

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

Modellazione e simulazione della soluzione idraulica per la riproduzione dell'inerzia velivolo nel progetto E-Lisa

Anno Accademico 2020-2021



Relatore/i

prof. Massimo Sorli

prof. Andrea De Martin

prof. Giovanni Jacazio

Candidato

Andrea Ruffinatto

Sommario

INTRODUZIONE	1
SCOPO DELLA TESI	1
CAPITOLO 1: BANCO PROVA ORIGINALE E PROPOSTA ALTERNATIVA	4
1.1 SOLUZIONE INIZIALE DEL BANCO PROVA	4
1.1.1 ATTUATORE IDRAULICO E CONTROLLO	6
1.1.2 RUNWAY SIMULATOR, DISCHI D'INERZIA E MOTORE DI ACCELERAZIONE	8
1.1.3 PREGI E PROBLEMATICHE PER QUESTA CONFIGURAZIONE	11
1.2 PROPOSTA PER UNA SOLUZIONE ALTERNATIVA DEL BANCO PROVA: UTILIZZO MOTORE IDRAULICO	12
1.2.1 ATTUATORE IDRAULICO E CONTROLLO	14
1.2.2 RUNWAY SIMULATOR E CIRCUITO IDRAULICO	16
1.2.3 MOTORE IDRAULICO A CILINDRATA VARIABILE	17
1.2.4 POMPA IDRAULICA A CILINDRATA FISSA	22
1.2.5 ACCUMULATORE	25
1.2.6 ELEMENTI DI AUSILIO AL FUNZIONAMENTO	27
1.2.7 PREGI E PROBLEMATICHE PER QUESTA CONFIGURAZIONE	30
CAPITOLO 2: DIMENSIONAMENTO COMPONENTI	32
2.1 DIMENSIONAMENTO MOTORE IDRAULICO	32
2.1.1 CONDIZIONE DI CARICO 1: MASSA = 5511 Kg	34
2.1.2 CONDIZIONE DI CARICO 2: MASSA = 6613 Kg	36
2.1.3 CONDIZIONE DI CARICO 3: MASSA = 7715 Kg	37
2.2 STIMA DELL'INCREMENTO DI TEMPERATURA DELL'OLIO IDRAULICO	37
2.3 DIMENSIONAMENTO ACCUMULATORE	38
2.4 DIMENSIONAMENTO POMPA CILINDRATA FISSA	40
2.5 DIMENSIONAMENTO TUBAZIONI	42
CAPITOLO 3: MODELLO DI ATTERRAGGIO E FRENATA DELL'AEROMOBILE	43
3.1 RICHIAMI DI MECCANICA DEL VOLO	43
3.2 MODELLO 2D DI CORPO RIGIDO DEL VELIVOLO	46
3.2.1 ROTAZIONE	47
3.2.2 FRENATURA O RULLAGGIO	49
3.2.3 MODELLO SIMULINK	50
3.3 MODELLO 2D A 2 GDL VERTICALI DEL VELIVOLO	57
3.3.1 ROTAZIONE	58
3.3.2 FRENATURA O RULLAGGIO	59

3.3.3 MODELLO SIMULINK.....	61
CAPITOLO 4: MODELLO ANALITICO DEL SISTEMA IDRAULICO.....	66
4.1 CONTROLLO VELOCITA' POMPA: MOTORE ELETTRICO.....	66
4.2 POMPA A PISTONI ASSIALI CON PIASTRA SWASHPLATE A CILINDRATA FISSA.....	69
4.3 MODELLAZIONE DEL LEAKAGE INTERNO ALLA POMPA E RENDIMENTO VOLUMETRICO.....	75
4.3.1 LEAKAGE PISTON-BARREL.....	76
4.3.2 LEAKAGE SLIPPER-SWASHPLATE	77
4.3.3 LEAKAGE VALVE PLATE-BARREL	78
4.3.4 RENDIMENTO VOLUMETRICO DELLA POMPA TRAMITE MODELLO DI SIMULAZIONE.....	81
4.4 FILTRO CON BYPASS.....	89
4.4 VALVOLA NON RITORNO (CHECK VALVE).....	91
4.5 LIMITATRICE DI PRESSIONE (PRESSURE RELIEF).....	91
4.6 ACCUMULATORE AD ALTA PRESSIONE.....	94
4.7 CONDOTTO DI ALTA PRESSIONE ACCUMULATORE-MOTORE (AM).....	96
4.8 UNITA' DI CONTROLLO DEL MOTORE IDRAULICO.....	99
4.9 MOTORE IDRAULICO BENT AXIS A CILINDRATA VARIABILE	102
4.10 CONDOTTO DI BASSA PRESSIONE MOTORE-SCARICO (MT).....	111
CAPITOLO 5: RISPOSTA IN FREQUENZA DELLA SOLUZIONE IDRAULICA PER LA SIMULAZIONE DELL'INERZIA	113
5.1 CLOSED LOOP CONTROLLO VELOCITA'.....	113
5.1.1 MODELLO LINEARE MOTORE IDRAULICO IN CONTROLLO VELOCITA'	114
5.1.2 MODELLO NON LINEARE : AMPIEZZA SET = 2 M/S.....	119
5.1.2 MODELLO NON LINEARE : AMPIEZZA SET = 3 M/S.....	120
5.2 OPEN LOOP A COMANDO DI DECELERAZIONE.....	122
CAPITOLO 6: CAMPAGNA DI SIMULAZIONE SUL MODELLO COMPLETO DEL BANCO PROVA E-LISA	127
6.1 ACCELERAZIONE DEL RUNWAY SIMULATOR A OPERA DELLA SOLUZIONE IDRAULICA.....	132
6.2 SIMULAZIONE FRENATA MECCANICA DEL CARRELLO CON RIPRODUZIONE INERZIA TRAMITE DISCHI	146
6.3 SIMULAZIONE FRENATA MECCANICA DEL CARRELLO CON RIPRODUZIONE INERZIA TRAMITE MOTORI IDRAULICI SEMPRE IN FUNZIONE	155
6.4 SIMULAZIONE FRENATA MECCANICA DEL CARRELLO CON RIPRODUZIONE INERZIA TRAMITE MOTORE PRIMARIO E MOTORE SECONDARIO	166
6.5 CONFRONTO RISULTATI DELLE SIMULAZIONI SVOLTE	179
CAPITOLO 7: CONCLUSIONI	184
APPENDICE A.....	186
APPENDICE B.....	186

APPENDICE C	187
APPENDICE D	187
APPENDICE E	188
APPENDICE F	189
APPENDICE G	190
APPENDICE H	191
BIBLIOGRAFIA	194

Lista delle figure

Figura 1: Rappresentazione del banco prova originale.....	4
Figura 2: Attuatore idraulico HLA.....	6
Figura 3: Legge di controllo HLA.....	7
Figura 4: Modulating control loop.....	8
Figura 5: Basic control loop.....	8
Figura 6: Runway simulator e carrello.....	9
Figura 7: Configurazione 1.....	10
Figura 8: Configurazione 2.....	11
Figura 9: Attuatore idraulico HLA.....	14
Figura 10: Logica controllo attuatore HLA.....	15
Figura 11: Sistema runway simulator-motore idraulico.....	16
Figura 12: Schema soluzione idraulica banco prova.....	16
Figura 13: Tipologia motore idraulico Bent Axis.....	17
Figura 14: Sezione del motore Bent Axis.....	18
Figura 15: Sezione Valve plate.....	18
Figura 16: Logica controllo cilindrata motore.....	20
Figura 17: Logica di controllo soluzione con motore di boost.....	21
Figura 18: Logica di controllo soluzione motori uguali.....	22
Figura 19: Sezione pompa con piastra swashplate.....	23
Figura 20: Sezione Valve plate.....	24
Figura 21: Recupero fluido disperso nel case.....	25
Figura 22: Closed loop controllo velocità pompa.....	25
Figura 23: Tipologie accumulatore ad alta pressione.....	26
Figura 24: limitatrice pressione.....	27
Figura 25: Valvola non ritorno.....	28
Figura 26: Filtro.....	28
Figura 27: Filtro posizionato a monte della pompa.....	29
Figura 28: Filtro posizionato a valle della pompa.....	30
Figura 29: Dati tecnici motore idraulico.....	34
Figura 30: Disegno tecnico del motore size 1000.....	35
Figura 31: Accumulatore a pistone assiale.....	39
Figura 32: Dati tecnici accumulatore.....	39
Figura 33: Sezione accumulatore.....	40
Figura 34: Pompa a pistoncini assiali con swashplate a cilindrata fissa.....	41
Figura 35: Dati tecnici pompa.....	41
Figura 36: Rotazione aereo.....	44
Figura 37: Frenatura aereo.....	44
Figura 38: Configurazione statica rilassata e configurazione statica convenzionale.....	45
Figura 39: Parametri geometrici aereo.....	47
Figura 40: Corpo libero durante rotazione.....	47
Figura 41: Corpo libero ruota durante rotazione.....	48
Figura 42: Corpo libero aereo in frenata.....	49

Figura 43: Corpo libero ruota frenata.	50
Figura 44: Modello Simulink di corpo rigido dell'aereo.	51
Figura 45: Blocco rotazione.	52
Figura 46: Equazione di rotazione.	53
Figura 47: Blocco dinamica longitudinale.....	54
Figura 48: Equazione di traslazione.....	55
Figura 49: Blocco forze a terra.....	56
Figura 50: Equazione forze a terra carrello posteriore.....	57
Figura 51: Equazione forze a terra carrello anteriore.	57
Figura 52: Corpo libero sistema a 2 GDL verticali.....	58
Figura 53: Definizione trasferimento di carico.	60
Figura 54: Modello Simulink 2GDL verticale aereo.	61
Figura 55: Blocco dinamica verticale.	61
Figura 56: Dinamica verticale.	62
Figura 57: Irregolarità del terreno.....	62
Figura 58: Blocco dinamica orizzontale.	63
Figura 59: Equazione dinamica orizzontale.	63
Figura 60: Sforzo normale al carrello principale.....	64
Figura 61: Equazione calcolo F_f	65
Figura 62: Legge di controllo velocità.....	66
Figura 63: Blocco controllo-motore elettrico.	68
Figura 64: Controllo closed loop velocità angolare.....	68
Figura 65: Coppia resistente motore.....	69
Figura 66: Sezione Valve plate.....	70
Figura 67: Sezione camera mandata.	73
Figura 68: Blocco pompa a cilindrata fissa.	74
Figura 69: Modello pompa a cilindrata fissa.	74
Figura 70: Curva rendimento volumetrico sperimentale.	75
Figura 71: Sezione cilindro-pistone.	76
Figura 72: Blocco perdita piston-barrel.....	77
Figura 73: Slipper e swashplate.....	77
Figura 74: Blocco perdita slipper-swashplate.....	78
Figura 75: Barrel e Valve plate.....	78
Figura 76: Meato fluido convergente.....	80
Figura 77: Modello perdita Barrel- Valve plate.....	81
Figura 78: Plot portata in ingresso.	82
Figura 79: Plot portata in uscita.	82
Figura 80: Plot portata dispersa piston-barrel, swashplate-slipper.	83
Figura 81: Plot portata dispersa barrel-valve plate.	83
Figura 82: Plot gioco barrel - valve plate.....	84
Figura 83: Scatter rendimento volumetrico.	84
Figura 84: Plot rendimento volumetrico.	85
Figura 85: Plot portata ingresso pompa.....	85
Figura 86: Plot portata uscita pompa.	86
Figura 87: Plot portata dispersa piston-barrel, swashplate-slipper.	86
Figura 88: Plot portata dispersa barrel-valve plate.....	87

Figura 89: Scatter rendimento volumetrico.....	87
Figura 90: Plot rendimento volumetrico.....	88
Figura 91: Plot confronto curve rendimento volumetrico.....	88
Figura 92: Modello filtro con bypass.....	90
Figura 93: Modello valvola non ritorno.....	91
Figura 94: Sezione della limitatrice di pressione.....	92
Figura 95: Modello limitatrice di pressione.....	93
Figura 96: Serbatoio a piattello precaricato.....	94
Figura 97: Modello accumulatore.....	96
Figura 98: Diagramma di Moody.....	97
Figura 99: Modello di tubazione AM.....	98
Figura 100: Calcolo portata passante nella tubazione.....	98
Figura 101: Immagine legge controllo motore idraulico.....	99
Figura 102: Legge di controllo con motore primario + secondario.....	100
Figura 103: Legge di controllo con motori comandati ugualmente.....	101
Figura 104: Modello unità di controllo motore idraulico.....	101
Figura 105: Modulo di variazione cilindrata.....	103
Figura 106: Schema del modulo idraulico variazione cilindrata.....	104
Figura 107: Sezione motore Bent Axis a cilindrata variabile.....	106
Figura 108: Modello modulo variazione cilindrata.....	107
Figura 109: Orientamento nello spazio delle forze.....	110
Figura 110: Modello motore idraulico a cilindrata variabile.....	111
Figura 111: Modello tubazione MT.....	112
Figura 112: Diagramma della legge di controllo.....	115
Figura 113: Modello lineare del modulo variazione cilindrata.....	115
Figura 114: Funzione trasferimento elettrovalvola.....	116
Figura 115: Diagramma di Bode del modulo di regolazione.....	117
Figura 116: Modello lineare unità di potenza.....	118
Figura 117: Diagramma di Bode dell'unità di potenza.....	118
Figura 118: Modello di risposta in frequenza non lineare motore idraulico.....	119
Figura 119: Diagramma di Bode del closed loop velocità.....	120
Figura 120: Diagramma di Bode del closed loop velocità.....	121
Figura 121: Diagramma di Bode closed loop con differenti ampiezze di comando.....	121
Figura 122: Modello risposta in frequenza non lineare motori.....	122
Figura 123: Diagramma di Bode dell'open loop.....	124
Figura 124: Diagramma di Bode dell'open loop adimensionato.....	124
Figura 125: Diagramma di Bode dell'open loop.....	125
Figura 126: Diagramma di Bode dell'open loop adimensionato.....	126
Figura 127: Modello completo banco prova.....	127
Figura 128: Modello Aereo per definire set di posizione e forza all'HLA.....	128
Figura 129: Modello attuazione idraulica verticale HLA.....	129
Figura 130: Modello dinamica verticale banco.....	129
Figura 131: Modello ruota-pneumatico.....	130
Figura 132: Modello semplificato Antiskid.....	131
Figura 133: Modello runway simulator con accelerazione tramite motore elettrico.....	131
Figura 134: Modello runway simulator con accelerazione tramite motore idraulico.....	132

Figura 135: Plot confronto set e feedback di velocità pompa.....	133
Figura 136: Plot confronto set e feedback di velocità pompa (intervallo iniziale).....	133
Figura 137: Plot tensione armatura, corrente e coppia motore elettrico.....	134
Figura 138: Plot tensione armatura, corrente e coppia motore elettrico (intervallo iniziale).....	134
Figura 139: Pressione ingresso pompa.....	135
Figura 140: Pressione uscita pompa.....	135
Figura 141: Portata uscente pompa.....	136
Figura 142: Portate che coinvolgono accumulatore in accelerazione.....	137
Figura 143: Pressione accumulatore in accelerazione.....	138
Figura 144: Quota posizione piattello precaricato.....	138
Figura 145: Caricamento accumulatore in condizioni nominali.....	139
Figura 146: Closed loop controllo velocità motore idraulico.....	139
Figura 147: Errore anello ed errore compensato al closed loop.....	140
Figura 148: Set accelerazione open loop.....	140
Figura 149: Tensione comando al modulo variazione cilindrata.....	141
Figura 150: Posizione di lavoro elettrovalvola.....	141
Figura 151: Posizione di lavoro del pistone di comando.....	142
Figura 152: Dinamica dell'angolo Beta di inclinazione.....	142
Figura 153: Coppia erogata dal motore.....	143
Figura 154: Pressione monte motore idraulico.....	143
Figura 155: Pressione valle motore idraulico.....	144
Figura 156: Velocità tangenziale simulata del velivolo.....	145
Figura 157: Incremento temperatura olio.....	145
Figura 158: Flag di contatto carrello-runway simulator.....	146
Figura 159: Closed loop posizione HLA.....	147
Figura 160: Closed loop forza HLA.....	147
Figura 161: Closed loop posizione HLA (intervallo iniziale).....	148
Figura 162: Closed loop forza HLA (intervallo iniziale).....	148
Figura 163: Tensione comando servovalvola.....	149
Figura 164: Plot tensione e posizione di lavoro della servovalvola.....	150
Figura 165: Plot pressione camere HLA.....	151
Figura 166: Dinamica pistone dell'attuatore HLA.....	151
Figura 167: Dinamica struttura verticale.....	152
Figura 168: Dinamica gamba carrello.....	152
Figura 169: Parametri relativi sistema ruota-pneumatico carrello.....	153
Figura 170: Forza di attrito nel contatto.....	153
Figura 171: Scorrimento pneumatico.....	154
Figura 172: Coppia frenante al carrello.....	154
Figura 173: Plot velocità runway simulator e velocità simulata aereo.....	155
Figura 174: Posizione e forza normale del carrello.....	156
Figura 175: Flag contatto pneumatico-runway simulator.....	156
Figura 176: Plot coppia frenante.....	157
Figura 177: Parametri relativi sistema ruota-pneumatico.....	157
Figura 178: Forza di attrito al contatto.....	158
Figura 179: Portata uscente accumulatore.....	158
Figura 180: Posizione piattello precaricato accumulatore.....	159

Figura 181: Pression interna accumulatore durante decelerazione.	159
Figura 182: Plot decelerazione filtrata percepita dal sistema.	160
Figura 183: Limite saturazione dinamica open loop.	160
Figura 184: Plot tensione ai moduli di comando.	161
Figura 185: Plot tensione e posizione lavoro elettrovalvola.	161
Figura 186: Plot posizione pistone di comando e portate alle camere.	162
Figura 187: Plot dinamica angolo Beta.	163
Figura 188: Coppia erogata singolo motore idraulico.	163
Figura 189: Plot pressione monte e valle motore.	164
Figura 190: Incremento temperatura olio.	164
Figura 191: Plot coppia resistente sistema idraulico.	165
Figura 192: Plot velocità angolare e velocità simulata aereo.	165
Figura 193: Plot posizione e forza normale del carrello.	166
Figura 194: Flag contatto pneumatico-runway simulator.	167
Figura 195: Plot coppia frenante.	167
Figura 196: Plot parametri pneumatico-ruota.	168
Figura 197: Forza di attrito al contatto.	168
Figura 198: Plot portata uscita accumulatore.	169
Figura 199: Plot posizione piattello accumulatore.	169
Figura 200: Plot pressione accumulatore in decelerazione.	170
Figura 201: Plot limiti saturazione dinamica open loop.	171
Figura 202: Plot decelerazione filtrata percepita dal sistema.	171
Figura 203: Plot confronto tensioni di comando.	172
Figura 204: Plot tensione e posizione lavoro elettrovalvola.	173
Figura 205: Plot posizione lavoro pistone di comando e portata alle camere.	173
Figura 206: Plot dinamica angolo Beta.	174
Figura 207: Plot coppia erogata dal motore primario.	175
Figura 208: Plot pressione monte e valle motori.	175
Figura 209: Plot tensione di comando e posizione elettrovalvola.	176
Figura 210: Plot posizione di lavoro pistone di comando e portate alle camere.	176
Figura 211: Plot dinamica angolo Beta.	177
Figura 212: Plot coppia erogata dal motore secondario.	177
Figura 213: Plot incremento temperatura olio.	178
Figura 214: Plot coppia resistente sistema idraulico.	178
Figura 215: Plot velocità angolare runway simulator e velocità simulata aereo.	179
Figura 216: Plot confronto velocità runway simulator e velocità simulata aereo nelle tre configurazioni. .	180
Figura 217: Plot confronto coppia resistente nelle tre configurazioni.	181
Figura 218: Plot confronto portata uscente accumulatore.	181
Figura 219: Plot confronto coppia resistente nelle soluzioni idrauliche.	182
Figura 220: Plot confronto pressione interna accumulatore.	182
Figura 221: Plot confronto volume residuo all'accumulatore.	183
Figura 222: Schema ciclo lavoro del pistone.	186
Figura 223: Orientamento nello spazio componente di forza sul modulo comando.	188
Figura 224: Orientamento spazio della forza dei pistoni.	189

Lista delle tabelle

Tabella 1: Richieste banco prova.....	32
Tabella 2: Parametri geometrici runway simulator.....	32
Tabella 3: Masse caratteristiche dei velivoli.....	32
Tabella 4: Calcoli fase di decelerazione.....	33
Tabella 5: Calcoli fase di accelerazione.....	33
Tabella 6: Pressioni di esercizio.....	34
Tabella 7: Prestazione motore idraulico.....	35
Tabella 8: Prestazione motore con riduttore.....	36
Tabella 9: Prestazione motori combinati.....	36
Tabella 10: Prestazione motori combinati.....	37
Tabella 11: Incremento temperatura fluido di esercizio.....	38
Tabella 12: Richieste accumulatore in decelerazione.....	38
Tabella 13: Richieste accumulatore in accelerazione.....	40
Tabella 14: Richieste pompa in accelerazione.....	40
Tabella 15: Prestazioni pompa cilindrata fissa.....	41
Tabella 16: Carica completa.....	42
Tabella 17: Grandezza tubazioni.....	42
Tabella 18: Sviluppo segno tensione di comando in ciascuna condizione di lavoro.....	102
Tabella 19: Parametri pompa cilindrata fissa e motore elettrico comando.....	187
Tabella 20: Parametri motore idraulico e controllo cilindrata.....	190
Tabella 21: Parametri banco prova.....	191

INTRODUZIONE

A livello ingegneristico un modo efficace e appropriato per testare, qualificare e validare sistemi meccanici è rappresentato dall'utilizzo dei banchi prova. Il banco prova è a sua volta un sistema meccanico, elettromeccanico o elettro-idraulico che viene pensato e costruito come interfaccia dell'elemento sotto test, attraverso al quale è possibile ricreare le condizioni di lavoro dei componenti e poter misurare parametri fisici di interesse come forze, accelerazioni, velocità,... Esistono svariate tipologie di banchi a seconda delle funzioni e delle condizioni di lavoro che è necessario ricreare e devono essere validati a loro volta prima di poter esercitare la propria funzione durante i test.

Nel seguente elaborato viene trattata una tipologia di banco prova adatta a svolgere prove di validazione su carrelli di atterraggio per aeromobili leggeri, nello specifico carrelli di atterraggio riguardanti i modelli P180 prodotti dall'azienda Piaggio. Come è lecito aspettarsi questa tipologia di banco prova deve essere in grado di poter riprodurre il più fedelmente possibile le condizioni fisiche che si verificano durante la manovra di atterraggio dell'aeromobile su uno dei carrelli principali a contatto con la superficie terrestre; la simulazione del contatto pneumatico-superficie di atterraggio permette di poter testare l'impianto frenante di cui è dotato il carrello principale e poter qualificare con chiarezza la fase di frenatura del velivolo.

L'idea che viene utilizzata è quella di simulare la velocità del velivolo in atterraggio con un cilindro rotante che viene chiamato *'runway simulator'* sul quale viene posto a contatto il carrello frenante. Tale accoppiamento ricrea fedelmente l'interazione tra pista d'atterraggio e lo stesso carrello come se considerassimo un sistema di riferimento solidale all'aeromobile, quindi con velocità relativa che appartiene alla superficie di contatto; poiché si tenta di simulare una superficie di atterraggio solitamente piana con una superficie in rotazione, la dimensione del runway simulator deve essere sufficiente da non poter compromettere la comparazione con il caso reale di funzionamento. Tuttavia non potendo riportare l'intero velivolo sul banco prova per evidenti ragioni di ingombro e sicurezza è stato necessario valutare differenti modalità per simulare il carico verticale e l'inerzia che il velivolo possiede durante le fasi di atterraggio e di cui evidentemente il carrello risente; le possibili alternative saranno oggetto di studio della seguente trattazione.

Esistono due obiettivi per banchi prova di questo tipo. Il primo è quello di poter eseguire prove in successione che siano replicabili e ripetibili con i medesimi risultati ed efficienza, possibilmente nel minor tempo possibile e con dispendio minimo di risorse. Il secondo obiettivo è quello di pensare un banco che risulti il più flessibile possibile a prove con variazione dei parametri fisici riguardanti il velivolo e la frenatura del carrello. In particolare è richiesto che si possa simulare l'inerzia di velivoli a differente massa in modo che a parità di decelerazione si possa qualificare l'efficacia della frenatura, oppure che si possa variare la decelerazione massima o la velocità di approccio del velivolo,...

SCOPO DELLA TESI

Nel seguente elaborato verrà presentata inizialmente la soluzione che tuttora aziende come Piaggio utilizzano come banco prova per il test dei carrelli di atterraggio dotati di freni meccanici. In queste configurazioni l'implementazione della componente inerziale dovuta all'intero velivolo è affidata a dischi di inerzia, i quali vengono accoppiati al runway simulator e posti in rotazione da un moto-riduttore durante la fase di accelerazione. La presenza di questi dischi ad alta inerzia introduce una coppia resistente molto elevata che si scarica sottoforma di forza nel punto di contatto tra runway simulator e carrello di atterraggio nel momento in cui si avvia la fase di frenatura, andando ad agire sul sistema frenante meccanico.

Questa tipologia di soluzione, nonostante sia ancora utilizzata, presenta alcune problematiche. Per esempio qualora si volesse tenere conto di un velivolo più pesante oppure più leggero servirebbe fermare il banco prova e provvedere ad aggiungere o ad eliminare alcuni dei dischi d'inerzia in modo da rispettare le specifiche volute, facendo perdere tempo in operazioni di set-up. Inoltre si è a conoscenza che dischi di inerzia di questo tipo sono estremamente pesanti (ordine delle tonnellate) per cui rendono complicate le operazioni di movimentazione. Infine il costo di questi componenti non è indifferente e spesso gli stabilimenti di una stessa azienda o aziende associate tendono ad acquistare un singolo set di componenti e poi spostarli a seconda delle necessità; tuttavia come detto in precedenza il peso dei dischi è notevole e rende complicata anche la movimentazione all'esterno dell'ambiente di lavoro aziendale, soprattutto qualora la distanza da percorrere sia elevata spostandosi tra regioni differenti.

Il progetto *E-LISA* propone per cui una soluzione alternativa che possa andare a limitare i difetti elencati in precedenza facendo uso di una tecnologia differente. L'idea è quella di evitare che il compito di simulazione dell'inerzia velivolo venga affidato ai dischi di inerzia, ma che al loro posto sia presente un motore idraulico a cilindrata variabile che riproduca le condizioni cinetiche dell'aeromobile durante la fase di frenatura per mezzo dell'erogazione di un'opportuna coppia meccanica sull'albero del runway simulator. La presenza di questo motore rende necessaria l'adozione di un circuito idraulico adeguato e di un sistema di controllo per la coppia erogata, sfruttando l'opportunità di variare la cilindrata e quindi la portata in ingresso al motore: sono stati quindi pensati alcuni componenti aggiuntivi come serbatoi a bassa pressione, una pompa a cilindrata fissa che porta il fluido di lavoro in pressione e lo scarica in un accumulatore sufficiente grande da garantire portata per le fasi di lavoro, valvole per la limitazione di pressione e controllo delle fasi di esercizio,... Come è lecito attendersi l'introduzione di questi componenti può portare con sé una serie di problematiche ingegneristiche note nei circuiti idraulici, tuttavia permette al banco di risultare più versatile al collaudo di carrelli per velivoli a differente massa e in condizioni di frenatura variabili, permette di eliminare il sistema moto-riduttore elettrico per la fase di accelerazione del runway simulator in quanto è svolta dallo stesso motore idraulico e potrebbe risolvere la problematica di peso legata ai dischi di inerzia.

A livello operativo verranno riportati i calcoli per il dimensionamento dei componenti del circuito idraulico affinché siano garantite le condizioni di lavoro in termini di coppia e portata per il collaudo di sistemi frenanti in velivoli a massa compatibile a quelli del P180. In seguito si passerà ad una fase di costruzione del modello del banco prova alternativo che comprende:

- Una sezione dedicata ai segnali di comando in ingresso al banco prova, legati alla dinamica della frenatura in un velivolo. Per cui sarà necessario costruire un sottomodello dell'aeromobile nel quale si studia la cinematica e le forze coinvolte durante l'azionamento dei freni meccanici.
- Una parte caratterizzata dal controllo al sistema, in particolare con attenzione alla legge di controllo della coppia da adottare sul motore idraulico.

- Modellazione dei componenti del circuito per lo studio della risposta effettiva del banco sulla base delle grandezze derivate dal calcolo di dimensionamento.

In mancanza di alcuna prova empirica la validazione del modello per la soluzione alternativa con motore idraulico a cilindrata variabile è affidata alla comparazione dei risultati ottenuti fornendo i medesimi segnali in ingresso, generati dal sottomodello dell'aeromobile, sul modello di banco appena costruito e sul modello del banco prova con utilizzo di dischi d'inerzia, il quale è stato già in precedenza costruito e validato su prove sperimentali.

Nel caso i risultati fossero comparabili, il modello sarebbe ritenuto valido. Qualora questo avvenisse potrebbe inoltre portare ad una rivalutazione per questa specifica configurazione ed eventualmente renderla adottabile in un futuro prossimo.

CAPITOLO 1: BANCO PROVA ORIGINALE E PROPOSTA ALTERNATIVA

1.1 SOLUZIONE INIZIALE DEL BANCO PROVA

La tipologia di banco prova che riguarda il progetto denominato “E-LISA”, di interesse per molte aziende nel settore dell’aviazione, per la validazione dei carrelli principali dotati di freni meccanici è schematizzata nella seguente figura.

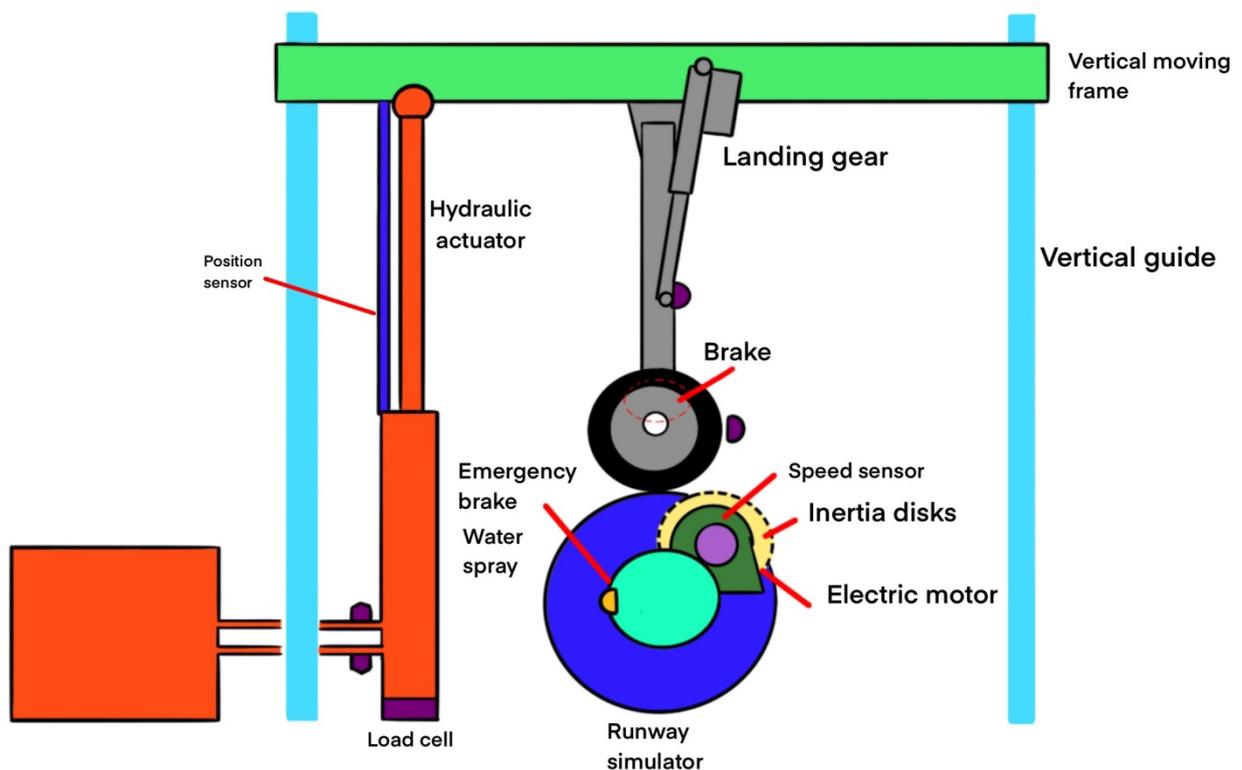


Figura 1: Rappresentazione del banco prova originale.

E' possibile suddividere l'architettura in due macroaree fondamentali. La prima coinvolge un sistema di attuazione idraulico in controllo posizione e controllo forza che gestisce la dinamica verticale del carrello; tale richiesta è realizzabile vincolando la gamba del carrello ad una traversa meccanica che scorre su guide verticali e movimentata dal comando dell'attuatore idraulico. Viene gestita la fase di avvicinamento del carrello al cilindro che simula il contatto pista-pneumatico detto runway simulator con un sistema *closed loop* in controllo posizione, successivamente al contatto si attiva una legge di controllo *closed loop* sulla forza verticale generata dall'attuatore, che rappresenta le condizioni di lavoro durante la fase di landing dell'aeromobile.

La seconda area riguarda i componenti che si occupano della simulazione dell'inerzia e della velocità velivolo sul runway simulator. Tra di essi si identifica un sistema moto-riduttore presumibilmente in

controllo velocità per la fase di accelerazione del cilindro di contatto, i dischi ad alta inerzia montati sul runway simulator e il sistema di frenatura di emergenza; questi componenti vanno di fatto ad occuparsi della dinamica orizzontale del carrello. Entrambe le macroaree verranno affrontate più nel dettaglio in seguito.

La procedura che viene seguita durante le singole prove a banco è la seguente:

- Impostare i valori di set per la velocità iniziale del runway simulator e andamento di posizione e forza verticale (tramite apposito modello del velivolo).
- Gli organi di controllo vengono attivati e il test può cominciare.
- L'attuatore idraulico è movimentato per portare il carrello alla massima distanza verticale.
- Si procede ad accelerare il runway simulator comandando il motore elettrico fino a quando la velocità tangenziale del cilindro equivale alla velocità di atterraggio tipica del velivolo (intorno ai 140 nodi). Questa procedura per via della limitata taglia del motore e dell'elevata inerzia sul cilindro rotante può richiedere più di una decina di minuti.
- Una volta raggiunta la velocità ideale del runway simulator si procede all'attivazione del sistema *EMA* per l'estrazione del carrello come avviene realmente nelle fasi di atterraggio.
- Completata l'estrazione del carrello l'attuatore idraulico viene comandato per ridurre la distanza tra pneumatico del carrello e cilindro in rotazione attraverso un controllo posizione fino a che avvenga il contatto.
- A contatto avvenuto il controllo del sistema di attuazione verticale compie uno switch alla configurazione in controllo forza, tenendo conto dei set di forza verticale del modello matematico.
- Una volta stabilizzata la fase di contatto si può procedere all'attivazione del sistema frenante dei carrelli e contemporaneamente allo spegnimento del motore elettrico che rende quindi il runway simulator libero da coppie motrici; il cilindro rimane soggetto unicamente all'enorme coppia d'inerzia dovuta alla presenza dei dischi e alla coppia dovuta alla forza di contatto con il carrello frenato, forza equilibrata per mezzo della reazione vincolare dei cuscinetti predisposti sull'albero.
- Si può simulare l'irregolarità tipica del terreno agendo sul set dell'attuatore controllo forza, oppure considerare condizioni di atterraggio sul bagnato con l'introduzione di una spray d'acqua sulla superficie di contatto del runway simulator.
- Raggiunta la condizione di velocità nulla sul runway simulator per via delle azioni frenanti la prova può considerarsi conclusa. Si procede a separare nuovamente il carrello dal cilindro rotante agendo sull'attuatore idraulico con un controllo posizione verso la posizione iniziale di massima distanza verticale e infine viene reintrodotto il carrello agendo sul sistema *EMA* apposito.

Seguendo tale procedura è possibile definire un formato di prova standard sfruttando le potenzialità del banco prova; si possono riprodurre anche prove in sequenza con l'unico inconveniente di dover accelerare nuovamente il runway simulator e attendere che la procedura sia ultimata.

1.1.1 ATTUATORE IDRAULICO E CONTROLLO

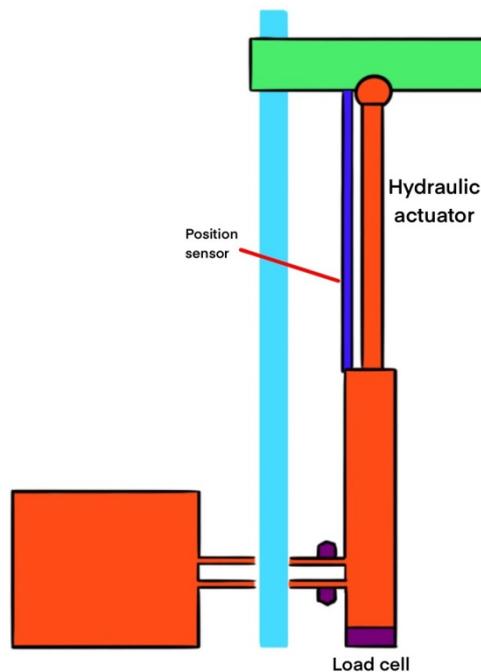


Figura 2: attuatore idraulico HLA.

Il movimento verticale di avvicinamento del carrello al cilindro che simula il contatto con la pista di atterraggio viene interamente gestito da un sistema idraulico apposito. Il sistema si compone fondamentalmente di un attuatore lineare posto verticalmente di cui un'estremità è collegata ad una traversa che sorregge il carrello da testare, ed una *servovalvola* del tipo *jet-pipe* che fornisce e scarica portata alle camere dell'attuatore a seconda della posizione di lavoro che le viene imposta. Il corretto funzionamento del sistema è garantito dal collegamento ad una rete idraulica in pressione e da una serie di componenti di sicurezza che limitano l'insorgere di problematiche durante il funzionamento del banco, come *valvole di shut-off* oppure *valvole di bypass* tipiche dei servosistemi in controllo forza.

Le operazioni di comando sono affidate ad un'unità di controllo che ha il compito di generare appositi segnali in tensione verso la *servovalvola*, comandandone la posizione di lavoro. Lo spostamento della valvola dalla condizione di equilibrio è necessario per avviare la fase di avvicinamento/allontanamento del carrello dal runway simulator e di imposizione di forza verticale durante la fase di frenatura.

L'unità di controllo modifica la propria logica di funzionamento in base a cosa viene richiesto all'attuatore: logica di controllo in posizione durante la fase di avvicinamento oppure di allontanamento della struttura a cui è vincolato il carrello dal runway simulator, e logica di controllo forza a contatto avvenuto con imposizione da parte del sistema di una forza verticale al carrello che simula quella presente in condizioni operative reali. Entrambe le logiche di controllo lavorano in *closed loop* per mezzo di segnali di feedback derivanti da trasduttori *LVDT* per il *closed loop* di posizione e di celle di carico per quanto riguarda il *closed loop* in controllo forza.

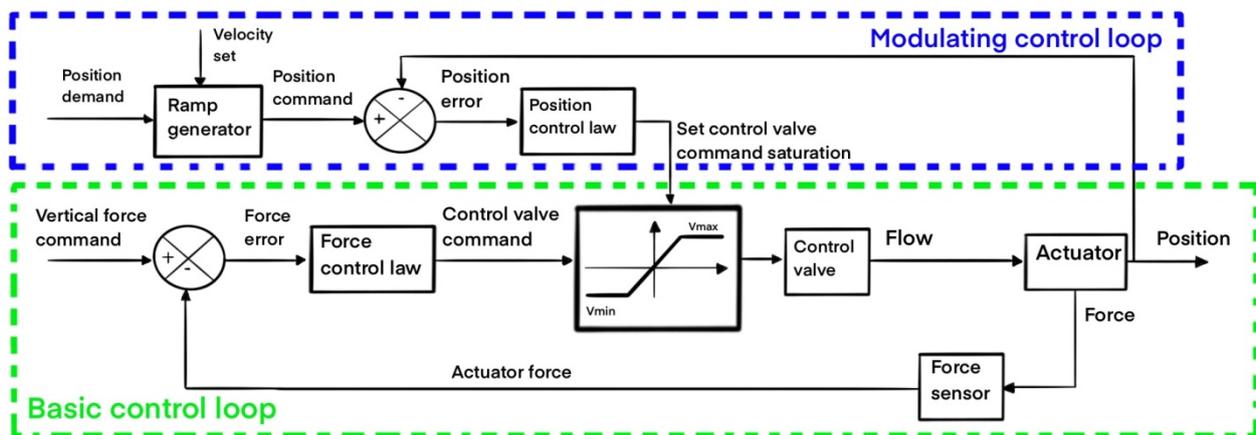


Figura 3: legge di controllo HLA.

Nonostante per semplicità il sistema si possa schematizzare con due logiche distinte a seconda della fase da svolgere, il controllo posizione e il controllo forza interagiscono tra loro. Si può definire come *basic control loop* tutto ciò che rientra nel sistema *closed loop* in controllo forza e come *modulating control loop* la parte relativa al *closed loop* controllo posizione; tale definizione si può comprendere notando dalla Figura 3 come l'errore compensato generato dal *closed loop* in posizione venga utilizzato come limite di saturazione (modulazione) del segnale in tensione derivante dal *basic control loop*. Quello che richiede nel complesso il controllo è un set di forza, specialmente per la fase di contatto con il runway simulator, necessario per definire il segnale di tensione alla *servovalvola* e viene introdotto un set di posizione a rampa in modo da aumentare gradualmente l'errore di posizione del *modulating control loop* e quindi dei limiti di saturazione della tensione in uscita.

Nelle fasi iniziali della prova, quando ancora non è avvenuto il contatto, l'errore del controllo forza è elevato poiché è presente una forza che corrisponde al peso proprio della struttura verticale, per cui la tensione alla valvola sarà contraddistinta da un valore elevato e quindi il sistema tende ad annullare l'errore generatosi rispondendo con rapidità al movimento verticale. Tuttavia tale tensione viene saturata in base all'errore compensato del controllo posizione che agisce contemporaneamente al *closed loop* controllo forza. Una volta raggiunte le condizioni di contatto l'errore di posizione tende ad accrescere per via del set a rampa impostato e quindi i limiti della saturazione sulla tensione alla *servovalvola* tendono ad accrescere e il sistema viene gestito interamente dal *basic control loop* in modo da raggiungere le condizioni di forza stabilite dal set. In maniera analoga ma rovesciata accade nella procedura di fine prova con l'allontanamento tra carrello e runway simulator.

La legge di controllo scelta per il *closed loop* in posizione è caratterizzata da un fattore proporzionale e da una funzione di trasferimento del primo ordine a polo finito che amplifica l'errore ed ha il compito di andare a fissare il limite superiore e inferiore sulla tensione in ingresso alla *servovalvola*. Essendo un *closed loop* sulla posizione non è necessario ricorrere ad un polo nell'origine all'interno del controllore, poiché è già presente all'interno dello schema complessivo del sistema.

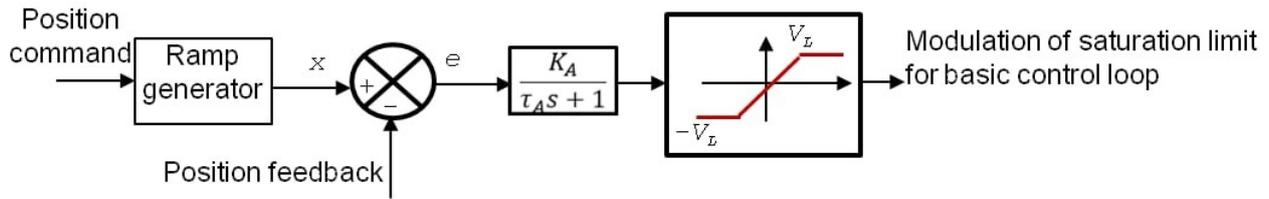


Figura 4: Modulating control loop.

La legge del *closed loop* in forza invece è realizzata in maniera più complicata, andando a modificare la classica struttura di un proporzionale-integrativo-derivativo. Infatti solamente la componente integrativa va ad agire sull'errore d'anello mentre la componente derivativa e proporzionale agiscono sul ramo di retroazione. Questa soluzione garantisce solitamente stabilità e accuratezza all'output del sistema e permette di ottenere un guadagno integrativo complessivo superiore rispetto al classico *PID*. Sono presenti inoltre delle funzioni di trasferimento di *feedforward* sul segnale di set:

- il primo *feedforward* G_F applicato al segnale di comando serve a ridurre l'errore di forza in presenza di variazioni di set molto rapidi, come per esempio in caso di raffiche;
- il secondo $G_X s$ va a derivare il segnale di set in modo da aumentare il guadagno di anello qualora il gradiente di forza sia elevato, in particolare nel caso in cui la *servovalvola* lavori lontano dalle condizioni di zero e quindi dove farebbe più fatica ad assecondare il comando desiderato;
- un ultimo *feedforward* per compensare il disturbo di velocità durante le fasi di movimento della struttura. Questo termine considera sia una componente dovuta all'effetto della velocità rilevata da opportuni trasduttori piazzati sull'attuatore sia una inerente alla sua derivata ovvero l'accelerazione, e tale contributo si somma al guadagno di anello dopo essere passato per mezzo di un opportuna funzione di trasferimento G_C .

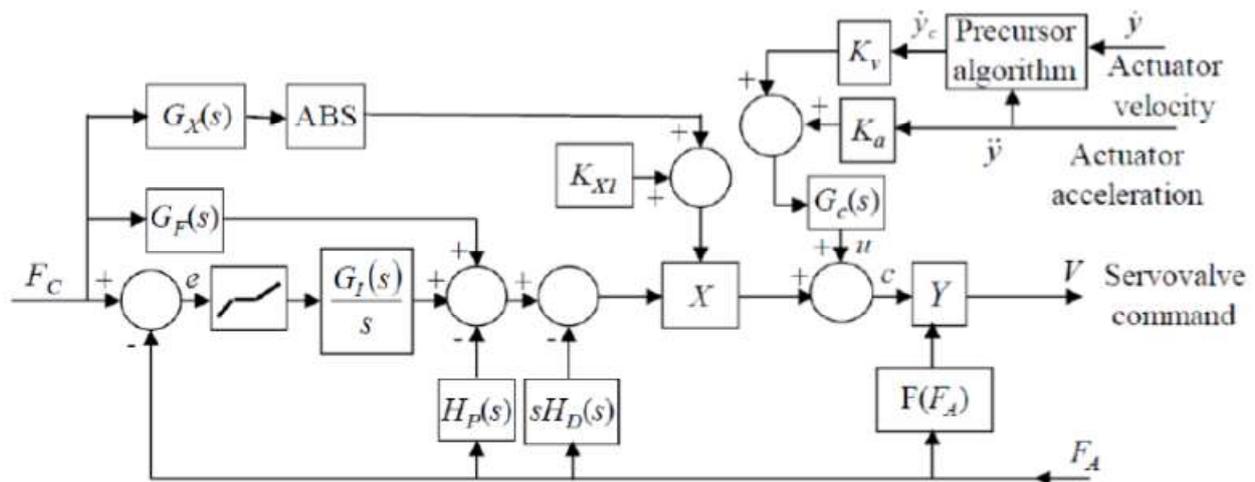


Figura 5: Basic control loop.

1.1.2 RUNWAY SIMULATOR, DISCHI D'INERZIA E MOTORE DI ACCELERAZIONE

Il runway simulator è quel componente che all'interno del banco prova va a simulare il contatto in condizioni dinamiche tra carrello principale del velivolo e una superficie di atterraggio. Si presenta in queste

soluzioni come un cilindro avente una superficie laterale sufficiente da poter permettere un contatto completo con lo pneumatico del carrello ma anche un diametro tale da non influire sul fatto che il contatto avvenga su una superficie cilindrica al posto che simil planare; solitamente tale diametro è preso sull'ordine di 1.0 m – 2.0 m. Si possono considerare anche condizioni in cui il contatto avvenga sul bagnato introducendo uno spray d'acqua dall'esterno e bagnando la superficie laterale del runway simulator.

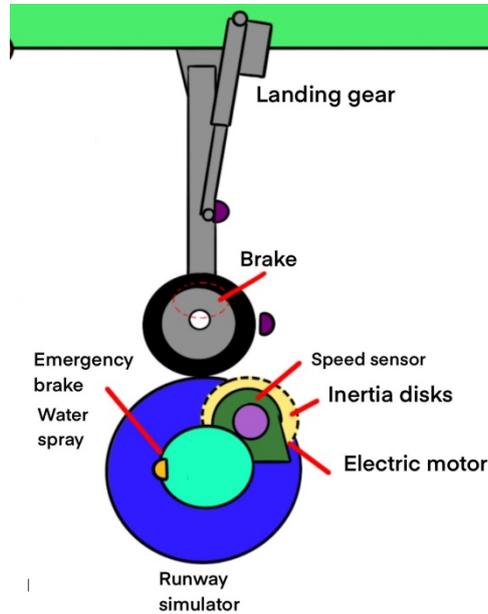


Figura 6: Runway simulator e carrello.

Per come è pensato il banco prova l'unico movimento concesso al carrello sotto qualifica è quello di avvicinamento o allontanamento verticale, per cui spetta al runway simulator introdurre nel sistema la componente dinamica. Il cilindro viene quindi messo in rotazione affinché la velocità tangenziale nella zona di contatto con lo pneumatico del carrello risulti paragonabile alla velocità che il velivolo assume nelle condizioni di approccio alla pista e durante la frenata. Tale rotazione viene assicurata da un motore elettrico di taglia limitata comandato in velocità che pone in rotazione un albero, supportato da appositi cuscinetti, su cui viene calettato il runway simulator.

Tuttavia il rispetto della condizione di contatto e di velocità tangenziale non è sufficiente per garantire condizioni di lavoro del carrello simili alla realtà perché non è ancora stata considerata la componente inerziale derivante dall'intero velivolo e di cui i carrelli principali durante il comando di frenatura risentono pesantemente. In questa tipologia di banco tali considerazioni vengono applicate andando ad utilizzare dischi di inerzia e accoppiandoli al sistema runway simulator-albero in rotazione, in questo modo viene introdotta una componente di inerzia alla rotazione molto elevata che durante la fase di comando frenante si traduce in difficoltà a ridurre la componente di velocità tangenziale. In fase di set-up della prova si deve considerare la corretta quantità di dischi da introdurre affinché il valore complessivo di inerzia alla rotazione aggiuntiva possa portare ad un calcolo di energia cinetica del cilindro paragonabile alla metà dell'energia cinetica posseduta dall'intero velivolo in ogni istante; viene considerata la metà dell'energia cinetica complessiva poiché sono necessari due carrelli principali alle tipologie di velivoli con cui il banco ha a che fare e quindi il contributo si suddivide. Nel complesso la quantità di inerzia alla rotazione introdotta è proporzionale alla massa del velivolo e alla velocità iniziale.

Durante le operazioni di start per ogni prova il motore viene comandato in velocità per portare l'intero sistema (runway simulator, albero, dischi d'inerzia) ad un prefissato set di velocità tangenziale che solitamente corrisponde alla velocità alla quale l'aeromobile affronta il primo contatto con la pista di atterraggio; tale valore può aggirarsi attorno ai 140 knt (nodi) ovvero attorno ai 72 m/s. A causa dell'altissima inerzia alla rotazione dettata dalla presenza dei dischi tale procedura può richiedere un tempo considerevole, soprattutto se si considera una scelta di motore elettrico di taglia minore; tuttavia questa problematica non inficia sull'efficacia del collaudo. Una volta raggiunta la condizione prefissata di velocità si realizza il contatto pneumatico-cilindro, per cui non è più necessaria alcuna azione da parte del motore che viene spento e isolato per mezzo dell'apertura di una frizione per evitare che venga trascinato in seguito. Si applica in seguito una coppia frenante variabile alla ruota che deve vincere l'inerzia elevata del sistema rotante scaricando una forza di attrito proprio nella zona del contatto. Il sistema frenante del carrello è dotato di un sistema di anti-skid che evita lo strisciamento sull'intera zona di contatto dello pneumatico e di conseguenza regola la pressione del fluido in ingresso in corrispondenza del freno meccanico. Senza entrare in una condizione di strisciamento completo il runway simulator viene decelerato fino a raggiungere una condizione statica dove si può considerare terminata la prova. In caso di malfunzionamento sia nella fase di accelerazione sia di frenatura del runway simulator è presente un freno meccanico di emergenza che è pronto ad arrestare il sistema rotante nel minor tempo possibile.

Noto il funzionamento generale del sistema che comprende il runway simulator è possibile andare a trattare alcune delle configurazioni adottabili in fase di progetto.

- CONFIGURAZIONE 1

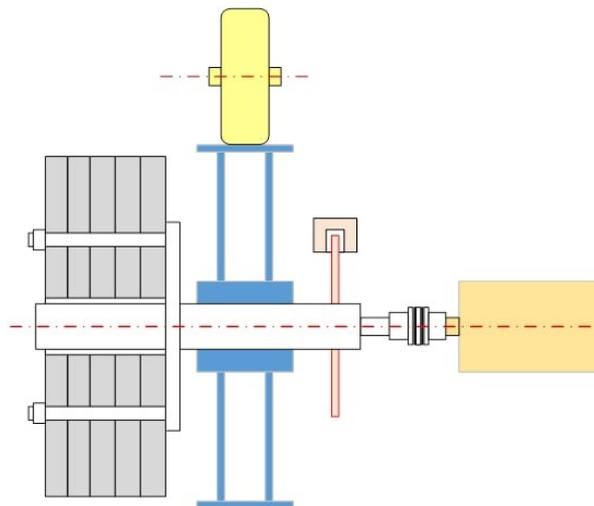


Figura 7: Configurazione 1.

Questo tipo di soluzione rappresenta la tipologia standard in accordo con il principio di funzionamento esplicitato in precedenza. I dischi d'inerzia vengono accorpati e montati su una struttura di supporto solidale all'albero del runway simulator, in questo modo l'inerzia alla rotazione aggiuntiva viene applicata direttamente al sistema in rotazione. Anche il freno di emergenza è posto sull'albero del runway simulator e si nota la presenza della frizione che disaccoppia il motore elettrico durante la fase di applicazione della coppia frenante al carrello.

- CONFIGURAZIONE 2

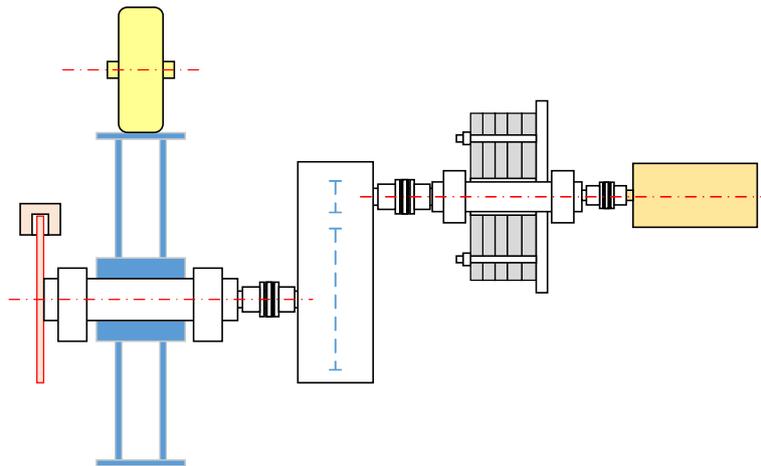


Figura 8: Configurazione 2.

Si può pensare di andare a ridurre la mole in termini di massa dovuta ai dischi introducendo nel sistema un riduttore di velocità. Infatti in questo modo la coppia di inerzia viene amplificata del rapporto di trasmissione al riduttore in modo da rimanere dell'ordine di quella della configurazione 1, per cui quella effettiva dovuta ai dischi risulta inferiore. Rispetto alla configurazione 1 sono presenti due frizioni aggiuntive: una che separa l'albero in ingresso al riduttore e l'albero su cui è montata la struttura di alloggiamento per i dischi, una tra l'albero in uscita al riduttore e l'albero del runway simulator. Il freno di emergenza rimane posizionato sull'albero del runway simulator poiché conviene che in caso di emergenza venga frenato l'albero più lento in termini di rotazione angolare; un eventuale spostamento sull'albero più veloce potrebbe portare delle problematiche di carattere termico che renderebbero vano il tentativo di optare per un freno di taglia inferiore.

1.1.3 PREGI E PROBLEMATICHE PER QUESTA CONFIGURAZIONE

La scelta di un'architettura di questo tipo per il banco prova porta con sé una serie di pregi e di problematiche tipiche di qualunque sistema ingegneristico.

E' chiaro come sia del tutto insensato andare a collaudare una coppia di carrelli di atterraggio montandoli direttamente su un aeromobile; in primo luogo sarebbe molto difficile sperimentare condizioni di lavoro in luoghi chiusi per via dell'ingombro e della difficoltà alla manovra dell'intero velivolo ma soprattutto non sarebbe accettabile a livello di sicurezza nel caso ci fossero problematiche di cedimento o di qualunque tipo. Risulta necessario per cui riportare i carichi di lavoro indirettamente ed il fatto che tuttora venga utilizzata questa come soluzione per la validazione denota che l'efficacia del banco nel riprodurre le condizioni di atterraggio sul carrello sia ottimale e non richieda alcun tipo di aggiunta. Il runway simulator costituisce la soluzione più semplice per inserire la componente cinetica all'interno della simulazione della frenata data la maggior difficoltà che si incontrerebbe traslando il carrello lungo un percorso con la necessità che risulti sufficientemente esteso. Il sistema idraulico è pensato in modo tale da gestire sia le fasi di avvicinamento e allontanamento del carrello dal runway simulator sia da imprimere il corretto set di forza normale, anche se potrebbe presentare gli svantaggi tipici delle attuazioni idrauliche come le trafilate, cavitazione e riscaldamento oltre il limite consentito del fluido di lavoro.

Esistono tuttavia delle criticità dettate dall'utilizzo dei dischi per la simulazione dell'inerzia del velivolo. In primo luogo esistono delle problematiche riguardanti il costo di commissione per questi componenti che quindi vengono acquistati in lotti ridotti e condivisi tra le varie sedi aziendali che necessitano del loro utilizzo. Collegato a questo vi è quindi una problematica di movimentazione e spostamento di questi lotti tra le sedi poiché la massa trasportata non è indifferente dovendo introdurre un'inerzia alla rotazione tale da essere rappresentativa di quella complessiva di un intero velivolo in decelerazione; se si considera che spesso le sedi di partenza e arrivo per ciascuna consegna sono molto distanti tra loro, quindi può diventare fondamentale cominciare a pensare a soluzioni con utilizzo ridotto dei dischi, come nel caso dell'architettura con riduttore di velocità, oppure ad una alternativa che ne preveda la sostituzione completa. Infine non è possibile effettuare prove in successione che prevedano la modifica del parametro iniziale di massa del velivolo senza andare a introdurre o eliminare alcuni dischi dall'alloggiamento predisposto, complicando ulteriormente le operazioni di set up. Questo aspetto non permette al banco di svolgere prove in modo flessibile andando a variare le condizioni di lavoro del carrello principale come per esempio il montaggio su un velivolo di taglia superiore o che consideri differenti condizioni di carico a seconda della presenza di passeggeri o merce di trasporto supplementare.

1.2 PROPOSTA PER UNA SOLUZIONE ALTERNATIVA DEL BANCO PROVA: UTILIZZO MOTORE IDRAULICO

Nel paragrafo 1.1.3 vengono riportate alcune delle problematiche che si possono affrontare optando a favore di un banco prova per carrelli frenanti che utilizza dischi ad elevata inerzia alla rotazione per simulare la componente inerziale del velivolo durante le procedure di atterraggio e arresto. Per limitarne l'influenza viene ora proposta una possibile soluzione alternativa che già in passato fu presa in causa dagli addetti ai lavori ma poi fu accantonata in favore della tipologia già in uso del *capitolo 1.1*. La novità fondamentale consiste nella completa eliminazione dei dischi d'inerzia dal sistema e la sostituzione con un motore idraulico a cilindrata variabile accoppiato all'albero del runway simulator. La funzione che viene richiesta a tale motore è analoga ai dischi ovvero poter introdurre una componente di resistenza alla variazione di velocità angolare del runway simulator nel momento in cui sul carrello viene comandata una coppia di tipo frenante; mentre in precedenza tale azione di contrasto era dovuta all'introduzione nel sistema di un elevato momento d'inerzia, in questo caso si predispongono una coppia resistente di natura meccanica all'albero del runway simulator generata dal passaggio di olio all'interno del motore idraulico. La presenza di questo motore obbliga all'implementazione di un sistema idraulico che renda disponibile una portata continua di fluido in pressione al motore per l'intera durata della prova di validazione: si devono per cui predisporre elementi pompa ed elementi accumulatori di fluido idraulico oltre a componenti secondari per la sicurezza e affidabilità del sistema.

Si può ipotizzare che con questa modifica si possano svolgere prove di validazione con la medesima efficacia e le medesime condizioni di lavoro del caso precedente con la differenza che il motore a cilindrata variabile permette di erogare coppia in modo continuo e variandone il valore assoluto a seconda delle esigenze di carico inerziale da simulare. Questa flessibilità alle condizioni inerziali del velivolo rappresenta già un enorme vantaggio, ma è anche da considerare che il motore idraulico può essere utilizzato durante la fase di accelerazione del runway simulator fino al raggiungimento della velocità tangenziale richiesta erogando in questo caso una coppia motrice; non essendo qui presente alcun tipo di momento d'inerzia extra lo sforzo richiesto per l'accelerazione risulta anche notevolmente inferiore e pari unicamente al

momento d'inerzia del motore, dell'albero e del runway simulator oltre alle possibili coppie di resistenza dovute agli attriti. Si può quindi fare a meno del motore elettrico in controllo velocità e affidare ogni fase di lavoro al motore idraulico attraverso un'appropriata logica di controllo.

Nel complesso l'architettura del banco prova è suddivisibile nuovamente in due macroaree. La prima riguarda il sistema idraulico che si occupa della dinamica verticale del carrello, il quale non viene mutato rispetto alla soluzione originale. Viene mantenuta la logica di controllo posizione e di controllo forza in *closed loop* per poter adempiere alle operazioni di avvicinamento e allontanamento dal runway simulator facendo scorrere su guide verticali la struttura al quale è vincolato il carrello, e per poter riprodurre il corretto valore di forza normale al terreno durante il contatto tra pneumatico e superficie di atterraggio simulata.

La seconda macroarea è quella interessata dalla variazione di progetto e comprende differenti elementi costitutivi. Dalla precedente configurazione viene mantenuto il runway simulator, la cui funzione rimane quella di poter generare una componente di velocità tangenziale confrontabile a quella del velivolo nella zona del contatto con lo pneumatico. Vengono invece introdotti i seguenti componenti:

- Motore idraulico a cilindrata variabile. Come anticipato in precedenza la funzione di questo componente è quella di generare un'opportuna coppia all'albero, interfaccia con il runway simulator, per ciascuna delle fasi di lavoro del banco e così poter soppiantare l'utilizzo dei dischi d'inerzia e di tutte le problematiche derivanti.
- Pompa idraulica. Per garantire prestazioni elevate al motore idraulico vi è la necessità di introdurre una portata di fluido e innalzare il valore di pressione di esercizio oltre il centinaio di bar. Tale funzione viene ricoperta dalla pompa idraulica pescando l'olio da un serbatoio a pressione ambiente e inviandolo nei condotti del circuito idraulico.
- Accumulatore. Durante i test viene richiesto al motore idraulico di erogare in modo continuo una coppia molto elevata tanto che la pompa idraulica può trovarsi in difficoltà nel soddisfare le esigenze di portata richieste. Perciò è stato pensato di inserire un accumulatore di fluido in pressione a capienza elevata che disaccoppi la pompa dal motore idraulico e che eviti problematiche di mancanza di portata all'interno del circuito idraulico, la pompa in questo modo ha il compito di riempire il volume consumato dall'accumulatore nel corso della prova.
- Elementi di sicurezza del circuito. La necessità di limitare l'incorrere di problematiche di esplosione dovuta a pressioni superiori ai valori nominali o anomalie di flusso nel circuito idraulico porta a considerare l'utilizzo di valvole di non ritorno (*check valve*), limitatrici di pressione (*pressure relief*) oppure valvole per lo scarico rapido del fluido in pressione.

La procedura di esecuzione delle prove a banco si mantiene su uno standard molto simile alla precedente configurazione:

- Impostare i valori di set per la velocità iniziale del runway simulator, andamento di posizione e forza verticale (tramite apposito modello del velivolo).
- Gli organi di controllo vengono attivati e il test può cominciare.
- L'attuatore idraulico è movimentato per portare il carrello alla massima distanza verticale.
- Si procede ad accelerare il runway simulator comandando il motore idraulico fino a quando la velocità tangenziale del cilindro equivale alla velocità di atterraggio tipica del velivolo (intorno ai 140 nodi). Questa procedura viene eseguita sempre con tempistiche lente e non viene richiesto un

valore di portata elevata all'accumulatore che può svolgere nel frattempo il processo di ricarica tramite l'accensione della pompa.

- Una volta raggiunta la velocità ideale del runway simulator si procede all'attivazione del sistema *EMA* per l'estrazione del carrello come avviene realmente nelle fasi di atterraggio.
- Completata l'estrazione del carrello l'attuatore idraulico viene comandato per ridurre la distanza tra pneumatico del carrello e cilindro in rotazione attraverso un controllo posizione fino a che avvenga il contatto.
- A contatto avvenuto il controllo del sistema di attuazione verticale compie uno switch alla configurazione in controllo forza, tenendo conto dei set di forza verticale del modello matematico.
- Una volta stabilizzata la fase di contatto si può procedere all'attivazione del sistema frenante dei carrelli e all'erogazione da parte del motore idraulico di una coppia a modulo elevato che simuli l'inerzia del velivolo. Il motore assume in questa fase una configurazione di controllo coppia.
- Si può simulare l'irregolarità tipica del terreno agendo sul set dell'attuatore controllo forza, oppure considerare condizioni di atterraggio sul bagnato con l'introduzione di una spray d'acqua sulla superficie di contatto del runway simulator.
- Raggiunta la condizione di velocità nulla sul runway simulator per via delle azioni frenanti la prova può considerarsi conclusa. Si procede a separare nuovamente il carrello dal cilindro rotante agendo sull'attuatore idraulico con un controllo posizione verso la posizione iniziale di massima distanza verticale e infine viene represso il carrello agendo sul sistema *EMA* apposito.

