare le perdite è quello della realizzazione di un modello Simscape elettrico con transistori:

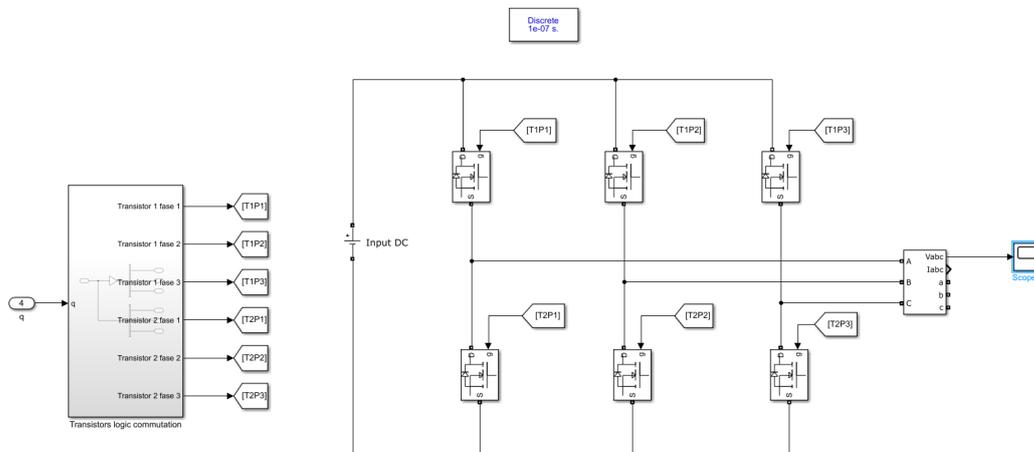


Figura 2.13: Proposta di modellazione scheda inverter

Questa soluzione consente di ottenere, attraverso il settaggio dei parametri nei blocchi Simulink dei transistori, direttamente il vettore delle tensioni al netto delle perdite sopracitate. Per le perdite di resistività è necessario inserire per il transistor il valore ricavabile dal datasheet associato, per le perdite di commutazione invece si richiede di costruire un circuito di snubber equivalente.

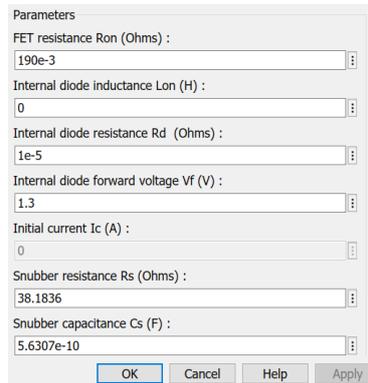


Figura 2.14: Mask del componente "Transistor" in Simulink

La soluzione appena presentata per tener conto di tali perdite, però scartata come viene esposto in seguito, si basa sul ragionamento che segue. Da Figura 2.14 si osserva come si può tener conto dell'effetto dello snubber, tale componente (circuito costituito da una resistenza ed un condensatore) viene ad esempio utilizzato in acustica per rimuovere alcune frequenze fungendo da filtro, nel motore oggetto di analisi può essere inserito per evitare i colpi d'ariete elettrici limitando anche le perdite per commutazione.

Considerando:

- $x \rightarrow$ Parametro dipendente dalla capacità del circuito di snubber
- $E \rightarrow$ Energia dissipata nel transistor allo spegnimento con presenza di snubber
- $E_{SN} \rightarrow$ Energia dissipata nel transistor allo spegnimento senza snubber

Si presentano le relazioni:

$$E_{SN} = V \cdot i \cdot \frac{f_{switch}}{2}$$

$$\begin{cases} \frac{E}{E_{SN}} = 1 + \frac{x}{2} - \frac{4}{3}\sqrt{x}; & se \ x < 1 \\ \frac{E}{E_{SN}} = \frac{1}{6x}; & se \ x \geq 1 \end{cases} \quad (2.4)$$

Allora se si considera di modellizzare un circuito di snubber equivalente con $x = 1$, si può tener conto di $\frac{5}{6}$ della potenza di switch dissipata allo spegnimento e all'attivazione del transistor, inserendo nel blocco Simulink associato ad ognuno di essi resistività e capacità come calcolate in seguito:

$$x = 1$$

$$R_{SN} = \frac{V_{alimentazione}}{i_{saturazione}}$$

$$C_{SN} = \frac{i_{\text{sat}} \cdot \left(\frac{t_{\text{off}} + t_{\text{on}}}{2}\right)}{2 \cdot V_{\text{alimentazione}}}$$

Tale modello matematico per le caratteristiche del circuito di snubber è riferito alle norme di design di tale circuiti della Digi-Key Electronics™. A tale proposta di modellizzazione, si preferisce adottare una soluzione più efficiente che tenga conto di un valore medio di perdite da sottrarre alla tensione commutata alle fasi, considerando inoltre che essa è una soluzione comunque approssimata. La motivazione di questa scelta, risiede nella maggior semplicità del modello, minor carico computazionale, perdita di vincoli sul passo di integrazione, mancata necessità di dover reperire dati sui componenti elettronici della scheda di inverter. Vengono valutate altre soluzioni per tener conto delle perdite di commutazione quale ad esempio la considerazione di un delay che tenesse conto in maniera generale del transistoro di tensione dovuto all'accensione spegnimento di transistori. Essendo l'ordine di grandezza dei transistori di tali transistori nell'ordine dei nano secondi, non si ritiene accettabile diminuire il passo di integrazione per tener conto di queste perdite. I modelli allora scelti sono riportati nelle seguenti figure:

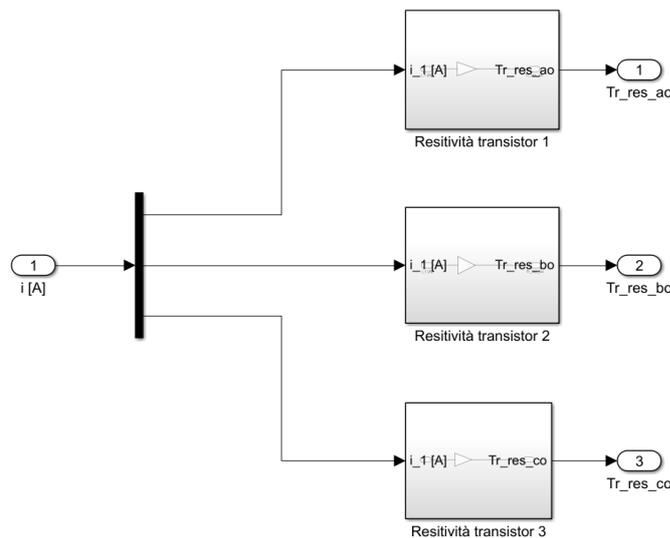


Figura 2.15: Modellazione perdite per effetto Joule dei transistori

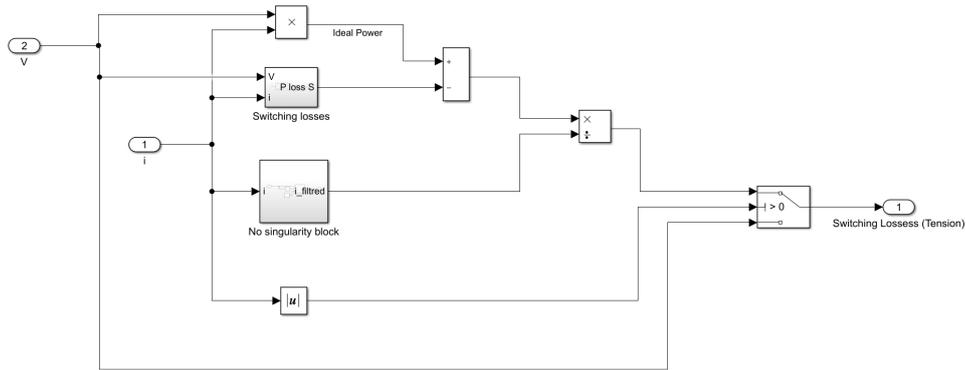


Figura 2.16: Modellazione perdite per effetto della commutazione

Le perdite per effetto Joule sono ottenute considerando i transistori come elementi dissipativi a cui è associata una resistività equivalente, si ha quindi una dissipazione di potenza modellizzata come una perdita di tensione commutata. Il motore è controllato in posizione (logica a quattro quadranti), si è considerato tre transistori sempre in conduzione, uno per ogni corrente associata a ciascuna fase. Per le perdite di commutazione si tiene conto del seguente modello matematico:

$$P_{loss\ switch} = \frac{1}{2} \cdot V \cdot i \cdot (t_{on} + t_{off}) \cdot f_{switch}$$

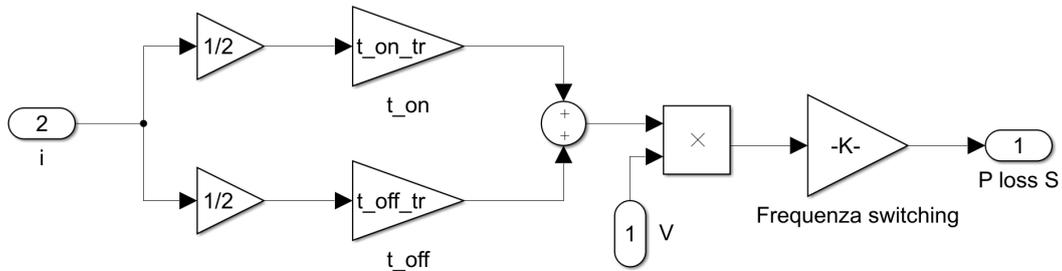


Figura 2.17: Implementazione modello matematico per le perdite di commutazione

In definitiva si sottolinea che le perdite per resistività vengono modellizzate come cadute di tensione, mentre per le perdite di commutazione si passa prima dalla determinazione della potenza alla quale viene sottratto il contributo di perdita per poi ricavare il valore di tensione reale.

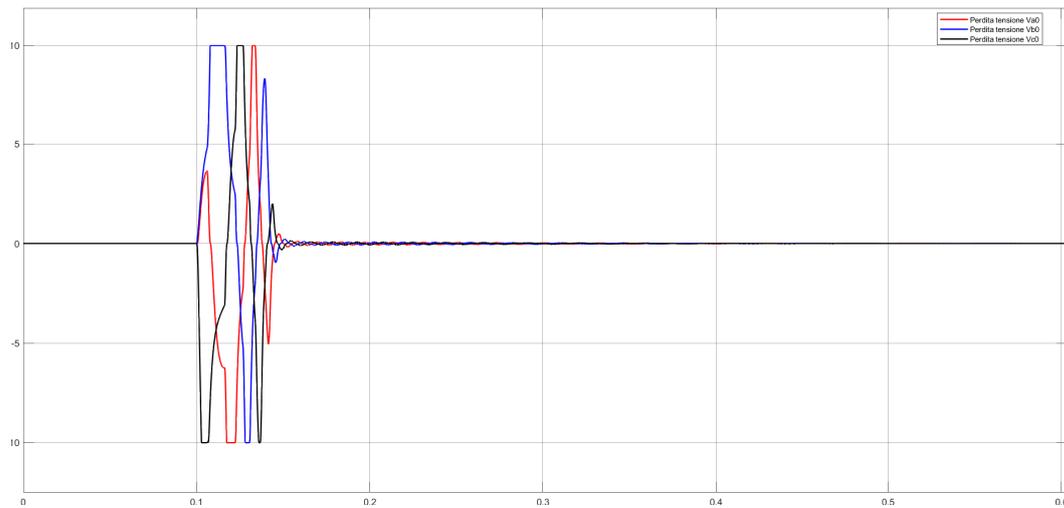


Figura 2.18: Esempio dell'andamento delle perdite per resistività (Volt) all'interno del modello realizzato

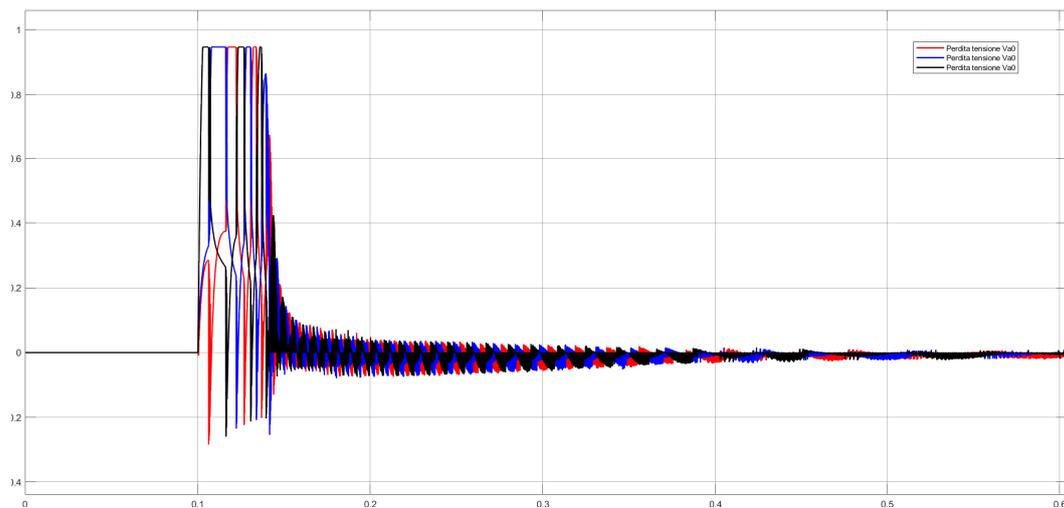


Figura 2.19: Esempio dell'andamento delle perdite di switching (Volt) all'interno del modello realizzato

Per il loro valore contenuto, nella modellizzazione sono trascurati i contributi di perdite dovuti ai diodi di protezione a condensatori anti ripple.

2.1.2 Modello del motore elettrico

Viene presentato il modello del motore elettrico:

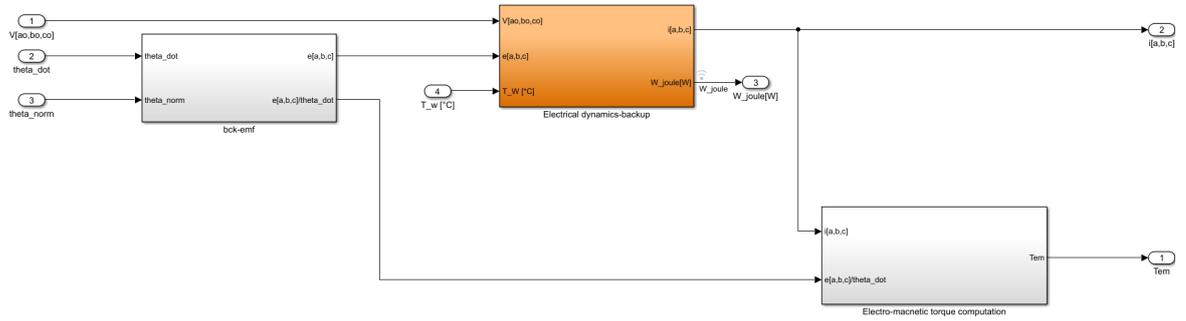


Figura 2.20: Blocco simulink "Electric Motor"

Gli inputs sono il vettore delle tensioni comandato alle fasi, la posizione e la velocità angolare dell'albero del motore, quest'ultime arrivanti in feedback al fine del calcolo della forza contro elettromotrice.

Modello di determinazione della forza contro elettromotrice

Il primo blocco presente in Figure 2.20 tiene conto dell'effetto della forza contro elettromotrice (fcem). L'equazione di riferimento è:

$$e_a = k_e \cdot \omega_m$$

Nei motori BLAC la fcem è legata alla velocità angolare da un coefficiente funzione della posizione del rotore (funzione di forma dipendente da θ):

$$e_a = k_e(\theta) \cdot \omega_m = k \cdot \cos(\theta_m) \cdot \dot{\theta}_m \quad (2.5)$$

Dove:

- $e_a \rightarrow$ Forza contro elettromotrice (Volt)
- $k_e \rightarrow$ Costante di forza contro elettromotrice ($\frac{V}{rad/s}$)
- $k \rightarrow$ Costante di velocità ($\frac{V}{rad/s}$)
- $\omega_m = \dot{\theta}_m \rightarrow$ Velocità angolare dell'albero del motore
- $\theta_m \rightarrow$ Posizione angolare dell'albero del motore

Di conseguenza il blocco Simulink in cui si determina la forza contro elettromotrice:

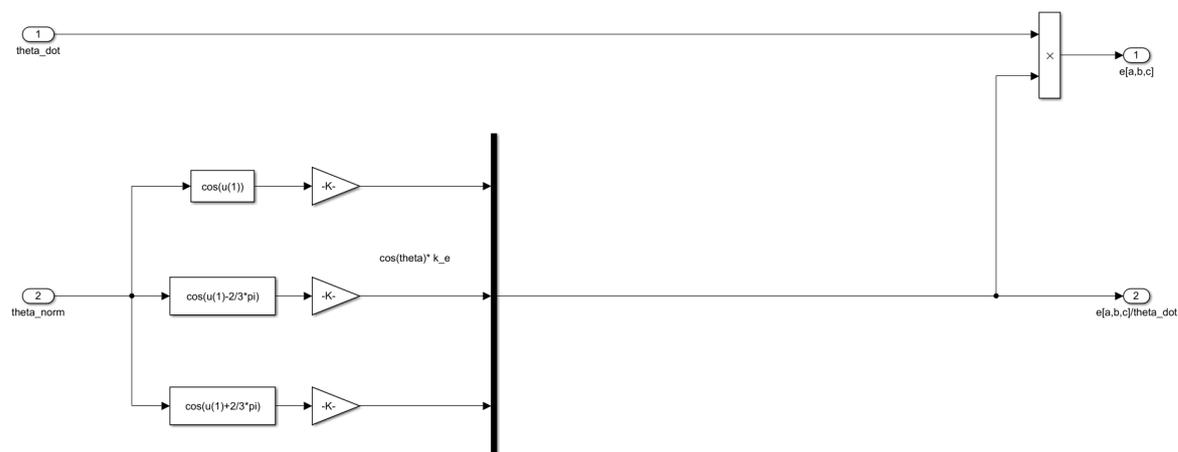


Figura 2.21: Blocco simulink "bck-emf"

Modello di determinazione delle correnti nelle fasi

Tenuto conto della f_{cem} , si passa alla determinazione del vettore delle correnti circolanti nelle fasi. Il motore viene modellizzato con comportamento ohmico-induttivo, tenendo conto della dipendenza dell'induttanza e della resistività (anch'essi vettori in cui gli elementi corrispondono alle caratteristiche di ciascuna fase) con la temperatura. Il modello implementato è un modello lineare con la temperatura:

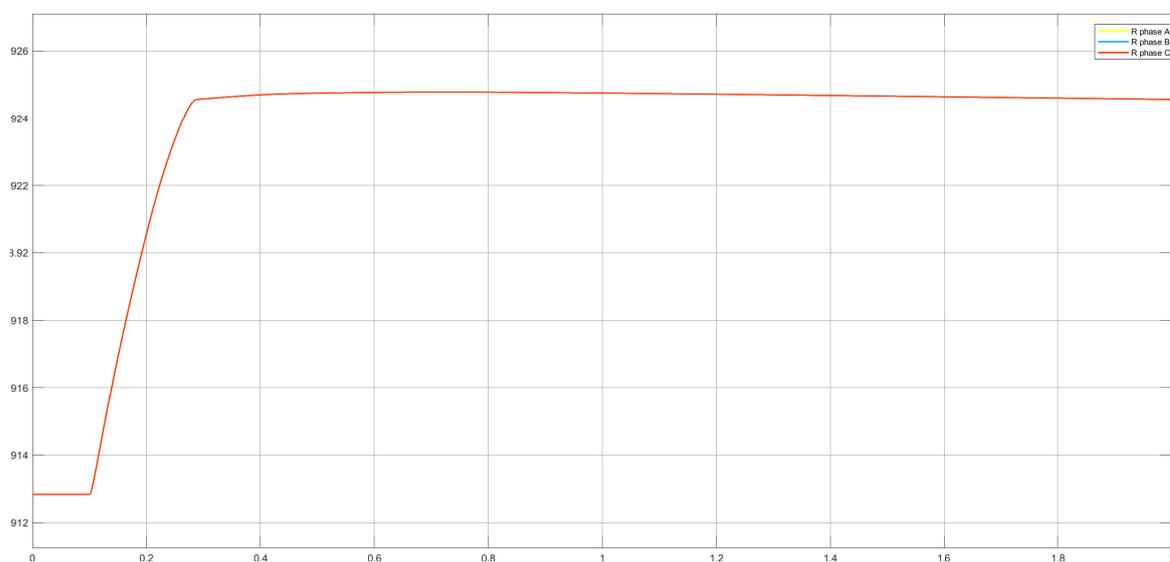


Figura 2.22: Esempio di andamento della resistività delle fasi in funzione della temperatura per un comando a gradino pari al fine corsa dell'EMA

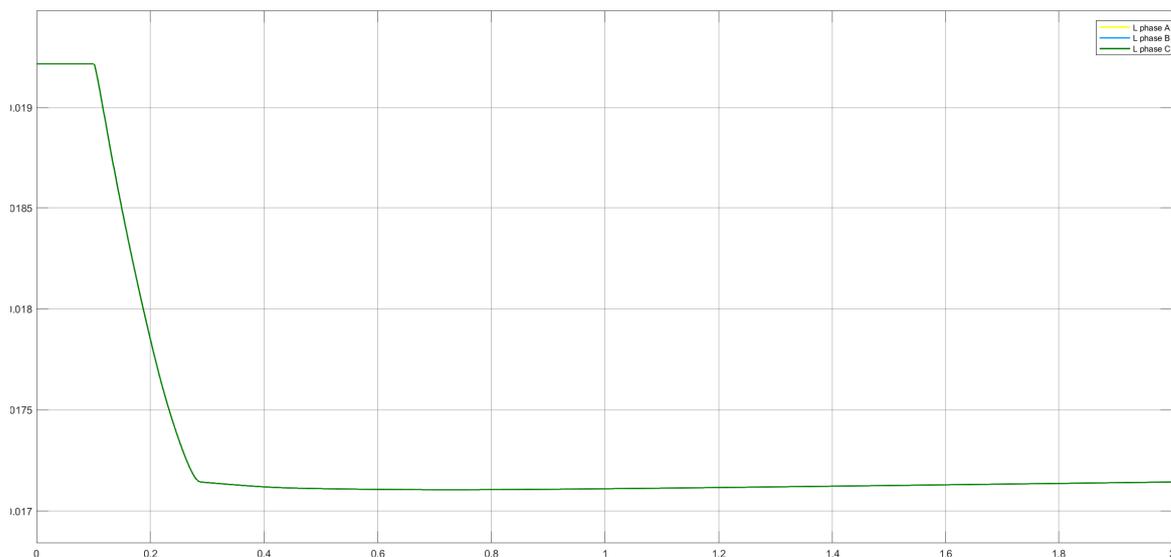


Figura 2.23: Esempio di andamento dell'induttanza delle fasi in funzione della temperatura per un comando a gradino pari al fine corsa dell'EMA

Segue l'equazione differenziale della corrente utilizzata come modello matematico di riferimento:

$$L(T) \frac{di}{dt} + R(T) i(t) = V(t) - e(t)$$

Dove:

- $L(T)$ → Vettore dell'induttanza delle fasi funzione della temperatura
- $R(T)$ → Vettore della resistività delle fasi funzione della temperatura
- $V(t)$ → Vettore delle tensioni applicate
- $e(t)$ → Vettore forza contro elettromotrice (equazione 2.5)

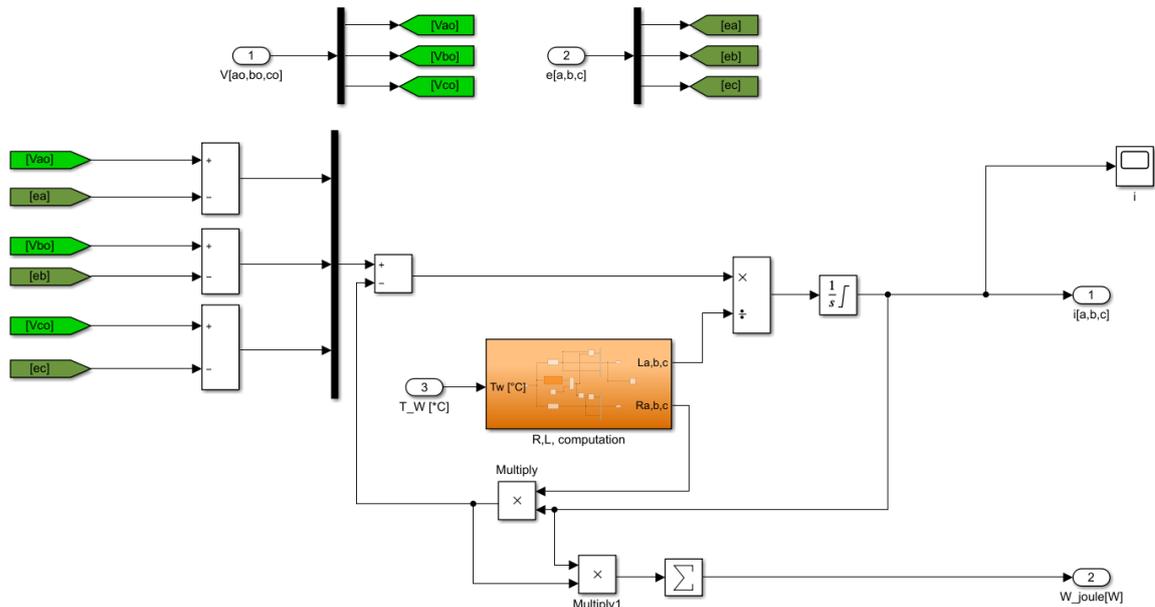


Figura 2.24: Blocco simulink "bck-emf"

L'integratore dedicato alla determinazione della corrente in figura sovrastante è saturato, dato che si sta considerando un motore AC con azionamento sinusoidale, al valore:

$$i_{saturation} = i_{max\ motor} \cdot \sqrt{2} = 14.14 [A]$$

Modello di determinazione della coppia elettromagnetica

Il modello matematico di partenza parte dall'eguagliare la potenza elettrica e la potenza meccanica:

$$P_e = \vec{e} \cdot \vec{i}$$

$$P_m = \vec{T}_m \times \vec{\omega}_m$$

Dove:

- \vec{e} → Vettore della fcm nelle tre fasi
- \vec{i} → Vettore delle correnti nelle tre fasi
- \vec{T}_m → Coppia meccanica all'albero del motore
- $\vec{\omega}_m$ → Velocità angolare dell'albero del motore

$$P_e = P_m$$

$$T_m = \frac{e_a \cdot i_a + e_b \cdot i_b + e_c \cdot i_c}{\omega_m} \quad (2.6)$$

Dal'equazione 2.5, si scrivono le seguenti relazioni per ogni fase:

$$e_a = k \cdot \sin(\theta_m) \cdot \omega_m$$

$$\begin{cases} e_a = K_{e_a} \cdot \omega_m = k \cdot \sin(\theta_m) \cdot \omega_m \\ e_b = K_{e_b} \cdot \omega_m = k \cdot \sin(\theta_m - \frac{2}{3}\pi) \cdot \omega_m \\ e_c = K_{e_c} \cdot \omega_m = k \cdot \sin(\theta_m + \frac{2}{3}\pi) \cdot \omega_m \end{cases} \quad (2.7)$$

Le correnti nelle singole fasi invece possono essere espresse come:

$$\begin{cases} i_a = i \cdot \sin(\theta_m) \\ i_b = i \cdot \sin(\theta_m - \frac{2}{3}\pi) \\ i_c = i \cdot \sin(\theta_m + \frac{2}{3}\pi) \end{cases} \quad (2.8)$$

Sostituendo le espressioni dei sistemi di equazione 2.7 e 2.8 nell'equazione 2.6, si ottiene:

$$|\vec{T}_m| = k \cdot i \cdot \sin^2(\theta_m) + k \cdot i \cdot \sin^2(\theta_m - \frac{2}{3}\pi) + k \cdot i \cdot \sin^2(\theta_m + \frac{2}{3}\pi) = \frac{3}{2}k \cdot \{i\} = \{K_t\} \cdot \{i\}$$

Nella modellizzazione si effettua la seguente ipotesi semplificativa:

$$K_e = K_t$$

Questa ipotesi rende più robusto il modello evitando singolarità di natura numerica.

2.1.3 Modellazione del controllo del motore elettrico

Per il controllo in coppia si agisce sulla corrente, andando a considerare il così detto sistema sincrono del motore.

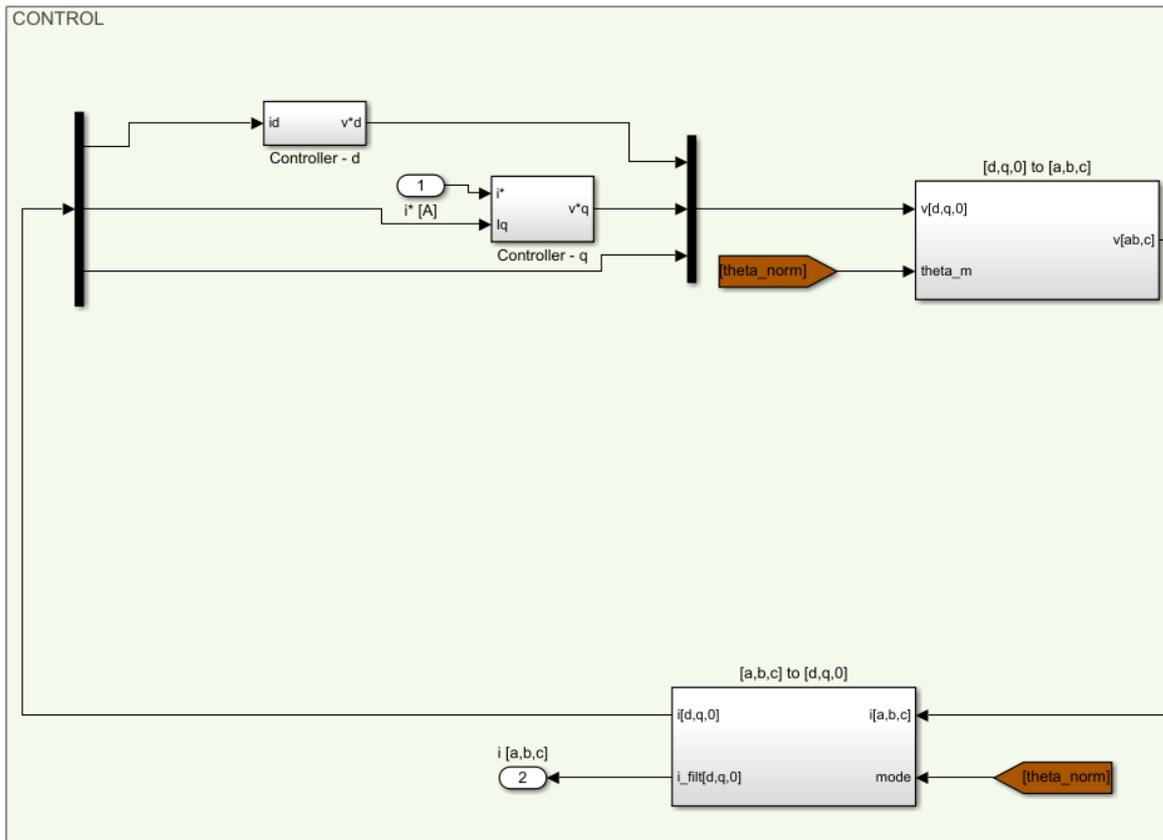


Figura 2.25: Parte del modello simulink per il controllo della corrente

Per capire le espressioni su cui agisce il controllo, si riprende l'espressione della coppia elettromagnetica, in tal caso però ottenuta dalla coenergia magnetica:

$$T_m = p \left(\frac{\partial W_m(\theta, i)}{\partial \theta} \right) \Bigg|_{i=const.} \quad (2.9)$$

Dove:

- $p \rightarrow$ Numero di coppie polari
- $W_m(\theta, i) \rightarrow$ Coenergia magnetica
- $\theta \rightarrow$ Posizione angolare del rotore

Esplicitando l'espressione dei flussi magnetici, la coenergia magnetica può essere espressa in forma matriciale come:

$$W_c = \frac{1}{2} \{i\}^T ([L(\theta)] \{i\} + \{i\}^T \{\Phi_M(\theta)\}) \quad (2.10)$$

Dove:

- $\{i\}$ → Vettore delle correnti nelle fasi
- $[L(\theta)]$ → Matrice delle induttanze
- $\Phi_M(\theta)$ → Vettore dei flussi magnetici concatenati

Sostituendo l'equazione 2.10 nell'espressione della coppia elettromagnetica 2.9 si ottiene:

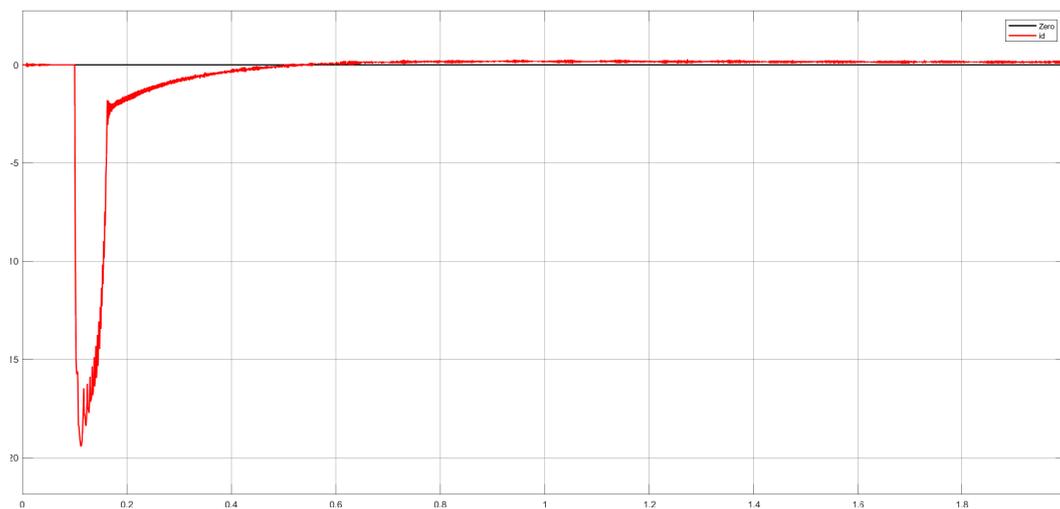
$$T_m = p \left(\frac{1}{2} \{i\}^T \frac{d[L(\theta)]}{d\theta} \{i\} + \{i\}^T \frac{d\{\Phi_M(\theta)\}}{d\theta} \right)$$

L'equazione ottenuta mostra la coppia elettromagnetica sia in funzione di grandezze di rotore (flussi magnetici), sia in funzione di grandezze di statore (correnti). Allora nel controllo in coppia di un BLAC, dove si interviene nel controllo delle correnti, si considerano le correnti ottenute applicando opportune trasformazioni. Per il controllo ci si riferisce ad un sistema di riferimento sincrono con il motore: i così detti assi (d, q, o) solidali con il rotore. L'asse d rappresenta la direzione del flusso concatenato, l'asse q è ottenuto dalla rotazione di $\frac{\pi}{2}$ rispetto all'asse d , fungendo anche da riferimento per la direzione su cui si ottiene la coppia massima (direzione di riferimento per il controllo). Infatti, in tal modo sarà obbiettivo del controllo cercare di avere il vettore corrente (i_q) sincrono ed in quadratura con la direzione d . Le trasformazioni che si applicano sono le trasformazioni di Clarke e di Park. Non da trascurare è la caratteristica di tali trasformazioni: esse conservano le ampiezze delle grandezze elettriche (tensioni, correnti e flussi) nel sistema effettivo e nel sistema trasformato. Nello specifico la trasformazione di Clarke riconduce l'avvolgimento trifase di statore (i_a, i_b, i_c) in un sistema bifase equivalente (α, β) . In tal modo, applicando successivamente la trasformazione di Park, si arriva al riferimento (d, q, o) . Quest'ultima trasformazione viene applicata alle sole grandezze di statore, in quanto le grandezze di rotore (flusso del magnete) è già valutato in tale riferimento per definizione degli assi (d, q) . La componente "o" dei sistemi trasformati è la componente omopolare, non interessa al fine del controllo e si conserva attraverso le varie trasformazioni. Nella modellazione risulta comodo tenerne conto per "conservare" la dimensione 3×3 delle matrici. Le matrici di trasformazione quindi variano il riferimento delle correnti e risultano essere:

$$M_{Clarke} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix}$$

$$M_{Park} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) & 0 \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Trasformato il vettore delle correnti, sono modellati due controllori PI (proporzionale-integrativo). Un primo controllore sulla componente della corrente i_d , al fine di annullarla ed avere solo la componente i_q che massimizza la coppia. Un secondo controllore per la componente della corrente i_q invece è presente al fine della corrispondenza al valore comandato arrivante dal loop di controllo più esterno quale l'anello di velocità del motore (quasi'ultimo sarà analizzato in seguito). Successivamente al settaggio dei guadagni, nelle successive figure si riporta un esempio dell'azione dei due controllori PI per un comando a gradino imposto sull'EMA:

Figura 2.26: Esempio risultato controllore PI i_q Figura 2.27: Esempio risultato controllore PI i_d

Il settaggio dei guadagni risulta:

$$k_{p_{i_q}} = 50 \left[\frac{V}{A} \right]$$

$$k_{i_{i_q}} = 7 \left[\frac{V \cdot s}{A} \right]$$

$$k_{p_{i_d}} = 50 \left[\frac{V}{A} \right]$$

$$k_{i_{i_d}} = 7 \left[\frac{V \cdot s}{A} \right]$$

2.2 Modellazione della trasmissione

Per trasmissione si intende la cinghia dentata e il sistema vite-madrevite a rulli planetari dell'attuatore elettromeccanico. In Figura 2.28 si presentano i blocchi Simulink di tali sistemi meccanici:

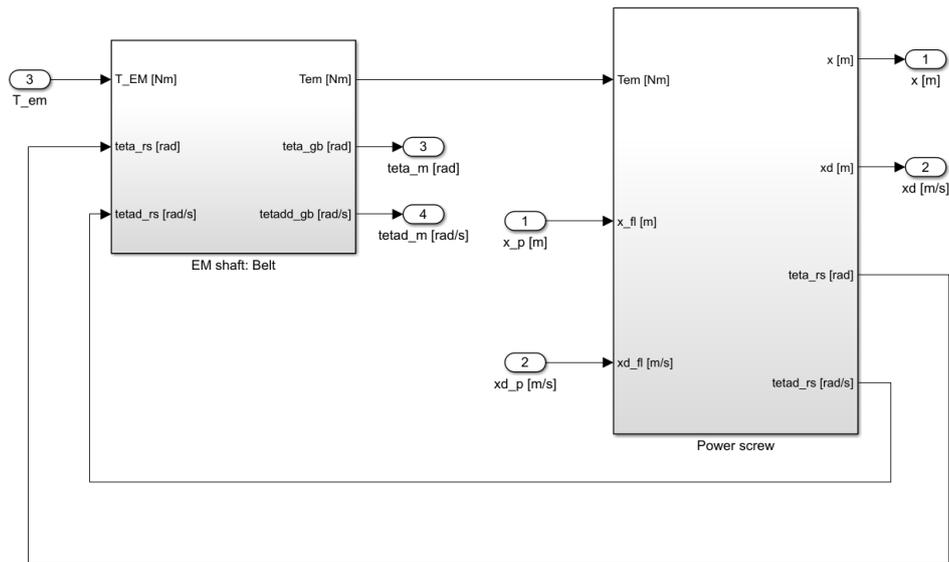


Figura 2.28: Modello Simulink "Mechanical transmission"

2.2.1 Modellazione della trasmissione a cinghia dentata

La cinghia dentata della trasmissione dell'EMA collega il rotore del motore elettrico al sistema vite-madrevite generante l'attuazione lineare del cilindro. Il rapporto di trasmissione è unitario, nella seguente tabella sono presenti alcuni dati di tale sistema modellato:

Caratteristica	Valore	Unità di misura
Inerzia puleggia motrice	$2.9057 \cdot 10^{-5}$	$[kg \cdot m^2]$
Inerzia puleggia comandata	$2.9057 \cdot 10^{-5}$	$[kg \cdot m^2]$
Rapporto di trasmissione	1	$[-]$
Coefficiente di viscosità aria-pulegge	10^{-6}	$[\frac{Nm \cdot s}{rad}]$
Coefficiente di elasticità cinghia	1250000	$[\frac{Nm}{rad}]$
Coefficiente di smorzamento cinghia	500000	$[\frac{Nm \cdot s}{rad}]$

Tabella 2.1: Caratteristiche della trasmissione a cinghia dentata

La modellazione riguarda solo il tratto teso della cinghia e si presenta nella seguenti figure:

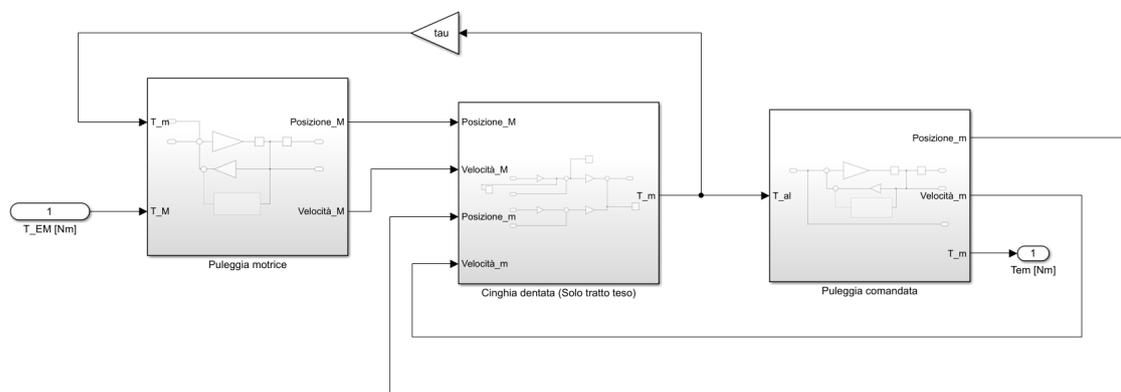


Figura 2.29: Modello Simulink "EM shaft: Belt"

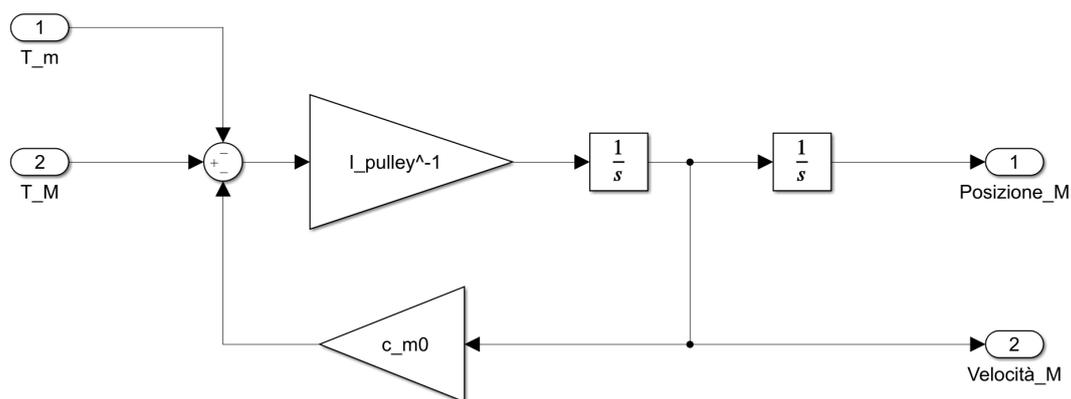


Figura 2.30: Modello Simulink "Puleggia motrice"

Il modello utilizzato è l'equazione dinamica alla puleggia:

$$I_p \ddot{\theta}_p + C_p \dot{\theta}_p = T_M - \tau \cdot T_m \quad (2.11)$$

Dove:

- $I_p \rightarrow$ Momento d'inerzia della puleggia
- $C_p \rightarrow$ Coefficiente di smorzamento viscoso puleggia
- $T_M \rightarrow$ Coppia elettromagnetica (alimentazione)
- $T_m \rightarrow$ Coppia della puleggia comandata (carico)

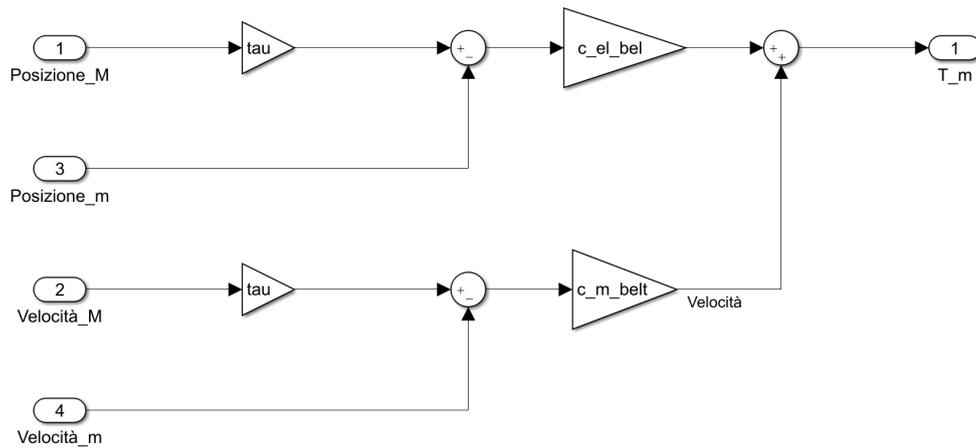


Figura 2.31: Modello Simulink "Cinghia dentata (Solo tratto teso)"

Il modello della cinghia dentata come detto considera il solo tratto teso, il ragionamento alla base di questo modello è che se è presente un'azione differenziale in posizione o in velocità, mediante le proprie caratteristiche di rigidità elastica e smorzamento, la cinghia esplica la propria dinamica andando a trasmettere coppia:

$$T_m = (\theta_M \cdot \tau - \theta_m) C_{el_{belt}} + (\dot{\theta}_M \cdot \tau - \dot{\theta}_m) C_{m_{belt}}$$

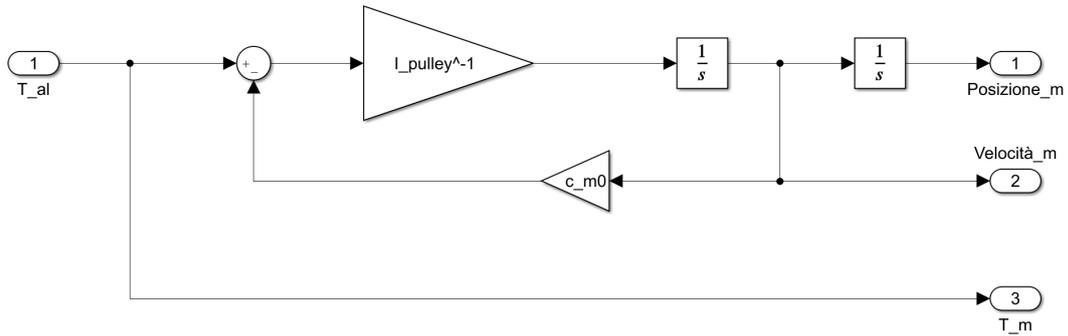


Figura 2.32: Modello Simulink "Puleggia comandata"

In Figura 2.32 si osserva come la modellizzazione della dinamica della puleggia comandata sia analoga a quella della puleggia motrice, l'equazione quindi è simile al modello matematico dell'equazione 2.11. In tal caso però è stato scelto di considerare i carichi agenti sulla puleggia nel successivo sistema dinamico collegato ad essa quale il sistema vite-madrevite a rulli planetari.

2.2.2 Modellazione del sistema di trasmissione vite-madrevite

Il modello della trasmissione a vite-madrevite a rulli planetari si presenta come in figura:

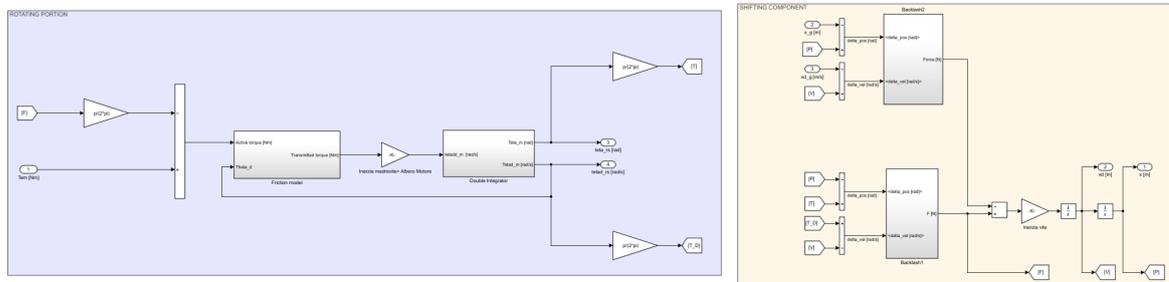


Figura 2.33: Blocco Simulink "Power screw"

L'input del modello è la coppia netta agente sul sistema, quale la differenza tra la coppia elettromagnetica, in arrivo dal motore elettrico e trasmessa dal riduttore a cinghia, e il carico dato dalla forza agente sullo stelo dell'EMA moltiplicata per il rapporto di trasmissione da moto rotatorio a lineare della vite ($\frac{p}{2\pi} [\frac{m}{rad}]$):

$$T_{netta} = T_m - F \cdot \frac{p}{2\pi} \tag{2.12}$$

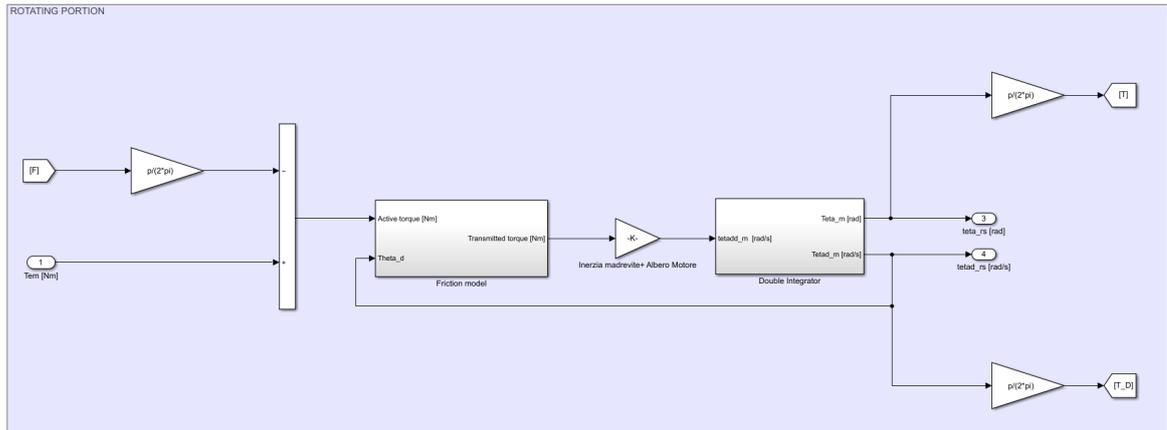


Figura 2.34: Modellizzazione madre vite della trasmissione

Nell'equazione 2.12, p rappresenta il passo della vite ed F viene determinata dal blocco di backlash avente come grandezze in ingresso:

$$\Delta x = x_{mv} - x_v$$

$$\Delta \dot{x} = \dot{x}_{mv} - \dot{x}_v$$

Dove:

- $x_{mv} = \theta_{mv} \cdot \frac{p}{2\pi} \rightarrow$ Spostamento lineare della madre vite
- $x_v \rightarrow$ Spostamento della vite
- $\dot{x}_{mv} = \dot{\theta}_{mv} \cdot \frac{p}{2\pi} \rightarrow$ Velocità lineare della madre vite
- $\dot{x}_v \rightarrow$ Velocità della vite

Il carico sullo stelo dell'attuatore anch'esso viene modellizzato tenendo conto del backlash, in cui i parametri di dipendenza sono:

$$\Delta x = x_v - x_g$$

$$\Delta \dot{x} = \dot{x}_v - \dot{x}_g$$

Dove:

- $x_g = \theta_{mv} \cdot \frac{p}{2\pi} \rightarrow$ Spostamento lineare del giunto collegato e a valle dell'EMA
- $\dot{x}_g \rightarrow$ Velocità lineare del giunto

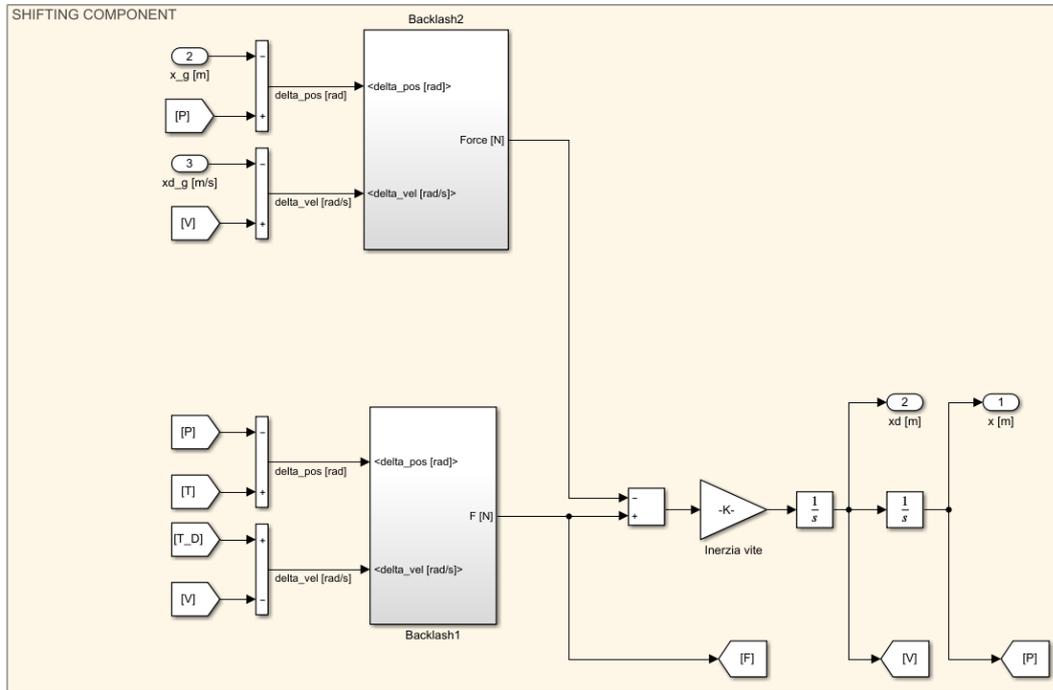


Figura 2.35: Modellizzazione vite della trasmissione

L'inerzia del sistema per la determinazione dell'accelerazione della madre vite (Figura 2.34), tiene conto anche dell'inerzia dell'albero del BLAC. L'inerzia dell'albero del motore elettrico viene trasportata sull'asse della madre vite, i due assi sono paralleli e collegati della trasmissione a cinghia dentata con rapporto di trasmissione unitario, quindi l'inerzia totale è la somma delle inerzie dei due alberi:

$$I_{tot} = I_{madre\ vite} + I_{albero\ blac} = 3.8540 \cdot 10^{-4} [kg \cdot m^2]$$

Modellizzazione del backlash

Il backlash è un fenomeno presente nei sistemi meccanici accoppiati. Lo spazio di gioco meccanico comporta errori di trasmissione cinematica, perdite di forza/coppia, riduzione del rendimento della trasmissione e difficoltà nel controllo. Dati due componenti accoppiati, si può allora definire il backlash come il massimo spostamento effettuabile da uno dei due componenti quando l'altro è fermo prima che essi entrino in contatto collegandosi dinamicamente. L'azione di trasmissione di coppia in presenza di backlash, viene modellizzata attraverso un sistema "molla-smorzatore" equivalente, i coefficienti di rigidità equivalente di contatto e di smorzamento equivalente di contatto modellizzano le azioni (forze o momenti) agenti. La posizione relativa consente di capire in quale caso di contatto o meno ci si trova, essa in seguito insieme alla velocità relativa in ingresso al blocco, determina in funzione del caso presente, le azioni esplicitate dall'interazione dei due componenti.

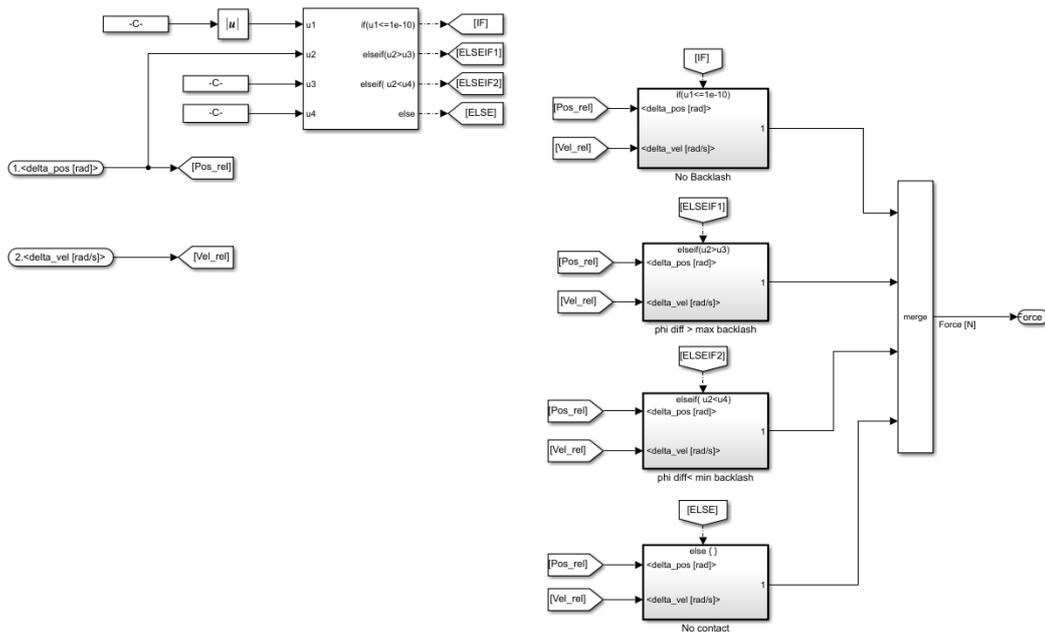


Figura 2.36: Blocco Simulink "Backlash"

Vengono distinti quattro casi in funzione della posizione relativa tra i componenti considerati:

- *No backlash*: non esiste gioco meccanico tra i due componenti accoppiati. L'accoppiamento viene approssimato ad un modello "molla-smorzatore" per la trasmissione di coppia
- *phi diff > max backlash*: C'è la presenza di un gioco meccanico, l'elemento interno all'accoppiamento è in battuta sul lato positivo della direzione di spostamento, il sistema equivalente molla-smorzatore quindi trasmette coppia se compresso nella direzione di contatto
- *phi diff < min backlash*: C'è la presenza di un gioco meccanico, l'elemento interno all'accoppiamento è in battuta sul lato negativo della direzione di spostamento, il sistema equivalente molla-smorzatore quindi trasmette coppia se compresso nella direzione di contatto
- *No contact*: Gli elementi sono disaccoppiati, ovvero la posizione di essi viene coperta dal backlash e non essendoci contatto non si trasmette coppia

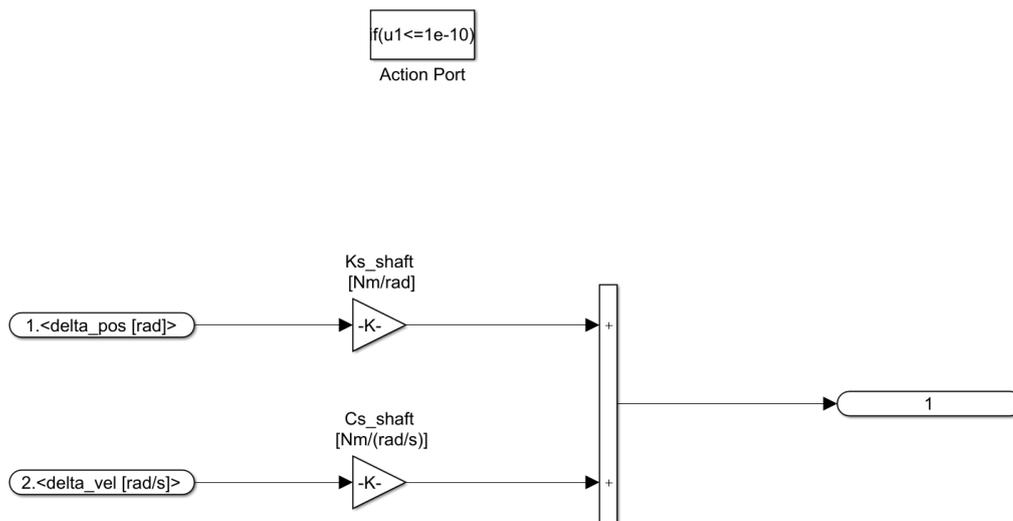


Figura 2.37: Caso "No backlash"

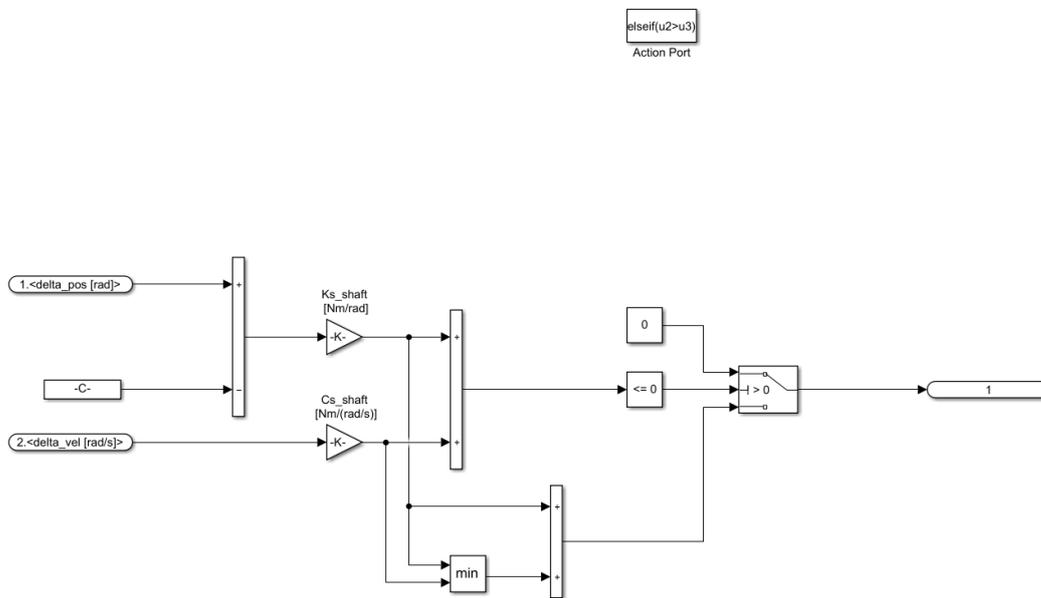


Figura 2.38: Caso "phi diff > max backlash"

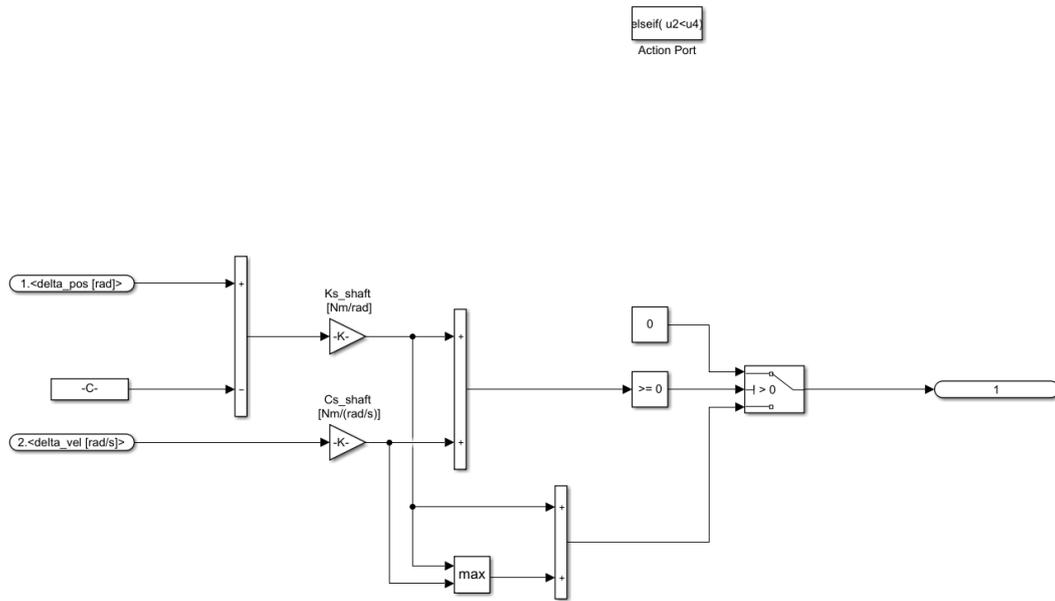


Figura 2.39: Caso "phi diff < min backlash"

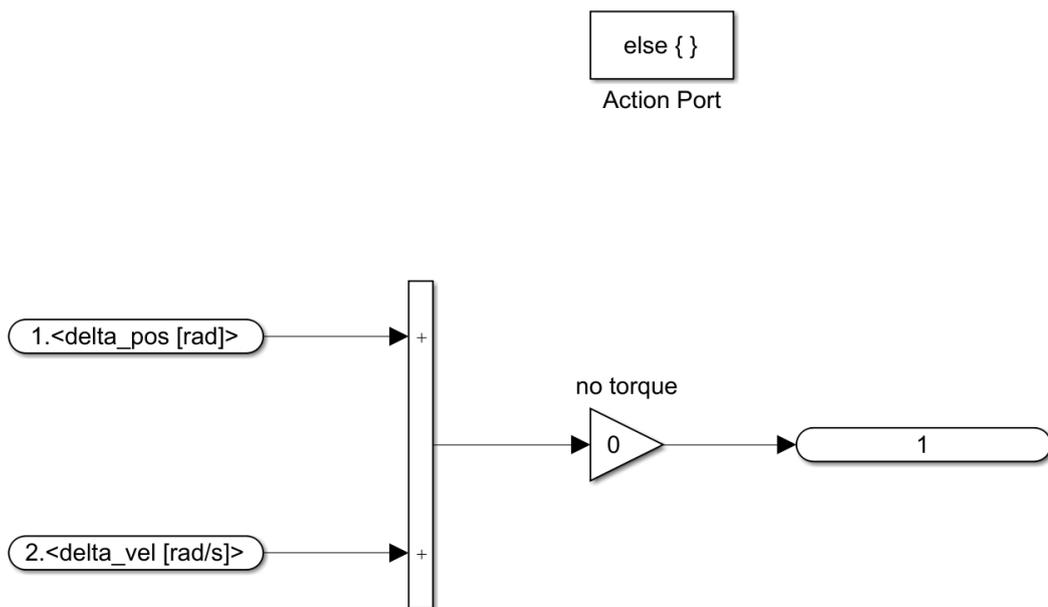


Figura 2.40: Caso "No contact"

Modellazione dell'attrito

Per la modellazione dell'attrito tra il sistema madrevite e la vite viene implementato il modello di attrito di Karnopp.

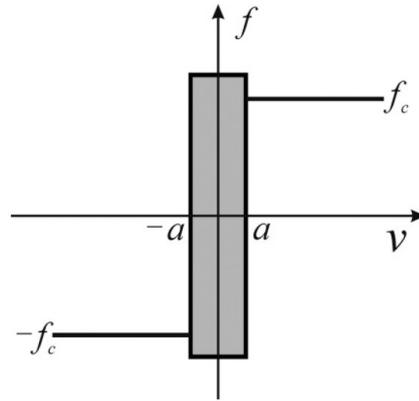


Figura 2.41: Grafico Velocità relativa-Azione di attrito del modello Karnopp

Il modello matematico di Karnopp risulta essere:

$$T_{friction} = \begin{cases} -\min(T_{static}, T_{applied}) & \text{if } (|\omega| < a) \\ -T_{dynamic} \cdot \text{sign}(\omega) & \text{else} \end{cases} \quad (2.13)$$

$$\begin{cases} T_{static} = \mu_s \cdot T_{applied} \\ T_{dynamic} = \mu_d \cdot T_{applied} \end{cases} \quad (2.14)$$

La base del modello di Karnopp è la scelta di un intervallo di velocità centrato nell'origine della coppia d'assi in Figura 2.41. Si introduce una banda morta all'interno della quale si considera in condizione di aderenza statica il sistema meccanico modellizzato. In tal modo è possibile avere una modellizzazione più realistica del fenomeno, un esempio di ciò si ha considerando il modello iperviscoso, esso non concepisce condizioni di aderenza a sollecitazione attiva non nulla, ovvero alla minima variazione di velocità si passa dalla condizione statica alla condizione dinamica (Figura 2.42).

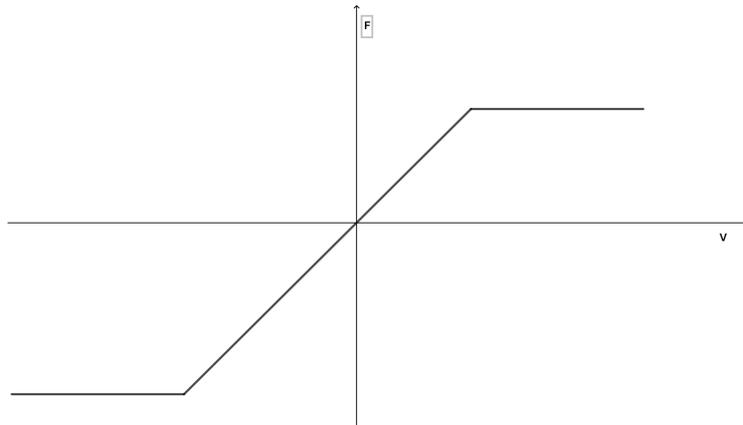


Figura 2.42: Grafico Velocità relativa-Azione di attrito del modello iperviscoso

Questo comporta però una difficoltà di applicazione del modello di Karnopp, consistente nella scelta di tale banda di velocità. Essa è funzione del passo di integrazione del modello adottato ed in tal caso si sceglie di utilizzare come valore di banda morta la massima variazione di velocità che si ha in tre passi di integrazione:

$$a = f(t) \approx \max[\omega(t + 3 \cdot dt) - \omega(t)]$$

Nella seguente figura si presenta il blocco Simulink del modello di Karnopp implementato:

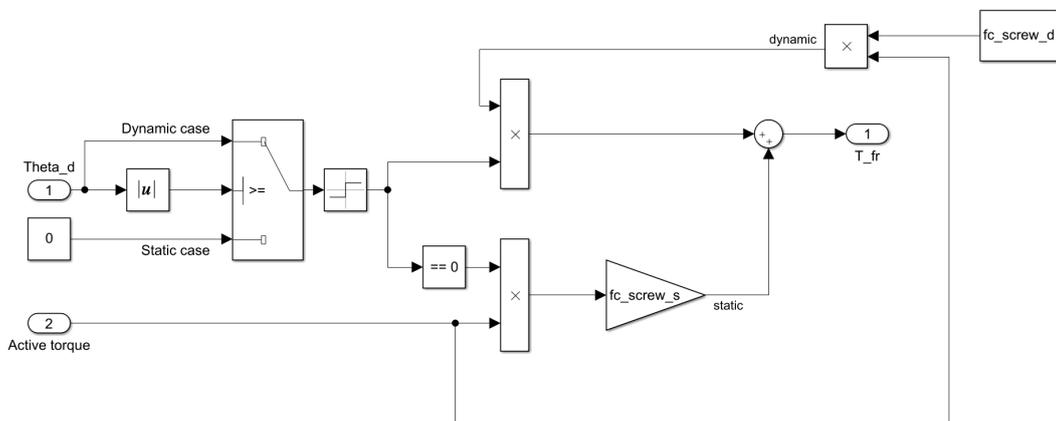


Figura 2.43: Blocco Simulink "Karnopp Model"

Essendo ampio il range di comandi implementabili sul modello, viene eseguita un'indagine sull'andamento delle velocità di rotazione della madre vite a diverse condizioni, in funzione delle simulazioni che si vorranno effettuare in seguito sul modello.