1.2.1 ATTUATORE IDRAULICO E CONTROLLO

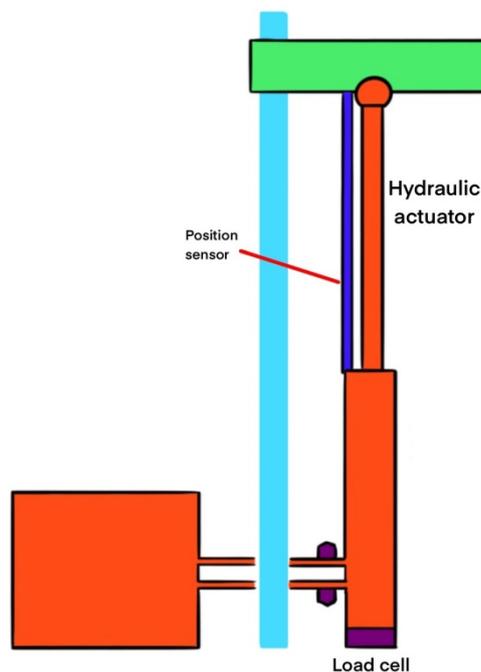


Figura 9: Attuatore idraulico HLA.

Il sistema idraulico che si occupa della dinamica verticale al carrello non è soggetto ad alcun tipo di modifica nella nuova proposta di architettura del banco. Come descritto più ampiamente nel *Capitolo 1.1.1* il sistema si compone di una struttura verticale sulla quale viene montato il carrello da testare e la movimentazione

avviene per mezzo di un attuatore idraulico che induce lo scorrimento della struttura su guide lineari verticali. Successivamente l'attuatore esercita una componente di forza sulla struttura in seguito al contatto tra carrello e runway simulator.

Anche in questo caso è presente un circuito idraulico apposito (*servovalvola jet pipe* e componenti di sicurezza) per poter fornire e scaricare portata alle camere dell'attuatore in ciascuna delle fasi della prova e il comando viene affidato ad un opportuno organo controllore. Viene ricercata nuovamente una gestione delle operazioni di controllo attraverso due schemi in retroazione *closed loop* interagenti tra loro, di cui uno portante in forza e uno modulante in posizione (*Figura 10*).

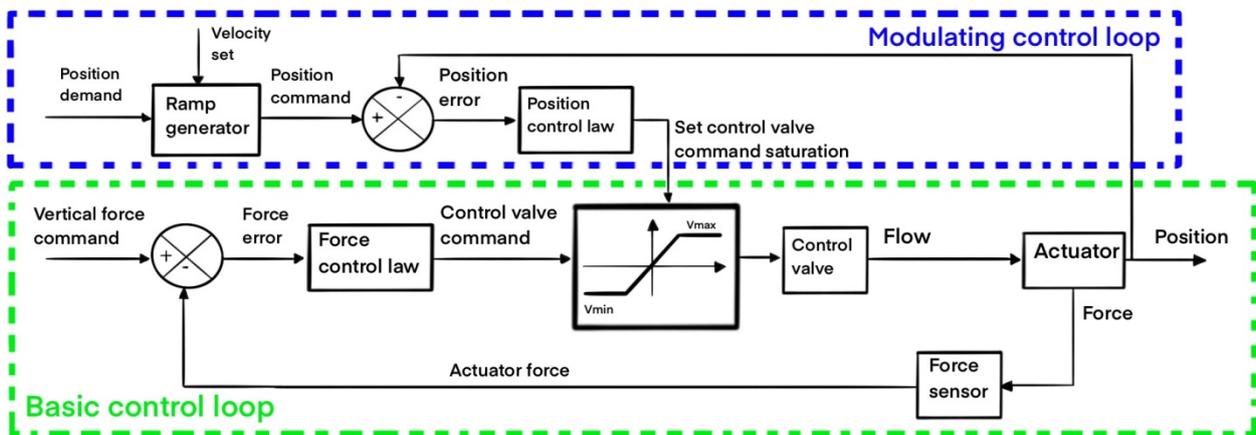


Figura 10: Logica controllo attuatore HLA.

Entrambe le logiche di controllo sono state affrontate nel dettaglio sempre nel corso del *Capitolo 1.1.1*.

1.2.2 RUNWAY SIMULATOR E CIRCUITO IDRAULICO

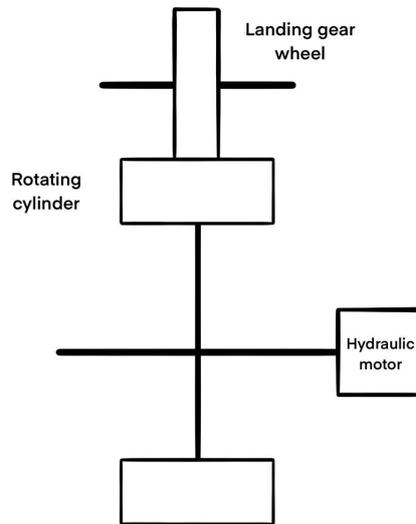


Figura 11: Sistema runway simulator-motore idraulico.

La riproduzione della velocità longitudinale del velivolo durante le prove a banco rimane compito del runway simulator. Le dimensioni di questo cilindro rotante sono le medesime della prima soluzione, tra 1.0 e 2.0 m di diametro, in modo da replicare il più fedelmente possibile le condizioni di contatto tra pista e pneumatico.

La novità nella soluzione alternativa proposta è costituita dal dimensionamento e introduzione di un circuito idraulico aggiuntivo, schematizzato in *Figura 12*, che ha il compito di gestire opportunamente il valore di portata e di pressione del fluido di lavoro in ingresso ad un motore idraulico a cilindrata variabile.

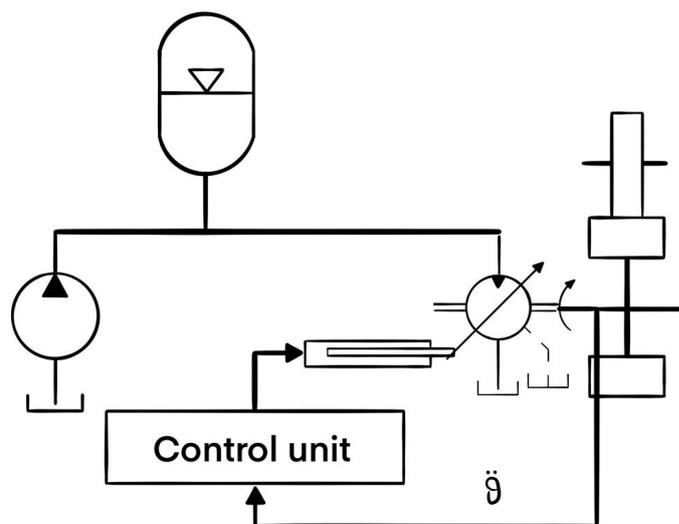


Figura 12: Schema soluzione idraulica banco prova.

1.2.3 MOTORE IDRAULICO A CILINDRATA VARIABILE

Questo motore idraulico eroga coppia in uscita all'albero del runway simulator e può sostituire completamente alcuni componenti presenti nella soluzione iniziale. In fase di accelerazione, sino al raggiungimento delle condizioni di massima velocità, può erogare coppia motrice e accrescere la componente cinetica del cilindro evitando l'utilizzo di un motore elettrico in controllo velocità e conseguente riduttore per limitarne la taglia. Durante le operazioni di qualifica del carrello invece è in grado di generare una coppia resistente e contraria all'azione frenante sul carrello rappresentando la componente inerziale del velivolo in precedenza affidata esclusivamente ai più problematici dischi di inerzia. Essendo parte integrante di entrambe le fasi della prova a banco non è necessario introdurre alcuna frizione di disaccoppiamento tra motore idraulico e sistema rotante del runway simulator ma unicamente un freno di emergenza qualora ci fossero problematiche. Oltre a questo ottimo vantaggio è molto importante sottolineare come la coppia di natura avversa all'azione frenante possa essere variata a seconda delle richieste specificate da chi testa il carrello; è possibile quindi ipotizzare situazioni di lavoro differenti a seconda delle condizioni di carico o velivoli a massa differente, facilitando così lo svolgimento dei test di validazione. La possibilità di variare secondo richiesta la componente di coppia resistente è consentita agendo sul valore della cilindrata motore per mezzo di un'unità di controllo apposita.

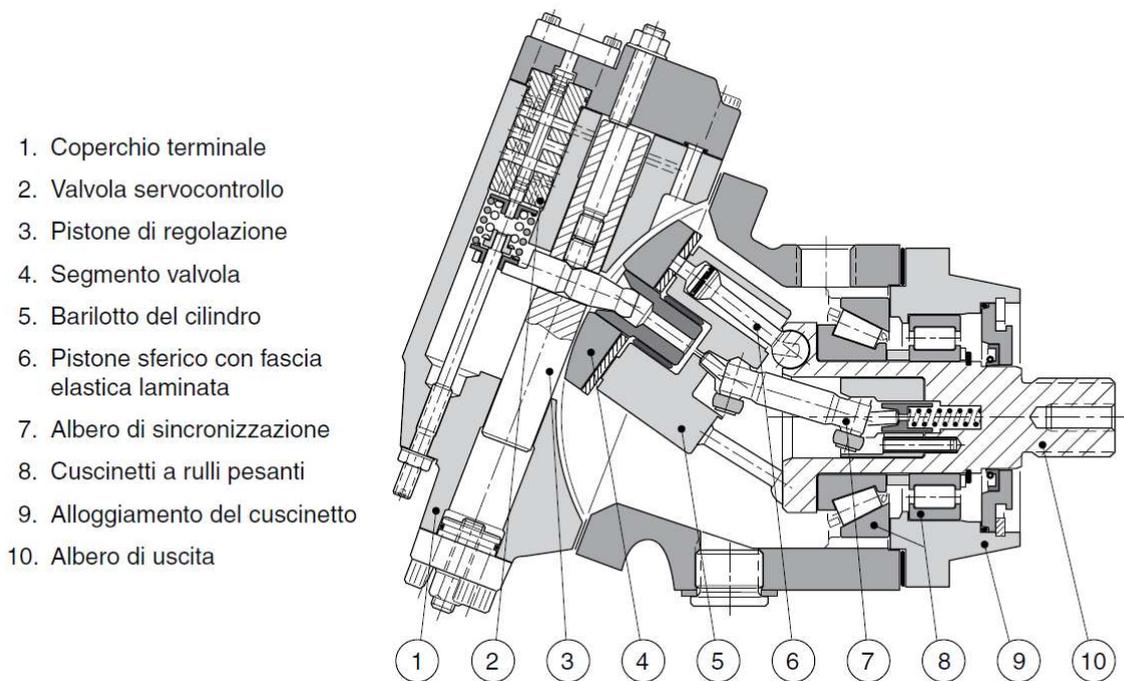


Figura 13: Tipologia motore idraulico Bent Axis.

Tra le tipologie di motori idraulici che permettono la variazione della propria cilindrata è stato preso in considerazione un modello di motore a pistone assiale *Bent Axis*. Questa tipologia di motore idraulico, *Figura 13*, è caratterizzato da un angolo di apertura, denominato β_{mot} , compreso tra l'asse di riferimento dell'albero in uscita e l'asse del cilindro contenente i pistoni idraulici. Senza la presenza di questo angolo di sfasamento tra i due assi non sarebbe possibile ottenere alcuna coppia in uscita poiché la corsa massima $S_{p,n}$ percorribile da ciascun pistone al variare dell'angolo di rotazione φ dell'albero in uscita sarebbe nulla e non si realizzerebbe il fenomeno di riempimento e svuotamento in alternanza delle camere dei pistoni; la spinta utile per produrre coppia nel caso di $\beta_{mot} = 0$ risulta per cui nulla. E' facile quindi intuire come la

cilindrata massima sfruttabile in un motore *Bent Axis* risulti in corrispondenza della massima apertura β_{mot} , mentre nelle condizioni intermedie fino al caso limite di β_{mot} nullo la cilindrata può essere espressa come una percentuale del valore massimo.

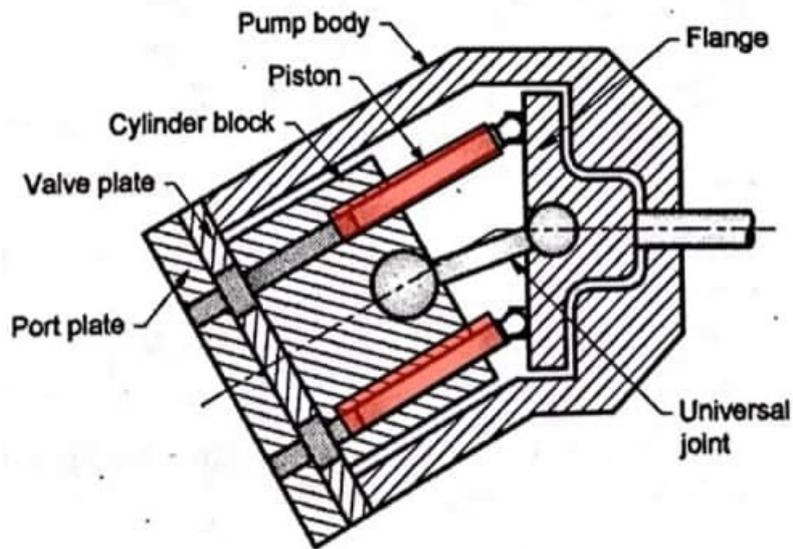


Figura 14: Sezione del motore Bent Axis.

Dalla *Figura 14* è possibile distinguere i componenti che costituiscono l'assieme del motore:

- Albero in uscita (*Drive shaft*);
- Flangia di terminazione dell'albero al quale vengono accoppiati tramite giunti sferici gli estremi dei pistoni e cerniera di vincolo al cilindro;
- Cilindro contenente le camere di spinta;
- Pistoni disposti circonferenzialmente al cilindro;
- Cerniera di vincolo (*universal joint*);
- *Valve plate* che definisce per ciascun angolo di rotazione del cilindro la sezione di passaggio di fluido con la camera di spinta e a quale condotto idraulico far riferimento, aspirazione o mandata.

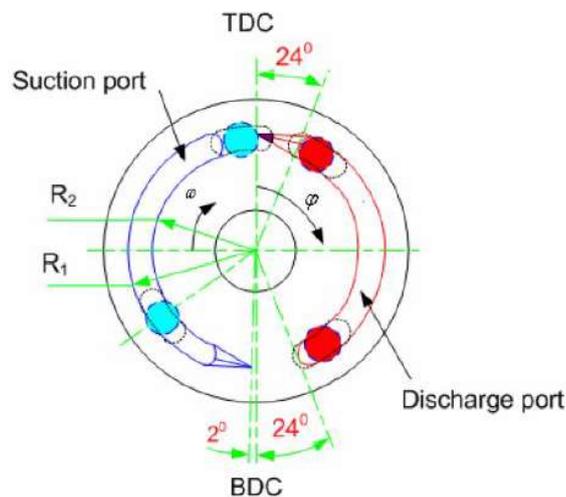


Figura 15: Sezione Valve plate.

Il ciclo di lavoro che viene percorso da ciascuna camera di spinta è rappresentato in *Figura 15* . Posizionandosi in corrispondenza del TDC (punto morto superiore) il pistone è alla sua massima estensione ed è pronto ad intraprendere la corsa di ritorno, per cui dopo un certo angolo di rotazione si manifesta una luce di passaggio sul *valve plate* verso la camera di mandata, tale evento provoca la fuoriuscita di fluido dalla camera del pistone. A fine corsa si chiude la luce di passaggio verso la camera di mandata e oltrepassato il BDC (punto morto inferiore) si realizza il collegamento con la camera di aspirazione e fluido ad alta pressione entra e tende a spingere il pistone verso la corsa di fuoriuscita. Si assume che durante il regolare funzionamento del motore si verifichino delle fughe dovute alla mancanza di tenuta e ai giochi laddove siano presenti organi meccanici in movimento come tra pistoni e canna del cilindro ma anche tra *valve plate* e cilindro. Questa componente di portata di fluido persa deve poter essere evacuata e recuperata dall'interno della scatola di contenimento per evitare accumuli e sovrappressioni indesiderate.

Come già anticipato il ciclo di lavoro di ciascun pistone appartenente al motore si verifica solamente se è presente un angolo β_{mot} tra gli assi dei due elementi in rotazione. Per un motore *Bent Axis* a cilindrata variabile vi è la possibilità di regolare l'ingresso del volume complessivo di fluido per ciclo andando a modificare proprio l'angolo β_{mot} di sfasamento. Partendo da una condizione nominale di cilindrata massima o minima si possono ottenere condizioni intermedie di cilindrata in modo proporzionale continuo ricorrendo ad un'attuazione idraulica oppure elettrica il cui scopo è quello di modificare gradualmente l'angolo β_{mot} . La variazione di cilindrata V influenza in modo proporzionale il valore di coppia generata secondo la legge:

$$T = \frac{V * \Delta p * \eta_m}{20 * \pi} \quad (1.1)$$

Nel caso del banco prova *E-LISA* il sistema di controllo della cilindrata del motore può essere strutturato con un *closed loop* in velocità e un *open loop* sull'accelerazione in cui entrambe le logiche interagiscono tra loro in maniera simile a quanto accade per l'attuatore idraulico verticale.

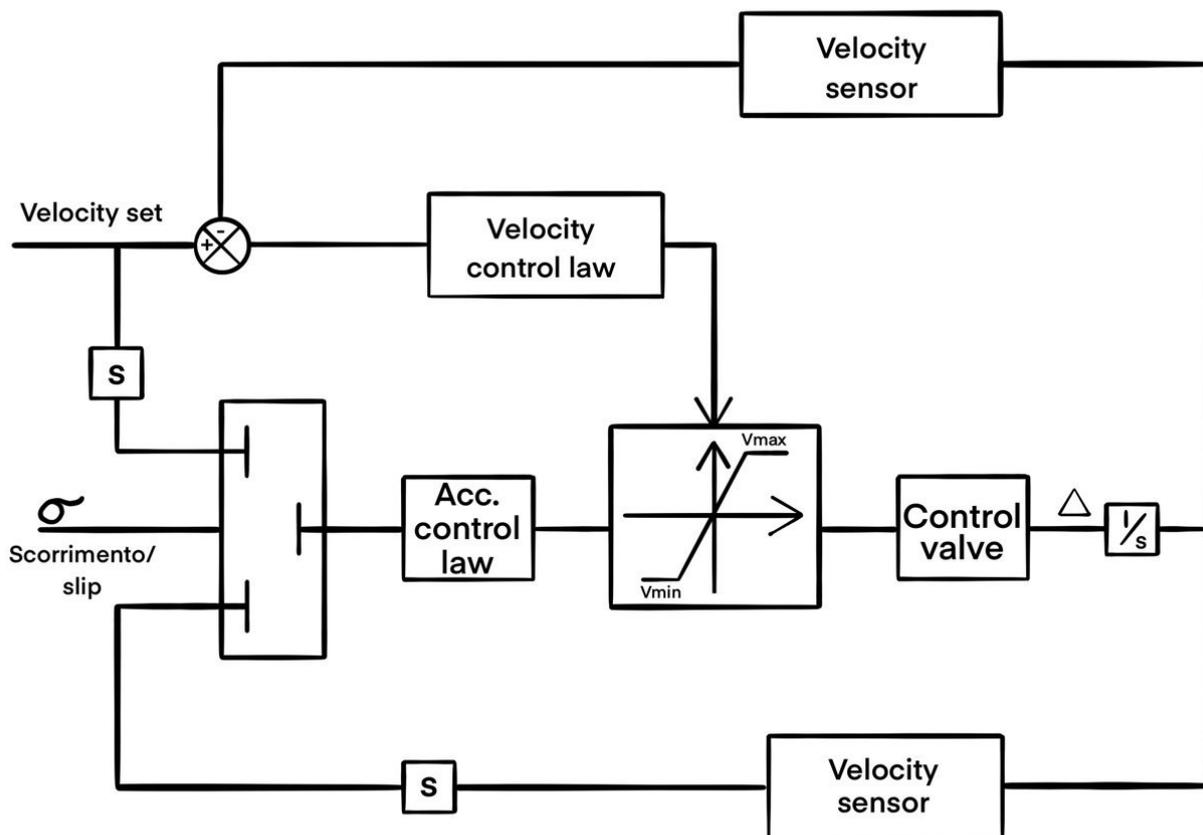


Figura 16: Logica controllo cilindrata motore.

Nel *closed loop* in velocità viene fornito un set di comando con saturazione sulla condizione di velocità massima; attraverso un controllore a componente proporzionale-integrativa si lavora sull'errore scaturito dal confronto con il feedback di velocità del trasduttore. Questo segnale viene utilizzato come limite di saturazione per l'anello aperto riguardante il comando di accelerazione o decelerazione del runway simulator: maggiore è l'errore del *closed loop* in velocità e maggiore sarà il limite di saturazione sulla tensione di comando all'attuazione che regola la cilindrata.

Bisogna distinguere il comportamento che si verifica durante la fase di accelerazione del runway simulator da quello durante la prova di frenata. Nella fase di accelerazione, contatto tra runway simulator e carrello non ancora avvenuto, il set di velocità sarà presumibilmente a rampa e con un errore al *closed loop* che rimarrà più limitato, in cui contemporaneamente il set di comando di accelerazione è la derivata prima nel tempo del set di velocità. Al verificarsi del contatto tra runway simulator e carrello il set di velocità viene annullato provocando un errore in modulo molto elevato sul *closed loop* mentre il set di decelerazione viene introdotto compiendo la derivata nel tempo del segnale di feedback di velocità. La condizione di switch da una casistica alla successiva è definita dal valore di *scorrimento* σ :

$$\sigma = \frac{v_{rs} - v_{wheel}}{v_{rs}} \quad (1.2)$$

v_{rs} velocità tangenziale del runway simulator, v_{wheel} velocità tangenziale dello pneumatico del carrello.

$$\sigma = 1 \rightarrow \text{no contatto} \quad , \quad \sigma < 1 \rightarrow \text{contatto}$$

Quando verrà affrontato nel *Capitolo 2* il dimensionamento dei componenti, potrebbe risultare non sufficiente l'inserimento di un singolo motore idraulico per la frenata, poiché la coppia massima richiesta per simulare l'energia cinetica di un velivolo di oltre 5 tonnellate è molto elevata. Nel caso non si trovasse a catalogo nessuna taglia di motore in grado di soddisfare da sola le richieste delle prove è fondamentale affrontare alcune scelte progettuali.

Si potrebbe pensare di formare un sistema con due motori idraulici di taglia analoga in parallelo o montati in asse. In questo modo uno di essi lavora in condizioni prossime al regime per ogni condizione di funzionamento mentre l'altro possa fornire prestazioni di boost qualora si voglia simulare condizioni di carico più gravose. La scelta della medesima taglia per i motori in parallelo deriva dal fatto che si vuole evitare il fenomeno di *force fighting*, dove il motore più lento diventa di natura resistente e viene trascinato in rotazione dall'altro. All'interno dell'unità di controllo verrebbe aggiunta unicamente la possibilità di comandare in tensione il motore di boost oltre un valore limite di decelerazione per il primo motore.

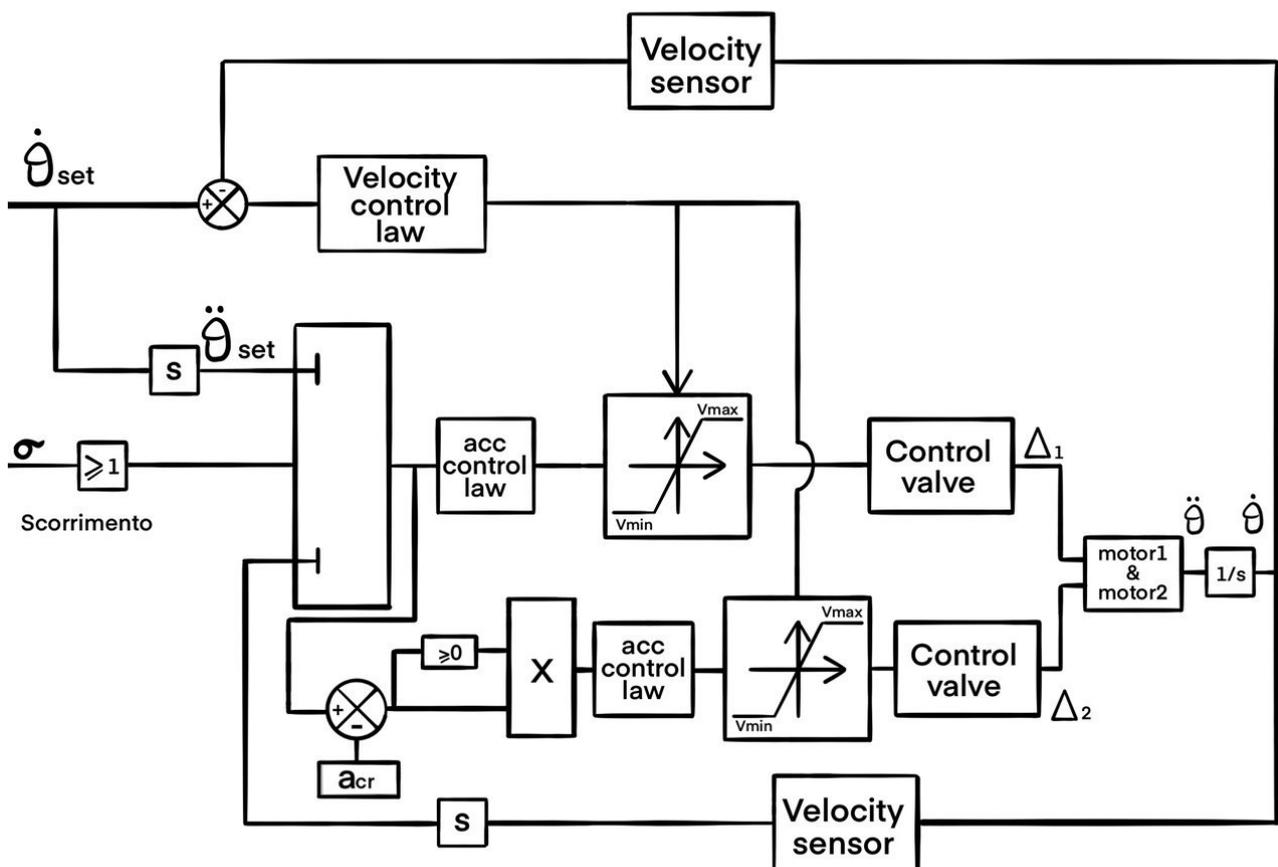


Figura 17: Logica di controllo soluzione con motore di boost.

La seconda soluzione possibile è quella di far lavorare in ogni istante della prova i due motori idraulici con le medesime condizioni di funzionamento. In questo modo si evitano le dinamiche transitorie che tendono a manifestarsi in seguito al comando di accensione del motore aggiuntivo. Sicuramente questa seconda soluzione è meno congeniale dal punto di vista della potenza spesa, per cui è da valutare in fase di simulazione se l'accensione del secondo motore per far fronte ad una richiesta di coppia resistente maggiore non influisca negativamente sulla risposta del sistema.

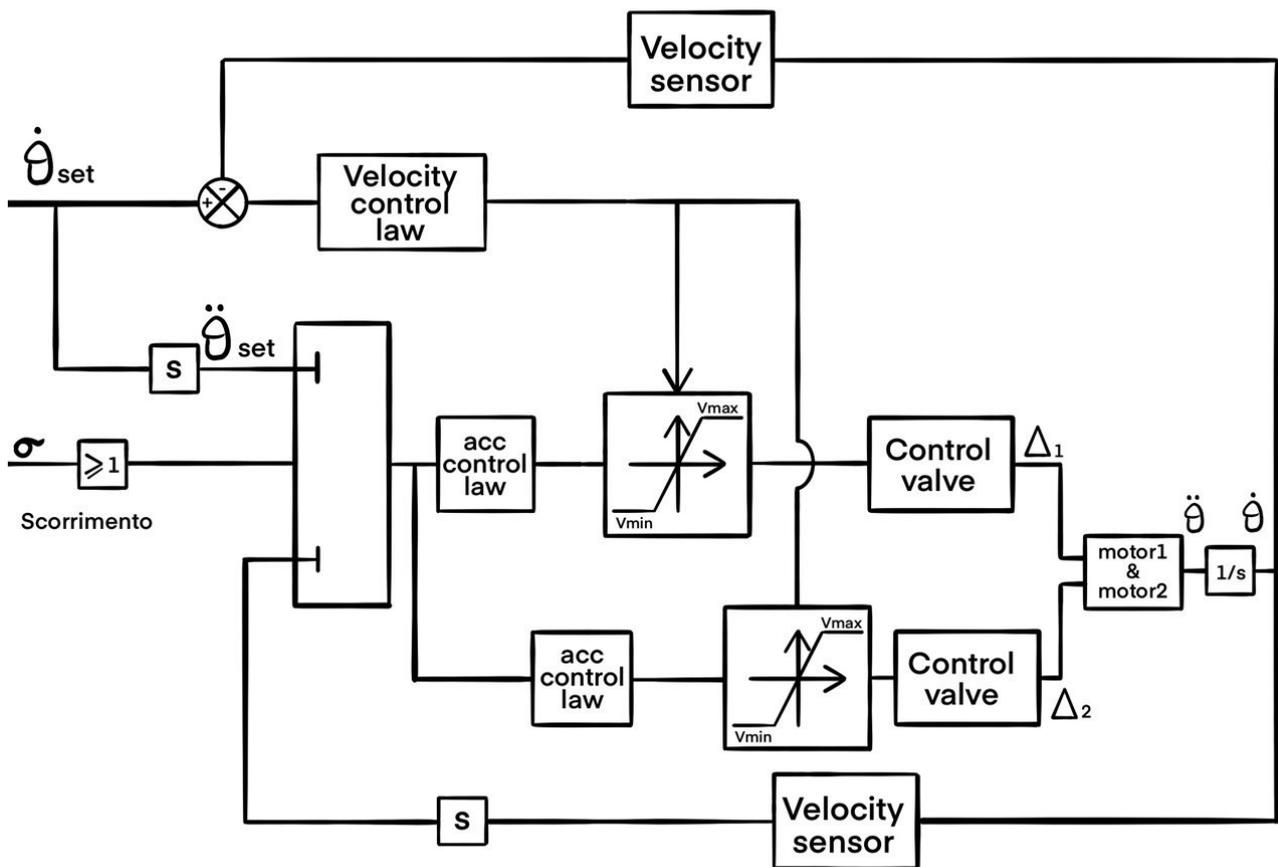


Figura 18: Logica di controllo soluzione motori uguali.

Esiste infine una terza opzione, ovvero quella di mantenere un singolo motore idraulico di taglia inferiore e di interfacciarlo al runway simulator con un riduttore di velocità. Questa scelta può soddisfare in termini di coppia la richiesta delle prove di validazione ma dall'altro lato può generare problematiche meccaniche e idrauliche poiché il motore lavora a velocità angolari superiori: surriscaldamento freni di emergenza, portate di lavoro superiori,... A causa di queste motivazioni l'opzione 3 è stata scartata dal principio.

1.2.4 POMPA IDRAULICA A CILINDRATA FISSA

Il motore idraulico necessita di aver a disposizione fluido in pressione e questo è possibile grazie alla pompa a cilindrata fissa. Rispetto al motore idraulico la pompa non necessita di avere una taglia considerevole poiché è pensata per un utilizzo limitato e in particolare per andare a riempire un accumulatore durante la fase di accelerazione del runway simulator. Durante questa fase la portata richiesta al motore idraulico è limitata poiché non è indispensabile un'accelerazione rapida del runway simulator, per cui la pompa può fornire una portata di fluido maggiore rispetto a quella necessaria per erogare coppia motrice aumentando così la capienza dell'accumulatore.

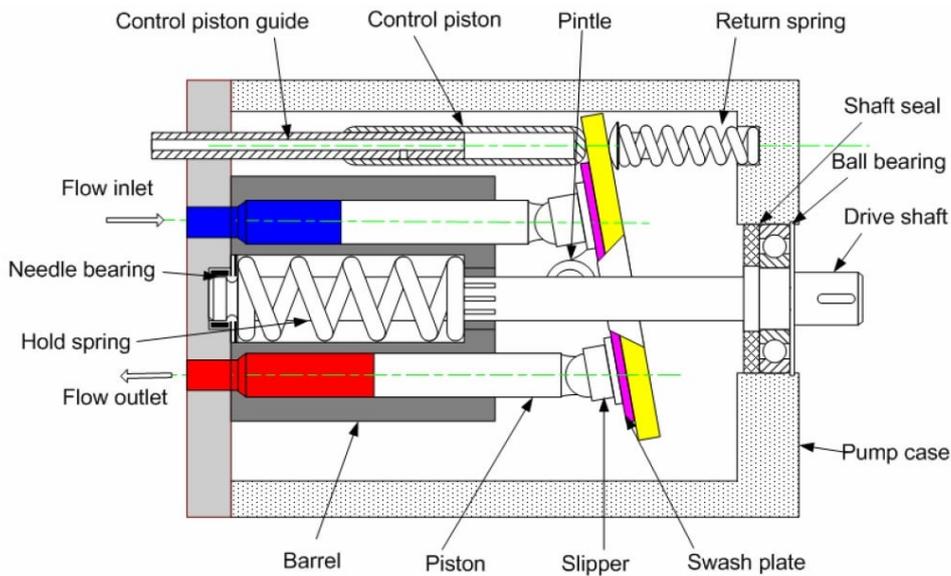


Figura 19: Sezione pompa con piastra swashplate.

Poiché per riempire l'accumulatore è richiesto uno specifico valore di portata, la pompa viene comandata in velocità con l'ausilio di un motore elettrico e può mantenere una cilindrata fissa. Si può ipotizzare di scegliere una tipologia di pompa a pistone assiale con piastra *swashplate* (Figura 19) e mantenerne l'angolo di inclinazione β_{pump} rispetto alla verticale costante. Analogamente a quanto accadeva nel motore idraulico *Bent Axis*, l'angolo di inclinazione β_{pump} dello swashplate rispetto alla verticale è necessario per avere una corsa utile dei pistoni in quanto lo *swashplate* è solidale all'albero motore e trascina con sé gli estremi dei pistoni che sono costretti a ruotare con il suddetto angolo di inclinazione; il movimento relativo dei pistoni rispetto al cilindro è a tutti gli effetti un movimento alternativo.

Nella Figura 19 è possibile riconoscere gli elementi che contraddistinguono la pompa:

- Albero motrice (*drive shaft*);
- *Swashplate*;
- *Slipper*, per il vincolo dei pistoni allo swashplate;
- Perno tra *swashplate* e albero motore (*pintle*);
- Pistoni;
- Cilindro o *barrel*;
- Molla di mantenimento;
- Sistema idraulico di controllo dell'angolo β (non utilizzato essendo cilindrata fissa);
- Supporti cuscinetto (*bearing*);
- Tenute (*seal*);
- Scatola di contenimento (*pump case*).

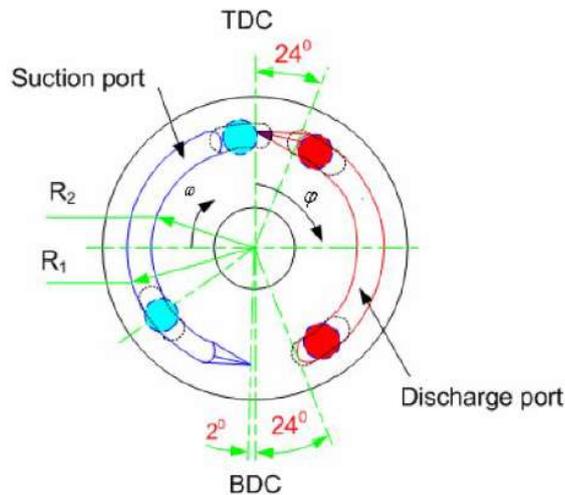


Figura 20: Sezione Valve plate.

Il ciclo caratteristico di ogni pistone viene rappresentato nella *Figura 20*. In corrispondenza del *BDC* il pistone è alla corsa minima e si apre gradualmente una luce di passaggio verso la porta di aspirazione, una portata di fluido entra all'interno del pistone. Man mano il volume complessivo della camera aumenta a causa della rotazione imposta dal motore elettrico fino a raggiungere un massimo in corrispondenza del *TDC* dove viene chiusa la luce di passaggio verso l'aspirazione e pochi angoli di rotazione dopo la camera del pistone viene fatta interagire con il port di scarico. Il volume accumulato in precedenza viene espulso dalla camera con un valore di pressione superiore a quello in aspirazione secondo la legge di continuità di flusso alla camera e in dipendenza dal carico presente a valle della pompa.

$$\sum Q_{in} - \sum Q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{B} \frac{dp}{dt} \quad (1.3)$$

La presenza di organi mobili e quindi di giochi tra i componenti idraulici fanno sì che si debba considerare la presenza di portate di *leakage* dovute alla differenza di pressione tra ambienti di lavoro e a pressione ambiente che riducono il rendimento idraulico della pompa. In fase di modellizzazione della pompa verrà considerato sia un fenomeno di perdita localizzato tra i pistoni e il cilindro di contenimento e sia un fenomeno di sostentamento idrodinamico tra *valve plate* e cilindro dovuto ai giochi e ad un effetto portante conseguente al passaggio di una portata. Il rendimento volumetrico della pompa potrebbe subire un decremento in corrispondenza di velocità di rotazione più elevate nonostante a livello teorico l'effetto dell'aumento di velocità accresce la portata generata in uscita alla pompa e, considerando unicamente *leakage* costante per effetto dei giochi e dipendente dalla differenza di pressione, migliora il valore di rendimento. Tutte le componenti di portata di fluido disperso all'interno del case devono poter essere espulse e recuperate al di fuori della pompa per evitare problematiche di accumulo (*Figura 21*).

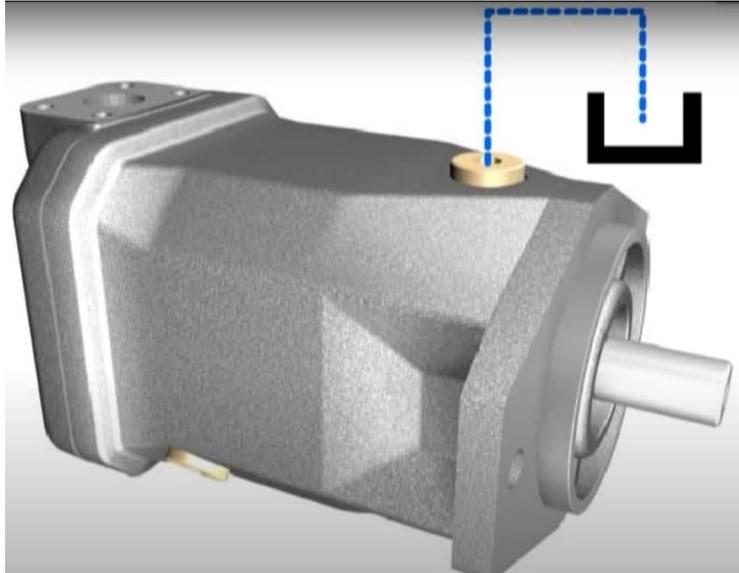


Figura 21: Recupero fluido disperso nel case.

La rotazione dell'albero motrice, necessaria per la generazione di portata, viene affidata ad un motore elettrico controllato in *closed loop* sulla velocità per mezzo di opportuni trasduttori di velocità. Non è possibile effettuare un controllo in *closed loop* sul valore di portata poiché i flussimetri presenti in commercio non lavorano ottimamente in condizioni dinamiche, per cui onde evitare errori di accuratezza, tagli a bassa frequenza e ritardi nel riportare il valore di portata si preferisce agire con un controllo in velocità. Lo schema che rappresenta il sistema viene riportato in Figura 22.

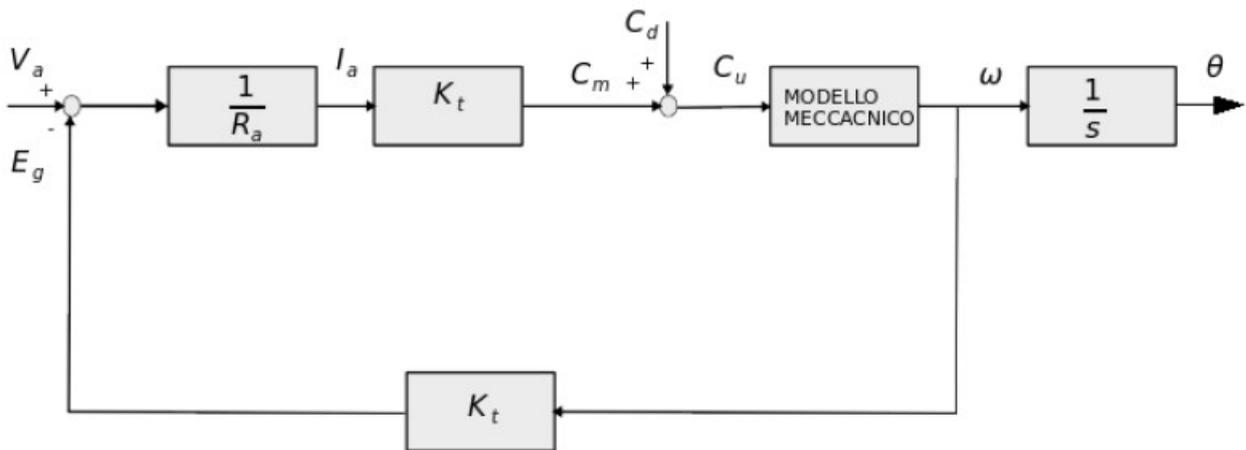


Figura 22: Closed loop controllo velocità pompa.

Poiché non è presente alcun polo nell'origine all'interno del *closed loop* il controllore deve disporre di un integratore puro in modo da continuare ad integrare l'errore nel tempo ed evitare così instabilità ed errori sulla componente di velocità a regime. Ciascun membro dello schema a blocchi verrà affrontato nel dettaglio tramite le equazioni caratteristiche nel *Capitolo 4*.

1.2.5 ACCUMULATORE

L'accumulatore svolge all'interno del circuito idraulico il compito di disaccoppiare le portate che arrivano dall'elemento pompa e le portate che devono proseguire verso il motore idraulico. E' contraddistinto da una capienza massima notevole per cui è in grado di poter fornire fluido per un'intera prova di frenatura senza svuotarsi completamente; in questo modo durante il processo di accelerazione del runway simulator la pompa è in grado di riportare la massima capienza nonostante una piccola portata venga comunque fornita al motore.

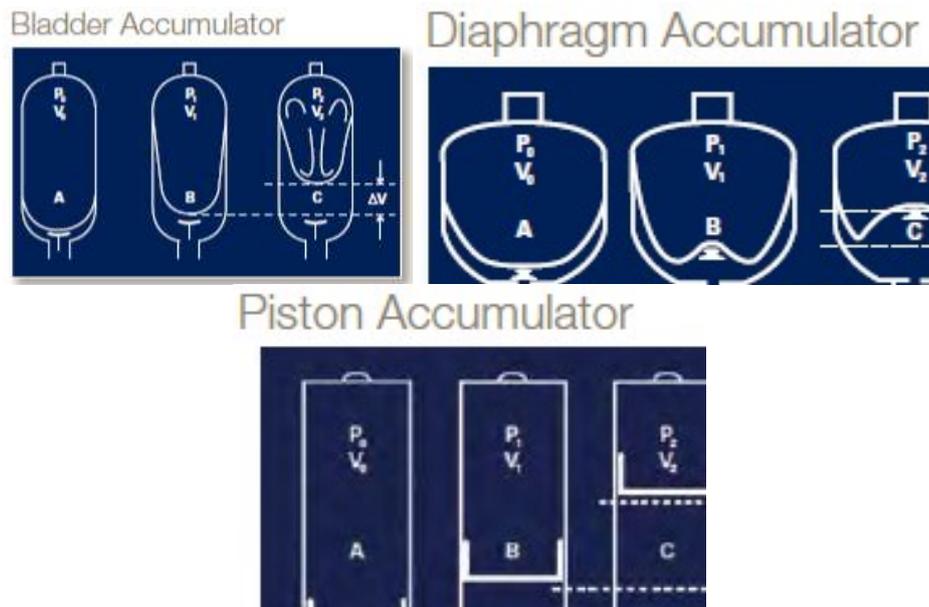


Figura 23: Tipologie accumulatore ad alta pressione.

In Figura 23 sono riportate alcune tipologie di accumulatore che possono essere utilizzate all'interno del banco prova in seguito ad una opportuna selezione da catalogo. Per ogni tipologia l'ingresso di fluido provoca un aumento del volume disponibile agendo su una membrana o un pistone andando a comprimere un volume di gas in pressione appartenente alla camera opposta. La pressione di equilibrio del gas è il parametro che indica il valore minimo di pressione del fluido per cui si verifica un riempimento all'interno dell'accumulatore, secondo l'equilibrio sull'elemento mobile:

$$p_{gas} * S_1 = p_{oil} * S_2 \quad (1.4)$$

Tuttavia il valore di pressione del fluido non può salire oltre un certo limite altrimenti si rischierebbe di incorrere in cedimenti del case esterno al serbatoio con conseguente fuoriuscita incontrollata di fluido ad alta pressione. Per cui vengono predisposti alcuni elementi di sicurezza come la regolatrice di pressione (Figura 24) a monte e di una valvola a comando elettronico per lo scarico immediato dell'accumulatore.

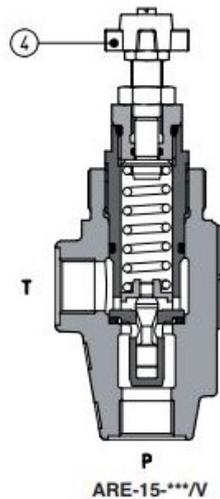


Figura 24: limitatrice pressione.

Durante la procedura di frenata del carrello l'accumulatore fornisce portata di olio al motore idraulico e conseguentemente si evidenzia una riduzione del volume nella camera principale. Lo spostamento dell'elemento mobile per ridurre tale volume potrebbe non garantire al fluido in uscita un valore di pressione coincidente a quello statico di accumulo. Bisogna tener conto di tale fenomeno nella regolazione della cilindrata motore, poiché la coppia generata è direttamente proporzionale al salto di pressione che si sviluppa tra monte e valle del motore.

1.2.6 ELEMENTI DI AUSILIO AL FUNZIONAMENTO

Nel *Paragrafo 1.2.5* si è accennato alla presenza di elementi secondari come la valvola regolatrice di pressione e la valvola di scarico rapido per poter evitare problematiche e possibili eventi catastrofici all'elemento accumulatore. All'interno dello schema circuitale sono presenti inoltre altri due elementi molto importanti come il filtro con bypass e la valvola di non ritorno.

La valvola di non ritorno o anche detta *check valve* (Figura 25) è interposta tra serbatoio ad alta pressione e pompa idraulica e serve ad evitare che si generi una portata di fluido contraria al percorso pompa-serbatoio, in particolare nel caso in cui la pompa si ritrovasse in condizioni di pompaggio e richiamasse fluido dalla mandata in modo contrario al principio di funzionamento.

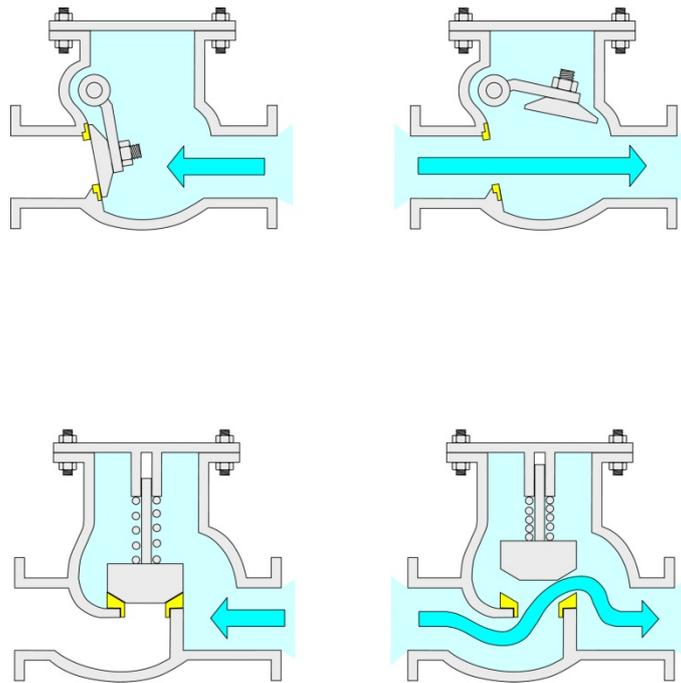


Figura 25: Valvola non ritorno.

Il filtro (Figura 26) invece è utilizzato per poter ripulire il fluido da impurità o sporcizia che si accumula nel corso dei cicli di lavoro. Questo evita un accumulo non controllato negli elementi più sensibili del circuito idraulico come le valvole, la pompa o il motore idraulico le cui prestazioni degraderebbero con maggiore velocità nel tempo. E' necessario rigenerare o sostituire il filtro periodicamente per evitare che si intasi e causi problematiche nel passaggio del fluido; per precauzione viene predisposto un elemento di bypass costituito da una valvola non ritorno con un minimo di precarico in modo da evitare il passaggio di portata in condizioni normali, ma qualora la resistenza dovuta all'accumulo di particelle nel filtro superi quella del precarico viene permesso il passaggio di portata attraverso l'orifizio sino alla risoluzione della problematica.

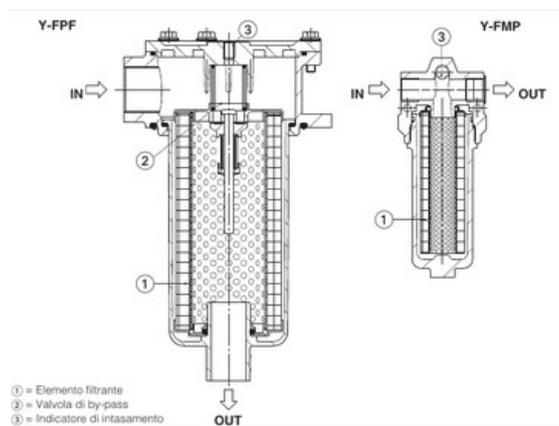


Figura 26: Filtro.

Il posizionamento del filtro può essere oggetto di discussione in fase di progettazione. Una prima soluzione (Figura 27) può essere quella di inserire il filtro a monte della pompa in modo da proteggere da eventuali accumuli di sporco gli elementi mobili presenti all'interno. Tuttavia questa soluzione può risultare non

raccomandabile poiché il passaggio di fluido all'interno del filtro provoca una caduta di pressione intensificando quindi il rischio di cavitazione all'ingresso dell'elemento pompa.

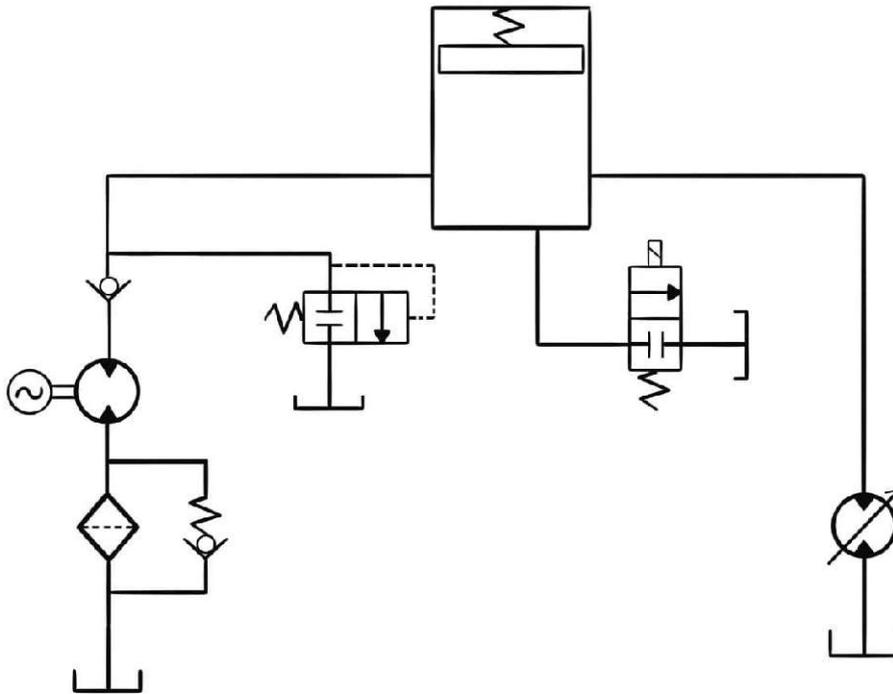


Figura 27: Filtro posizionato a monte della pompa.

La seconda soluzione prevede di inserire il filtro a valle della pompa (Figura 28). In questa casistica il filtro non riesce a salvaguardare la pompa dal possibile sporco presente nell'olio ma viene in parte scongiurato il più pericoloso problema della cavitazione. In base a ciò e al fatto che tutti gli altri elementi si trovano a valle del filtro con bypass questo tipo di soluzione risulta preferibile.

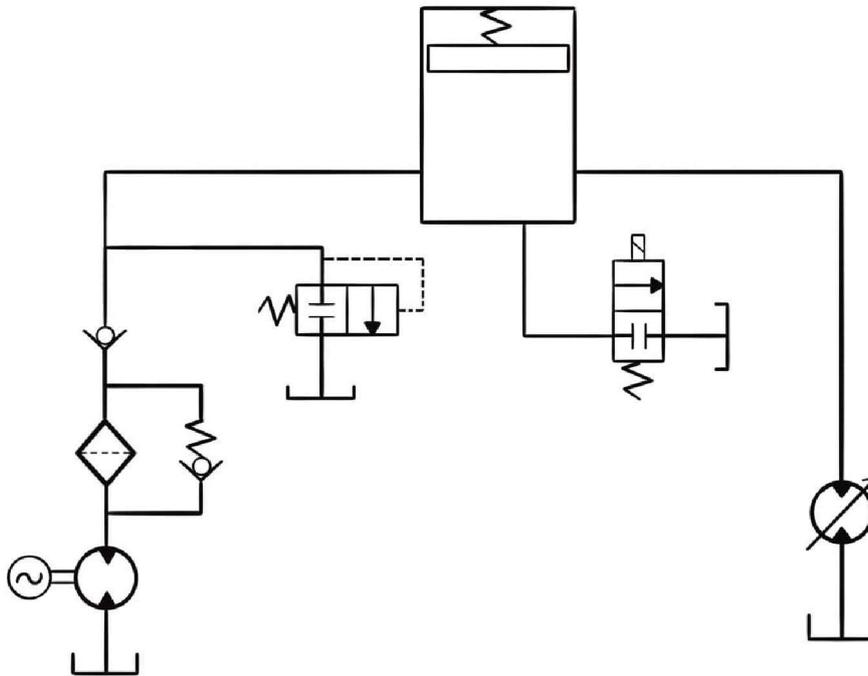


Figura 28: Filtro posizionato a valle della pompa.

1.2.7 PREGI E PROBLEMATICHE PER QUESTA CONFIGURAZIONE

La sostituzione dei dischi d'inerzia con il motore idraulico a cilindrata variabile incide positivamente sulla tipologia di prove a banco che si possono effettuare. La possibilità di variare la cilindrata del motore e di conseguenza la coppia applicata al runway simulator permette di simulare condizioni di frenata più o meno estreme, accrescendo o diminuendo il valore di coppia al freno, oppure condizioni di carico del velivolo differenti. Esiste anche il vantaggio rispetto alla configurazione classica di poter accelerare il runway simulator fino alla velocità angolare desiderata attraverso lo stesso motore idraulico e con un'inerzia decisamente minore per via dell'assenza dei dischi, riducendo la potenza utilizzata per tale operazione.

Tuttavia l'introduzione di tutti gli elementi necessari al sostentamento del motore idraulico portano con sé inevitabilmente qualche problematica. In primo luogo per ottenere coppie in uscita rilevanti serve poter lavorare a pressioni molto alte, ordine dei 350 bar, per cui nascono delle problematiche di sicurezza. Questo discorso è rilevante in particolare per l'accumulatore che deve essere monitorato e accostato a opportuni elementi di sicurezza come valvole regolatrici di pressione e scarico rapido. Sia la pompa che il motore idraulico sono sicuramente affetti da portate di fluido disperso e coppie di attrito che ne riducono inevitabilmente il rendimento idraulico e il rendimento meccanico, ma anche le tubazioni pompa-

accumulatore e accumulatore-motore che trasportano il fluido introducono perdite di carico che riducono l'efficienza del sistema. Infine si deve prestare attenzione a evitare un surriscaldamento elevato del fluido idraulico durante il passaggio nelle camere del motore idraulico che porterebbe alla sua degradazione.

CAPITOLO 2: DIMENSIONAMENTO COMPONENTI

Prima di procedere alla costruzione del modello del circuito idraulico da implementare a quello del banco prova, è risultato necessario svolgere un dimensionamento dei tre componenti fondamentali: motore a cilindrata variabile, della pompa a cilindrata fissa e dell'accumulatore di fluido.

2.1 DIMENSIONAMENTO MOTORE IDRAULICO

Si è partiti inizialmente dai parametri che vengono richiesti per il regolare funzionamento del runway simulator:

Tabella 1: Richieste banco prova.

tempo fase accelerazione runway simulator [s]	600
velocità massima tangenziale [knt]	140
Decelerazione max tangenziale [m/s ²]	3

Sono noti anche i parametri geometrici del runway simulator, utili per il calcolo della massa, dell'inerzia e la conversione in velocità angolare massima e decelerazione angolare massima.

Tabella 2: Parametri geometrici runway simulator.

DIM.	pista	volano	mozzo	albero	TOTAL
R ext [m]	800	770	200	100	
R int [m]	770	200	100	0	
L [m]	400	30	400	600	
M [kg]	462	406	294	147	1716
I [kg*m ²]	285	129	7	1	550
N° [-]	1	2	1	1	

A questo punto sono stati calcolati tre valori di coppia che il cilindro deve possedere per simulare metà dell'inerzia del velivolo durante l'operazione di atterraggio e frenatura; questi tre valori sono stati ricavati variando la massa del velivolo tre volte per riprodurre condizioni di carico differenti, a parità degli altri parametri. Si tiene conto solo di metà dell'inerzia complessiva poiché si considera inizialmente equiparato il carico longitudinale di frenata che grava sui singoli carrelli.

Tabella 3: Masse caratteristiche dei velivoli.

massa velivolo [kg]	5511	6613	7715
---------------------	------	------	------

$$F_{in} = m_v * a_{max} \quad (2.1)$$

$$E_k = \frac{1}{2} * m_v * v_{max}^2 = \frac{1}{2} * I_s * \omega_{max}^2 \quad (2.2)$$

$$C_{rs} = I_s * \dot{\omega}_{max} \quad (2.3)$$

$$t_{stop} = \frac{\omega_{max}}{\dot{\omega}_{max}} \quad (2.4)$$

Tabella 4: Calcoli fase di decelerazione.

Fase Decelerazione/Frenata			
	Massa = 5511 kg	Massa = 6613 kg	Massa = 7715 kg
Forza inerzia singola ruota (F_{in}) [N]	8266.5	9919.5	11572.5
Energia Cinetica iniziale (E_k) [J]	7146653	8575724	10004796
Rotazione angolare iniziale (ω_{max}) [rad/s]	90.03	90.03	90.03
Rotazione angolare iniziale [rpm]	859.7	859.7	859.7
Inerzia simulata (I_s) [kg*m ²]	1763.5	2116.2	2468.8
Dec. angolare Cilindro ($\dot{\omega}_{max}$) [rad/s ²]	3.75	3.75	3.75
Coppia richiesta (C_{rs}) [Nm]	4550.99	5873.39	7195.79
Tempo arresto runway simulator (t_{stop}) [s]	24.01	24.01	24.01

La fase di accelerazione del cilindro invece non dipende dalla massa del velivolo da simulare poiché non c'è contatto tra cilindro e runway simulator. Il motore idraulico deve vincere unicamente l'inerzia del runway simulator (I_{rs}).

$$\dot{\omega}_{acc} = \frac{\omega_{max}}{t_{acc}} \quad (2.5)$$

$$C_{acc} = I_{rs} * \dot{\omega}_{acc} \quad (2.6)$$

Tabella 5: Calcoli fase di accelerazione.

Fase Accelerazione	
Acc. angolare Cilindro ($\dot{\omega}_{acc}$) [rad/s ²]	0.15
Coppia richiesta (C_{acc}) [Nm]	82.51

Una volta calcolato l'ordine delle coppie in gioco è possibile compiere delle scelte di primo tentativo per quanto riguarda la taglia del motore idraulico da scegliere. Le prestazioni in termini di coppia generata dal singolo motore seguono l'espressione:

$$T = \frac{V * \Delta p * \eta_m}{20 * \pi} [Nm] \quad (2.7)$$

Motori idraulici di cilindrata V [cm³] elevata e che lavorano a pressioni [bar] alte sono in grado di erogare coppie molto alte. Le coppie richieste nei tre casi a massa differente sono di ordine molto elevato (Tabella 4) e si è deciso per cui di lavorare a pressioni molto spinte:

Tabella 6: Pressioni di esercizio.

Pressione max [bar]	350
Pressione nominale [bar]	310

Con questa scelta è stato possibile determinare su cataloghi *Bosch Group* differenti motori idraulici del tipo *Bent Axis* che lavorano su tali livelli di pressione e che con le opportune configurazioni di lavoro soddisfano le richieste di coppia nelle tre condizioni di carico.

2.1.1 CONDIZIONE DI CARICO 1: MASSA = 5511 Kg

Dalla *Tabella 4* si evidenzia come la richiesta di coppia nel caso più critico della condizione di carico 1 sia intorno ai 4550 Nm.

Bosch Group all'interno del proprio catalogo¹ propone motori idraulici *Bent Axis A6VM Series 63*, i cui dati tecnici sono presenti in *Figura 29*. Tali motori riescono a lavorare con differenze di pressione fino a 400 bar e rientrano nei limiti imposti in precedenza (pressione max di 350 bar).

Technical data

Size		NG	28	250	355	500	1000	
Geometric displacement, per revolution ¹⁾	$V_{g \max}$	cm ³	28.1	250	355	500	1000	
	$V_{g \min}$	cm ³	0	0	0	0	0	
	$V_{g x}$	cm ³	18	205	300	417	1000	
Maximum rotational speed ²⁾ (while adhering to the maximum permissible inlet flow)	at $V_{g \max}$	n_{nom}	rpm	5550	2700	2240	2000	1600
	at $V_{g} < V_{g x}$ (see diagram on page 8)	n_{max}	rpm	8750	3300	2650	2400	1600
	where $V_{g 0}$	n_{max}	rpm	10450	3300	2650	2400	1600
Inlet flow ³⁾	at n_{nom} and $V_{g \max}$	$q_{v \max}$	l/min	156	675	795	1000	1600
Torque	at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 400$ bar	T	Nm	179	-	-	-	-
	at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 350$ bar	T	Nm	157	1391	1978	2785	5571
Rotary stiffness	$V_{g \max}$ to $V_{g}/2$	c_{min}	kNm/rad	6	60	75	115	281
	$V_{g}/2$ to 0 (interpolated)	c_{min}	kNm/rad	18	181	262	391	820
Moment of inertia for rotary group		J_{IW}	kgm ²	0.0014	0.061	0.102	0.178	0.55
Maximum angular acceleration		α	rad/s ²	47000	10000	8300	5500	4000
Case volume		V	l	0.5	3.00	5.0	7.0	16.0
Weight approx.		m	kg	16	100	170	210	430

Figura 29: Dati tecnici motore idraulico.

Tra quelli presenti in *Figura 29* la scelta ricade inevitabilmente sul motore a cilindrata 1000 cm³. Ad una pressione nominale di 310 bar il motore alla massima cilindrata disponibile è in grado di erogare una coppia di 4835 Nm, al di sopra del caso limite di 4550 Nm richiesto. Per questa casistica per cui sarebbe accettato utilizzare unicamente il motore size 1000 *A6VM Series 63* (*Figura 30*).

¹ "Axial piston variable motor, A6VM Series 63, Europe", Rexroth Bosch Group, 05/2016.

Dimensions, sizes 1000

HD1, HD2 – Proportional control, hydraulic

HZ – Two-point control, hydraulic

Port plate 2 – SAE working ports A and B lateral, opposite

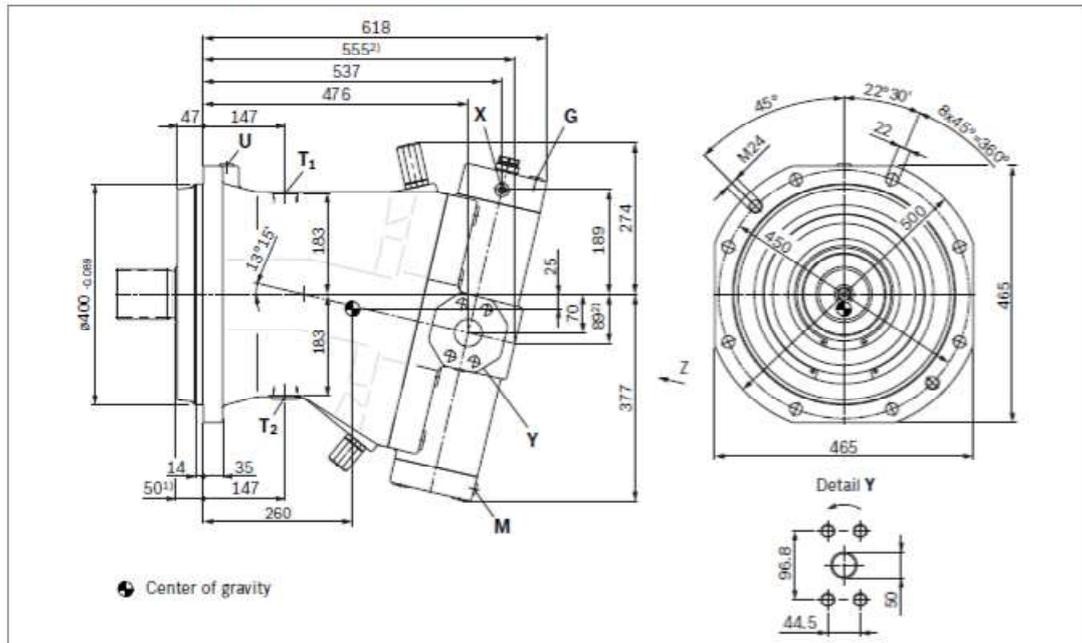


Figura 30: Disegno tecnico del motore size 1000.