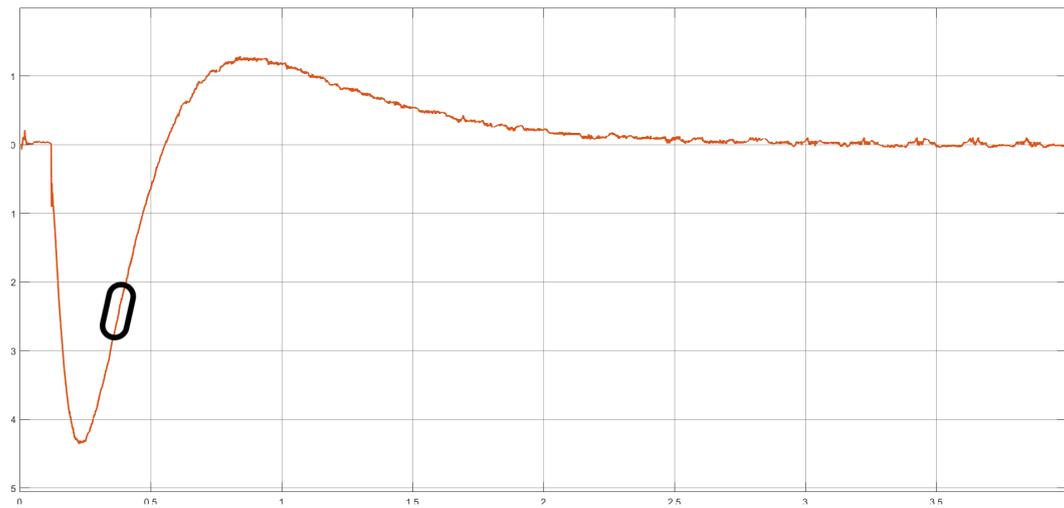


Figura 2.44: Velocità di rotazione della madre vite per un comando di 6 kN sull'HLA

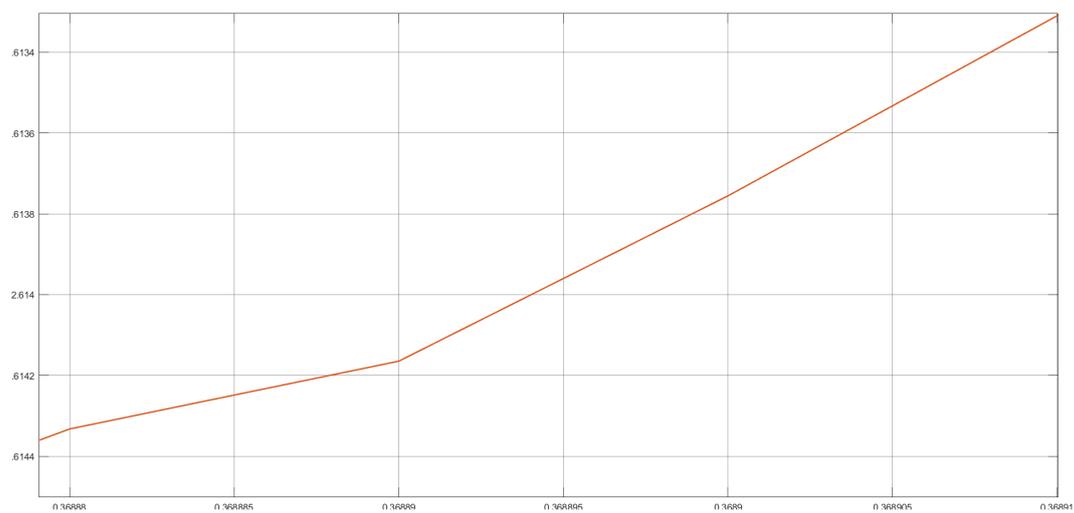


Figura 2.45: Variazione di velocità considerata per un comando di 6 kN sull'HLA

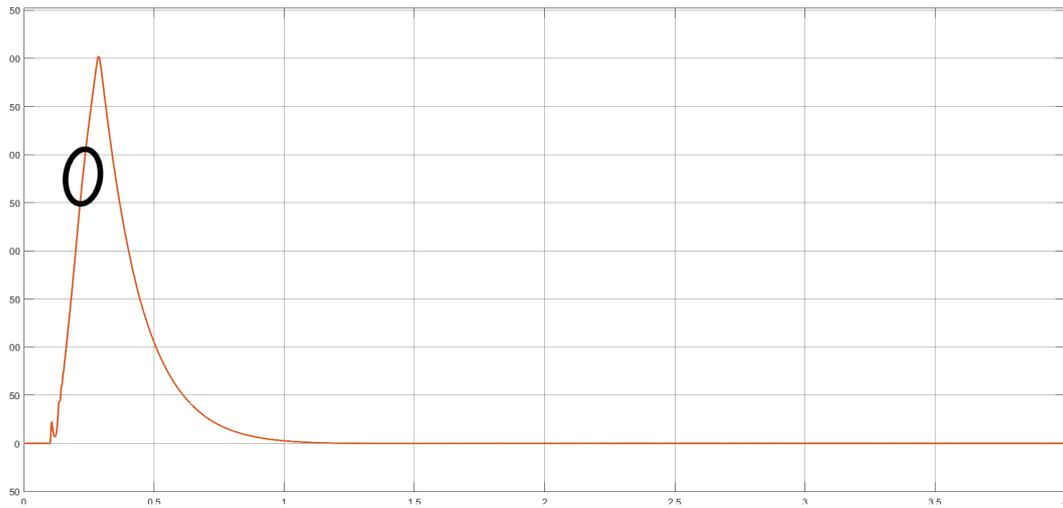


Figura 2.46: Velocità di rotazione della madrevite per un comando di 50 mm sull'EMA

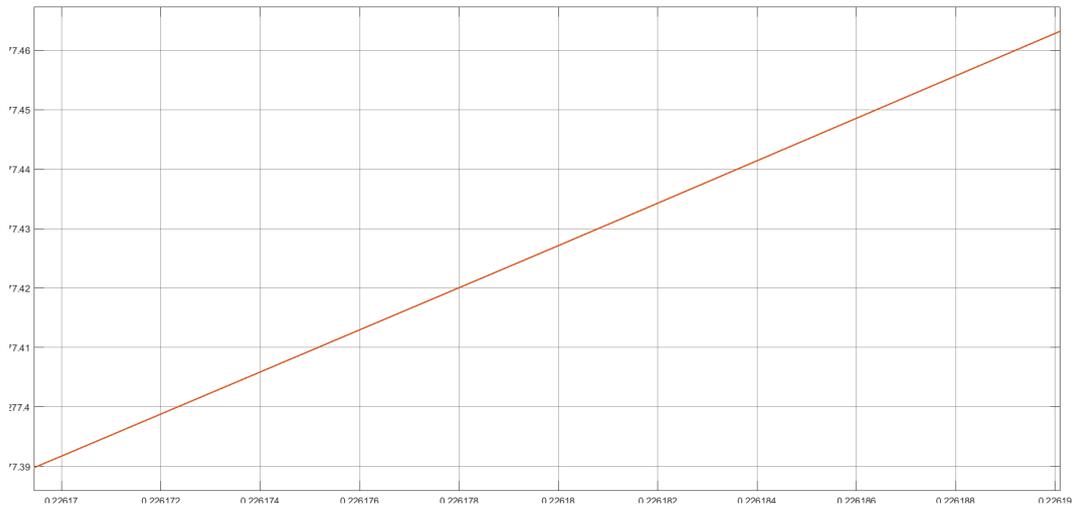


Figura 2.47: Variazione di velocità considerata per un comando di 50 mm sull'EMA

Nella Tabella 2.2 si riassumono le condizioni considerate per la determinazione della fascia di velocità di Karnopp:

Simulazione considerata	Valore ottenuto $[\frac{rad}{sec}]$
Gradino di 10 kN sull'HLA	0.0003
Gradino di 6 kN sull'HLA	0.0006
Gradino di 3 kN sull'HLA	0.001
Gradino 10 mm sull'EMA	0.09
Gradino 25 mm sull'EMA	0.06
Rampa di 25 mm sull'EMA	0.002
Rampa di 5 mm sull'EMA	0.09
Gradino 50 mm sull'EMA	0.05

Tabella 2.2: Simulazioni e valori ottenuti per la determinazione della banda di velocità di Karnopp

Dalla media dei valori ottenuti risulta:

$$a = 0.0367 \left[\frac{rad}{sec} \right]$$

2.3 Modellazione degli anelli di controllo

Per l'EMA sono presenti due anelli di controllo a retroazione negativa: l'anello più interno prevedente il controllo in velocità e l'anello esterno per il controllo in posizione.

2.3.1 Anello di controllo in velocità

L'anello in velocità prevede un controllore PI, mentre un controllore puramente proporzionale è presente per il controllo della posizione. Si ripropone la figura dello schema Simulink prevedente l'EMA e gli anelli di controllo presenti:

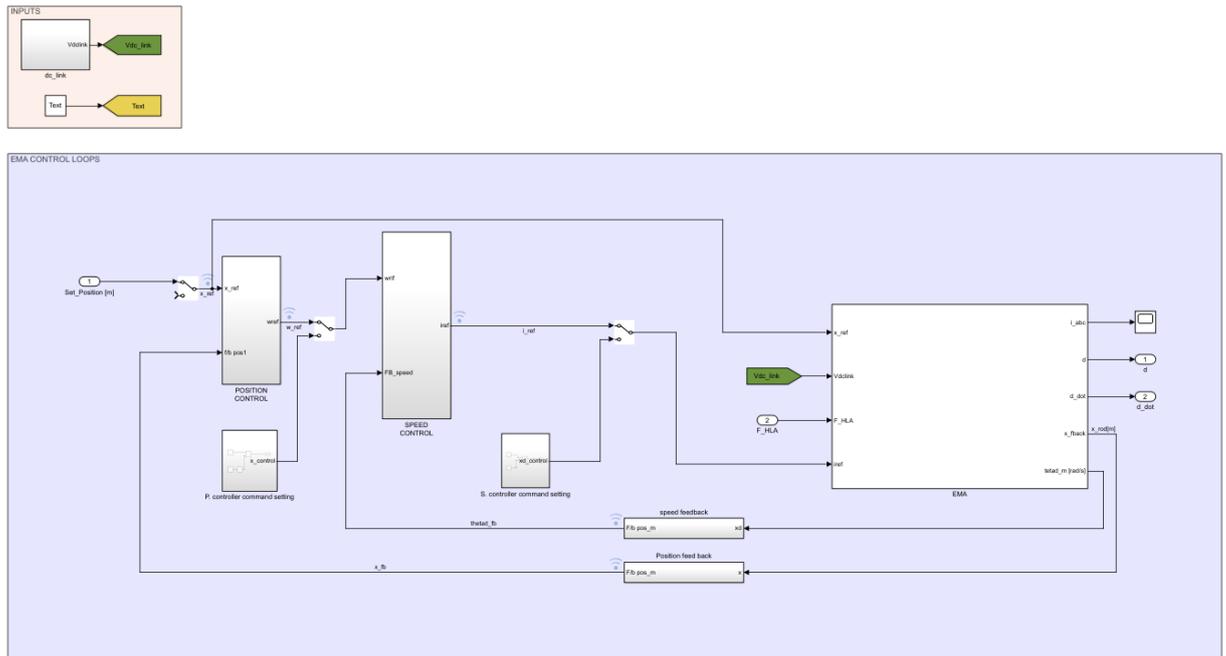


Figura 2.48: Schema Simulink EMA con anelli di controllo

Il settaggio dei guadagni dei controllori parte dall'anello più interno, il quale ha una prima iterazione dei guadagni con un comando in ambiente di simulazione in velocità:

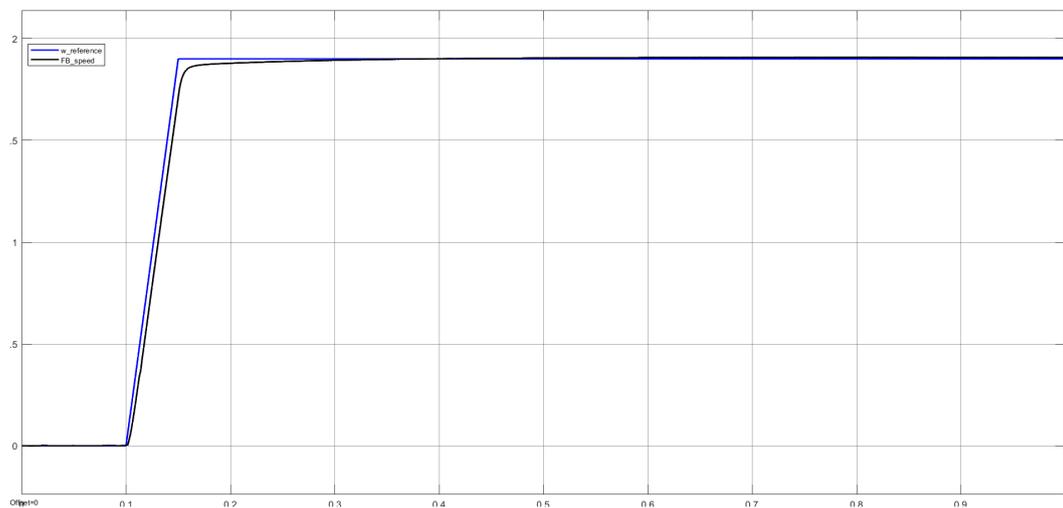


Figura 2.49: Risultato del settaggio dei guadagni su un comando in velocità

I guadagni scelti per il controllo in velocità risultano:

$$K_{p_v} = 0.4 \left[\frac{A}{rad/s} \right]$$

$$K_{i_v} = 0.8 \left[\frac{A \cdot s}{rad/s} \right]$$

Simulando con un comando sull'EMA di 30 mm si osserva un esempio di azione del controllore in velocità:

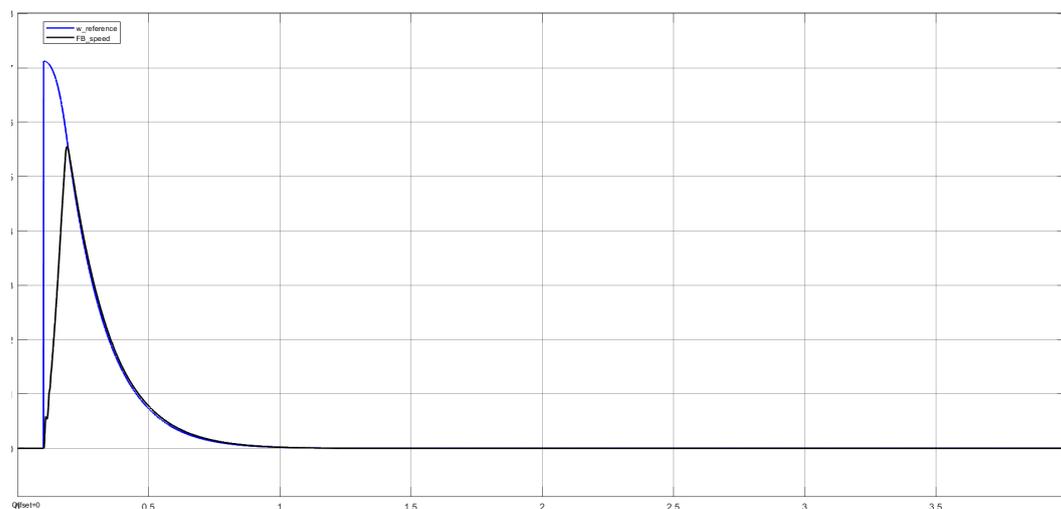


Figura 2.50: Andamento velocità comandata-velocità rilevata per un comando a gradino di 30 mm sull'EMA

Dalla figura si nota il funzionamento del sistema di anti wind-up presente per la componente integrativa dell'anello di velocità.

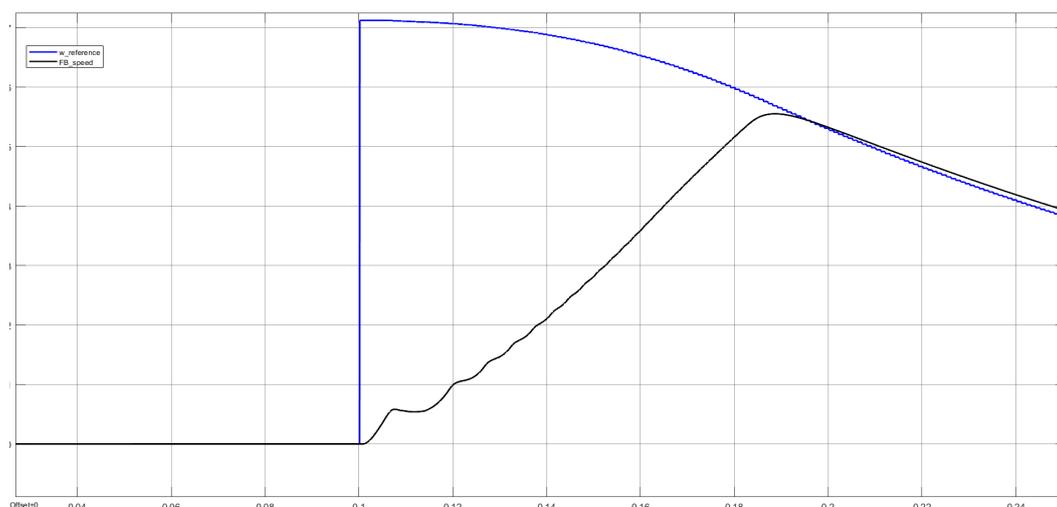


Figura 2.51: Zona di funzionamento del sistema di anti wind-up

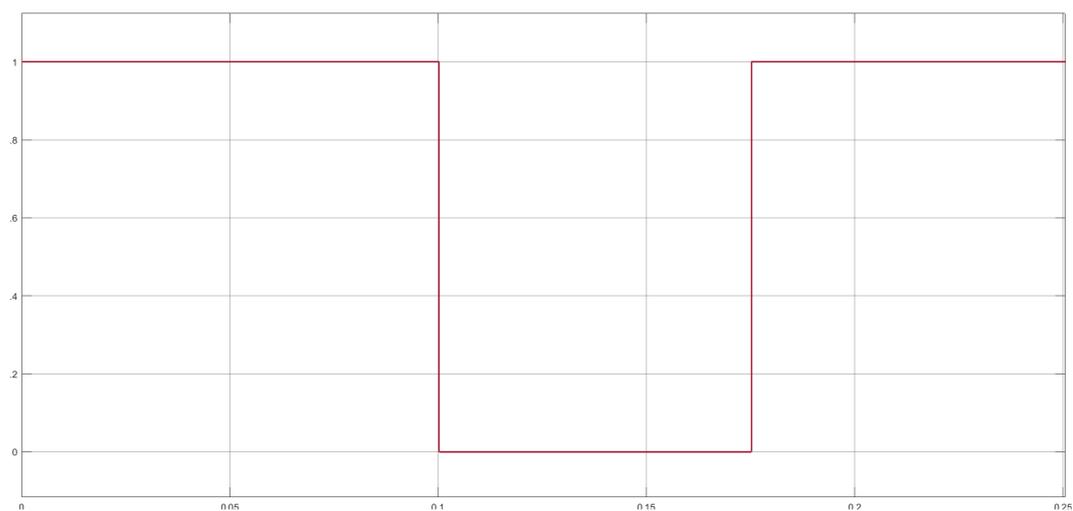


Figura 2.52: Plot di funzionamento logico del sistema di anti wind-up

Il plot Figura 2.52 è il risultato del coefficiente moltiplicativo della componente integrativa che tiene conto dell'attivazione o meno dell'anti wind-up, andando a denotare con il valore 1 che la componente integrativa funziona e con il valore 0 invece il sistema annulla la componente integrativa. Si nota quindi il discostamento della velocità effettiva dal valore comandato quando l'anti wind-up è attivo ovvero la componente integrativa viene annullata (desaturazione). Mostrando nella figura successiva lo schema Simulink del controllore PI, implementato si chiarisce il funzionamento preso in esempio:

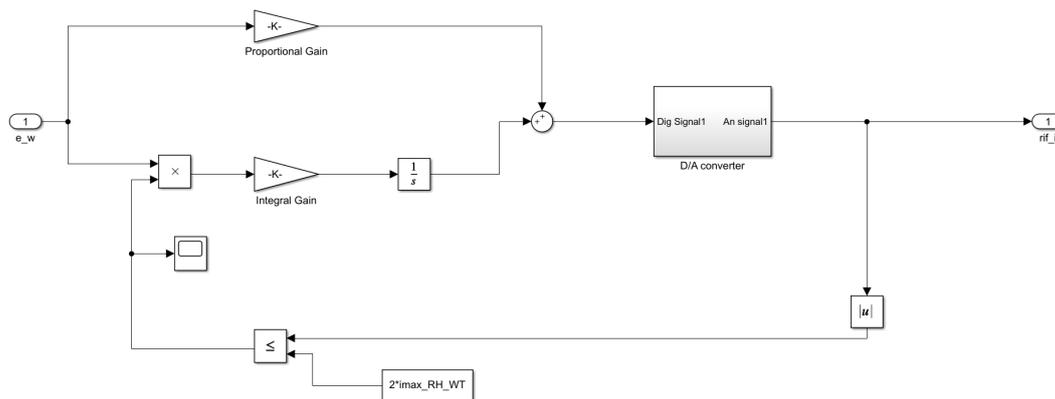


Figura 2.53: Blocco Simulink del controllo PI sull'anello di velocità

Il sistema anti wind-up opera secondo il valore della corrente che viene controllata in funzione della velocità, agendo come detto sulla componente integrativa. Senza il sistema di anti wind-up si ottengono i seguenti risultati:

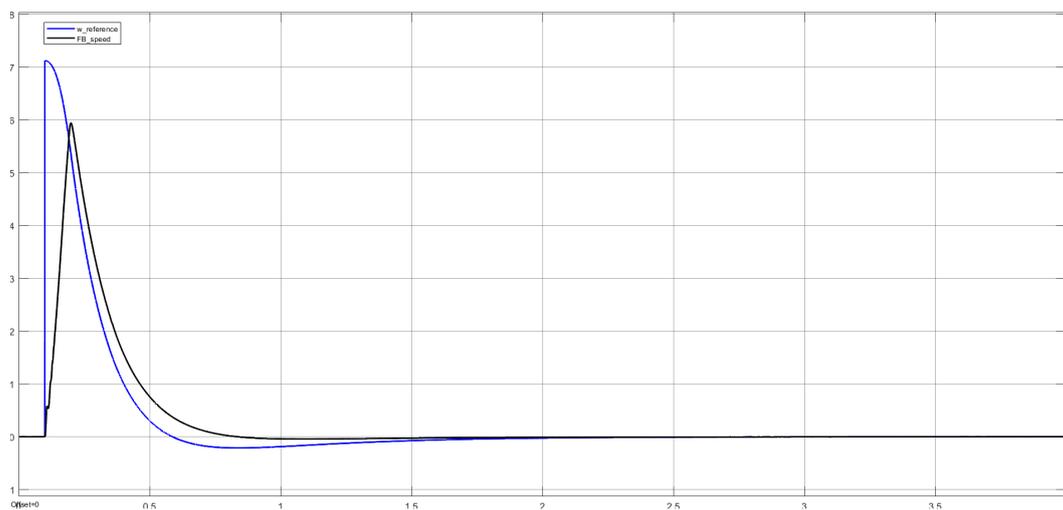


Figura 2.54: Andamento velocità comandata-velocità rilevata per un comando di 30 mm sull'EMA senza sistema di anti wind-up

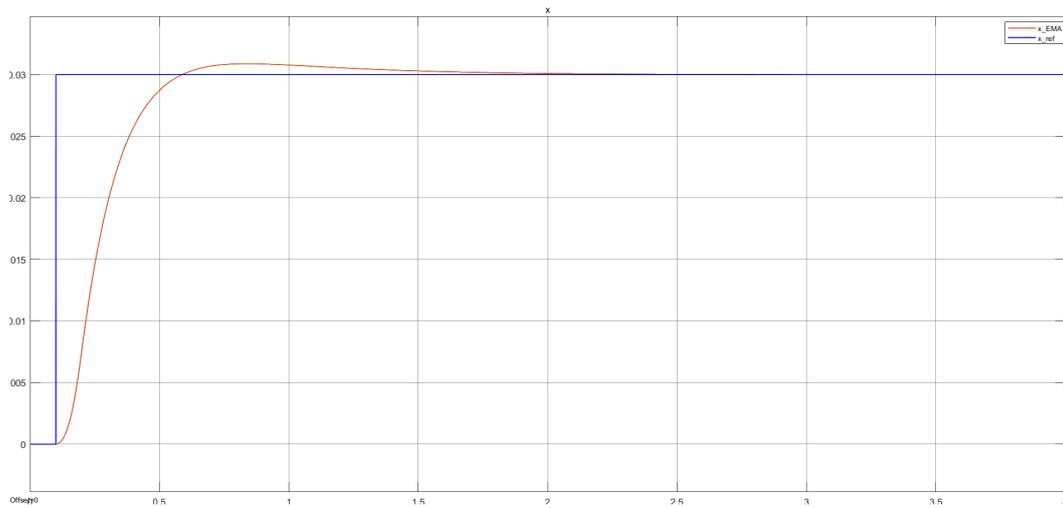


Figura 2.55: Spostamento dell'attuatore dell'EMA per un comando a gradino di 30 mm senza sistema di anti wind-up

2.3.2 Anello di controllo in posizione

L'anello di regolazione più esterno in posizione, comanda una velocità attraverso un controllore puramente proporzionale.

$$k_{pp} = 0.5 \left[\frac{1}{s} \right]$$

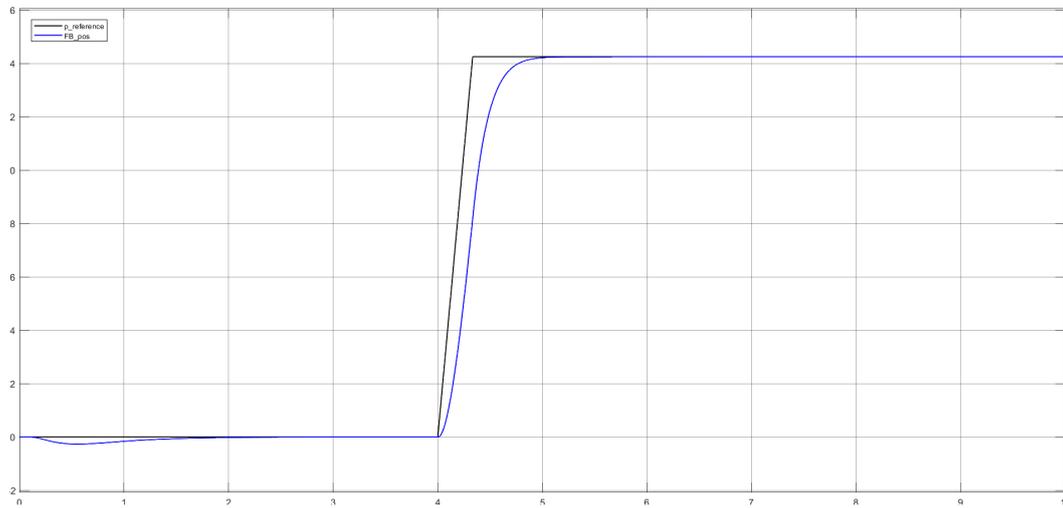


Figura 2.56: Andamento posizione comandata-posizione rilevata per un comando di combinato: forza sull'HLA e successivo comando sull'EMA

Capitolo 3

Modellazione del giunto di collegamento meccanico

La modellazione in ambiente Simulink del giunto di collegamento meccanico tra attuatore elettromeccanico lineare ed attuatore idraulico lineare, parte da una precedente modellazione di natura puramente analitica¹ al fine di ottenere le caratteristiche cinematiche di esso in funzionamento. Come sottolineato nei capitoli precedenti, il modello del giunto viene integrato all'interno del modello dell'EMA come è possibile osservare nella seguente figura:

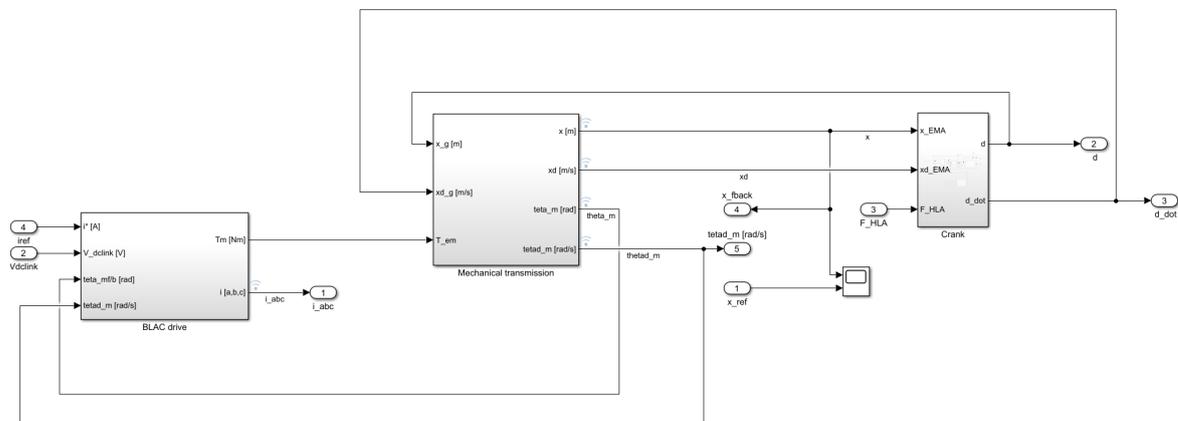


Figura 3.1: Blocco Simulink "EMA"

Attraverso la modellizzazione in Simulink del giunto è possibile tener conto della presenza del backlash, degli attriti ed è possibile condurre analisi come quelle presentate nei successivi capitoli. Il macro modello del giunto segue in Figura 3.2:

¹<https://webthesis.biblio.polito.it/8430/1/tesi.pdf>

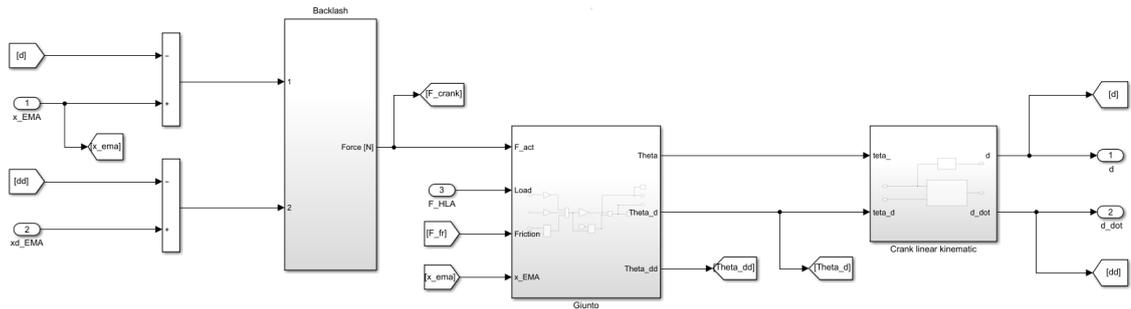


Figura 3.2: Blocco Simulink "Crank"

Attraverso il blocco di backlash si determina la forza che l'EMA trasmette al giunto, tenendo conto del gioco meccanico tra il rod end terminale all'attuatore dell'EMA ed il perno del giunto. Tale forza costituisce parte della sollecitazione attiva al giunto insieme alla forza del carico (azione dell'attuatore idraulico). Per analisi successive sulla possibilità di studiare condizioni di attrito tra il rod end dell'EMA ed il perno del giunto, nel bilancio delle forze subentra un'azione di attrito:

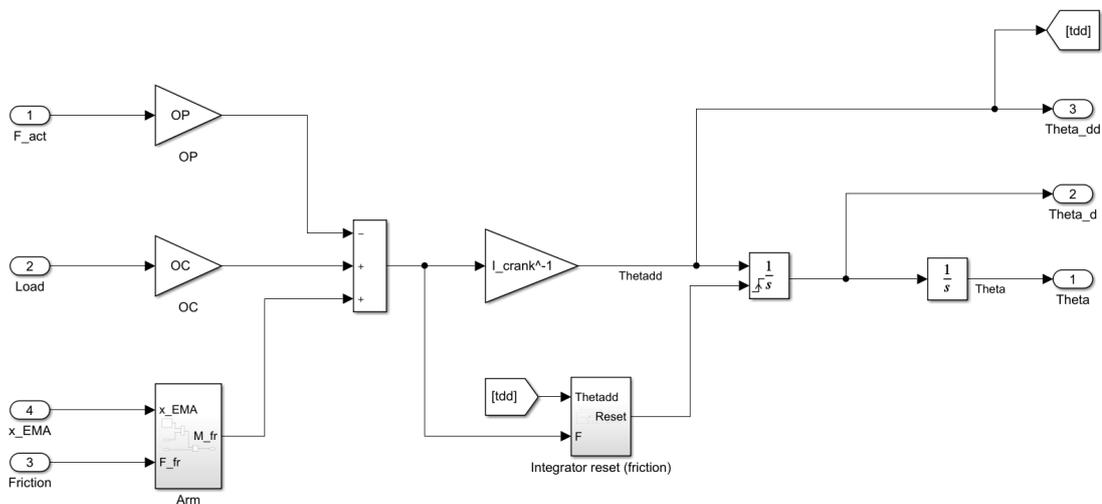


Figura 3.3: Blocco Simulink "Giunto"

Il diagramma di corpo libero associato al modello in Figura 3.4 risulta come in figura seguente:

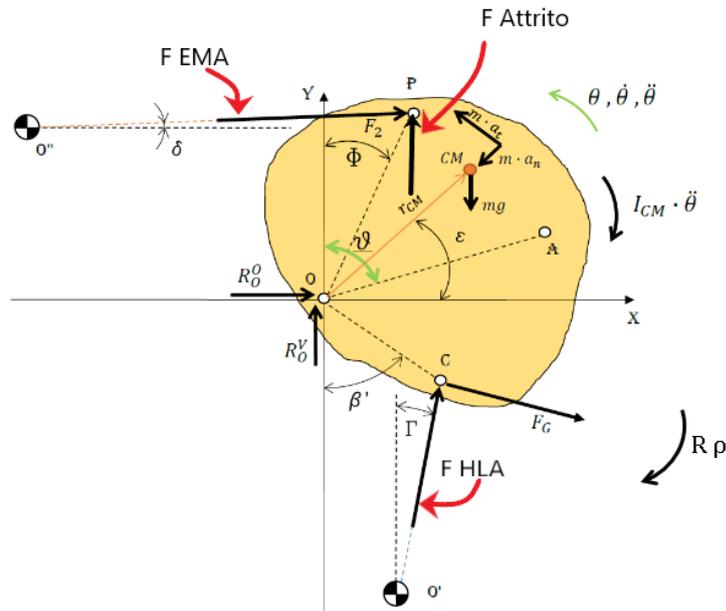


Figura 3.4: Diagramma di corpo libero del giunto

Il momento dovuto al peso del giunto viene trascurato vista la sua entità, l'attuatore idraulico è in pre carico per "assorbire" tale azione allo spunto. Il modello matematico utilizzato segue l'equazione della dinamica:

$$\sum_i M_{ext_i} = J\ddot{\theta}$$

Dal blocco in Figura 3.2 si ottengono quindi spostamento, velocità ed accelerazione angolare del giunto rispetto al punto in cui esso è incernierato (Punto "O" Figura 3.4). Sempre fa Figura 3.4 è possibile osservare la presenza degli angoli δ e Γ , rispettivamente:

- $\delta \rightarrow$ Angolo di inclinazione dell'asse dell'attuatore dell'EMA a causa della movimentazione del giunto rispetto alla posizione neutra (orizzontale e di riferimento). Range: $-12^\circ \div 0^\circ$
- $\Gamma \rightarrow$ Angolo di inclinazione dell'asse dell'attuatore dell'HLA a causa della movimentazione del giunto rispetto alla direzione verticale (direzione riferimento). Range: $3.8^\circ \div 4.8^\circ$

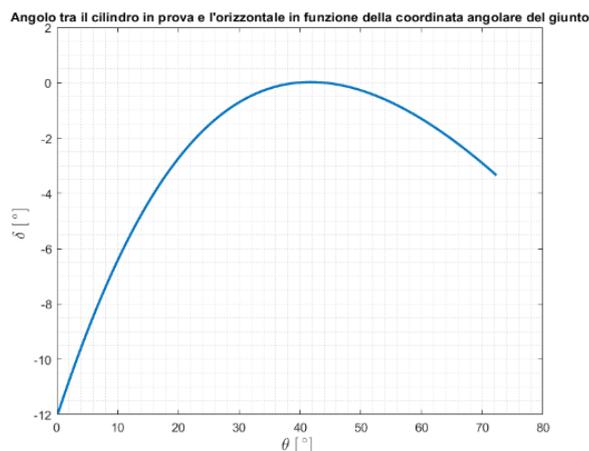


Figura 3.5: Andamento inclinazione asse EMA in funzione della rotazione del giunto

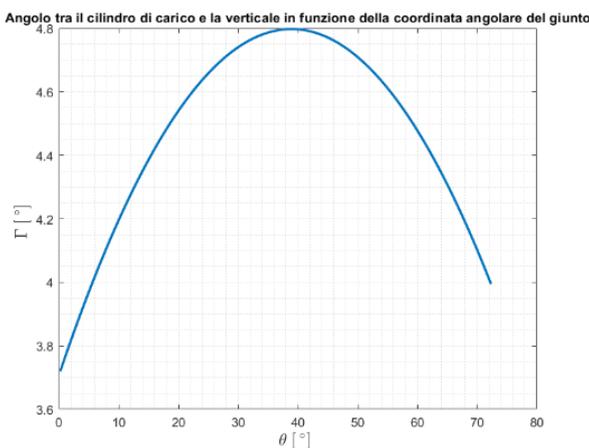


Figura 3.6: Andamento inclinazione asse HLA in funzione della rotazione del giunto

Visto il valore contenuto di tali angoli (Figure 3.5 e 3.6), essi vengono trascurati nel modello. Ottenuti i valori di θ , $\dot{\theta}$, $\ddot{\theta}$; si ricavano spostamento e velocità lineari del giunto, ovvero le caratteristiche cinematiche del punto di collegamento tra giunto ed HLA, punto C in Figura 3.4. Tali grandezze vengono determinate nel blocco Simulink "Crank linear kinematic" (Figura 3.2). Sono quindi tali grandezze (in segno opposto) gli input per il modello dell'HLA. Queste due grandezze vengono determinate analiticamente in funzione della velocità e dello spostamento angolare del giunto. Il punto di partenza per ottenere queste grandezze è un polinomio del secondo ordine, ottenuto tramite discretizzazione numerica nel dominio di funzionamento del giunto in funzione della variabile θ , esso consente di determinare lo

spostamento del punto C:

$$x_c(\theta) = \left\{ \begin{array}{l} -0.001838766302137 \quad -0.077106207198988 \quad 0.050276894892700 \\ \theta^2 \\ \theta \\ 1 \end{array} \right\}$$

La velocità invece è data dalla seguente relazione:

$$\dot{x}_c(\theta, \dot{\theta}) = \dot{\theta} [-0.001838766302137 \cdot 2\theta - 0.077106207198988]$$

La variabile θ quale spostamento angolare del giunto ha come condizione iniziale:

$$\theta_0 = 36.8 [deg]$$

Non risulta necessaria la modellizzazione del fine corsa del giunto. Analizzando le condizioni comportanti il possibile massimo spostamento del giunto, si verifica che esso rientra nei limiti meccanici presenti a banco. Infatti:

$$\theta \in [0^\circ, 70^\circ]$$

Conducendo le simulazioni per il massimo spostamento implementabile sull'EMA ad HLA scarico e viceversa, la massima forza di comando simulabile sull'HLA ad EMA fermo, si riscontra essere quanto segue nelle successive figure:

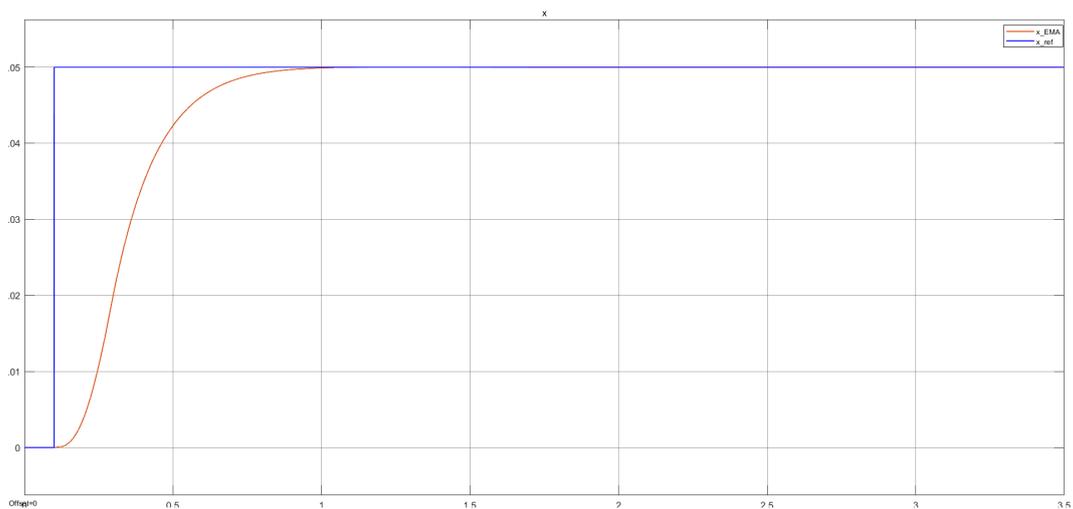


Figura 3.7: Spostamento del cilindro dell'EMA per un comando a gradino di 50 mm

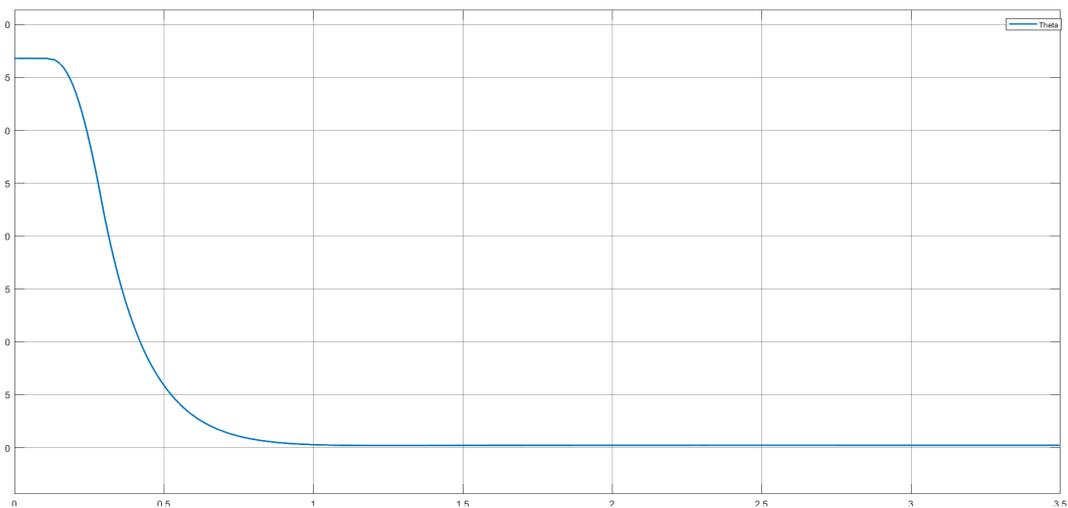


Figura 3.8: Rotazione del giunto per un comando a gradino di 50 *mm* sull'EMA

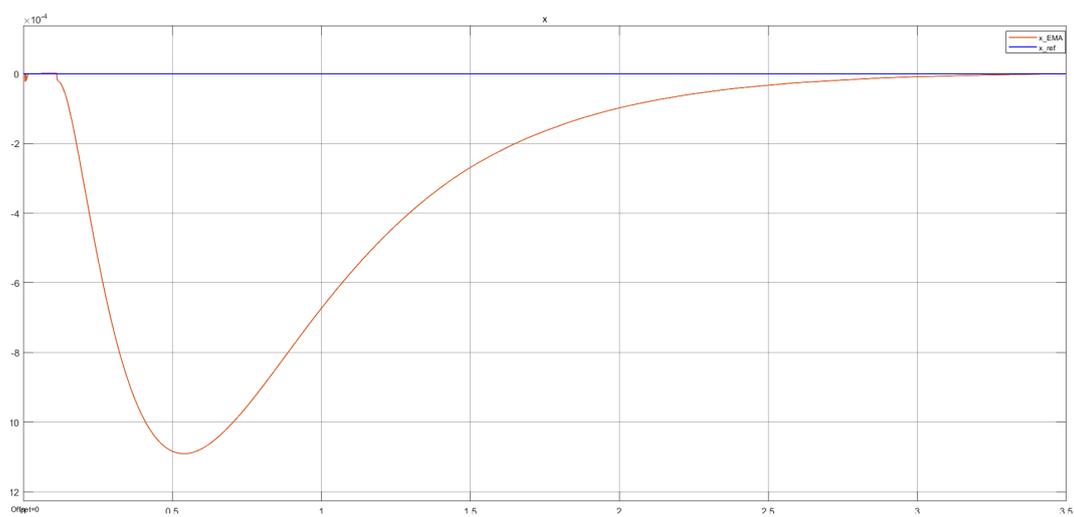


Figura 3.9: Spostamento del cilindro dell'EMA per un comando a gradino di 12 *kN* sull'HLA

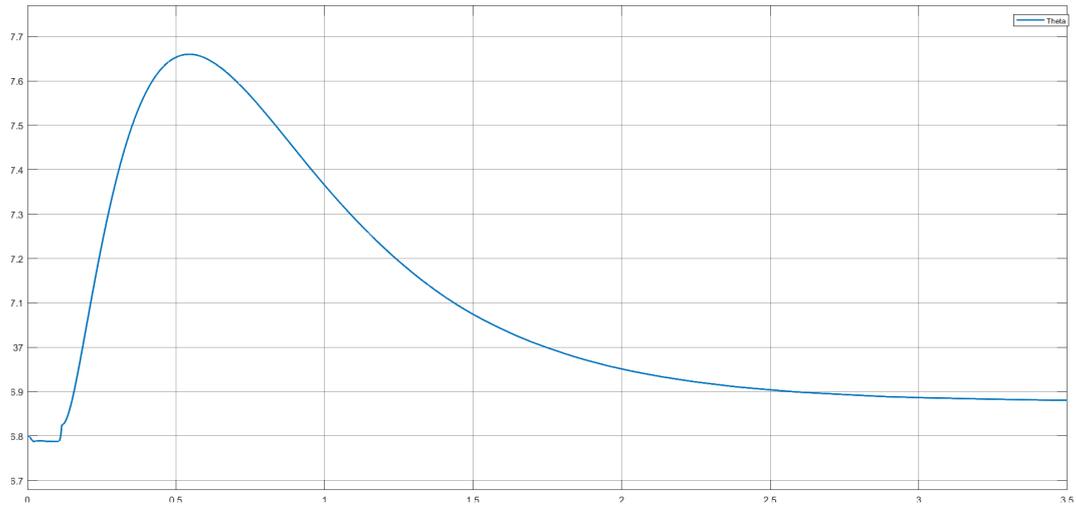


Figura 3.10: Rotazione del giunto per un comando a gradino di 12 kN sull'HLA

Capitolo 4

Modellazione non lineare dell'HLA

Il modello dell'attuatore elettroidraulico lineare in ambiente Simulink si presenta come mostrato in figura:

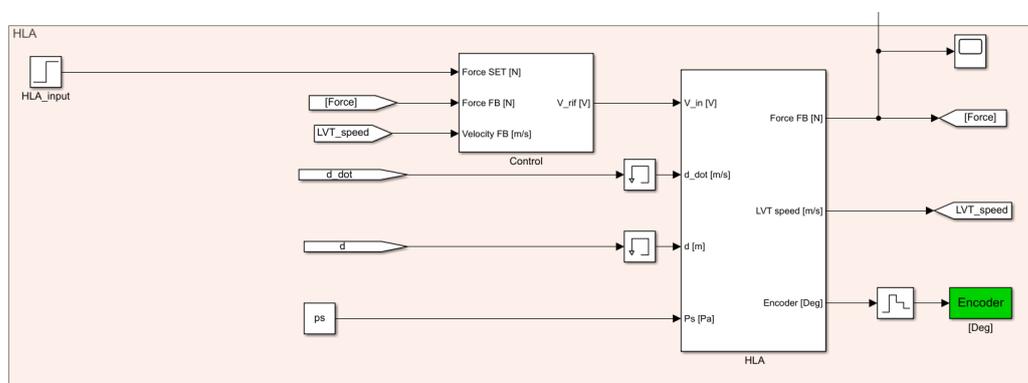


Figura 4.1: Modello Simulink dell'HLA

Gli inputs del sistema sono lo spostamento e la velocità lineare del giunto di collegamento esplicitante il carico sull'HLA ed il comando, un comando in forza per il quale è presente un anello di controllo. Nei successivi sottocapitoli si entra nel dettaglio del modello.

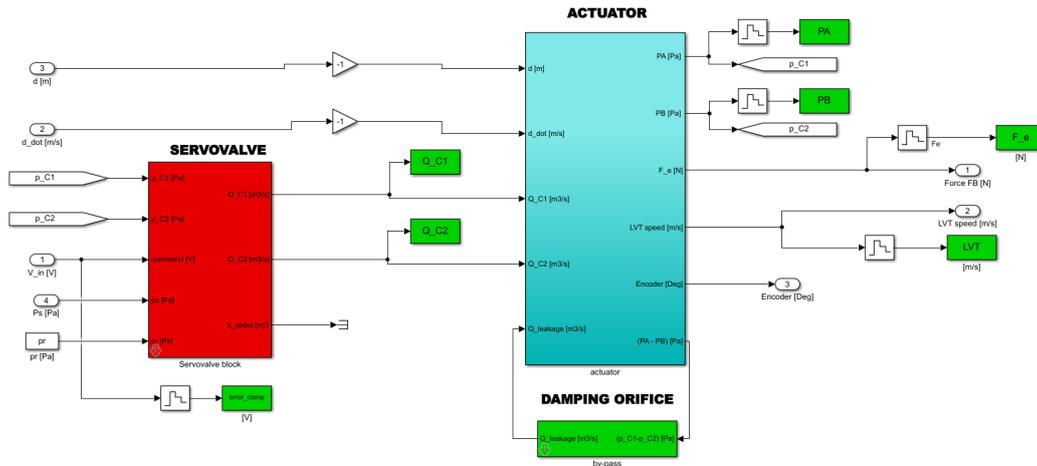


Figura 4.2: Blocco Simulink "HLA"

4.1 Modello della servovalvola

Gli inputs di tale sistema sono:

- p_{C1} → Pressione nella camera 1 dell'attuatore, dato arrivante in feedback dal blocco "Actuator"
- p_{C2} → Pressione nella camera 2 dell'attuatore, dato arrivante in feedback dal blocco "Actuator"
- V_{in} → Tensione arrivante dal controllo, essa è funzione del comando, è la tensione che va ad attuare il torque motor della servovalvola flapper-nozzle
- p_s → Pressione della linea di mandata
- p_r → Pressione della linea di ritorno

Gli outputs forniti sono:

- Q_{C1} → Portata comandata alla camera 1 dell'attuatore
- Q_{C2} → Portata comandata alla camera 1 dell'attuatore
- x_{spool} → Spostamento dello spool della servovalvola

Il modello della servovalvola si presenta come in figura:

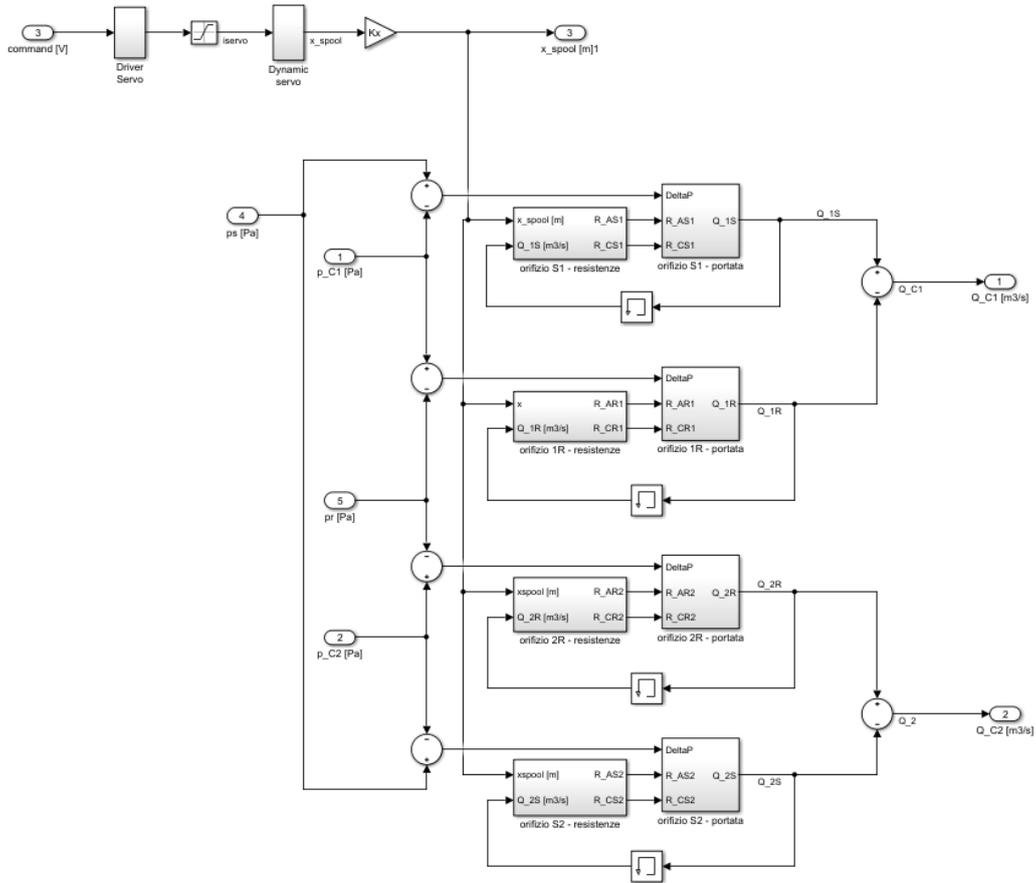


Figura 4.3: Blocco Simulink "Servovalve"

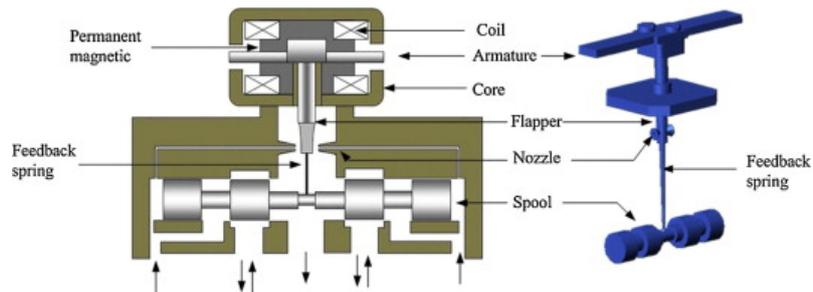


Figura 4.4: Rappresentazione di una servovalvola flapper-nozzle con feedback spring

Innanzitutto si determina, in funzione del comando, lo spostamento dello spool il quale governerà l'apertura delle luci della servovalvola per determinare le servopressioni nell'attuatore. Il sistema flapper-nozzle viene considerato come un sistema lineare del terzo ordine modellizzato mediante funzioni di trasferimento:

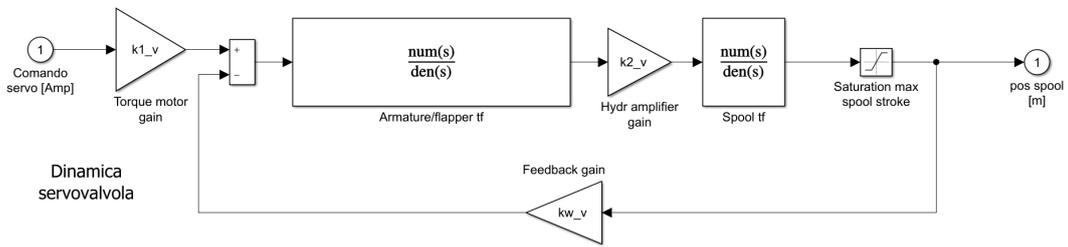


Figura 4.5: Blocco Simulink "Dynamic servo"

Lo schema a blocchi equivalente del sistema è:

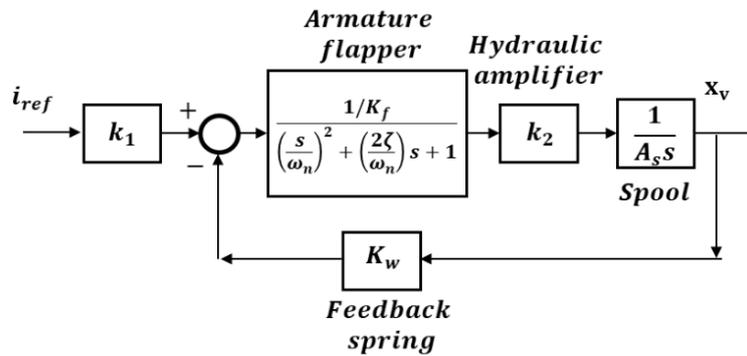


Figura 4.6: Schema a blocchi equivalente del modello della servovalvola

Dove:

- i_{ref} → Corrente di riferimento della servovalvola
- k_1 → Guadagno del torque motor della servovalvola, converte il comando in corrente in entrata in una coppia applicata
- k_f → Rigidezza equivalente del sistema flapper-armatura
- ω_n → Pulsazione naturale dello stadio pilota
- ζ → Fattore di smorzamento del sistema flapper-armatura
- k_2 → Guadagno in flusso dell'amplificatore idraulico
- A_s → Area del pistone del cassetto idraulico
- K_w → Rigidezza della feedback spring
- x_v → Spostamento del cassetto

Ottenuto lo spostamento dello spool, esso comporta il transito di portate di olio all'interno di quattro orifizi: s_1 , s_2 , r_1 , r_2 .

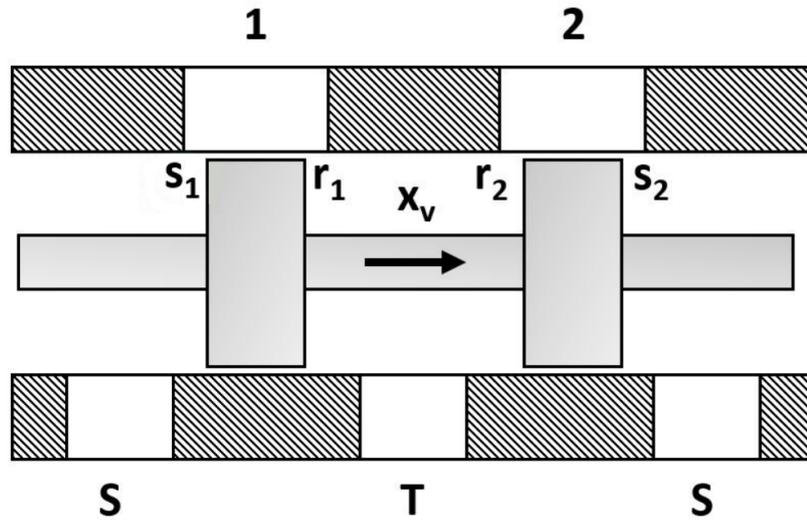


Figura 4.7: Orifizi aperti dallo spostamento dello spool

Le portate transistanti attraverso tali orifizi, costituenti le portate nelle due camere dell'attuatore, vengono determinate mediante analogia elettrica con il ponte di Wheatstone. Si determinano quindi quattro resistenze fluidodinamiche equivalenti, composte da una componente laminare (R_C) ed una componente turbolenta (R_A), a seconda dell'apertura della luce di transito della portata (maggiore è essa, più alto è il numero di Reynolds). In funzione degli overlaps (tratti di ricoprimento della servovalvola) si hanno quindi le seguenti condizioni:

- $x_v < \text{overlap} \rightarrow$ Presente sia la componente laminare (R_C) che turbolenta (R_A)
- $x_v = \text{overlap} \rightarrow$ Presente solo la componente turbolenta (R_A)
- $x_v > \text{overlap} \rightarrow$ Presente solo la componente turbolenta (R_A)

Le resistenze equivalenti sono definite come:

$$R_C = \frac{12\mu_{oil}(x_v - \text{overlap})}{2.5 \cdot w_{sv} \cdot h_{sv}^3}$$

$$R_A = \frac{\rho_{oil}}{2 \cdot C_d^2 \cdot A^2}$$

Dove:

- $\mu_{oil} \rightarrow$ Viscosità dell'olio

- ρ_{oil} → Densità dell'olio
- w_{sv} → Larghezza della bocca idraulica
- h_{sv} → Spessore della luce radiale
- C_d → Coefficiente di efflusso
- A → Area di passaggio dell'olio: $A = \sqrt{[w_{sv}(x_{sv} - overlap)]^2 + (w_{sv}h_{sv})^2}$

La portata che l'oreificio trasmette verso la camera dell'attuatore è quindi determinata come:

$$Q_{sv} = \frac{-R_C + \sqrt{R_C^2 + 4R_A|P_a - P_c|}}{2R_A} \cdot sign(P_m - P_c)$$

Dove:

- P_a → Pressione di alimentazione, è la pressione di mandata o di ritorno del sistema a secondo di come stia transitando l'olio nell'orifizio
- P_c → Pressione della camera da cui arriva o verso la quale va l'olio

4.2 Modello dell'orifizio di by-pass

Assicurando una portata di by-pass transistante un apposito orifizio, si assicura la posizione neutra dell'attuatore idraulico aumentando la sua stabilità dinamica. Il modello matematico determinante la portata della valvola di by-pass risulta:

$$Q_{bp} = C_{d_{bp}} A \sqrt{\frac{2(P_{C_1} - P_{C_2})}{\rho_{oil}}}$$

Dove:

- A → Sezione dell'orifizio di by-pass
- $C_{d_{bp}}$ → Coefficiente di efflusso nella sezione di by-pass, è funzione del numero di Reynolds
- $P_{C_1} - P_{C_2}$ → Differenza di pressione tra le due camere dell'attuatore

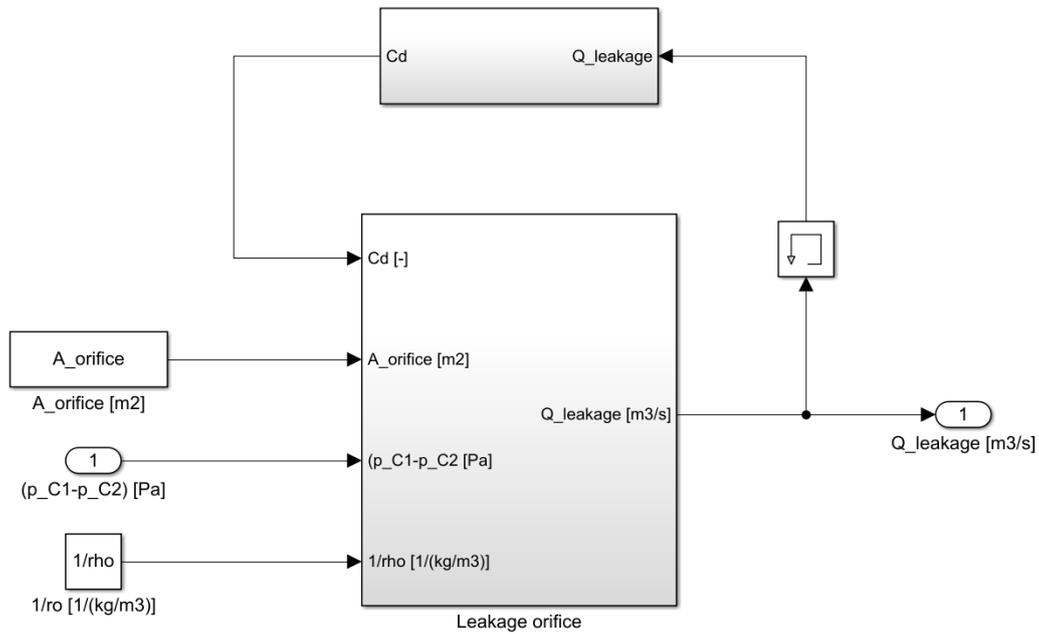


Figura 4.8: Blocco Simulink "bypass"

4.3 Modello dell'attuatore idraulico

Il modello Simulink dell'attuatore idraulico è presentato nella seguente figura:

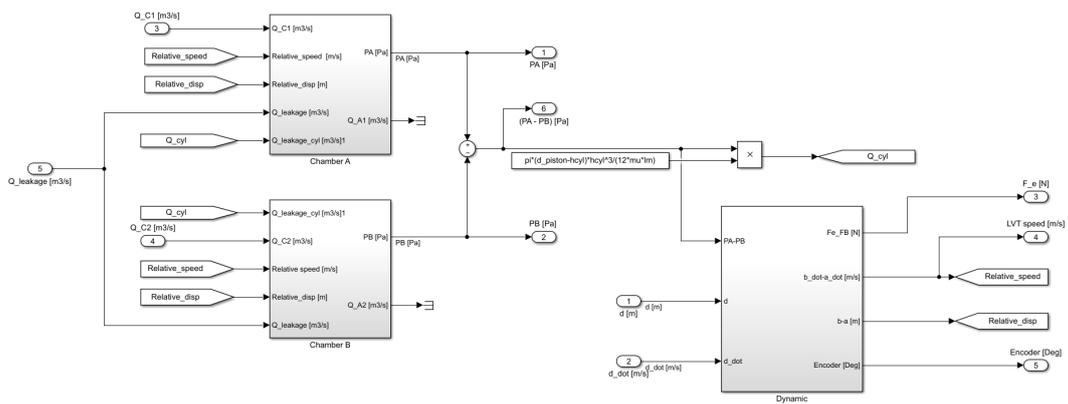


Figura 4.9: Blocco Simulink "actuator"

Innanzitutto vengono determinate le portate e le pressioni delle due camere,

secondo il modello matematico ottenuto dall'equazione di continuità del fluido:

$$\begin{cases} \frac{dP_1}{dt} = \beta_{eq} \frac{Q_1 - (\dot{a}-\dot{b})A - Q_{bp} - Q_{leakage}}{V_1 + (a-b)A} \\ \frac{dP_2}{dt} = \beta_{eq} \frac{Q_1 - (\dot{a}-\dot{b})A - Q_{bp} - Q_{leakage}}{V_2 + (a-b)A} \end{cases} \quad (4.1)$$

Dove:

- P_1 → Pressione all'interno della camera 1 dell'attuatore
- P_2 → Pressione all'interno della camera 2 dell'attuatore
- V_1 → Volume iniziale della camera 1 dell'attuatore
- V_2 → Volume iniziale della camera 2 dell'attuatore
- a → Spostamento del corpo cilindro
- b → Spostamento del pistone
- $Q_{leakage}$ → Portata d'olio trafilante tra le due camere
- A → Area utile di spinta del pistone
- β_{eq} → Modulo di comprimibilità equivalente del fluido

La portata di trafilamento tra le due camere del cilindro è determinata come:

$$Q_{leakage} = (P_1 - P_2) \frac{\pi(\phi_p - \phi_c)\phi_c^3}{12 \cdot \mu \cdot l_p}$$

Dove:

- ϕ_p → Diametro del pistone
- ϕ_c → Diametro del cilindro
- μ → Viscosità dinamica dell'olio
- l_p → Lunghezza del pistone

Il modulo di comprimibilità equivalente del fluido è ottenuto come:

$$\beta_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{\beta_n} + \frac{fr_{air}}{P_m}}$$

Dove:

- β_n → Modulo di comprimibilità volumetrica dell'olio, ottenuto in funzione della temperatura interpolando i dati del produttore
- fr_{air} → Frazione volumetrica d'aria

- $P_m \rightarrow$ Pressione di mandata

Il sistema di equazioni 4.1 fa riferimento al sistema dinamico equivalente al modello dell'attuatore:

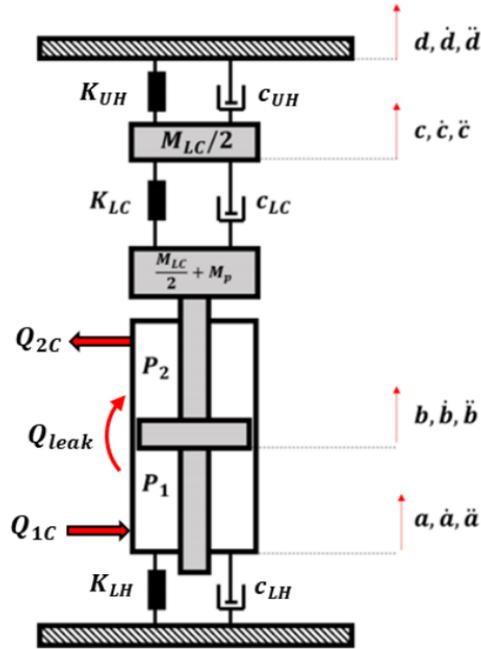


Figura 4.10: Schema dinamico equivalente dell'attuatore idraulico

Al fine di tenere conto della rigidità e dello smorzamento intrinseci alla cella di carico, metà della massa della cella viene inclusa 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:

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

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

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

Dove:

- M_{cyl} → Massa del corpo cilindro
- K_{LH} → Rigidezza della cerniera inferiore
- K_{UH} → Rigidezza della cerniera superiore
- c_{LH} → Coefficiente di smorzamento viscoso della cerniera inferiore
- c_{UH} → Coefficiente di smorzamento viscoso della cerniera superiore
- c_{oil} → Coefficiente di attrito dell'olio
- F_a → Forza di attrito coulombiano
- M_p → Massa dello stelo del pistone
- M_{LC} → Massa della cella di carico
- K_{LC} → Rigidezza della cella di carico
- c_{LC} → Coefficiente di smorzamento viscoso della cella di carico

Attraverso l'implementazione in ambiente simulativo di questo sistema dinamico equivalente si determina la forza esercitata dall'attuatore:

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

4.4 Modello del controllore

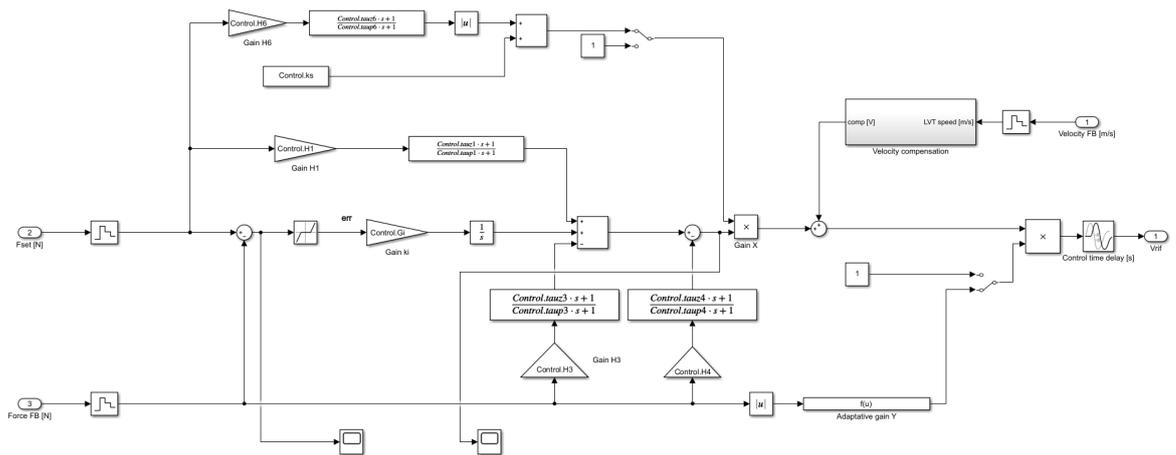


Figura 4.11: Implementazione Simulink del controllore dell'HLA

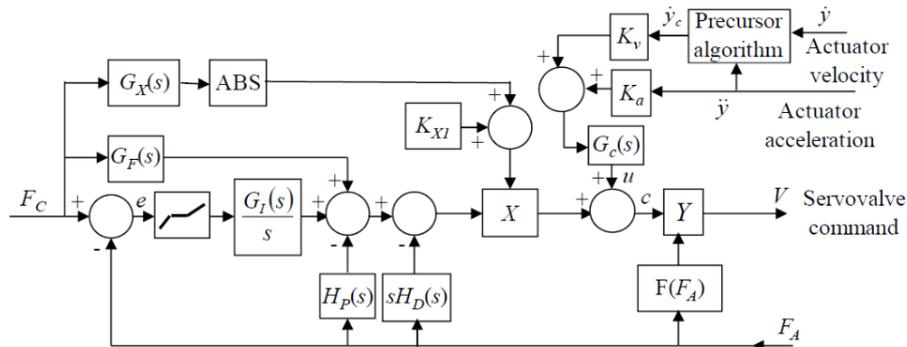


Figura 4.12: Schema a blocchi del controllore dell'HLA

L'attuatore idraulico presente a banco è controllato in forza mediante un controllore adattativo. La legge di controllo è costruita a partire da un nucleo centrale PID (Proporzionale Derivativo Integrativo), di cui però la sola componente integrativa agisce sull'errore di anello, mentre le componenti derivativa e proporzionale agiscono sul solo ramo di retroazione: questa particolare soluzione garantisce un ottimo compromesso tra stabilità ed accuratezza. Come visibile dallo schema a blocchi equivalente (Figura 4.12), la funzione di controllo presenta due rami di feed-forward: il primo, $G_F(s)$, moltiplica il comando di forza e va a sommarsi all'uscita dell'integratore in modo da rendere il sistema più "pronto" creando una sorta di "disturbo" di forza nella giusta direzione quando il comando cambia; il secondo, $G_X(s)$, sostanzialmente calcola la derivata nel tempo del segnale di comando in modo da creare un guadagno di anello variabile, più grande quando la velocità di comando è alta e la servovalvola opera lontano dallo zero idraulico. Il segnale u di compensazione viene algebricamente sommato all'uscita X del blocco di controllo e questo segnale è la somma dei termini di compensazione di accelerazione e velocità. Per aumentare ulteriormente l'efficacia di questa compensazione, la velocità rilevata viene prima processata da un algoritmo precursore che tiene conto del fatto che la servovalvola risponde con un tempo di ritardo dovuto alle sue dinamiche. Il segnale c risultante dalla somma del blocco di controllo e le compensazioni, infine, è moltiplicato per un guadagno variabile Y , che è funzione del valore istantaneo della forza generata dall'attuatore. Si introduce questo guadagno perché la caratteristica flusso-pressione del sistema servovalvola-orifizio di by-pass è funzione non lineare del differenziale di pressione tra le linee di controllo della servovalvola e quindi funzione della forza sviluppata. La funzione di forma $F(F_A)$ modifica il guadagno Y_{in} maniera tale da opporsi alla variazione fisica del guadagno in flusso del sistema servovalvola-orifizio. In questo modo il guadagno totale dell'anello è meno influenzato dal valore attuale di forza.

Capitolo 5

Simulazione del modello

Il modello Simulink generato è unico, il suo utilizzo prescinde dall'esecuzione di due files MatLab: il primo contenente tutti i dati necessari alla simulazione al netto dei dati per l'attuatore elettroidraulico avente un file MatLab (il secondo) a se stante. Come specificato nel Capitolo 2, al fine di tener conto dell'effetto della temperatura all'interno del motore elettrico, in input all'esecuzione del file MatLab riguardante l'EMA, viene richiesta la temperatura di riferimento. Il metodo di integrazione utilizzato è un *ODE 14x (extrapolation)*, un metodo di integrazione a passo fisso basato sul seguente algoritmo:

$$x(n+1) = x(n) + h \frac{dx}{dn}(n+1)$$

Il passo di integrazione (h) è posto pari a 10^{-5} secondi. Questo metodo numerico di integrazione utilizza una combinazione del metodo di Newton e l'extrapolazione dal valore corrente per calcolare il valore dello stato al passo successivo. È possibile specificare quindi il numero di iterazioni del metodo di Newton e l'ordine di extrapolazione che il risolutore utilizza per calcolare il valore successivo dello stato, nel modello oggetto di analisi entrambi i valori sono posti pari ad 1. In tale capitolo si analizzano i risultati ottenibili dalla simulazione del modello, prima si analizzano i risultati per i singoli componenti modellizzati, successivamente si osserva il comportamento in ambiente simulativo dell'intero modello.

5.1 Simulazioni sul modello dell'EMA

Il fine delle seguenti simulazioni è quello di verificare la conformità del modello nel simulare possibili condizioni d'uso per prove/esperimenti in laboratorio e il funzionamento dei controllori. Mediante simulazioni a comandi meno usuali, si cerca di verificare la stabilità del sistema, la robustezza dello stesso e si delinea il campo di funzionamento cercando i limiti operativi a comandi e combinazioni di essi ad intensità crescente.

5.1.1 Risposte per comandi a gradino sull'EMA

Tempo implementazione comando [<i>sec</i>]	Valore iniziale [<i>mm</i>]	Ampiezza [<i>mm</i>]
0.1	0	5
0.1	0	25
0.1	0	50
0	20	30

Tabella 5.1: Simulazioni in analisi per comandi a gradino in posizione sull'EMA

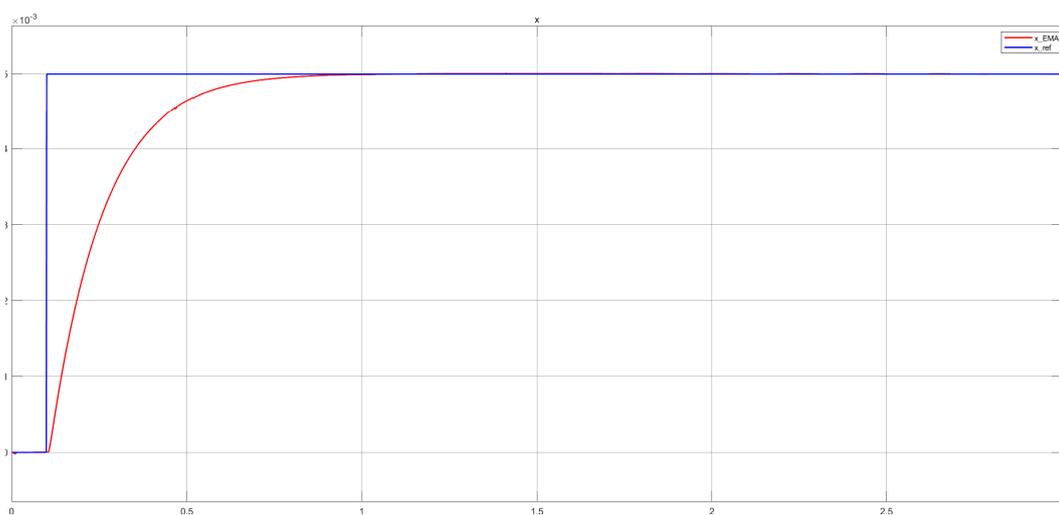


Figura 5.1: Risposta per un gradino di 5 *mm*

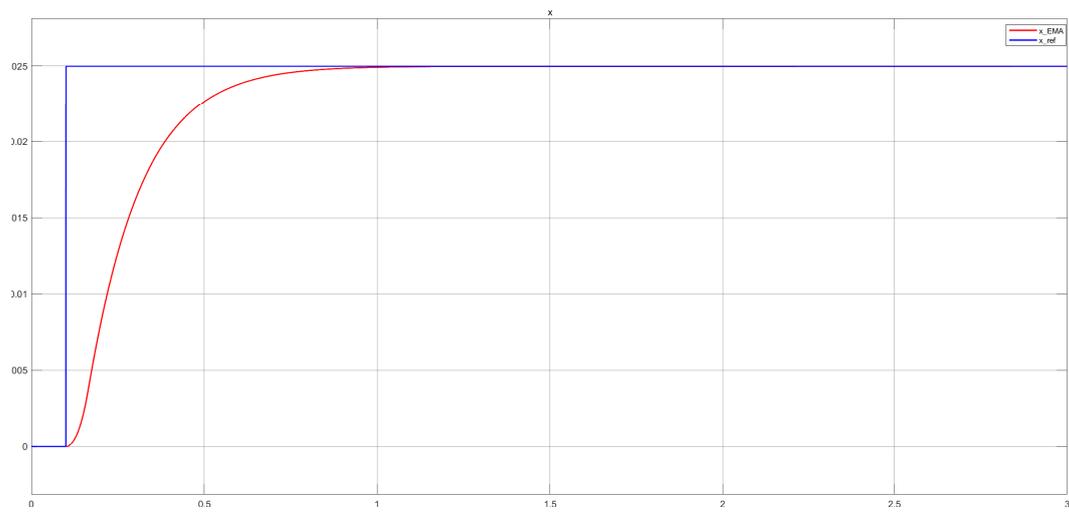


Figura 5.2: Risposta per un gradino di 25 mm

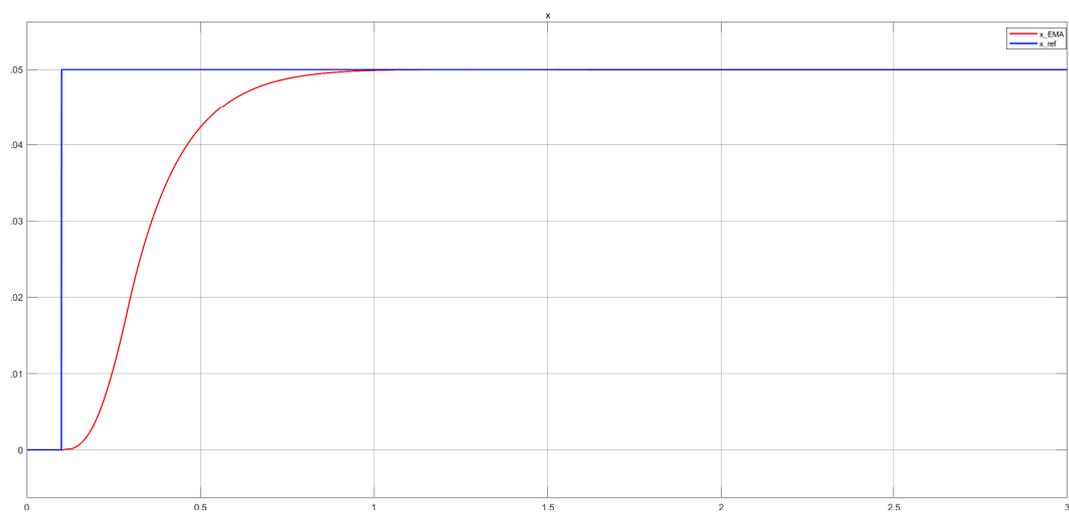


Figura 5.3: Risposta per un gradino di 50 mm

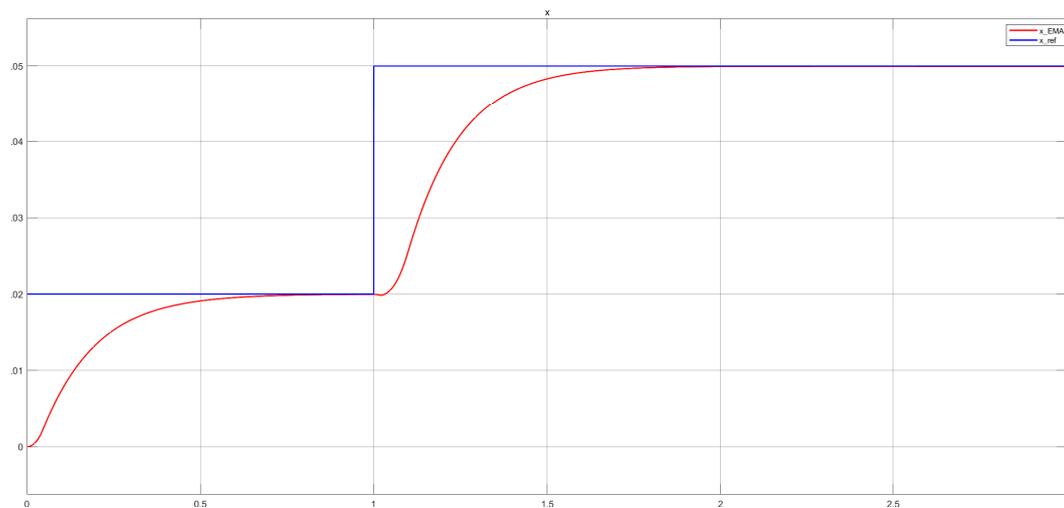


Figura 5.4: Risposta per un gradino di 30 mm con posizione iniziale di 20 mm

5.1.2 Risposte per comandi di tipo rampa sull'EMA

Valore iniziale [mm]	Ampiezza [mm]	Pendenza della rampa [$\frac{m}{s}$]
0	50	0.1
0	50	0.01
0	30	0.005
25	50	0.005

Tabella 5.2: Simulazioni in analisi per comandi a rampa in posizione sull'EMA

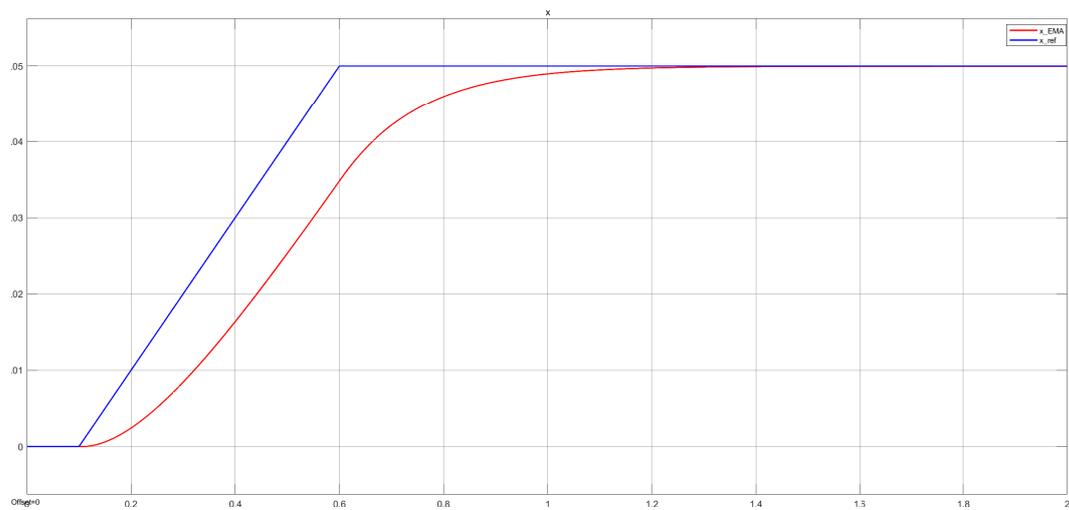


Figura 5.5: Risposta per la rampa n° 1 Tabella 5.2

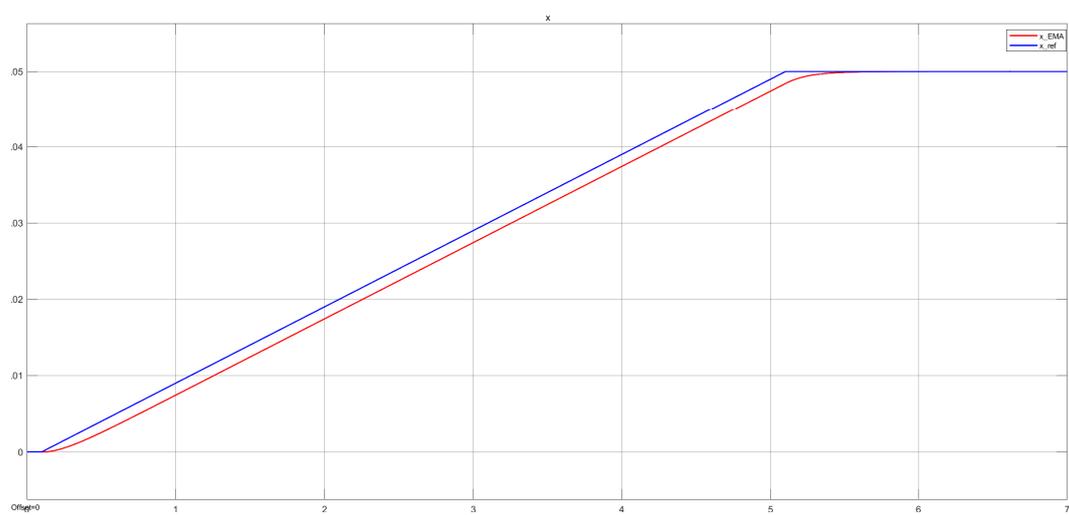


Figura 5.6: Risposta per la rampa n° 2 Tabella 5.2

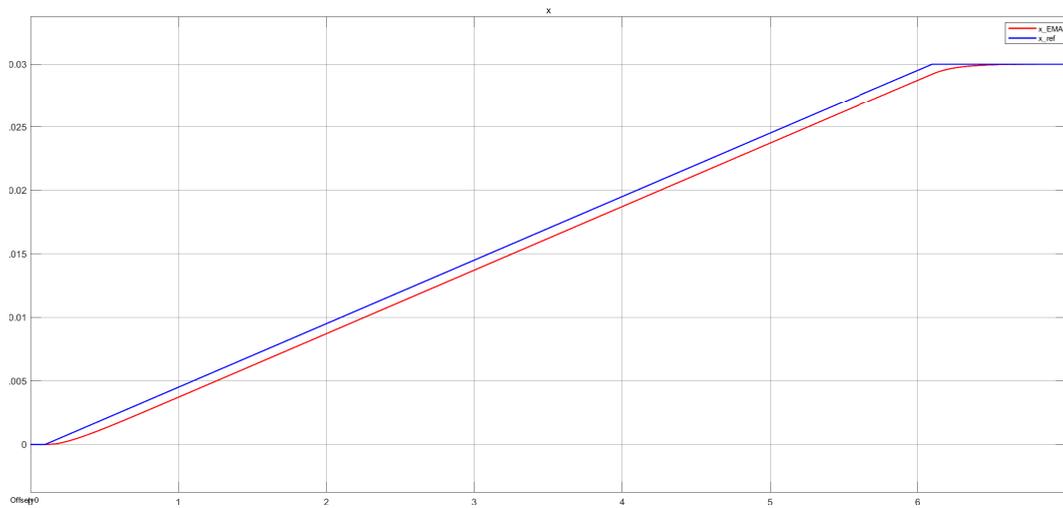


Figura 5.7: Risposta per la rampa $n^{\circ} 3$ Tabella 5.2

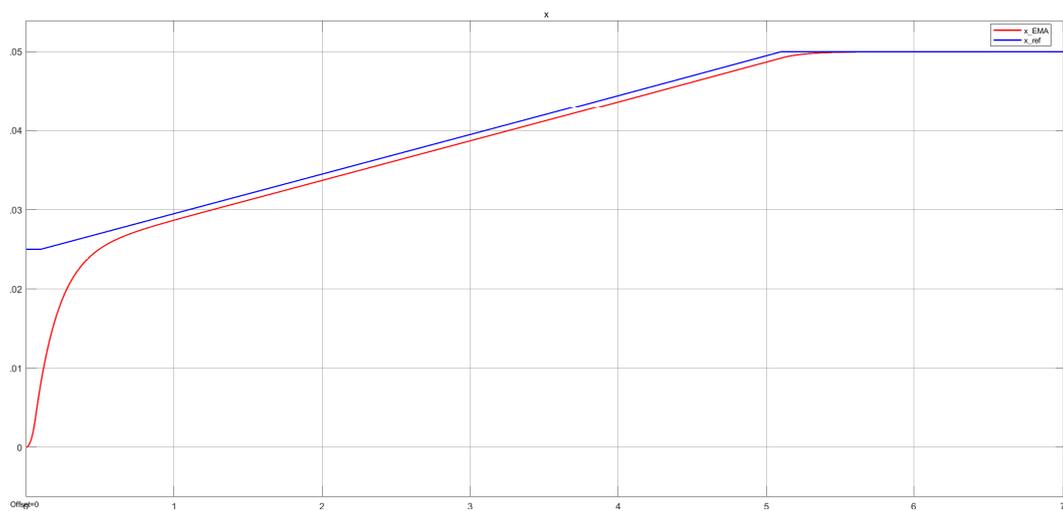
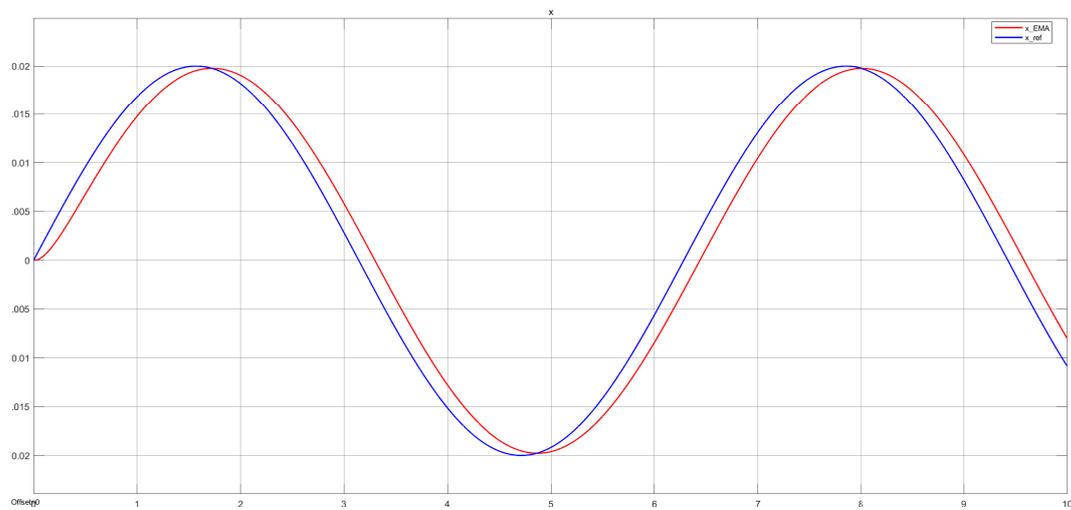
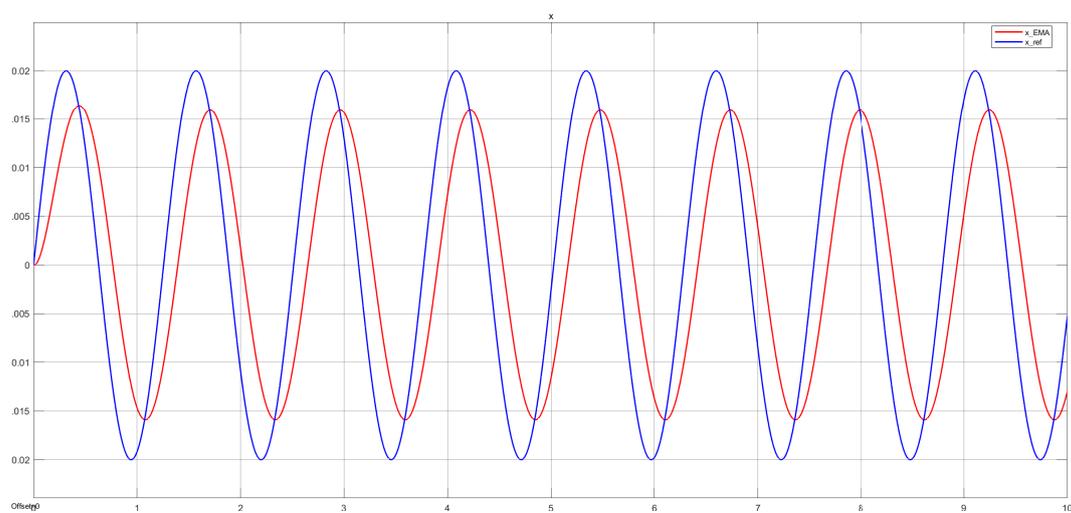


Figura 5.8: Risposta per la rampa $n^{\circ} 4$ Tabella 5.2

5.1.3 Risposte per comandi sinusoidali sull'EMA

Valore iniziale [mm]	Ampiezza [mm]	Frequenza [$\frac{rad}{s}$]
0	20	1
0	20	5

Tabella 5.3: Simulazioni in analisi per comandi sinusoidali in posizione sull'EMA

Figura 5.9: Risposta per la sinusoide n° 1 Tabella 5.3Figura 5.10: Risposta per la sinusoide n° 2 Tabella 5.3

5.1.4 Risposte per comandi combinati sull'EMA

Risposta ad una rampa di pendenza pari a $0.005 \left[\frac{mm}{sec} \right]$ con doppio gradino di $5 [mm]$ e $30 [mm]$:

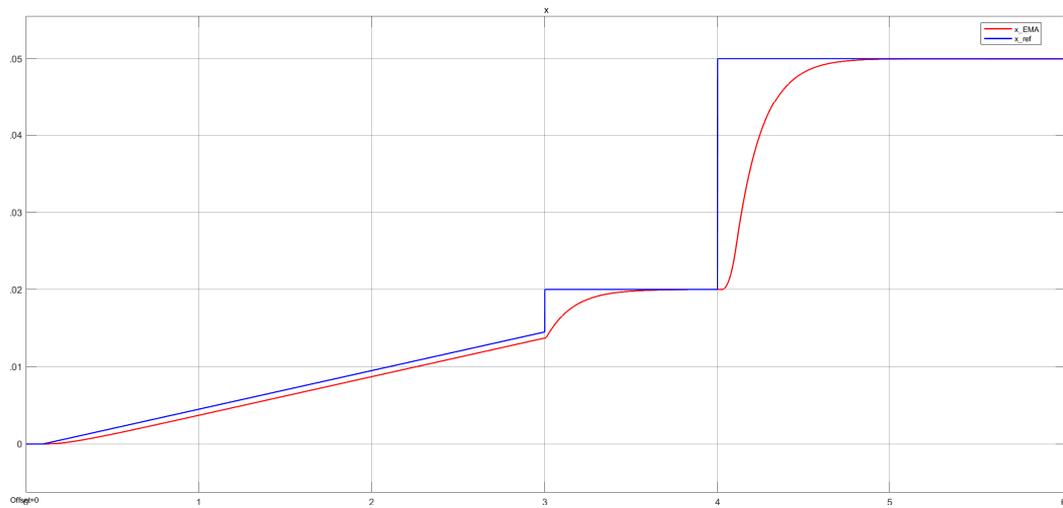


Figura 5.11: Risposta per il primo comando combinato sull'EMA proposto

Risposta ad un comando sinusoidale di ampiezza pari a $20 [mm]$, con frequenza pari a $0.005 [\frac{mm}{sec}]$, combinato ad un gradino di valore iniziale di $20 [mm]$ e valore finale pari a $50 [mm]$:

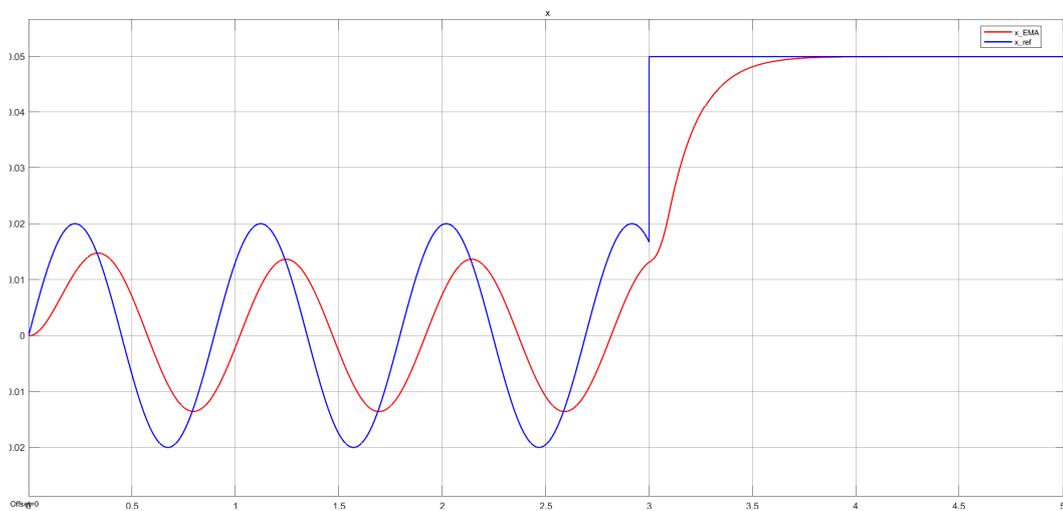


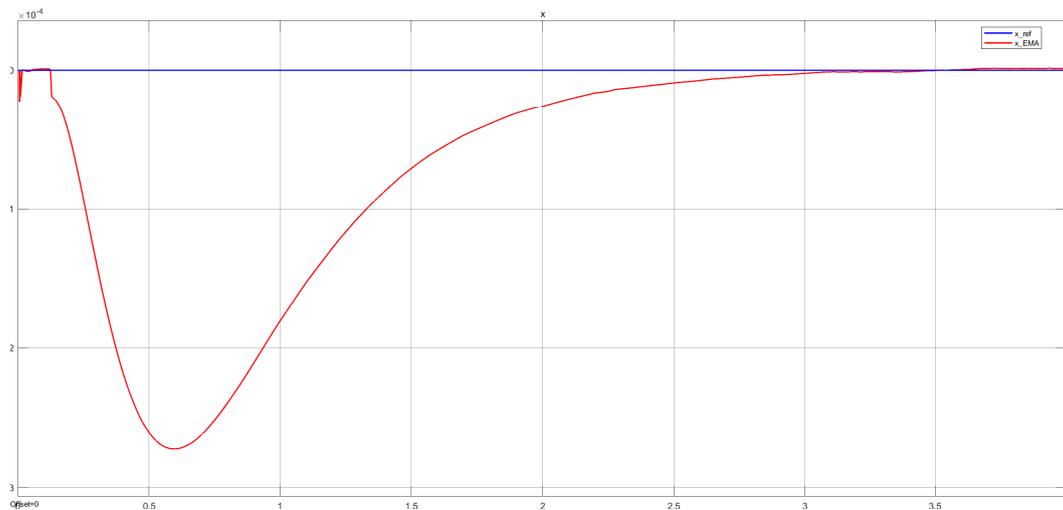
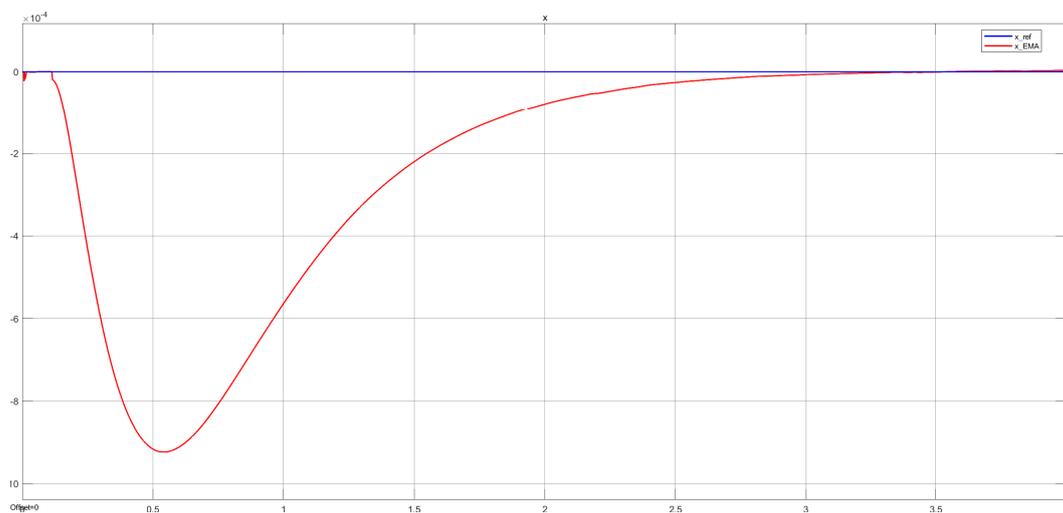
Figura 5.12: Risposta per il secondo comando combinato sull'EMA proposto

5.1.5 Risposte per comandi sull'HLA

Si analizzano le risposte in spostamento dello stelo dell'EMA quando esso è tenuto scarico imponendo un comando in forza sull'attuatore elettromeccanico.

Tipo di comando	Valore iniziale [kN]	Ampiezza [kN]
Gradino	0	3
Gradino	0	10
Gradino	0	12
Sinusoide	0	1 con frequenza di 2 [$\frac{rad}{s}$]

Tabella 5.4: Simulazioni in analisi per comandi sull'HLA e risposta in posizione sull'EMA

Figura 5.13: Risposta per il gradino $n^{\circ} 1$ Tabella 5.4Figura 5.14: Risposta per il gradino $n^{\circ} 2$ Tabella 5.4

La risposta in figura sovrastante rappresenta la risposta ottenibile alla massima forza implementabile sull'HLA.

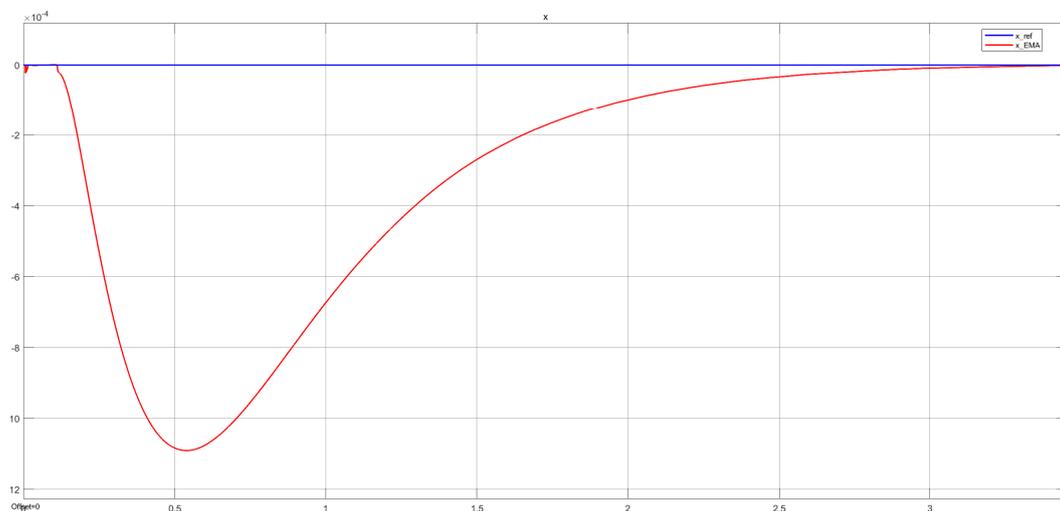


Figura 5.15: Risposta per il gradino $n^{\circ} 3$ Tabella 5.4

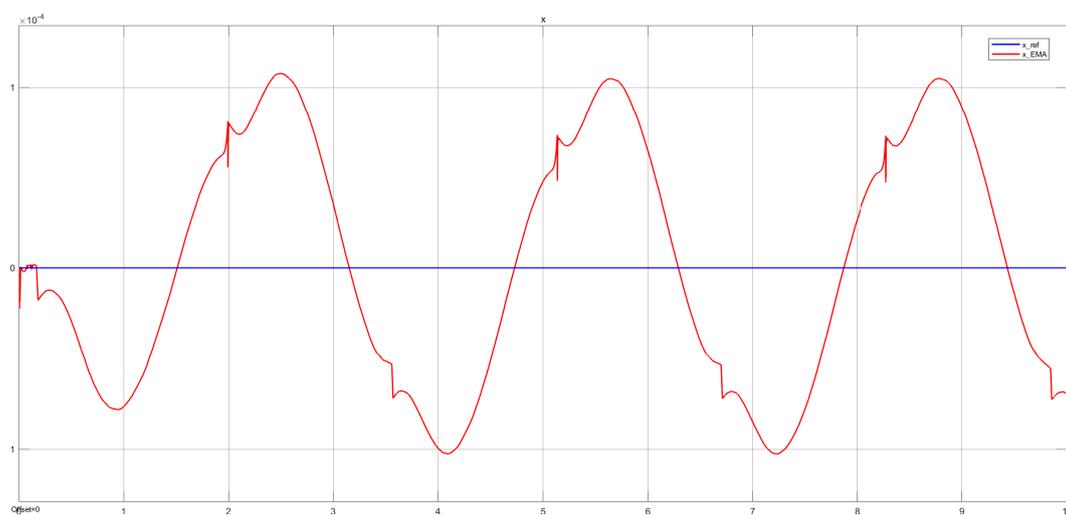
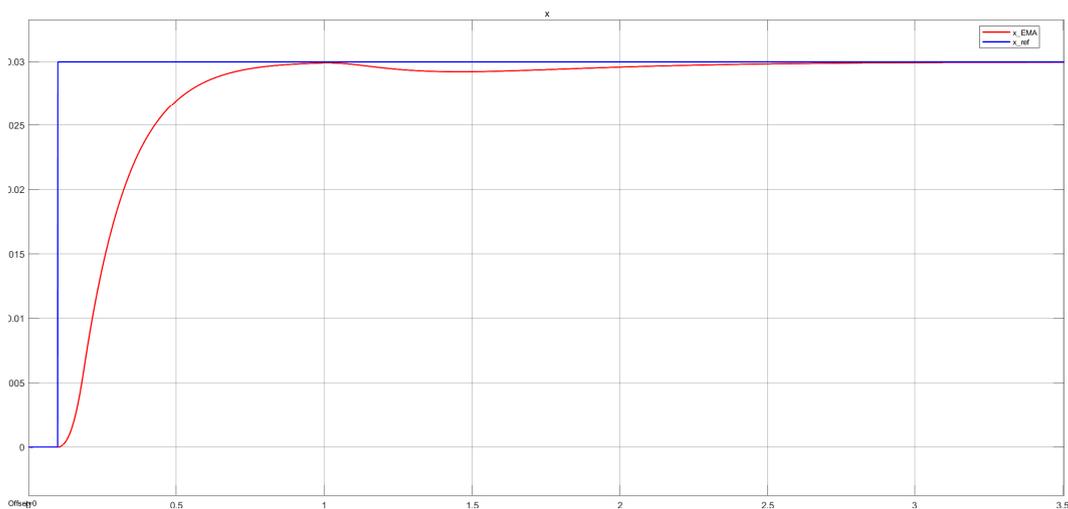


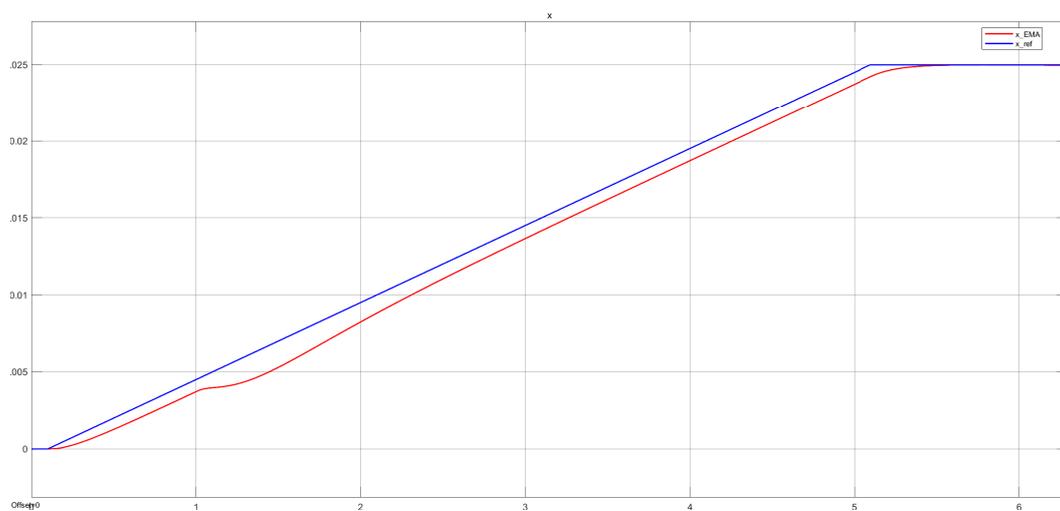
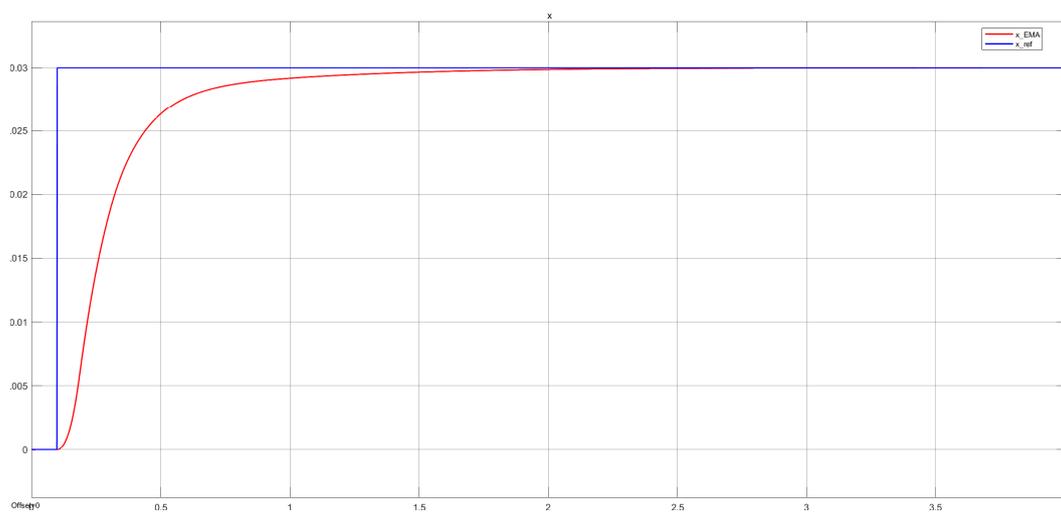
Figura 5.16: Risposta per il gradino $n^{\circ} 4$ Tabella 5.4

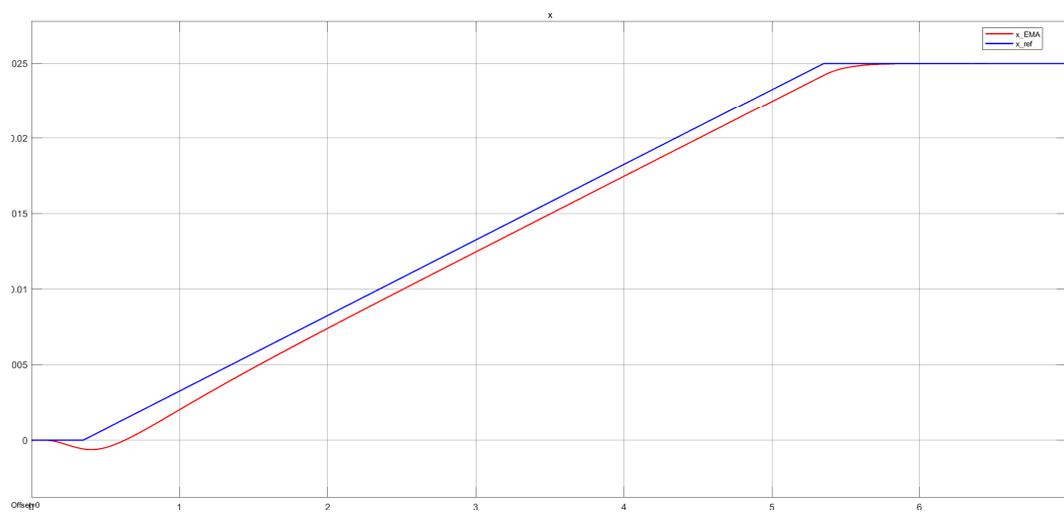
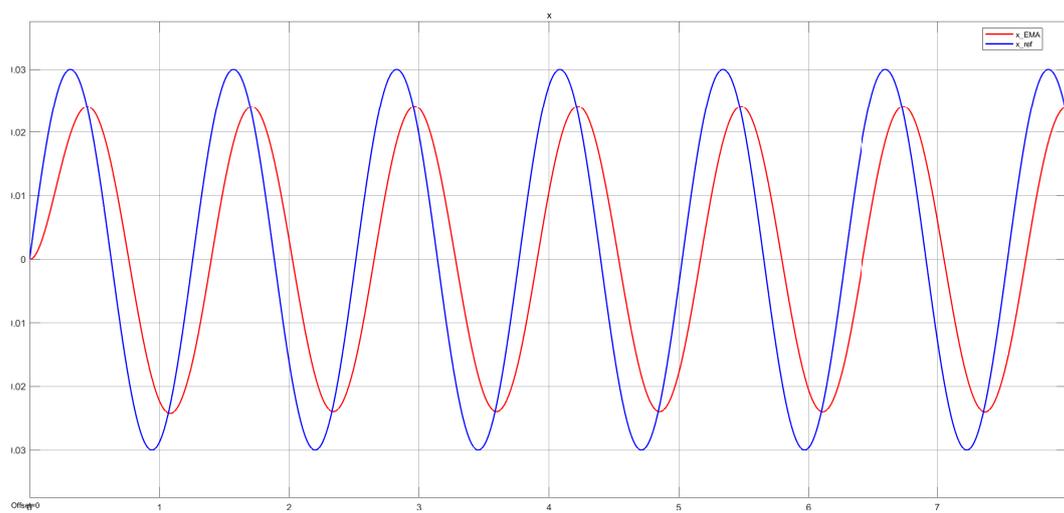
5.1.6 Risposte per comandi sull'EMA e sull'HLA combinati

n°	Comando implementato sull'EMA	Comando implementato sull'HLA
1	Gradino a 0.1 [sec] di 30 [mm]	Gradino a 1 [sec] di 8 [kN]
2	Rampa 0.1 [sec], di 25 [mm], pendenza di 0.005 [$\frac{m}{s}$]	Gradino a 1 [sec] di 10 [kN]
3	Gradino a 0.1 [sec] di 30 [mm]	Gradino a 0.3 [sec] di 10 [kN]
4	Rampa a 0.1 [sec], di 25 [mm], pendenza di 0.005 [$\frac{m}{s}$]	Gradino a 0.35 [sec] di 8 [kN]
5	Sinusoide: ampiezza di 30 [mm] con frequenza di 5 [$\frac{rad}{s}$]	Gradino a 0 [sec] di 7 [kN]
6	Sinusoide: ampiezza di 30 [mm] con frequenza di 5 [$\frac{rad}{s}$]	Gradino a 0 [sec] di 8 [kN]
7	Sinusoide: ampiezza di 10 [mm] con frequenza di 5 [$\frac{rad}{s}$]	Gradino a 0 [sec] di 8 [kN]
8	Gradino a 0.1 [sec] di 40 [mm]	Gradino a 0.1 [sec] di 10 [kN]
9	Gradino a 0.1 [sec] di 20 [mm]	Gradino a 0.1 [sec] di 10 [kN]
10	Gradino a 0 [sec] di 30 [mm]	Sinusoide con ampiezza di 3 [kN] e con una frequenza di 2 [$\frac{rad}{s}$]

Tabella 5.5: Simulazioni in analisi per comandi combinati: Comando sull'EMA e comando sull'HLA

Figura 5.17: Risposta per la combinazione di comandi $n^\circ 1$ Tabella 5.5

Figura 5.18: Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 2$ Tabella 5.5Figura 5.19: Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 3$ Tabella 5.5

Figura 5.20: Risposta per la combinazione di comandi n° 4 Tabella 5.5Figura 5.21: Risposta per la combinazione di comandi n° 5 Tabella 5.5

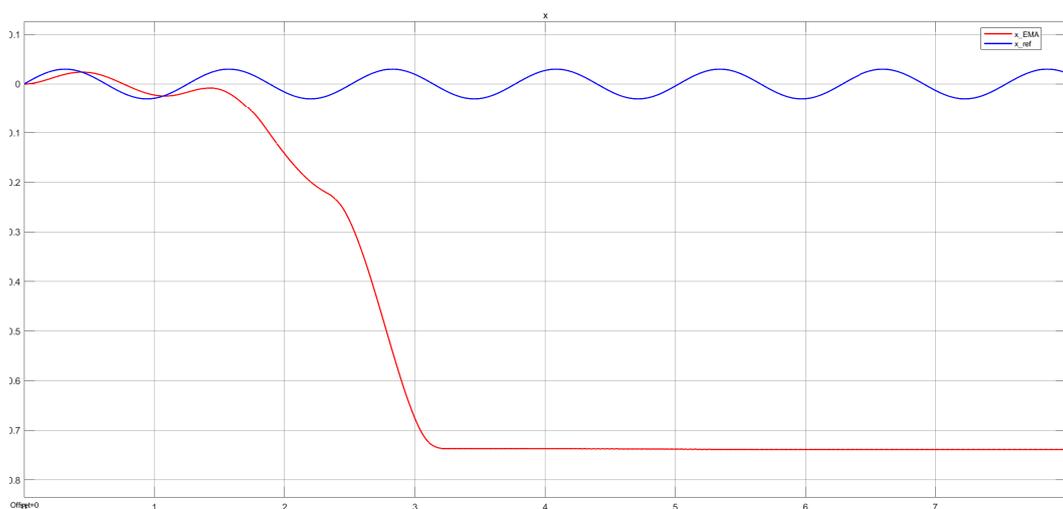


Figura 5.22: Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 6$ Tabella 5.5

In Figura 5.22 viene implementato un gradino in forza sull'HLA di $1 [kN]$ superiore al caso in Figura 5.21. Si osserva come aumentando la forza dell'HLA, l'EMA perda la propria stabilità al comando imposto. In Figura 5.23 per lo stesso caso, diminuendo l'ampiezza della sinusoide comandata sull'HLA si ritrova una condizione di stabilità. Questo esempio può rappresentare una simulazione di funzionamento dell'EMA in caso di un disturbo/carico. L'implementazione di tali comandi trova maggior capacità applicativa per i casi in Figura 5.24 ÷ 5.26. Infatti un comando sull'HLA può rappresentare in sede di simulazione un carico (ad esempio carico aerodinamico) oppure un disturbo modellizzato come una funzione periodica nel tempo. Si può quindi studiare i casi di stabilità e di risposta dell'EMA.