Attraverso la richiesta di coppia ed il salto di pressione monte-valle è possibile calcolare la cilindrata effettivamente utilizzata, mentre il numero di giri segue la legge di velocità angolare del runway simulator.

$$T = \frac{V_g * \Delta p * \eta_m}{20 * \pi} \quad [Nm] \quad (2.8)$$

$$n = \frac{Q_v * 1000 * \eta_v}{V_g} = n_{rs} \quad [rpm] \quad (2.9)$$

$$Q_v = \frac{V_g * n}{1000 * \eta_v} \left[\frac{l}{min} \right] \quad (2.10)$$

$$P = \frac{2\pi * T * n}{60000} \quad [kW] \quad (2.11)$$

$$\eta_v = 0.98 ; \eta_m = 0.97 \quad (2.12)$$

Tabella 7: Prestazione motore idraulico.

Giri motore iniziali (n) [rpm]	859.7
Cilindrata sfruttata (V _g) [cm ³]	941.23
Portata (Q _v) [l/min]	825.7
Coppia richiesta (T) [Nm]	4550.99
Potenza utilizzata (P) [kW]	409.71

2.1.2 CONDIZIONE DI CARICO 2: MASSA = 6613 Kg

Per questa casistica la richiesta massima in termini di coppia equivale a circa 5873 Nm. Ponendosi in una condizione conservativa con pressione di monte a 310 bar il singolo motore idraulico a cilindrata 1000 cm³ non è in grado di arrivare a tale valore, per cui è necessario adottare una configurazione alternativa.

La prima soluzione può essere quella di inserire tra motore idraulico e albero del runway simulator un riduttore di coppia che ne intensifichi il modulo. Il rapporto di trasmissione τ viene dimensionato rapportando la richiesta di coppia al valore di coppia massimo raggiungibile con un salto di pressione di 310 bar a cilindrata massima.

Tabella 8: Prestazione motore con riduttore.

Coppia max $p=310$ bar [Nm]	4835.13
Coppia da garantire [Nm]	5873.34
Rapporto di trasmissione τ [-]	1.215
Giri motore [rpm]	1044.31
Cilindrata utilizzata [cm ³]	1000
Portata [l/min]	1065.62
Coppia al motore [Nm]	4835.13
Potenza [kW]	528.77

A livello di dimensionamento la scelta è fattibile, soddisfa sia in termini di coppia che di portata massima sfruttabile. Tuttavia una configurazione di questo tipo porta il motore idraulico a lavorare ad un numero di giri superiore quando si è lontani dalle condizioni critiche dettate dalla decelerazione massima raggiungibile. Questo comporta una spesa superiore di portata di fluido e quindi un successivo sovradimensionamento dell'accumulatore ad alta pressione.

In alternativa si è pensato di adottare una configurazione a motori idraulici in parallelo o serie. La logica con cui si è scelta tale soluzione è quella di far lavorare un singolo motore quando la decelerazione richiesta al runway simulator è minore di un determinato parametro soglia, mentre il surplus di coppia per decelerazioni maggiori viene conferito dal motore secondario.

Per evitare il fenomeno di *force fighting* i motori devono essere di taglia analoga evitando così che uno dei due venga trascinato e viceversa. Per cui la scelta è ricaduta su due motori analoghi *Bent Axis A6VM Series 63* di cilindrata 1000 cm³, mentre si è fissato il parametro soglia per l'attivazione del motore di boost ad una decelerazione tangenziale di 2 m/s².

Tabella 9: Prestazione motori combinati.

Motore 1: 1000 cm ³ cilindrata	
Coppia cilindro con decelerazione a 2 m/s ² [Nm]	3915.6
Coppia max a $p=310$ bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata [cm ³]	809.82
Portata [l/min]	710.41
Coppia [Nm]	3915.6
Potenza [kW]	352.51

Coppia rimanente fino a 3 m/s ² [Nm]	1957.8
Motore 2: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata[cm ³]	404.91
Portata [l/min]	355.21
Coppia [Nm]	1957.8
Potenza [kW]	176.26

2.1.3 CONDIZIONE DI CARICO 3: MASSA = 7715 Kg

Viene richiesta una coppia massima di 7196 Nm nella situazione di decelerazione massima. La configurazione con motori a cilindrata 1000 cm³ in parallelo rimane in grado di soddisfare tale richiesta intervenendo sul valore di cilindrata sfruttata.

Tabella 10: Prestazione motori combinati.

Motore 1: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia cilindro con decelerazione a 2 m/s ² [Nm]	3915.6
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata [cm ³]	992.16
Portata [l/min]	870.36
Coppia [Nm]	4797.2
Potenza [kW]	431.88
Motore 2: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata[cm ³]	496.08
Portata [l/min]	652.77
Coppia [Nm]	2398.6
Potenza [kW]	323.91
Motore 1: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia cilindro con decelerazione a 2 m/s ² [Nm]	3915.6
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata [cm ³]	992.16
Portata [l/min]	870.36
Coppia [Nm]	4797.2
Potenza [kW]	431.88
Motore 2: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata[cm ³]	496.08
Portata [l/min]	652.77
Coppia [Nm]	2398.6
Potenza [kW]	323.91
Motore 1: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia cilindro con decelerazione a 2 m/s ² [Nm]	3915.6
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata [cm ³]	992.16
Portata [l/min]	870.36
Coppia [Nm]	4797.2
Potenza [kW]	431.88
Motore 2: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata[cm ³]	496.08
Portata [l/min]	652.77
Coppia [Nm]	2398.6
Potenza [kW]	323.91
Motore 1: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia cilindro con decelerazione a 2 m/s ² [Nm]	3915.6
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata [cm ³]	992.16
Portata [l/min]	870.36
Coppia [Nm]	4797.2
Potenza [kW]	431.88
Motore 2: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata[cm ³]	496.08
Portata [l/min]	652.77
Coppia [Nm]	2398.6
Potenza [kW]	323.91
Motore 1: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia cilindro con decelerazione a 2 m/s ² [Nm]	3915.6
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata [cm ³]	992.16
Portata [l/min]	870.36
Coppia [Nm]	4797.2
Potenza [kW]	431.88
Motore 2: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata[cm ³]	496.08
Portata [l/min]	652.77
Coppia [Nm]	2398.6
Potenza [kW]	323.91
Motore 1: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia cilindro con decelerazione a 2 m/s ² [Nm]	3915.6
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata [cm ³]	992.16
Portata [l/min]	870.36
Coppia [Nm]	4797.2
Potenza [kW]	431.88
Motore 2: 1000 cm³ cilindrata	
Coppia max a p=310 bar [Nm]	4835.13
Giri motore [rpm]	859.7
Cilindrata utilizzata[cm ³]	496.08
Portata [l/min]	652.77
Coppia [Nm]	2398.6
Potenza [kW]	323.91

La tipologia di architettura con due motori 1000 cm³ in parallelo è in grado di gestire ciascuna delle condizioni di carico (un solo motore in azione qualora ci siano condizioni meno gravose), per cui viene proposta come soluzione definitiva all'interno del banco prova.

2.2 STIMA DELL'INCREMENTO DI TEMPERATURA DELL'OLIO IDRAULICO

Poiché il salto di pressione monte-valle, 350 bar nel caso massimo, ed il lavoro compiuto dal motore idraulico sono di ordine elevato si deve tener conto di un incremento della temperatura dell'olio idraulico durante il transito nel componente. La relazione che lega il salto di pressione all'incremento di temperatura è la seguente;

$$\Delta T_{oil} = \frac{(\Delta p_{mot})}{\rho_{oil} * c_{p,oil}} [^{\circ}K] \quad (2.13)$$

Tabella 11: Incremento temperatura fluido di esercizio.

Salto di pressione massimo (Δp_{mot}) [Pa]	350*10 ⁵
Densità media olio (ρ_{oil}) [kg/m ³]	920
Calore specifico olio ($c_{p,oil}$) [J/(kg*°K)]	1800
Incremento temperatura (ΔT_{oil}) [°K]	18.72

2.3 DIMENSIONAMENTO ACCUMULATORE

Per quanto riguarda l'elemento accumulatore di fluido sono fondamentali due parametri: pressione di riempimento e volume disponibile. La pressione massima di dimensionamento equivale ai 350 bar già fissati per il motore idraulico, mentre il volume complessivo dipende dal valore di portata che viene utilizzata per ogni operazione di accelerazione e frenata del runway simulator.

$$V_{dec} = \frac{Q_{max}}{2 * t_{stop}} [l] \quad (2.14)$$

$$V_{acc} = \frac{Q_{acc}}{t_{acc}} [l] \quad (2.15)$$

$$V_{p_310\ bar} = V_{acc} + V_{dec} [l] \quad (2.16)$$

$$V_{p_350\ bar} = V_{p_310\ bar} \frac{310}{350} [l] \quad (2.17)$$

Tabella 12: Richieste accumulatore in decelerazione.

Fase Decelerazione/Frenata	
Picco portata richiesta motore (Q_{max}) [l/min]	870.36
Tempo frenata (t_{stop}) [s]	24.01
Volume stimato richiesto p=310 bar (V_{dec}) [l]	174.13
Fase Accelerazione	
Portata richiesta motore (Q_{acc}) [l/min]	14.97
Tempo accelerazione (t_{acc}) [s]	600
Volume stimato richiesto p=310 bar (V_{acc}) [l]	149.71
Totale	
Volume complessivo richiesto a p=310 bar ($V_{p_310\ bar}$) [l]	323.84
Volume complessivo richiesto a p=350 bar ($V_{p_350\ bar}$) [l]	286.82

Ipotizzando un decremento proporzionale del volume di fluido con la pressione di esercizio, la capacità complessiva dell'accumulatore completamente carico a pressione massima di 350 bar deve essere superiore a 286.82 l.

Questo calcolo non tiene conto della portata di ricarica in arrivo pompa per cui, salvo il primo riempimento, la pompa non ha necessità di riempire completamente l'accumulatore poiché è presente un volume residuo ad ogni ciclo di lavoro.

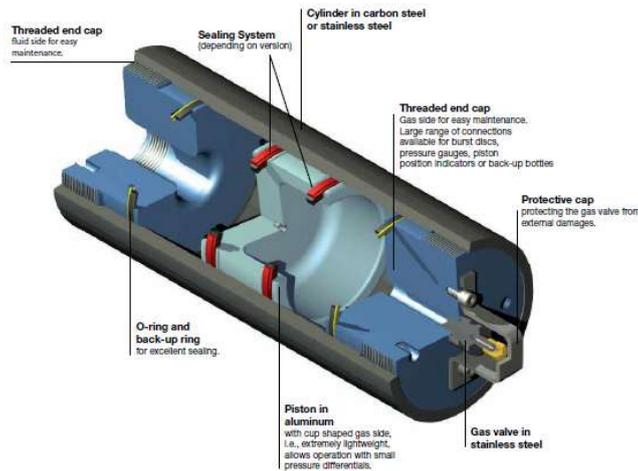


Figura 31: Accumulatore a pistone assiale.

All'interno del catalogo² per accumulatori in pressione appartenente all'azienda Parker è stato possibile individuare un accumulatore a pistone AP360 (Figura 31) che raggiungesse i 300 l di capacità e con pressione di esercizio massima a 350 bar.

Technical characteristics										Serie 250 Bar			Serie 350 Bar		
Model	Bore (mm)	Nominal Volume (Litres)	A	C	E	G" Port BSPP	F	L	Part number	Weight (K.G)	ø D (mm)	Part number	Weight (K.G)	ø D (mm)	
AP180	180	5	591	42	M16x2	G1.1/2	140	20	AP180EM06L2K	83	207	AP180EM06H2K	102	220	
	180	8	669						AP180EM08L2K	88		AP180EM08H2K	109		
	180	10	748						AP180EM10L2K	93		AP180EM10H2K	117		
	180	15	944						AP180EM15L2K	106		AP180EM15H2K	136		
	180	20	1141						AP180EM20L2K	119		AP180EM20H2K	155		
	180	25	1337						AP180EM25L2K	131		AP180EM25H2K	175		
	180	30	1534						AP180EM30L2K	143		AP180EM30H2K	194		
	180	40	1927						AP180EM40L2K	168		AP180EM40H2K	232		
	180	50	2320						AP180EM50L2K	193		AP180EM50H2K	270		
	180	60	2713						AP180EM60L2K	218		AP180EM60H2K	309		
180	80	3499	AP180EM80L2K	268	AP180EM80H2K	385									
AP250	250	30	1041	42	M22x2.5	G1.1/2	170	30	AP250EM03L2K	245	290	AP250EM03H2K	317	310	
	250	40	1245						AP250EM04L2K	271		AP250EM04H2K	359		
	250	50	1449						AP250EM05L2K	298		AP250EM05H2K	401		
	250	60	1652						AP250EM06L2K	325		AP250EM06H2K	442		
	250	80	2060						AP250EM08L2K	379		AP250EM08H2K	526		
	250	100	2467						AP250EM10L2K	432		AP250EM10H2K	609		
AP360	360	150	1557 (1)	N/A	M22x2.5	G1.1/2	304	45	AP360EM15L2K	539	407	AP360EM15H2K	803	436	
	360	180	2149 (1)						AP360EM18L2K	742		AP360EM18H2K	1083		
	360	200	2540 (1)						AP360EM20L2K	845		AP360EM20H2K	1264		
	360	250	3131 (1)						AP360EM25L2K	948		AP360EM25H2K	1445		
	360	300	3622 (1)						AP360EM30L2K	1051		AP360EM30H2K	1626		

Figura 32: Dati tecnici accumulatore.

² "Catalogue MSG10-4004/UK rev. 10", Parker Hannifin, Accumulator and Cooler Division Europe.

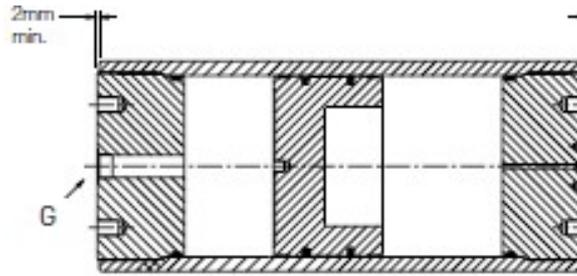


Figura 33: Sezione accumulatore.

2.4 DIMENSIONAMENTO POMPA CILINDRATA FISSA

Il dimensionamento della pompa è stato realizzato in stretta dipendenza con l'accumulatore. A causa delle esigenze a monte del circuito idraulico, anche per la pompa si vuole lavorare con un salto di pressione compreso tra i 310 e i 350 bar.

Se si ipotizza di iniziare ciascuna prova di frenata a banco con l'accumulatore a capacità massima si può calcolare il volume rimanente una volta verificato l'arresto del runway simulator.

$$V_{left} = V_{tot} - V_{dec} \text{ [l]} \quad (2.18)$$

Tabella 13: Richieste accumulatore in accelerazione.

Capacità accumulatore (V_{tot}) [l]	300
Volume stimato richiesto p=310 bar (V_{dec}) [l]	174.13
Volume rimanente post frenata (V_{left}) [l]	125.87

Ricavato il volume residuo all'accumulatore è possibile calcolare il volume e la portata media che la pompa deve garantire. L'operazione di riempimento viene effettuata contemporaneamente all'accelerazione del runway simulator e parte del volume introdotto viene reinvestito sul motore idraulico.

$$V_{pump_310_bar} = (V_{tot} - V_{left}) + V_{acc} \quad (2.19)$$

$$V_{pump_350_bar} = V_{pump_310_bar} * \frac{310}{350} \quad (2.20)$$

$$Q_{pump} = \frac{V_{pump_350_bar}}{t_{acc}} \quad (2.21)$$

Tabella 14: Richieste pompa in accelerazione.

Volume richiesto alla pompa p=310 bar ($V_{pump_310_bar}$) [l]	323.83
Volume richiesto alla pompa p=350 bar ($V_{pump_350_bar}$) [l]	286.82
Portata media alla pompa (Q_{pump}) [l/min]	28.68

Noto il valore di portata media richiesta si è ricercato un modello di pompa a cilindrata fissa a catalogo. All'interno degli articoli appartenenti alla *Kawasaki*³ è stata scelta una pompa a pistone assiale con piastra *swashplate* inclinata e cilindrata fissa del tipo K3VL (*Figura 34*)

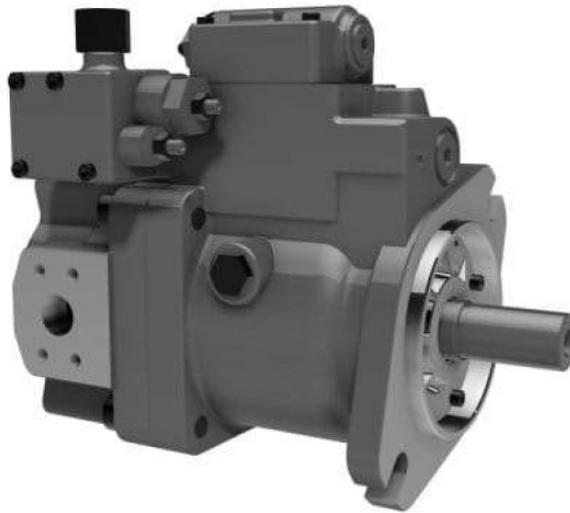


Figura 34: Pompa a pistoni assiali con swashplate a cilindrata fissa.

Le caratteristiche tecniche della pompa (*Figura 35*) permettono di raggiungere senza problemi la soglia di portata di riempimento all'accumulatore; talvolta è possibile incrementare la velocità di funzionamento qualora occorresse riempire l'intero serbatoio nella stessa unità di tempo o minore.

Pump Model		K3VL28	K3VL45	K3VL60	K3VL80	K3VL112	K3VL140	K3VL200	K3VL200H
Capacity	cc/rev	28	45	60	80	112	140	200	200
Pressure ratings	Rated	bar	310	250	300				
	Peak ^{*)}	bar	350	280	350				
Speed ratings	Self prime ^{*)}	rpm	3,000	2,700	2,400	2,400	2,200	1,900	2,200
	Max. boosted ^{*)}	rpm	3,600	3,250	3,000	3,000	2,700	2,500	2,200
Minimum operating speed	rpm	600							
Case drain pressure	Max. continuous	bar	1						
	Peak	bar	4						
Weight	kg	20	25	35	35	65	65	101	122
Case fill capacity	L	0.6	0.6	0.6	0.8	1.4	1.4	3.0	3.2
Temperature range	°C	-20 to 95							
Viscosity range	cSt	10 to 1,000 - viscosities greater than 200 will require a no load warm up							
Maximum contamination level		ISO/DIS 4406 18/15							

Figura 35: Dati tecnici pompa.

Tabella 15: Prestazioni pompa cilindrata fissa.

Portata richiesta alla pompa [l/min]	28.68
Giri pompa [rpm]	1045.28
Coppia alla pompa [Nm]	159.15
Potenza pompa [kW]	17.42

$$t_{min_carica_completa} = \frac{V_{tot}}{Q_{nom}} \quad [s] \quad (2.22)$$

³ "Swash-plate Axial Piston Pump, K3VL Series", Kawasaki, Precision Machinery Company.

Tabella 16: Carica completa.

Portata nominale pompa (Q_{nom}) [l/min]	82.32
Tempo minimo richiesto per la carica completa ($t_{min_carica_completa}$) [s]	218.66

2.5 DIMENSIONAMENTO TUBAZIONI

Ai fini della modellazione del circuito idraulico è utile andare a stimare il diametro delle tubazioni che accompagnano il fluido dalla pompa all'accumulatore e dall'accumulatore al motore idraulico.

Si considera come limite di velocità massima all'interno delle tubazione una velocità di 1.5 m/s. Per mezzo del valore di portata di riempimento della pompa e di portata media in decelerazione si dimensiona i rispettivi diametri necessari.

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * v_{max}}} [m] \quad (2.23)$$

Tabella 17: Grandezza tubazioni.

Velocità massima (v_{max}) [m/s]	1.5
Tubazioni pompa-accumulatore	
Portata richiesta [l/min]	28.68
Portata richiesta [m ³ /s]	4.78*10 ⁽⁻⁴⁾
Diametro tubo PA [m]	0.020
Tubazioni accumulatore-motore	
Portata media decelerazione [l/min]	870.36
Portata richiesta [m ³ /s]	0.145
Diametro tubo AM [m]	0.111

CAPITOLO 3: MODELLO DI ATTERRAGGIO E FRENATA DELL'AEROMOBILE

In questo capitolo viene affrontata l'implementazione della fase di atterraggio e frenata di un aeromobile su software di simulazione *Matlab Simulink*. L'obiettivo è quello di stimare tramite modello linearizzato 2D il parametro di forza normale scambiata tra il velivolo e la gamba del carrello affinché diventi il segnale di comando in forza per il sistema di movimentazione verticale del carrello una volta raggiunto il contatto tra pneumatico e runway simulator all'interno del banco prova *E-LISA*.

In prima battuta si è tentato di riprodurre il comportamento dell'aereo con equazioni di equilibrio alla rotazione, traslazione longitudinale e verticale con un modello di corpo rigido 2D dell'aereo nel piano di simmetria centrale della fusoliera. Successivamente si è provato invece a considerare il sistema verticale carrello-ruota (*leg-wheel*) come un sistema massa-molla-smorzatore 2D a due gradi di libertà, modello presumibilmente più attendibile e vicino al comportamento reale.

3.1 RICHIAMI DI MECCANICA DEL VOLO

Nella meccanica del volo l'intera fase di landing del velivolo viene suddivisa in 4 momenti:

- Discesa;
- Flare o richiamata;
- Rotazione
- Frenatura o rullaggio

Il modello matematico che si vuole mettere in piedi ha come output la forza normale scambiata tra carrello e superficie di atterraggio, quindi gli stadi di discesa e flare non vengono presi in considerazione essendo precedenti al contatto a terra.

La fase di rotazione (*Figura 36*) riguarda la manovra che viene compiuta a partire dal primo contatto dei carrelli principali posteriori con il terreno fino al completo atterraggio del velivolo con il carrello anteriore. In questo step il velivolo subisce una vera e propria rotazione relativa attorno al carrello posteriore, azzerando l'angolo definito dal piano perpendicolare a quello di simmetria passante per il baricentro e il piano della superficie di atterraggio.



Figura 36: Rotazione aereo.

La frenatura o rullaggio (*Figura 37*) avviene successivamente alla rotazione e quindi con tutti i carrelli a contatto col terreno. Una volta trovata stabilità con la superficie di atterraggio si procede a ridurre la componente cinetica dell'aereo agendo sugli aerofreni, su freni meccanici ai carrelli o invertendo la spinta del motore a seconda della tipologia di aereo che si sta considerando.



Figura 37: frenatura aereo.

Le forze aerodinamiche e non che sollecitano il velivolo durante le fasi di approccio alla pista ed atterraggio sono le seguenti:

- Forza peso del velivolo;
- Portanza e deportanza;
- Resistenza aerodinamica;

- Spinta motrice e forza frenante;
- Devianza.

La portanza è la forza in direzione verticale che la superficie alare riesce ad ottenere aerodinamicamente per poter vincere la componente gravitazione e permettere il volo. La sua controparte fisica è la deportanza che svolge invece il compito opposto generando una spinta a favore di gravità. Esistono delle specifiche superfici di volo, in particolare sulla coda, che possono essere controllate per generare deportanza ed equilibrare i carichi verticali agenti. Sui velivoli esistono due configurazioni possibili: la *configurazione stabile rilassata* oppure la *configurazione statica convenzionale*.

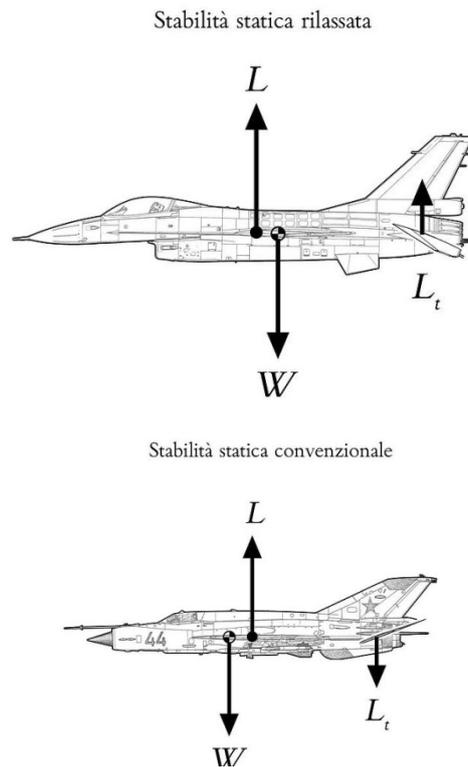


Figura 38: configurazione statica rilassata e configurazione statica convenzionale

Nella *configurazione statica convenzionale* il baricentro è prossimo al muso dell'aereo per cui l'ala regolabile di coda genera deportanza per equilibrare il momento della portanza delle ali principali, mentre nella *configurazione stabile rilassata* la posizione del baricentro è arretrata e l'ala di coda deve garantire una portanza.

L'espressione base che lega il modulo della portanza e della deportanza alle proprietà del velivolo è la seguente:

$$L = \frac{1}{2} \rho_{air} C_l A_w v_{aircraft}^2 \quad (3.1)$$

ρ_{air} è la densità dell'aria, A_w è il valore della superficie alare interessata, $v_{aircraft}$ è la velocità a cui viaggia il velivolo mentre C_l è il coefficiente aerodinamico di portanza che dipende dagli angoli aerodinamici, dal numero di Reynolds, dal numero di Mach di volo, ... C_l si può determinare tramite opportuni modelli matematici oppure per mezzo di prove empiriche in galleria del vento.

La resistenza aerodinamica è la componente di forza longitudinale che l'aria impone in direzione opposta al moto di un corpo tozzo che la attraversa. La forma dei velivoli è opportunamente pensata per essere affusolata e ridurre l'impatto in particolare ad alte velocità di percorrenza in crociera. Nella definizione di resistenza aerodinamica sono contenuti diversi contributi: resistenza per attrito dovuta agli sforzi tangenziali alle superfici di volo, resistenza per pressione dovuta agli sforzi normali, resistenza indotta dell'ala causata dalla generazione di portanza,... Si possono riunire i diversi contributi di resistenza aerodinamica in un'unica espressione per calcolarne il modulo con le medesime variabili in gioco dell'espressione della portanza, introducendo come area la superficie frontale al moto A_f e il coefficiente aerodinamico C_d di resistenza al moto.

$$D = \frac{1}{2} \rho_{air} C_d A_f v_{aircraft}^2 \quad (3.2)$$

La spinta motrice è la forza generata dal sistema propulsivo dell'aereo. In fase di atterraggio la spinta generata è ridotta poiché si richiede di arrestare il velivolo e talvolta, ove possibile, viene invertito il verso della spinta propulsiva per ridurre il tempo e lo spazio di frenata. La metodologia più diffusa per ottenere una forza frenante è però quello di comandare gli aerofreni e aumentare sensibilmente la resistenza al moto del velivolo. Diversamente accade nel caso dei velivoli di riferimento per il banco prova *E-LISA* in cui si attua una frenatura meccanica attraverso applicazione di coppia frenante ai due carrelli principali.

Infine la devianza è quella componente di forza che si genera ancora una volta per effetto aerodinamico trasversalmente al piano di simmetria dell'aereo. Poiché il modello è in due dimensioni proprio nel piano di simmetria dell'aereo questa componente è stata volutamente trascurata.

3.2 MODELLO 2D DI CORPO RIGIDO DEL VELIVOLO

Inizialmente è stato messo in piedi un modello 2D, sul piano di simmetria del velivolo, per la fase di atterraggio del velivolo considerando l'intero sistema come corpo rigido. Sono state scritte equazioni di equilibrio alla rotazione e lungo l'asse longitudinale sia per l'intero velivolo sia per i singoli carrelli diversificando tra rotazione e rullaggio. L'obiettivo è quello di riuscire a esprimere una relazione tra le forze agenti sul sistema e la dinamica rotazionale-longitudinale dell'aereo, e soprattutto determinare come output la dinamica verticale ai carrelli. In *Figura 39* viene riportata, in via parametrica, la distanza dal baricentro G di ogni componente interessato alla dinamica dell'aereo in modo da precisare il punto di applicazione delle forze aerodinamiche e non.

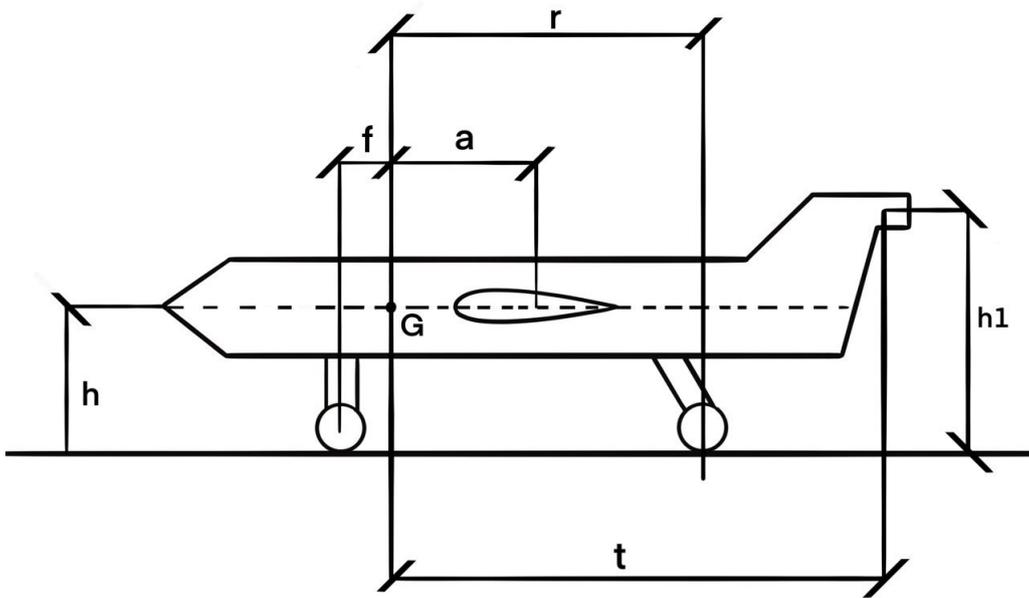


Figura 39: parametri geometrici aereo

3.2.1 ROTAZIONE

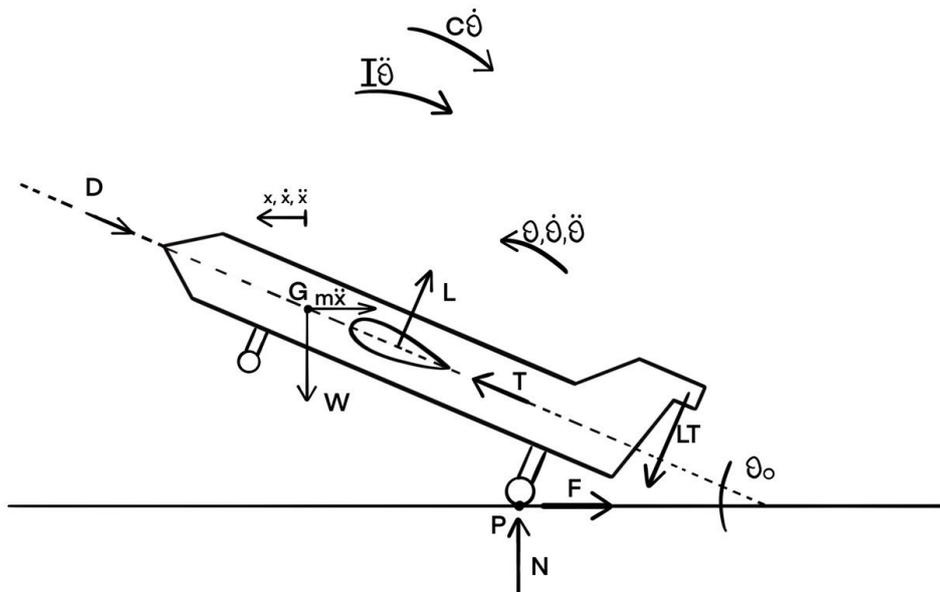


Figura 40: Corpo libero durante rotazione.

In *Figura 40* è schematizzato il diagramma di corpo libero con ogni forza agente sul velivolo in *configurazione statica convenzionale*. W rappresenta la forza peso applicata nel baricentro G , L

rappresenta la portanza sulla superficie alare, L_t la deportanza sulla superficie di volo di coda, T la spinta propulsiva dei motori, D la resistenza aerodinamica frontale, F e N la forza longitudinale e verticale al carrello principale, $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ la rotazione angolare e le sue derivate nel tempo, x, \dot{x}, \ddot{x} la traslazione longitudinale e le sue derivate nel tempo, m massa del velivolo, I inerzia alla rotazione del velivolo e c il coefficiente di smorzamento viscoso alla rotazione.

Si riporta l'equazione di equilibrio alla rotazione nel punto di contatto P con il terreno:

$$\begin{aligned} \textcircled{C} P) \quad I\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + L(r - a) + L_t(t - r) + m\ddot{x} \cos(\pi - \theta)h + m\ddot{x} \sin(\pi - \theta)r + W \sin(\pi - \theta)h + Dh \\ = W \cos(\pi - \theta)r + Th \quad (3.3) \end{aligned}$$

Si riporta l'equazione alla traslazione longitudinale e verticale:

$$\rightarrow) \quad m\ddot{x} + F + L \sin(\pi - \theta) - L_t \sin(\pi - \theta) + D \cos(\pi - \theta) - T \cos(\pi - \theta) = 0 \quad (3.4)$$

$$\uparrow) \quad N = W - (L - L_t) \cos(\pi - \theta) + T \sin(\pi - \theta) \quad (3.5)$$

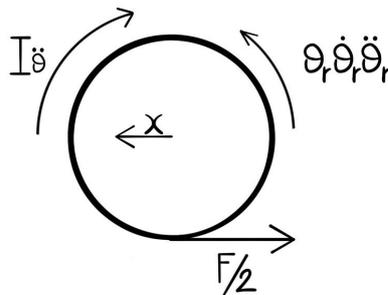


Figura 41: Corpo libero ruota durante rotazione.

A questo punto si è realizzato il diagramma di corpo libero (Figura 41) anche per i singoli carrelli principali così da risolvere l'incognita F . Si è ipotizzato anche in questo caso di considerare la ruota come corpo rigido così da legare univocamente l'accelerazione angolare delle ruote $\ddot{\theta}_r$ con l'accelerazione dell'aereo. I_w è l'inerzia alla rotazione delle ruote, r è il raggio delle ruote, mentre F viene calcolato come fattore doppio rispetto alla forza a terra esercitabile sul singolo carrello.

$$\ddot{\theta}_r = \frac{\ddot{x}}{r} \quad (3.6)$$

$$\frac{F}{2} = \frac{I_w \ddot{\theta}_r}{r} = \frac{I_w \ddot{x}}{r^2} \quad (3.7)$$

3.2.2 FRENATURA O RULLAGGIO

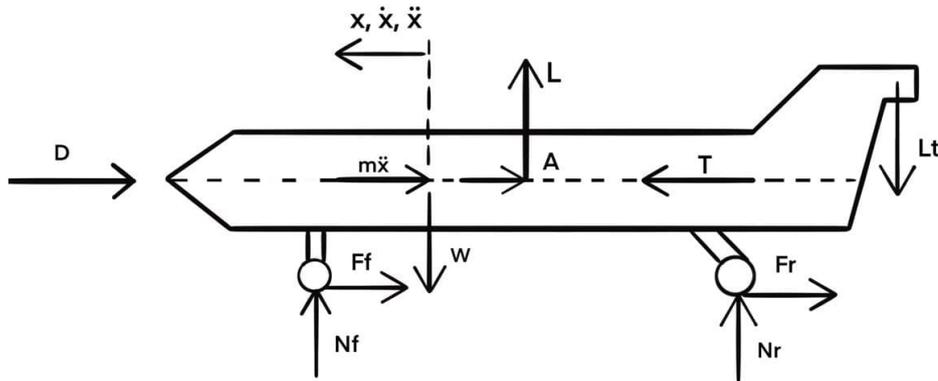


Figura 42: Corpo libero aereo in frenata.

Una volta raggiunta la condizione di $\theta = \pi$ ovvero di contatto a terra con il carrello anteriore si passa alla fase di frenatura. In questo caso le equazioni si modificano leggermente per via del doppio contatto a terra. Nel diagramma di corpo libero rinnovato (Figura 42) si va a differenziare le forze messe a terra da carrello anteriore e posteriore tramite il pedice f (front = anteriore) e pedice r (rear = posteriore) e in più si aggiunge il contributo A dovuto alla possibile azione su aerofreni.

Si riscrivono le 3 equazioni caratteristiche (equazione di equilibrio alla rotazione riscritta nel baricentro G):

$$\odot G) \quad N_f f - F_f h - La + L_t t - N_r r - F_r h = 0 \quad (3.8)$$

$$\rightarrow) \quad A + D + m\ddot{x} + F_f + F_r = T \quad (3.9)$$

$$\uparrow) \quad N_f + N_r + L = W + L_t \quad (3.10)$$

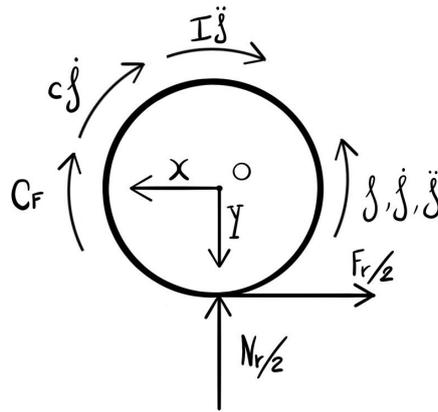


Figura 43: Corpo libero ruota frenata.

Viene costruito il corpo libero unicamente dei carrelli posteriori che sono maggiormente di interesse per via della coppia frenante C_F applicata mentre la forze a terra longitudinale al carrello anteriore viene ricavata dall'Espressione (3.9). Viene scritta l'equazione di equilibrio alla rotazione nel centro ruota O e vale nuovamente l'ipotesi di legare l'accelerazione angolare all'accelerazione longitudinale.

$$\ddot{\theta}_w = \frac{\ddot{x}}{r} \quad (3.11)$$

$$\odot O) \frac{F_r}{2} r = I_w \ddot{\theta}_w + c \dot{\theta}_w + C_F \quad (3.12)$$

Per quanto riguarda lo sforzo normale al terreno si considera un contributo dovuto alla quota parte di peso che grava sulla coppia di carrelli e un contributo derivato dal trasferimento di carico in condizioni di accelerazione/decelerazione. Questo secondo contributo viene espresso in funzione di \ddot{x} :

$$\Delta N = m \ddot{x} \frac{h}{f+r} \quad (3.13)$$

La somma dei due contributi viene espresso dalla (3.14):

$$\frac{N_r}{2} = Y = \left[(W + L_t - L) \frac{r}{f+r} + m \ddot{x} \frac{h}{f+r} \right] \frac{1}{2} \quad (3.14)$$

$$\frac{N_f}{n_{carrelli_f}} = \left[(W + L_t - L) \frac{f}{f+r} - m \ddot{x} \frac{h}{f+r} \right] \frac{1}{n_{carrelli_f}} \quad (3.15)$$

3.2.3 MODELLO SIMULINK

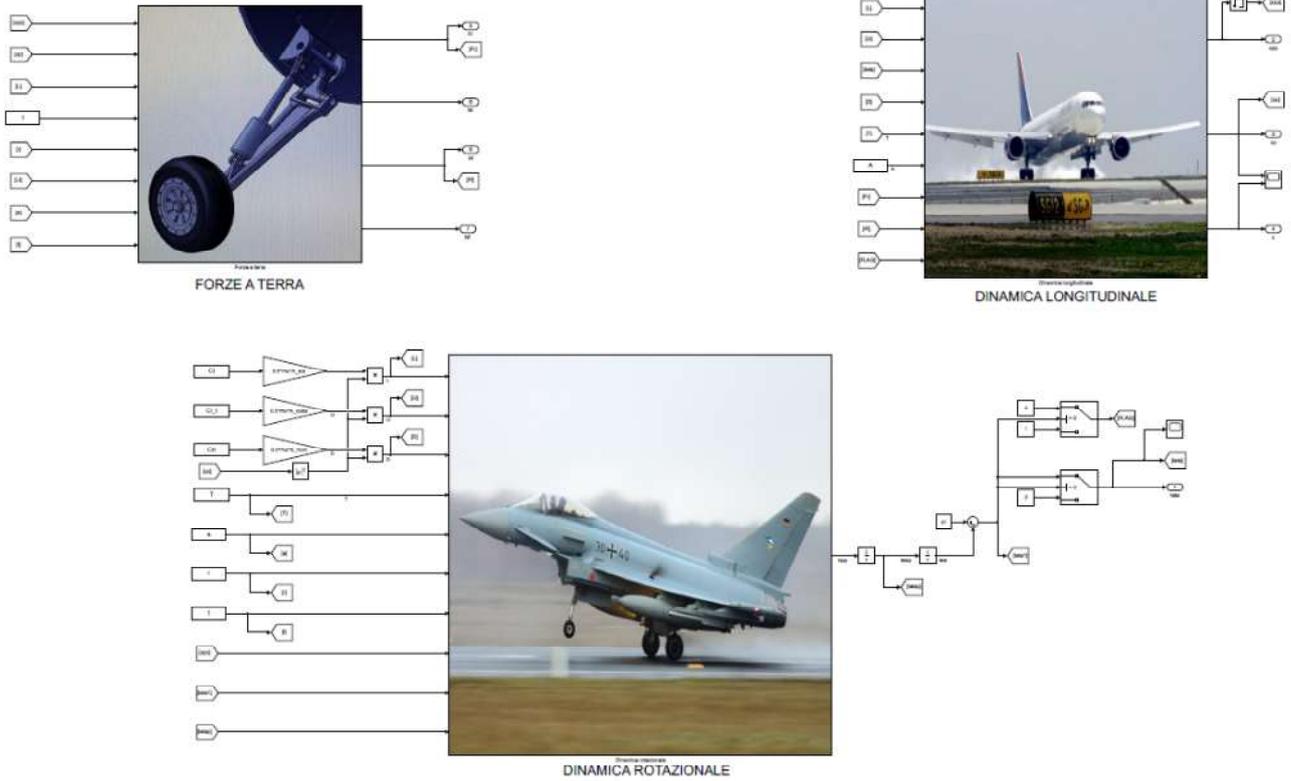


Figura 44: Modello Simulink di corpo rigido dell'aereo.

Viene ora illustrata l'implementazione su software *Matlab Simulink* del sistema di equazioni presentato pocanzi. In *Figura 44* si può notare come lo spazio di simulazione sia stato diviso per convenienza in tre sottoinsiemi riguardanti rispettivamente le forze scambiate a terra dai carrelli, la dinamica rotazionale e la dinamica longitudinale del velivolo.

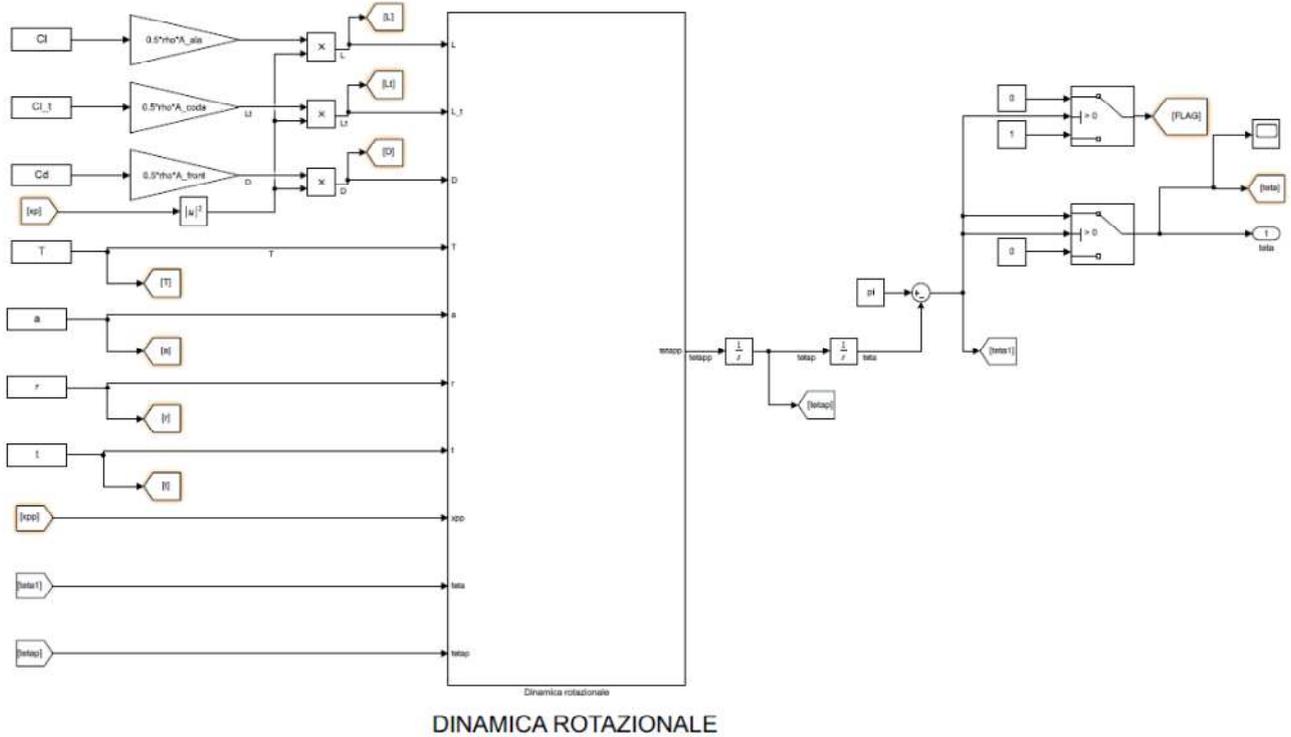


Figura 45: Blocco rotazione.

- Partendo dal blocco riguardante la dinamica rotazionale (Figura 45), si ricavano inizialmente le forze di portanza, deportanza e resistenza agenti sul velivolo utilizzando i coefficienti aerodinamici, forniti per via sperimentale o analitica, e la velocità del velivolo, in arrivo dal blocco della dinamica longitudinale. L'equazione (3.3) (Figura 46) viene espressa in funzione di $I\ddot{\theta}$ in modo da ricavare tramite duplice integrazione prima la velocità rotazionale $\dot{\theta}$ e in seguito l'angolo θ .

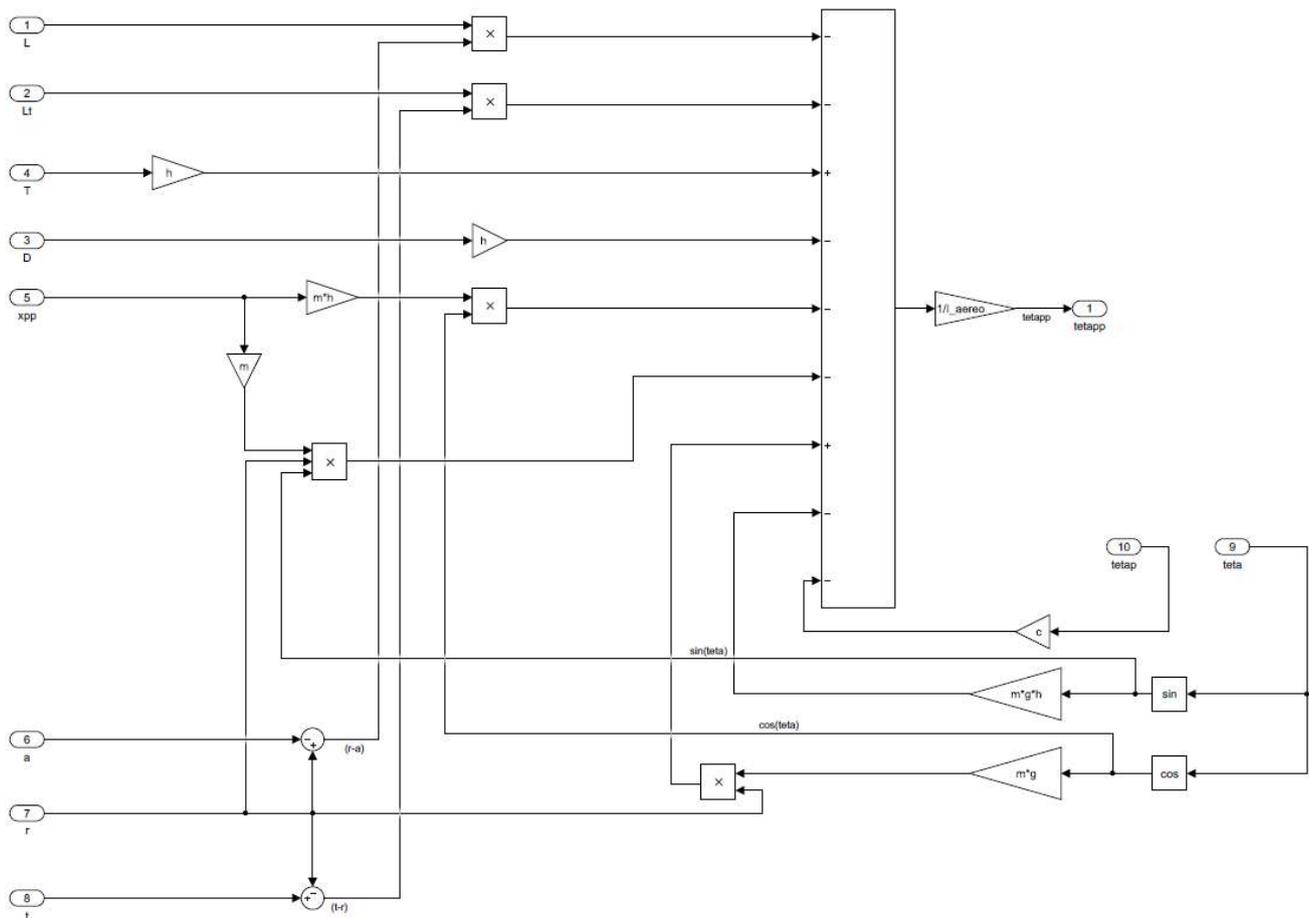
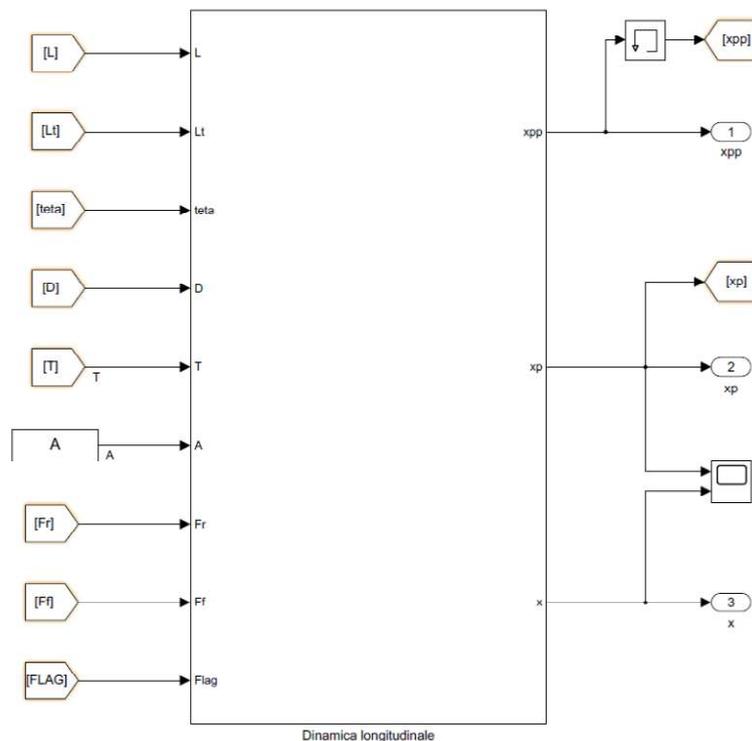


Figura 46: Equazione di rotazione.

L'angolo θ viene utilizzato per determinare se il velivolo si trovi o meno in posizione orizzontale; si definisce un opportuno FLAG (Figura 45) che restituisce valore 0 qualora l'aereo si trovi ancora nella fase di rotazione e valore 1 quando raggiunga le condizioni per la frenata. Inoltre con un secondo blocco Switch non viene data possibilità all'angolo di risultare negativo in modulo poiché il problema perderebbe di significato fisico.



DINAMICA LONGITUDINALE

Figura 47: Blocco dinamica longitudinale.

- Il blocco di dinamica longitudinale (Figura 47) richiede come input i parametri delle equazioni (3.5) e (3.9). Le due equazioni vengono espresse in dipendenza di $m\dot{x}$ e tramite doppia integrazione viene ricavata la velocità \dot{x} e la traslazione x del velivolo. In aggiunta vengono passati il parametro *FLAG* e l'angolo *teta* in modo da riassumere in un'unica espressione la dinamica longitudinale nelle due fasi dell'atterraggio: se il *FLAG* è pari a 0 le forze F_r e F_f non vengono considerate ma viene tenuto conto della forza F ai carrelli posteriori (eq.(3.7)) nel blocco *gain* per definire \ddot{x} o x_{pp} (Figura 48) mentre con *FLAG* pari a 1 si rientra nella condizione di aeromobile orizzontale e forze a terra F_r e F_f .

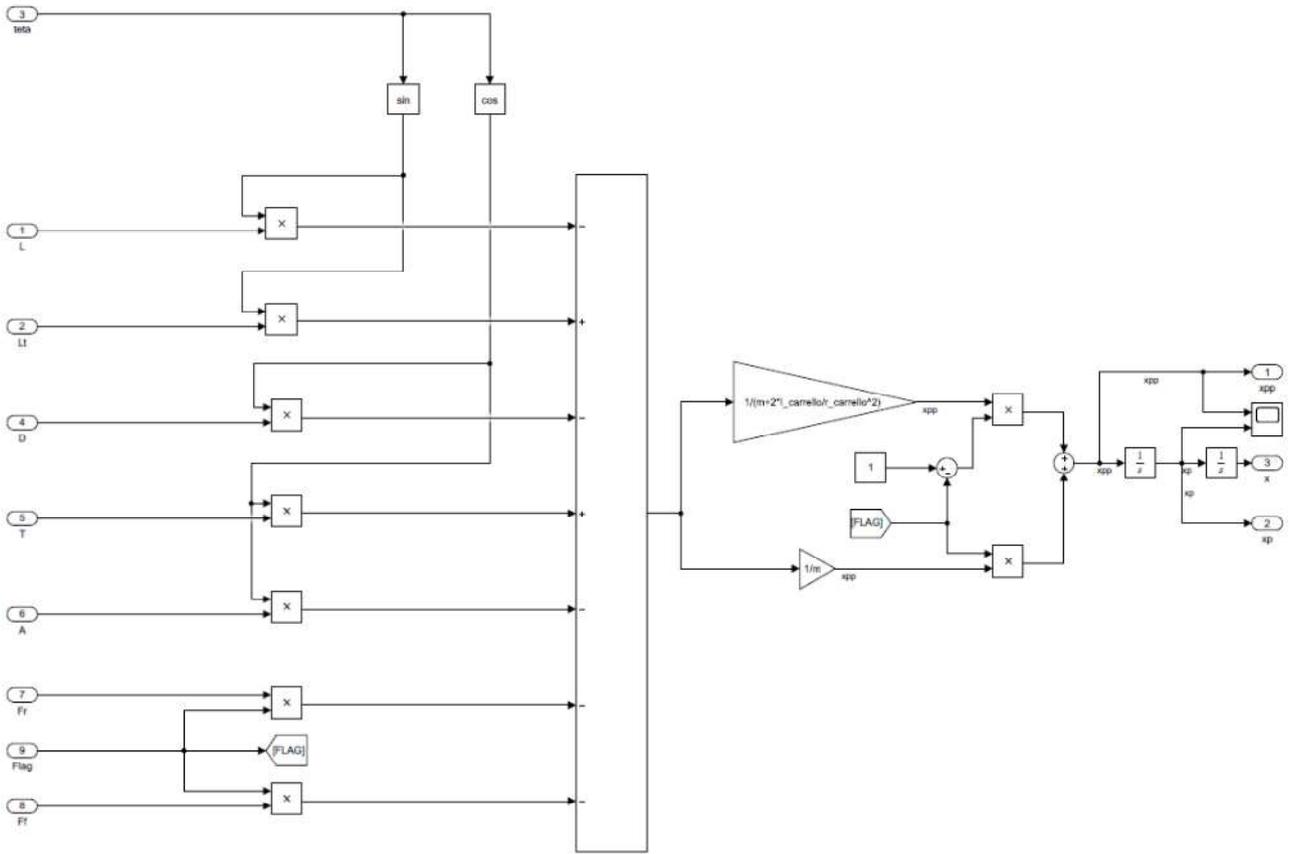
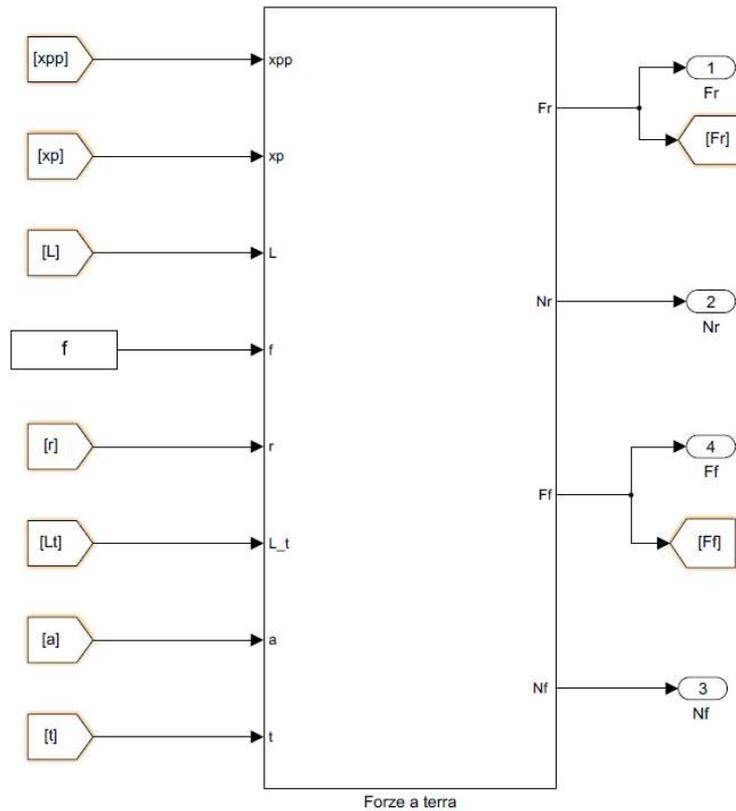


Figura 48: Equazione di traslazione.

\ddot{x} o x_{pp} necessita infine di un blocco *memory* con condizione iniziale da stabilire affinché si eviti un *loop algebrico*, infatti sia per il blocco di rotazione sia per il blocco delle forze a terra il parametro rientra direttamente nelle equazioni senza un integratore in precedenza.



FORZE A TERRA

Figura 49: Blocco forze a terra.

- L'ultimo sottoinsieme riguardante le forze a terra (Figura 49) ha il compito di individuare in particolare lo sforzo normale N_r ai carrelli principali che, secondo il modello di corpo rigido, è pari alla forza scambiata tra la gamba del carrello e la ruota, definendo il set di forza per il banco prova. Si applicano le equazioni (3.12) e (3.14) per il carrello principale (Figura 50) determinando N_r e F_r .

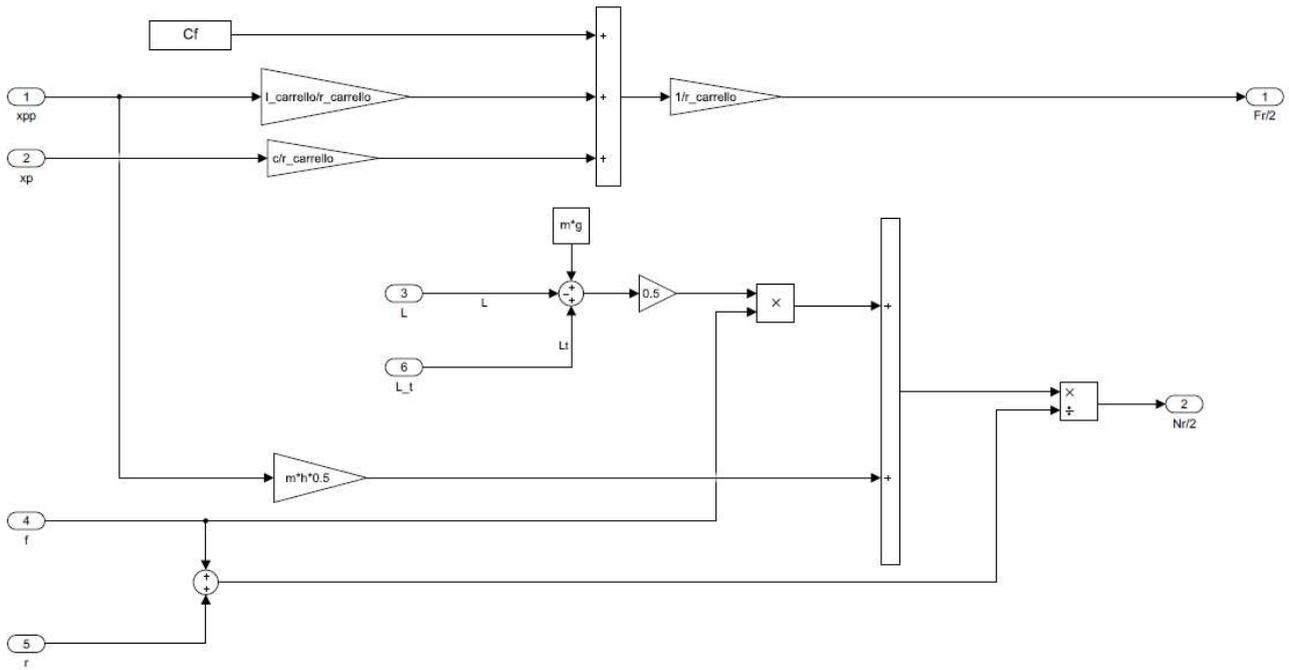


Figura 50: Equazione forze a terra carrello posteriore.

Tramite le equazioni (3.8) e (3.10) si definiscono N_f e F_f esercitate sul terreno da parte del carrello principale durante la frenatura.

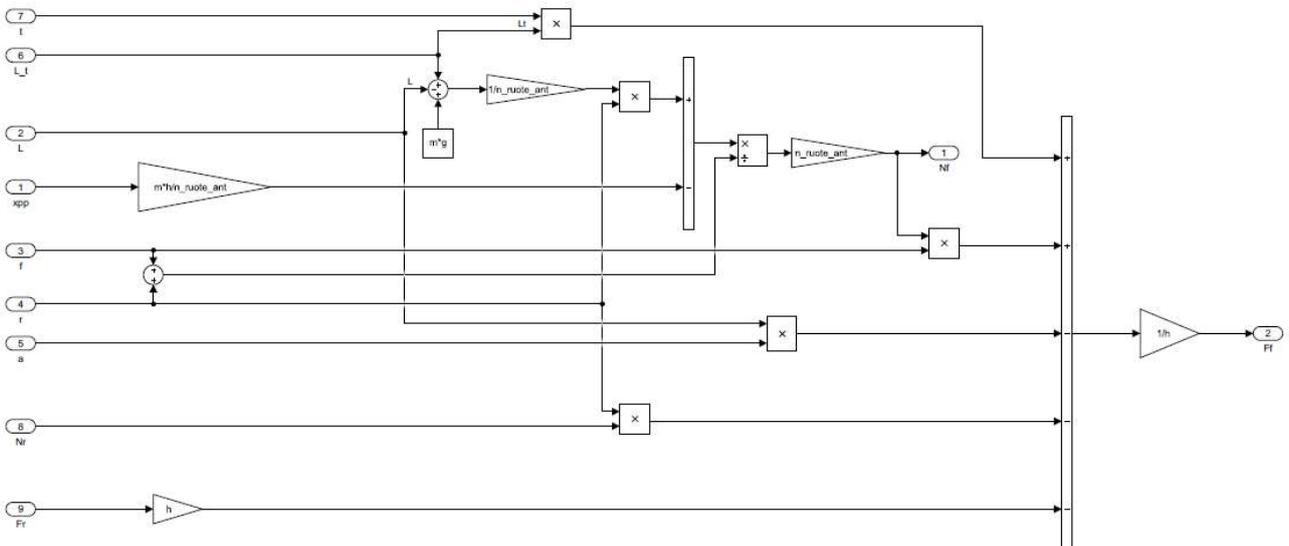


Figura 51: Equazione forze a terra carrello anteriore.

3.3 MODELLO 2D A 2 GDL VERTICALI DEL VELIVOLO

Se si desidera un modello di simulazione più vicino alla realtà fisica bisogna andare a considerare un sistema non rigido. In corrispondenza dei carrelli di atterraggio sono presenti rigidità non infinite e elementi smorzanti che modificano la dinamica verticale dell'intero sistema.

Si è scelto di considerare un sistema a 2 gradi di libertà con masse concentrate in corrispondenza dello pneumatico e della gamba del carrello. Ciascun elemento è collegato con rigidità e smorzatori come in *Figura 52*. Il terreno impone una forzante dinamica che può essere collegata direttamente alle irregolarità della superficie di atterraggio.

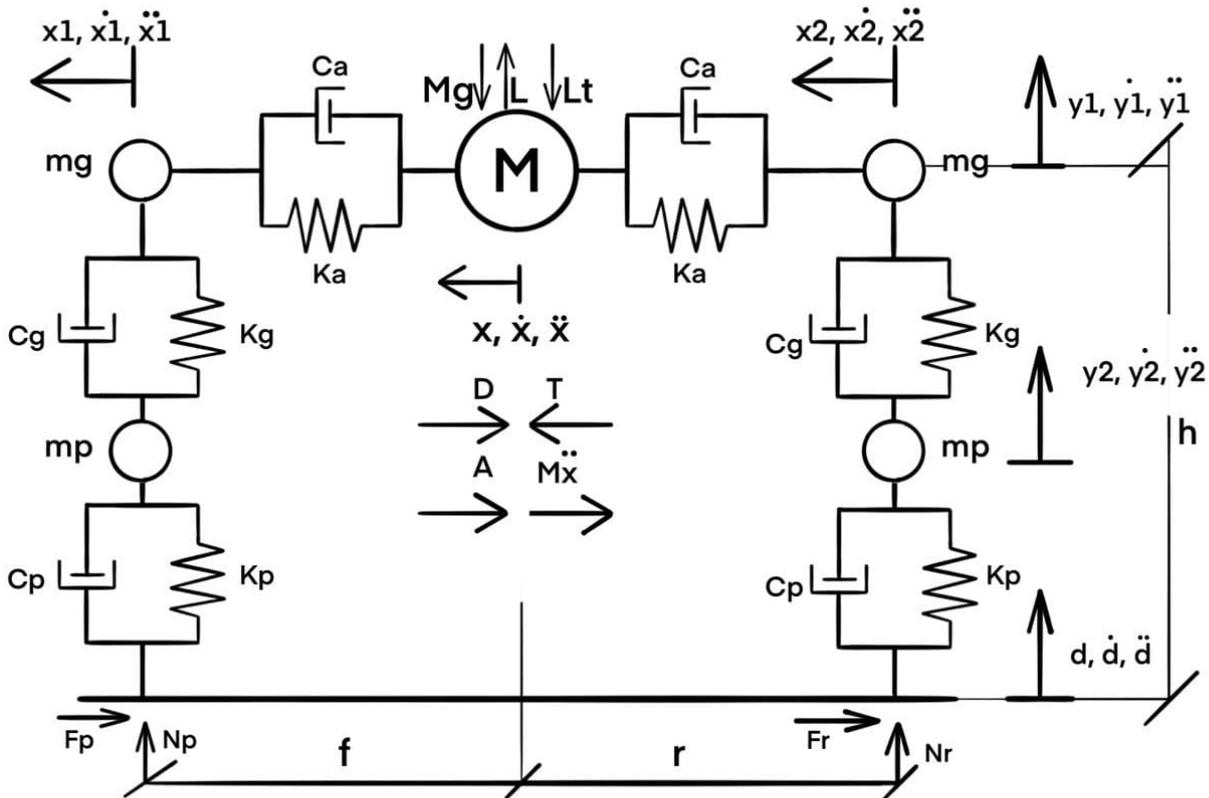


Figura 52: Corpo libero sistema a 2 GDL verticali.

Inoltre è stato ipotizzato un sistema massa-molla-smorzatore a tre gradi di libertà lungo il profilo orizzontale del velivolo: due gradi di libertà sono occupati dalle gambe dei carrelli e il rimanente dal corpo centrale dell'aereo. Questo secondo sistema non è stato pensato per interagire con quello verticale ma per semplificare la definizione del trasferimento di carico tra anteriore e posteriore, in base all'accorciamento o rilassamento di rigidità e smorzatori collegati al corpo centrale.

3.3.1 ROTAZIONE

Per semplicità di definizione e poiché solo i carrelli principali sono a contatto con il terreno vengono mantenute le stesse formulazioni esplicitate nel *Paragrafo 3.2.1*. La stima dell'angolo di rotazione e della dinamica verticale al carrello nella prima fase è quindi analoga al corpo rigido.

3.3.2 FRENATURA O RULLAGGIO

Si analizza il comportamento del sistema suddividendo nuovamente tra dinamica verticale e dinamica orizzontale.

Partendo dalla dinamica verticale sono state scritte le equazioni riguardanti i due gradi di libertà della gamba del carrello ($\ddot{y}_1, \dot{y}_1, y_1$) e della ruota-pneumatico ($\ddot{y}_2, \dot{y}_2, y_2$). Si possono poi riassumere in una unica equazione matriciale.

$$T_r + m_g g + m_g \ddot{y}_1 + c_g (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_g (y_1 - y_2) = 0 \quad (3.16)$$

$$m_p g + m_p \ddot{y}_2 + c_p (\dot{y}_2 - \dot{d}) + k_p (y_2 - d) = c_g (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_g (y_1 - y_2) \quad (3.17)$$

$$\begin{bmatrix} m_g & 0 \\ 0 & m_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_g & -c_g \\ -c_g & c_g + c_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_g & -k_g \\ -k_g & k_g + k_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -T_r - m_g g \\ -m_p g + c_p \dot{d} + k_p d \end{Bmatrix} \quad (3.18)$$

T_r rappresenta la forza normale che il corpo dell'aereo impartisce alla gamba del carrello, d e \dot{d} indicano la sollecitazione dinamica che lo pneumatico subisce al contatto con la pista, m_g , k_g e c_g sono i parametri di massa-molla-smorzatore propri della gamba e infine m_p , k_p e c_p quelli relativi agli pneumatici.

La forza a normale a terra N_r e la forza F_{MLG} che la gamba del carrello esercita sulla ruota, nonché set per il sistema verticale del banco, vengono espresse in funzione delle componenti elastiche e smorzanti :

$$N_r = |c_p (\dot{y}_2 - \dot{d}) + k_p (y_2 - d)| \quad (3.19)$$

$$N_f = W + L_t - L - N_r \quad (3.20)$$

$$F_{MLG} = c_g (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_g (y_1 - y_2) \quad (3.21)$$

Nella dinamica orizzontale vengono applicate le forze di spinta, resistenza aerodinamica, portanza e deportanza alla massa concentrata del corpo centrale, mentre sulle gambe dei carrelli unicamente la componente inerziale e le forze a terra.

$$m_g \ddot{x}_1 + c_a (\dot{x}_1 - \dot{x}) + k_a (x_1 - x) = -F_f \quad (3.22)$$

$$M \ddot{x} + c_a (\dot{x} - \dot{x}_2) + k_a (x - x_2) - c_a (\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_a (x_1 - x) = T - D - A \quad (3.23)$$

$$m_g \ddot{x}_2 - c_a (\dot{x} - \dot{x}_2) - k_a (x - x_2) = -F_r \quad (3.24)$$

$$\begin{bmatrix} m_g & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & m_g \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x} \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_a & -c_a & 0 \\ -c_a & 2c_a & -c_a \\ 0 & -c_a & c_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x} \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_a & -k_a & 0 \\ -k_a & M & -k_a \\ 0 & -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_f \\ T - D - A \\ -F_r \end{Bmatrix} \quad (3.25)$$

\ddot{x} , \dot{x} , x riguardano la dinamica del corpo centrale, \ddot{x}_1 , \dot{x}_1 , x_1 si riferiscono ai carrelli anteriori mentre \ddot{x}_2 , \dot{x}_2 , x_2 ai carrelli principali al posteriore. M indica la massa del corpo centrale, k_a e c_a i parametri di rigidità e smorzamento.

Le forze a terra F_r e F_f vengono definite dalla coppia frenante C_F e dall'equazione di equilibrio (3.27) nella mezzeria dell'aereo.

$$F_r = \frac{C_F}{r} \quad (3.26)$$

$$F_f = \frac{N_f(f + x_1 - x) - L(a + x) + L_t(t + x) - N_r(r + x - x_2) - F_r(h + y_1 + y_2)}{h + y_1 + y_2} \quad (3.27)$$

Manca unicamente da definire la componente di forza T_r normale che grava sulla gamba del carrello. Viene espressa utilizzando una relazione simile al principio della leva sulle forze verticali applicate al corpo centrale in cui lo spostamento relativo tra le tre masse concentrate dettato da x_1, x e x_2 risulta determinante. Questo tipo di relazione va a sostituire la formula (3.14) in cui era contenuto il contributo del trasferimento di carico.

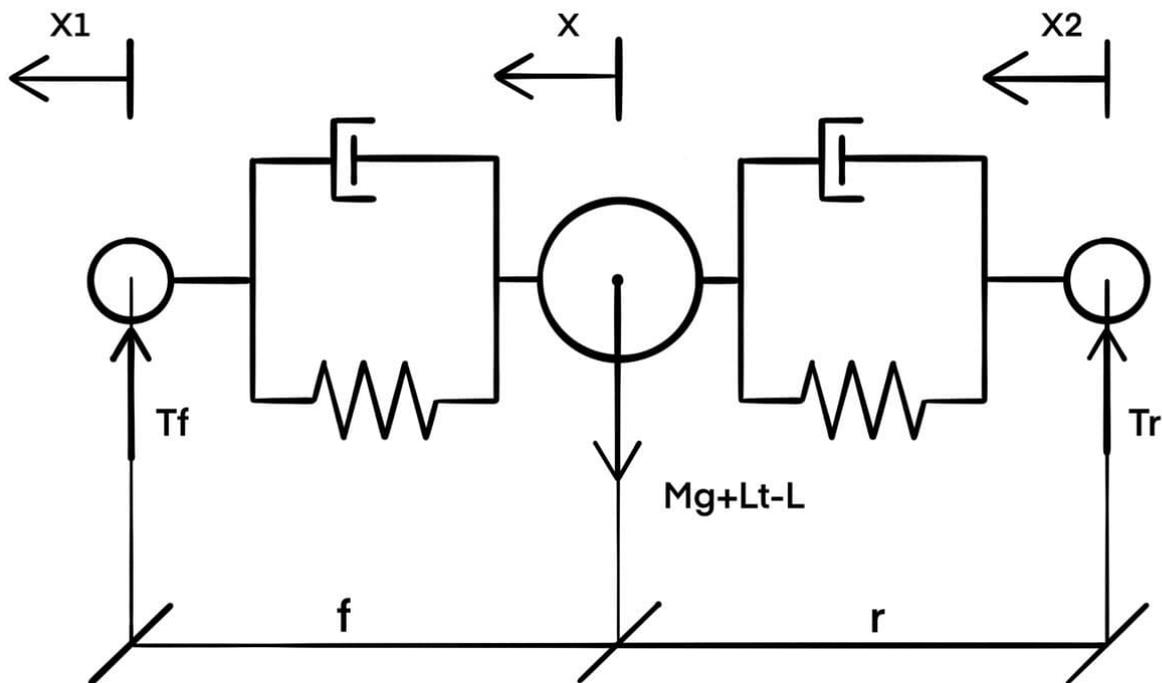


Figura 53: Definizione trasferimento di carico.

$$\odot f) \quad (W + L_t - L)[f + (x_1 - x)] = T_r[f + r + (x_1 - x_2)] \quad (3.28)$$

$$T_r = \frac{(W + L_t - L)[f + (x_1 - x)]}{f + r + (x_1 - x_2)} \quad (3.29)$$

3.3.3 MODELLO SIMULINK

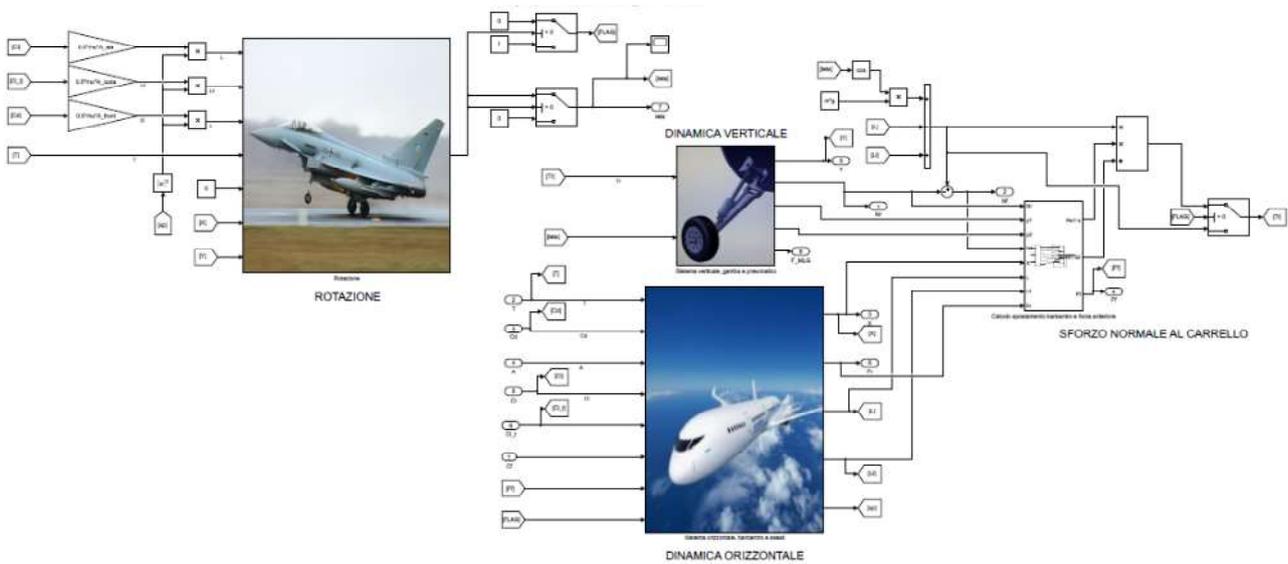


Figura 54: Modello Simulink 2GDL verticale aereo.

L'implementazione su *Matlab Simulink* di questo secondo modello è riportata in *Figura 54*. Sono presenti 4 macroaree in cui viene rispettivamente trattata la dinamica rotazionale, la dinamica orizzontale, la dinamica verticale e il calcolo della forza normale gravante sulle gambe dei carrelli principali.

- Come descritto nel paragrafo 3.3.1 la rotazione è formulata in maniera analoga al modello di corpo rigido. Per il blocco di simulazione si può quindi far riferimento a quanto riportato nel sottocapitolo 3.2.3
- Il blocco di dinamica verticale richiede la conoscenza della quota parte di peso più trasferimento di carico normale al carrello T_r e l'angolo di rotazione θ o *teta*.

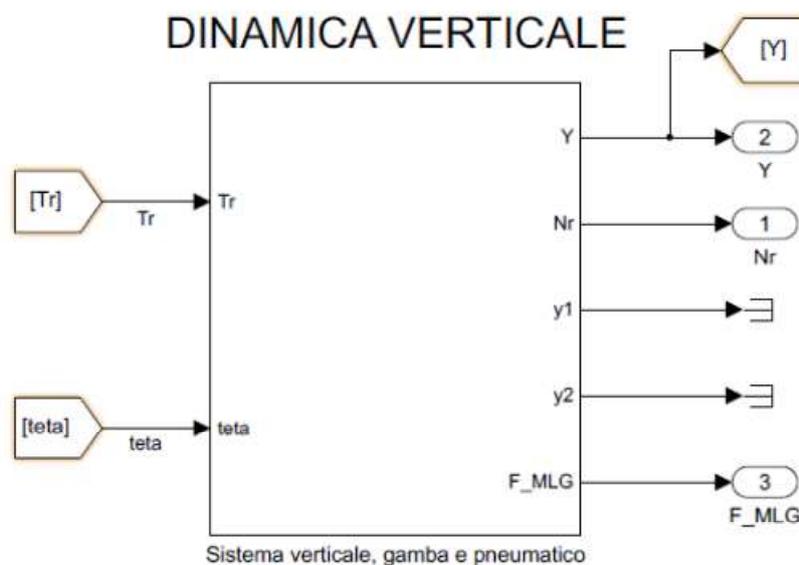


Figura 55: Blocco dinamica verticale.

L'equazione matriciale (3.18) viene espressa isolando il termine inerziale e lo si depura successivamente della matrice delle masse; si riescono a definire gli spostamenti e le velocità della gamba del carrello e di ruota-pneumatico lungo la verticale applicando una duplice operazione di integrazione, così da calcolare N_r e F_{MLG} . La forzante dinamica di spostamento dovuta alle irregolarità del terreno viene espressa da una sinusoide di frequenza e ampiezza scelta, la relativa velocità è ottenuta per semplice derivazione.

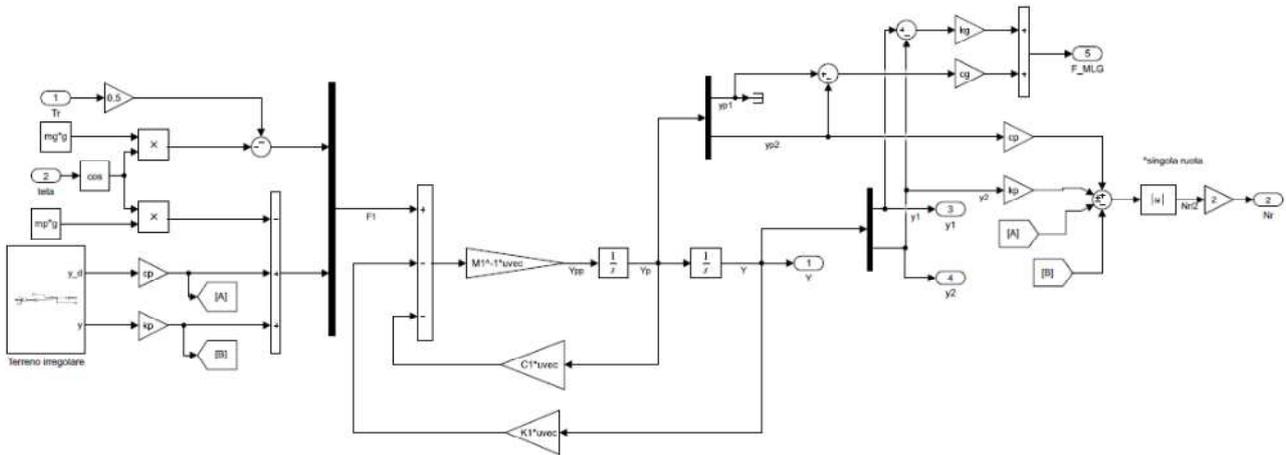


Figura 56: Dinamica verticale.

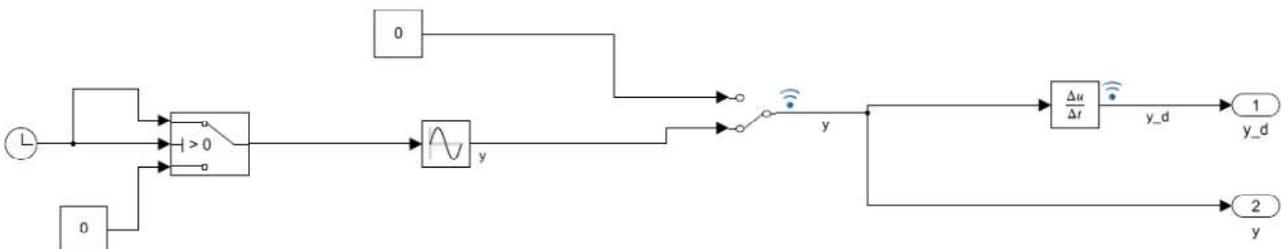
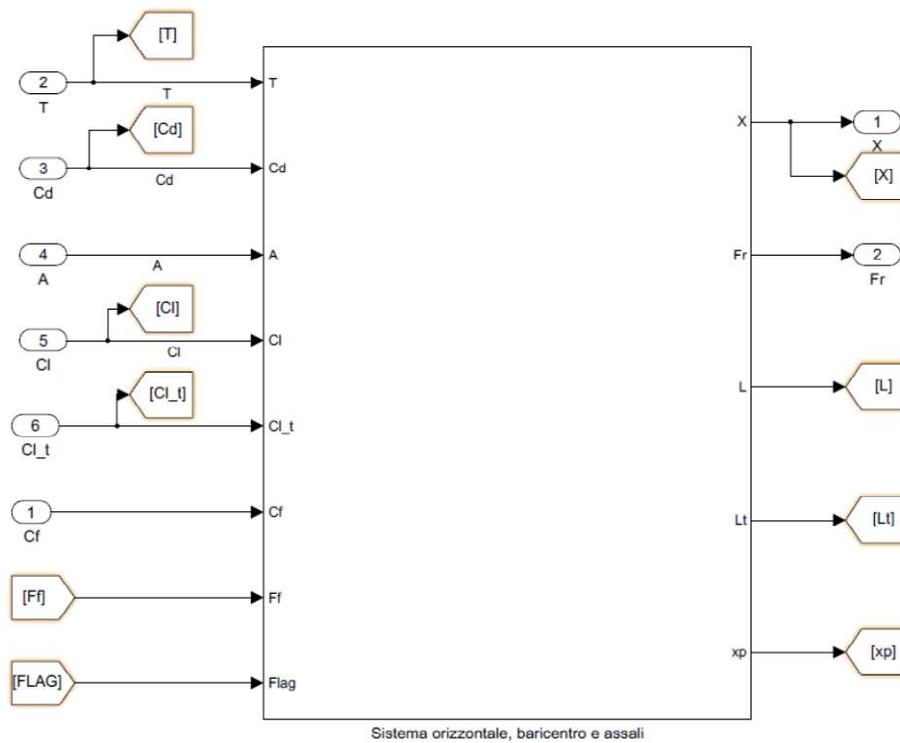


Figura 57: Irregolarità del terreno.

- Nel blocco riguardante la dinamica orizzontale vengono fornite in input le forze longitudinali e il *FLAG* per distinguere la condizione di *teta* nullo da non nullo.



DINAMICA ORIZZONTALE

Figura 58: Blocco dinamica orizzontale.

L'equazione matriciale (3.25) viene come in precedenza espressa sul termine inerziale. Procedendo con la doppia integrazione sul vettore delle accelerazione si definiscono gli spostamenti dalla condizione di equilibrio iniziale delle gambe dei carrelli e del corpo centrale.

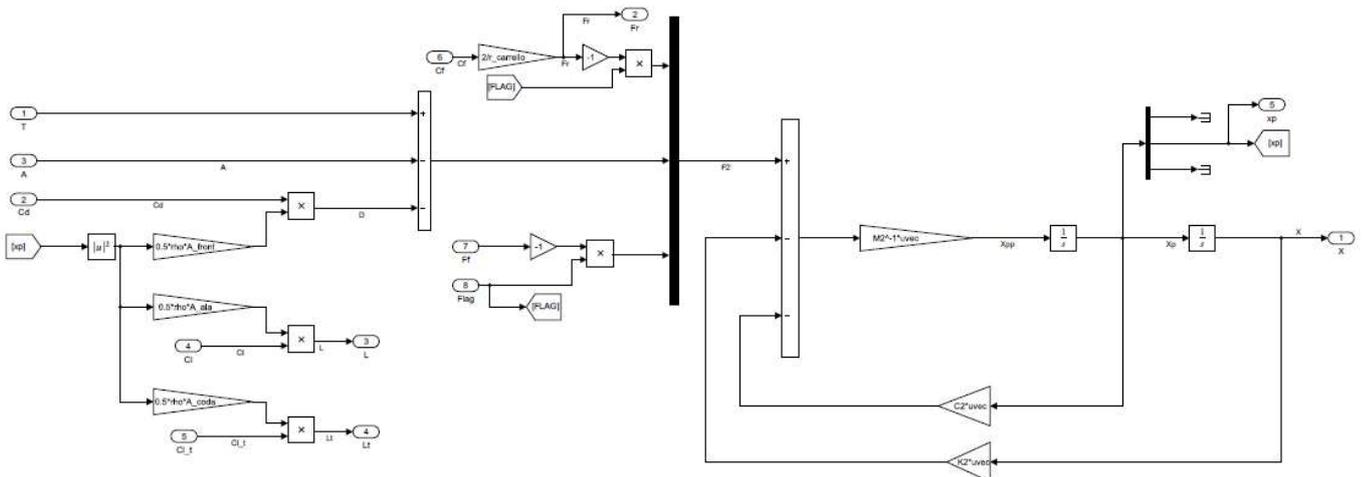
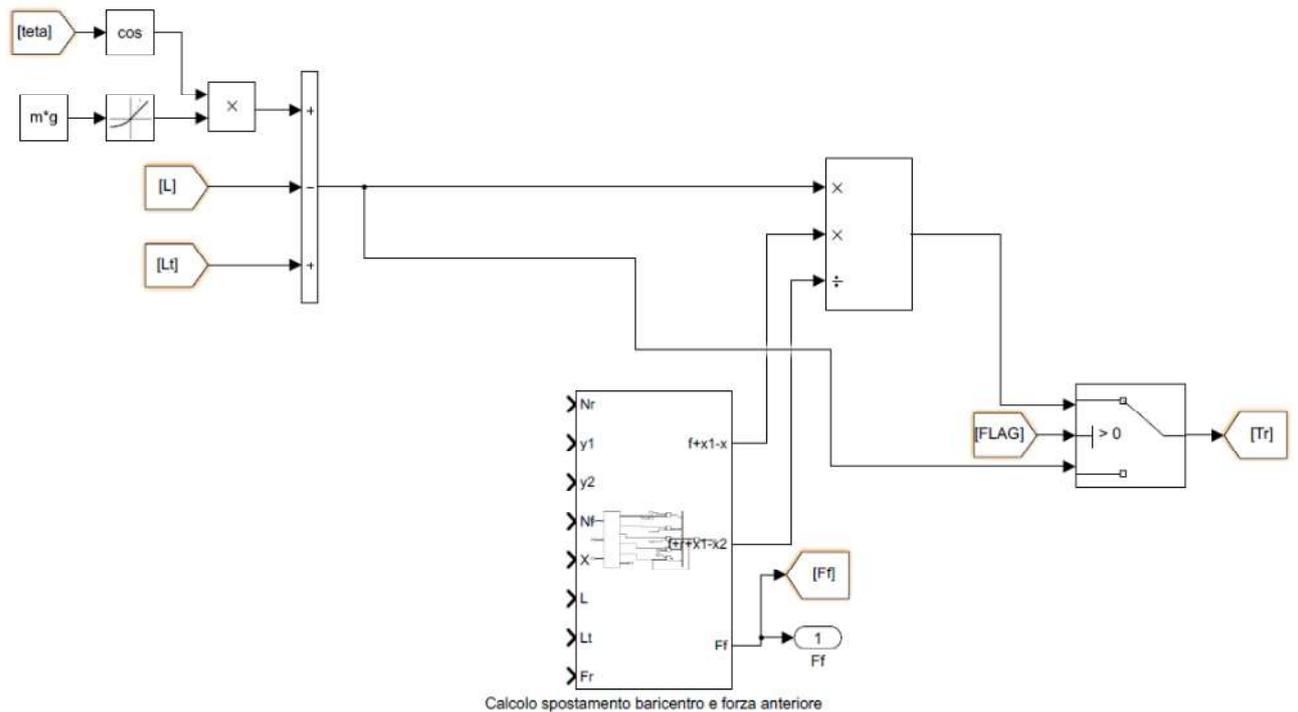


Figura 59: Equazione dinamica orizzontale.

- Rimane unicamente da definire l'area di simulazione per il calcolo di F_f e T_r .



SFORZO NORMALE AL CARRELLO

Figura 60: Sforzo normale al carrello principale.

F_f viene ricavata esprimendo l'equazione (3.27) (Figura 61), mentre T_r viene definito in modo differente a seconda che l'aereo stia ancora ruotando o sia già in condizione di frenata. Quando il $FLAG$ è pari a 0 (aereo ancora in rotazione) il carico percepito sul carrello posteriore è quello complessivo dovuta alla compartecipazione di peso, portanza e deportanza, mentre con $FLAG$ pari a 1 (posizione di rullaggio) T_r è calcolata secondo l'equazione (3.29).

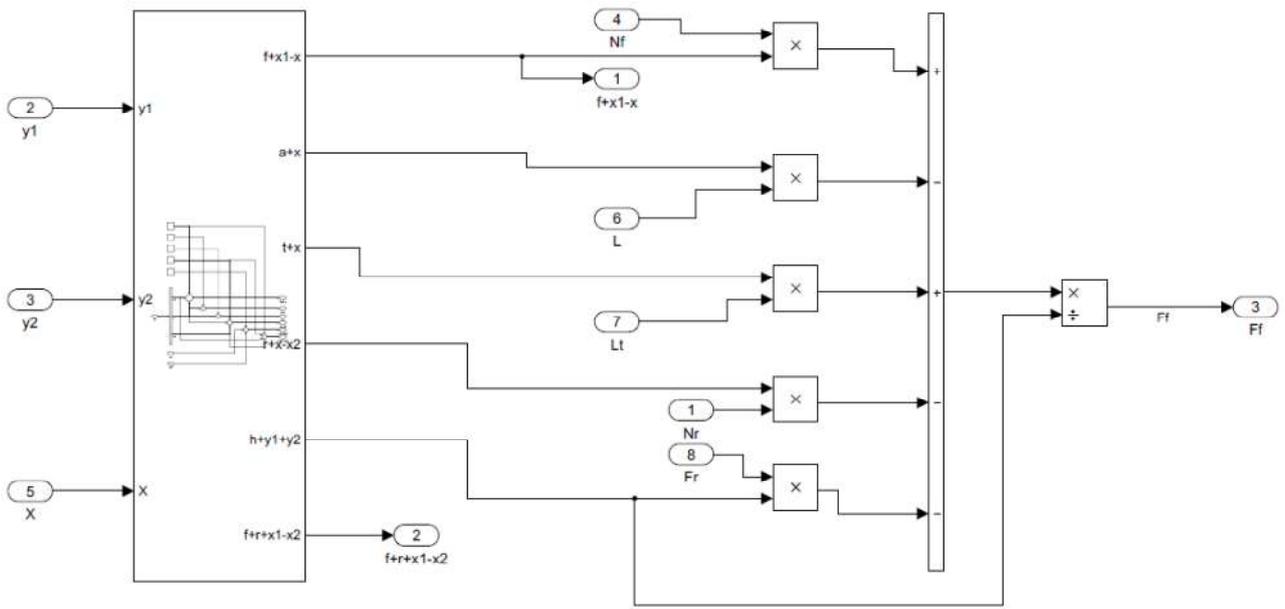


Figura 61: Equazione calcolo Ff.

CAPITOLO 4: MODELLO ANALITICO DEL SISTEMA IDRAULICO

Al fine di poter analizzare tramite software di simulazione l'efficacia della soluzione con circuito idraulico è stata affrontata la modellazione matematica di ciascun componente. Il modello del sistema, caratterizzato da molteplici non linearità, riguarda in particolare la soluzione di circuito idraulico con filtro alla mandata della pompa e due motori idraulici in parallelo per coprire i casi di accelerazione tangenziale del runway simulator maggiori di 2 m/s^2 .

4.1 CONTROLLO VELOCITA' POMPA: MOTORE ELETTRICO

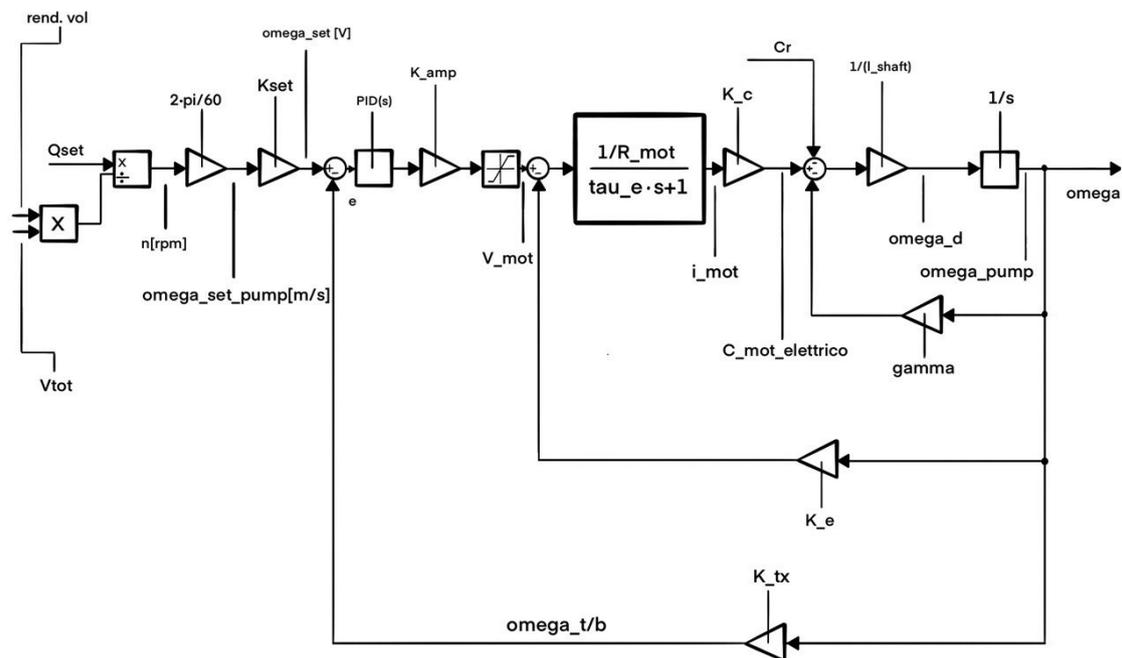


Figura 62: Legge di controllo velocità.

Il motore elettrico della pompa a cilindrata fissa deve essere controllato in velocità per regolare la portata inviata in direzione dell'accumulatore. Si realizza per cui un controllo *closed loop* in velocità in cui il segnale in tensione di set deriva direttamente dal valore di portata richiesto Q_{target} :

$$Q_{target} = V_t * \eta_v * \omega_{set} \quad (4.1)$$

$$\omega_{set} = \frac{Q_{target}}{V_t * \eta_v} \quad (4.2)$$

$$V_{\omega,set} = \omega_{set} * K_{set} \quad (4.3)$$

V_t rappresenta la cilindrata massima della pompa, η_v il rendimento volumetrico approssimativo della pompa, ω_{set} la velocità di rotazione richiesta e $V_{\omega,set}$ la tensione di set associata.

$V_{\omega,set}$ viene confrontata con la tensione di feedback $V_{\omega,fb}$ derivata dal sensore di velocità e si definisce l'errore di anello $V_{\omega,e}$.

$$V_{\omega,e} = V_{\omega,set} - V_{\omega,fb} \quad (4.4)$$

Sull'errore agisce un controllore a componente sia proporzionale sia integrativa necessario per evitare un'attenuazione sulla velocità effettiva a regime. Viene così definita la tensione di armatura V_a .

La coppia C_m generata dal motore elettrico in corrente continua è proporzionale al valore di corrente di armatura che è ricavabile dalla *legge di Ohm*.

$$V_a - e_{in} = R * i + L \frac{di}{dt} \quad (4.5)$$

$$i = \frac{V_a - e_{in}}{R + L * s} \quad (4.6)$$

$$e_{in} = k_e * \omega_{pump} \quad (4.7)$$

$$C_m = k_c * i \quad (4.8)$$

i è la corrente di armatura, e_{in} la tensione indotta per effetto della variazione del flusso magnetico alle spire proporzionale alla velocità di rotazione ω_{pump} , R e L sono i valori di resistenza e induttanza al motore, k_c e k_e sono rispettivamente la costante di coppia e la costante di forza elettromotrice.

Con il valore di coppia motrice si può scrivere l'equazione all'albero motore elettrico-pompa:

$$C_m - C_r = I_{shaft} * \dot{\omega}_{pump} \quad (4.9)$$

$$C_r = T_{brake} + T_{friction} + \gamma * \omega_{pump} \quad (4.10)$$

C_r rappresenta la coppia resistente all'albero in cui rientra il contributo della coppia T_{brake} dei freni di emergenza, la coppia di attrito $T_{friction}$ e la coppia viscosa $\gamma * \omega_{pump}$. Nel dettaglio $T_{friction}$ viene definita con il *modello di Karnopp*:

$$T_{friction} = \left[(T_{static} - T_{Coulomb}) e^{(-C_{stribek} * \omega_{pump})} + T_{Coulomb} \right] \quad (4.11)$$

T_{static} indica la coppia di attrito statica, $T_{Coulomb}$ la coppia di attrito in condizioni di aderenza di tipo *Coulombiano* e $C_{stribek}$ il *coefficiente di Stribeck*.

Dall'equazione (4.9) si può ricavare $\dot{\omega}_{pump}$ e per mezzo di un'integrazione si definisce la velocità reale della pompa ω_{pump} . La dinamica al trasduttore di velocità viene considerata per ipotesi di ordine 0 e con fattore $K_{t,\omega}$ proporzionale pari a quello di set.

$$V_{\omega,fb} = K_{t,\omega} * \omega_{pump} \quad (4.12)$$

$$K_{t,\omega} = K_{set} \quad (4.13)$$

Il modello *Matlab Simulink* che implementa le equazioni appena presentate:

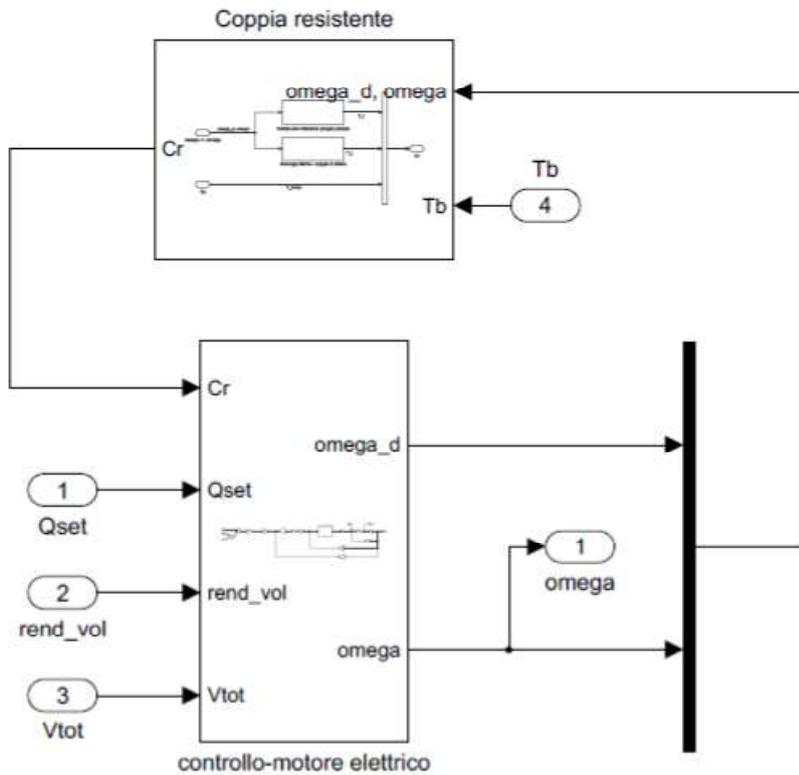


Figura 63: Blocco controllo-motore elettrico.

Viene suddiviso in due *subsystem* in cui il primo (Figura 64) va a descrivere il controllo di tipo *closed loop* in velocità mentre il secondo (Figura 65) definisce il parametro di coppia resistente C_r all'albero motore elettrico-pompa.

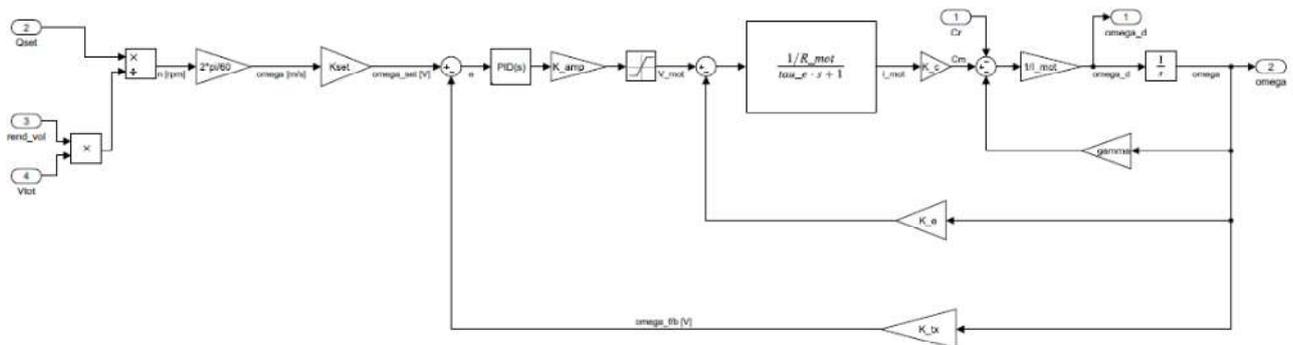


Figura 64: Controllo closed loop velocità angolare.

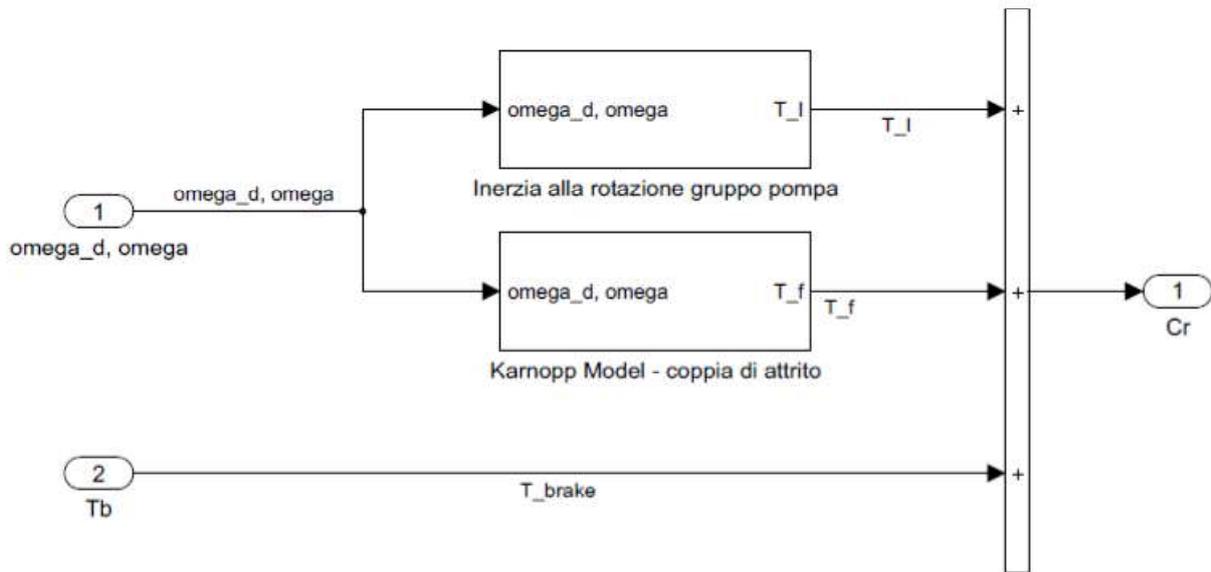


Figura 65: Coppia resistente motore.

4.2 POMPA A PISTONI ASSIALI CON PIASTRA SWASHPLATE A CILINDRATA FISSA

La pompa in questione genera portata di fluido sulla base della velocità impartita dal motore elettrico. Non ha bisogno di un ulteriore organo controllore per modificare l'inclinazione dello *swashplate* poiché si lavora a cilindrata fissa.

Vengono definiti tre ambienti principali: la camera di aspirazione (*suction chamber*), le camere dei pistoni e la camera di mandata (*discharge chamber*).

Camera di aspirazione

La camera di aspirazione è quell'ambiente della pompa che funziona da intermezzo tra il serbatoio di bassa pressione e le camere del cilindro. Questa camera possiede un volume ben definito tale da sostenere il riempimento delle camere del cilindro svuotate nel ciclo antecedente. Il valore della pressione nelle camere del cilindro durante la fase di aspirazione deve necessariamente essere minore di quello del serbatoio affinché si verifichi passaggio di portata utile.

$$Q_{suc,n} = C_d A_{suc,n} \sqrt{\frac{2|p_0 - p_{p,n}|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_{p,n}) \quad (4.14)$$

$Q_{suc,n}$ rappresenta la portata scambiata tra camera di aspirazione e l'*n-esima* camera del cilindro, p_0 è la pressione del serbatoio, $p_{p,n}$ è la pressione dell'*n-esima* camera del cilindro, ρ la densità media del fluido, C_d il coefficiente idraulico e $A_{suc,n}$ la luce di passaggio sul *valve-plate* verso l'*n-esima* camera. Questo ultimo parametro varia per ogni camera in dipendenza dell'angolo φ del sistema cilindro-pistoni.

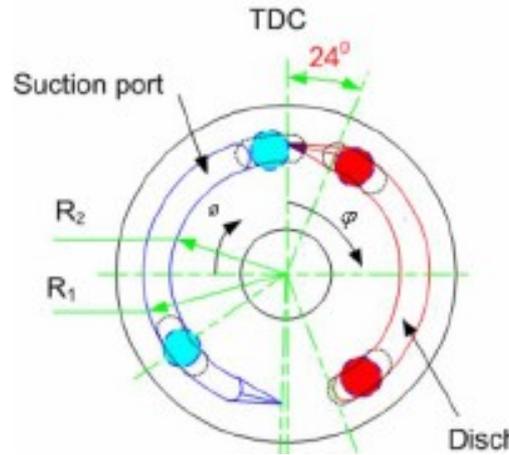


Figura 66: Sezione Valve plate.

La luce di passaggio con la camera di aspirazione rimane non nulla per circa 180° di apertura tra il *BDC* (*bottom dead center*) e il *TDC* (*top dead center*). In Figura 66 è presente un esempio per quanto riguarda la geometria della luce di apertura sul *valve-plate*; questa geometria viene adottata per la modellazione della pompa.

Onde evitare una variazione a gradino della portata all'apertura la sezione viene aumentata progressivamente utilizzando una geometria di tipo triangolare, mentre per le fasi successive fino al *TDC* la sezione è rappresentabile come una porzione di sezione circolare. Ipotizzando che il *TDC* corrisponda con la condizione di $\varphi = 0$, l'area $A_{suc,n}$ *n*-esima viene definita secondo 6 possibili casi:

$$\varphi = \omega_{pump} * t - 2\pi k \quad (4.15)$$

- $167^\circ < \varphi < 189^\circ$:

$$A_{suc,n} = \frac{(\varphi + 13)^2 \pi R_p}{360 * 22} (R_1 - R_2) \quad (4.16)$$

- $189^\circ < \varphi < 197^\circ$:

$$A_{suc,n} = \frac{(\varphi - 9)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) + \frac{22}{360} \pi R_p (R_1 - R_2) \quad (4.17)$$

- $197^\circ < \varphi < 219^\circ$:

$$A_{suc,n} = \frac{(\varphi - 9)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) + \left(\frac{22}{360} \pi R_p (R_1 - R_2) - \frac{(\varphi - 17)^2 \pi R_p}{360 * 22} (R_1 - R_2) \right) \quad (4.18)$$

- $219^\circ < \varphi < 321^\circ$:

$$A_{suc,n} = \frac{30}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) \quad (4.19)$$

- $321^\circ < \varphi < -9^\circ + 360^\circ$:

$$A_{suc,n} = \frac{(\varphi - 141)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) \quad (4.20)$$

- $-9^\circ < \varphi < 167^\circ$:

$$A_{suc,n} = 0 \quad (4.21)$$

Dalla *Figura 66* si può notare come R_1 e R_2 identificano il raggio interno ed esterno dell'apertura sul *valve-plate*, mentre R_p rappresenta il raggio di locazione dei pistoni sul *barrel*.

Camere dei pistoni

Le camere all'interno del *barrel* sono di forma cilindrica e ospitano la corsa dei pistoni. Si può scrivere l'equazione per quanto riguarda lo spostamento delle estremità di pistoni $S_{p,n}$ nel tempo (dimostrazione riportata in *Appendice A*):

$$S_{p,n} = R_p \tan \beta_{pump} [1 - \cos(\omega_{pump} t - (n - 1)\alpha)] \quad (4.22)$$

L'angolo α rappresenta lo sfasamento che intercorre tra il ciclo di un pistone e quelli successivi, mentre β_{pump} è l'inclinazione della piastra *swashplate* rispetto alla verticale. Per come è definito $S_{p,n}$ cresce in modulo durante la corsa di rientro del pistone.

A questo punto si può scrivere l'equazione di continuità (4.23) nelle camere:

$$Q_{kp,n} - Q_{p,n} - Q_{lp,n} + Q_{suc,n} = \frac{(V_{0,n} - A_p S_{p,n})}{\beta} \frac{dp_{p,n}}{dt} \quad (4.23)$$

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4} \quad (4.24)$$

$V_{0,n}$ è lo spazio morto caratteristico dell' n -esima camera e β il modulo di comprimibilità di *Bulk* del fluido idraulico.

$Q_{kp,n}$ è definita come portata cinematica, ovvero il contributo all'equazione di continuità dipendente dalla variazione di volume dovuto al movimento alternativo dei pistoni di diametro d_p (dimostrazione riportata in *Appendice B*):

$$Q_{kp,n} = A_p \dot{S}_{p,n} = \omega_{pump} \frac{\pi d_p^2 R_p}{4} \tan \beta_{pump} \sin(\omega_{pump} t - (n - 1)\alpha) \quad (4.25)$$

$Q_{lp,n}$ è la frazione di portata dispersa a causa dei fenomeni di leakage, poiché è garantita la presenza di gioco tra i corpi mobili in movimento relativo tra loro. La definizione di questa portata viene approfondita in un sottocapitolo a parte (*Capitolo 5.3*) quando si realizzerà una modellazione accurata del fenomeno del leakage per mostrare l'andamento del rendimento volumetrico della pompa al variare del numero di giri.

$Q_{p,n}$ è la portata che viene inviata alla camera di mandata della pompa, contraddistinta da pressione p_s . L'equazione per questa portata è analoga a $Q_{suc,n}$:

$$Q_{p,n} = C_d A_{dis,n} \sqrt{\frac{2|p_{p,n} - p_s|}{\rho}} \text{sign}(p_{p,n} - p_s) \quad (4.26)$$

In questo caso $A_{dis,n}$ indica la luce di passaggio delle camere dei pistoni verso la camera di mandata della pompa, la cui variazione con l'angolo φ è stata paragonata ad $A_{suc,n}$ con uno sfasamento di 180° per ogni condizione:

- $-13^\circ < \varphi < 9^\circ$:

$$A_{dis,n} = \frac{(\varphi + 13)^2 \pi R_p}{360 * 22} (R_1 - R_2) \quad (4.27)$$

- $9^\circ < \varphi < 17^\circ$:

$$A_{dis,n} = \frac{(\varphi - 9)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) + \frac{22}{360} \pi R_p (R_1 - R_2) \quad (4.28)$$

- $17^\circ < \varphi < 39^\circ$:

$$A_{dis,n} = \frac{(\varphi - 9)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) + \left(\frac{22}{360} \pi R_p (R_1 - R_2) - \frac{(\varphi - 17)^2 \pi R_p}{360 * 22} (R_1 - R_2) \right) \quad (4.29)$$

- $39^\circ < \varphi < 141^\circ$:

$$A_{dis,n} = \frac{30}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) \quad (4.30)$$

- $141^\circ < \varphi < 171^\circ$:

$$A_{dis,n} = \frac{(\varphi - 141)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) \quad (4.31)$$

- $171^\circ < \varphi < 360^\circ - 13^\circ$:

$$A_{dis,n} = 0 \quad (4.32)$$

Attraverso l'equazione (4.33) è possibile ricavare la variazione nel tempo della pressione in camera $\dot{p}_{p,n}$ e in seguito ad integrazione il valore di ciascuna $p_{p,n}$.

$$\frac{dp_{p,n}}{dt} = \dot{p}_{p,n} = \frac{(Q_{kp,n} - Q_{p,n} - Q_{lp,n} + Q_{suc,n})\beta}{V_{0,n} - A_p S_{p,n}} \quad (4.33)$$

$$p_{p,n} = \int_0^\tau \frac{dp_{p,n}}{dt} dt \quad (4.34)$$

Camera di mandata

Infine manca da definire cosa accade nella camera di mandata. Esattamente come la camera di aspirazione possiede un volume di controllo V_c definito (Figura 67) all'interno del quale si riversano le portate $Q_{p,n}$ in arrivo dal *barrel*. Successivamente viene inviato fluido a valle della pompa che raggiungerà il filtro con bypass.

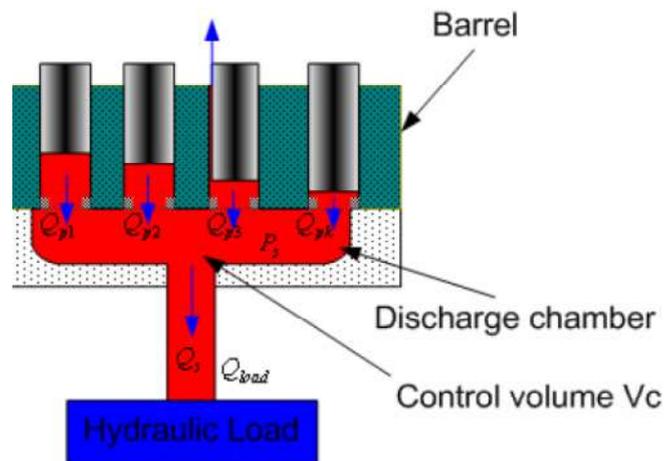


Figura 67: Sezione camera mandata.

Si riscrive l'equazione di continuità per poter ricavare la pressione caratteristica p_s :

$$\dot{p}_s = \frac{(Q_p - Q_s)\beta}{V_c} \quad (4.35)$$

$$Q_p = \sum_{n=1}^N Q_{p,n} \quad (4.36)$$

Q_s è la portata inviata verso il filtro con bypass di pressione p_f , e viene espressa come portata di efflusso turbolento dal volume di controllo:

$$Q_s = C_d A_{exit} \sqrt{\frac{2|p_s - p_f|}{\rho}} \text{sign}(p_s - p_f) \quad (4.37)$$

Viene quindi presentata per via grafica l'implementazione su *Matlab Simulink*:

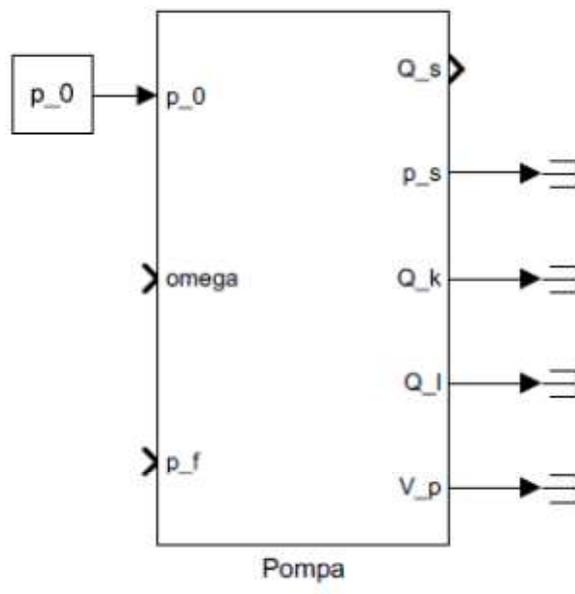


Figura 68: Blocco pompa a cilindrata fissa.

L'ambiente di lavoro viene suddiviso in *subsystems* per il calcolo delle portate che rientrano nell'equazione di continuità sulle camere dei pistoni, per le luci di passaggio sul *valve plate* e per il calcolo cinematico riguardante i pistoni. Un blocco a sé stante viene dedicato alla modellazione del leakage interno alla pompa.

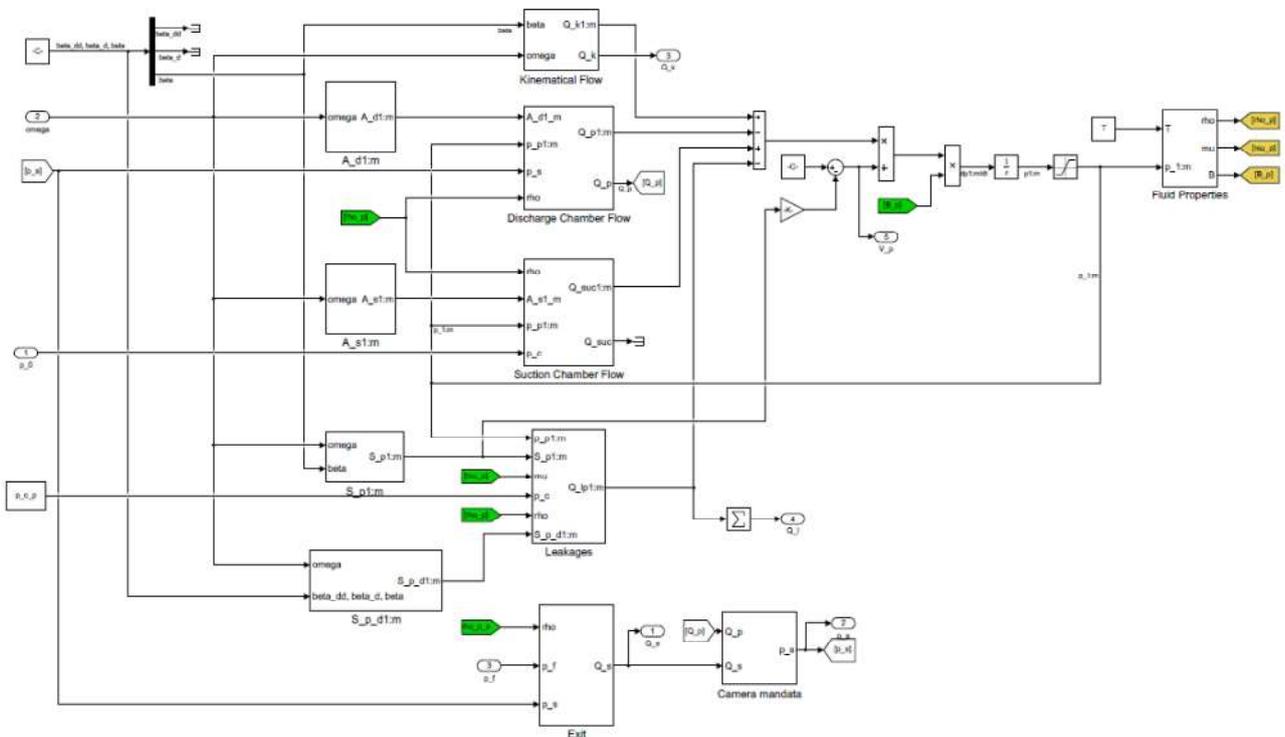


Figura 69: Modello pompa a cilindrata fissa.

4.3 MODELLAZIONE DEL LEAKAGE INTERNO ALLA POMPA E RENDIMENTO VOLUMETRICO

E' stata data particolare attenzione al fenomeno di *leakage* interno poiché il compito che deve soddisfare la pompa è quello di generare una portata congrua alle richieste dell'accumulatore. Per via di questo aspetto diventa molto rilevante l'andamento del rendimento volumetrico η_v al variare delle condizioni di funzionamento. Il rendimento volumetrico viene normalmente definito come:

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_p} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_{lp}} \quad (4.38)$$

Q_s è la portata di fluido inviata a valle della pompa, Q_p è la portata in ingresso, mentre Q_{lp} è il termine che rappresenta le perdite interne. Si può esprimere il rendimento volumetrico ragionando invece in termini di volume:

$$\eta_v = \frac{V_{used}}{V_{max}} \quad (4.39)$$

V_{used} è il volume di fluido effettivamente inviato a valle della pompa, mentre V_{max} è la cilindrata massima sfruttabile.

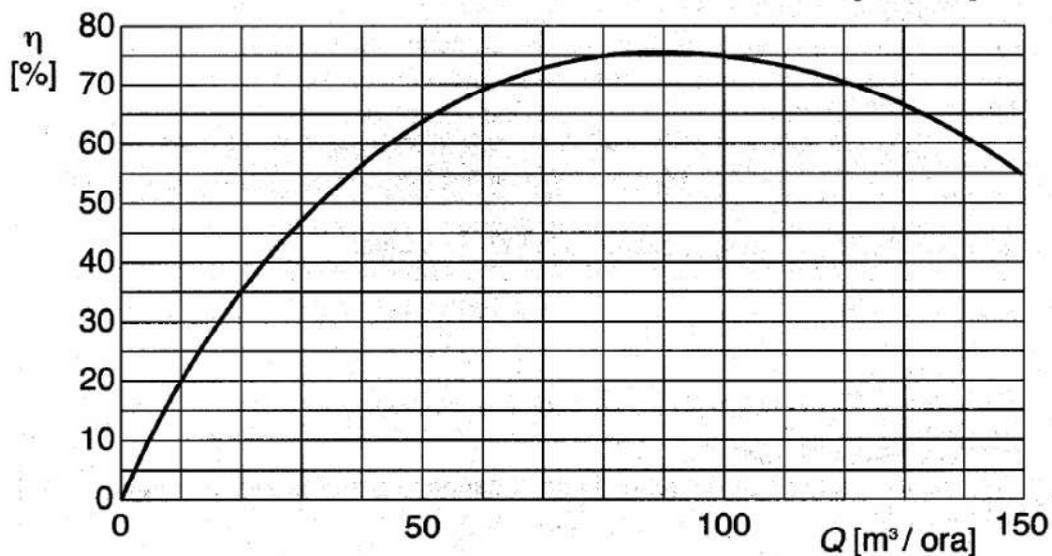


Figura 70: Curva rendimento volumetrico sperimentale.

A livello empirico quello che si può ricavare dai parametri di funzionamento di una pompa è presente come esempio in *Figura 70*. La curva rappresenta l'andamento sperimentale del rendimento volumetrico di una pompa, di cui non si conoscono i dati tecnici, al variare della portata. Si può notare come per bassi valori di portata il rendimento sia poco elevato, al crescere della portata si verifica un incremento sino ad una soglia oltre la quale il rendimento torna a decrescere.

Nel caso della pompa a cilindrata fissa la portata è dipendente unicamente dalla velocità del motore elettrico, per cui le stesse considerazioni si possono fare sulla velocità n_{pump} . In un regime di velocità basso la pompa è in grado di generare una portata esigua confrontandola al contributo che perde a causa del *leakage*. Man mano che la velocità viene aumentata la portata cresce ($Q_s \propto V_{max} * n_{pump}$), per cui se si

considera all'incirca costante il valore di Q_{lp} il rendimento η_v sale. Giunti ad una soglia di velocità tale che le camere dei pistoni non riescono più a riempirsi completamente si riscontra un crollo su η_v .

L'obiettivo della modellazione del *leakage* interno è quella di poter fornire a livello analitico un andamento del rendimento volumetrico in funzione della velocità della pompa simile a quello sperimentale.

4.3.1 LEAKAGE PISTON-BARREL

In primis viene trattato il fenomeno di *leakage* che si verifica all'interno delle camere dei pistoni. Affinchè possa avvenire il movimento alternativo dei pistoni deve essere presente un minimo gioco con le pareti del *barrel* (Figura 71).

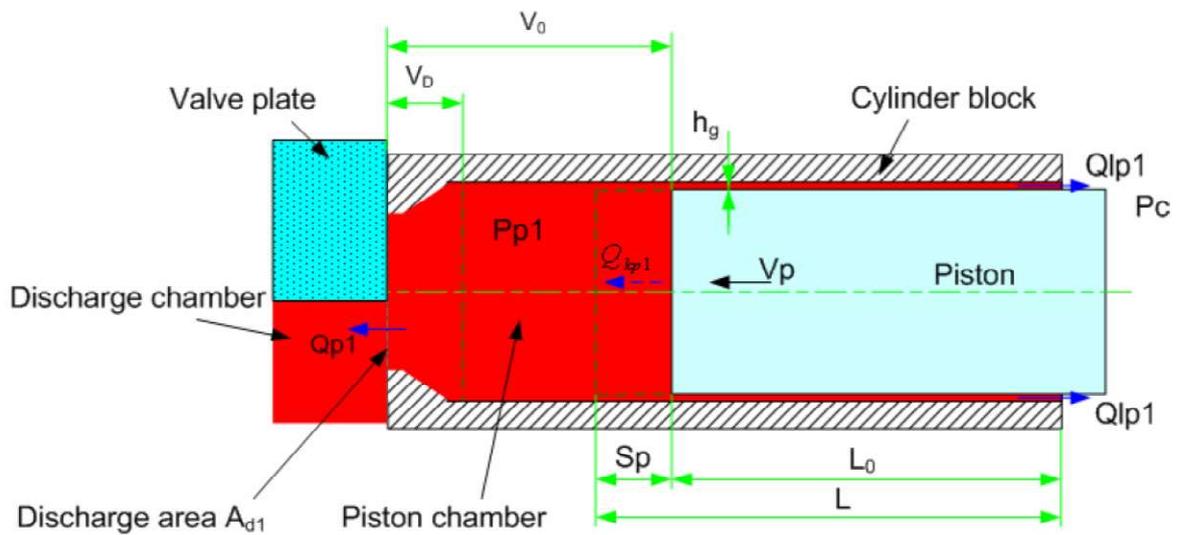


Figura 71: Sezione cilindro-pistone.

L'equazione per la portata Q_{lp1} attraverso un piccolo meato quando vi è di mezzo un organo in movimento viene definita attraverso l'equazione di continuità:

$$q_{lp1,n} = -\frac{1}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} h^3 + \dot{S}_{p,n} \frac{h}{2} \quad (4.40)$$

$$Q_{lp1,n} = \frac{\pi r_p}{6\mu} \frac{\Delta p_n}{L} h^3 + 2\pi r_p \frac{h}{2} \dot{S}_{p,n} \quad (4.41)$$

$$L = L_0 + S_{p,n} \quad (4.42)$$

$$Q_{lp} = \sum_{n=1}^N Q_{lp,n} \quad (4.43)$$

$q_{lp,n}$ è la portata di leakage per unità di lunghezza, r_p il raggio del pistone, μ la viscosità dinamica, h la dimensione del meato, L la lunghezza del meato. Δp_n rappresenta la differenza di pressione che istante per istante intercorre tra l'interno della camera e il case della pompa.

$$\Delta p_n = p_{p,n} - p_{case} \quad (4.44)$$

Le ipotesi per cui si possano applicare queste relazioni sono:

- Moto laminare nel meato;
- Forze di inerzia trascurabili;
- Fluido incomprimibile;
- Viscosità costante nel meato.

Su *Simulink* viene implementato quanto riportato in precedenza.

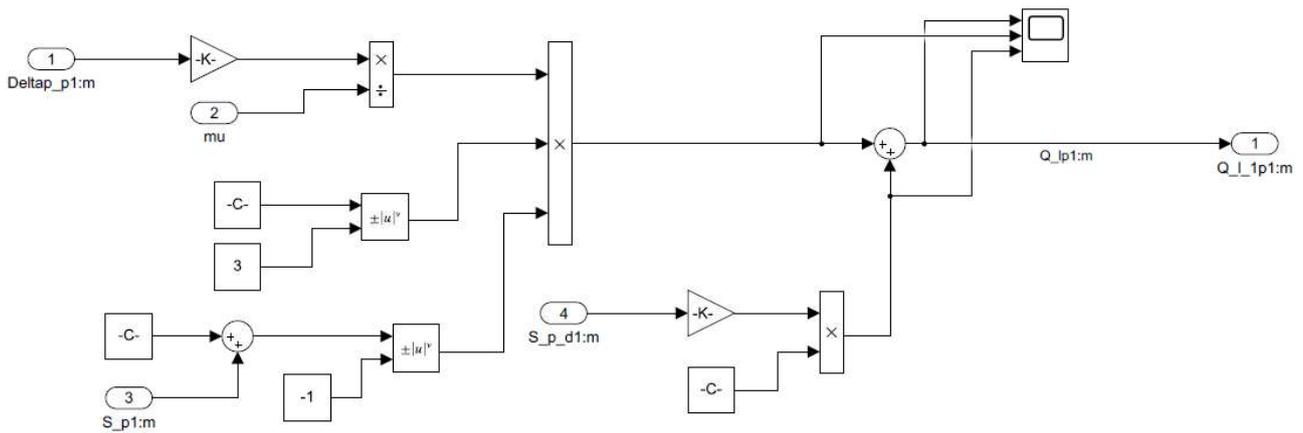


Figura 72: Blocco perdita piston-barrel.