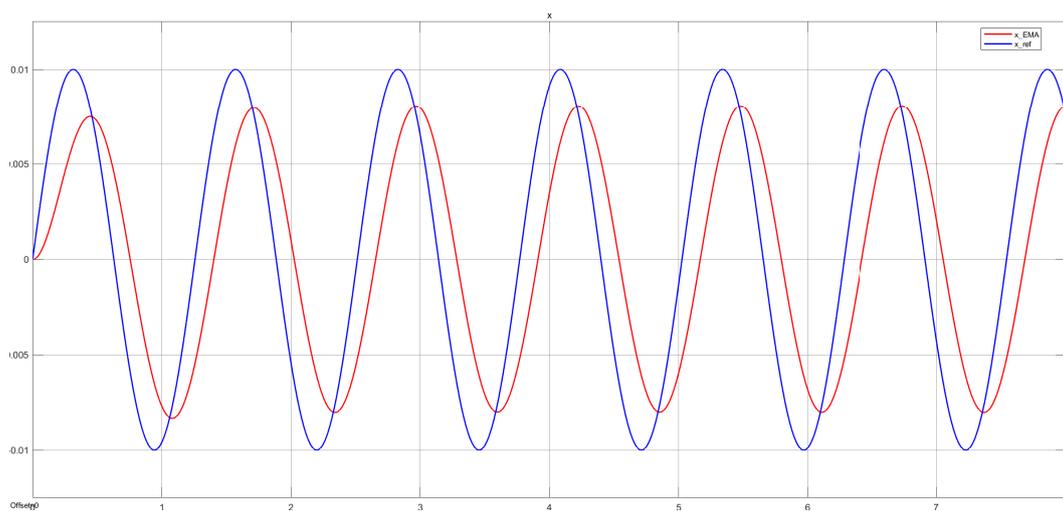
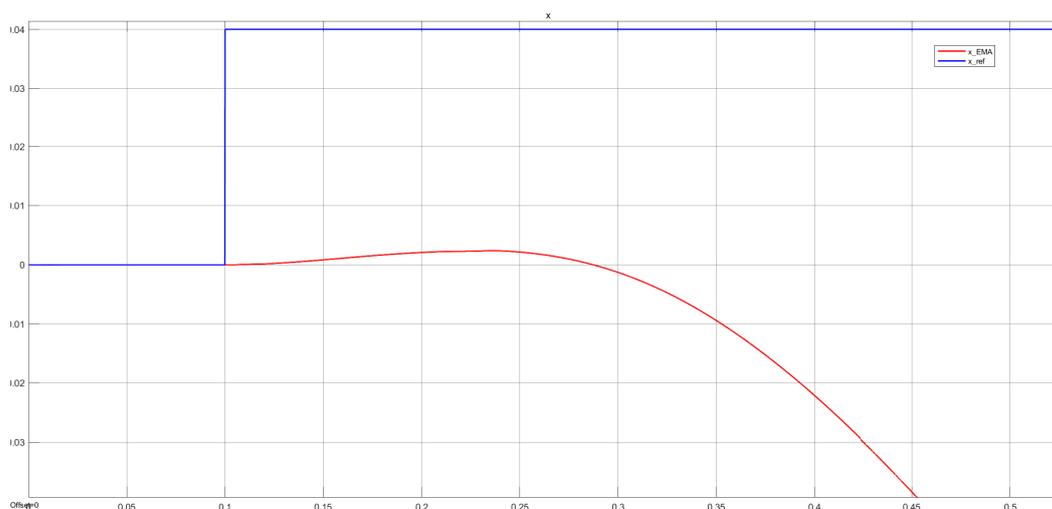
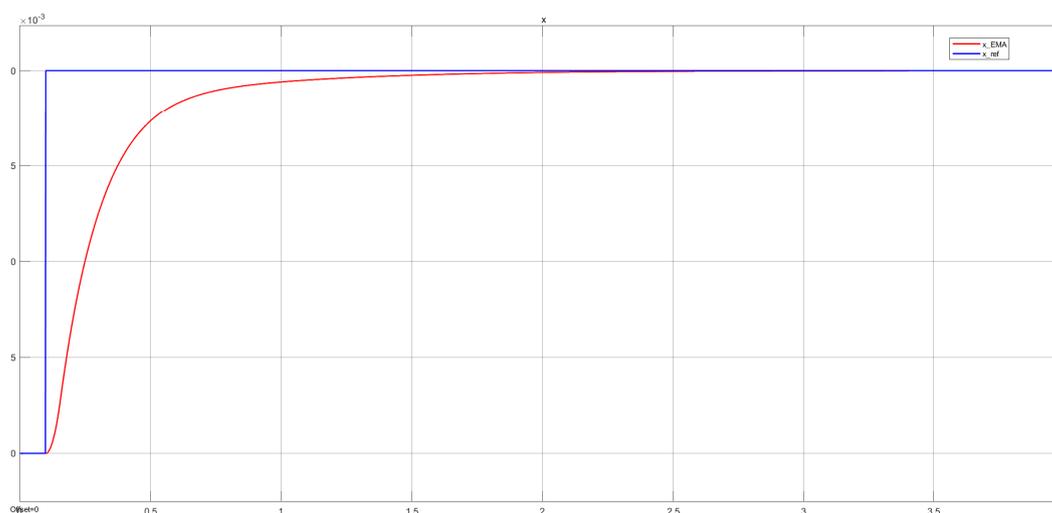


Figura 5.23: Risposta per la combinazione di comandi $n^{\circ} 7$ Tabella 5.5

Figura 5.24: Risposta per la combinazione di comandi n° 8 Tabella 5.5

Per la simulazione in figura sovrastante viene implementato un comando sull'EMA e contemporaneamente sull'HLA, si può studiare quindi il range di funzionamento dell'EMA in presenza di un carico. Tali condizioni sono funzione del comando imposto sull'attuatore elettromeccanico, infatti, nella figura successiva diminuendo l'ampiezza dello spostamento imposto all'EMA, esso riesce a raggiungere il valore a regime imposto.

Figura 5.25: Risposta per la combinazione di comandi n° 9 Tabella 5.5

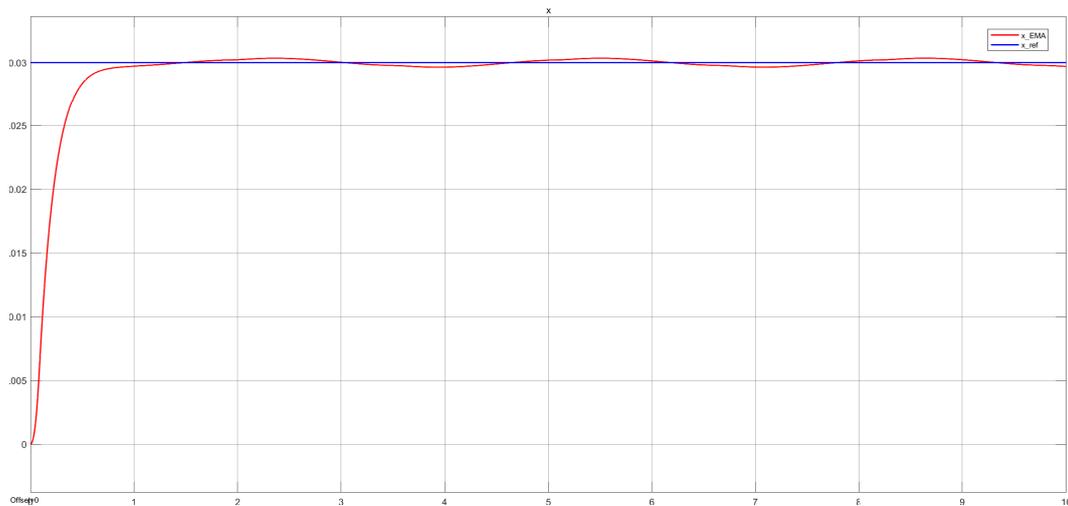


Figura 5.26: Risposta per la combinazione di comandi n° 10 Tabella 5.5

Come detto, in Figura 5.26 si può osservare un caso applicativo del modello in cui l'azione dell'HLA può simulare un disturbo periodico.

5.2 Simulazioni sul modello dell'HLA

Le simulazioni considerate, come per l'EMA, riguardano non il singolo modello dell'HLA ma la sua simulazione integrata nell'intero modello del banco.

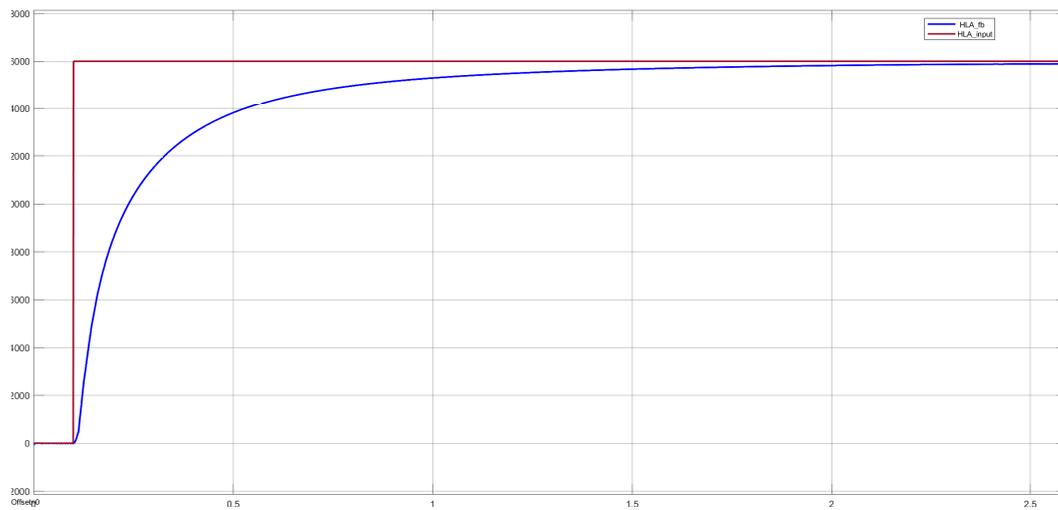
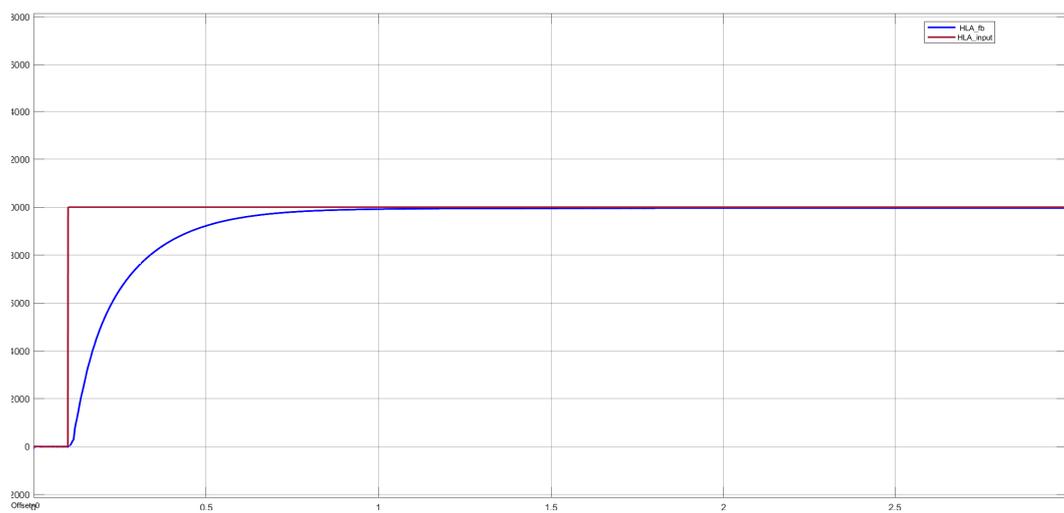
Comando implementato

Gradino a 0.1 [sec] di 10[kN]

Gradino a 0.1 [sec] di 16 [kN]

Sinusoide con ampiezza di 1 [kN] con frequenza di 2 [$\frac{rad}{s}$]

Tabella 5.6: Simulazioni in analisi per comandi sull'HLA

Figura 5.27: Risposta per il comando $n^{\circ} 1$ Tabella 5.6Figura 5.28: Risposta per il comando $n^{\circ} 2$ Tabella 5.6

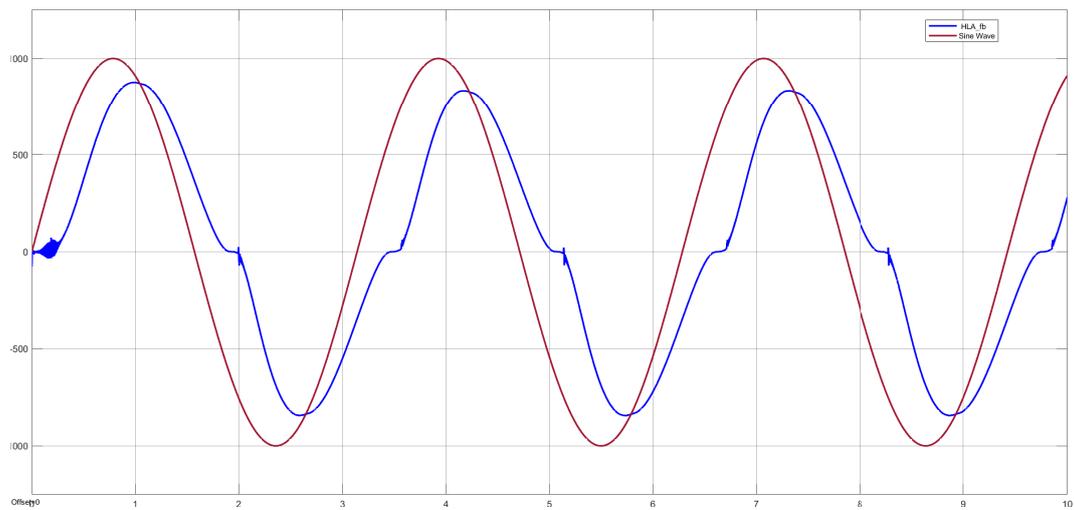


Figura 5.29: Risposta per il comando $n^{\circ} 3$ Tabella 5.6

Capitolo 6

Design of experiment per condizioni di alto attrito

In questo capitolo si analizza il funzionamento del modello costruito in condizioni di incremento di attrito nel tratto di collegamento tra il rod-end dell'attuatore elettromeccanico ed il perno di collegamento al giunto. Si propone l'inserimento di una fascia di materiale prodotto dall'azienda IMA SrlTM. Scelti una serie di materiali disponibili, si procede dapprima alla verifica strutturale di essi, successivamente per le varie soluzioni proposte si studiano gli effetti sulle risposte, sul controllo e sulle correnti ottenute dal modello. Di conseguenza si ottiene una proposta per la realizzazione effettiva a banco delle simulazioni che seguono in questo capitolo. Tali condizioni possono rappresentare prove per simulare il funzionamento dell'attuatore in presenza di carichi (simulati dall'attuatore elettroidraulico) ed attrito all'utenza finale dell'EMA.

6.1 Presentazione del case study

I componenti a contatto tra i quali viene considerata la presenza di attrito sono evidenziati nella seguente figura dello schema generale del banco. Il rod-end dello stello dell'attuatore dell'EMA presenta le caratteristiche geometriche riassunte in Figura 6.2: All'interno dell'occhiello del rod-end è alloggiato il perno di collegamento al giunto (Figura 6.3).

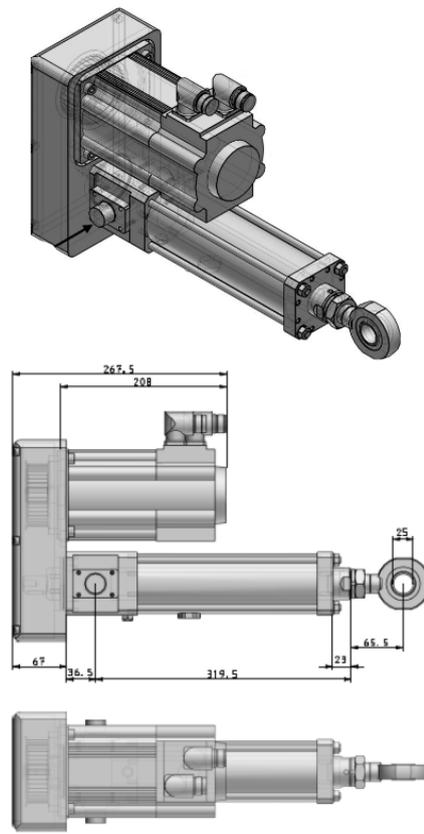


Figura 6.2: Attuatore EMA con dimensioni in vista laterale del rod-end

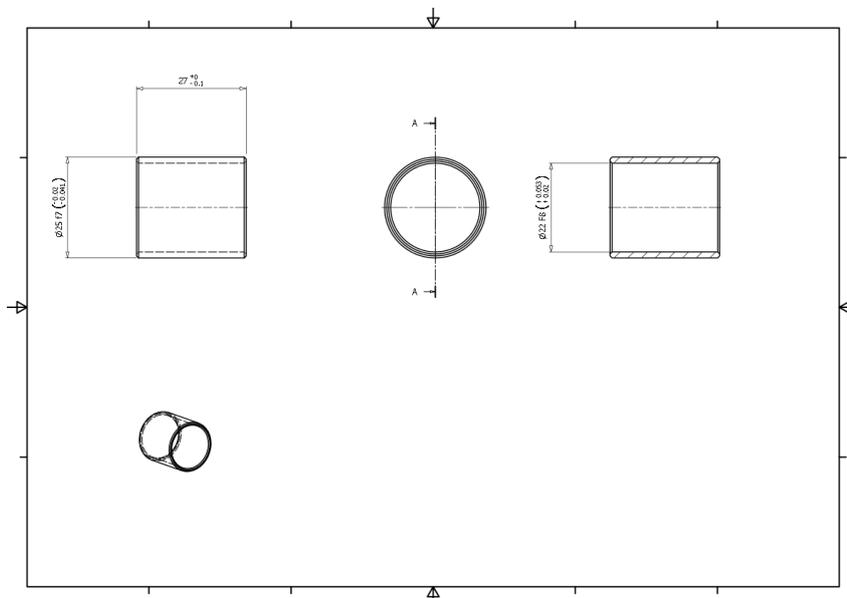


Figura 6.4: Boccola di centraggio del perno

Viene quindi modellizzato l'inserimento di una fascia circolare di materiale generante attrito da avviluppare al perno del giunto. Lo spessore di partenza considerato è pari ad 1 mm, larghezza (fissa) è pari alla larghezza della boccola del rod-end ovvero 27 mm. Alla simulazione dell'inserimento di tale materiale, il backlash nell'accoppiamento rod-end e perno viene posto pari a 0.02 mm. Il primo passo è la scelta di possibili materiali, i quali costituiscono le soluzioni da verificare poi strutturalmente a trazione mediante simulazioni al modello.

6.2 Materiali proposti

I materiali selezionati vengono impiegati per freni e frizioni, risultano flessibili e prodotti in nastri a rotoli, di conseguenza presentano la possibilità di essere interposti nel tratto rod-end - perno. Una prima scelta viene eseguita in funzione dei materiali a massimo coefficiente di attrito (statico e dinamico) presenti tra i disponibili:

Materiale	Coefficiente di attrito statico [-]	Coefficiente di attrito dinamico [-]
MI 00 302	0.70	0.60
MI 00 501	0.55	0.4
MI 00 201	0.52	0.50
SWR	0.55	0.55

Tabella 6.1: Coefficienti di attrito materiali IMA srl™

In ottica di un'implementazione il laboratorio di tale condizione sperimentale ricercata, tutti i materiali proposti vengono verificati a trazione.

Materiale	Resistenza a trazione [$\frac{N}{mm^2}$]
MI 00 302	3
MI 00 501	30
MI 00 201	160
SWR	246

Tabella 6.2: Resistenza a trazione materiali IMA srl™

6.3 Modello matematico e modellazione Simulink

Nel redigere il modello matematico rappresentante il fenomeno di attrito, conseguente all'inserimento di una fascia di materiale, in prima battuta si nota che le ipotesi fatte nella generazione del modello risultano conservative al fine della verifica

strutturale dei materiali proposti. Infatti, per quanto riguarda la dinamica tra stelo dell'attuatore elettromeccanico e giunto, come presentando si è trascurato l'effetto dell'inclinazione dello stelo dell'EMA data la bassa incidenza di tale rotazione. Ciò comporta che la componente normale considerata sulla fascia di attrito sia sempre pari al modulo della forza esercitata dall'EMA, quindi nella realtà si presenta un'azione, seppur di poco, minore. Per quanto detto allora il rod-end risulta fermo, è il moto relativo del perno solidale al giunto a generare attrito. La forza di attrito generata dalla fascia di materiale inserita è quindi:

$$F_{fr} = F_{EMA} \cdot \mu$$

Questo valore innanzitutto viene utilizzato per la verifica del materiale:

$$\sigma_{tr} = F_{fr} \cdot A_m$$

Dove:

$$A_m = 27 [mm^2]$$

La forza di attrito che si genera entra nel computo dell'equilibrio al giunto, la sua direzione è costante: sempre ortogonale alla forza dell'EMA che è fissa in direzione, il braccio è funzione dello spostamento dello stelo dell'attuatore elettromeccanico:

$$|\vec{M}_{fr}| = F_{fr} \cdot (x_{EMA} + x_{EMA_0})$$

Dove:

- x_{EMA} → Coordinata dell'EMA rispetto al polo dei momenti quale punto di incernieramento del giunto. Essa coincide con il centro del rod-end
- x_{EMA_0} → Valore fisso coincidente alla distanza (sull'ascissa di riferimento giunto coincidente all'asse dello stelo dell'EMA) tra rod-end e cerniera del giunto

Per la determinazione della forza di attrito, oltre al modello di Karnopp presentato nel Capitolo 2, viene utilizzato in parallelo il modello di attrito di Borello. In questo modo viene, ove presente, considerata la massima azione di attrito presente tra i due modelli per la verifica dell'integrità strutturale della fascia sperimentale inserita. Il modello di Karnopp che viene utilizzato è lo stesso presentato nel Capitolo 2, anche per questo caso vengono condotte delle simulazioni atte a definire il valore della banda di velocità della condizione statica:

Simulazione considerata	Valore ottenuto $[\frac{rad}{sec}]$
Gradino di 10 <i>kN</i> sull'HLA	$5 \cdot 10^{-5}$
Gradino di 6 <i>kN</i> sull'HLA	$1.2 \cdot 10^{-5}$
Gradino di 3 <i>kN</i> sull'HLA	$1 \cdot 10^{-5}$
Gradino 10 <i>mm</i> sull'EMA	$8 \cdot 10^{-5}$
Gradino 25 <i>mm</i> sull'EMA	$15 \cdot 10^{-5}$
Rampa di 25 <i>mm</i> sull'EMA	$2 \cdot 10^{-5}$
Rampa di 5 <i>mm</i> sull'EMA	$9 \cdot 10^{-5}$
Gradino 50 <i>mm</i> sull'EMA	$35 \cdot 10^{-5}$

Tabella 6.3: Simulazioni e valori ottenuti per la determinazione della banda di velocità di Karnopp per applicazioni sul giunto

La velocità osservata è la velocità angolare del giunto. Il risultato ottenuto è:

$$a = 9.525 \cdot 10^{-5} \left[\frac{rad}{sec} \right]$$

6.3.1 Modello di attrito di Borello

Il modello di Borello ha come base il modello di Karnopp, rimuovendo da esso possibili criticità dovute alla definizione della banda di velocità statica. Ad una variazione temporale corrispondente al passo di integrazione, se si verifica variazione del segno della velocità (ciò nell'equazione di equilibrio di Newton), nel passare dall'istante di partenza all'istante di arrivo temporale considerato la velocità avrà subito un'inversione, ovvero si verifica un'arresto. Trovati i due passi di integrazione tra cui è presente l'arresto, l'algoritmo del modello Borello ritorna all'istante di partenza considerato e ad esso si assegnano le condizioni di Karnopp di attrito statico.

Il modello matematico di Borello risulta essere:

$$F_{friction} = \begin{cases} -F_{static} \text{ if } (\omega = 0) \text{ and } |F_{applied}| < F_{static} \\ -sign(F_{applied}) \cdot F_{static} \text{ if } (\omega = 0) \text{ and } |F_{applied}| > F_{static} \\ -F_{dynamic} \text{ if } \omega \neq 0 \end{cases} \quad (6.1)$$

$$\begin{cases} T_{static} = \mu_s \cdot T_{applied} \\ T_{dynamic} = \mu_d \cdot T_{applied} \end{cases} \quad (6.2)$$

$$\omega(t + dt) = 0 \text{ if } \omega(t) \cdot \omega(dt) < 0$$

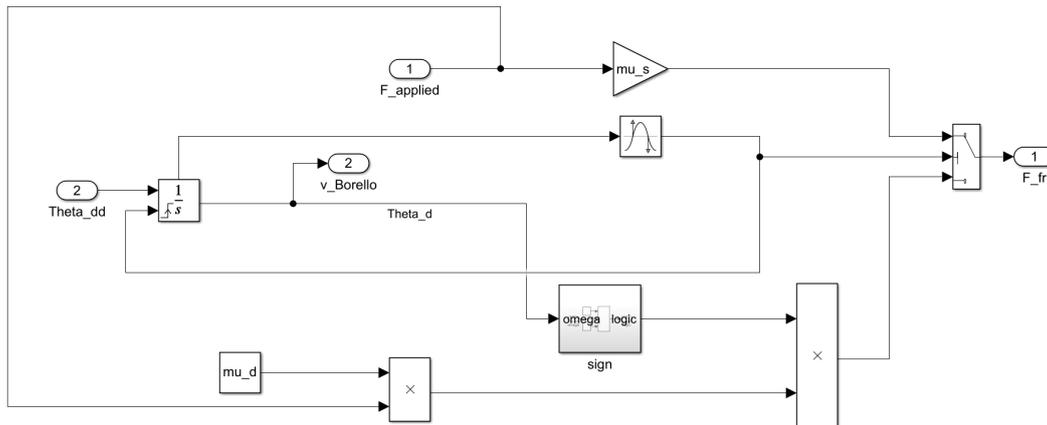


Figura 6.5: Modellazione Simulink del modello di attrito di Borello

6.3.2 Integrazione al modello Simulink

Le modifiche apportate al modello Simulink presentato fino ad ora, al fine di simulare la realizzazione delle prove sperimentali in oggetto al corrente capitolo, sono:

- Reset esterno all'integratore dell'accelerazione del giunto data la presenza del modello di Borello (Figura 6.6)
- Inserimento nell'equilibrio dei momenti al giunto dell'azione di attrito della fascia sperimentale in prova (Figura 6.7)
- Inserimento del modello di Karnopp e del modello di Borello determinare le azioni di attrito (Figura 6.8)

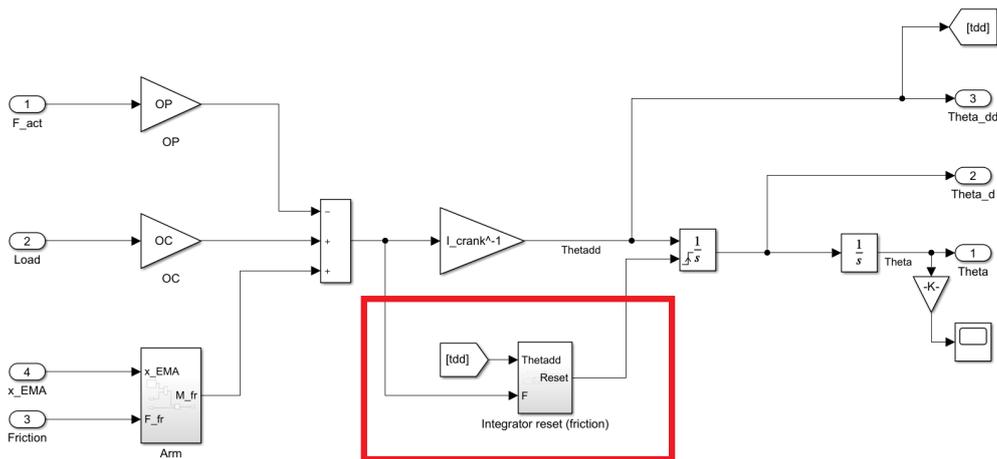


Figura 6.6: Reset esterno all'integratore dell'accelerazione del giunto

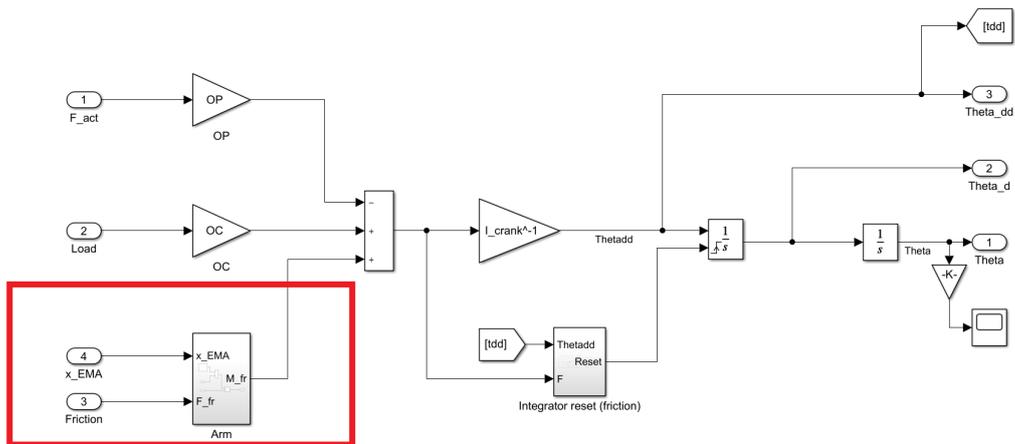


Figura 6.7: Inserimento nell'equilibrio dei momenti al giunto dell'azione di attrito

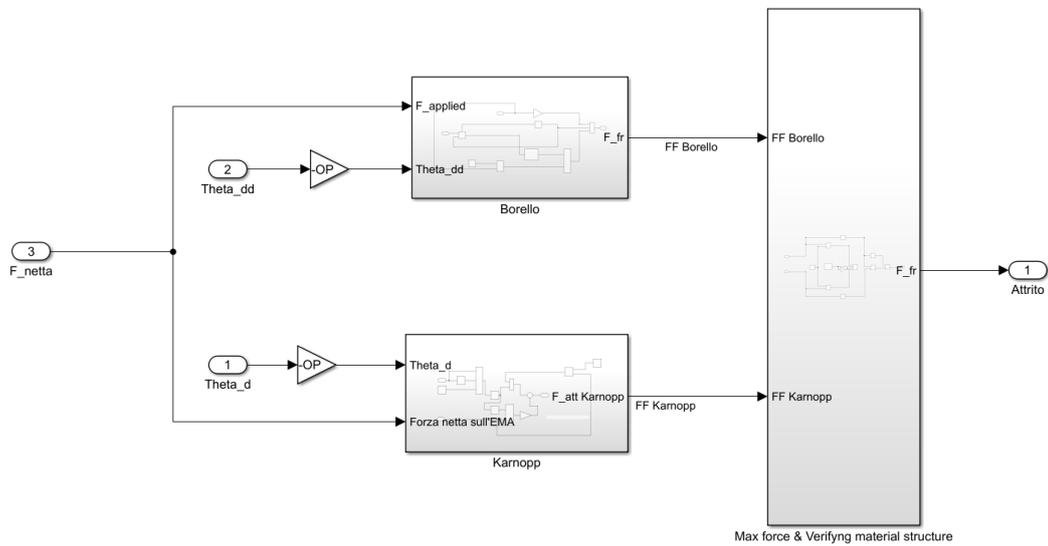


Figura 6.8: Inserimento del modello di Karnopp e del modello di Borello

6.4 Scelta del materiale d'impiego

Si considera sulla sezione della fascia di attrito una distribuzione costante dello sforzo di taglio. Tale sezione sarà verificata se:

$$\tau = \frac{F_{friction}}{A_{cross}} < \tau_{lim}$$

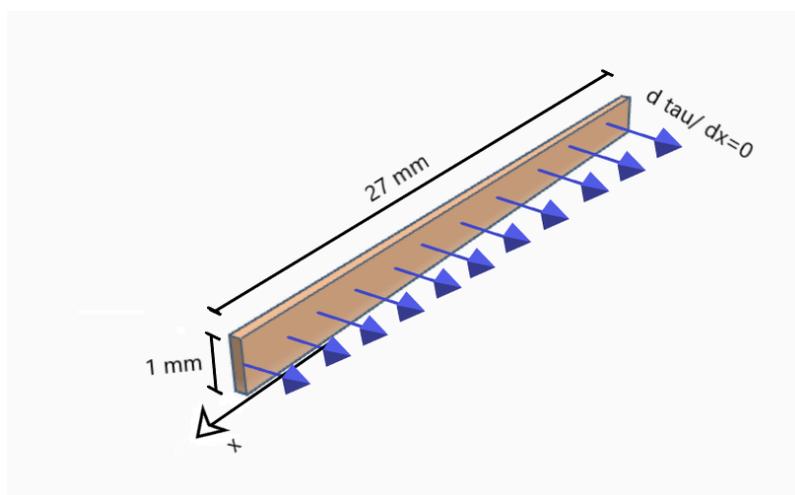


Figura 6.9: Rappresentazione semplificata della distribuzione di tensione considerata

Il primo passo per eseguire tale analisi è la determinazione di quale condizione di funzionamento del modello risulta peggiore (ovvero dimensionante) ai fini delle tensioni che si generano sulla fascia in prova.