4.3.2 LEAKAGE SLIPPER-SWASHPLATE

E' presente un fattore di dispersione tra *slipper* e *swashplate*.

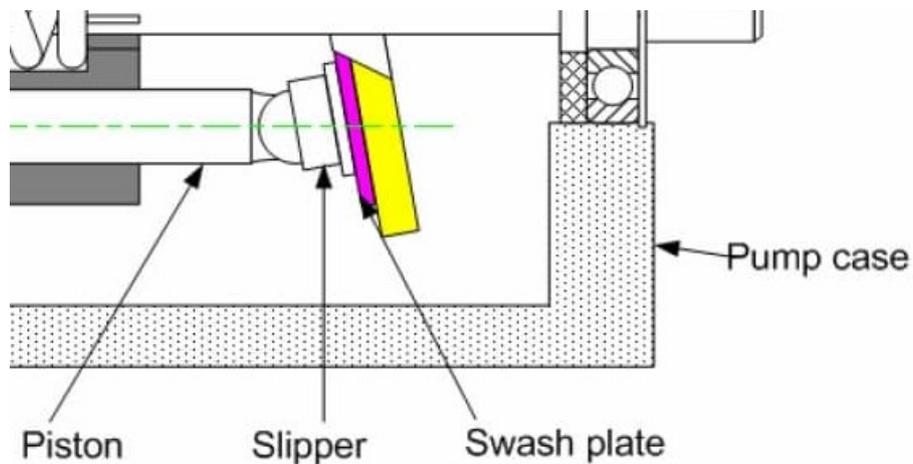


Figura 73: Slipper e swashplate.

In questo caso viene considerato un termine costante di perdita al variare del numero di giri della pompa e quindi il termine dipende unicamente dalla differenza di pressione Δp_n :

$$Q_{lp2,n} = \frac{\pi r_{sl} \Delta p_n}{6\mu} h^3 \quad (4.45)$$

$$Q_{lp2} = \sum_{n=1}^N Q_{lp2,n} \quad (4.46)$$

r_{sl} è la dimensione del raggio dello *slipper*. L'equazione viene riportata su *Simulink* nel seguente modo:

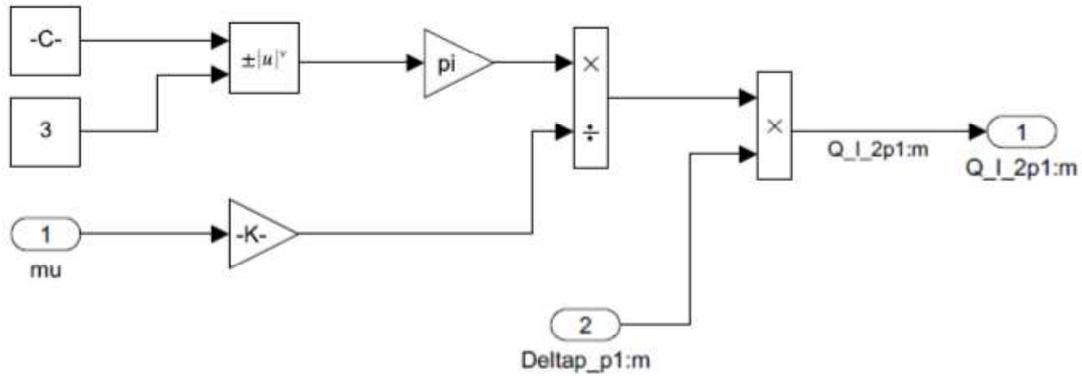


Figura 74: Blocco perdita slipper-swashplate.

4.3.3 LEAKAGE VALVE PLATE-BARREL

Per completare il quadro sul leakage interno alla pompa è stata considerata una perdita di fluido idraulico tra *valve plate* e *barrel*. In questo caso la modellazione della perdita è stata più sofisticata poiché viene ipotizzato un possibile fenomeno di sostentamento idrodinamico del *barrel* dovuto al passaggio di portata Q_{lp3} .

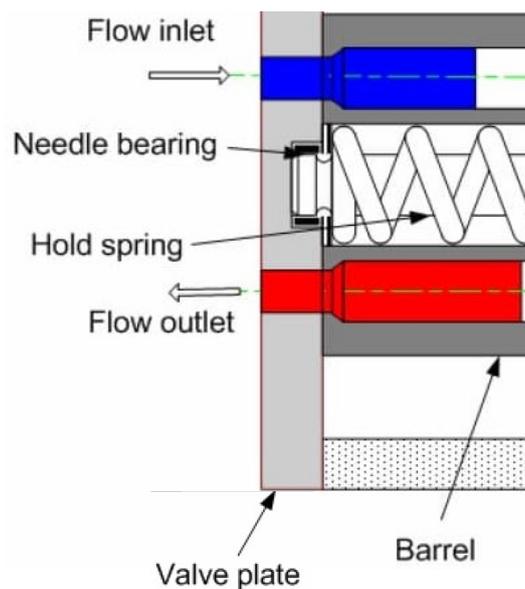


Figura 75: Barrel e Valve plate.

Tra *valve plate* e *barrel* è ritenuto esistente un piccolo gioco dovuto alla rugosità superficiale dei due elementi che può portare parte del fluido all'interno del *case* della pompa. Si può pensare di definire la caduta di pressione ai capi della zona interessata per analogia elettrica come somma di due contributi in serie: il primo contraddistinto da una zona laminare all'interno del gioco e un secondo termine di efflusso turbolento verso il *case* della pompa.

La zona laminare del gioco può far affidamento alla legge di *Hagen-Poiseuille* che definisce la caduta di pressione $\Delta p_{1,n}$:

$$\Delta p_{1,n} = \frac{8\pi\mu L}{S^2} Q_{lp3,n} \quad (4.47)$$

$$R_1 = \frac{8\pi\mu L}{S^2} \quad (4.48)$$

L fa riferimento alla lunghezza della zona interessata mentre S è la sezione media del meato. R_1 è l'analogo idraulico della resistenza elettrica.

La zona di efflusso verso la camera del *case* viene invece contraddistinta da una caduta di pressione Δp_2 ricavabile dall'efflusso turbolento:

$$Q_{lp3,n} = C_d S \sqrt{\frac{2 * \Delta p_{2,n}}{\rho}} \quad (4.49)$$

$$\Delta p_{2,n} = \left(\frac{Q_{lp3,n}}{C_d S}\right)^2 \frac{\rho}{2} \quad (4.50)$$

La caduta di pressione complessiva è pari alla somma delle due zone ed è nota se si conosce il comportamento delle camere dei pistoni e del *case*:

$$\Delta p_{1,n} + \Delta p_{2,n} = p_{p,n} - p_{case} = \Delta p \quad (4.51)$$

In questo modo si può risolvere l'equazione di secondo grado sull'incognita di portata $Q_{lp3,n}$, approfondita dei passaggi algebrici in *Appendice C*:

$$Q_{lp3,n} = \frac{-\frac{4\pi\mu L}{S^2} + \sqrt{\left(\frac{4\pi\mu L}{S^2}\right)^2 + \Delta p \frac{\rho}{2(C_d S)^2}}}{\frac{\rho}{2(C_d S)^2}} \quad (4.52)$$

$$Q_{lp} = \sum_{n=1}^N Q_{lp,n} \quad (4.53)$$

Il sostentamento idrodinamico si genera laddove due corpi in moto relativo tra loro generano un meato di fluido viscoso in cui il campo di pressione interno ad esso va a modificarsi in dipendenza del gradiente di velocità verticale. L'effetto conseguente della variazione interna della pressione è una forza portante che agisce sulle superfici libere. Questo tipo di fenomeno è tipico di *meati convergenti* e viene utilizzato in svariati ambiti ingegneristici per evitare contatto metallo-metallo delle superfici, come per i cuscinetti o coppie cinematiche rotoidali.

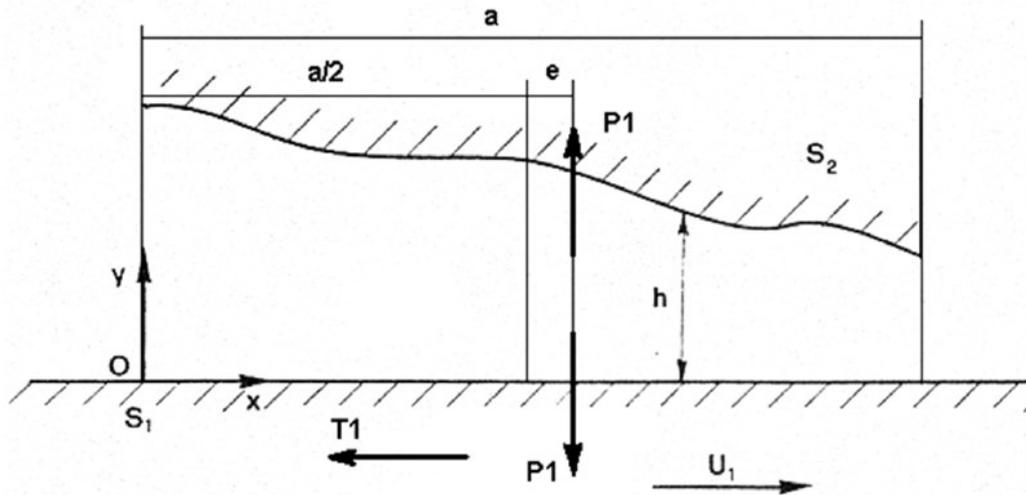


Figura 76: Meato fluido convergente.

Il gioco presente tra *barrel* e *valve plate*, elementi in moto relativo di rotazione tra loro, potrebbe talvolta trovarsi in situazioni associabili al tipo convergente poiché causato dalla rugosità superficiale; è per questo motivo che viene tenuto conto nel modello di leakage del fenomeno di sostentamento idrodinamico.

La relazione per la forza portante P generata sul *barrel* in un meato di tipo convergente è riportata nell'equazione (4.54).

$$P = 6\mu U \left(\frac{a}{h_0}\right)^2 \left[\frac{1}{m} \ln(1+m) - \frac{2}{m(2+m)} \right] w_l \quad (4.54)$$

$$m = \frac{h_1 - h_0}{h_0} \quad (4.55)$$

a rappresenta l'estensione longitudinale del meato, h_0 l'altezza minima del meato, h_1 l'altezza massima del meato, w_l l'estensione in larghezza. U indica la velocità relativa della superficie mobile e nel caso del *barrel* viene legata alla velocità di rotazione della pompa e al raggio medio r_b ; a fronte di U nullo la forza portante P all'interno del meato si annulla.

$$U = \omega_{pump} r_b \quad (4.56)$$

Noto il valore della forza portante si può scrivere un'equazione di equilibrio delle forze sul *barrel* per descrivere la dinamica di apertura/chiusura del meato fluido medio h . Questo parametro incide direttamente sulla sezione media S , che rientra nell'equazione (4.52) per il calcolo della portata di *leakage* $Q_{lp, n}$.

$$P - m_b \ddot{h} - c_b \dot{h} - k_b (h - h_i) = 0 \quad (4.57)$$

$$S = h * w_l \quad (4.58)$$

m_b , c_b e k_b si riferiscono ai parametri di massa, smorzamento e rigidezza del sistema. h_i indica il valore del meato in condizioni statiche.

Il tutto viene riportato su *Matlab Simulink* suddividendo tra equazione per il calcolo della portata e quella per ricavare la forza portante.

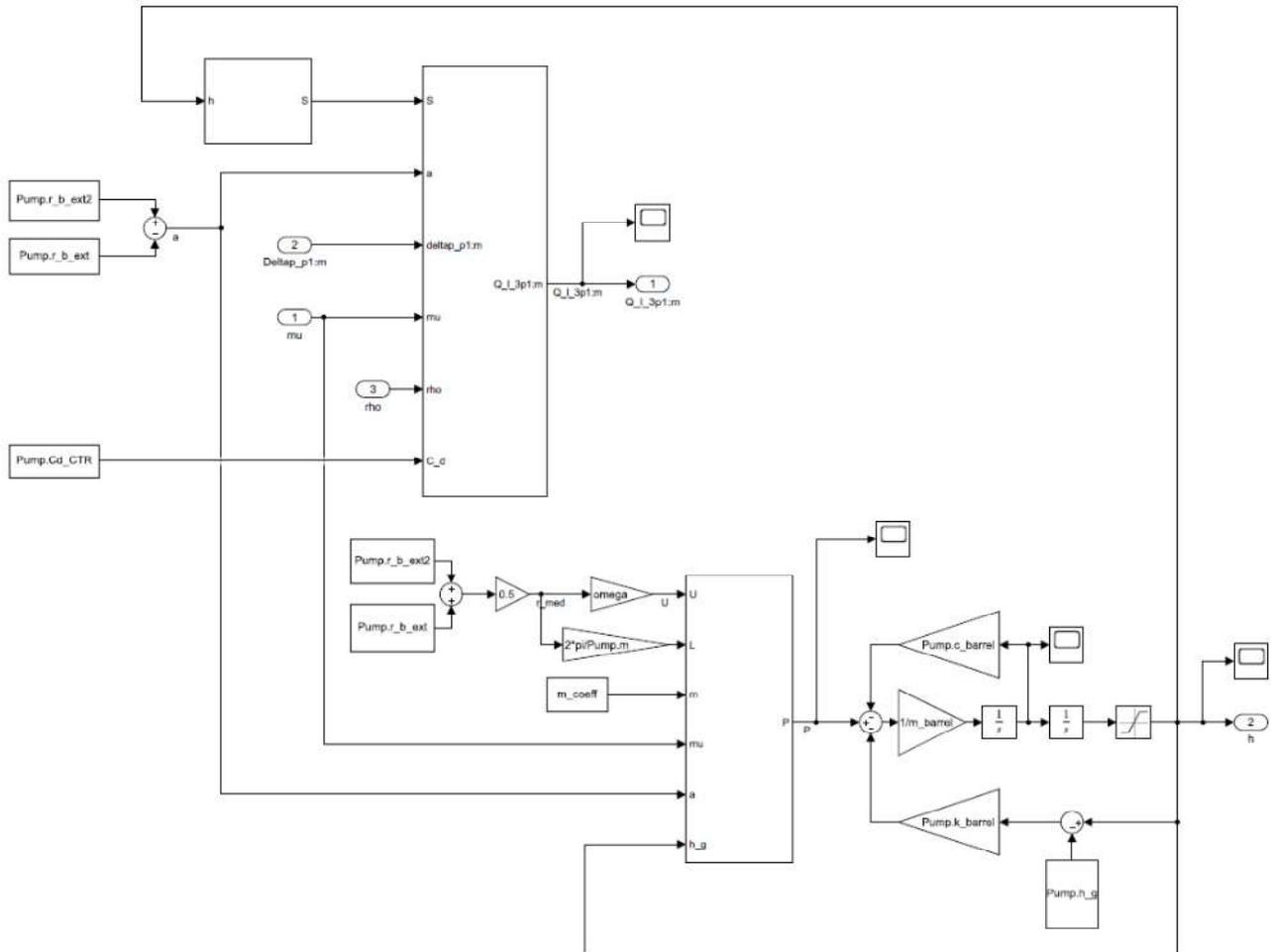


Figura 77: Modello perdita Barrel- Valve plate

La portata dispersa complessiva Q_{lp} è data dalla somma dei tre contributi di leakage trattati.

$$Q_{lp} = Q_{lp1} + Q_{lp2} + Q_{lp3} \quad (4.59)$$

4.3.4 RENDIMENTO VOLUMETRICO DELLA POMPA TRAMITE MODELLO DI SIMULAZIONE

Al termine della modellazione analitica è necessario avviare dei tentativi di verifica sul comportamento del modello. In particolare si è cercato di approfondire il discorso legato al rendimento volumetrico per il regime stazionario al variare delle condizioni di funzionamento della pompa.

E' stata presa come esempio per la campagna di simulazione una pompa a pistoni assiali i cui dati tecnici erano stati precedentemente implementati su *Script Matlab* in una tesi passata (*Appendice D*).

Inizialmente sono stati riportati e analizzati gli andamenti in funzione del tempo riguardanti la portata in ingresso alla pompa, la portata in uscita e la portata di leakage al variare della velocità di rotazione. La condizione di carico a valle della pompa viene espressa come rapporto sulla pressione di monte f_{carico} .

$$f_{carico} = \frac{p_{out}}{p_{in}} \quad (4.60)$$

Successivamente si è calcolato il valore del rendimento volumetrico e lo si è riportato in funzione della velocità di rotazione della pompa.

$$f_{carico} = 4$$

Nel primo caso è stata presa in considerazione f_{carico} pari a 4, partendo da una pressione di ingresso di 5 bar. Si rilevano i seguenti andamenti sulle portate:

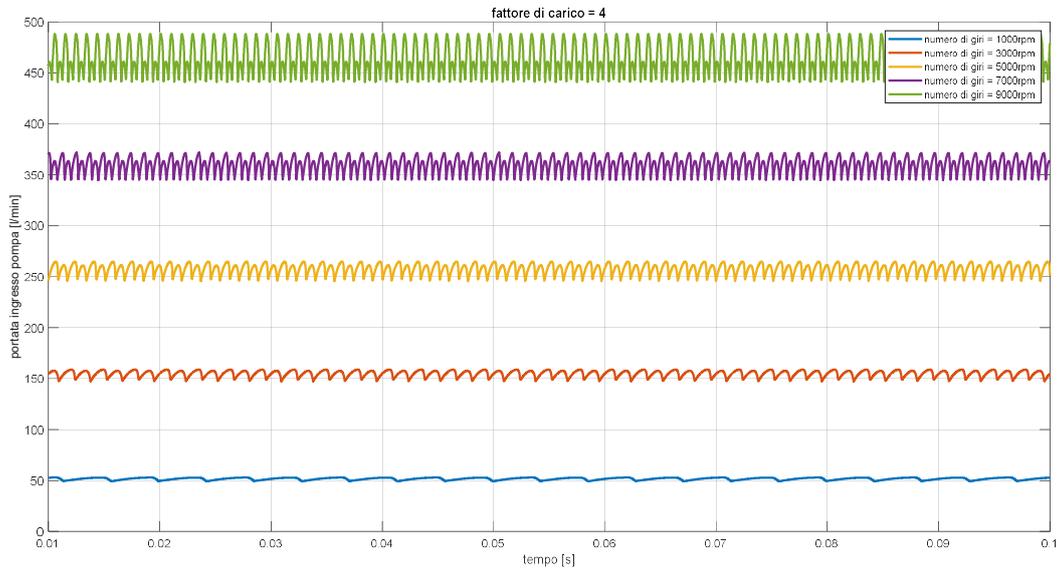


Figura 78: Plot portata in ingresso.

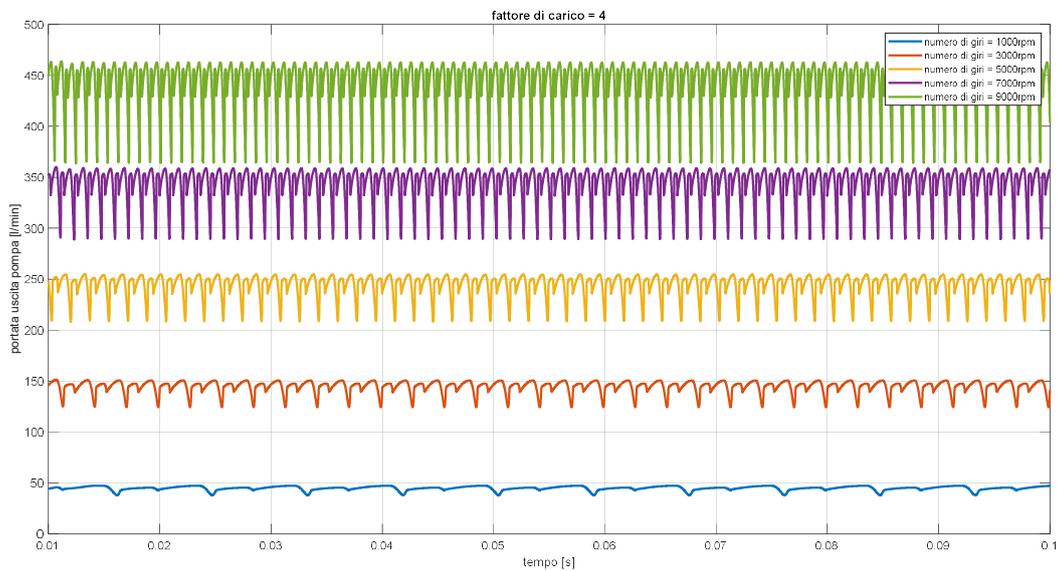


Figura 79: Plot portata in uscita.

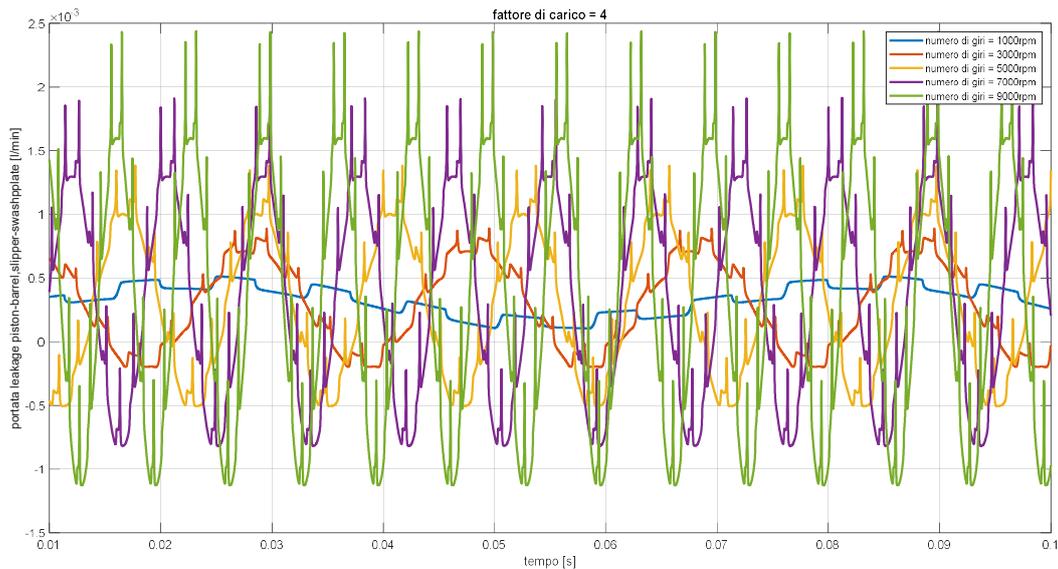


Figura 80: Plot portata dispersa piston-barrel, swashplate-slider.

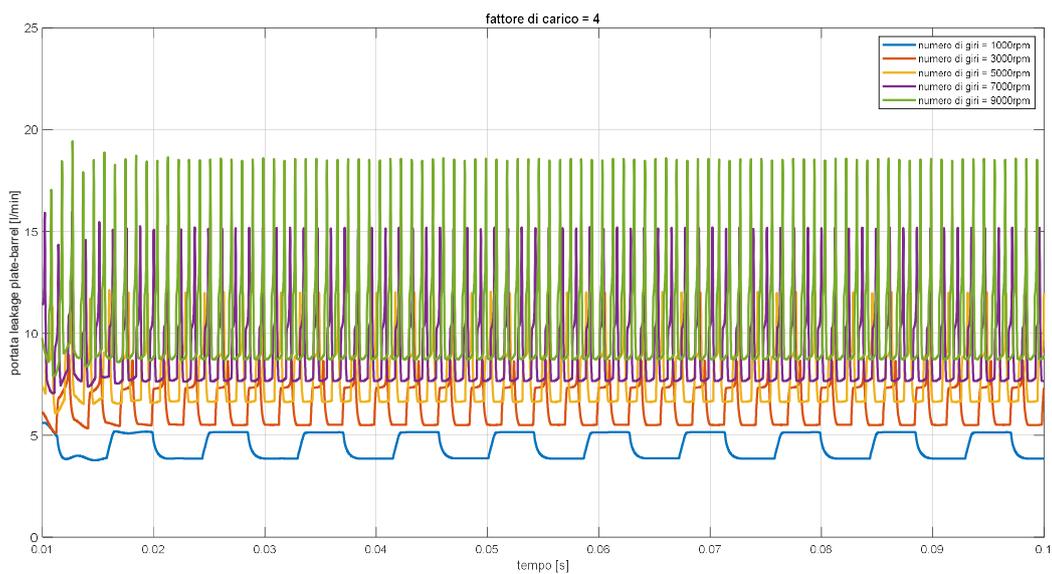


Figura 81: Plot portata dispersa barrel-valve plate.

Si può notare facilmente come il valore medio della portata in uscita per ogni regime di velocità risulti inferiore rispetto alla portata in ingresso, questo a causa delle perdite interne che si verificano verso la *case* della pompa. L'aumento della portata inviata a valle della pompa viene garantita dall'accrescimento della velocità di rotazione, tuttavia aumenta anche la portata dispersa avendo considerato in particolare la presenza del fenomeno di sostentamento idrodinamico tra *valve plate* e *barrel*; la portata dispersa complessiva per cui non viene più considerata come contributo all'incirca costante al variare della velocità. Per comprendere maggiormente quanto accade al variare della velocità si può approfondire l'andamento del meato di fluido viscoso medio tra *valve plate* e *barrel*.

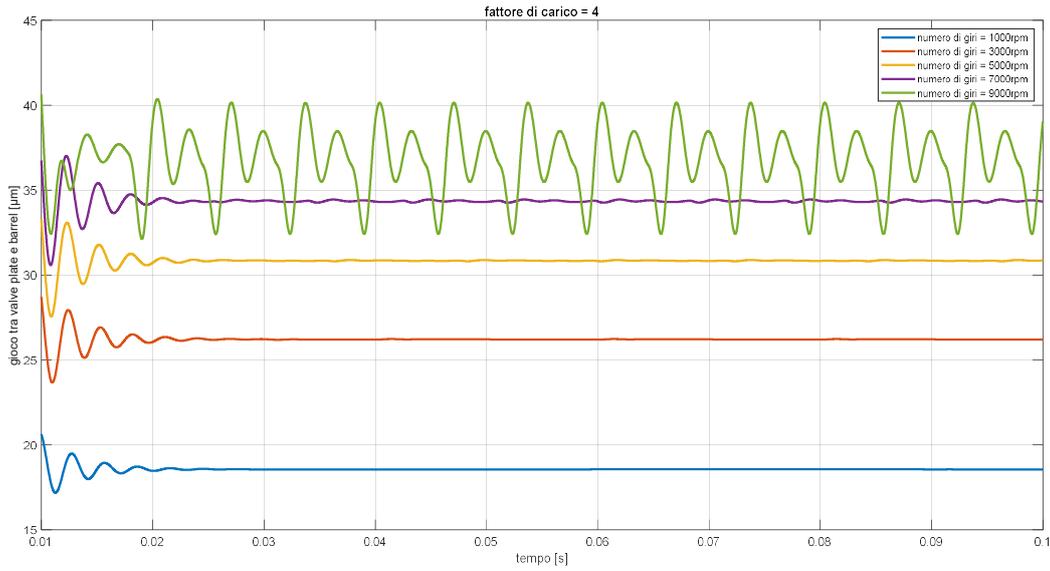


Figura 82: Plot gioco barrel - valve plate.

L'aumento di velocità accresce il valore di portanza sul cilindro dei pistoni e con esso il gioco esistente, ciò influisce direttamente sulla portata dispersa.

Si può quindi riportare l'andamento del rendimento volumetrico al variare del numero di giri della pompa, calcolato secondo l'equazione (4.39).

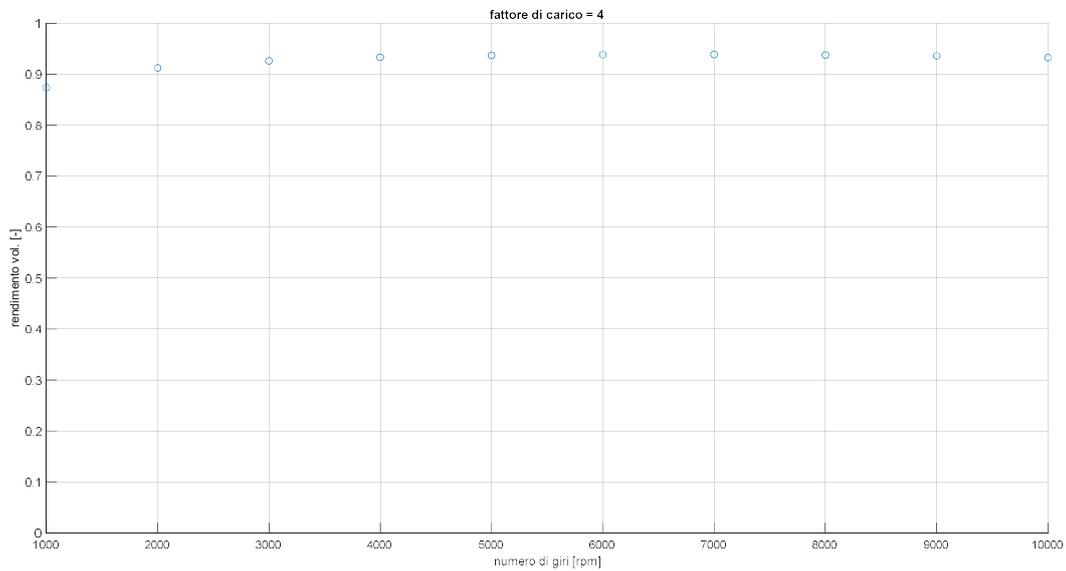


Figura 83: Scatter rendimento volumetrico.

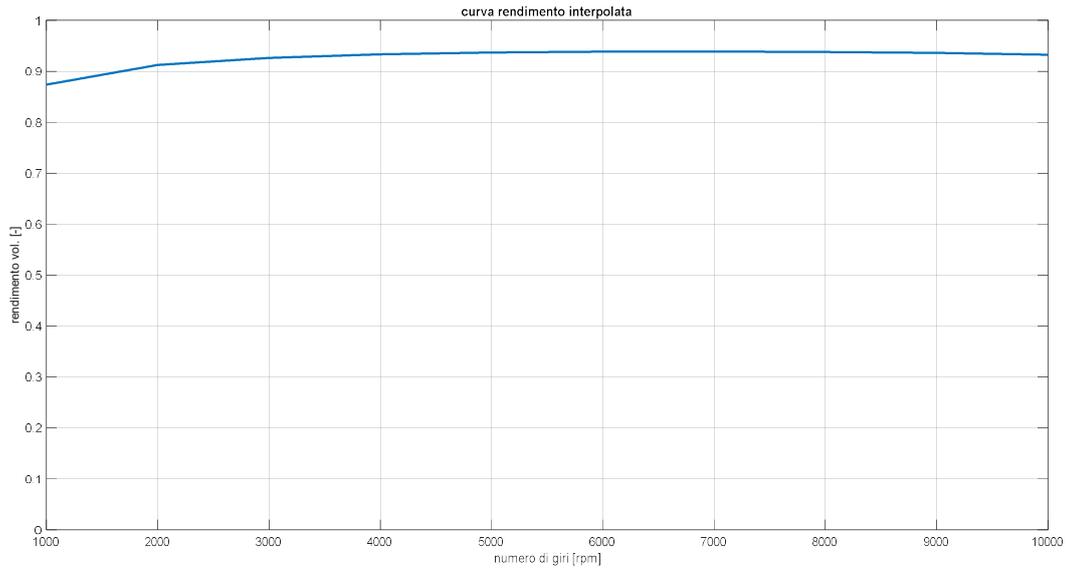


Figura 84: Plot rendimento volumetrico.

Il valore del rendimento tende ad aumentare sino ai 6000 rpm di velocità grazie all'incremento sulla portata in uscita, tuttavia oltre tale soglia il termine dovuto al *leakage* incide negativamente sul rendimento riportandolo su standard meno elevati.

$$f_{carico} = 8$$

Si è provato ad incrementare il fattore di carico raddoppiando il valore precedente, a parità degli altri parametri.

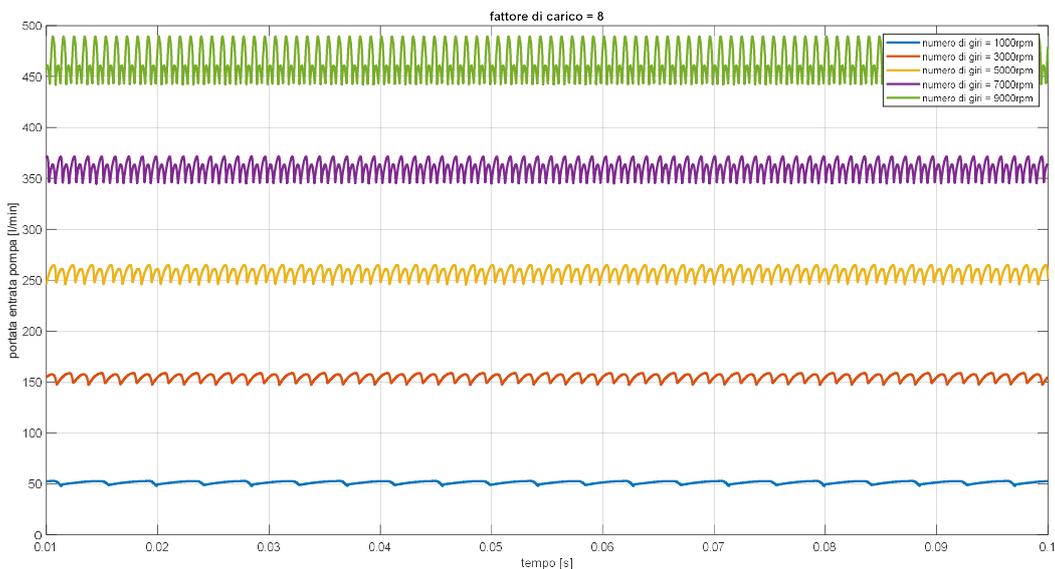


Figura 85: Plot portata ingresso pompa.

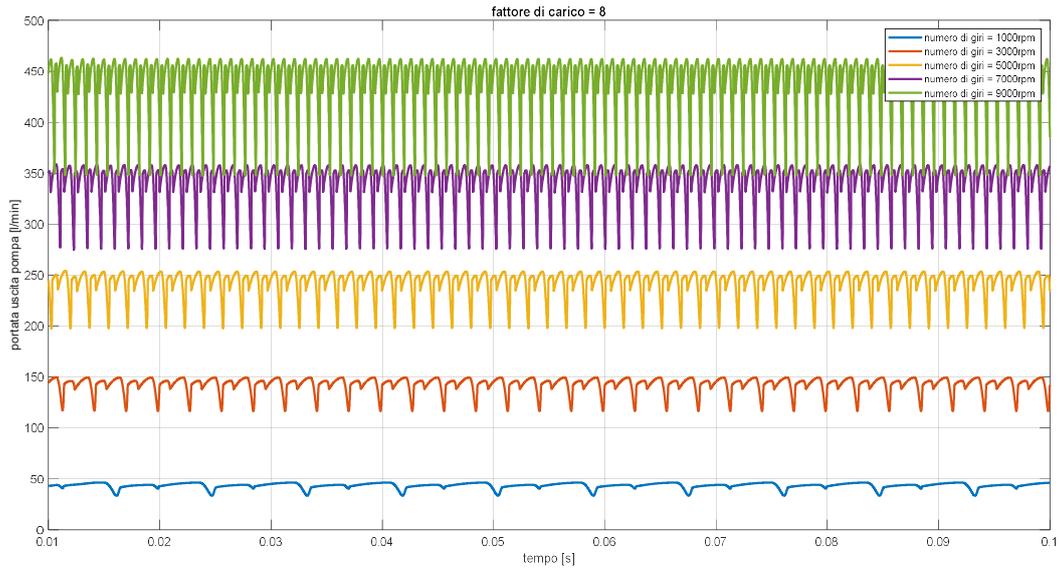


Figura 86: Plot portata uscita pompa.

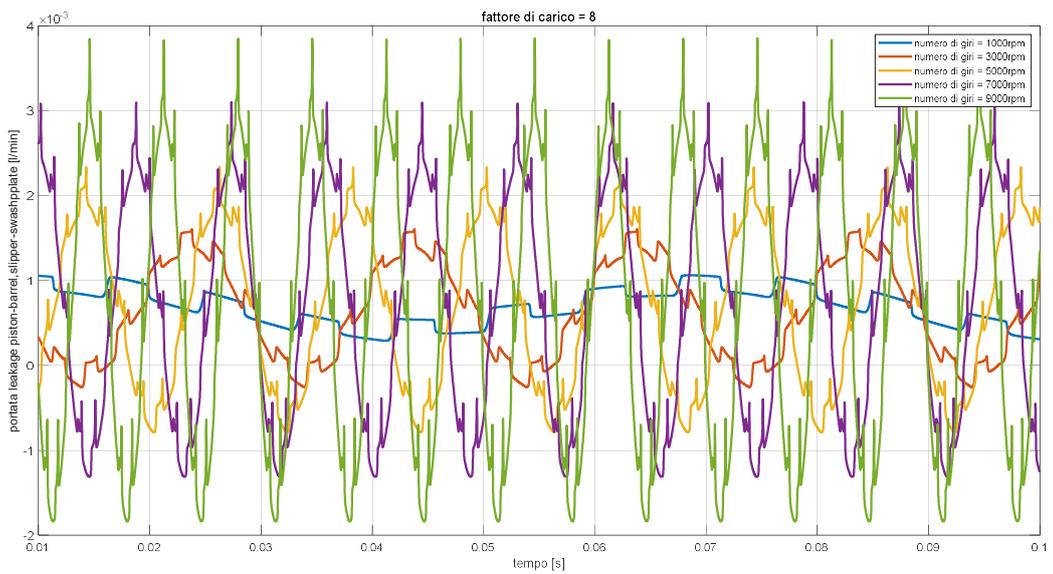


Figura 87: Plot portata dispersa piston-barrel, swashplate-slipper.

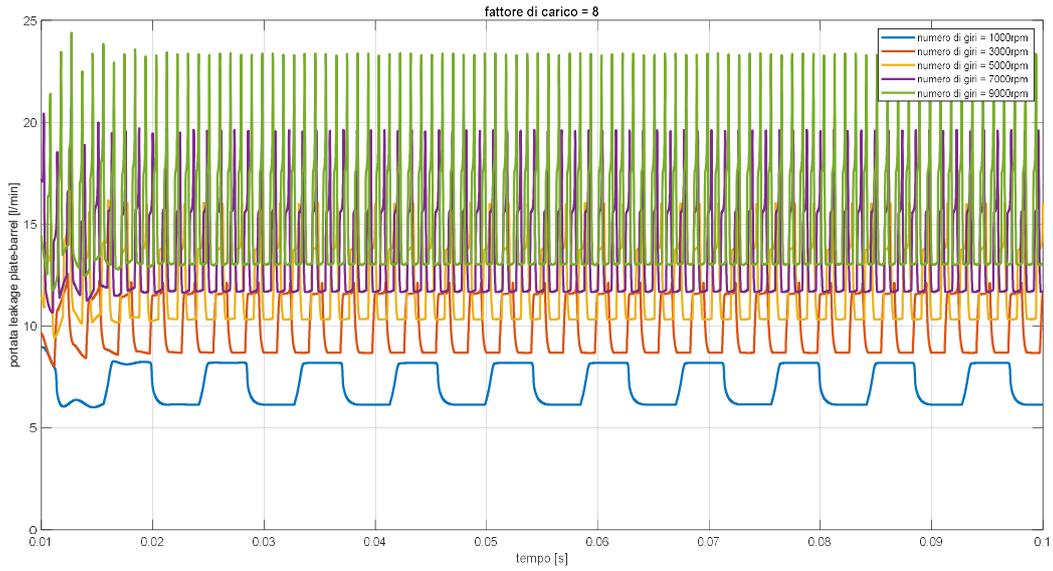


Figura 88: Plot portata dispersa barrel-valve plate

Incrementando la pressione del carico a valle della pompa si va ad aumentare anche il valore della pressione all'interno delle camere dei pistoni. Di conseguenza rispetto al caso precedente i termini di perdita dipendenti dalla differenza di pressione con il *case* accrescono la propria influenza andando a ridurre la portata in uscita.

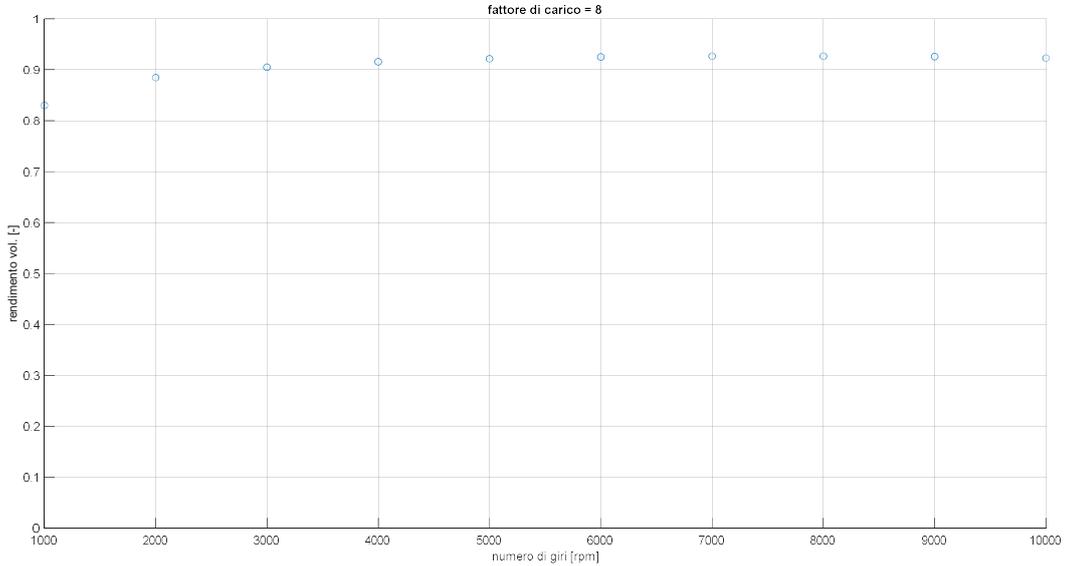


Figura 89: Scatter rendimento volumetrico.

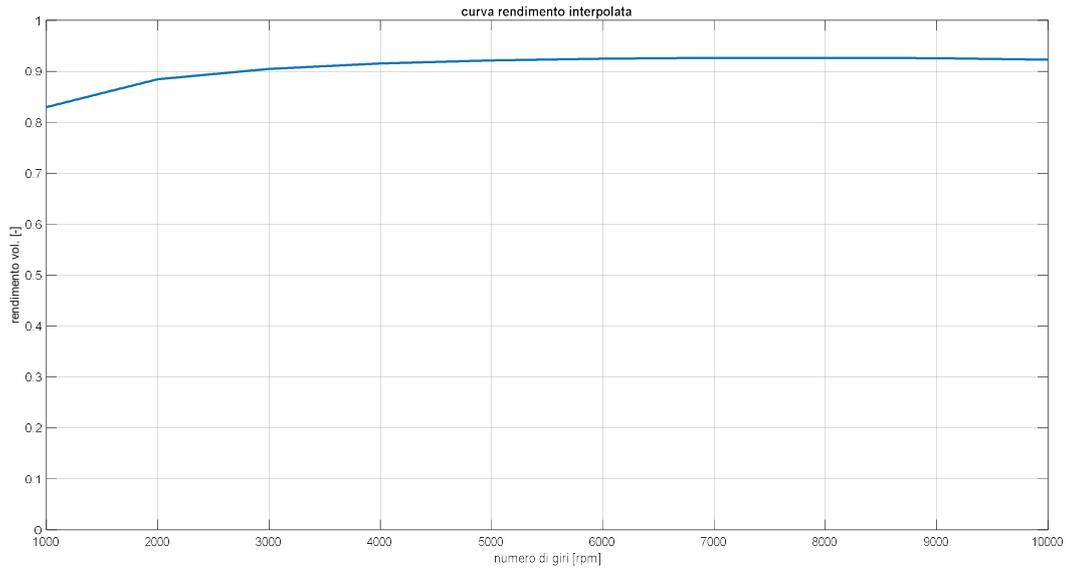


Figura 90: Plot rendimento volumetrico.

Nel caso di pressione alla mandata superiore l'andamento complessivo del rendimento volumetrico è inferiore a causa delle perdite statiche più elevate. Il modello riesce a mantenere il fenomeno di diminuzione del valore di rendimento per regimi di velocità alti, seppur in maniera contenuta.

Valutazione finale dei risultati

Si cerca infine di compiere alcune valutazioni conclusive per quanto riguarda i risultati forniti dal modello di simulazione. Per poterlo ottenere vengono riportati contemporaneamente gli andamenti al variare della velocità di rotazione del rendimento volumetrico a stazionario in 4 condizioni di carico differenti.

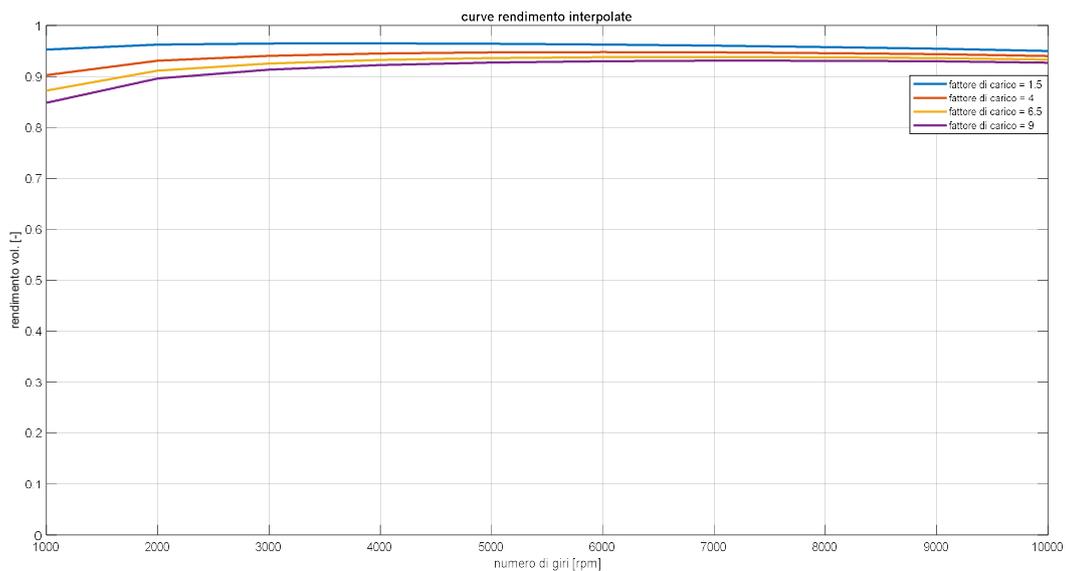


Figura 91: Plot confronto curve rendimento volumetrico.

Il modello di pompa è in grado di esprimere l'effetto di diminuzione del valore di rendimento volumetrico all'aumentare del carico a valle della pompa. Come già spiegato questo è dovuto alla proporzionalità diretta che esiste tra i termini di portata di *leakage* interno e il delta di pressione tra camere dei pistoni e *case*.

Per ciascuna curva caratteristica il rendimento volumetrico tende ad aumentare nel range di velocità inferiore, tra i 1000 e 4000 rpm. L'aumento di velocità di funzionamento impatta positivamente sulla portata inviata a valle. Successivamente si registra tendenzialmente un appiattimento delle curve in favore di un valore di rendimento pressoché costante fino alla soglia dei 7000 rpm. Oltre questo limite l'inserimento nel modello del fenomeno di *leakage* tra *valve plate* e *barrel*, con sostentamento idrodinamico tra le due superfici, causa un decremento di rendimento complessivo. Questo comportamento è coerente con i risultati ottenibili sperimentalmente e potrebbe garantire validità all'idea di modellare un *leakage* di questa tipologia.

Tuttavia il modello non sembra essere particolarmente sensibile alla difficoltà di riempimento delle camere dei pistoni, la quale si realizza durante il funzionamento reale della pompa a velocità di rotazione superiori a quella nominale inducendo un crollo repentino del valore di rendimento. Per questa motivazione il modello potrebbe essere migliorato ulteriormente in futuro.

4.4 FILTRO CON BYPASS

Il filtro del sistema viene posizionato alla mandata della pompa per evitare cavitazione in aspirazione; le celle per intrappolare la sporcizia presente nel fluido di lavoro causano inevitabilmente una caduta di pressione a valle del componente. Quando il filtro si intasa viene prodotta una sovrappressione a monte del filtro che potrebbe causare problematiche al sistema, per cui raggiunta una differenza di pressione critica la valvola di bypass viene aperta e temporaneamente si genera portata uscente senza che si passi per il filtro.

Si definisce la resistenza idraulica secondo la formula di *Hagen-Poiseuille* che ogni cella di forma cilindrica del filtro impone al moto fluido.

$$R_{cell} = \frac{8\mu L_f}{\pi r_f^4} \quad (4.61)$$

L_f specifica la lunghezza della cella, r_f il raggio della cella e μ la viscosità dinamica. La resistenza complessiva dell'intero filtro dipende dalla quantità di celle inserite in serie e parallelo. Definendo come n il numero di celle in serie e come m il numero di celle in parallelo si trova la resistenza complessiva R_f e successivamente la portata in uscita al filtro $Q_{f'}$.

$$R_f = \frac{n}{m} R_{cell} \quad (4.62)$$

$$\Delta p_f = R_f Q_f \quad (4.63)$$

$$Q_{f'} = \frac{\Delta p_f}{R_f} = \frac{p_f - p_{cv}}{R_f} \quad (4.64)$$

p_f è la pressione del filtro, p_{cv} invece è la pressione della *check valve* a valle del filtro. p_f è ricavabile dall'equazione di continuità sull'intero filtro poiché è nota la portata in ingresso Q_s dovuta alla pompa, equazione (4.37), e la portata uscente appena definita $Q_{f'}$:

$$Q_s - Q_{f'} = \frac{V_f}{\beta} \dot{p}_f \quad (4.65)$$

V_f denota il volume interno del filtro e β il modulo di comprimibilità di *Bulk*.

La portata Q_{BP} passante dal bypass ha contributo non nullo unicamente quando viene sorpassata la condizione di soglia Δp_{th} :

$$\Delta p_f = p_f - p_{cv} > \Delta p_{th} \quad (4.66)$$

$$Q_{BP} = C_d A_{BP} \sqrt{\frac{2|p_f - p_{cv}|}{\rho}} \quad (4.67)$$

La portata complessiva Q_f uscente dal componente è data dalla somma dei due termini:

$$Q_f = Q_{f'} + Q_{BP} \quad (4.68)$$

Si ricava ciascun parametro fisico con le medesime relazioni su software di simulazione:

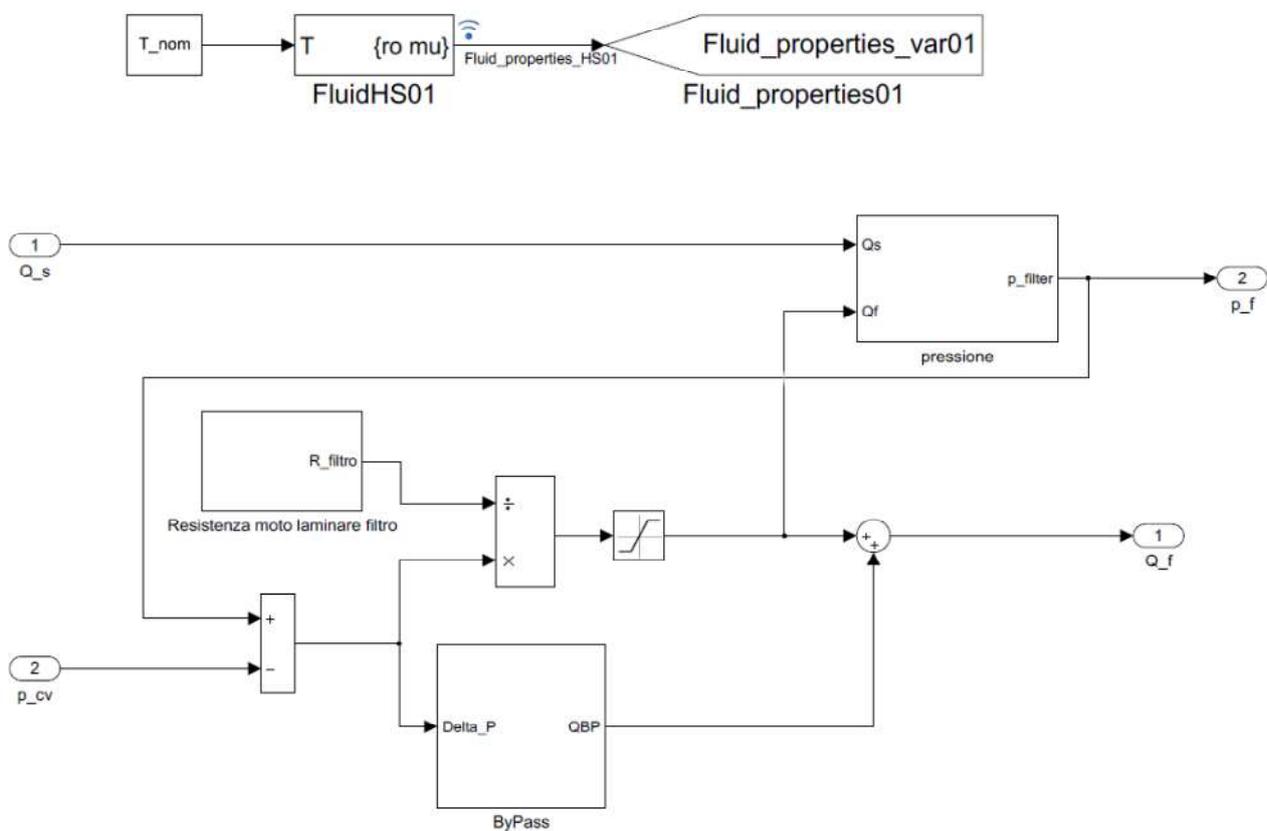


Figura 92: Modello filtro con bypass.

4.4 VALVOLA NON RITORNO (CHECK VALVE)

La *check valve* viene modellizzata come un componente avente una propria capacità interna e resistenza al flusso. Nel caso il delta di pressione fosse avverso al passaggio di flusso in direzione accumulatore il valore di portata uscente Q_{cv} verrebbe annullato.

$$Q_{cv} = C_d A_{cv} \sqrt{\frac{2(p_{cv} - p_T)}{\rho}} [(p_{cv} - p_T) \geq 0] \quad (4.69)$$

$$\dot{p}_{cv} = \frac{(Q_f - Q_{cv})\beta}{V_{cv}} \quad (4.70)$$

A_{cv} , V_{cv} e C_d indicano rispettivamente la sezione di passaggio, la capacità interna e il coefficiente di efflusso della valvola non ritorno. p_{cv} è la pressione caratteristica del componente, mentre p_T non è altro che la pressione a valle nell'accumulatore di alta pressione.

In ambiente *Matlab Simulink*:

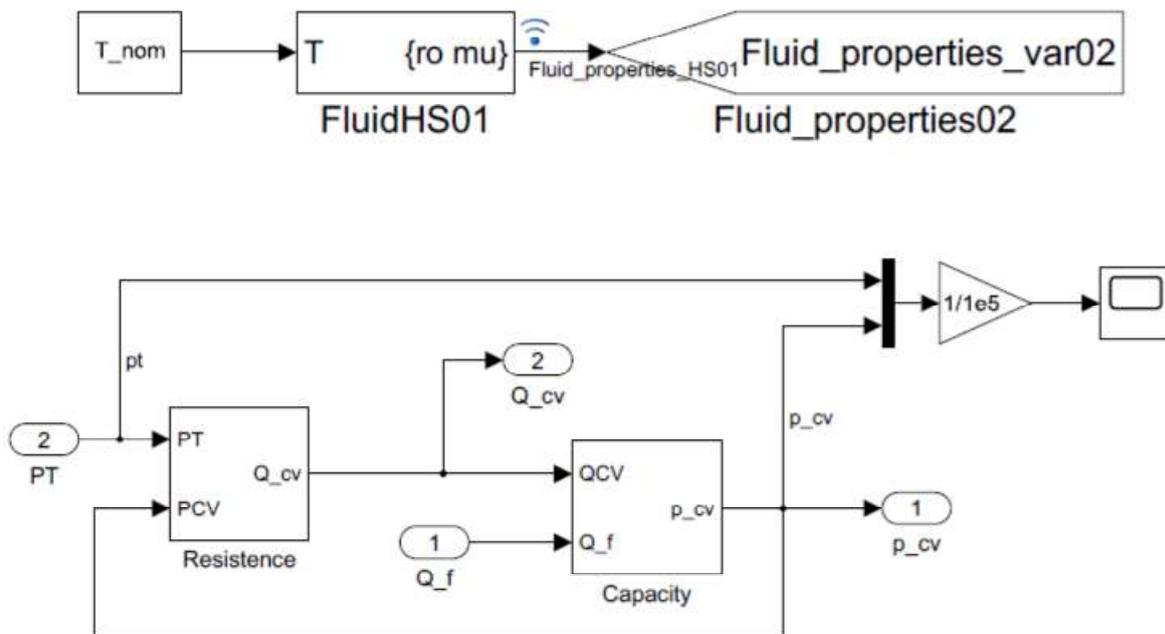


Figura 93: Modello valvola non ritorno.

4.5 LIMITATRICE DI PRESSIONE (PRESSURE RELIEF)

Il comportamento all'interno della limitatrice di pressione dipende principalmente dalla dinamica all'otturatore.

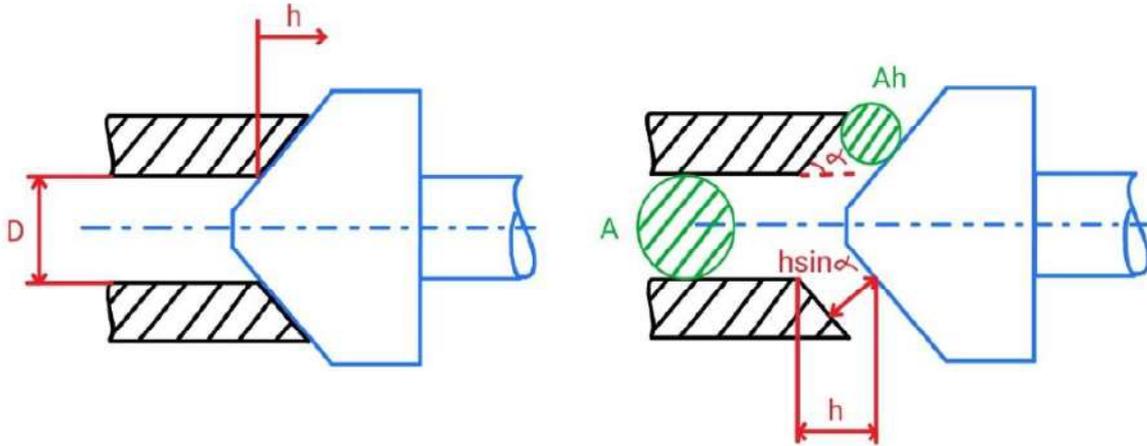


Figura 94: Sezione della limitatrice di pressione.

Il grado di apertura h determina il valore di portata scaricata per evitare un incremento eccessivo della pressione p_T all'accumulatore. Nel complesso l'equazione delle forze risultanti sull'otturatore è riportato nella (4.71).

$$m_{pr}\ddot{h} + k_{pr}h + F^* - \Delta p * A_{pr} + F_f + F_{es} = 0 \quad (4.71)$$

m_{pr} e k_{pr} impattano rispettivamente nel termine inerziale ed elastico della molla di ritorno. F^* rappresenta il precarico della molla per mantenere l'otturatore chiuso fino alla pressione critica p^* .

$$F^* = p^* * A_{pr} \quad (4.72)$$

Al raggiungimento della condizione critica il termine $\Delta p * A_{pr}$ è confrontabile con F^* . F_{es} rappresenta la forza di contatto in corrispondenza con i fine corsa.

Il membro F_f considera le cosiddette *forze di flusso*. Le forze di flusso sono un contributo apparente di forza dovuto alla deviazione del moto fluido da parte dell'otturatore. La variazione del campo di moto genera a sua volta un campo di pressione non simmetrico sulla superficie dell'otturatore che rende poco valida l'espressione della forza di pressione unicamente come $\Delta p * A_{pr}$. In valvole di questo tipo si cerca ove possibile di creare un angolo di deviazione tra moto in ingresso e uscita prossimo a 90° in modo da non squilibrare eccessivamente il campo di pressione. L'equazione (4.73) esprime a livello analitico le forze di flusso.

$$F_f = \frac{1}{2} \frac{\rho * Q_{pr}^2}{A_{pr}} \cos \alpha_{pr} \quad (4.73)$$

Q_{pr} è la portata scaricata verso un serbatoio di raccolta, α_{pr} l'angolo di deviazione generato dall'otturatore.

La luce di passaggio A_h che scaturisce dalla dinamica dell'otturatore viene quindi espressa come:

$$A_h = \pi D_{pr} h \sin \alpha_{pr} \quad (4.74)$$

Si può quindi esprimere la portata di fluido Q_{pr} da espellere in condizioni superiori a quella critica p^* .

$$Q_{pr} = C_{d,pr} A_h \sqrt{\frac{2(p_{cv} - p_t)}{\rho}} \quad (4.75)$$

Il coefficiente idraulico $C_{d,pr}$ in questo caso non si può considerare costante poiché le condizioni di efflusso variano a seconda dell'equilibrio all'otturatore; viene per questo calcolato attraverso tre parametri ricavabili sperimentalmente C_a , C_p e ξ . Ciascuno di essi dipende direttamente dal numero di *Reynolds*, dalla velocità del fluido e dal parametro λ .

$$C_{d,pr} = C_a * C_p * \frac{1}{\xi^2} \quad (4.76)$$

$$Re = \frac{\rho v D_{pr}}{\mu} \quad (4.77)$$

$$v = \frac{Q_{pr}}{A_h} \quad (4.78)$$

$$\lambda = \frac{A_h}{A_{pr}} \quad (4.79)$$

$$C_a, C_p, \xi = f(Re, v, \lambda) \quad (4.80)$$

Il modello *Simulink* per la *pressure relief* è riportato in *Figura 95*.

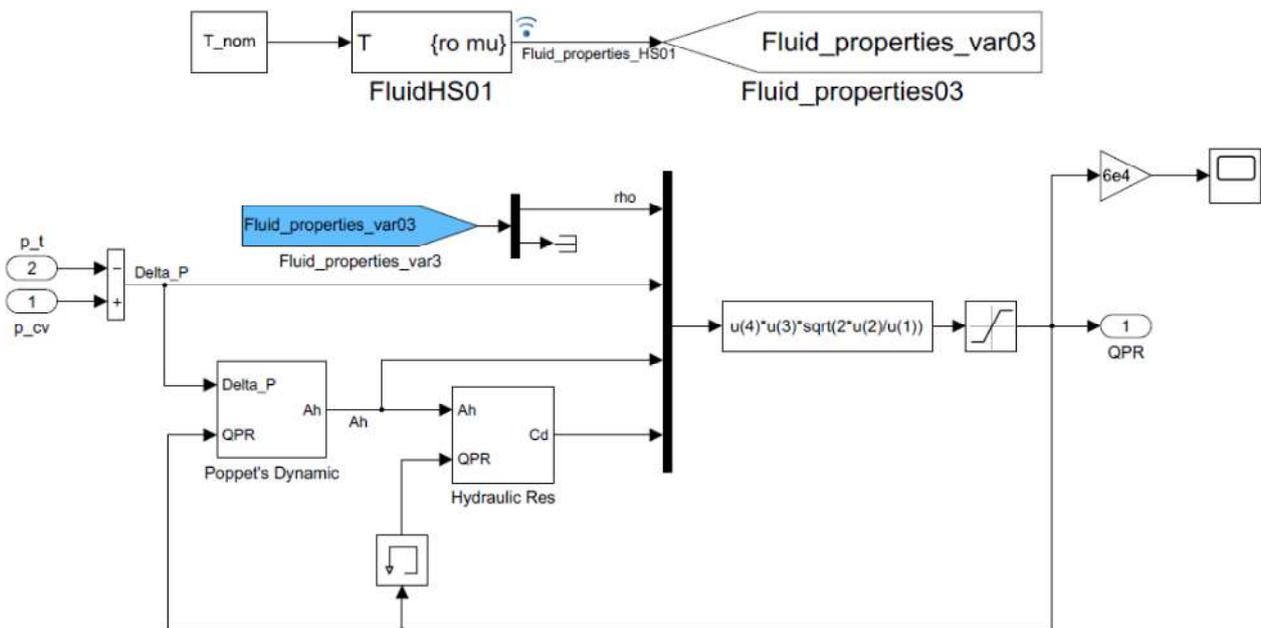


Figura 95: Modello limitatrice di pressione.

Il blocco *memory* inserito in basso va a porre la condizione iniziale sulla portata non essendo racchiusa in alcun integratore. In questo modo si evita il loop algebrico nel calcolo di *Reynolds* e della velocità di efflusso.

La portata Q_{in} in ingresso all'accumulatore è pari a quella uscente dalla *check valve* depurata del termine espulso alla *pressure relief*.

$$Q_{in} = Q_{cv} - Q_{pr} \quad (4.80)$$

4.6 ACCUMULATORE AD ALTA PRESSIONE

L'accumulatore scelto a catalogo durante il dimensionamento appartiene alla categoria a pistone assiale in cui la camera opposta a quella del fluido idraulico viene pressurizzata con gas inerte. Tuttavia si è deciso di semplificarne l'impostazione durante la modellazione sostituendo il gas compressibile con un termine di natura elastica (Figura 96). L'accumulatore viene idealizzato con un cilindro ad una singola camera al cui interno è presente un piattello precaricato a molla; la corsa del piattello all'interno del cilindro determina il riempimento dell'accumulatore.

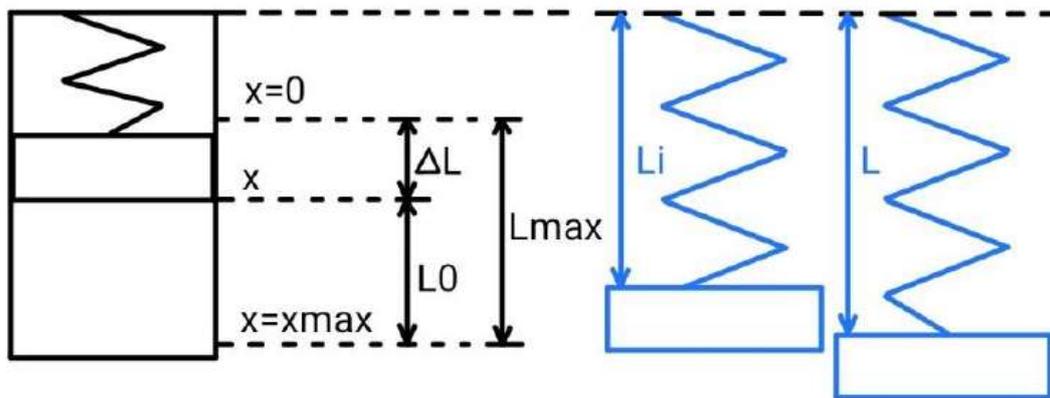


Figura 96: Serbatoio a piattello precaricato.

x indica la corsa generica del pistone, compresa tra $x = x_{max}$ in cui il volume contenuto è minimo e $x = 0$ dove invece si è verificato il massimo riempimento. L_{max} rappresenta la corsa complessiva di riempimento. L'evoluzione nel tempo della corsa x viene ricavata dall'equilibrio delle forze sul pistone:

$$\ddot{x}_p = \frac{F_m - p_T A_p - F_f - c_p \dot{x}_p - F_{es}}{m_p} \quad (4.81)$$

A_p , m_p sono rispettivamente la sezione e la massa del piattello, c_p il coefficiente di smorzamento viscoso del fluido, F_{es} la forza di contrasto ai fine corsa.

F_m è la forza elastica della molla, somma del pre-carico e del contributo di accorciamento in seguito al riempimento.

$$F_m = F_i + k_p(L_{max} - x_p) \quad (4.82)$$

La rigidità elastica k_p della molla che sostituisce nel modello il gas in pressione viene dimensionata sulla pressione $p_{T,max}$ che si vuole raggiungere a riempimento completato: rientrano nell'espressione anche la lunghezza massima del serbatoio L e della lunghezza L_i della molla a pre-carico completato.

$$k_p = \frac{p_{T,max} * A_p}{L - L_i + L_{max}} \quad (4.83)$$

Infine F_f è la forza di attrito aderente dovuta al contatto tra guarnizioni striscianti montate sul pistone e il rivestimento interno del serbatoio.

$$F_f = F_{ad} * sign(\dot{x}_p) \quad (4.84)$$

Si passa quindi a definire la pressione interna p_T al serbatoio attraverso l'equazione di continuità in camera.

$$Q_{in} - Q_{acc} - Q_{RR} + A_p \dot{x}_p = \frac{V_T}{\beta} \dot{p}_T \quad (4.85)$$

$$V_T = V_d + A_p(L_{max} - x_p) \quad (4.86)$$

Q_{RR} e Q_{acc} sono le due componenti di portata in uscita dall'accumulatore: la prima riguarda lo svuotamento di emergenza qualora si verificano delle problematiche al sistema mentre la seconda è la portata che viene inviata in direzione del motore idraulico. Il volume V_T interno al serbatoio varia linearmente con la corsa del piattello a partire dal volume di spazio morto V_d iniziale.

Viene implementato il sistema di equazioni su *Simulink*:

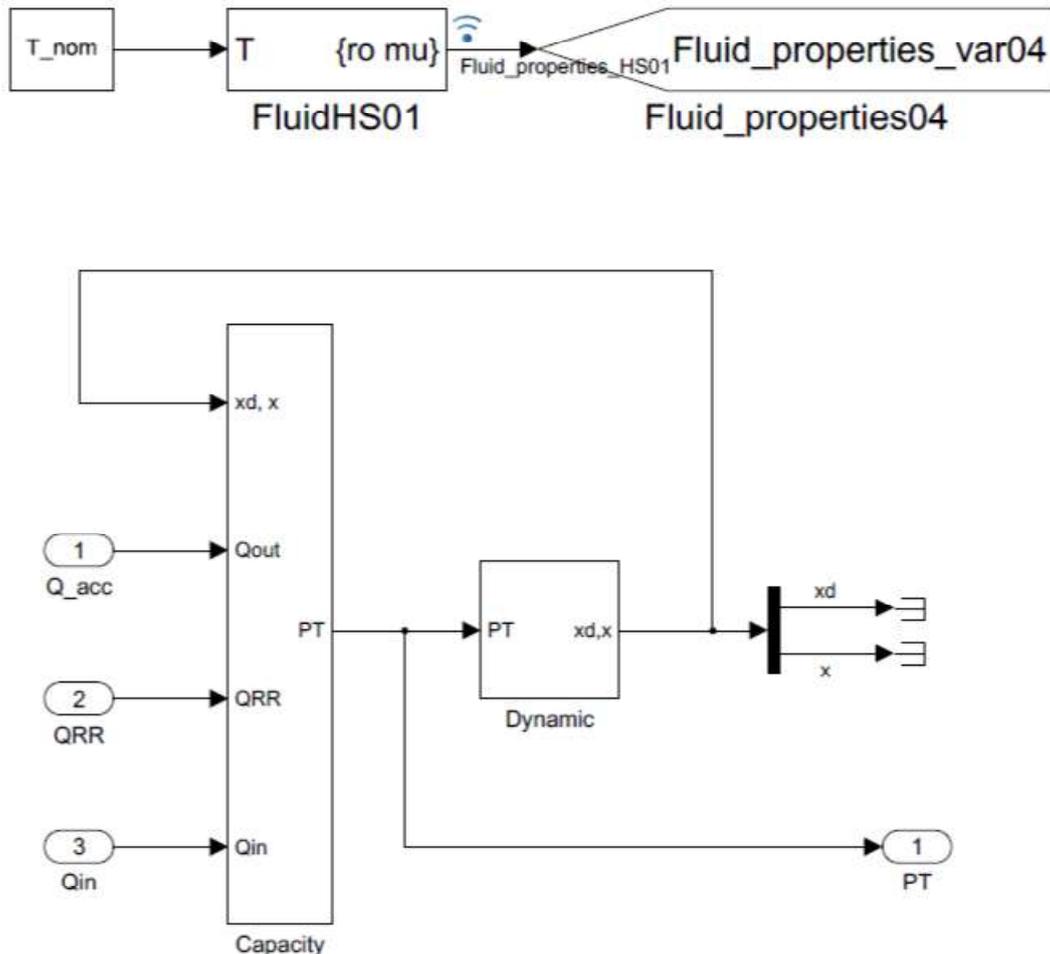


Figura 97: Modello accumulatore.

4.7 CONDOTTO DI ALTA PRESSIONE ACCUMULATORE-MOTORE (AM)

Per poter studiare più approfonditamente la risposta del motore idraulico ai comandi del banco è necessario considerare che nei condotti di collegamento tra i componenti si verificano delle perdite di carico. Per questo motivo tra accumulatore e motore idraulico e tra motore idraulico e serbatoio di scarico sono stati implementati modelli di tubazioni non ideali.

Nel condotto AM (accumulatore-motore idraulico) viene definita una proprietà capacitiva e una proprietà resistiva. La portata Q_{acc} passante per la sezione A_{c_AM} del condotto viene definita dall'equazione (4.87) secondo *Darcy-Weisbach*.

$$Q_{acc} = A_{c_AM} \sqrt{\frac{2|p_T - p_{AM}|}{\rho * \xi}} \quad (4.87)$$

p_{AM} è la pressione all'interno del condotto, ρ la densità del fluido e ξ indica le resistenza equivalente del tubo. Questo ultimo termine è la combinazione di una resistenza equivalente ξ_c dovuta alle perdite concentrate e delle perdite distribuite ξ_d lungo la tubazione.

$$\xi = \xi_c + \xi_d \quad (4.88)$$

La resistenza equivalente ξ_c viene valutata in presenza di gomiti ad angolatura prossima ai 90°, mentre la resistenza ξ_d viene calcolata in funzione del diametro D_{c_AM} della tubazione, della lunghezza L_{c_AM} e del fattore di attrito λ_D secondo Darcy.

$$\xi_c = 2 \quad (4.89)$$

$$\xi_d = \lambda_D \frac{L_{c_AM}}{D_{c_AM}} \quad (4.90)$$

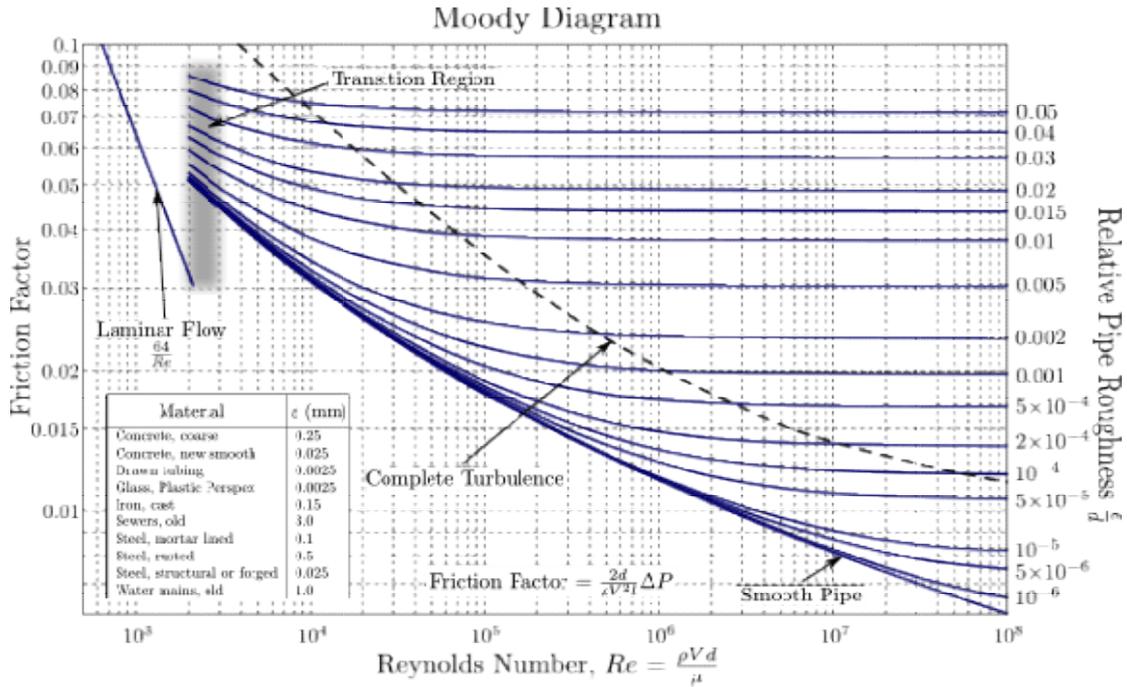


Figura 98: Diagramma di Moody.

Il fattore di attrito λ_D può essere definito a livello analitico attraverso due espressioni che approssimano con successo le curve del *diagramma di Moody* (Figura 98). I parametri di riferimento per le due espressioni sono la scabrezza del tubo ϵ e il numero di Reynolds Re del fluido; Re in particolare separa il comportamento in regime laminare da ciò che accade in regime turbolento ($Re > 2 * 10^3$).

$$Re = \frac{\rho v D_{c_AM}}{\mu} = \frac{\rho Q_{acc} D_{c_AM}}{\mu A_{c_AM}} \quad (4.91)$$

- $Re < 2 * 10^3$

$$\lambda_D = \frac{64}{Re} \quad (4.92)$$

- $Re \geq 2 * 10^3$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_D}} = \sqrt{-2 \log \left(\frac{\epsilon}{D_{c_AM}} \frac{1}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda_D}} \right)} \quad (4.93)$$

Attraverso la proprietà capacitiva della condotta si può scrivere l'equazione di continuità che porta a ricavare la pressione p_{AM} all'interno della tubazione (minore di quella presente nel serbatoio).

$$Q_{acc} - Q_{AM} = \frac{V_{c_AM}}{\beta} \frac{dp_{AM}}{dt} \quad (4.94)$$

$$V_{c_AM} = A_{c_AM} L_{c_AM} = \frac{\pi D_{c_AM}^2}{4} L_{c_AM} \quad (4.95)$$

Il blocco *Simulink* che rappresenta la tubazione AM viene ora presentato:

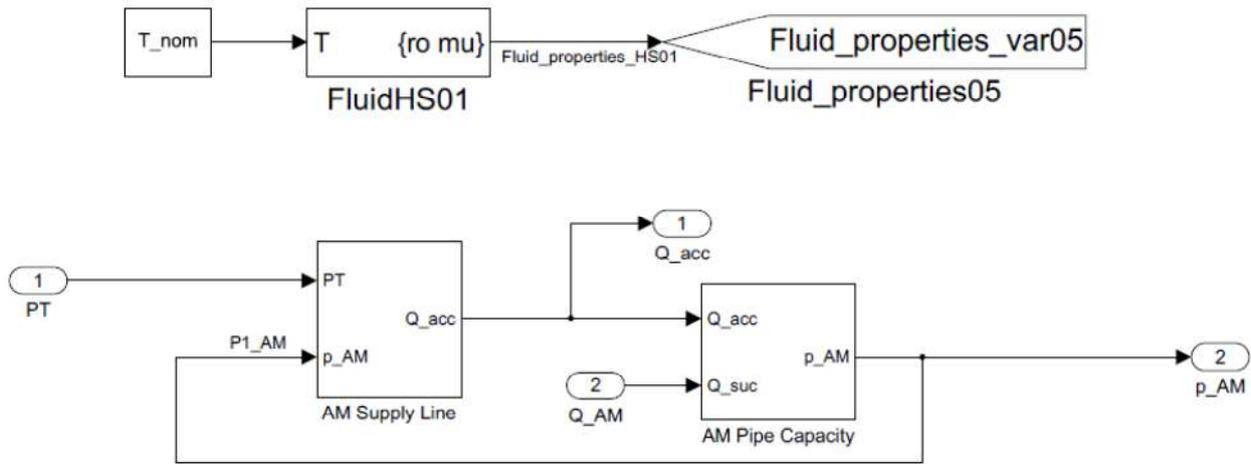


Figura 99: Modello di tubazione AM.

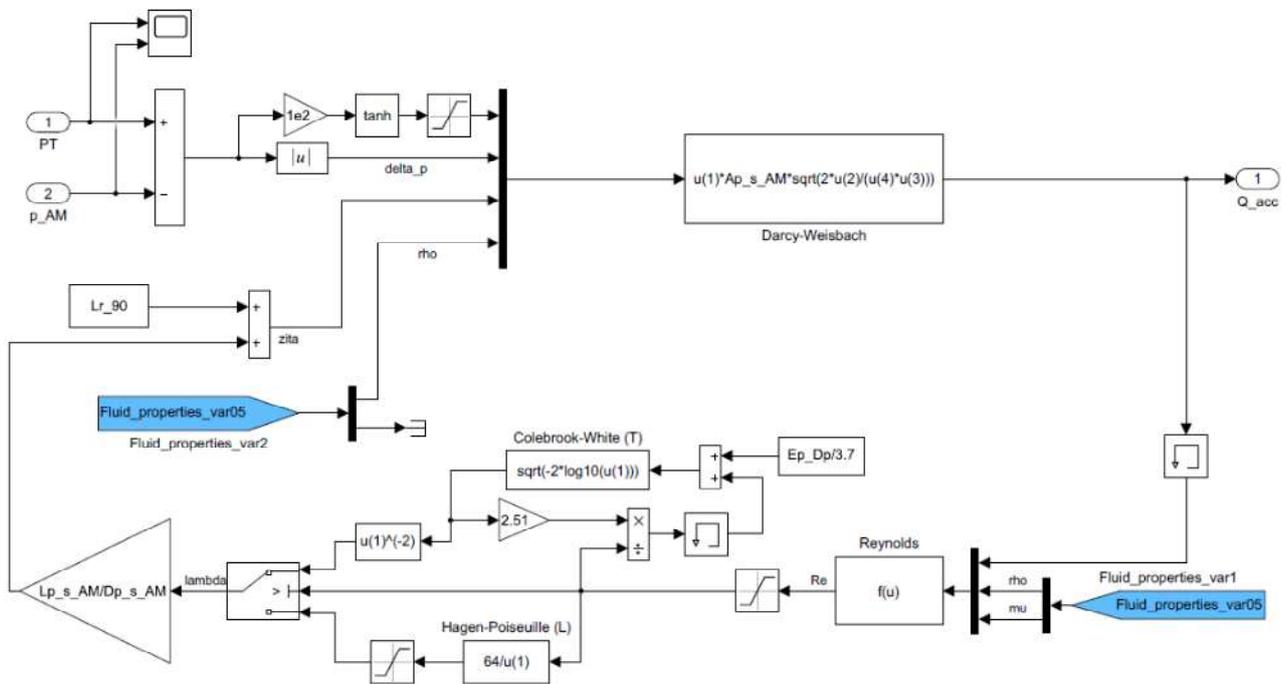


Figura 100: Calcolo portata passante nella tubazione.

4.8 UNITA' DI CONTROLLO DEL MOTORE IDRAULICO

Si passa in rassegna a ciò che riguarda l'unità di controllo del motore idraulico. L'output dell'unità di controllo è un segnale in tensione che viene inviato in direzione del sistema elettro-idraulico per la variazione della cilindrata motore.

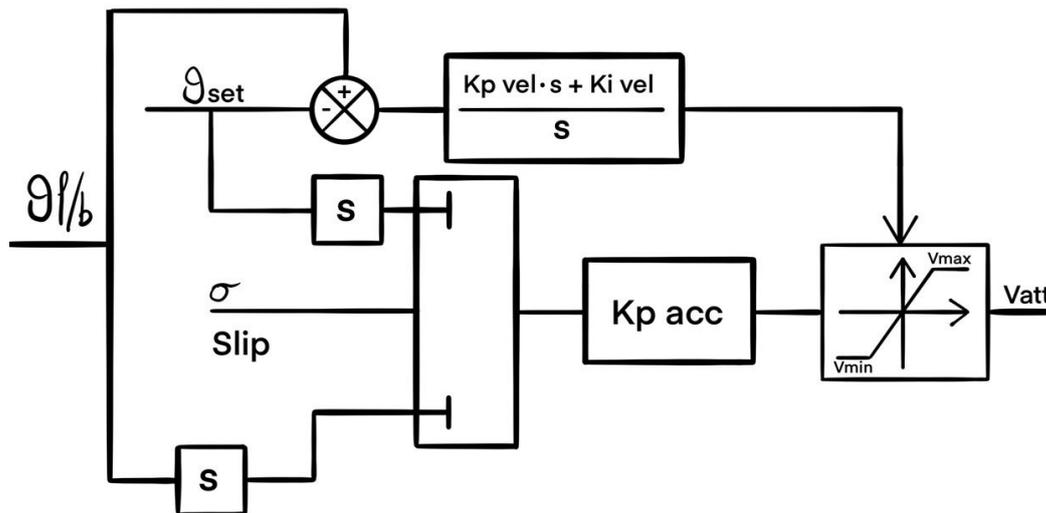


Figura 101: Immagine legge controllo motore idraulico.

L'unità di controllo viene suddivisa in due sottoinsiemi: un *closed loop* sulla velocità di rotazione e un *open loop* sulla accelerazione/decelerazione angolare del runway simulator. Il *closed loop* sulla velocità viene utilizzato dall'unità di controllo per porre i limiti di saturazione dinamica sul segnale in tensione che deriva dall'*open loop* del segnale di accelerazione.

Il *closed loop* in velocità richiede un controllore di tipo *proporzionale-integrativo* affinché l'errore a regime sulla funzione di trasferimento dell'anello chiuso sia pressoché nullo, invece la legge di controllo di accelerazione può avere unicamente componente proporzionale poiché ci si riferisce ad un anello aperto. In particolare questo fattore proporzionale aumenta linearmente quando la pressione di ingresso al motore sia minore di quella di riempimento massimo dell'accumulatore, ovvero 350 bar.

Durante la fase di accelerazione del runway simulator viene fornito un segnale a rampa di velocità e tramite la propria derivata nel tempo si genera il segnale di comando costante dell'*open loop* in accelerazione. Invece durante la prova di frenata del carrello viene azzerato il segnale di comando in velocità, favorendo così un errore elevato sul *closed loop* e sulla saturazione dinamica, e il set per l'anello aperto diventa la derivata nel tempo della velocità percepita dal trasduttore di velocità. In questo modo la funzione del motore idraulico diventa unicamente di natura resistente.

Il parametro che permette di variare repentinamente le impostazioni all'unità di controllo nelle due fasi è lo scorrimento σ .

$$\sigma = \frac{v_{rs} - v_{wheel}}{v_{rs}} \quad (4.96)$$

v_{rs} velocità tangenziale del runway simulator, v_{wheel} velocità tangenziale dello pneumatico del carrello. Qualora non fosse possibile valutare σ nella realtà del banco, deve essere inserita una valida alternativa come ad esempio un sensore che ravvisa il contatto tra carrello e runway simulator.

A fronte dei risultati del dimensionamento l'unità di controllo ha il compito di gestire più di un motore quando il sistema funziona da resistenza per la frenata del carrello. Sono possibili per cui due tipologie di soluzione in base a come si vogliono far lavorare i due motori:

- Un motore idraulico sempre funzionante per ciascun istante di tempo a cui si aggiunge un motore secondario che viene acceso nelle condizioni più gravose e fornisce una componente di coppia resistente aggiuntiva. Alla legge di controllo del secondo motore arriva per cui un valore non nullo unicamente quando la decelerazione supera il valore critico $\ddot{\theta}_{cr} / a_{cr}$.

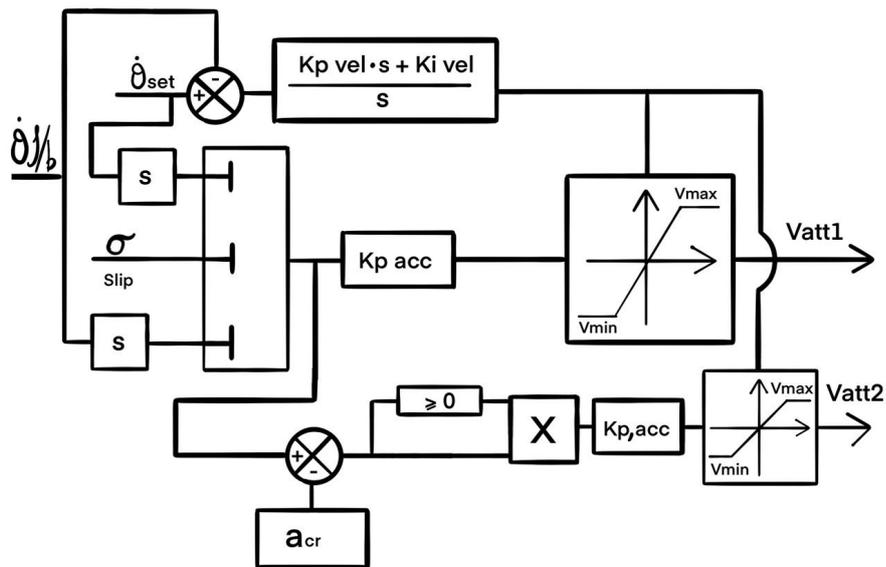


Figura 102: Legge di controllo con motore primario + secondario.

- Due motori sempre funzionanti che ricevono i medesimi comandi in tensione per la variazione della cilindrata. Il segnale elaborato dalla legge di controllo di accelerazione viene equamente suddiviso su entrambi i motori.

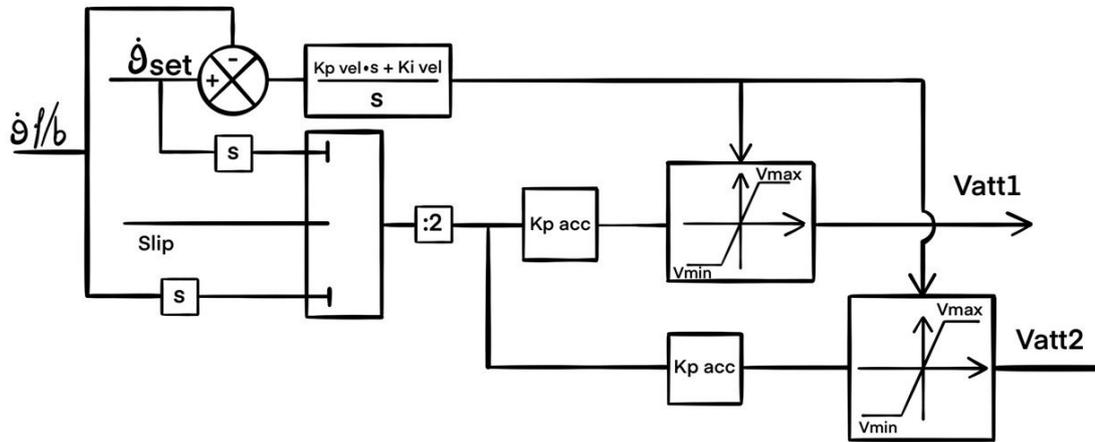


Figura 103: Legge di controllo con motori comandati ugualmente.

Nel primo caso è da valutare se l'operazione di accensione del motore secondario durante lo svolgimento della prova possa compromettere in parte il funzionamento dell'attuazione idraulica; a livello teorico questo non dovrebbe accadere poiché non si sta controllando in closed loop una grandezza cinematica come la velocità o la posizione bensì si sta utilizzando un anello aperto con funzione di resistenza dinamica. Nel caso si verificasse una qualsiasi anomalia verrebbe preferito il secondo tipo di opzione.

Si presenta un esempio di implementazione su *Simulink* dell'intera unità di controllo:

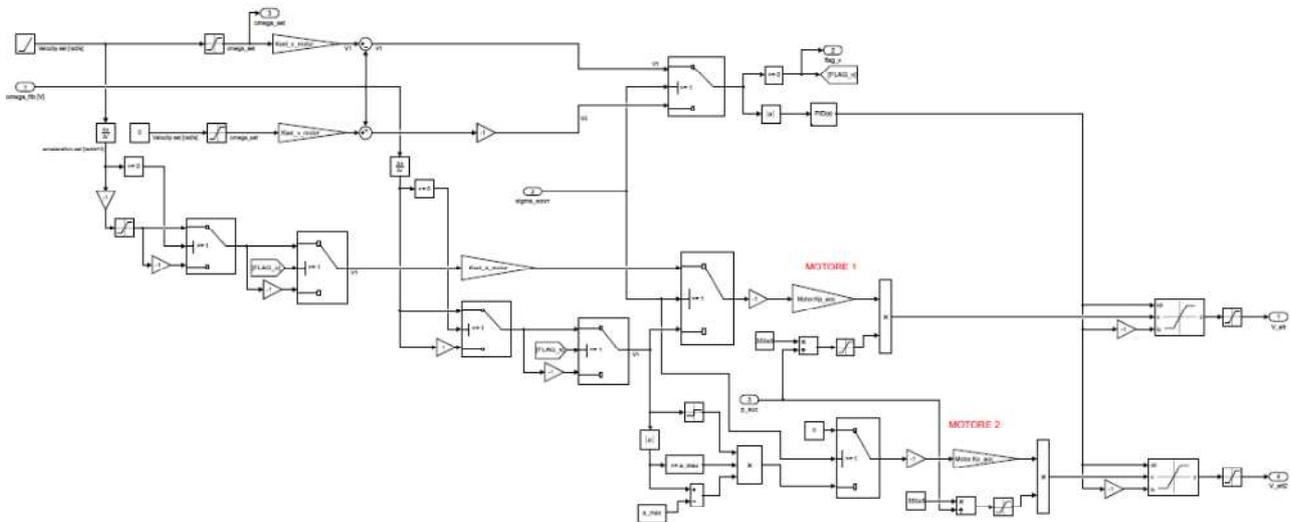


Figura 104:Modello unità di controllo motore idraulico.

I blocchi di tipo *Switch* che si intravedono in *Figura 104* servono per gestire correttamente il segno della tensione di comando al sistema di controllo della cilindrata nel caso il runway simulator possa essere messo in movimento in entrambi i versi di rotazione. *FLAG_v* è un parametro di appoggio, ricavabile dal segno dell'errore al *closed loop* in velocità, che permette di interscambiare correttamente la camera d'ingresso del fluido in pressione al *port plate* del motore, variando così il segno della coppia erogata. La tensione in uscita segue per cui la seguente tabella di verità:

Tabella 18: Sviluppo segno tensione di comando in ciascuna condizione di lavoro.

Fase accelerazione	
$\dot{\theta}_{set} \geq \dot{\theta}_{f/b} \ \&\& \ \ddot{\theta}_{set} \geq 0$	$V_{rif} > 0$ (aumento cilindrata)
$\dot{\theta}_{set} \geq \dot{\theta}_{f/b} \ \&\& \ \ddot{\theta}_{set} < 0$	$V_{rif} < 0$ (diminuzione cilindrata)
$\dot{\theta}_{set} < \dot{\theta}_{f/b} \ \&\& \ \ddot{\theta}_{set} < 0$	$V_{rif} > 0$ (aumento cilindrata)
$\dot{\theta}_{set} < \dot{\theta}_{f/b} \ \&\& \ \ddot{\theta}_{set} \geq 0$	$V_{rif} < 0$ (diminuzione cilindrata)
Fase frenata carrello	
$\dot{\theta}_{f/b} \geq 0 \ \&\& \ \ddot{\theta}_{f/b} \leq 0$	$V_{rif} > 0$ (aumento cilindrata)
$\dot{\theta}_{f/b} \geq 0 \ \&\& \ \ddot{\theta}_{f/b} > 0$	$V_{rif} < 0$ (diminuzione cilindrata)
$\dot{\theta}_{f/b} < 0 \ \&\& \ \ddot{\theta}_{f/b} \leq 0$	$V_{rif} < 0$ (diminuzione cilindrata)
$\dot{\theta}_{f/b} < 0 \ \&\& \ \ddot{\theta}_{f/b} > 0$	$V_{rif} > 0$ (aumento cilindrata)

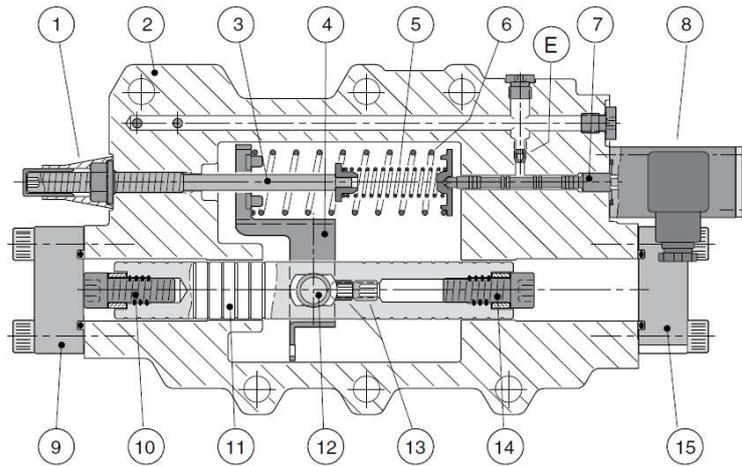
4.9 MOTORE IDRAULICO BENT AXIS A CILINDRATA VARIABLE

La modellazione del motore idraulico viene fondamentalmente suddivisa in due parti: la prima riguarda la modellazione del modulo elettro-idraulico di controllo della cilindrata mentre la seconda affronta l'unità di potenza del componente.

Modulo di variazione della cilindrata

L'unità di variazione della cilindrata presa in considerazione è di tipo proporzionale elettro-idraulico (controllo EP). Il modulo è costituito da tre elementi principali:

- *Orifizio calibrato* per regolare la pressione di comando del modulo a partire dalla pressione di potenza del motore.
- *Elettrovalvola proporzionale 4 vie* comandata da *solenoide*, con ritorno nella configurazione di equilibrio a bocche chiuse per mezzo della *molla di limitazione*.
- *Pistone di regolazione*, la cui corsa di tipo lineare determina il cambiamento dell'angolo di disallineamento tra corpo idraulico e albero meccanico in uscita; la variazione di cilindrata avviene in modo proporzionale grazie alla presenza della *molla di modulazione*.



Sezione del modulo di controllo EP.

- | | |
|--|---|
| 1. Tenuta in 2 parti *
(regolazione limite) | 10. Vite/bussola limitazione cil. max |
| 2. Alloggiamento del modulo di controllo | 11. Pistone di regolazione |
| 3. Vite di regolazione | 12. Braccio di collegamento |
| 4. Braccio di feedback | 13. Viti di regolazione |
| 5. Molla di limitazione | 14. Vite/bussola limitazione cil. min |
| 6. Molla di modulazione (solo EP, HP) | 15. Coperchio terminale (cil. min) |
| 7. Bobina della servovalvola | E. Posizione dell'ugello; vedere lo
schema idraulico. (pag. 40-45) |
| 8. Solenoide (solo EO, EP);
coperchio su HO, HP | |
| 9. Coperchio terminale (cil. max) | |

Figura 105: Modulo di variazione cilindrata.

Sostanzialmente il segnale di tensione elaborato dall'unità di controllo viene utilizzato per alimentare in corrente continua il *solenoide* dell'elettrovalvola proporzionale. All'aumentare della corrente di alimentazione l'*elettrovalvola* si pone in una condizione di lavoro tale da permettere il riempimento della camera del *pistone di comando* in favore dell'aumento di cilindrata; questo avviene in maniera proporzionale grazie alla *molla di modulazione* che collega il *braccio di feedback* del pistone all'estremo dell'*elettrovalvola*. Quando invece il *solenoide* viene alimentato con tensione opposta in segno la valvola tende a portarsi in una condizione di lavoro in cui la camera di spinta al pistone di comando favorisce un decremento della cilindrata.

Si riportano le equazioni caratteristiche del modulo EP in accordo allo schema idraulico presente in *Figura 106*.

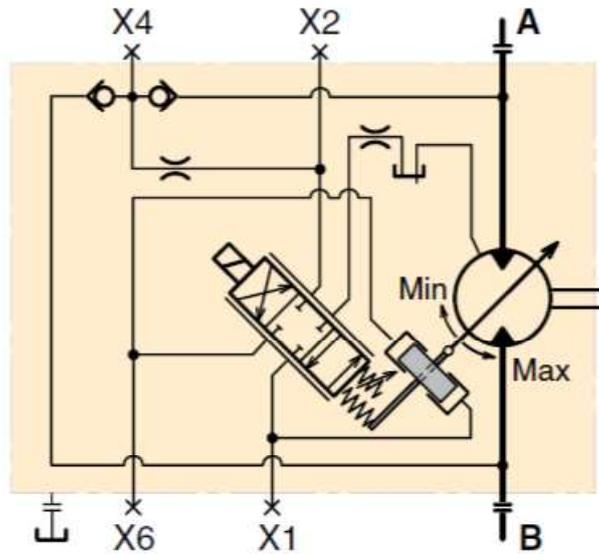


Figura 106: Schema del modulo idraulico variazione cilindrata.

Inizialmente il fluido destinato al modulo di comando della cilindrata è costretto a passare attraverso l'orifizio calibrato per abbassare il valore della pressione. La portata passante per la sezione $A_{orifice}$ dell'orifizio è definita dall'equazione dell'efflusso turbolento.

$$Q_4 = C_d A_{orifice} \sqrt{\frac{2(X_4 - X_2)}{\rho}} \quad (4.97)$$

X_4 è la pressione del fluido a monte dell'orifizio ovvero la stessa che entra nella camera di aspirazione del motore, mentre X_2 è la pressione caratteristica del modulo di comando che si ricava dall'equazione di continuità.

$$\dot{X}_2 = \frac{\beta(Q_4 - Q_{2-6})}{V_m} \quad (4.98)$$

Q_{2-6} è la portata che coinvolge l'elettrovalvola e V_m il volume del condotto del modulo di comando.

Sull'elettrovalvola proporzionale 4 vie è possibile andare a definire la dinamica al cassetto. Il parametro x_{ev} di spostamento dalla condizione statica di equilibrio a bocche chiuse determina l'effettiva luce di passaggio che viene liberata sulle porte di uscita e di ingresso alla valvola. L'equazione di equilibrio al cassetto tiene conto del termine inerziale, della forza elettromagnetica generata dal solenoide, della forza elastica delle molle, di un contributo viscoso e delle forze a fondo corsa.

$$-m_{ev}\ddot{x}_{ev} - k_{ml}x_{ev} - k_{mm}(x_{ev} + x_p) - c_{ev}\dot{x}_{ev} + F_{coil} - F_{es} = 0 \quad (4.99)$$

Si distinguono due contributi elastici dettati dalla *molla di limitazione* a rigidità k_{ml} e dalla *molla di modulazione* a rigidità k_{mm} . Nel secondo termine vi è una dipendenza dallo spostamento x_p del *pistone di comando* in quanto il *braccio di feedback* interconnette *elettrovalvola* e *pistone* ai capi della rigidità.

F_{coil} rappresentativa della forza del solenoide si calcola sulla base della corrente i_{coil} che circola all'interno della bobina. Si scrive per cui la legge del circuito elettrico alimentato con tensione V_{rif} dall'unità di controllo.

$$V_{rif} = R * i_{coil} + L_{coil} \frac{di_{coil}}{dt} \quad (4.100)$$

$$i_{coil} = \frac{V_{rif}}{R + L_{coil} * s} \quad (4.101)$$

Si esprime la forza di natura elettromagnetica che viene generata dal solenoide durante il passaggio di corrente:

$$B_{coil} = \frac{L_{coil}}{N_{coil} * S_{coil}} i_{coil} \quad (4.102)$$

$$F_{coil} = \frac{1}{2} \frac{B_{coil}^2 * S_{coil}}{\mu_0} \quad (4.103)$$

A questo punto è possibile definire la legge di passaggio di fluido all'interno dell'*elettrovalvola*. A seconda del segno di x_{ev} si definiscono le componenti di portata alle due camere del *pistone di comando*: con X_6 si fa riferimento alla pressione della camera di spinta confacente all'aumento di cilindrata e con X_1 la pressione della camera che si predispone per la diminuzione della cilindrata.

- $x_{ev} > 0$

$$Q_6 = C_{d,ev} x_{ev} w_{ev} \sqrt{\frac{2(X_2 - X_6)}{\rho}} \quad (4.104)$$

$$Q_2 = C_{d,ev} x_{ev} w_{ev} \sqrt{\frac{2(X_1 - X_0)}{\rho}} \quad (4.105)$$

$$Q_6 - A_p \dot{x}_p = \frac{V_{c6}}{\beta} \frac{dX_6}{dx}, \quad V_{c6} = V_{c6,0} + A_p |x_p| \quad (4.106)$$

$$-Q_2 + A_p \dot{x}_p = \frac{V_{c1}}{\beta} \frac{dX_1}{dx}, \quad V_{c1} = V_{c1,0} - A_p |x_p| \quad (4.107)$$

- $x_{ev} < 0$

$$Q_6 = C_{d,ev} |x_{ev}| w_{ev} \sqrt{\frac{2(X_6 - X_0)}{\rho}} \quad (4.108)$$

$$Q_2 = C_{d,ev} |x_{ev}| w_{ev} \sqrt{\frac{2(X_2 - X_1)}{\rho}} \quad (4.109)$$

$$-Q_6 + A_p \dot{x}_p = \frac{V_{c6}}{\beta} \frac{dX_6}{dx}, \quad V_{c6} = V_{c6,0} - A_p |x_p| \quad (4.110)$$

$$Q_2 - A_p \dot{x}_p = \frac{V_{c1}}{\beta} \frac{dX_1}{dx}, \quad V_{c1} = V_{c1,0} + A_p |x_p| \quad (4.111)$$

X_0 è la pressione di scarico del fluido, $C_{d,ev}$ il coefficiente idraulico alle porte dell'*elettrovalvola*, w_{ev} la larghezza della luce di passaggio, A_p la sezione di spinta del pistone, $V_{c6,0}$ e $V_{c1,0}$ il volume delle camere nelle condizioni iniziali.

Una volta note le pressioni X_6 e X_1 alle camere di spinta del *pistone di comando* si può caratterizzare la dinamica che porta alla variazione della cilindrata. Si scrive l'equilibrio al pistone con x_p positivo nel verso di aumento della cilindrata.

$$X_6 A_p - X_1 A_p - k_{mm}(x_{ev} + x_p) - m_p \ddot{x}_p - c_p \dot{x}_p - F_{friction} - \sum_{i=1}^n F_{pi} \sin \beta_{mot} \sin \beta^* - F_{es} = 0 \quad (4.112)$$

E' presente il contenuto di rigidità della *molla di modulazione* già visto per la dinamica dell'*elettrovalvola*, un contributo viscoso e inerziale, un termine di attrito e per i fondo corsa. F_{pi} è la forza che il fluido idraulico esercita sui pistoni motori all'interno del *barrel* la cui componente longitudinale al *pistone di comando* tende a riportare il sistema ad un angolo di disallineamento β_{mot} nullo. L'intero membro viene definito con maggiore dettaglio in *Appendice E*.

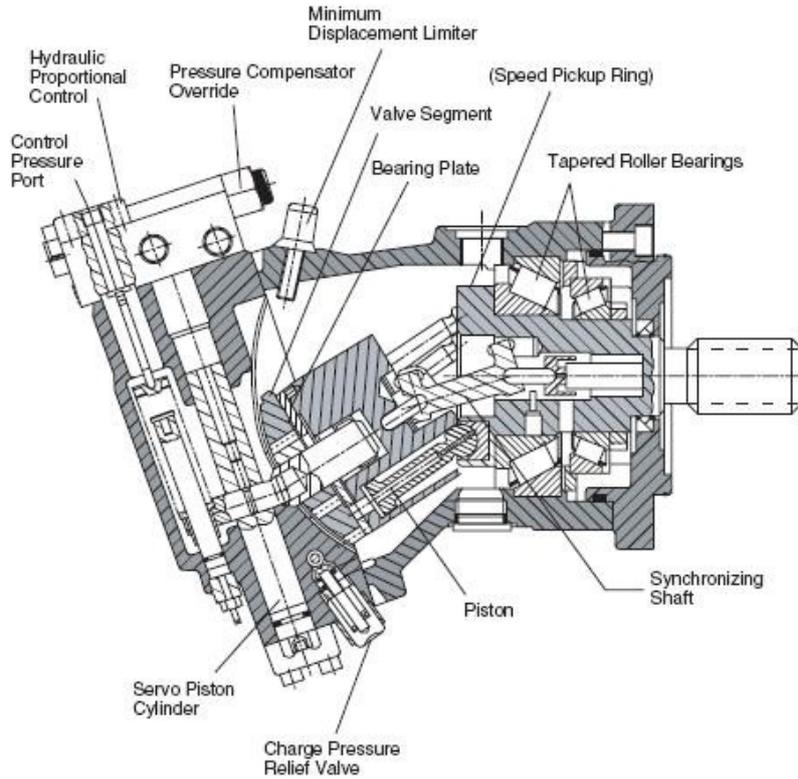


Figura 107: Sezione motore Bent Axis a cilindrata variabile.

Il legame tra lo spostamento lineare del pistone di comando e la variazione angolare di cilindrata viene definito a partire dalle rispettive accelerazioni (4.113).

$$\ddot{\beta}_{mot} = \frac{\ddot{x}_p}{b_{PIN}} \quad (4.113)$$

Integrando nel tempo si trova una corrispondenza tra β_{mot} e x_p simile a quella dei piccoli spostamenti. b_{PIN} è il braccio che si determina a partire dalla normale al baricentro del *pistone di comando* fino all'intersezione con l'asse dell'albero di uscita.

Si riporta il sistema di equazioni suddiviso per blocchi su *Simulink*.

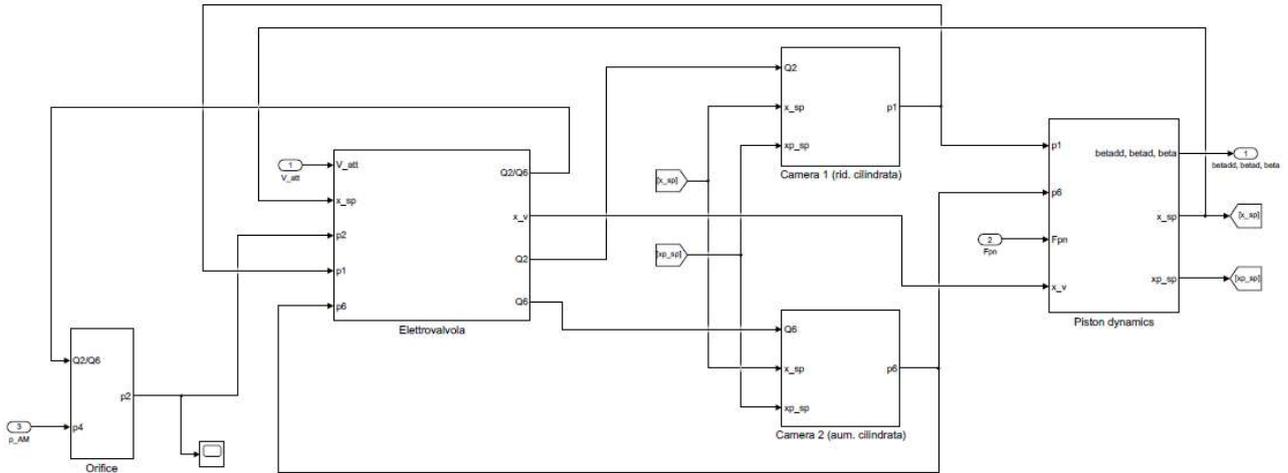


Figura 108: Modello modulo variazione cilindrata.

Corpo idraulico, unita' di potenza

Il comportamento del corpo idraulico del motore *Bent Axis* può essere espresso analiticamente in maniera molto simile a quanto fatto per la pompa a piastra inclinata. Si può ugualmente suddividere il corpo in tre ambienti: camera di aspirazione (*suction chamber*), camere dei pistoni e camera di mandata (*discharge chamber*).

Si scrive il sistema di equazioni caratteristiche per i tre ambienti facendo utilizzo dei medesimi riferimenti parametrici alle grandezze fisiche riportate nel *Sottocapitolo 4.2*: tali parametri cambiano unicamente in modulo.

$$Q_{AM} - Q_{suc} = \frac{V_{suc}}{\beta} \frac{dp_{suc}}{dt} \quad (4.114)$$

$$Q_{suc,n} = C_d A_{suc,n} \sqrt{\frac{2|p_{suc} - p_{p,n}|}{\rho}} \text{sign}(p_{suc} - p_{p,n}) \quad (4.115)$$

$$Q_{suc} = \sum_{i=1}^n Q_{suc,n} \quad (4.116)$$

$$\varphi = \omega_{motor} * t - 2\pi k \quad (4.117)$$

- $167^\circ < \varphi < 189^\circ$:

$$A_{suc,n} = \frac{(\varphi + 13)^2 \pi R_p}{360 * 22} (R_1 - R_2) \quad (4.118)$$

- $189^\circ < \varphi < 197^\circ$:

$$A_{suc,n} = \frac{(\varphi - 9)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) + \frac{22}{360} \pi R_p (R_1 - R_2) \quad (4.119)$$

- $197^\circ < \varphi < 219^\circ$:

$$A_{suc,n} = \frac{(\varphi - 9)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) + \left(\frac{22}{360} \pi R_p (R_1 - R_2) - \frac{(\varphi - 17)^2 \pi R_p}{360 * 22} (R_1 - R_2) \right) \quad (4.120)$$

- $219^\circ < \varphi < 321^\circ$:

$$A_{suc,n} = \frac{30}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) \quad (4.121)$$

- $321^\circ < \varphi < -9^\circ + 360^\circ$:

$$A_{suc,n} = \frac{(\varphi - 141)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) \quad (4.122)$$

- $-9^\circ < \varphi < 167^\circ$:

$$A_{suc,n} = 0 \quad (4.123)$$

$$S_{p,n} = R_p \tan \beta_{mot} [1 - \cos(\omega_{motor} t - (n - 1)\alpha)] \quad (4.124)$$

$$Q_{kp,n} - Q_{p,n} - Q_{lp,n} + Q_{suc,n} = \frac{(V_{0,n} - A_p S_{p,n}) dp_{p,n}}{\beta} \frac{dp_{p,n}}{dt} \quad (4.125)$$

$$Q_{kp,n} = A_p \dot{S}_{p,n} = \omega_{motor} \frac{\pi d_p^2 R_p}{4} \tan \beta_{mot} \sin(\omega_{motor} t - (n - 1)\alpha) \quad (4.126)$$

$$Q_{p,n} = C_d A_{dis,n} \sqrt{\frac{2|p_{p,n} - p_s|}{\rho}} \text{sign}(p_{p,n} - p_s) \quad (4.127)$$

- $-13^\circ < \varphi < 9^\circ$:

$$A_{dis,n} = \frac{(\varphi + 13)^2 \pi R_p}{360 * 22} (R_1 - R_2) \quad (4.128)$$

- $9^\circ < \varphi < 17^\circ$:

$$A_{dis,n} = \frac{(\varphi - 9)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) + \frac{22}{360} \pi R_p (R_1 - R_2) \quad (4.129)$$

- $17^\circ < \varphi < 39^\circ$:

$$A_{dis,n} = \frac{(\varphi - 9)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) + \left(\frac{22}{360} \pi R_p (R_1 - R_2) - \frac{(\varphi - 17)^2 \pi R_p}{360 * 22} (R_1 - R_2) \right) \quad (4.130)$$

- $39^\circ < \varphi < 141^\circ$:

$$A_{dis,n} = \frac{30}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) \quad (4.131)$$

- $141^\circ < \varphi < 171^\circ$:

$$A_{dis,n} = \frac{(\varphi - 141)^2}{360} \pi (R_1^2 - R_2^2) \quad (4.132)$$

- $171^\circ < \varphi < 360^\circ - 13^\circ$:

$$A_{dis,n} = 0 \quad (4.133)$$

$$\frac{dp_{p,n}}{dt} = \dot{p}_{p,n} = \frac{(Q_{kp,n} - Q_{p,n} - Q_{lp,n} + Q_{suc,n})\beta}{V_{0,n} - A_p S_{p,n}} \quad (4.134)$$

$$Q_p = \sum_{n=1}^N Q_{p,n} \quad (4.135)$$

$$Q_{lp,n} = \frac{\pi r_p \Delta p_n}{6\mu} \frac{h^3}{L} + 2\pi r_p \frac{h}{2} \dot{S}_{p,n} \quad (4.136)$$

$$Q_{MT} = C_d A_{exit} \sqrt{\frac{2|p_s - p_{MT}|}{\rho}} \text{sign}(p_s - p_{MT}) \quad (4.137)$$

$$\dot{p}_s = \frac{(Q_p - Q_{MT})\beta}{V_c} \quad (4.138)$$

Q_{MT} e p_{MT} rappresentano le condizioni di portata scaricata e pressione a valle del motore idraulico.

Per stimare la coppia erogata dal motore sono possibili due modalità. La prima è di stimare la coppia secondo la formula di dimensionamento per i motori (V_g cilindrata disponibile, N numero di camere nel *barrel*):

$$C_{mot} = \frac{V_g * \Delta p * \eta_m}{2 * \pi} = \frac{V_g * (p_{suc} - p_s) * \eta_m}{20 * \pi} \quad (4.139)$$

$$V_g = S_{p,n-max} A_p N = 2R_p \tan \beta_{mot} A_p N \quad (4.140)$$

In alternativa si può pensare di passare per la forza di spinta esercitata dal fluido sulla sezione dei pistoni. Non tutta la forza risultante è da considerarsi utile alla generazione di coppia sull'albero d'uscita ma si devono esprimere le corrette relazioni geometriche in funzione dell'angolo di disallineamento β_{mot} tra corpo idraulico e albero di uscita e dell'angolo γ_{mot} sulla direzione tangenziale al *drive shaft*.

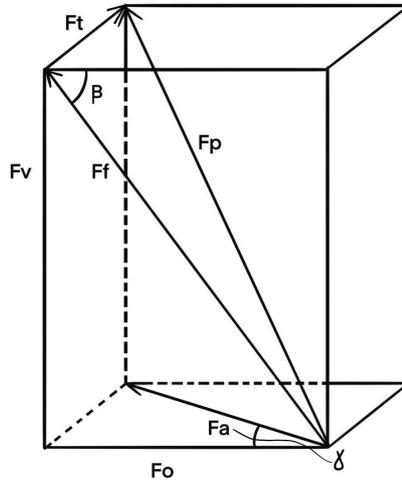


Figura 109: Orientamento nello spazio delle forze.

La forza di spinta $F_{p,i}$ viene definita da un termine di pressione e un termine viscoso dovuto alla presenza di fluido nel gioco h tra *barrel* e *pistone*.

$$F_{p,i} = p_{p,n} A_p - \mu \frac{\dot{S}_{p,n}}{h} 2\pi r_p (L_0 + S_{p,n}) \quad (4.141)$$

La forza utile $F_{t,i}$ per la generazione di coppia C_{mot} viene espressa attraverso l'equazione (4.142) (dimostrazione in *Appendice F*).

$$F_{t,i} = F_{p,i} \sqrt{\frac{1}{\frac{\tan^2 \beta_{mot}}{\tan^2 \gamma_{mot}} + 1 + \frac{1}{\tan^2 \gamma_{mot}}}} \quad (4.142)$$

$$C_{m,i} = F_{t,i} R_f \quad (4.143)$$

$$C_{mot} = \sum_{i=1}^N C_{m,i} \quad (4.144)$$

R_f è il raggio di giunzione dei pistoni sull'albero in uscita attraverso cui si definisce la coppia motrice.

In *Figura 110* l'intero motore idraulico riportato su *Simulink*.

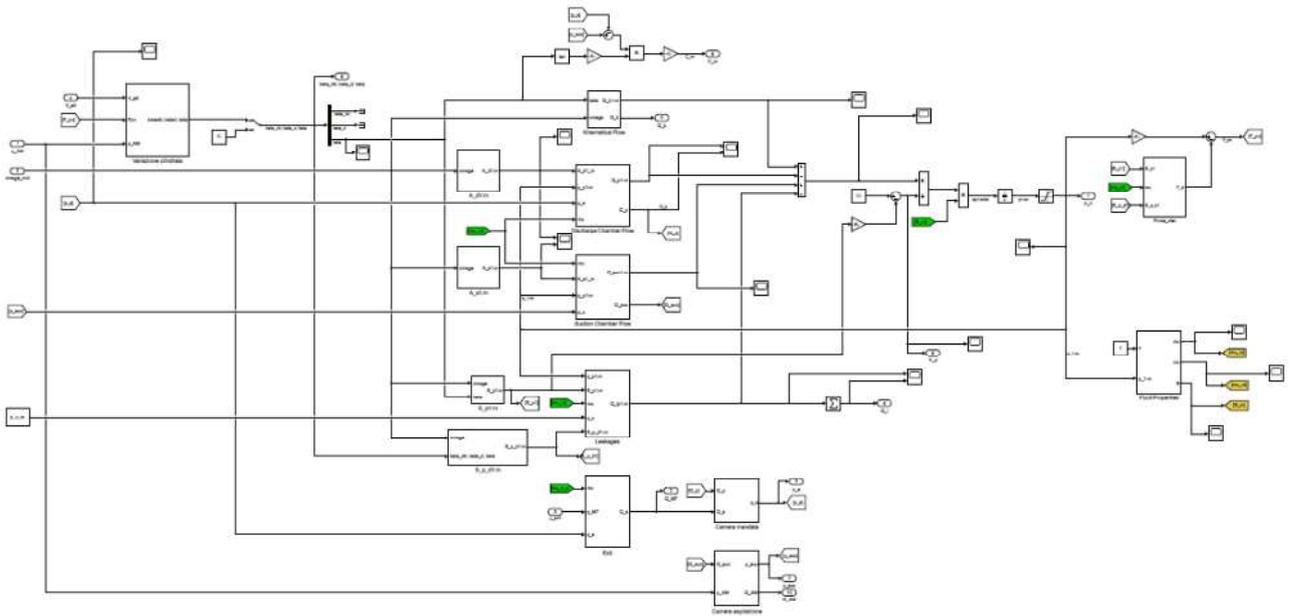


Figura 110: Modello motore idraulico a cilindrata variabile.

4.10 CONDOTTO DI BASSA PRESSIONE MOTORE-SCARICO (MT)

A valle del motore idraulico sono presenti i condotti che scaricano il fluido in un serbatoio di raccolta a bassa pressione. Come nel caso delle tubazioni antecedenti la camera di aspirazione anche queste condutture non possono essere considerate ideali poiché tendono a verificarsi delle sovrappressioni che modificano la risposta dinamica del motore idraulico. Le equazioni che esprimono il comportamento capacitivo-resistivo del condotto sono analoghe a quelle riportate nel *Sottocapitolo 4.7*.

$$Q_{out} = A_{c_MT} \sqrt{\frac{2|p_{MT} - p_0|}{\rho * \xi}} \quad (4.145)$$

$$\xi = \xi_c + \xi_d \quad (4.146)$$

$$\xi_c = 2 \quad (4.147)$$

$$\xi_d = \lambda_D \frac{L_{c_MT}}{D_{c_MT}} \quad (4.148)$$

- $Re < 2 * 10^3$

$$\lambda_D = \frac{64}{Re} \quad (4.149)$$

- $Re \geq 2 * 10^3$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_D}} = \sqrt{-2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D_{c_{AM}}} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda_D}} \right)} \quad (4.150)$$

$$Q_{MT} - Q_{out} = \frac{V_{c_{MT}} dp_{MT}}{\beta dt} \quad (4.151)$$

$$V_{c_{MT}} = A_{c_{MT}} L_{c_{MT}} = \frac{\pi D_{c_{MT}}^2}{4} L_{c_{MT}} \quad (4.152)$$

Q_{out} è la portata scaricata, p_0 la pressione al serbatoio di scarico, p_{MT} la pressione interna al tubo MT . Dal valore di pressione p_{AM} e p_{MT} si può stimare l'incremento di temperatura ΔT del fluido nel passaggio all'interno del motore idraulico.

$$\Delta T = \frac{(p_{AM} - p_{MT})}{\rho * c_p} \quad (4.153)$$

In *Figura 111* il blocco *Simulink* del condotto MT .

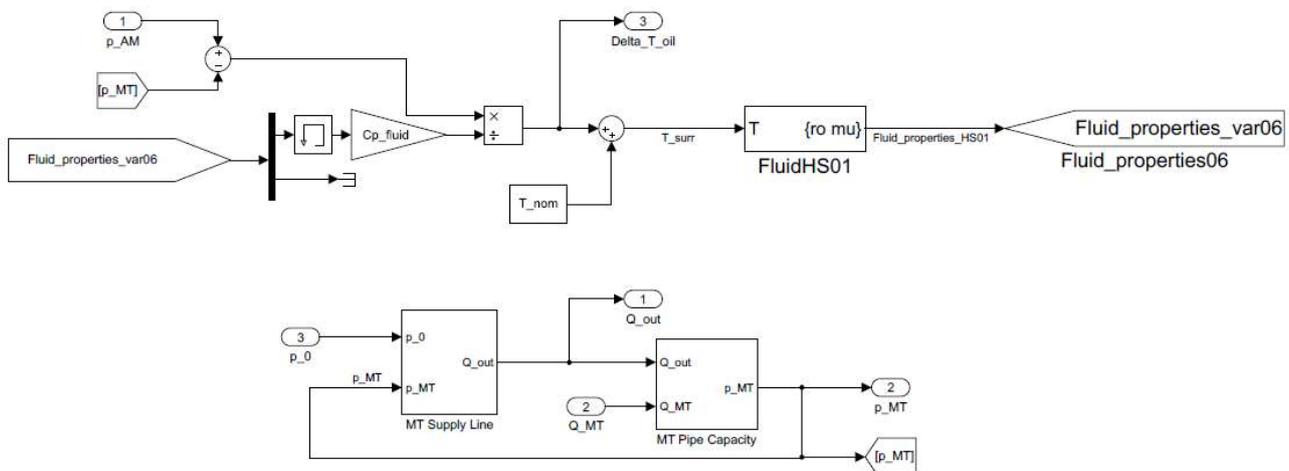


Figura 111: Modello tubazione MT.

CAPITOLO 5: RISPOSTA IN FREQUENZA DELLA SOLUZIONE IDRAULICA PER LA SIMULAZIONE DELL'INERZIA

In questo capitolo viene affrontata l'analisi di risposta in frequenza del modello riferito al motore idraulico a cilindrata variabile e il relativo sistema di controllo. Questo tipo di operazione è necessaria per verificare come l'attuazione idraulica tenda a rispondere a differenti comandi che le vengono impartiti durante lo svolgimento delle prove a banco. L'algoritmo utilizzato per riportare i diagrammi di risposta in frequenza è il metodo dei trapezi: la risposta in modulo e la fase vengono calcolate sulle componenti delle trasformate di Fourier dei segnali a densità spettrale di potenza massima.

Per prima cosa si effettuerà un'analisi sull'anello *closed loop* in controllo della velocità. Si realizza il diagramma di risposta in frequenza complessiva del *closed loop* confrontando segnale di comando e della velocità effettiva. Per poter comprendere più efficacemente i risultati ottenuti verrà svolto in parallelo uno studio sul modello lineare del sistema e in particolare delle funzioni di trasferimento interne all'anello; nel sistema lineare per semplicità il segnale di velocità non passa attraverso la saturazione dinamica ma diventa direttamente segnale di comando in tensione per l'elettrovalvola.

Successivamente si procede ad un'analisi sull'anello *open loop* imponendo un comando di accelerazione esterno come segnale di set. Questo studio viene svolto prima considerando un unico motore in azione, poi due motori in parallelo sempre funzionanti e infine due motori in parallelo di cui uno che si attiva solo per aumentare il contributo di coppia per decelerazioni superiori ad un valore critico. I diagrammi di *Bode* vengono realizzati confrontando il set di accelerazione con la coppia uscente erogata.

I risultati ottenuti fanno riferimento ai parametri di unità di controllo e motore idraulico *Bent Axis* a cilindrata variabile riportati in *Appendice G*.

5.1 CLOSED LOOP CONTROLLO VELOCITA'

Il diagramma di risposta in frequenza dell'anello *closed loop* sulla velocità viene realizzato per poter comprendere la risposta del motore idraulico al comando di accelerazione del *runway simulator*. Infatti durante questa operazione viene fornito un set di velocità al *closed loop*, il quale si traduce in un segnale di limitazione della tensione in ingresso alla bobina del modulo di controllo cilindrata: maggiore è l'errore tra set e feedback di velocità e maggiori saranno i limiti sulla tensione uscente.

Seguendo i calcoli effettuati durante il dimensionamento del sistema (*Capitolo 2*) il *runway simulator* deve essere portato da velocità nulla a una rotazione di circa 90 m/s in 600 s, l'accelerazione media è di 0.15 m/s². Il sistema non è dimensionato per variare la propria velocità in maniera repentina per cui dovrà essere sollecitato in frequenza con ampiezze minori rispetto al valore massimo da raggiungere. Sono state messe a confronto le risposte del modello non lineare a segnali sinusoidali simmetrici per due differenti ampiezze, rispettivamente di 2 m/s e 3 m/s; in un modello linearizzato la variazione di ampiezza non influirebbe sulla risposta dinamica del sistema tuttavia all'interno del modello di controllo e del motore idraulico sono presenti elementi di non linearità come saturazioni, attriti, perdite che non portano a diagrammi di modulo e fase analoghi.

5.1.1 MODELLO LINEARE MOTORE IDRAULICO IN CONTROLLO VELOCITA'

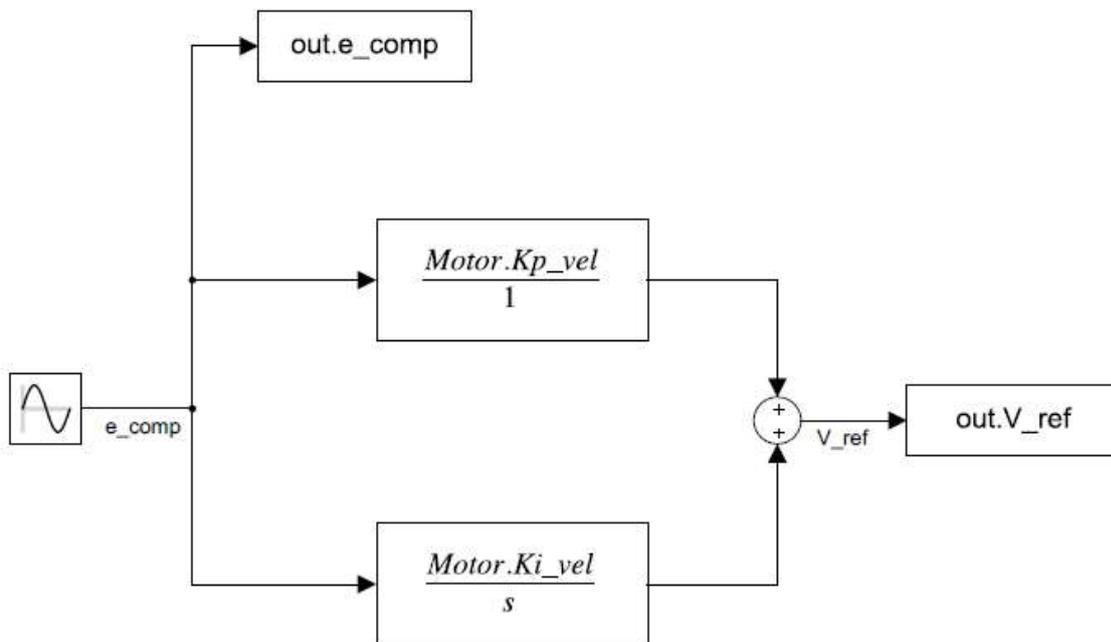
Un primo studio in frequenza viene fatto su un modello linearizzato del controllo e del motore idraulico. In questo modo si possono analizzare le singole funzioni di trasferimento che caratterizzano l'anello, e comprendere le dinamiche relative al taglio in frequenza o eventuali picchi di risonanza della risposta in anello chiuso. Il sistema viene suddiviso nel seguente modo:

- Legge di controllo dell'errore compensato;
- Modulo di regolazione della cilindrata;
- Unità di potenza del motore idraulico.