6.4.1 Determinazione della condizione dimensionante

Per determinare quale simulazione consente di avere la peggior condizione in termini di sforzi al materiale interposto, vengono utilizzati i valori del materiale MI 00 302. Ciò avviene perché i coefficienti di attrito della fascia MI 00 302 sono i più elevati, questo può portare a risposte non stabili in cui lo stelo dell'EMA recede sotto carico. Un esempio di questa condizione è riportato nella seguente figura:

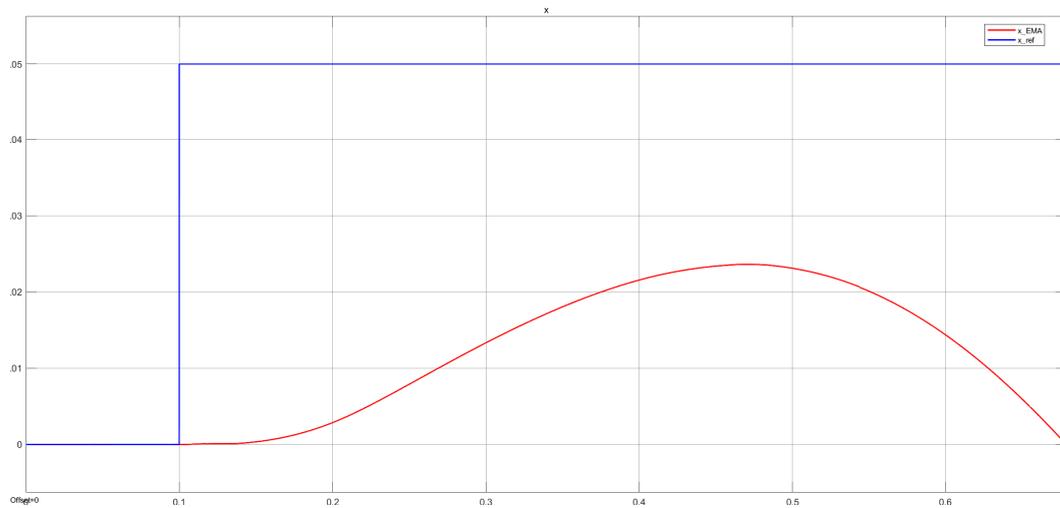
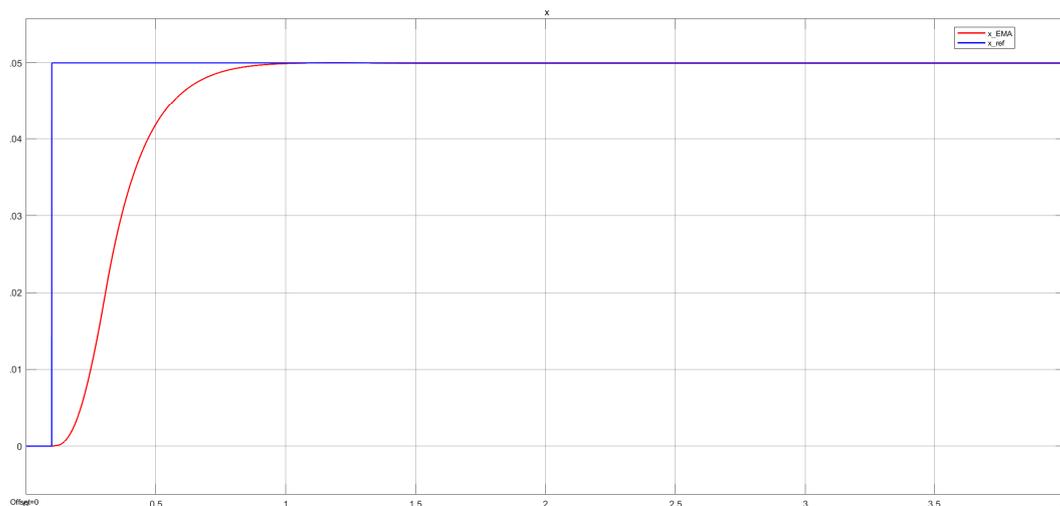
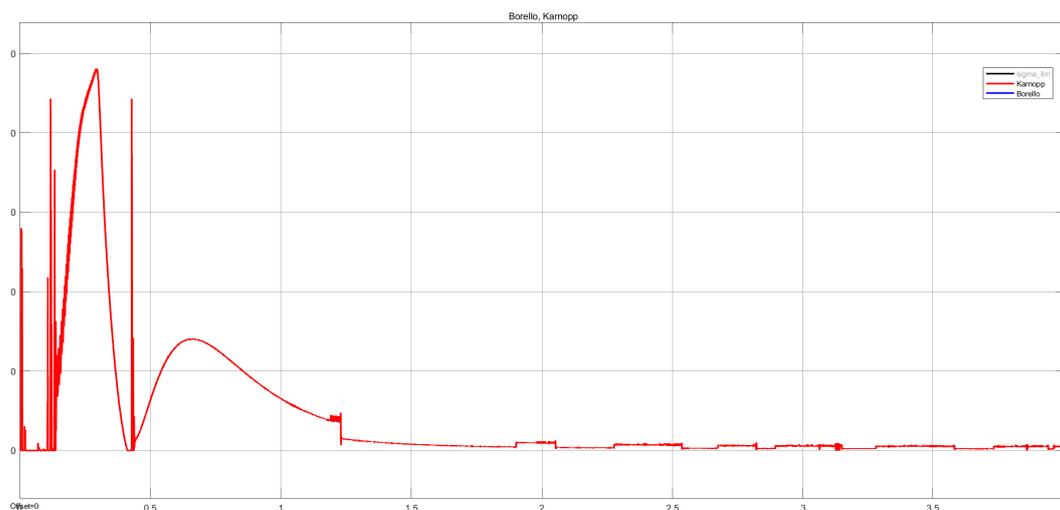


Figura 6.10: Risposta in posizione dell'EMA per un comando combinato: gradino di 50 [mm] sull'EMA e gradino di 10 [kN] sull'HLA; con fascia MI 00 302

Il comando che quindi portera maggior sforzo all'interno del materiale in oggetto di analisi, garantendo la stabilità del sistema, corrisponderà alla condizione dimensionate. Tra i comandi più gravosi in termini di sforzo di trazione, dopo una prima raccolta, vengono selezionati i comandi riportati nella seguente tabella:

n	Componente comandato	Comando	Tensione massima [$\frac{N}{mm^2}$]
1	EMA	Gradino a 0.1 [sec] di 50[mm]	48.15
2	HLA	Gradino a 0.1 [sec] di 9 [kN]	144.2
3	EMA ed HLA	Gradino a 0.1 [sec] di 50 [mm]e Gradino a 0.2 [sec] di 8 [kN]	152.5

Tabella 6.4: Simulazioni per la ricerca della condizione dimensionante

Figura 6.11: Risposta per il comando n° 1, tabella 6.3Figura 6.12: Andamento dello sforzo di trazione per il comando n° 1, tabella 6.3

Come detto nel capitolo 5, la massima forza come comando a gradino implementabile sull'HLA, per una risposta coerente in posizione sull'EMA, risulta di 12 kN . A causa dell'inserimento del materiale di attrito, la risposta varia (Figura 6.13) ed il massimo comando a gradino simulabile sull'HLA si riduce a 9 kN (Figura 6.14).

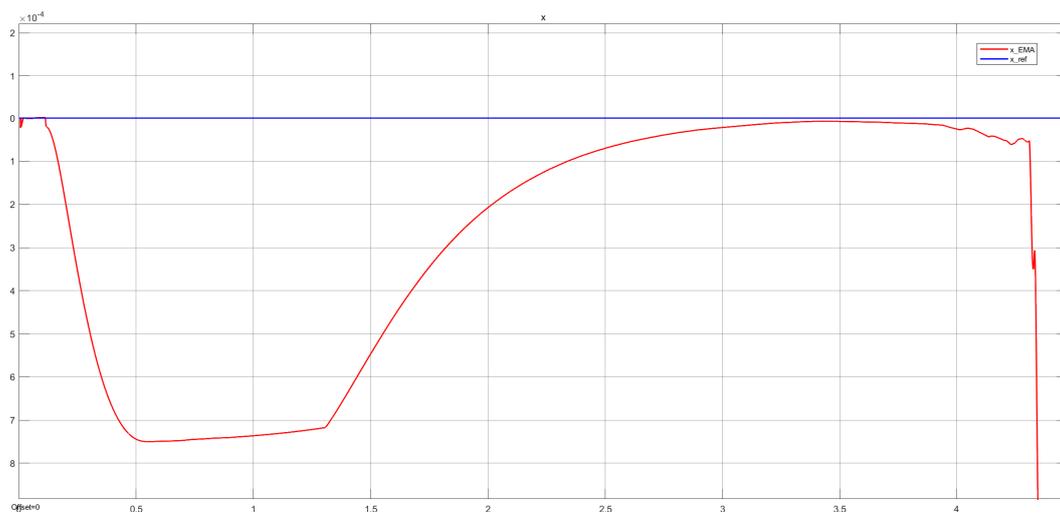


Figura 6.13: Risposta per un gradino a 0.1 [sec] di 10 [kN] con presenza di materiale di attrito

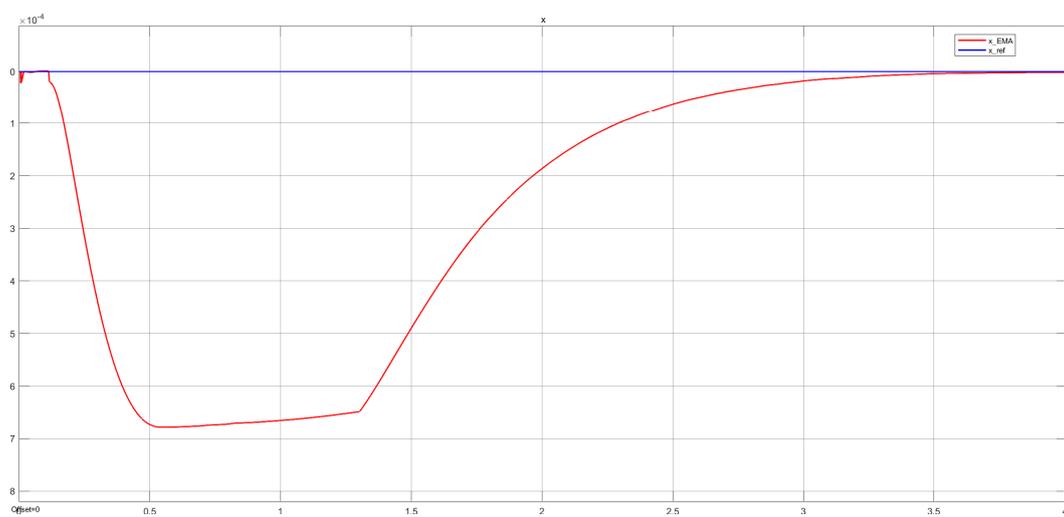
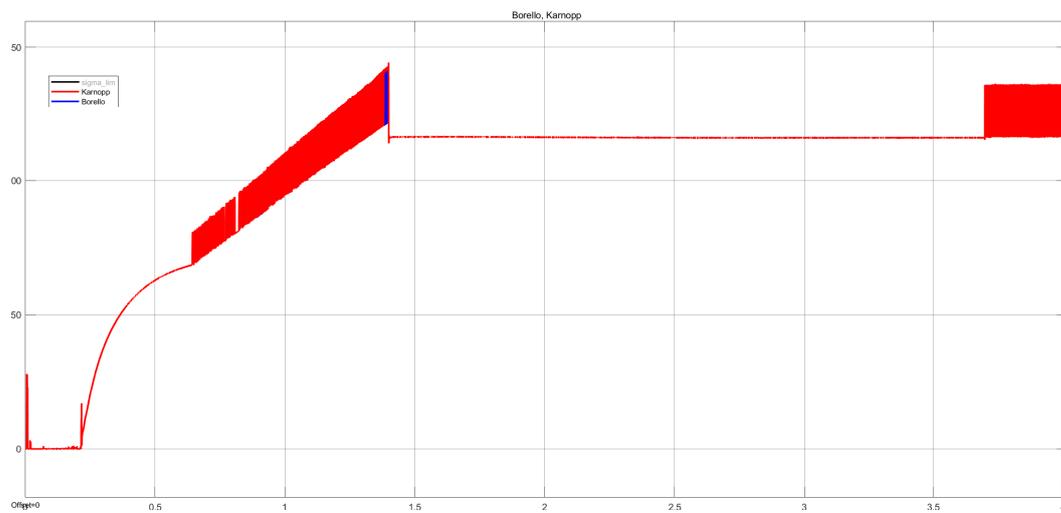
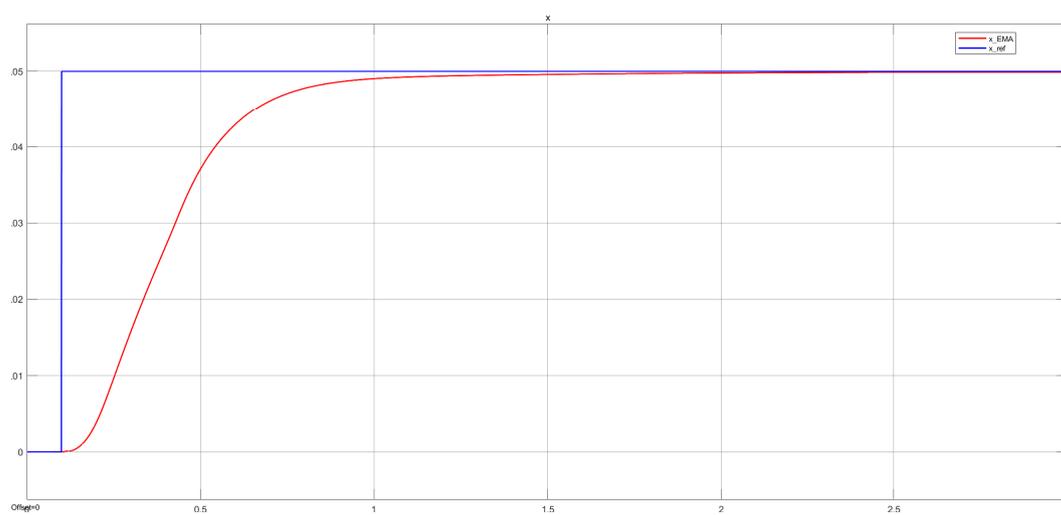


Figura 6.14: Risposta per il comando $n^\circ 2$, tabella 6.3

Figura 6.15: Andamento dello sforzo di trazione per il comando n° 2, tabella 6.3Figura 6.16: Risposta per il comando n° 3, tabella 6.3

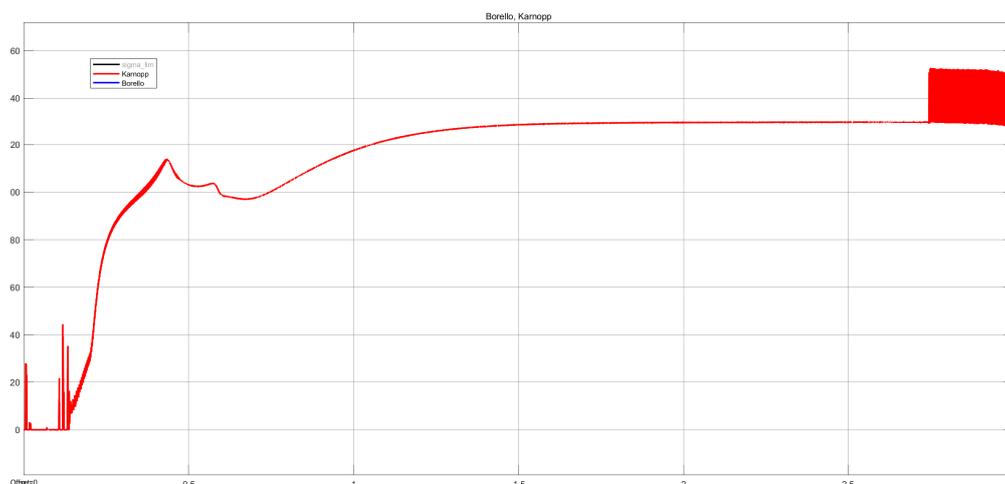


Figura 6.17: Andamento dello sforzo di trazione per il comando n° 3, tabella 6.3

Dai risultati si ottiene che il comando che viene utilizzato per la verifica dei materiali è il terzo presentato in Tabella 6.4.

6.4.2 Simulazioni e risultati per la scelta materiale

Il comando implementato, per quanto detto, è un comando in posizione sull'EMA corrispondente ad un gradino di 50 [mm], seguito (1 decimo dopo) da un gradino in forza sull'HLA di 8 [kN]. Il blocco Simulink in Figura 6.18 viene utilizzato per avere uno scope diretto presentante l'andamento della tensione a trazione sul materiale in funzione del limite dello stesso:

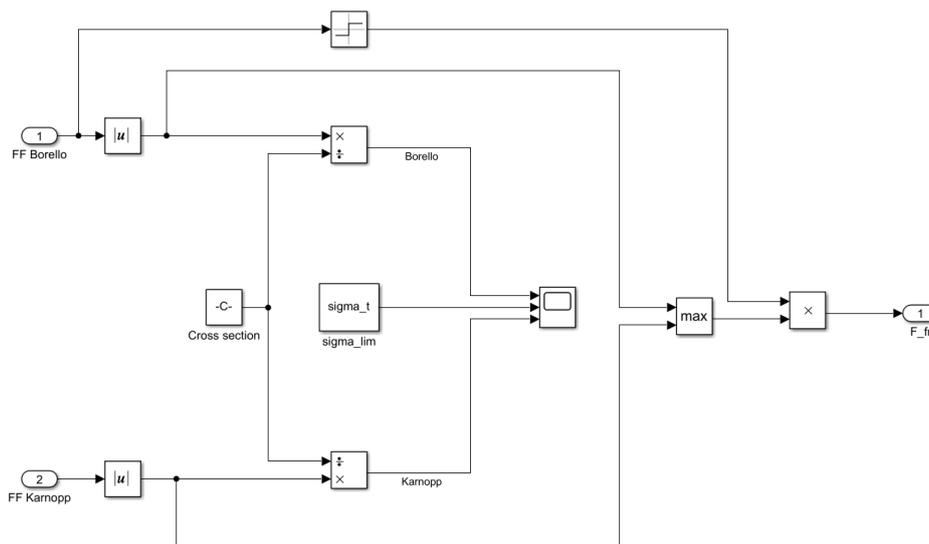


Figura 6.18: Blocco Simulink "Max force & Verifying material structure"

Nelle figure che seguono si presentano i risultati ottenuti, essi sono racchiusi in Tabella 6.5:

	Materiale	Resistenza a trazione [$\frac{N}{mm^2}$]	Valore massimo rilevato [$\frac{N}{mm^2}$]
■	MI 00 302	3	129.5
■	MI 00 501	30	71.2
■	MI 00 201	160	97.6
■	SWR	246	112.5

Tabella 6.5: Risultati su materiali IMA srl™

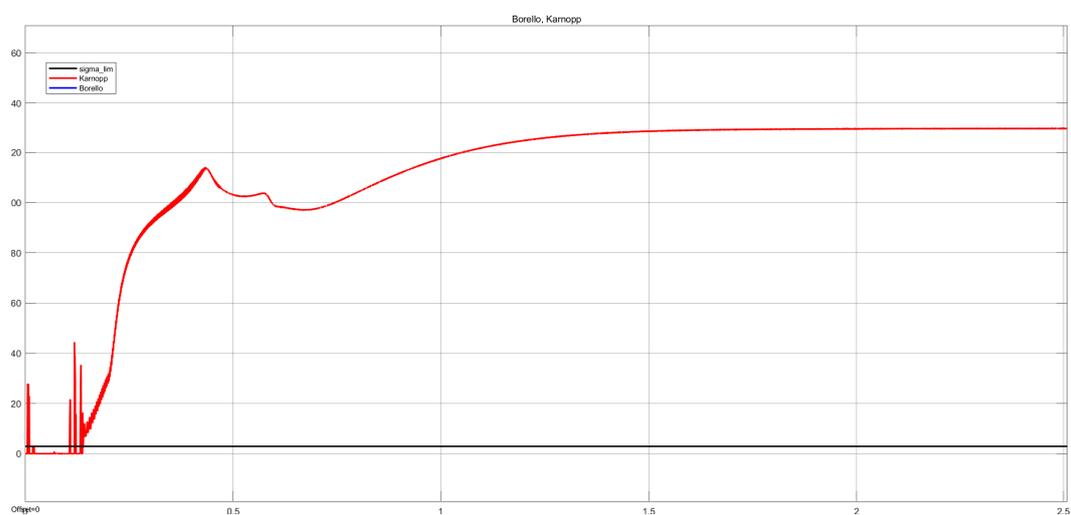


Figura 6.19: Risultato simulazione per materiale MI 00 302

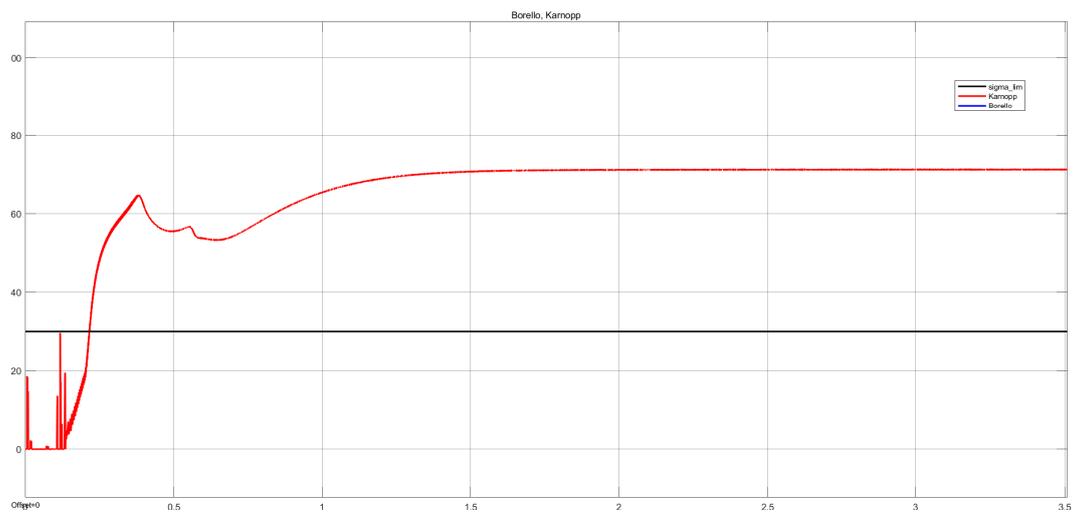


Figura 6.20: Risultato simulazione per materiale MI 00 501

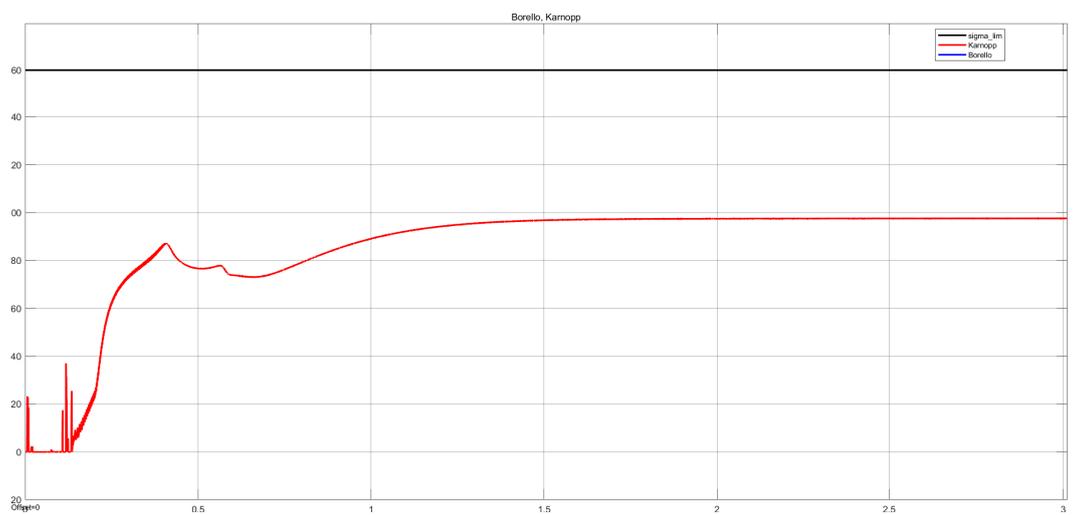


Figura 6.21: Risultato simulazione per materiale MI 00 201

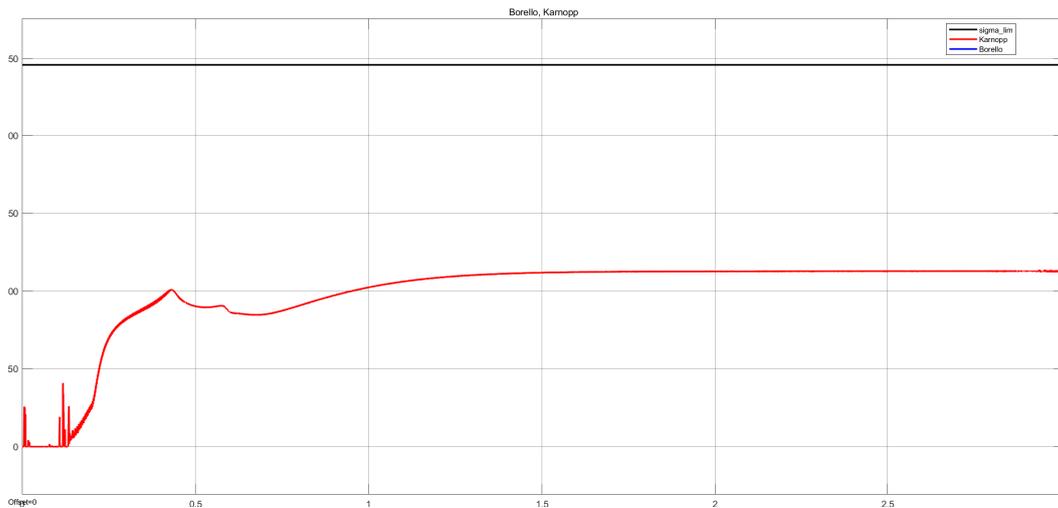


Figura 6.22: Risultato simulazione per materiale SWR

Tra i due materiali verificati quali MI 00 201 ed SWR, viene selezionato quest'ultimo a causa dei maggior coefficienti di attrito. Nella successiva sezione allora saranno considerate simulazioni con tale materiale, tuttavia vengono osservati anche risultati ad altri materiali al fine di allargare il campo di osservazione di risultati e fenomeni conseguenti all'inserimento di fascia di attrito al perno del giunto.

6.5 Risultati e conclusioni

In tale sezione si osservano gli effetti sul modello dell'inserimento dell'elemento d'attrito trattato. Ciò risulta utile al fine di verificare la correttezza o meno delle modifiche apportate al modello, osservando se sono presenti comportamneti tipici attesi. Si può verificare la capacità del modello nel simulare esperimenti del genere, potendo quindi prendere spunto per applicazioni future.

6.5.1 Effetti sulle risposte in posizione dell'EMA

Si presentano le risposte in posizione sull'attuatore elettromeccanico all'inserimento dei materiali sopra indicati:

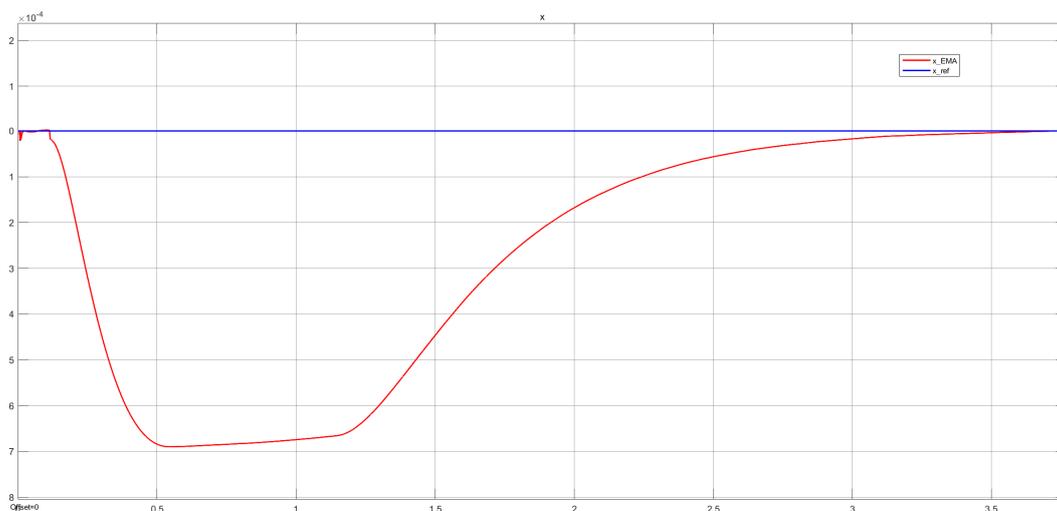


Figura 6.23: Risposta in posizione EMA per un comando a gradino di 9 [kN] sull'HLA con fascia SWR

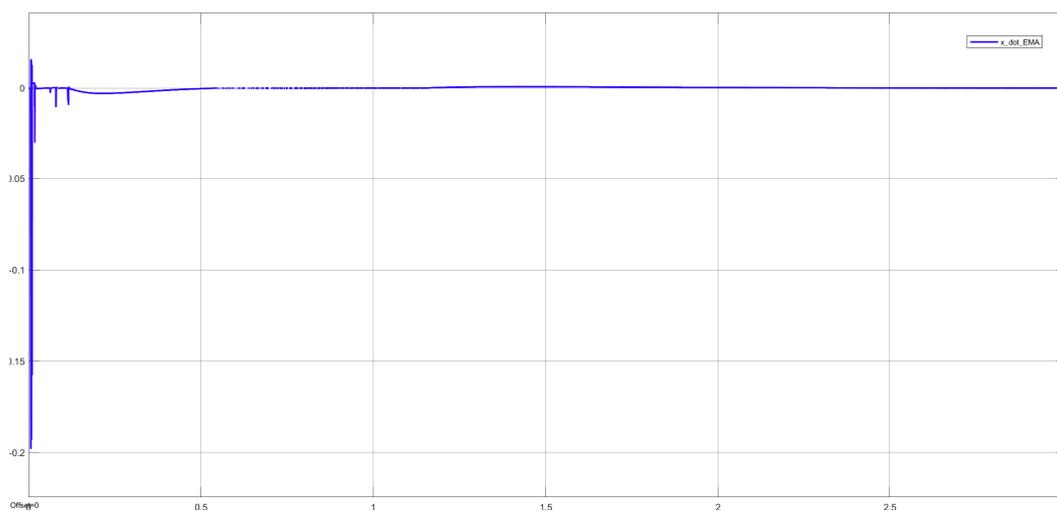


Figura 6.24: Risposta in velocità EMA per un comando a gradino di 9 [kN] sull'HLA con fascia SWR

I coefficienti di attrito elevati portano la risposta con l'impiego del materiale SWR ad una zona di ristango della posizione dell'EMA, ciò a causa delle basse velocità nella zona di inversione della posizione, come osservabile in Figura 6.23. Dall'andamento della velocità dello stelo dell'EMA, in Figura 6.24 con risalto della zona di interesse in Figura 6.26, si osserva come l'attrito aggiunto, nella zona di inversione di velocità porta ad un tratto a velocità costante che si riflette come visto sulla risposta in posizione.

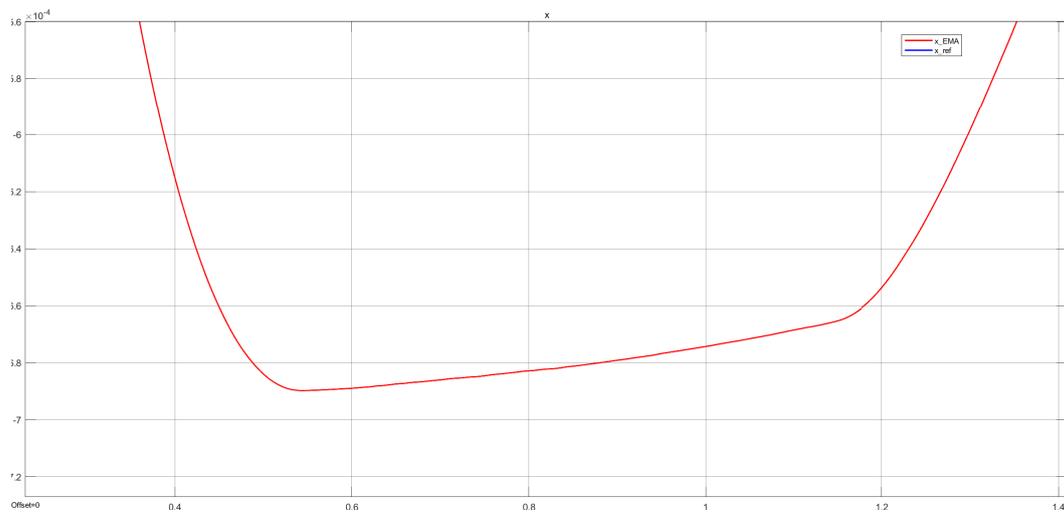


Figura 6.25: Dettaglio della risposta in posizione dell' EMA per un comando a gradino di 9 [kN] sull'HLA con fascia SWR

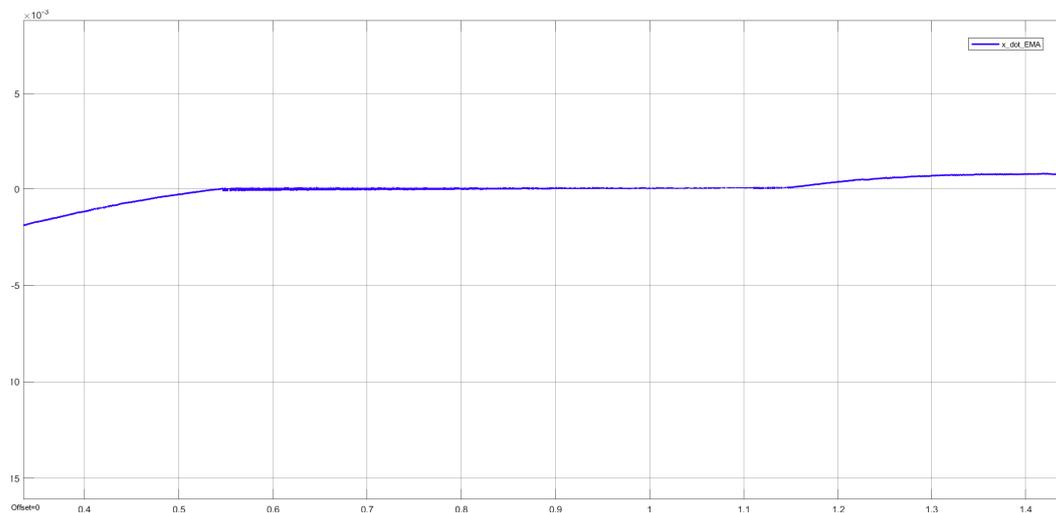


Figura 6.26: Dettaglio della risposta in velocità dell' EMA per un comando a gradino di 9 [kN] sull'HLA con fascia SWR

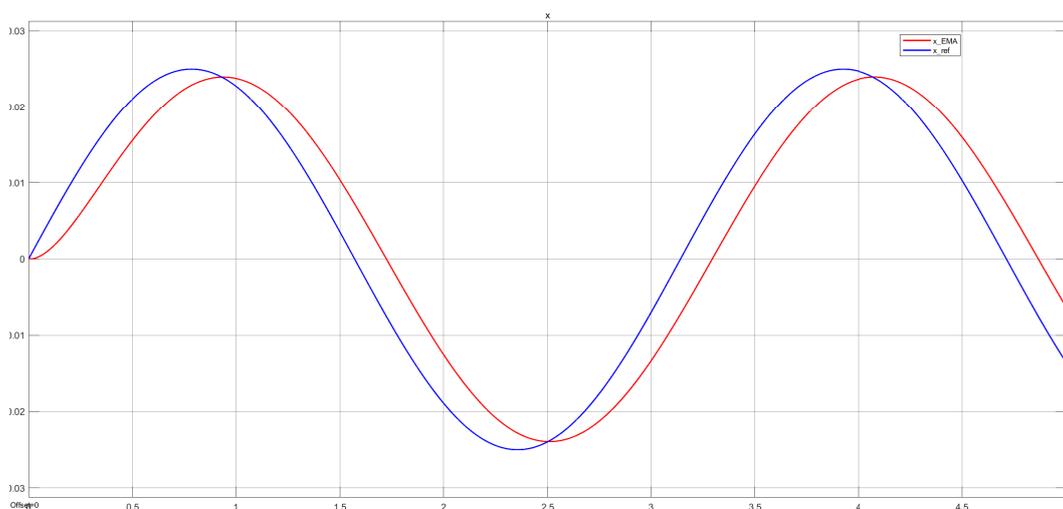


Figura 6.27: Risposta in posizione dell'EMA per un comando sinusoidale di ampiezza pari a $25 [mm]$ e frequenza di $2 [\frac{rad}{sec}]$ con fascia SWR

Per un comando di natura sinusoidale, non si riscontrano particolari modifiche della risposta, soprattutto nelle zone di inversione della posizione.



Figura 6.28: Risposta in posizione dell'EMA per un comando di tipo rampa di $30 [mm]$ e pendenza di $0.005 [\frac{m}{sec}]$ con fascia SWR

6.5.2 Effetti sulle correnti nelle fasi e sul controllo

Le seguenti analisi, volendo osservare l'effetto dell'attrito, vengono condotte imponendo come comando un gradino di $50 [mm]$ in posizione sull'EMA, seguito (1 decimo dopo) da un gradino in forza sull'HLA di $8 [kN]$, ovvero il comando generante la massima azione in attrito.

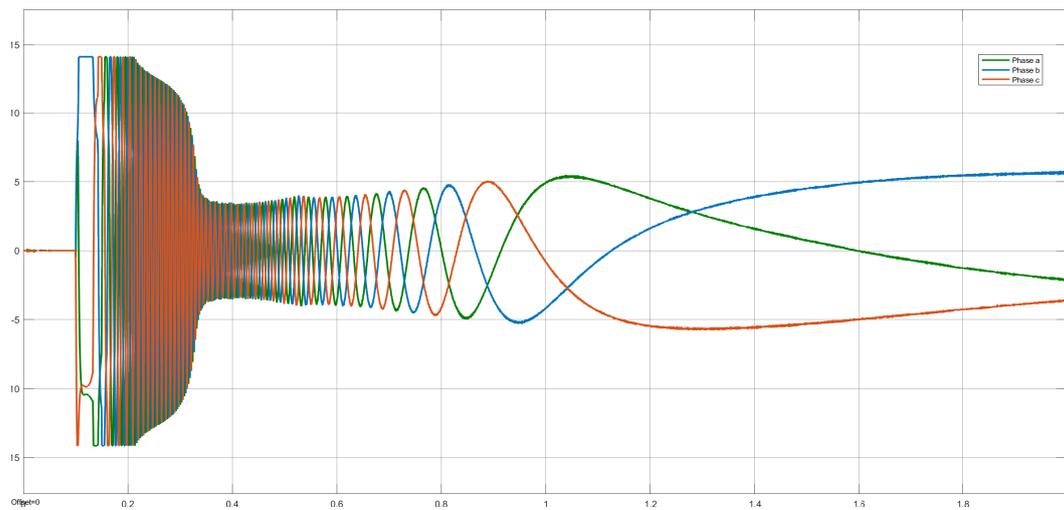


Figura 6.29: Andamento delle correnti nelle tre fasi senza interposizione di materiale d'attrito

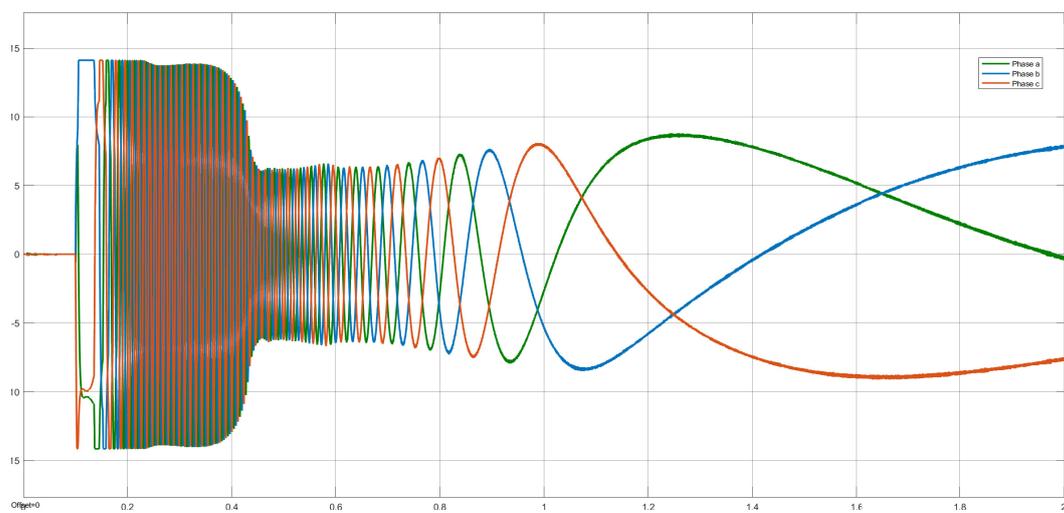


Figura 6.30: Andamento delle correnti nelle tre fasi con fascia SWR

A verificare la correttezza del modello, come ci si aspetta, all'interposizione in ambiente simulativo del materiale d'attrito, consegue un aumento di corrente nelle fasi.