Legge di controllo

Il controllore dell'anello *closed loop* è di tipo proporzionale-integrativo; senza la parte integrativa non esisterebbe un polo nell'origine all'interno dell'anello chiuso. La tensione $\overline{V_{ref}}$ in questo modello di tipo lineare determina direttamente la tensione al modulo di comando per la variazione della cilindrata, senza quindi passare per la saturazione dinamica.

$$\overline{V_{ref}} = \frac{K_{p_vel} s + 1}{K_{i_vel} s} \overline{e_{comp}} \quad (5.1)$$



Considerando un fattore proporzionale $K_{p_vel} = 5$ e un fattore integrativo $K_{i_vel} = 5$ il diagramma di *Bode*, ad asse delle frequenze in base logaritmica, della tensione $\overline{V_{ref}}$ sull'errore compensato $\overline{e_{comp}}$ in decibel è riportato in *Figura 112*.

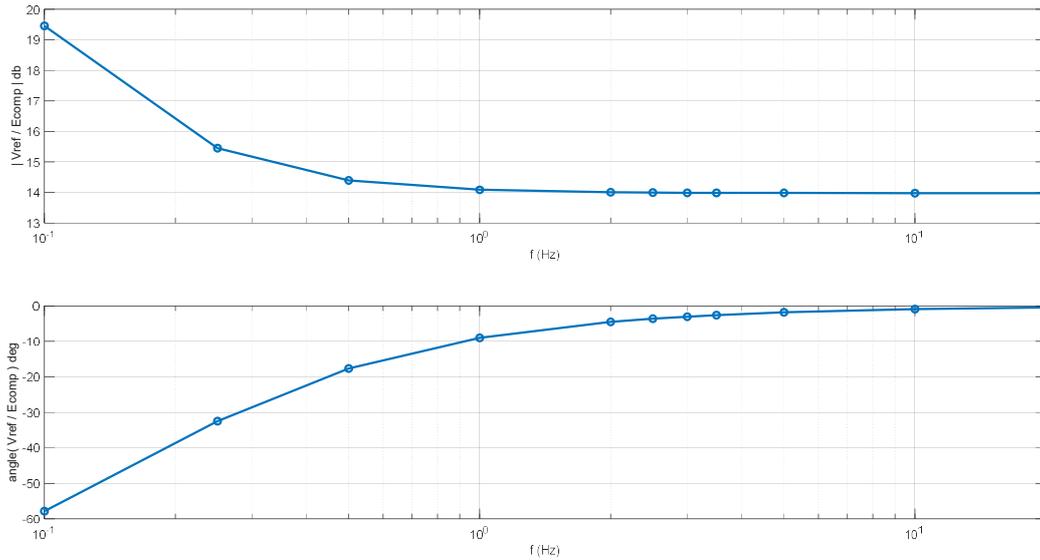


Figura 112: Diagramma della legge di controllo.

Il diagramma di *Bode* risultante è quello tipico di un controllore *PI*: a regime l'errore tende ad essere infinito e con uno sfasamento di -90° a causa della parte integrativa, all'avvicinarsi della frequenza $\frac{K_{i_{vel}}}{K_{p_{vel}}} = 1 \text{ Hz}$ il sistema si assesta con una risposta in modulo pari a $20 \log K_{p_{vel}} \cong 14$ e fase che si annulla.

Modulo di regolazione della cilindrata

Il modulo di regolazione della cilindrata comprende tutto ciò che sta tra il segnale in tensione $\overline{V_{ref}}$ e l'angolo di inclinazione tra corpo idraulico e albero in uscita $\overline{\beta_{mot}}$. All'interno dello schema sono contenute le modellazioni lineari dell'*elettrovalvola proporzionale* e del *pistone di comando*.

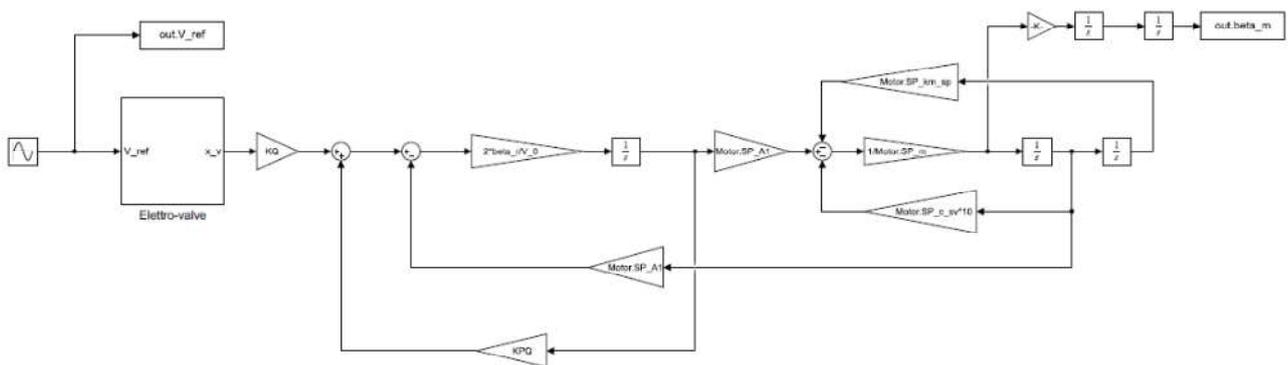


Figura 113: Modello lineare del modulo variazione cilindrata.

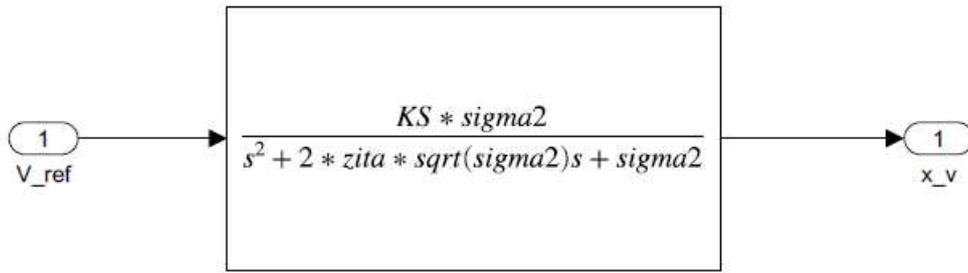


Figura 114: Funzione trasferimento elettrovalvola.

La dinamica all'elettrovalvola *proporzionale* viene semplificata con una funzione di trasferimento del secondo ordine che coinvolge la corsa massima della valvola $x_{ev,max}$, la tensione massima ammissibile $V_{ref,max}$, la rigidità della molla k_{ml} , il coefficiente viscoso c_{ev} e la massa del corpo valvola m_{ev} .

$$\overline{x_{ev}} = \frac{K_s \sigma^2}{s^2 + 2\xi \sigma_n s + \sigma_n^2} \overline{V_{ref}} \quad (5.2)$$

$$K_s = \frac{x_{ev,max}}{V_{ref,max}} = 0.0015 \frac{m}{V} \quad (5.3)$$

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{k_{ml}}{m_{ev}}} = 563.28 \frac{rad}{s} \quad (5.4)$$

$$\xi = \frac{c_{ev}}{2m_{ev}\sigma_n} = 2.7778 * 10^{-5} \quad (5.5)$$

Si calcola la portata Q_L in modo proporzionale al valore dello spostamento x_{ev} dell'elettrovalvola dalla condizione di equilibrio e alla differenza di pressione Δp_L alle camere del *pistone di comando*.

$$\overline{Q_L} = K_Q \overline{x_{ev}} + K_{PQ} \overline{\Delta p_L} \quad (5.6)$$

$$K_Q \approx 1 * 10^{-1} \frac{Pa}{m} \quad (5.7)$$

$$K_{PQ} \approx 1 * 10^{-11} \frac{m^3}{Pa * s} \quad (5.8)$$

Δp_L è ricavabile dall'equazione di continuità del flusso:

$$Q_L - A_p \dot{x}_p = \frac{V_0}{2\beta} \frac{d(\Delta p_L)}{dt} \quad (5.9)$$

$$\beta = 1 * 10^9 Pa \quad (5.10)$$

$$A_p = 1.60 * 10^{-3} m^2 \quad (5.11)$$

$$V_0 = 3.68 * 10^{-5} m^3 \quad (5.12)$$

Infine con l'equazione di equilibrio al *pistone di comando* si trova la correlazione con l'angolo $\overline{\beta_{mot}}$ per la variazione della cilindrata.

$$\overline{\Delta p_L} A_p - k_{mm} \overline{x_p} - m_p \overline{\ddot{x}_p} - c_p \overline{\dot{x}_p} = 0 \quad (5.13)$$

$$\overline{\ddot{\beta}_{mot}} = \frac{\overline{\ddot{x}_p}}{b_{PIN}} \quad (5.14)$$

Il diagramma di risposta in frequenza del modulo di comando viene adimensionato sul valore di angolo di inclinazione massima del motore $\beta_{mot,max} = 0.335 \text{ rad}$ e sulla tensione massima di riferimento all'elettrovalvola $V_{ref,max} = 10 \text{ V}$.

$$K_{ad} = \frac{\beta_{mot,max}}{V_{ref,max}} \quad (5.15)$$

$$|K_{ad}|_{dB} = 20 \log K_{ad} \quad (5.16)$$

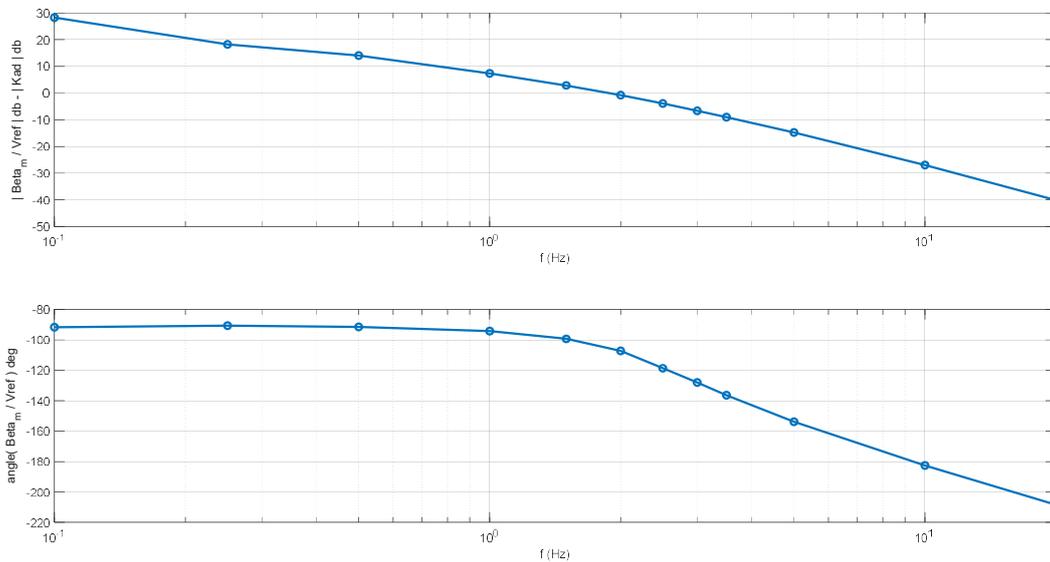


Figura 115: Diagramma di Bode del modulo di regolazione.

Si nota come per frequenze minori di 1 Hz la risposta in modulo sia superiore a 0 dB poiché non è presente alcun intervento esterno di un fondo corsa che limiti lo spostamento del pistone, il valore di β_{mot} è quindi superiore a quello massimo realizzabile nella realtà. All'aumentare della frequenza la risposta tende a decadere fino ad oltrepassare i -20 dB attorno ai 7 Hz di frequenza.

Per quanto riguarda la fase già a basse frequenze, ordine degli 0.1 Hz, avviene una risposta tardiva rispetto all'input in tensione di circa -90° , il fenomeno si intensifica all'aumentare della frequenza tanto da accumulare un ritardo complessivo oltre i -180° a partire da 10 Hz.

Unita' di potenza

A partire dal valore dell'angolo β_{mot} si definisce il valore di coppia motrice C_{mot} generata all'albero per poter mettere in rotazione il runway simulator, il cui momento di inerzia è rappresentato da I_{rs} .

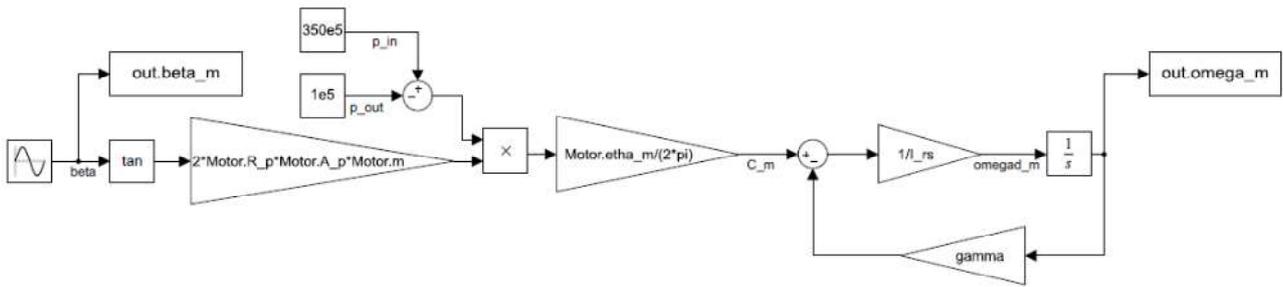


Figura 116: Modello lineare unità di potenza.

$$C_{mot} = \frac{V_g * \Delta p * \eta_m}{2 * \pi} = \frac{V_g * (p_{in} - p_{out}) * \eta_m}{20 * \pi} \quad (5.17)$$

$$V_g = S_{p,n-max} A_p N = 2 R_p \tan \beta_{mot} A_p N \quad (5.18)$$

$$\omega_{motor} = \frac{C_{mot}}{I_{rs}} \quad (5.19)$$

$$I_{rs} = 550 \text{ kg} * \text{m}^2, \eta_m = 0.97, p_{in} = 350 \text{ bar}, p_{out} = 1 \text{ bar}$$

La risposta in frequenza in termini di velocità ω_{motor} viene riportata in *Figura 117*. Anche in questo caso si è adimensionato il modulo, riportato in decibel, sul rapporto tra velocità massima ammessa $\omega_{motor,max} = 90 \text{ rad/s}$ e angolo inclinazione $\beta_{mot,max} = 0.335 \text{ rad}$.

$$K_{ad} = \frac{\omega_{motor,max}}{\beta_{mot,max}} \quad (5.20)$$

$$|K_{ad}|_{dB} = 20 \log K_{ad} \quad (5.21)$$

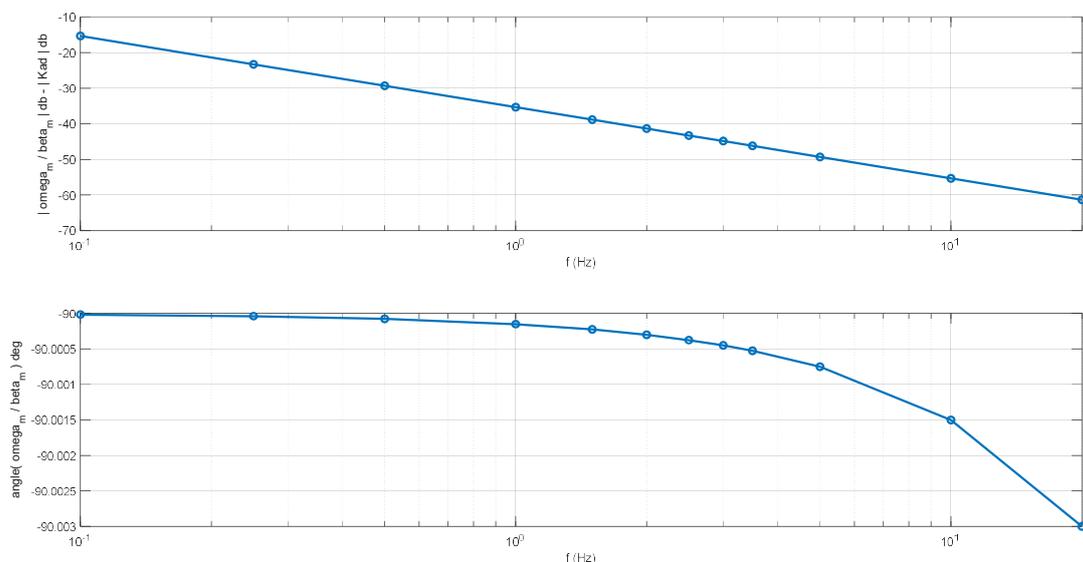


Figura 117: Diagramma di Bode dell'unità di potenza.

L'unità di potenza è contraddistinta da un primo ordine con polo nell'origine dovuto alla presenza dell'operatore di integrazione tra accelerazione velocità angolare; dalla risposta in modulo si riesce infatti a

distinguere la retta con pendenza di -20 db/dec e la fase pressoché costante di -90° . In seguito all'adimensionamento sul valore massimo di velocità il passaggio a -20 db si verifica sull'ordine dei 0.2 Hz di frequenza, tuttavia questo non rappresenta una problematica poiché la dinamica di accelerazione al runway simulator non è rapida.

5.1.2 MODELLO NON LINEARE : AMPIEZZA SET = 2 M/S

Si passa quindi a trattare la risposta in frequenza del modello effettivo di motore idraulico e controllo. A differenza del precedente esempio sono contenute all'interno del modello alcune non linearità dovute ad attriti, saturazioni e perdite idrauliche, inoltre il segnale in tensione derivato dal *closed loop* funge da saturazione dinamica per l'anello *open loop* sull'accelerazione.

Il segnale di comando in velocità stabilito per la risposta in frequenza è di tipo sinusoidale simmetrico e come primo tentativo si è fissata un'ampiezza massima di 2 m/s; ciascun punto presente nel diagramma è ricavato lanciando il modello di simulazione *Simulink* variando la frequenza del comando di velocità.

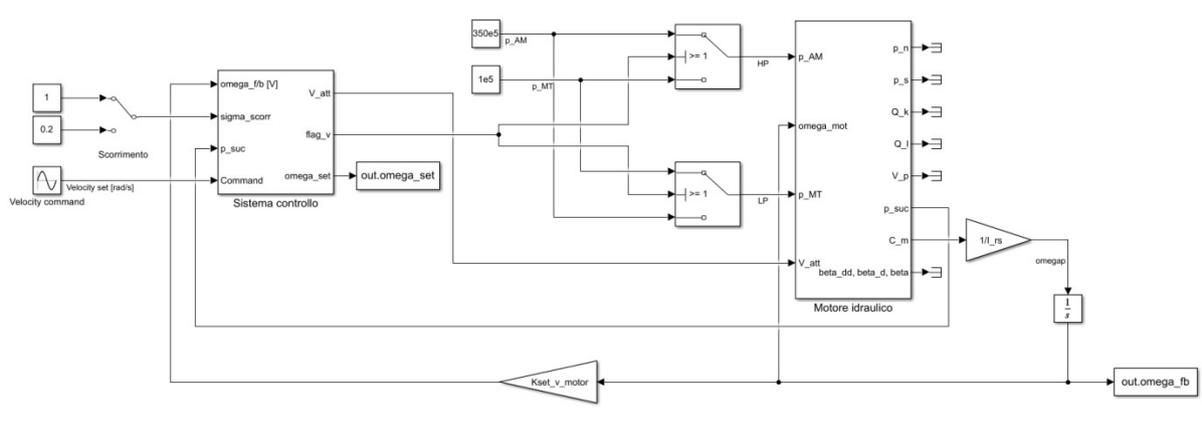


Figura 118: Modello di risposta in frequenza non lineare motore idraulico.

Si riporta il diagramma di *Bode* su asse delle ascisse logaritmico relativo all'anello chiuso.

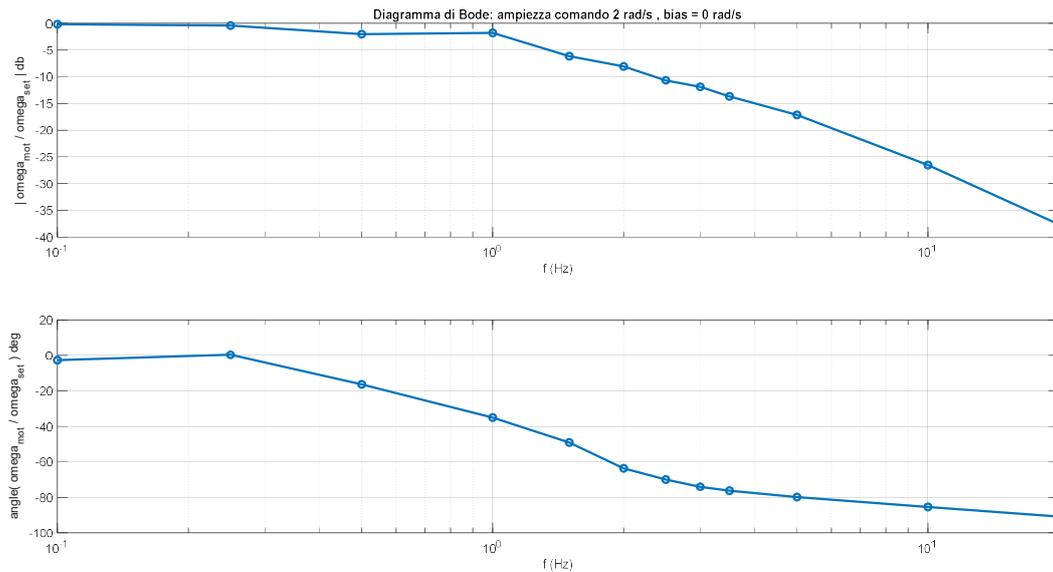


Figura 119: Diagramma di Bode del closed loop velocità.

Come è lecito aspettarsi il sistema non attenua per basse frequenze mantenendo un errore a regime nullo grazie al controllore di tipo proporzionale integrativo. Ad una frequenza di 0.1 Hz la risposta in modulo è pressoché di 0 db contraddistinta unicamente da un piccolo ritardo di fase; questo comportamento viene mantenuto sino ad una frequenza di 0.25 Hz. Oltre tale soglia si verifica una prima attenuazione nella risposta e a partire da 1 Hz si riscontra una caduta quasi lineare procedendo con l'aumento della frequenza. Il taglio del sistema di controllo in anello chiuso della velocità a -3 dB si registra proprio in corrispondenza di 1 Hz. Lo stesso tipo di decadimento di prestazione si può rilevare sulla fase in cui oltre la soglia di 1 Hz il sistema passa da un ritardo di circa 20° ad un ritardo prossimo ai 90° per una frequenza di 20 Hz.

5.1.2 MODELLO NON LINEARE : AMPIEZZA SET = 3 M/S

Viene ora riportato l'andamento di risposta in frequenza del sistema nel caso venga aumentata l'ampiezza del segnale di comando in velocità a 3 m/s. Escludendo le non linearità dal sistema non si riscontrerebbe alcuna variazione dal caso precedente, tuttavia nella realtà sperimentale questo non si verifica in alcun servosistema. E' lecito attendersi che il sistema sollecitato ad un'ampiezza superiore tenda a rispondere con meno efficacia per via delle saturazioni sulla tensione, dei fondocorsa degli elementi mobili, ecc...

La *Figura 120* riporta l'andamento del modulo e della fase su assi logaritmici in funzione della frequenza di sollecitazione.

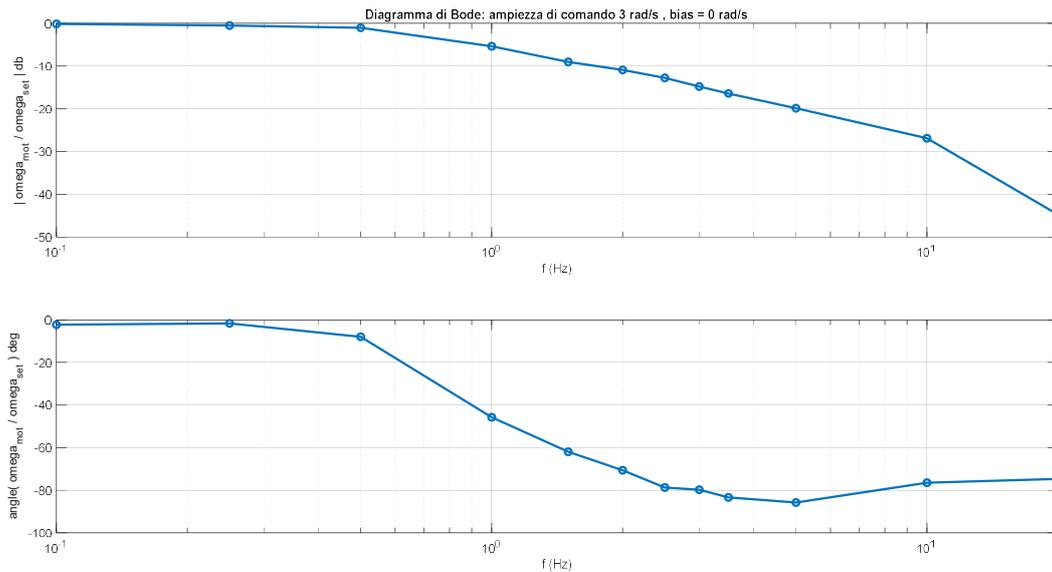


Figura 120: Diagramma di Bode del closed loop velocità.

Anche in questo caso la risposta in modulo a regime è prossima agli 0 dB e va a decadere in modo simil-lineare su scala logaritmica in seguito all'aumento della frequenza del set; la frequenza di taglio a -3 dB qui si riscontra leggermente in anticipo su 1 Hz di frequenza. Considerazioni analoghe possono essere fatte per la fase che diminuisce da un valore prossimo a 0° a 0.1 Hz fino a 85° nei pressi dei 5 Hz. Oltre i 5 Hz si evidenzia dal modello un parziale recupero sullo sfasamento arrivando a -75° per i 20 Hz.

Si possono confrontare direttamente le due risposte in frequenza ad ampiezza di comando differente inserendole in un unico plot (Figura 121).

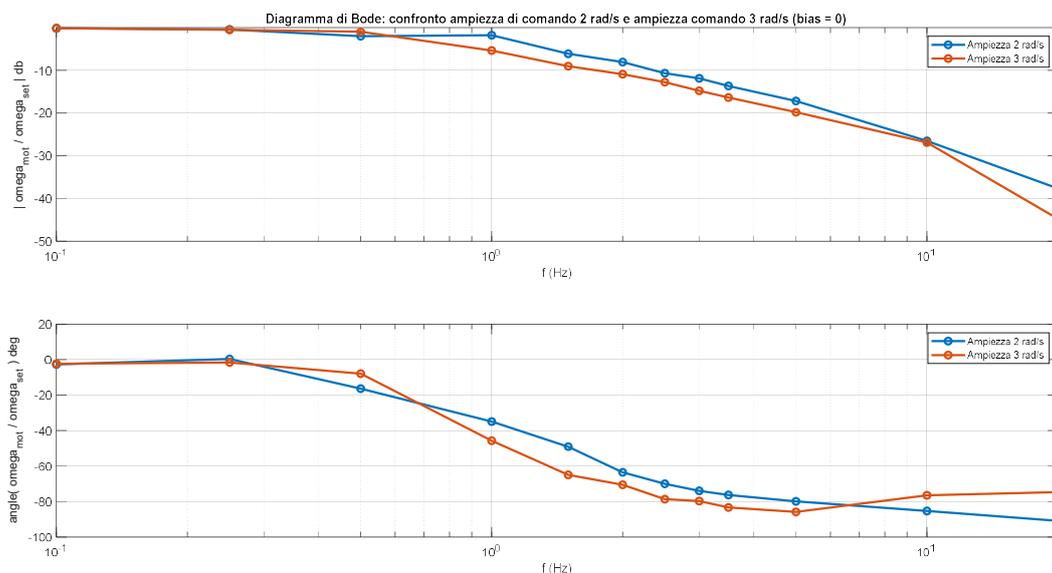


Figura 121: Diagramma di Bode closed loop con differenti ampiezze di comando.

Dal paragone degli andamenti in modulo si può notare come l'ampiezza di comando superiore provochi un indebolimento sulla risposta del sistema in tutto lo spettro di frequenza, in modo evidente tra 1 Hz e 20 Hz: da questa considerazione dipende anche lo spostamento del taglio in frequenza del sistema su un valore

più basso di 1 Hz. Anche per quanto riguarda la fase si registra una velocità di accrescimento del ritardo maggiore per la curva a 3 rad/s di ampiezza, con l'unica differenza che viene riscontrato un parziale recupero dello sfasamento tra 5 Hz e i 20 Hz mentre per l'analisi a 2 rad/s il ritardo continua ad aumentare progressivamente fino ai 90° a 20 Hz.

5.2 OPEN LOOP A COMANDO DI DECELERAZIONE

L'anello *open loop* è interessato nelle operazioni di variazione della cilindrata del motore idraulico sia durante l'accelerazione del runway simulator sia durante la frenatura con carrello. Tuttavia è interessante studiarne il comportamento in frequenza in particolare per la seconda delle due operazioni in cui il segnale di comando viene elaborato come derivata prima nel tempo del segnale di velocità al trasduttore: maggiore è la decelerazione in modulo del sistema rotante e maggiore sarà la risposta in termini di coppia resistente erogata dal motore. Poiché si tratta di un sistema in anello aperto la legge di controllo viene considerata a componente unicamente proporzionale.

$$K_{p_acc} = 5 \frac{V_S^2}{m} \quad (5.22)$$

Per generare i diagrammi di risposta in frequenza dell'*open loop* è stato definito un set di decelerazione esterno di tipo sinusoidale non simmetrico, il quale sostituisce il feedback elaborato dal trasduttore di velocità. Il *Bode* caratteristico del sistema viene definito sull'input di decelerazione e sulla coppia uscente erogata dal sistema idraulico. La velocità iniziale del motore idraulico viene ipotizzata pari a quella delle condizioni di appoggio del carrello, ovvero 90.03 rad/s.

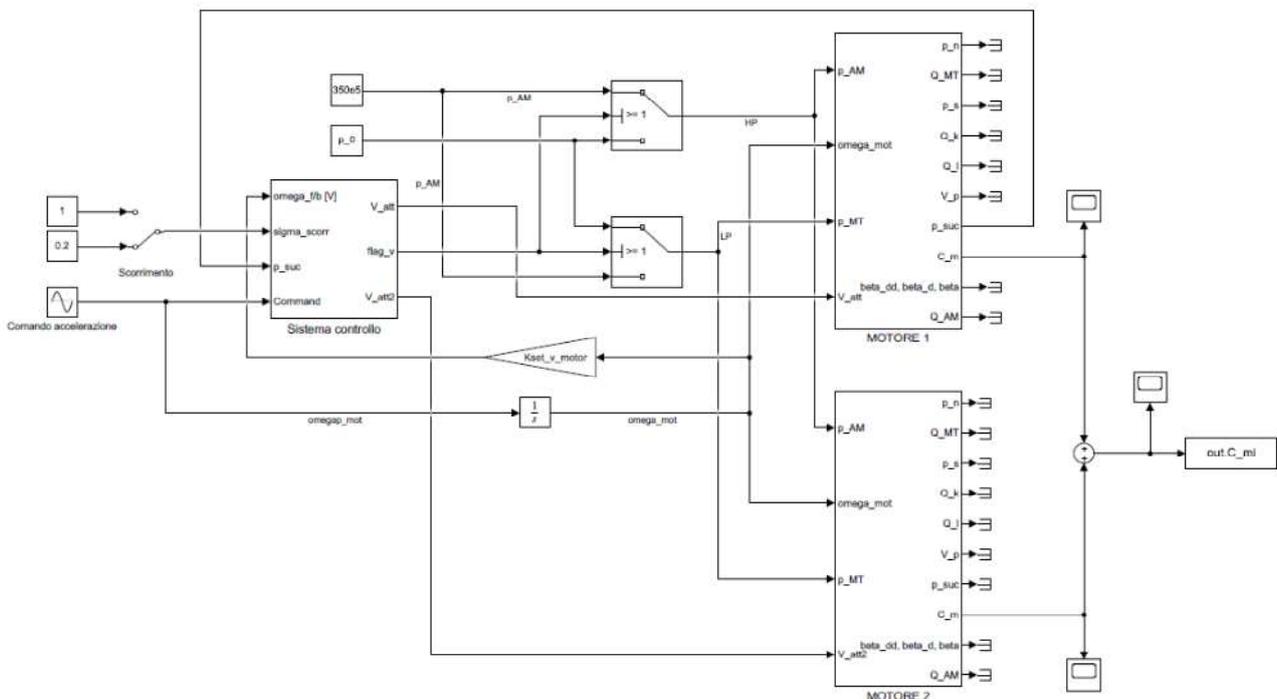


Figura 122: Modello risposta in frequenza non lineare motori.

Durante la progettazione e il dimensionamento della soluzione idraulica per il banco prova *E-LISA* sono state portate avanti due possibili soluzioni per la simulazione di inerzia del velivolo: motore primario sempre funzionante più un motore secondario che offre prestazioni aggiuntive qualora acceso, oppure motori in parallelo/serie sempre in funzione comandati in tensione in egual misura. La soglia di accelerazione limite che comanda l'accensione del motore secondario nella prima soluzione è definita a_{max} .

$$|a_{max}| = \frac{C_{mot,max}}{I_{s,max}} = 2.18 \frac{rad}{s^2} \quad (5.23)$$

$$C_{mot,max} = 5387 \text{ Nm (cilindrata max, } \Delta p = 350 \text{ bar)} \quad (5.24)$$

$$I_{s,max} = 2469 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \text{ (massa velivolo 7715 kg)} \quad (5.25)$$

Queste due soluzioni vengono confrontate analiticamente attraverso i rispettivi modelli in termini di risposta in frequenza per due condizioni specifiche:

- set di decelerazione sinusoidale non simmetrico di ampiezza 1 rad/s^2 e bias -1 rad/s^2 . Questa tipologia di comando nella soluzione con singolo motore principale non innesca l'accensione del motore secondario;

$$|\dot{\omega}_{set}| < |a_{max}| \quad (5.26)$$

- set di decelerazione sinusoidale non simmetrico di ampiezza 1.5 rad/s^2 e bias -1.5 rad/s^2 . Questo set porta in alcune frazioni di simulazione all'attivazione del motore secondario e al conseguente spegnimento.

$$|\dot{\omega}_{set,max}| > |a_{max}| \quad (5.27)$$

Ampiezza decelerazione $1 \frac{rad}{s^2}$, bias = $-1 \frac{rad}{s^2}$

Come già anticipato con questo set di tipo sinusoidale non simmetrico di decelerazione non si induce l'accensione del motore secondario qualora si utilizzi la configurazione con motore principale e motore subordinato, poiché la massima decelerazione si riscontra a 2 rad/s^2 quando la soglia per l'accensione è fissata a 2.18 rad/s^2 . Invece nella soluzione alternativa entrambi i motori in parallelo/serie vengono comandati con un segnale in tensione pari alla metà del singolo motore: su ciascun motore per cui la dinamica al modulo di variazione dell'angolo β_{mot} sarà più lenta ma i termini di coppia erogata vanno sommati in unico contributo resistente.

Vengono riportati i diagrammi di risposta in frequenza della coppia motrice all'albero C_{mot} sul comando di accelerazione $\dot{\omega}_{set}$ per entrambe le architetture ipotizzate, viene anche introdotto un fattore per adimensionare le curve dipendente dalla coppia massima $C_{mot,max}$ erogabile dal singolo motore e l'accelerazione soglia a_{max} .

$$K_{ad} = \frac{C_{mot,max}}{a_{max}} \quad (5.28)$$

$$|K_{ad}|_{dB} = 20 \log K_{ad} \quad (5.29)$$

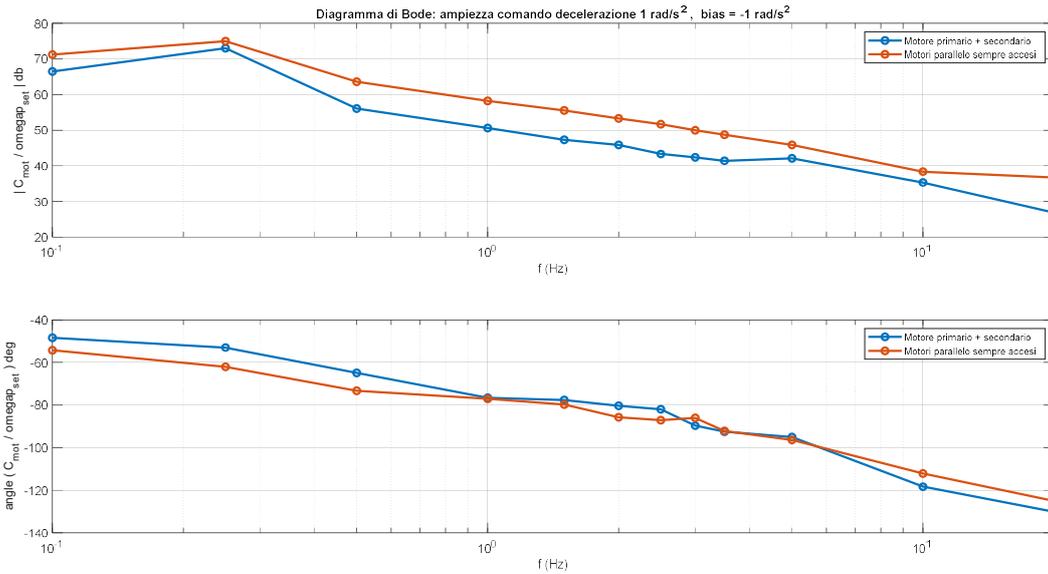


Figura 123: Diagramma di Bode dell'open loop.

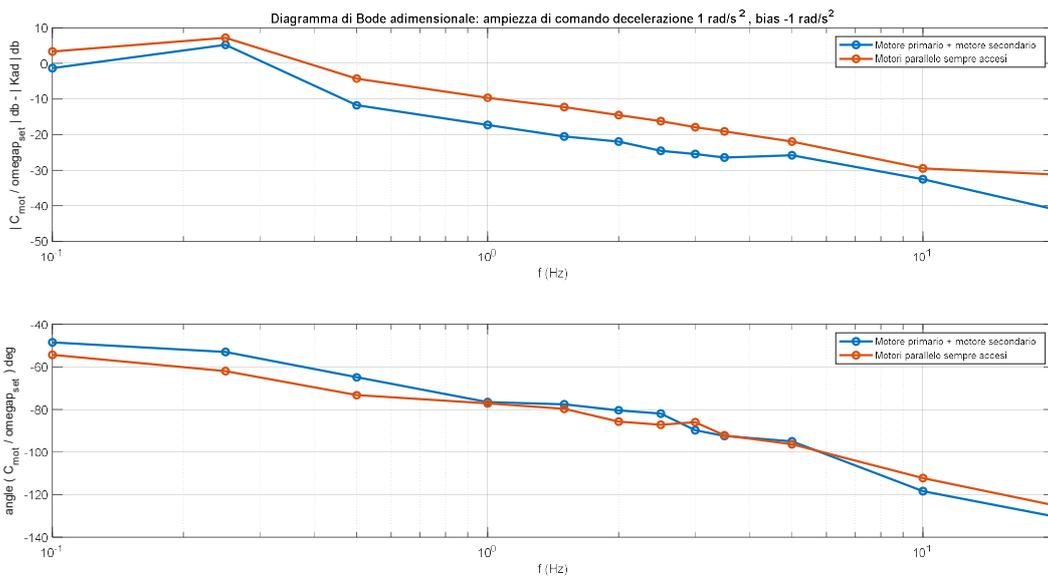


Figura 124: Diagramma di Bode dell'open loop adimensionato.

Dalle curve ottenute si possono estrapolare differenti informazioni. In primis per quanto riguarda la tendenza complessiva dei diagrammi, la risposta in termini di coppia dei due sistemi idraulici a basse frequenze, tra 0.1 e 0.25 Hz, risulta soddisfacente; nelle curve adimensionate su K_{ad} , Figura 124, in corrispondenza di 0.25 Hz di frequenza si verifica un massimo che riporta un modulo in decibel superiore a 0 dB. Oltre tale frequenza si evidenzia un'attenuazione crescente con l'aumentare della frequenza: a 20 Hz di frequenza l'attenuazione è per entrambe le soluzioni superiore a -30 dB. Gli andamenti della fase sono caratteristici di un anello aperto, ovvero ritardo non nullo compreso nell'intorno dei -50° già a partire dalle frequenze più basse e decadimento progressivo con l'aumento della frequenza. Ad una frequenza di 20 Hz il ritardo cumulato è prossimo ai -130° .

Se successivamente si effettua un confronto tra le due possibili architetture di funzionamento, si nota che a parità di set di accelerazione i motori in parallelo sempre in funzione offrono un'azione resistente superiore; dai diagrammi risulta evidente che la coppia erogata all'albero è maggiore su tutto lo spettro di frequenza. Nonostante il segnale di comando in tensione per la variazione della cilindrata venga suddiviso equamente su entrambi i motori l'assenza di un controllo in anello chiuso sul valore di coppia fa sì che la coppia resistente complessiva generata dai motori in parallelo sia superiore a quella del singolo motore idraulico che invece è comandato con segnale in tensione pieno. Discorso differente si può compiere sulla fase dove il singolo motore risponde con un ritardo complessivo inferiore nell'intervallo da 0.1 a 5 Hz per via del segnale in tensione superiore al modulo di regolazione della cilindrata. Oltre i 5 Hz la tendenza si inverte e lo sfasamento cumulato supera quello definito dai due motori in parallelo.

Ampiezza decelerazione $1.5 \frac{rad}{s^2}$, bias = $-1.5 \frac{rad}{s^2}$

Al verificarsi di un andamento di decelerazione angolare compreso tra 0 rad/s^2 e -3 rad/s^2 si riscontra il funzionamento di entrambi i motori predisposti per il sistema idraulico, con la differenza che quello secondario va a innescarsi oltre la soglia dei -2.18 rad/s^2 per poi disattivarsi nuovamente.

Si riportano i diagrammi di risposta in frequenza della coppia motrice all'albero C_{mot} sul comando di accelerazione $\dot{\omega}_{set}$ per entrambe le soluzioni. Le curve adimensionali sono scalate sul fattore K_{ad} dipendente dalla coppia massima $C_{mot,max}$ erogabile dal singolo motore e l'accelerazione soglia a_{max} .

$$K_{ad} = \frac{C_{mot,max}}{a_{max}} \quad (5.30)$$

$$|K_{ad}|_{dB} = 20 \log K_{ad} \quad (5.31)$$

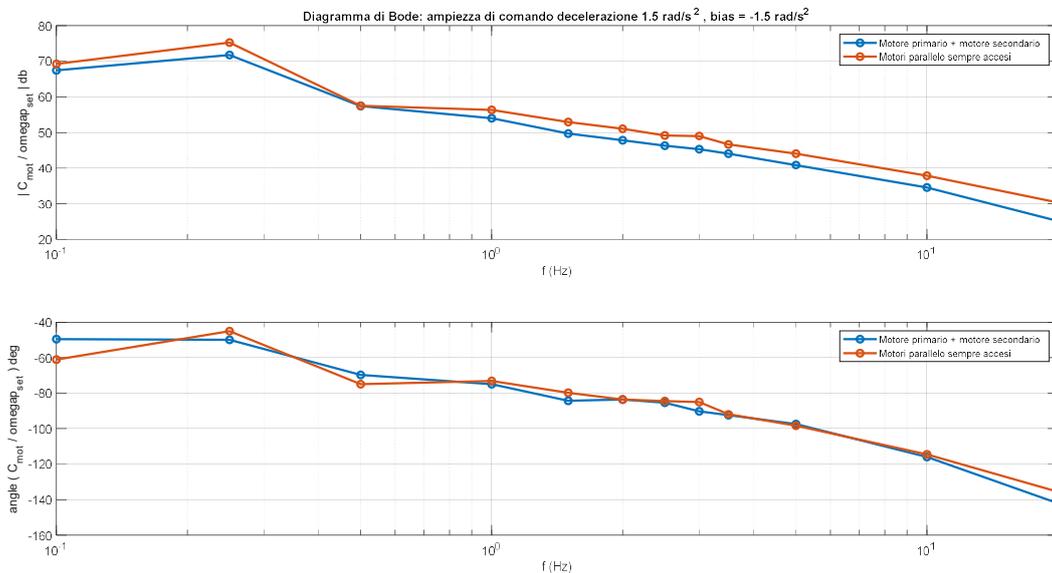


Figura 125: Diagramma di Bode dell'open loop.

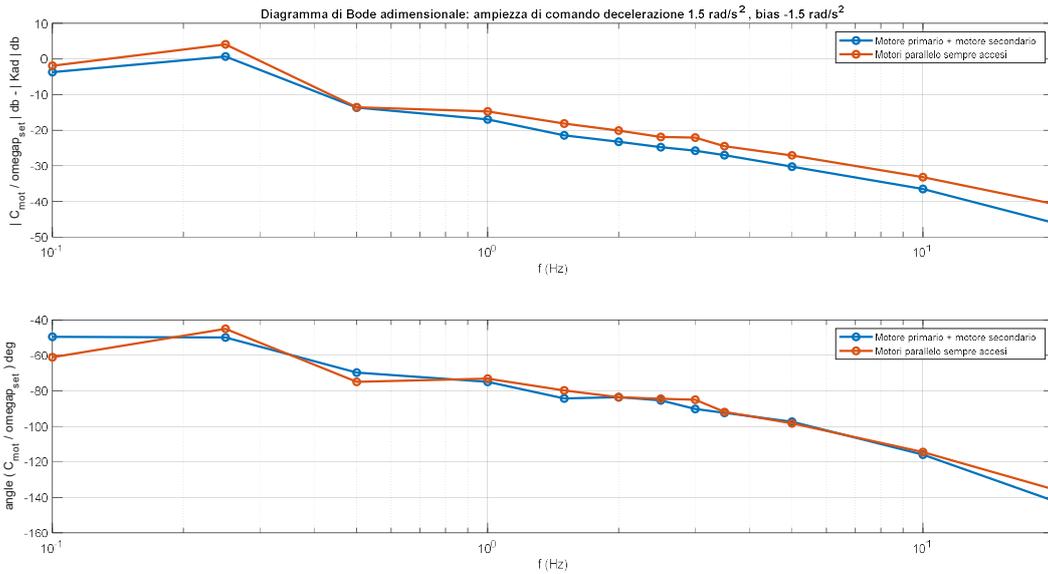


Figura 126: Diagramma di Bode dell'open loop adimensionato.

La tendenza media delle due curve è molto simile a quanto descritto per la prova ad ampiezza di decelerazione minore (1 rad/s²). La coppia erogata, espressa come rapporto in decibel sul valore di decelerazione, a basse frequenze assume un valore massimo superiore a 70 dB in corrispondenza di 0.5 Hz, *Figura 125*, e va a decadere in modo lineare su scala logaritmica per sollecitazioni superiori. Il ritardo di fase è approssimativamente di -50° a frequenza di 0.1 Hz e decade sino a -140° a 20 Hz; complessivamente l'aumento dell'ampiezza di decelerazione ha provocato una flessione sul ritardo di risposta del sistema.

La risposta in modulo superiore si ottiene nuovamente con entrambi i motori in parallelo/serie sempre in funzione. La dinamica di accensione e spegnimento del motore secondario può influire negativamente in questo senso e portare a valori di coppia resistente minori a parità di condizione di sollecitazione. I diagrammi di fase sono molto simili tra loro e non si riesce a distinguere una tendenza univoca per tutto lo spettro di frequenza registrato. Tendenzialmente a bassi regimi di frequenza lo sfasamento minore è assunto da motore primario + motore secondario, per regimi più alti viene invertito il trend.

CAPITOLO 6: CAMPAGNA DI SIMULAZIONE SUL MODELLO COMPLETO DEL BANCO PROVA E-LISA

Nella parte finale della Tesi è stato concentrato il lavoro sulla simulazione in ambiente *Matlab Simulink* dei test di frenata del carrello principale attraverso il modello completo del banco prova *E-LISA*. Viene realizzato un confronto di tipo analitico sulle grandezze fisiche dei componenti della soluzione attualmente in uso con riproduzione dell'inerzia velivolo tramite dischi di inerzia e della soluzione idraulica. Di quest'ultima si svolge un ulteriore confronto tra l'architettura con motore primario più motore secondario e due motori primari in serie/parallelo.

Il modello che rappresenta l'intero banco prova è riportato in *Figura 127*.

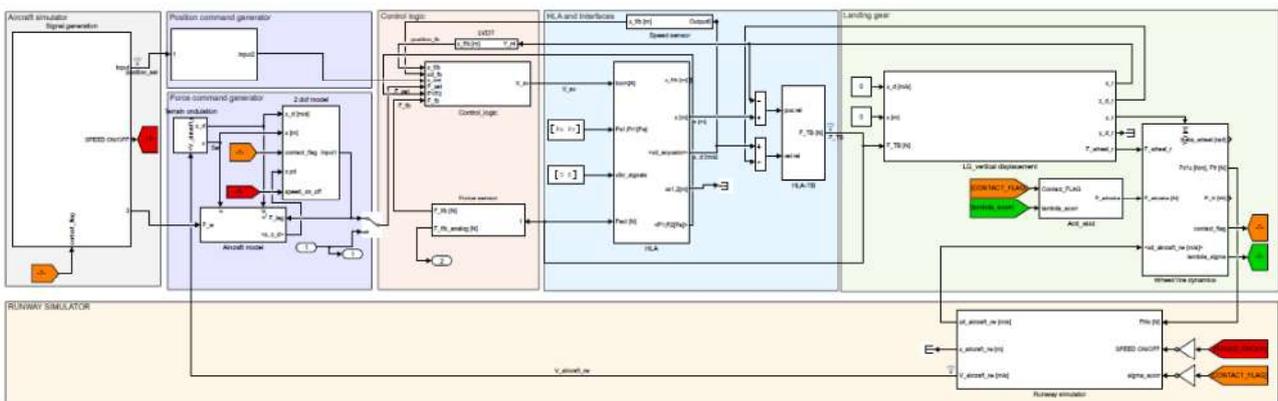


Figura 127: Modello completo banco prova.

All'interno dell'ambiente di simulazione i componenti fondamentali al funzionamento del banco prova sono suddivisi in sottoblocchi:

- Inizializzazione del set di posizione a rampa e modello di atterraggio dell'aereo. Vengono forniti in output il set di posizione e forza per l'attuazione idraulica inerente al controllo del sistema verticale di avvicinamento del carrello al runway simulator. In alternativa al modello *hardware in the loop* dell'aeromobile si può definire il set di forza più semplicemente come frazione del peso del velivolo, poiché al decrescere della velocità le forze aerodinamiche diminuiscono la propria influenza sul valore di forza normale scambiata tra corpo superiore e gamba del carrello.

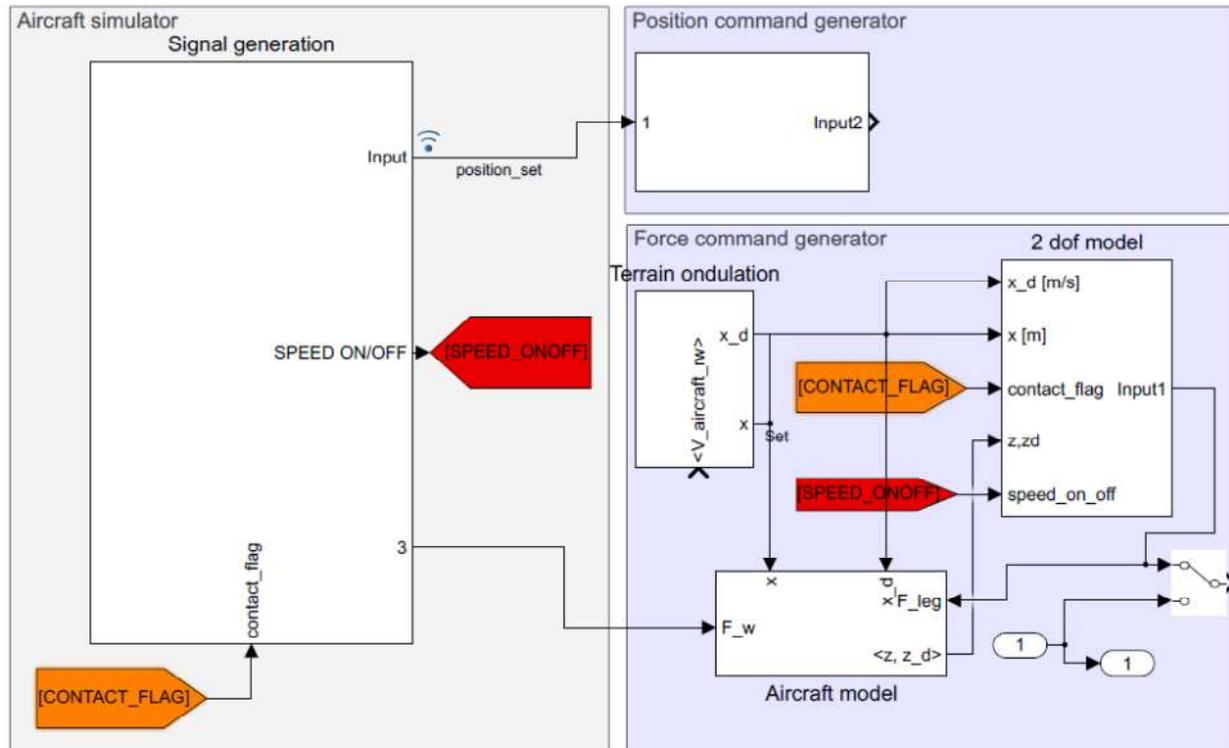


Figura 128: Modello Aereo per definire set di posizione e forza all'HLA.

- Modello di attuazione idraulica HLA. L'attuazione idraulica comprende il servocontrollo, la servovalvola jet pipe, l'attuatore e i trasduttori di posizione e di forza per la chiusura del *basic control loop* e del *modulating control loop*.

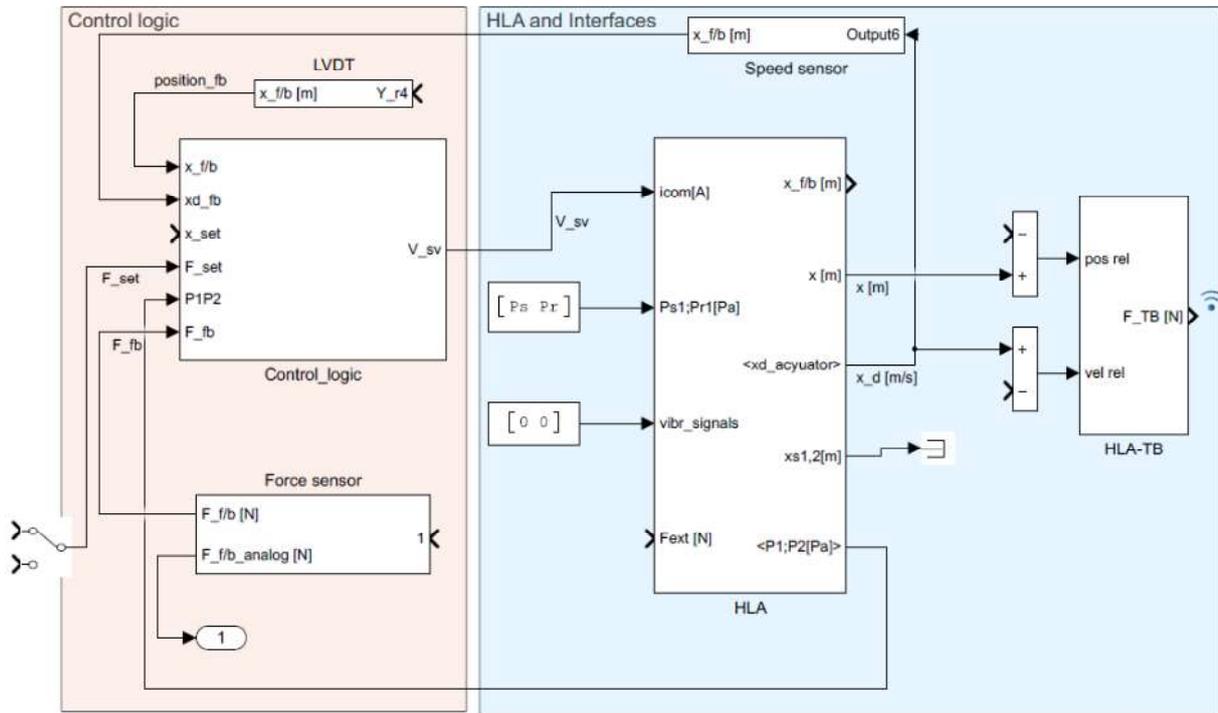


Figura 129: Modello attuazione idraulica verticale HLA.

- Modello riferito alla dinamica verticale. Attraverso il sistema a 2 gdl si calcolano gli spostamenti, lungo la verticale, della piattaforma movente (spostamento z) e della gamba del carrello (spostamento y), e della forza scambiata tra di essi; contemporaneamente si stima il valore di forza nella zona del contatto tra pneumatico e runway simulato, utile per definire successivamente la forza di attrito tangenziale.

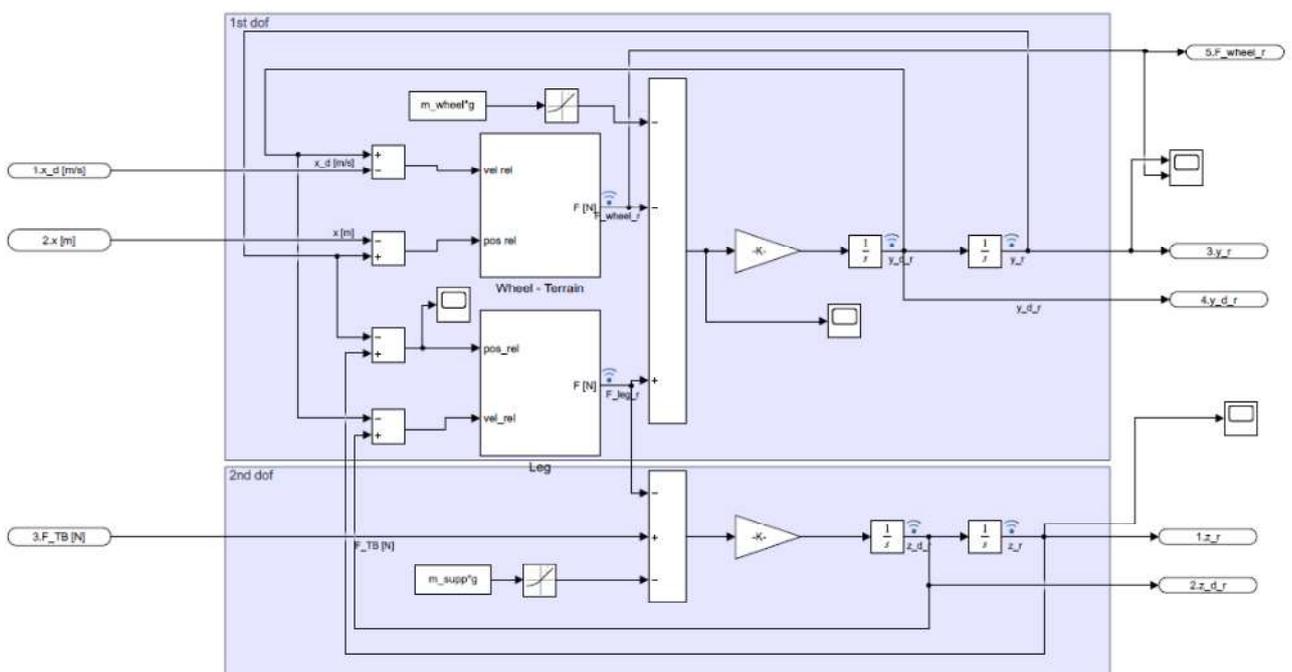


Figura 130: Modello dinamica verticale banco.

- Modello della ruota e dello pneumatico. Viene calcolata tramite modello di attrito di *Burckhardt* la forza di attrito messa a terra in seguito al contatto del carrello con il runway simulator e da essa dipende la dinamica rotazionale durante l'applicazione della coppia frenante.

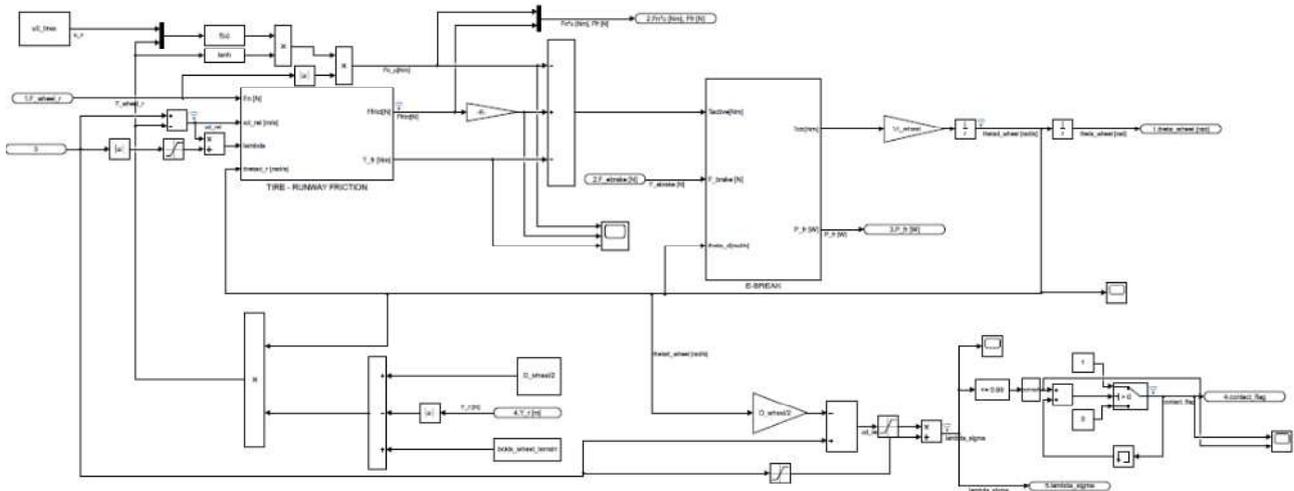


Figura 131: Modello ruota-pneumatico.

- Modello *Antiskid*. Definisce in modo semplificato la presenza all'interno dell'impianto frenante di un sistema *Antiskid* che regola lo step di coppia per mezzo di un anello di natura proporzionale *closed loop* sul valore di slip, o scorrimento, tra pneumatico e runway simulator. A seconda delle condizioni atmosferiche da simulare si specifica il valore di slip ottimale λ_{opt} da seguire:

$$\lambda_{opt,dry} = 0.17 \quad (6.1)$$

$$\lambda_{opt,wet} = 0.15 \quad (6.2)$$

$$\lambda_{opt,snow} = 0.1 \quad (6.3)$$

$$\lambda_{opt,ice} = 0.06 \quad (6.4)$$

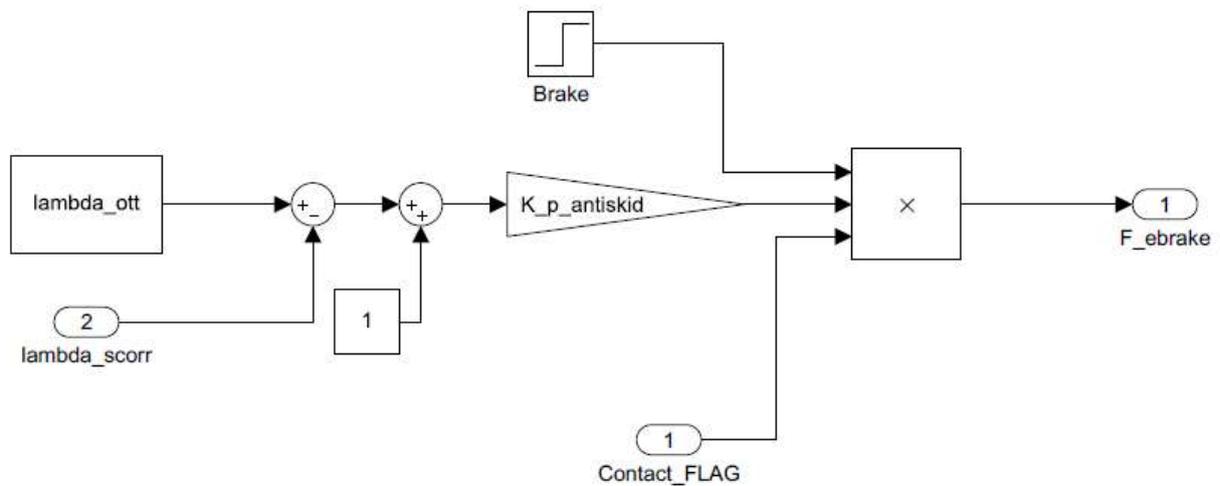


Figura 132: Modello semplificato Antiskid.

- Modello del runway simulator. Viene studiata la dinamica rotazionale del cilindro sia nella fase di accelerazione sia durante l'arresto; tale blocco varia a seconda della configurazione che si sta utilizzando.

Se si intende considerare la configurazione classica del banco viene introdotta la funzione di accelerazione a opera del motore elettrico attraverso un set di rotazione angolare a rampa che si chiude in *closed loop* con il segnale di feedback, mentre la fase di decelerazione viene gestita unicamente dal momento di inerzia del cilindro e dei dischi.

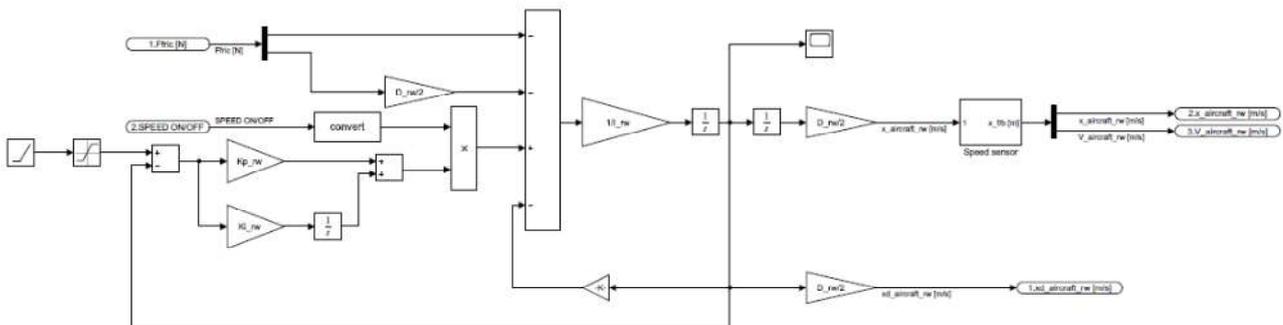


Figura 133: Modello runway simulator con accelerazione tramite motore elettrico.