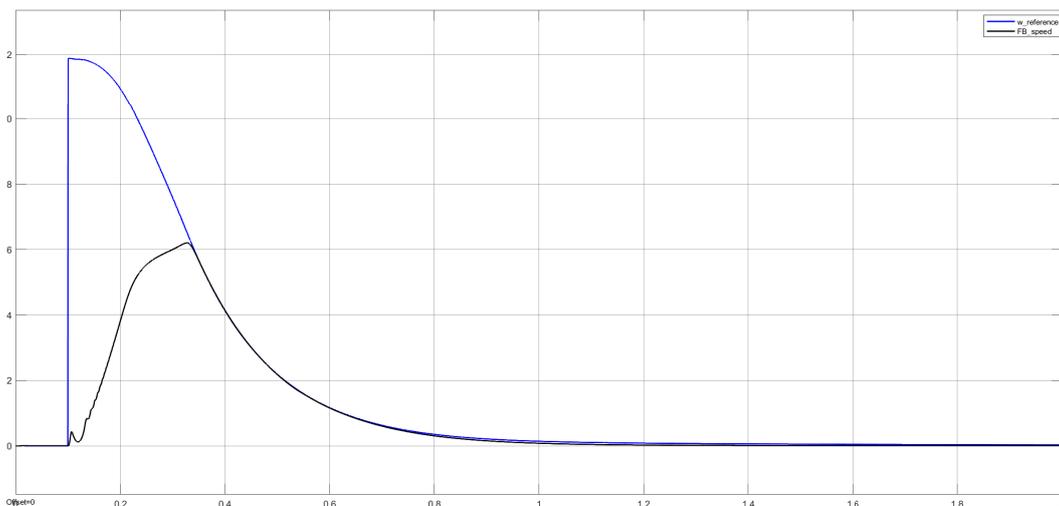


Figura 6.31: Andamento velocità comandata-velocità rilevata senza interposizione di materiale d'attrito

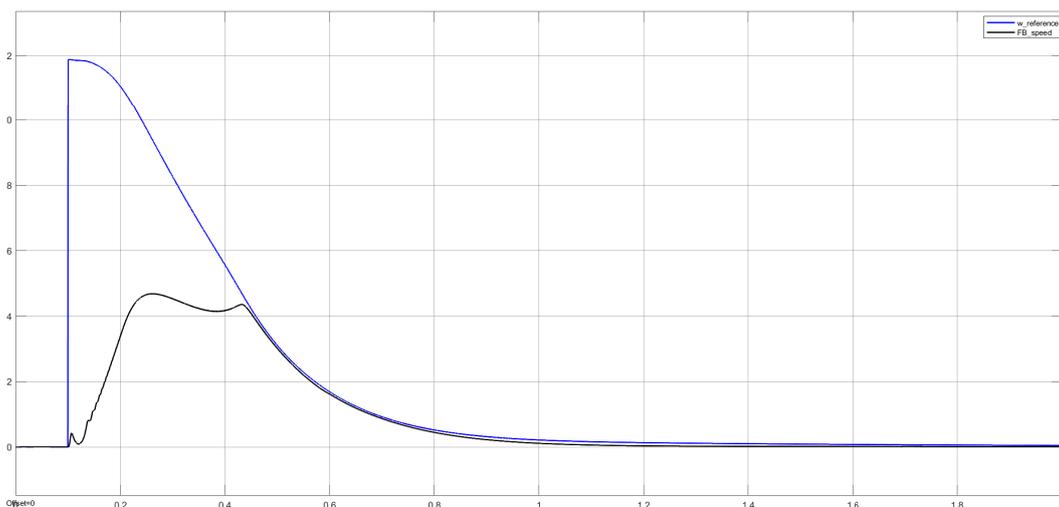


Figura 6.32: Andamento velocità comandata-velocità rilevata con fascia SWR

Per il controllo in velocità, il quale rappresenta il controllore che subisce maggiormente la presenza di attriti, non si verificano sostanziali cambiamenti al netto dell'aumento dell'errore a regime in Figura 6.32. Ricordando il discostamento già discusso dovuto al sistema di anti wind-up, questo andamento può suggerire la necessità di incrementare la componente integrativa nel controllo in velocità. Infatti, portando la componente integrativa del controllore PI in velocità da $0.8 \left[\frac{A \cdot s}{rad/s} \right]$ ad $1.4 \left[\frac{A \cdot s}{rad/s} \right]$, si ottiene:

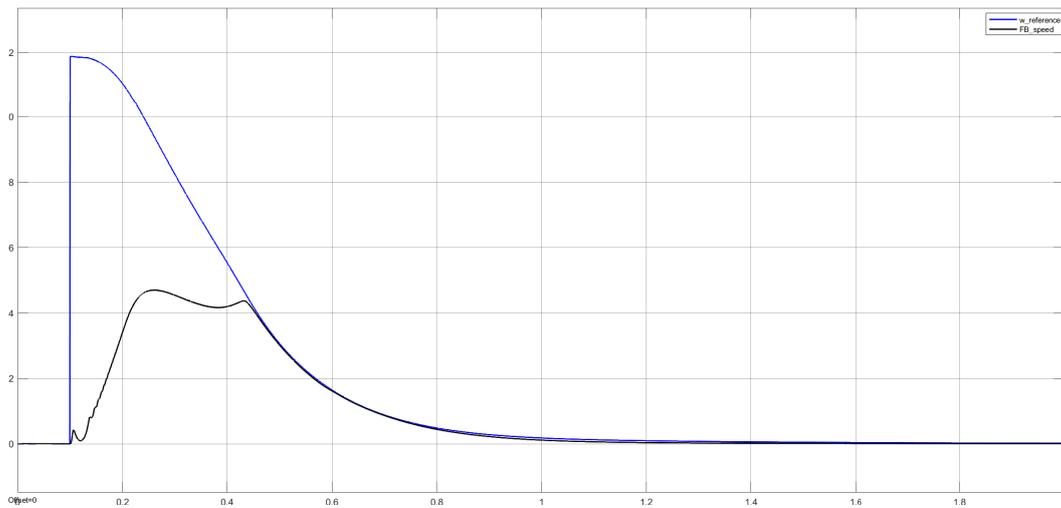


Figura 6.33: Andamento velocità comandata-velocità rilevata con fascia SWR ed incremento della componente integrativa nel controllo in velocità

Ciò senza modifiche sulla risposta in posizione dell'EMA:

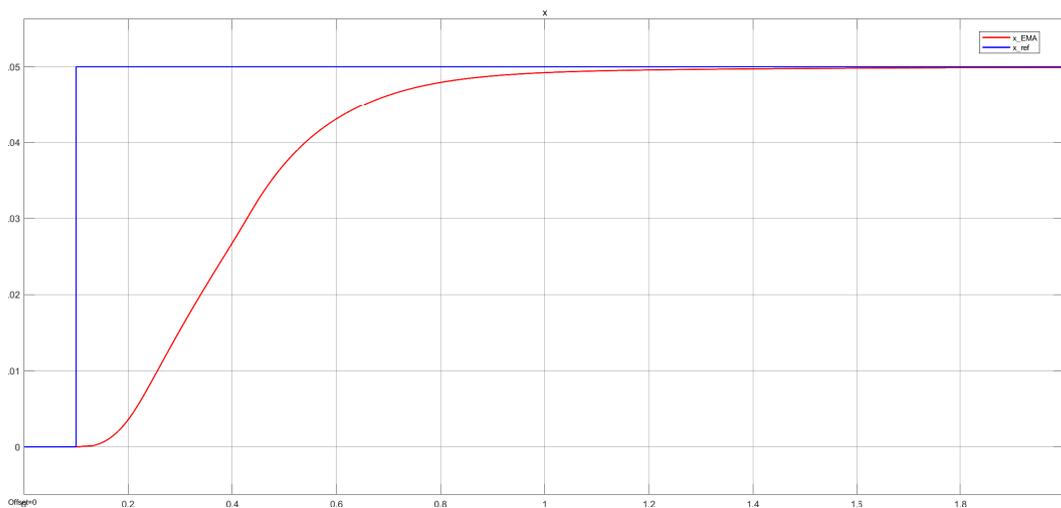


Figura 6.34: Risposta in posizione dell'EMA all'incremento della componente integrativa in velocità

Appendice A

Listato MatLab

```
1
3  %%% Temperature dependent parameters
   Trif = input('Reference temperature [Celsius] = ');
5  if Trif < -54
       disp('Minimum temperature: -54 Celsius');
7     Trif = -54;
   else if Trif > 40
       disp('Maximum temperature: 40 Celsius');
9     Trif = 40;
11    end
   end
13  sim T_influence
   nu = nu(end);
15  K_drag = K_drag(end);
   K_kf = K_kf(end);
17  K_ks = K_ks(end);
   K_ktl = K_ktl(end);
19  K_ktlTLPIF = K_ktlTLPIF(end);
   K_c = K_c(end);
21
   % Screw data
23  %%% Meaningful geometrical quantities
   p=0.003175; ...
       [m] screw step ...
25
   %%% Friction data
27  fc_screw_d=0.005; ...
       power screw dynamic friction coefficient %[-] ...
   fc_screw_s=0.005; ...
       power screw static friction coefficient %[-] ...
29  karnopp_eps_screw=0.0367; ...
       [m/s]
31  %%% inertia
   Jrs_RH_WT = 0.000223; ...
       [kgm2]
```



```

I_pulley=2.9057e-05; ...
                                %[kg*m^2] ...
    Pulleys inertia
59
    %%% thermal data
61 Cth_w_RH_WT = 157.4; ...
                                %[J/K] ...
        windings thermal capacity
    Cth_housing_RH_WT = 838.5; ...
                                %[J/K] housing ...
        thermal capacity
63 Hth_w_RH_WT = Cth_w_RH_WT/50.66; ...
                                %[W/K] motor thermal ...
        conductance windings-housing
    Hth_housing_RH_WT = Hth_w_RH_WT/5; ...
                                %[W/K] motor ...
        thermalconductance housing-ext
65
    % % Fault progression switches
67 % Wf_TTS_ONOFF_RH_WT = 0;
    %
69 %
    % %%% electric motor failures
71 % % Weights for turn-to-turn winding shortage for EMs #1 and #2
    % Wf_TTS_0_RH_WT = 0;
73 % Beta_TTS_RH_WT = 0;
    % alpha_TTS_RH_WT = 0;
75
    %Temperature model
77 Text = Trif; ...
                                %[K]
    T_0_RH_WT = Text; ...
                                %[K]
79
    %***** ELECTRONIC POWER UNIT DATA ...
    %*****
81 %%% EPU data
    f_switch_RH_WT = 12; ...
                                %[kHz] ...
        switch frequency
83 T_switch_RH_WT = 1/(f_switch_RH_WT*1000); ...
                                %[s] switch time (PWM)
85 %Transistors datas
    t_on_tr=19e-9; ...
                                %[s] ...
        Transistor switch on time
87 t_off_tr=43e-9; ...
                                %[s] ...
        Transistor switch of time
    R_tr=50e-3; ...
                                ...
        %[Ohm] Transistor resistivity
89
    %%% Supply data
91 V_dc = 270; ...
                                ...
        %[V] Nominal supply voltage
    V_dcfail = 220; ...
                                %[V] ...
        Minimum supply voltage
93

```

```

%***** SAMPLING SYSTEM/CONTROL DATA ...
%*****
95 %% Acquisition system data
Vel_RH_WT = 20; ...
                                %[V] ...
    Voltage tension range
97 n_bit_RH_WT = 14; ...
                                %[-] bit ...
    number
    Tsampl_pos_RH_WT = 1/1000; ...
                                %[s] sampling ...
    period for position control
99 Tsampl_w_RH_WT = 1/4000; ...
                                %[s] sampling ...
    period for speed control
    Tsampl_f_RH_WT = Tsampl_w_RH_WT; ...
                                %[s] sampling period for ...
    force-fighting compensator
101
%% Microprocessor data
103 Tc_pos_RH_WT = 0.0002; ...
                                %[s] position ...
    loop refresh and computation time
    Tc_w_RH_WT = 0.00001; ...
                                %[s] speed ...
    loop refresh and computation time
105 Tc_f_RH_WT = Tc_w_RH_WT;
107 %***** SENSOR/TRANSDUCERS DATA ...
%*****
%% Current measure filter
109 tau_i_RH_WT = 2.5E-5; ...
                                %[s/rad] ...
    filter time constant CHECK
111 %% LVDT parameters
Hlvd_t_RH_WT = 474.9466; ...
                                %[Vrms/m] LVDT gain
113 Vlvdt_endstop = 1; ...
                                %[Vrms] ...
    Output voltage
    S_lvd_t_RH_WT = 1500*2*pi; ...
                                %[rad/s] filter ...
    natural frequency
115 zeta_lvd_t_RH_WT = 1; ...
                                %[-] damping ...
    coefficient for RVDT
117 %% resolver parameters
Hres_RH_WT = 20/(2*526); ...
                                %[Vrms*s/rad] ...
    resolver gain
119 S_res_RH_WT = 1/(9.0787E-4)*2*pi; ...
                                %[rad/s] filter natural ...
    frequency
    zeta_res_RH_WT = 1; ...
                                %[-] ...
    damping coefficient for RVDT
121
%***** CONTROL LOOPS GAINS ...
%*****
123

```

```

%%% Current gains
125 Kp_id_RH_WT = 50; ...
                                     % [V/A]
      Ki_id_RH_WT = 7; ...
                                     % [V*s/A]
127 Kp_iq_RH_WT = 50; ...
                                     % [V/A]
      Ki_iq_RH_WT = 7; ...
                                     % [V*s/A]
129
%%% speed loop
131 kp_w_RH_WT = 0.4; ...
                                     % [A/rad/s]
      ki_w_RH_WT = 0.8; ...
                                     % [A*s/rad/s]
133
%%% position loop
135 kp_p_RH_WT = 0.50; ...
                                     % [1/s]
      ki_p_RH_WT = 0.0;
137
%***** CRANK DATA ...
%*****
139 % Geometric Data
      I_crank = 1.1886; ...
                                     % [Kg*m^2] ...
      Crank inertia - center of mass
141 theta_0=36.8; ...
                                     ...
      %[deg] Initial crank position
      OP=0.1901509; ...
                                     % [m] ...
      Distance between the hinge "O" and "P"
143 OC=0.085; ...
                                     ...
      %[m] Distance between the hinge "O" and "C"
      xp=73.32*1e-3; ...
                                     % [m] ...
      Distance pin - crank hinging
145
%%% Crank backlash data ...
                                     % [m] backlash
147 Kshaft_crank = 5e7; ...
                                     % [N/m] ...
      equivalent contact stiffness
      Cshaft_crank = 1e6; ...
                                     % [Ns/rad] ...
      equivalent contact damping factor
149 xbl_crank=2e-5; % [m]
151 %***** FRICTION EXPERIMENT ...
%*****
      cross_section=27; ...
                                     % [m^2]
153 Karnopp_eps_crank=9.525e-5; ...
                                     % [m/s]
155 % Null
      mu_s=0; % [-]
157 mu_d=0; % [-]
      sigma_t=160; % [N/mm^2] (+- 5)
159 % Material MI 00 302

```

```
mu_s=0.7; %[-]
161 mu_d=0.6; %[-]
sigma_t=3; %[N/mm^2] (+- 5)
163
%% Material MI 00 501
165 mu_s=0.55; %[-]
mu_d=0.4; %[-]
167 sigma_t=30; %[N/mm^2] (+- 5)

169 %% Material 00 201
mu_s=0.52; %[-]
171 mu_d=0.50; %[-]
sigma_t=160; %[N/mm^2] (+- 5)
173
%% Material SWR
175 mu_s=0.55; %[-]
mu_d=0.55; %[-]
177 sigma_t=246; %[N/mm^2] (+- 5)
```

Appendice B

Listato MatLab

```
2
4 % data_banco_servocomandi_prj_ASTIB_140bar.m
  % M.Sorli
6
8 % close all
  % clear all
10 % clc
12 %% pressure data
    ps=14e6; ...
        %[Pa] nominal supply pressure
14 pr=1e5; ...
        %[Pa] nominal return pressure
16 %% servoactuator
    d_rod=50e-3; ...
        actuator rod diameter
18 d_piston=65e-3; ...
        actuator piston diameter
    l=50e-3; ...
        %[m] half actuator total stroke
20 A=pi*(d_piston^2-d_rod^2)/4; ...
        %[m^2] piston load ...
    section
    m=19; ...
        %[kg] piston and rod mass
22 m_cil=70; ...
        %[kg] cylinder mass
    Vd=0.1*1*A; ...
        %[m^3] dead volume
```

```

24 Ve=0.004224*A; ...
    Error volume (mounting error from kinematic study)
    VOC1_n=1*A+Vd-Ve; ...
    initial actuator volume (chamber 1)
26 VOC2_n=1*A+Vd+Ve; ...
    initial actuator volume (chamber 2)
    hcyl=48e-6; ...
    %[m] Radial piston clearance
28 lm=32e-3; ...
    %[m] Piston length
    PC=100e5; ...
    %[Pa] Initial crossing pressure with no command
30 c=800;%600; ...
    %[N/(m/s)] viscous damping coefficient
    F_stall=(ps-pr)*A; ...
    Force [N]
32 %% calibrated orifice
34 Orifice.l_orifice=10e-3; ...
    orifice length
36 Orifice.d_orifice=1e-3; ...
    orifice minimum diameter
    Orifice.A_orifice=pi*Orifice.d_orifice^2/4; ...
    %[m^2] calibrated orifice maximum aera
38 Orifice.r_orifice=0.1e-4; ...
    Orifice.k_orifice=1+2.677...
    evaluate the discharge coefficient
40 *(Orifice.r_orifice/Orifice.d_orifice)-...
    6.04*(Orifice.r_orifice/Orifice.d_orifice)^2;
42
44 %% hydraulic parameters
46 T_oil=40;%42; ...
    %[Celsius] Oil temperature
48 load('ISOVG32_Prop.mat') ...
    fluid parameters
    beta_nom=interp1(IS032.bulk(:,1),IS032.bulk(:,2),T_oil); ...
    % Oil Bulk module [Pa]
50 rho=interp1(IS032.ro_v(:,1),IS032.ro_v(:,2),T_oil); ...
    % Oil density [kg/m^3]
    mi=interp1(IS032.visc(:,1),IS032.visc(:,2),T_oil); ...
    % Oil Kinematic viscosity [m^2/s]
52 mu=mi*rho; ...
    Oil Dynamic viscosity [Pa*s]

```

```

54 fr_a=0.008;%0.005; ...                                %[-] ...
    volumetric fraction of free air
beta=1./(1./beta_nom+fr_a/ps); ...                        %[Pa] equivalent Bulk ...
    modulus
56 %% Actuator friction
58 % Stribeck model
F_dynamic=200; ...                                       %[N] ...
    friction force on actuator seals
60 F_static=F_dynamic*1.5; ...                             %[N] static ...
    friction force on actuator seals
Fc=F_dynamic; ...                                       %[N] ...
    Coulomb friction
62 Fs=F_static; ...                                     %[N] ...
    Static friction
xs_dot=0.1; ...                                         ...
    %[m/s] Stribeck speed coefficient
64 is=5; ...                                             ...
    %[-] Stribeck exponent
k_tanh=250; ...                                         ...
    %[-] hyperbolic tangent coefficient
66 %% servovalve model parameters
68 % Servovalve Bosh Rexroth with the following part ...
    number:4WSE2EM-6-2X-20-8-ET-315-K17-E-V
70 Qn=20/60000; ...                                     ...
    %[m^3/s] Nomunal flow
Cd_v=0.61; ...                                         ...
    %[] Servovalve Flow coefficient [-]
72 DeltaPn=70e5; ...                                    %[Pa] ...
    Nominal differential pressure DeltaPn= Ps-Pr-DeltaPL
Deltat=4.5e-4; ...                                       %[s] ...
    Time delay of the conditioning servovalve module (Estimated by a ...
    preliminary linear model)
74 i_max=10e-3; ...                                     %[A] ...
    Maximum servovalve coil current(from Dataforth catalogue)
kcond=1e-3; ...                                         ...
    %[A/V] static conditioning gain (from Dataforth catalogue)
76 xs_max=5e-4; ...                                     %[m] ...
    Bosch maximum stroke
A_vmax=Qn/(Cd_v*sqrt(DeltaPn/rho)); ...                %[m^2] Maximum area ...
    calculated by using nominal parameters (Qn and DeltaPn)

```

```

78 GM=xs_max/i_max; ...
    Servovalve mechanical gain [m/A] % ...
80 % ex Moog 31 parameters
    k1_v=0.025*0.112984; ... % [m*N/mA]] ...
    torque motor gain
82 k1_v=k1_v*1000; ...
    % [m*N/A]] torque motor gain
    kf_v=115*0.112984/2.54e-2; ... % [m*N/m]] ...
    armature/flapper transfer function parameter
84 k2_v=150*(2.54e-2)^2; ... % [m^3/sm] ...
    hydraulic amplifierKk2_v gain
    A_v=0.026*(2.54e-2)^2; ... % [m^2] spool ...
    end area
86 kw_v=16.7*0.112984/2.54e-2; ... % [m*N/m]] feedback ...
    wire gain
    xs_moog=0.015*2.54e-2; ... % [m] Moog ...
    maximum spool displacement (from servovalve catalogue)
88 If=4.4e-6*0.112984/2.54e-2; ... % [Nm/(m/s2)] ...
    Rotational mass of armature/flapper
    omegan_v=sqrt(kf_v/If); ... % [rad/s] ...
    Servovalva natural frequency
90 zetan_v=0.4; ... % [-] ...
    Servovalve damping factor
    hrad=3.125e-6; ... % [m] ...
    radial clearance
92 Kx=xs_max/xs_moog; ... % [-] ...
    Displacement gain
94 % Uls1=1e-2*xs_max; ... % [m] ...
    servovalve underlap port s-1 width
    % ULr1=0.4e-2*xs_max; ... % [m] ...
    servovalve underlap port r-1 width
96 Uls1=0*xs_max; ... % [m] ...
    servovalve underlap port s-1 width
    ULr1=0*xs_max; ... % [m] ...
    servovalve underlap port r-1 width
98 Uls2=Uls1; ...
    % [m] servovalve underlap port s-2 width
    ULr2=ULr1; ...
    % [m] servovalve underlap port r-2 width
100

```

```

ws1=A_vmax/xs_max; ...
servo valve port s-1 width
102 wr1=ws1; ...
[m] servo valve port r-1 width
ws2=ws1; ...
[m] servo valve port s-2 width
104 wr2=ws2; ...
[m] servo valve port r-2 width

106 %% servo valve flux coefficient Cd
Cd_min=0.47; ...
minimum damping flow coefficient
108 Cd_max=0.61; ...
maximum damping flow coefficient
r_Cd=1.1e-6; ...
curvature
110 %% support structure parameters (estimated by SolidWork simulation and ...
fitting)

112 % St.k_US=3.35e8; ...
side rod stiffness [N/m]
% St.k_LS=0.877e9; ...
side rod stiffness [N/m]
114 % St.c=8e3; ...
Viscous coefficient [N*s/m]
St.k_US=2e7; ...
Upper side rod stiffness [N/m]
116 St.k_LS=0.1e9; ...
Lower side rod stiffness [N/m]
St.c=6e3; ...
Viscous coefficient [N*s/m]
118 %% force transducer Metior CVS 50kN
kR=2e-4; ...
[V/N] static load cell gain (Dataforth)
LC.m=1.4; ...
Load cell mass [kg]
122 LC.maxL=50e3; ...
Maximum load [N]
LC.maxD=3e-4; ...
Maximum deflection [m]
124 LC.k=LC.maxL/LC.maxD; ...
stiffness [N/m]

```

```

LC.zita=0.7; ...
                                % ...
    Damping factor [-]
126 LC.c=LC.zita*2*sqrt(LC.k*LC.m); ...
                                % Viscous coefficient ...
    [N*s/m]
LC.S=2e-3; ...
                                ...
    %[V/V] Load cell sensitivity
128 LC.SV=3.3; ...
                                ...
    %[V] Bridge supply voltage
LC.SF=3.335; ...
                                % ...
    [V/V] NI9218 scale factor
130 LC.KR=LC.maxL*LC.SF/LC.S/LC.SV; ...
                                %[N/V] Load cell gain ...
    (NI 9218)

132 %% Angular coupling
    % Loading kinematics parameters
134 load('Couple.mat')

136 %% Control

138 % Transport delay *****
    f_microp=790.4; ...
                                % ...
    sampling rate, microprocessor recursion rate [Hz]
140 t_calc=5e-4; ...
                                % ...
    microprocessor computation time [s]
    Δt=1/(2*f_microp)+t_calc; %1e-4;
    % Digital Control transport delay [s]
142

144 %% Control originario
    Control.H6=1e-7; ...
                                % [1/N]
    Control.tauz6=1; ...
                                % [s]
146 Control.taup6=0.09; ...
                                % [s]
    Control.H1=0.00075; ...
                                % [V/N]
148 Control.tauz1=0.005; ...
                                % [s]
    Control.taup1=0.050; ...
                                % [s]
150 Control.Gi=0.02; ...
                                % [V/Ns] ...
    Integrative gain
    Control.ks=0.1; ...
                                % [-]
152 Control.H3=0.001; ...
                                % [V/N] ...
    Propotional gain
    Control.tauz3=0.009; ...
                                % [s]
154 Control.taup3=0.022; ...
                                % [s]
    Control.H4=5e-6; ...
                                % [V/N] ...

```

```

Derivative gain
156 Control.tauz4=0.1; ...
                                     % [s]
Control.taup4=0.018; ...
                                     % [s]
158 Control.H5=18; ...
                                     % [Vs/m]
Control.taup5=0.00076929; ...
                                     % [s]
160 Control.tauz5=7.6929e-5; ...
                                     % [s]
Control.expy=1.1; ...
                                     % [-]
162 Control.Dp=0.5e6;
    % [Pa]
Control.ky=0.01; ...
                                     % [-]
164 Control.Hs=0;
Control.SV_delay=3e-3; ...
                                     % [s]
166 Control.kv=1; ...
                                     % [ms/ms]
Control.ka=5e-6; ...
                                     % [ms^2/ms]
168 Control.Dead_band=30; ...
                                     % [N]
Sample=1/5000;
170 %% Control
172 %% linearization gains
    % K_A=5e-3; % [A/N]
174 % G_T=1e-4; % [N/N]
    % KF=7.89e6; % [N/A}
176 % bx0=1.86e5; % [Ns/m]
    % GFFgain=bx0/(G_T*K_A*KF); % [Ns/m]
178 %
    % % X gain *****
180 % Control.H6=1e-7; ...
                                     % [1/N]
Control.tauz6=1; ...
                                     % [s]
182 % Control.taup6=0.09; ...
                                     % [s]
    % % Control.H6=1e-7; ...
                                     % [1/N]
184 % % Control.tauz6=1; ...
                                     % [s]
    % % Control.taup6=0.09; ...
                                     % [s]
186 % Control.ks=0.1; ...
                                     % [-]
%
188 %% global LOOP with SET FEEDFORWARD *****
    % Control.GF=0.48; ...
                                     % [N/N]
190 % % Control.H1=Control.GF*G_T*K_A/kcond; ...
                                     % [V/N]
    % % Control.tauz1=0.050; ...
                                     % [s]
192 % % Control.taup1=0.050; ...
                                     % [s]

```

```

% Control.H1=0.00075; ...
% [V/N]
194 % Control.tauz1=0.005; ...
% [s]
% Control.taup1=0.050; ...
% [s]
196 %
% % INTEGRATIVE LOOP *****
198 % Control.KI=160; ...
% ...
% [N/Ns] Integrative gain
% % Control.Gi=Control.KI*G_T*K_A/kcond; ...
% [V/Ns]
200 % Control.Gi=0.02; ...
% [V/Ns] ...
% Integrative gain
% Control.Dead_band=30; ...
% [N]
202 %
% % PROPORTIONAL LOOP *****
204 % Control.KP=1; ...
% ...
% [N/N] Propotional gain
% % Control.H3=Control.KP*G_T*K_A/kcond; ...
% [V/N] Propotional gain
206 % % Control.tauz3=0.022; ...
% [s]
% % Control.taup3=0.022; ...
% [s]
208 % Control.H3=0.001; ...
% [V/N] ...
% Propotional gain
% Control.tauz3=0.009; ...
% [s]
210 % Control.taup3=0.022; ...
% [s]
%
212 % % DERIVATIVE LOOP *****
% Control.KD=3e-7; ...
% [Ns/N] ...
% Derivative gain
214 % % Control.H4=Control.KD*K_A/kcond; ...
% [Vs/N] Derivative gain
% % Control.tauz4=0.1; ...
% [s]
216 % % Control.taup4=0.018; ...
% [s]
% Control.H4=5e-6; ...
% [Vs/N] ...
% Derivative gain
218 % Control.tauz4=0.1; ...
% [s]
% Control.taup4=0.018; ...
% [s]
220 %
% % *****SPEED FEEDFORWARD *****
222 % Control.GFF=GFFgain; ...
% [Ns/m]
% % Control.H5=Control.GFF*G_T*K_A/kcond; ...
% [Vs/m] Speed Feddforward gain
224 % % Control.taup5=0.00076929; ...
% [s]

```

```

    % % Control.tauz5=7.6929e-5; ...
    % [s]
226 % Control.H5=18; ...
    % [Vs/m]
    % Control.taup5=0.00076929; ...
    % [s]
228 % Control.tauz5=7.6929e-5; ...
    % [s]
    % Control.SV_delay=3e-3; ...
    % [s]
230 % Control.kv=1; ...
    % [ms/ms]
    % Control.ka=5e-6; ...
    % [ms^2/ms]
232 %
    % % *****Adaptative gain Y *****
234 % Control.expy=1.1; ...
    % [-]
    % Control.dp=0.5e6; ...
    % [Pa]
236 % Control.ky=0.01; ...
    % [-]
    %
238 % % Control.Hs=0;

240
242 % Z transform
244 % Tf_1=c2d(tf([Control.tauz1 1],[Control.taup1 1]),Sample,'foh');
246 % Control.tau_z1=get(Tf_1,'num');
    % Control.tau_z1_1_2=Control.tau_z1{1,1};
248 % % Control.tau_z1_1_2=round(Control.tau_z1_1_2,6);
    % Control.tau_p1=get(Tf_1,'den');
250 % Control.tau_p1_1_2=Control.tau_p1{1,1};
    % % Control.tau_p1_1_2=round(Control.tau_p1_1_2,6);
252 %
    % Tf_3=c2d(tf([Control.tauz3 1],[Control.taup3 1]),Sample,'foh');
254 % Control.tau_z3=get(Tf_3,'num');
    % Control.tau_z3_1_2=Control.tau_z3{1,1};
256 % % Control.tau_z3_1_2=round(Control.tau_z3_1_2,6);
    % Control.tau_p3=get(Tf_3,'den');
258 % Control.tau_p3_1_2=Control.tau_p3{1,1};
    % % Control.tau_p3_1_2=round(Control.tau_p3_1_2,6);
260 %
    % Tf_4=c2d(tf([Control.tauz4 1],[Control.taup4 1]),Sample,'foh');
262 % Control.tau_z4=get(Tf_4,'num');
    % Control.tau_z4_1_2=Control.tau_z4{1,1};
264 % % Control.tau_z4_1_2=round(Control.tau_z4_1_2,6);
    % Control.tau_p4=get(Tf_4,'den');
266 % Control.tau_p4_1_2=Control.tau_p4{1,1};
    % % Control.tau_p4_1_2=round(Control.tau_p4_1_2,6);
268 %
    % Tf_5=c2d(tf([Control.tauz5 1],[Control.taup5 1]),Sample,'foh');
270 % Control.tau_z5=get(Tf_5,'num');
    % % Control.tau_z5_1_2=round(Control.tau_z5_1_2,6);
    % Control.tau_p5=get(Tf_5,'den');
272 % Control.tau_p5_1_2=Control.tau_p5{1,1};
    % % Control.tau_p5_1_2=round(Control.tau_p5_1_2,6);
274 %
    % Tf_6=c2d(tf([Control.tauz6 1],[Control.taup6 1]),Sample,'foh');
276 % Control.tau_z6=get(Tf_6,'num');

```

```
% Control.tau_z6_1_2=Control.tau_z6{1,1};
278 % % Control.tau_z6_1_2=round(Control.tau_z6_1_2,6);
% Control.tau_p6=get(Tf_6,'den');
280 % Control.tau_p6_1_2=Control.tau_p6{1,1};
% % Control.tau_p6_1_2=round(Control.tau_p6_1_2,6);
282
284
286 % Tf_1=c2d(tf([Control.tauz1 1],[Control.taup1 1]),1/5000,'foh');
% Control.tau_z1=Tf_1.Numerator{1,1};
288 % Control.tau_p1=Tf_1.Denominator{1,1};
% Tf_3=c2d(tf([Control.tauz3 1],[Control.taup3 1]),1/5000,'foh');
290 % Control.tau_z3=Tf_3.Numerator{1,1};
% Control.tau_p3=Tf_3.Denominator{1,1};
292 % Tf_4=c2d(tf([Control.tauz4 1],[Control.taup4 1]),1/5000,'foh');
% Control.tau_z4=Tf_4.Numerator{1,1};
294 % Control.tau_p4=Tf_4.Denominator{1,1};
% Tf_5=c2d(tf([Control.tauz5 1],[Control.taup5 1]),1/5000,'foh');
296 % Control.tau_z5=Tf_5.Numerator{1,1};
% Control.tau_p5=Tf_5.Denominator{1,1};
298 % Tf_6=c2d(tf([Control.tauz6 1],[Control.taup6 1]),1/5000,'foh');
% Control.tau_z6=Tf_6.Numerator{1,1};
300 % Control.tau_p6=Tf_6.Denominator{1,1};
302
% Selection mode initialization
304 % V_time=[0 0]';
% V_amplitude=[0 0]';
306 % TIME=0;
% SET=0;
308 % TIME_nc=0;
% SET_nc=0;
310 % External_velocity=0;
% V_command=0;
312 % warning ('off','all')
% Static=0;
```

Bibliografia

- [1] F. Zappa, *Elettronica*, EdiSES, 2016.
- [2] I.R. Bojoi, *Azionamenti elettrici ed elettronica di potenza*, Politecnico di Torino, 2013.
- [3] Fairchild Semiconductor, *Progetto di soppressore a resistore-condensatore (RC) per interruttori di alimentazione*, Digi-Key Electronics press, 2014.
- [4] D. Karnopp, *Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems in ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 1985.
- [5] H. Xia, L. Han, C. Pan, H. Jia, L. Yu, *Simulation of Motion Interactions of a 2-DOF Linear Piezoelectric Impact Drive Mechanism with a Single Friction Interface*, Hefei University of Technology, 2018.
- [6] N. Z. Aung, S. Li, *A numerical study of cavitation phenomenon in a flapper-nozzle pilot stage of an electrohydraulic servo-valve with an innovative flapper shape*, Harbin Institute of Technology, 2013.
- [7] Nicola Ambrosino, *Implementazione di un servoattuatore elettromeccanico lineare a rulli planetari: progettazione dei software, modellazione e verifiche sperimentali*, Rel. Massimo Sorli, Piergiorgio Chiavaroli, Giuseppe Evangelista, Politecnico di Torino, Corso di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica, 2018.
- [8] Marco Lorusso, *Banco prova per comandi di volo: modellazione e sperimentazione*, Rel. Massimo Sorli, Piergiorgio Chiavaroli, Giuseppe Evangelista, Politecnico di Torino, Corso di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica, 2018.
- [9] Marco Cavaliere, *Banco prova per comandi di volo: adeguamento servosistema idraulico e sviluppo di modelli di calcolo lineare e non lineare*, Rel. Massimo Sorli, Giovanni Jacazio, Piergiorgio Chiavaroli, Politecnico di Torino, Corso di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica, 2020.
- [10] G. Belforte, A. Manuello Bertetto, L. Mazza, *Pneumatica: corso completo*, Tecniche Nuove, Milano, 1998.

-
- [11] L. Borello, P. Maggiore, G. Villero, M. D. L. Dalla Vedova, *A comparison between dry friction discontinuous computational algorithms*, Department of Aerospace Engineering - Politecnico di Torino, 2010.
- [12] G. Jacazio, B. Piombo, *Meccanica applicata alle macchine. Vol III, Regolazione e Servomeccanismi*, Levrotto & Bella, Torino, 1994.
- [13] M. Sorli, G. Quaglia, *Design Procedure of Force Controlled Hydraulic Servosystem*, Fifth Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, 1997.
- [14] J. E. Shigley, R. G. Budynas, J. K. Nisbett, *Progetto e costruzione di macchine*, McGraw Hill Education, 2014.