Per le soluzioni idrauliche invece viene implementato l'intero circuito caratteristico, il quale rimane funzionante sia per l'accelerazione sia per la frenatura seppur con differente modalità. La differenza tra le 2 configurazioni proposte di attuazione risiede unicamente nell'unità di controllo dei motori.

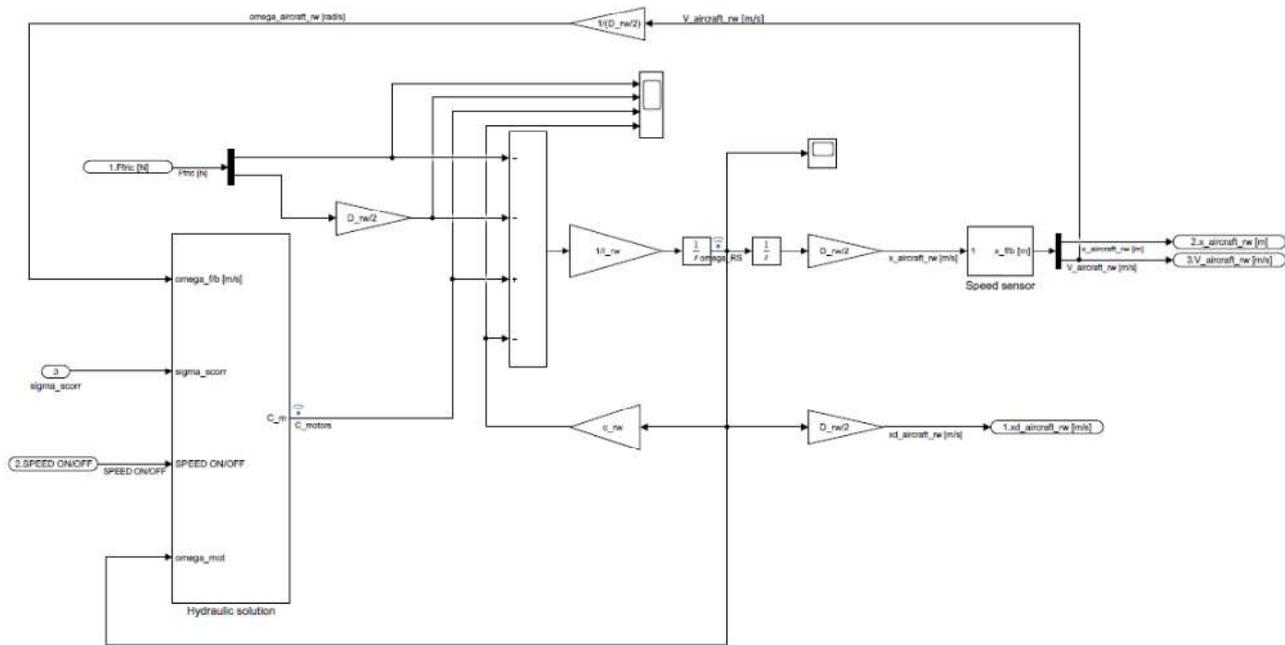


Figura 134: Modello runway simulator con accelerazione tramite motore idraulico.

6.1 ACCELERAZIONE DEL RUNWAY SIMULATOR A OPERA DELLA SOLUZIONE IDRAULICA

L'affidabilità del modello che implementa la soluzione idraulica è stata testata inizialmente per lo stadio di accelerazione del runway simulator. Durante questa manovra viene coinvolto unicamente il blocco del modello completo appartenente al runway simulator di cui vengono studiati differenti fenomeni: funzionamento della pompa a cilindrata fissa, il riempimento dell'accumulatore ad alta pressione, funzionamento del motore idraulico e dinamica al cilindro rotante.

Ai fini della simulazione, di durata limitata a 20 s, è stata modificata l'entità del comando di velocità ipotizzato durante il dimensionamento dei componenti idraulici del sistema (*Capitolo 2*). Il comando a rampa è contraddistinto da una variazione di velocità di 1 rad/s ogni secondo, tanto da portare a velocità massima il cilindro in 90 s (al posto dei 600 s ipotizzati). L'incremento di prestazione al motore necessita maggior quantità di fluido, di conseguenza viene incrementato il valore di portata richiesta alla pompa fino a 59.81 l/min (rispetto a 28.7 l/min ipotizzati) in modo da evitare che l'accumulatore si scarichi eccessivamente al posto di riempirsi.

Motore elettrico gruppo pompa

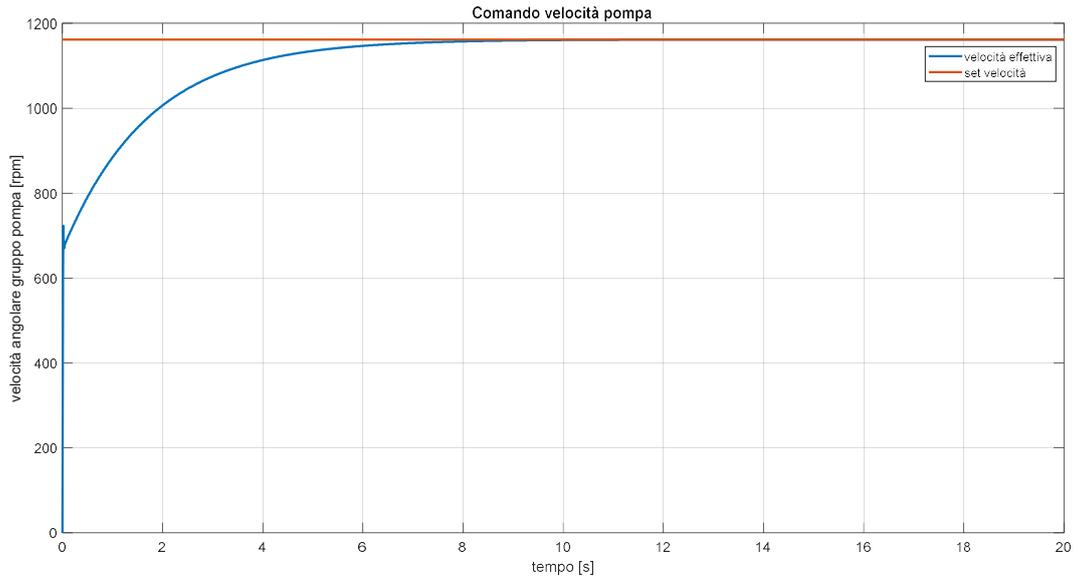


Figura 135: Plot confronto set e feedback di velocità pompa.

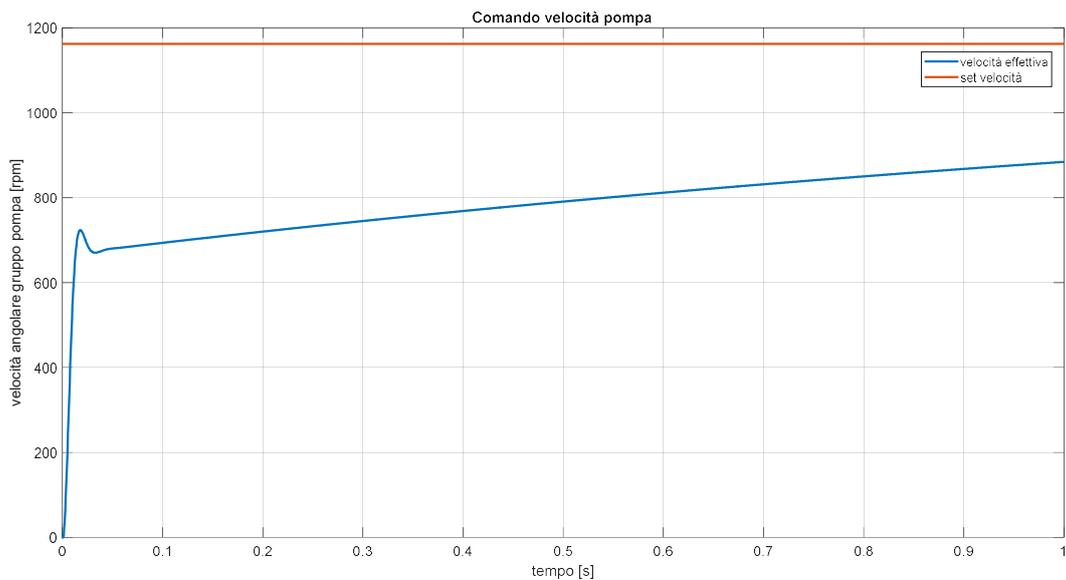


Figura 136: Plot confronto set e feedback di velocità pompa (intervallo iniziale).

Imponendo un set di velocità a gradino al motore elettrico, dipendente dal valore di portata richiesta di 59.81 l/min, si riscontra l'andamento di *Figura 135*. Il gruppo pompa-motore elettrico parte da fermo e incrementa la propria velocità nei primi istanti in modo estremamente rapido, a causa dell'errore elevato con il set a gradino, poi con una curva più morbida fino a raggiungere la soglia di velocità regime di 1162 rpm oltre i 10 s di simulazione.

Sono riportati, per l'intera simulazione (*Figura 137*) e per l'intervallo 0 s – 1 s iniziale (*Figura 138*), gli andamenti di tensione di armatura, corrente di armatura e coppia erogata dal motore elettrico per poter raggiungere il target di velocità prefissato.

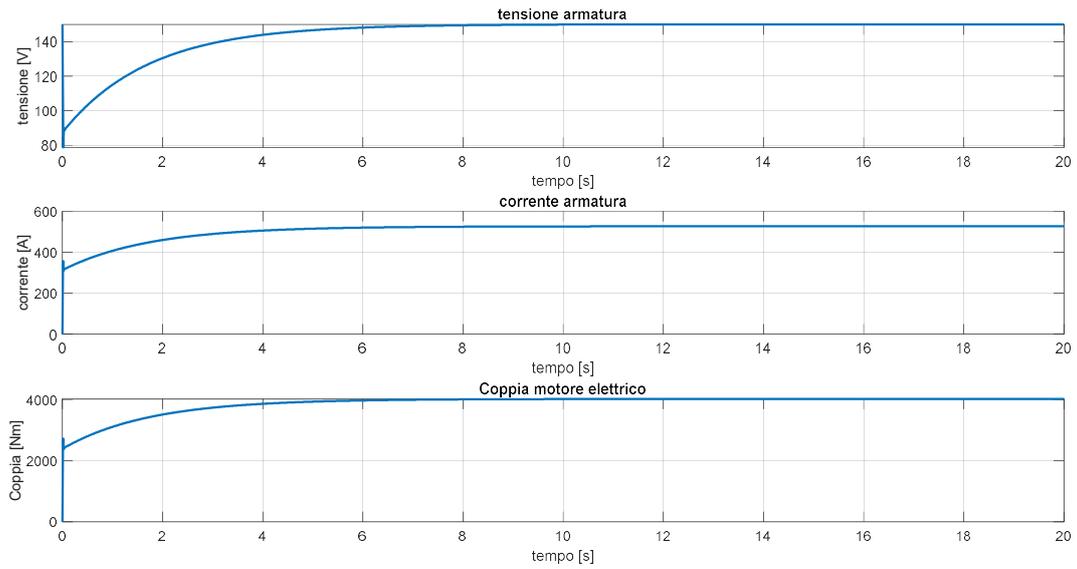


Figura 137: Plot tensione armatura, corrente e coppia motore elettrico.

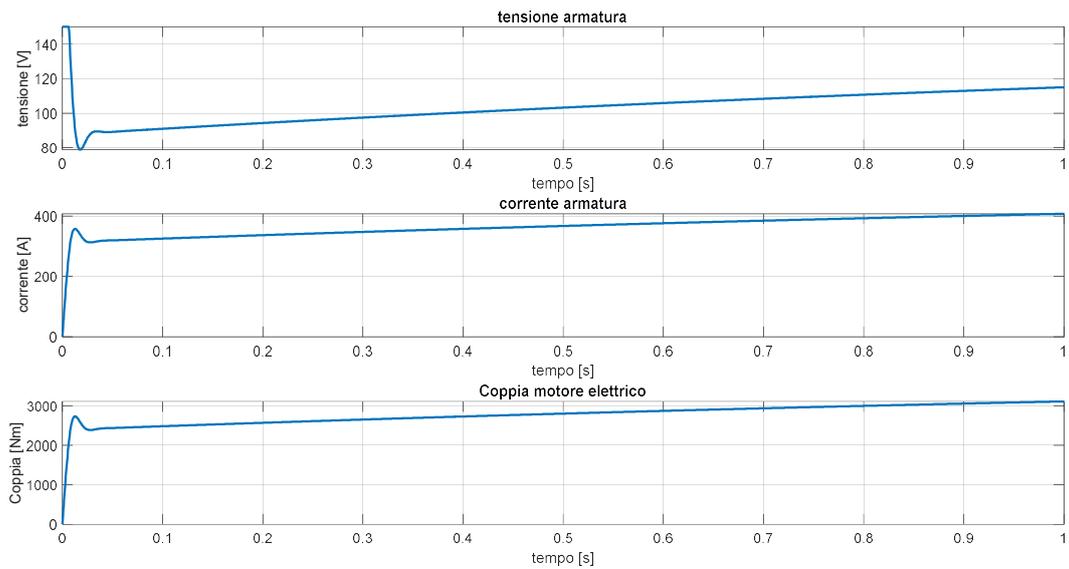


Figura 138: Plot tensione armatura, corrente e coppia motore elettrico (intervallo iniziale).

Pompa a cilindrata fissa

All'interno della pompa sono state monitorate principalmente tre grandezze: portata sviluppata dalle camere dei pistoni, pressione ingresso e pressione uscita.

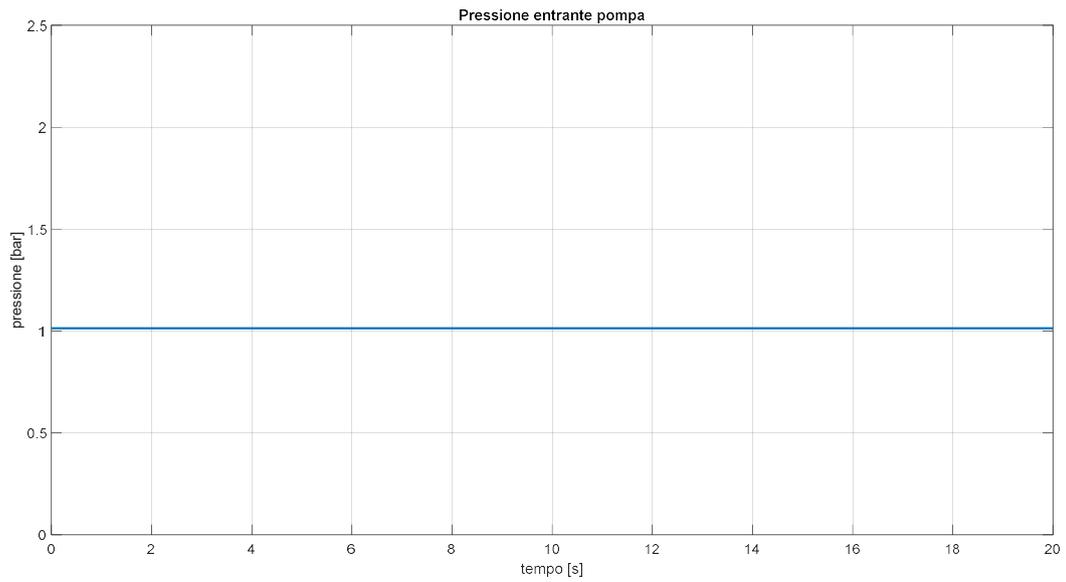


Figura 139: Pressione ingresso pompa.

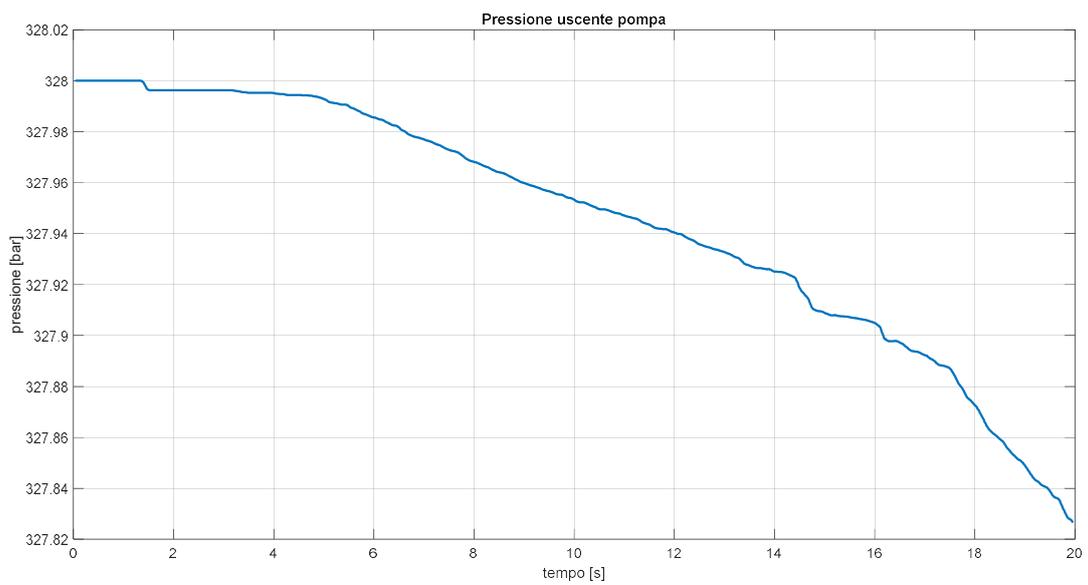


Figura 140: Pressione uscita pompa.

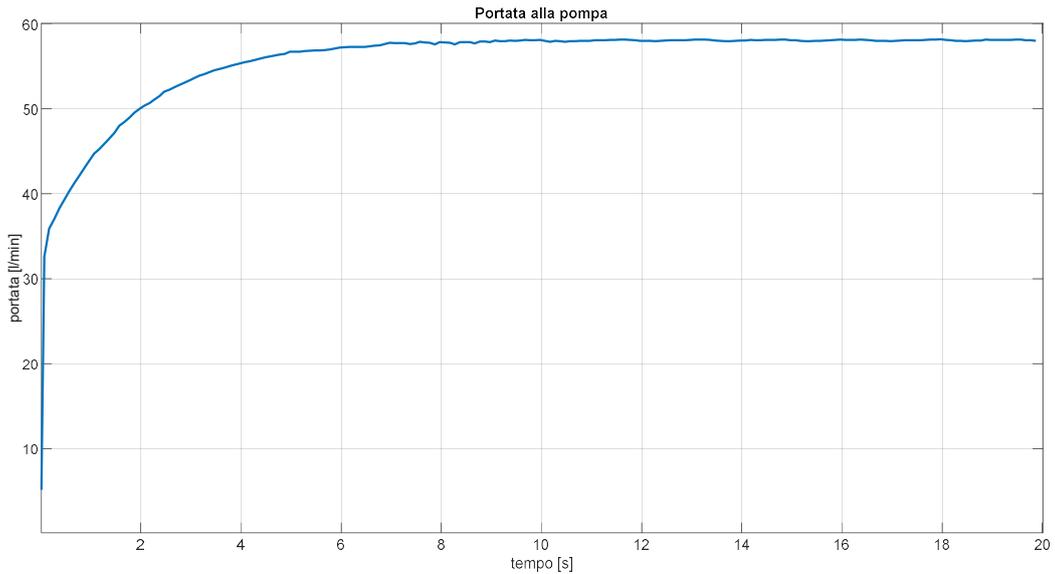


Figura 141: Portata uscente pompa.

Dal diagramma della portata, successivo a operazioni di filtraggio dati, si può notare come a stazionario la pompa riesca a soddisfare una portata di fluido prossima a 58 l/min, che risulta minore rispetto ai 59.81 l/min richiesti in input; questo è dovuto al fenomeno di *leakage* in presenza di gioco tra elementi idraulici; la stima del valore di rendimento volumetrico a 0.98 per esplicitare la velocità di set della pompa risulta quindi non accurata.

La pressione in uscita è contraddistinta da un andamento discendente che dipende da cosa accade a valle della pompa, in particolare dalla dinamica all'accumulatore. Il valore di pressione diminuisce complessivamente di 0.2 bar in 20 s e questo tipo di tendenza può voler preannunciare che il cambiamento delle condizioni di accelerazione del runway simulator non favorisca, a parità di taglia della pompa, il contemporaneo riempimento desiderato dell'accumulatore.

Accumulatore

La dinamica di riempimento dell'accumulatore dipende dalla portata entrante, favorita dalla presenza della pompa, e di quella uscente, diretta al motore idraulico. Si parte da una condizione di riempimento iniziale con pressione caratteristica di 328 bar e posizione del piattello precaricato a 1/4 del riempimento massimo, precisamente a 0.863 m; si ricorda che la posizione minima a 0 m identifica la condizione di massimo riempimento mentre la posizione massima a 1.57 m quella a riempimento minimo.

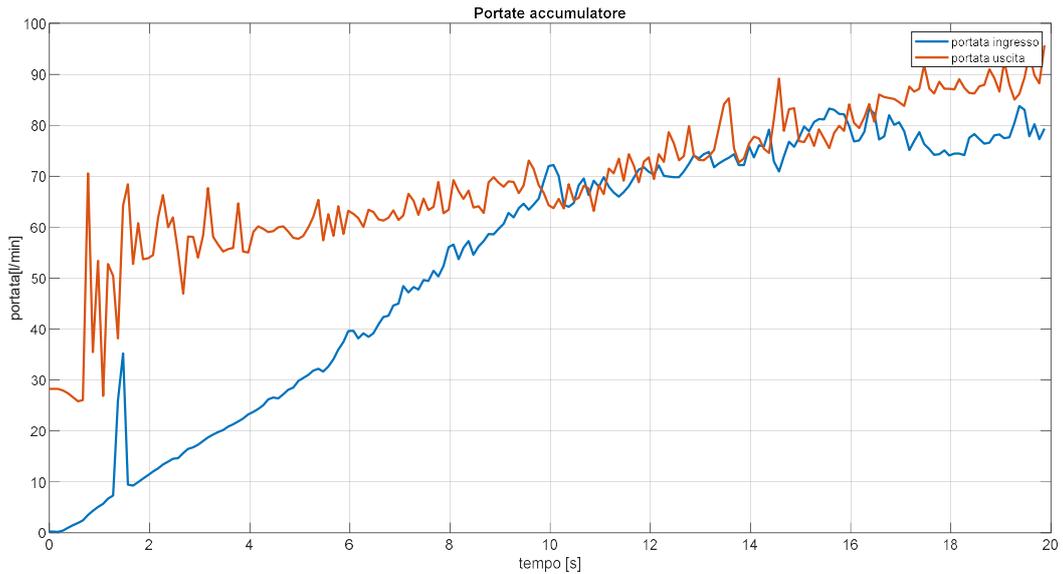


Figura 142: Portate che coinvolgono accumulatore in accelerazione.

Entrambi i contributi sono caratterizzati da una tendenza media ad incrementare nel tempo a partire da valore nullo. Nel caso della portata in ingresso questo comportamento può essere ricondotto alla proprietà capacitiva e resistiva degli elementi che vengono incontrati a valle della pompa (*filtro, check-valve e pressure relief valve*), mentre per la portata in uscita è dovuto in particolare alla variazione di cilindrata determinata al motore idraulico. Complessivamente la portata richiesta in uscita all'accumulatore per questa configurazione di lavoro è superiore alla portata entrante e ciò comporta che l'accumulatore si svuoti al posto di riempirsi.

Dalla *Figura 143* si definisce l'andamento di pressione interno all'accumulatore. Come già precisato in precedenza la pressione interna diminuisce durante l'intero arco della simulazione, da 328 bar a 327.1 bar, poiché viene prelevata più portata di quanta ne venga introdotta per mezzo della pompa; di conseguenza la coordinata verticale del piattello (*Figura 144*) aumenta da 0.863 m a 0.9 m.

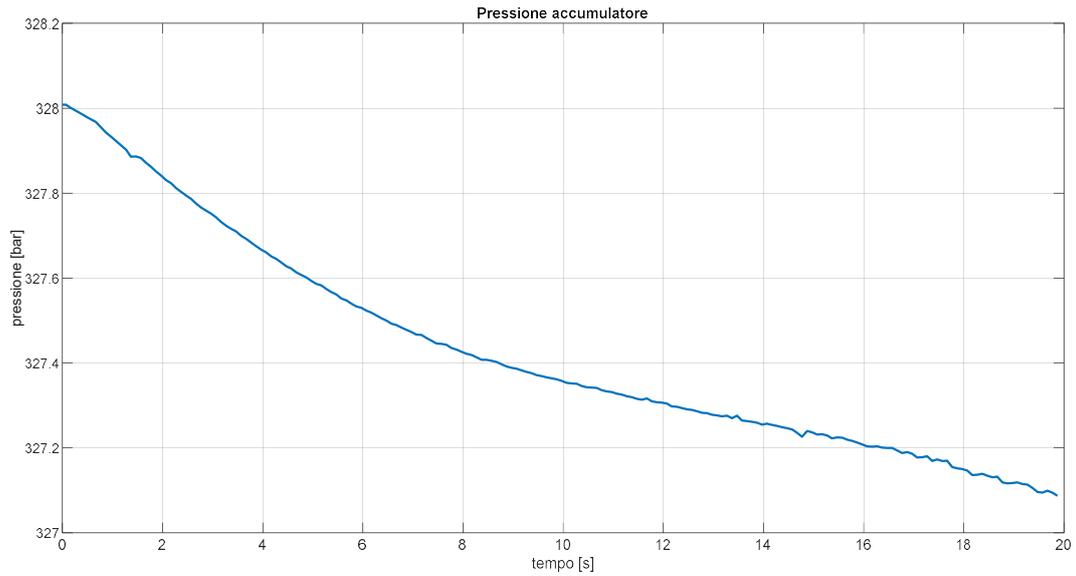


Figura 143: Pressione accumulatore in accelerazione.

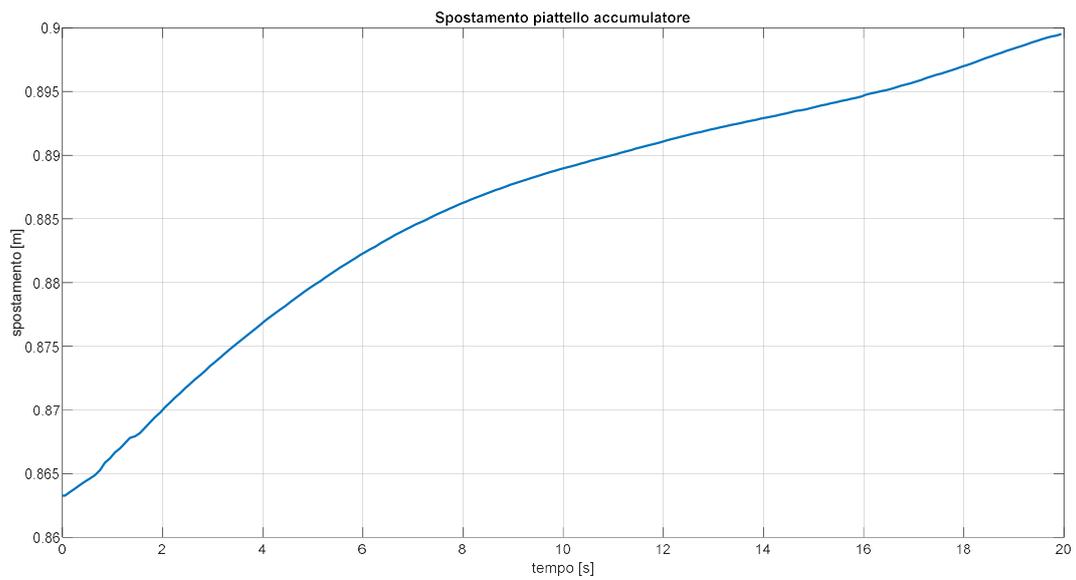


Figura 144: Quota posizione piattello precaricato.

Nel caso si intendesse eseguire una simulazione in accordo alle condizioni nominali di dimensionamento si assisterebbe al riempimento del volume all'accumulatore. Si riporta un esempio (Figura 145) di 120 s di riempimento dalla medesima condizione iniziale di 0.863 m e 328 bar.

$$Q_{in} = 36.39 \frac{l}{min} \quad (6.5)$$

$$Q_{out} = 14.97 \frac{l}{min} \quad (6.6)$$

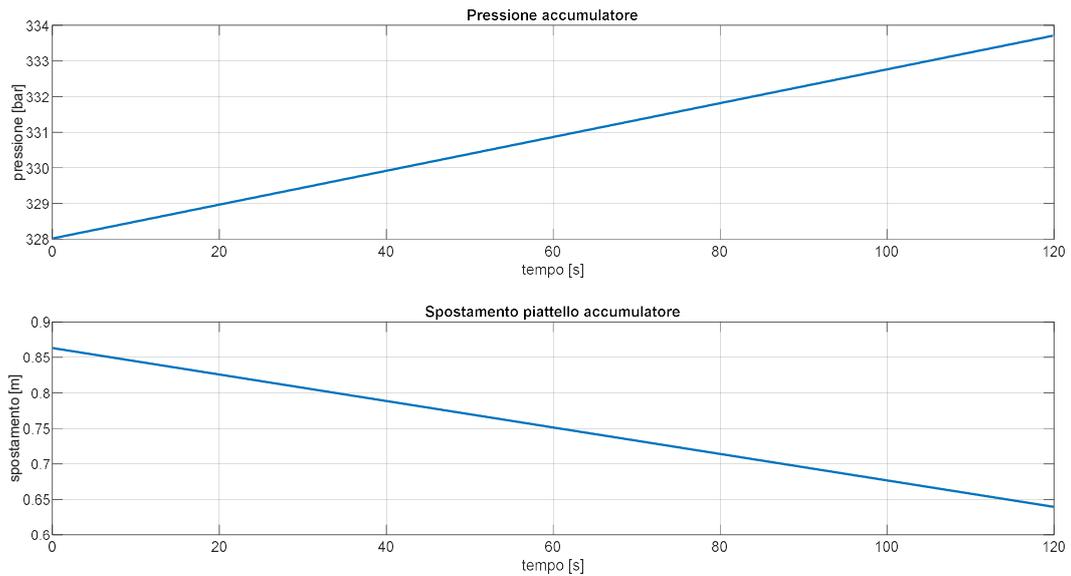


Figura 145: Caricamento accumulatore in condizioni nominali.

Sistema controllo cilindrata motore idraulico

All'interno del sistema di controllo sono stati monitorati i parametri principali di entrambi gli anelli di comando, *closed loop* sulla velocità e *open loop* a comando di accelerazione.

All'interno del *closed loop* di velocità angolare possono essere osservati gli andamenti di velocità di set, velocità di feedback, l'errore di anello e l'errore compensato a valle del controllore *PI*.

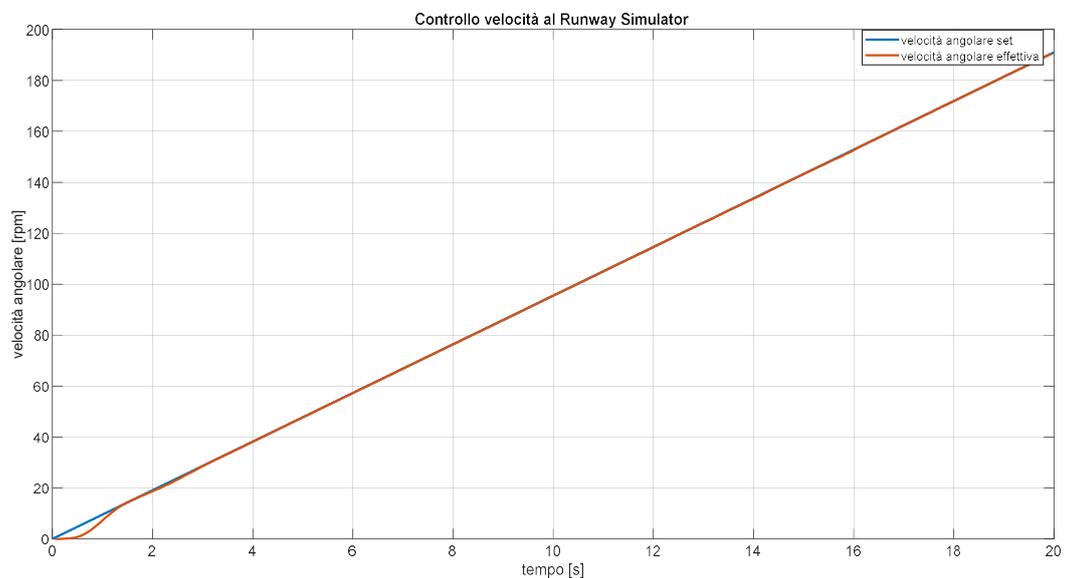


Figura 146: Closed loop controllo velocità motore idraulico.

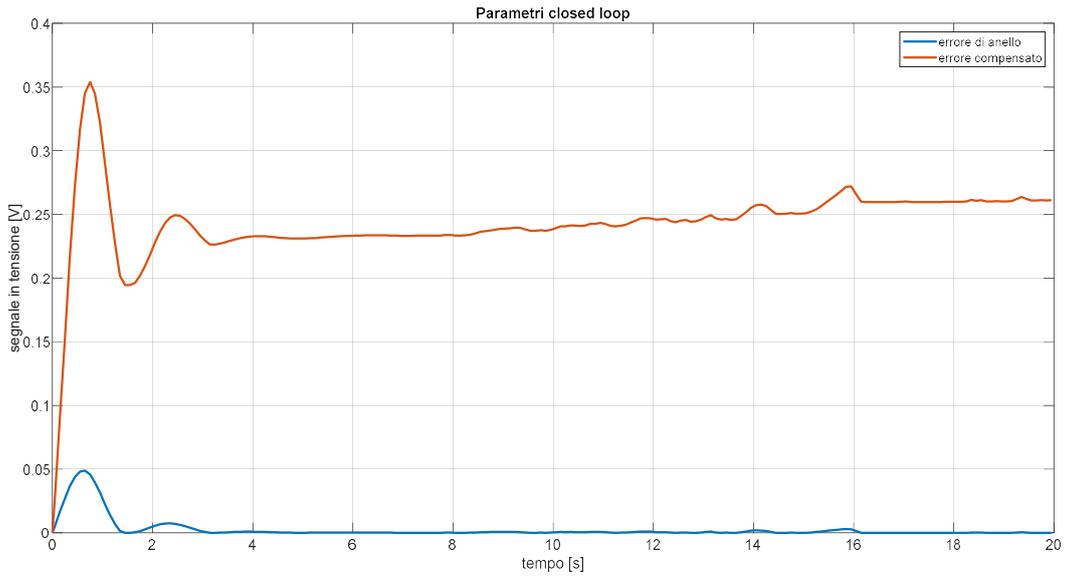


Figura 147: Errore anello ed errore compensato al closed loop.

Il sistema idraulico è in grado di seguire adeguatamente il comando di velocità a rampa, con coefficiente angolare unitario, a partire dagli istanti successivo a 3 s, di conseguenza l'errore di anello risulta prossimo allo 0. L'errore compensato derivante dal controllore proporzionale-integrativo permette al modulo del segnale in tensione, limite superiore e inferiore della saturazione dinamica, di rimanere non nullo in ciascun istante della prova; in questo modo si sopperisce alla mancanza di un polo nell'origine all'interno dell'anello.

Per quanto riguarda l'open loop sono stati analizzati il set di accelerazione (derivata nel tempo della rampa di velocità del closed loop) e il segnale di tensione uscente dalla saturazione dinamica. La tensione di ingresso alla saturazione dinamica è frutto unicamente di un fattore proporzionale.

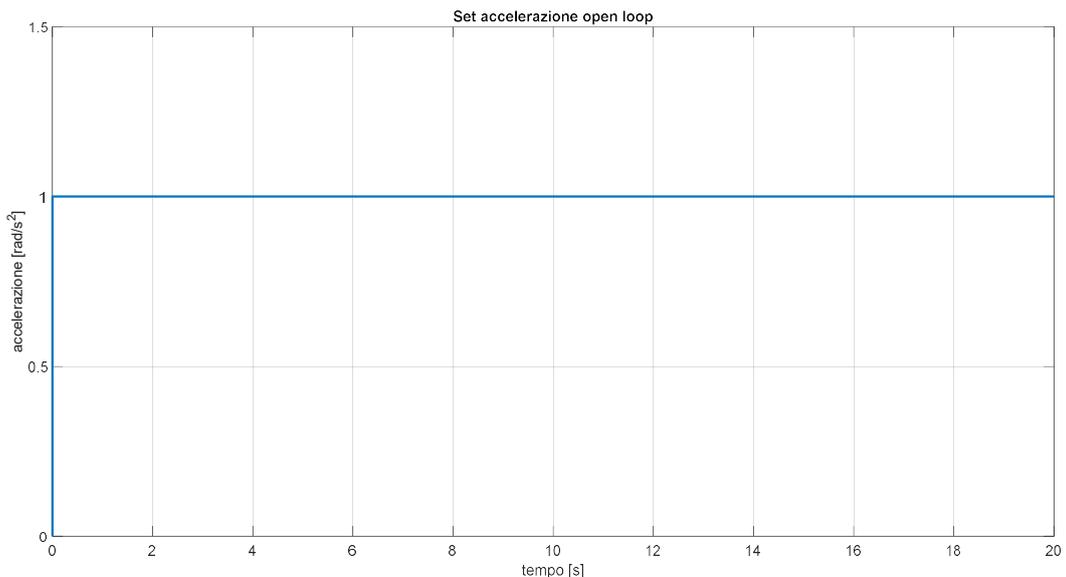


Figura 148: Set accelerazione open loop.

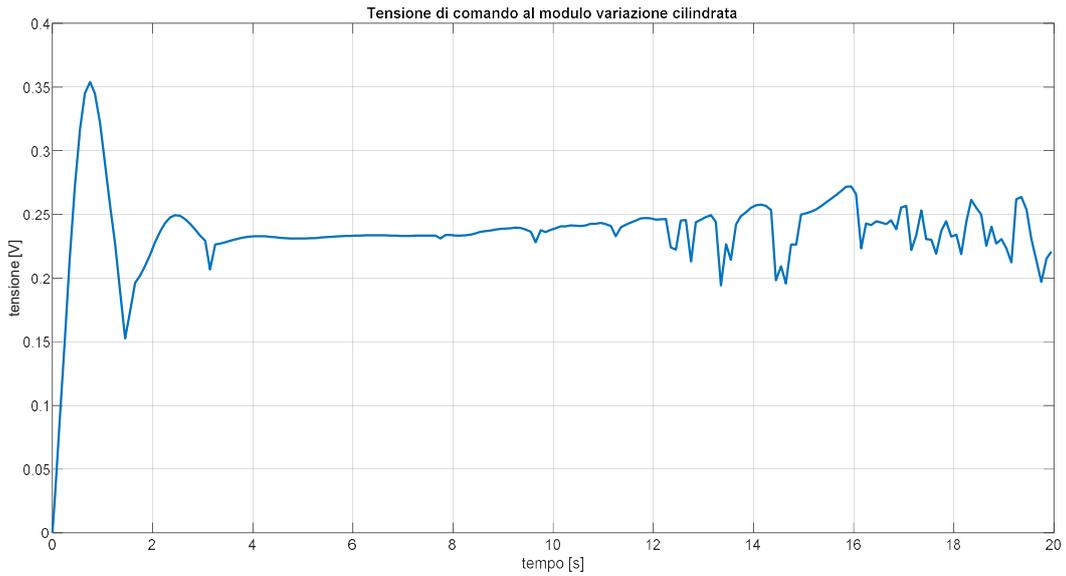


Figura 149: Tensione comando al modulo variazione cilindrata.

Il segnale in tensione al modulo di comando in questo caso è molto simile all'errore compensato derivante dal *closed loop*. E' caratterizzato da una prima fase ad incremento rapido, picco vicino a 0.35 V, per poi assestarsi sul valore medio di 0.24 V con differenti fluttuazioni riconducibili in particolare al guadagno dell'anello aperto (fattore proporzionale e rapporto sulla pressione ottimale ed effettiva a monte del motore).

Motore idraulico

Il modulo di variazione della cilindrata può essere caratterizzato riportando l'evoluzione della posizione di lavoro dell'elettrovalvola proporzionale, la posizione di lavoro del pistone di comando e la dinamica riferita all'angolo di inclinazione β_{mot} .

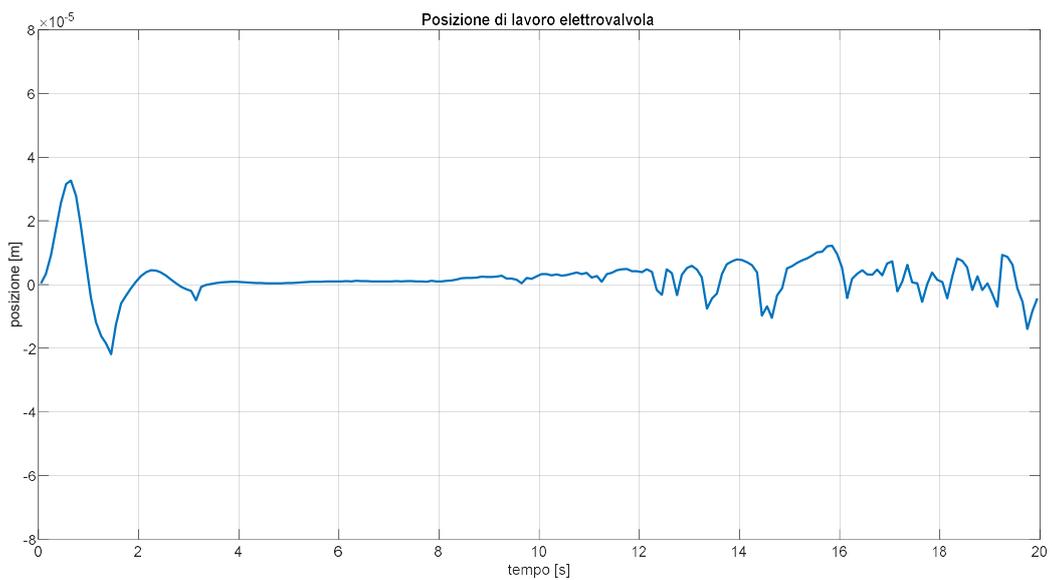


Figura 150: Posizione di lavoro elettrovalvola.

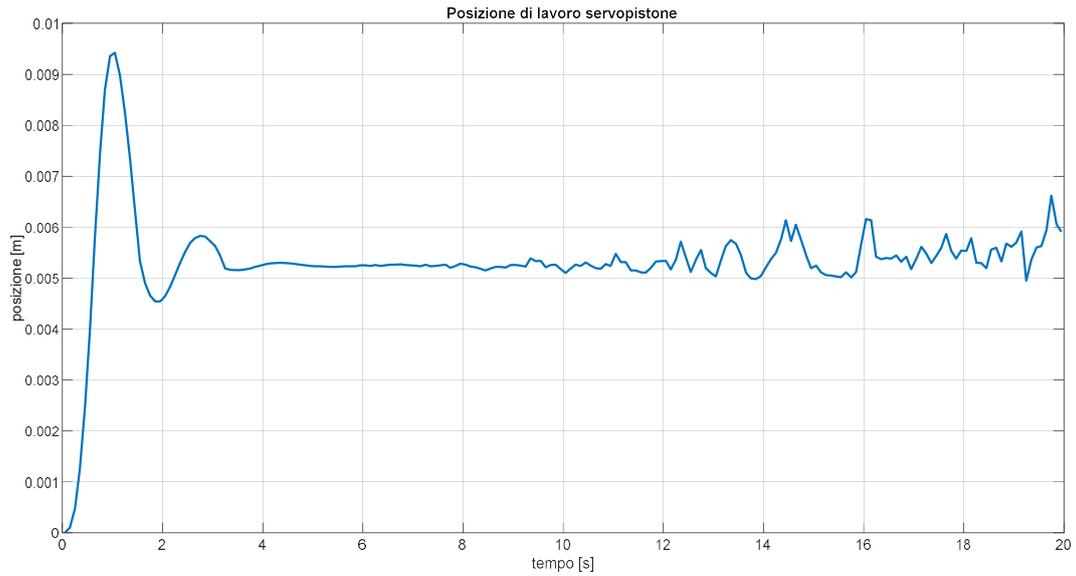


Figura 151: Posizione di lavoro del pistone di comando.

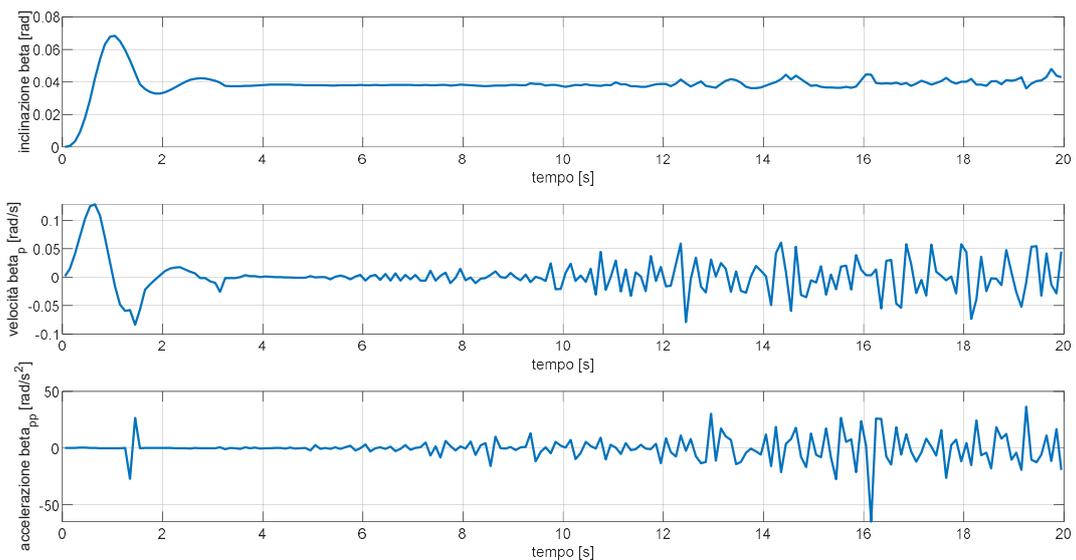


Figura 152: Dinamica dell'angolo Beta di inclinazione.

Il valore della tensione di comando non elevato induce l'elettrovalvola ad assumere posizioni di lavoro limitate, ordine di 10^{-5} m, e prossime al valore nullo di equilibrio a bocche chiuse. Inizialmente l'aumento del segnale di comando implica una variazione della posizione verso valori positivi, in questo modo si genera una portata entrante nella camera di spinta del *pistone di comando* utile all'aumento dell'inclinazione β_{mot} . In seguito la diminuzione della tensione e il contributo elastico della *molla di modulazione* provocano uno spostamento della posizione di lavoro verso valori negativi e conseguente diminuzione della quota del pistone e dell'angolo β_{mot} . Oltre i 3 s di simulazione il valore di inclinazione si stabilizza intorno a 0.038 rad che corrisponde ad una cilindrata complessiva di 113.42 cm^3 (circa il 13.4 % della cilindrata sfruttabile). Laddove è presente un segnale più nervoso della tensione si verificano di conseguenza fluttuazioni sul valore medio della posizione dell'*elettrovalvola*, del *pistone di comando* e della dinamica di variazione dell'angolo.

Per quanto riguarda l'unità idraulica di potenza viene riportato il diagramma di sviluppo della coppia, *Figura 153*. Strettamente dipendente dal parametro di coppia vi sono la pressione a monte della camera di aspirazione e la pressione a valle della camera di mandata (*Figura 154 e Figura 155*).

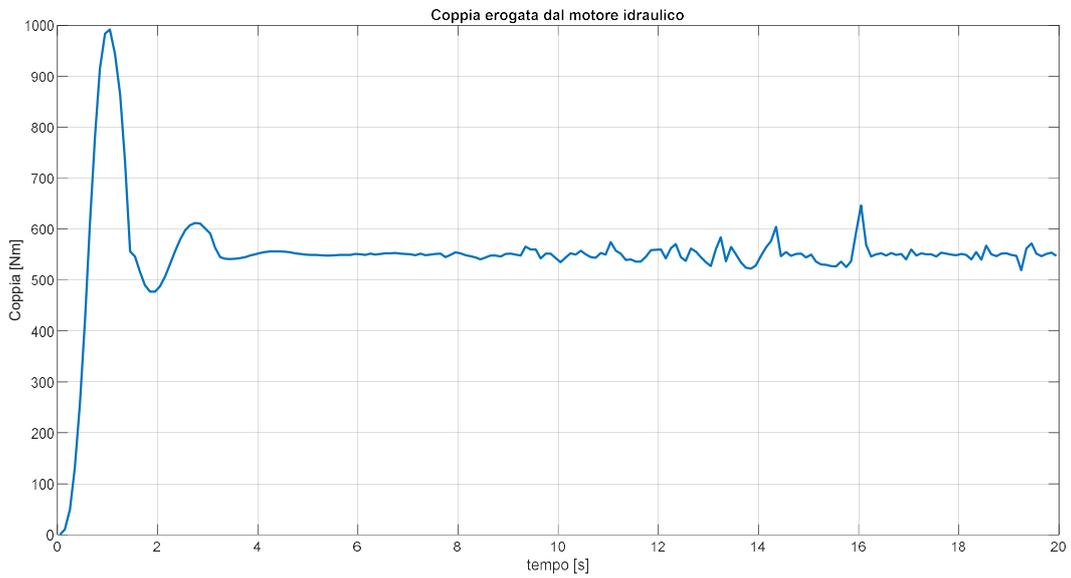


Figura 153: Coppia erogata dal motore.

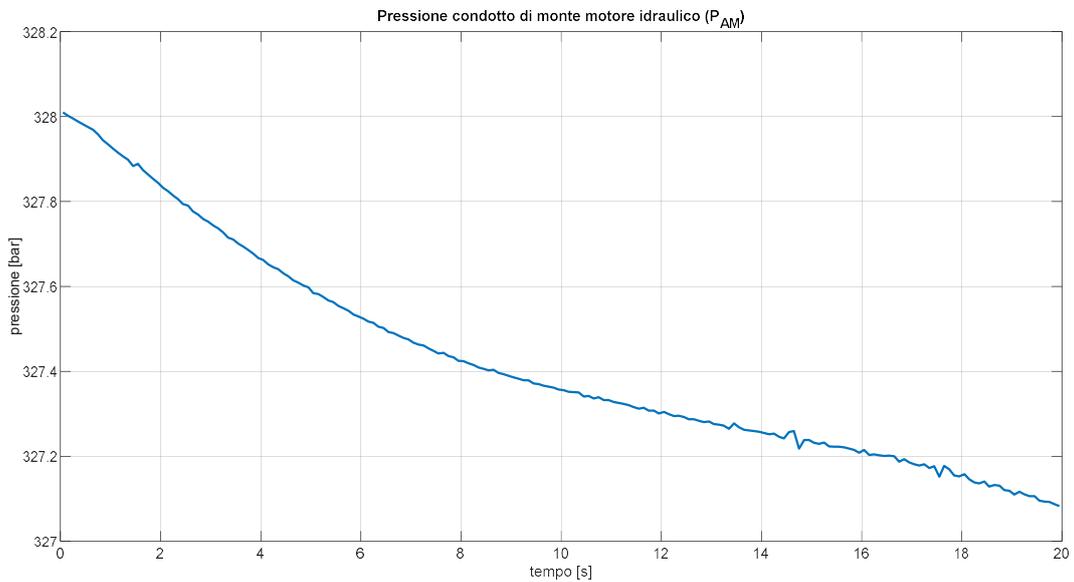


Figura 154: Pressione monte motore idraulico.

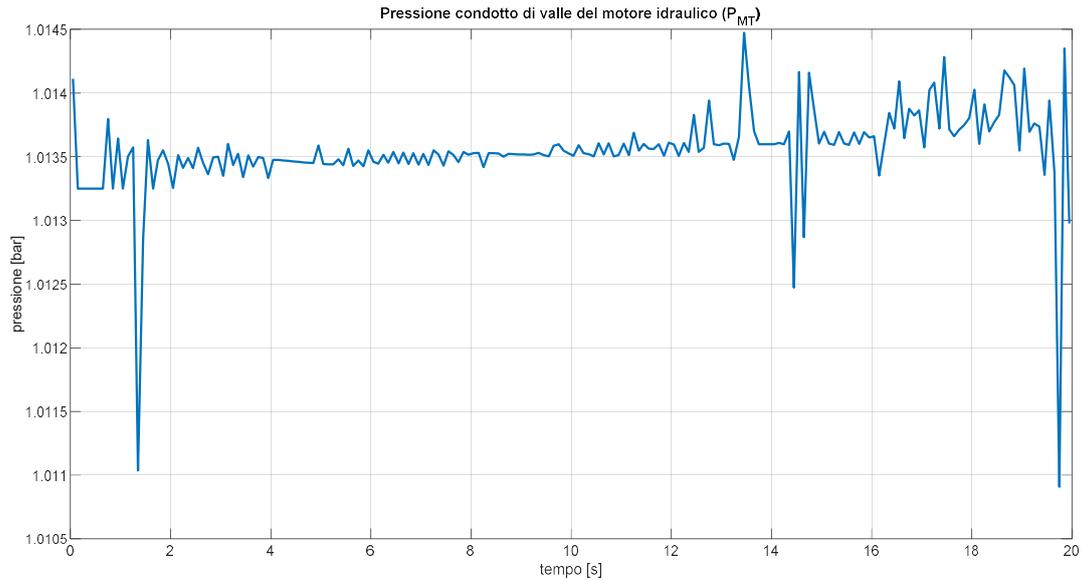


Figura 155: Pressione valle motore idraulico.

Anche per quanto riguarda la coppia motrice all'albero si assiste ad un andamento transitorio nell'intervallo tra 0 e 3 s con un picco di coppia 998 Nm a 1.007 s. Una volta terminata la fase di transitorio iniziale la coppia media erogata si aggira attorno a 556 Nm.

Le pressioni a monte e valle del motore non sono costanti in presenza di condotti non ideali e dipendono dalle condizioni all'accumulatore e dalla proprietà capacitiva-resistiva delle tubazioni stesse. Un valore di pressione p_{AM} superiore permette di ridurre la cilindrata a parità delle altre condizioni di funzionamento, mentre una sovrappressione p_{MT} non consente di sfruttare a pieno le potenzialità di spinta all'interno delle camere dei pistoni.

Velocità tangenziale al runway simulator

La velocità tangenziale al runway simulator rappresenta la componente cinetica simulata del velivolo durante le prove a banco.

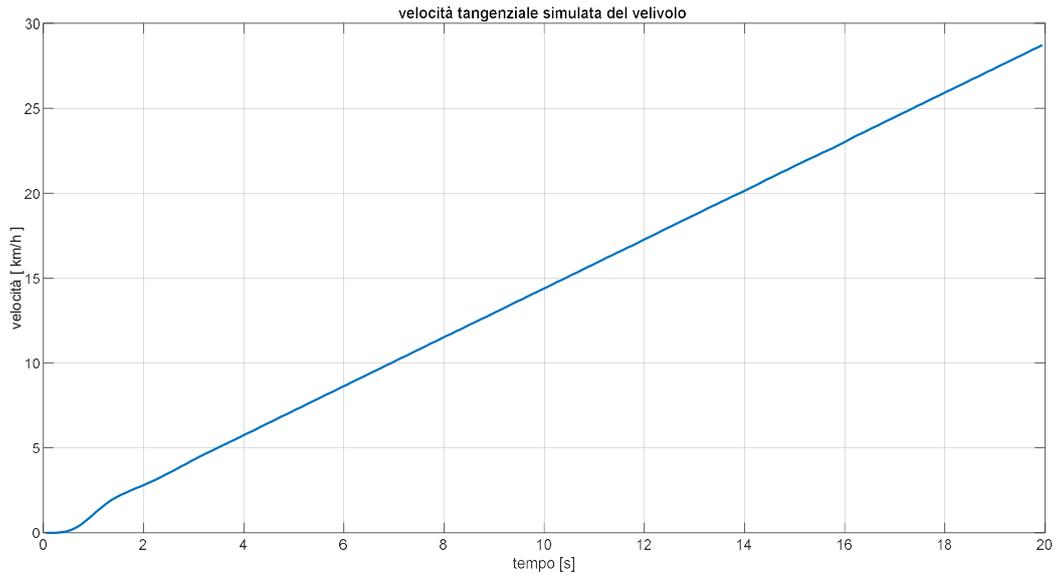


Figura 156: Velocità tangenziale simulata del velivolo.

In 20 s di simulazione la velocità passa da 0 km/h a 28.8 km/h con un trend contraddistinto dal transitorio iniziale e un incremento lineare in accordo al comando di velocità all'unità di controllo. Il target finale di velocità sarà di 259.58 km/h (140 nodi).

Stima incremento temperatura

La stima dell'incremento di temperatura in seguito al passaggio nel motore idraulico è strettamente dipendente dal delta di pressione.

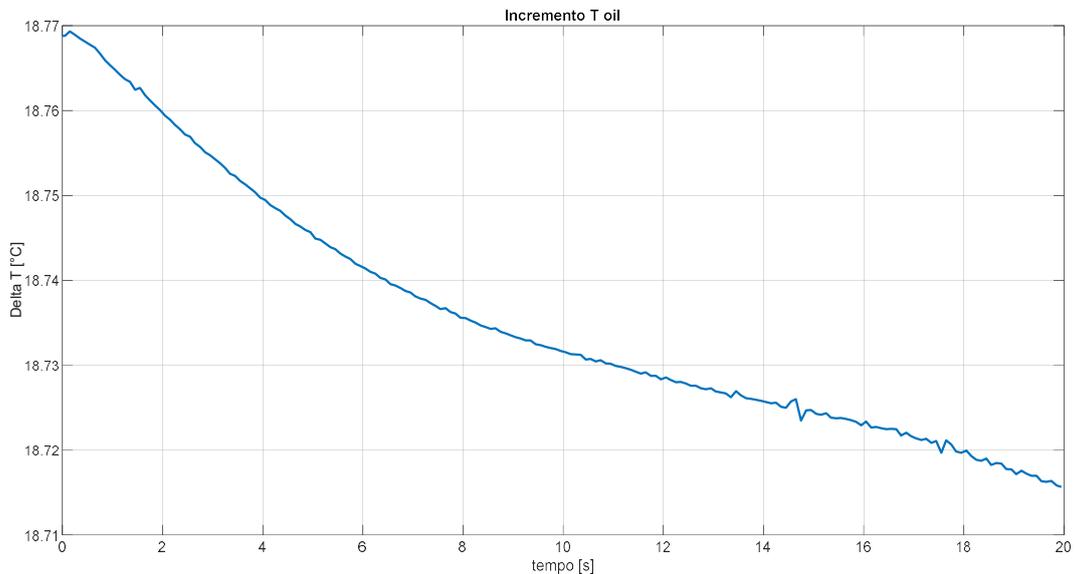


Figura 157: Incremento temperatura olio.

Con questa configurazione di lavoro l'incremento di temperatura rimane al di sotto di 18.8° C e con una variazione limitata all'interno dei 20 s di simulazione.

6.2 SIMULAZIONE FRENATA MECCANICA DEL CARRELLO CON RIPRODUZIONE INERZIA TRAMITE DISCHI

Come prima prova di simulazione che riguarda la frenata meccanica del carrello è stata trattata la casistica con riproduzione di inerzia per mezzo dei dischi. Per cui non è presente alcun contributo di resistenza alla decelerazione al di fuori dell'inerzia complessiva che riguarda il cilindro e l'applicazione dei dischi.

L'intero periodo di simulazione viene suddiviso in un intervallo corrispondente all'avvicinamento del carrello al cilindro rotante e in un secondo intervallo più lungo in cui, a contatto avvenuto, si procede ad innescare un gradino di coppia frenante alla ruota.

Logica di controllo dell'attuazione idraulica

All'interno della logica di controllo sono presenti due anelli closed loop (*basic control loop e modulating control loop*) sul valore di forza e di posizione che l'attuazione idraulica deve poter impartire al sistema verticale.

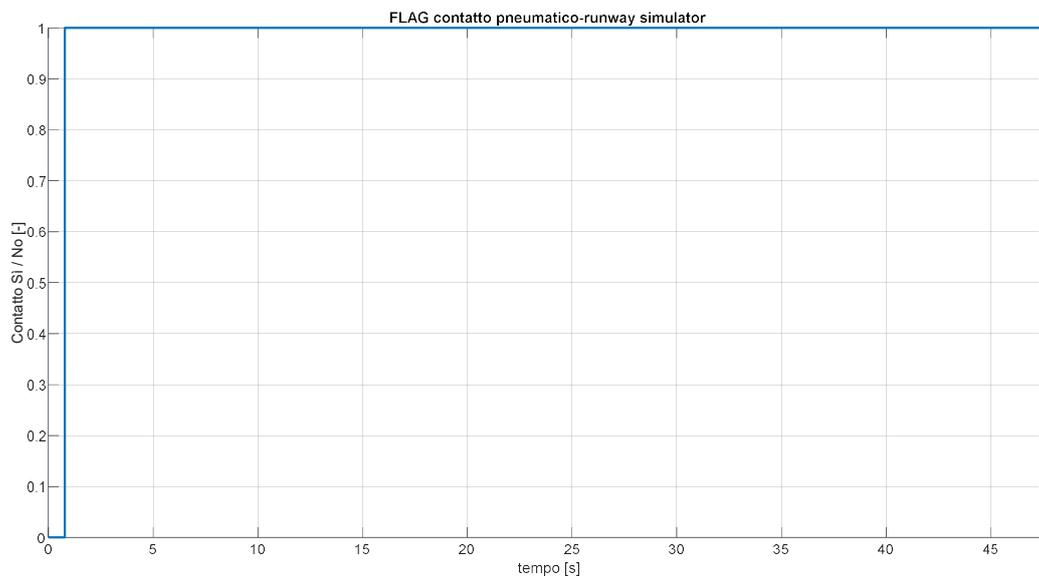


Figura 158: Flag di contatto carrello-runway simulator.

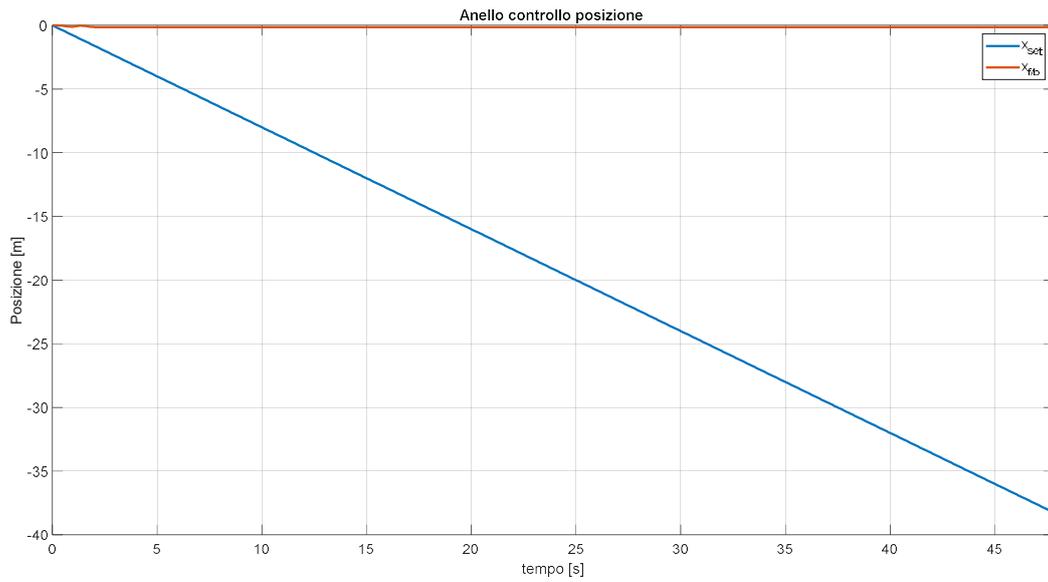


Figura 159: Closed loop posizione HLA.

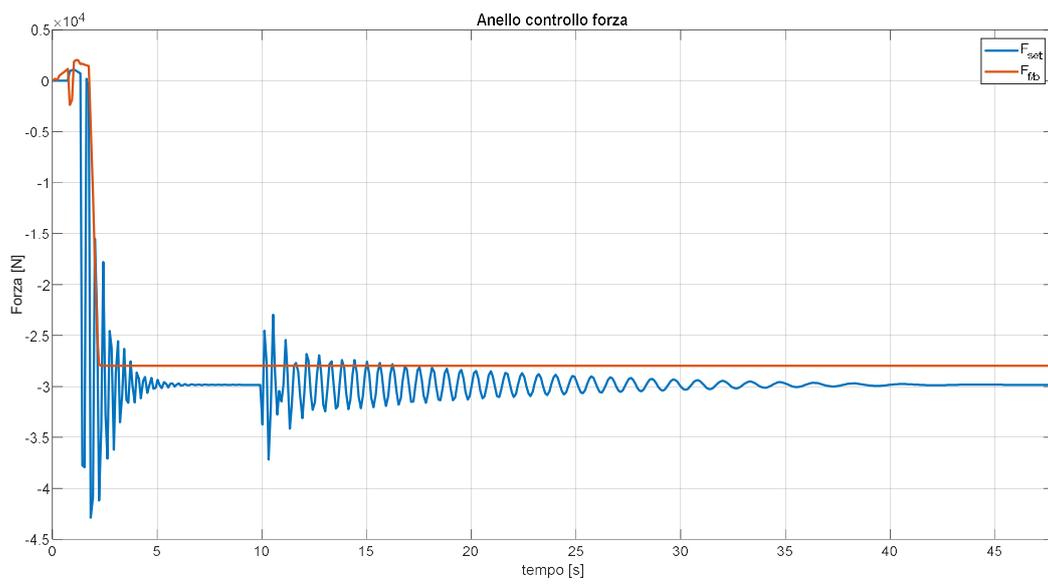


Figura 160: Closed loop forza HLA.

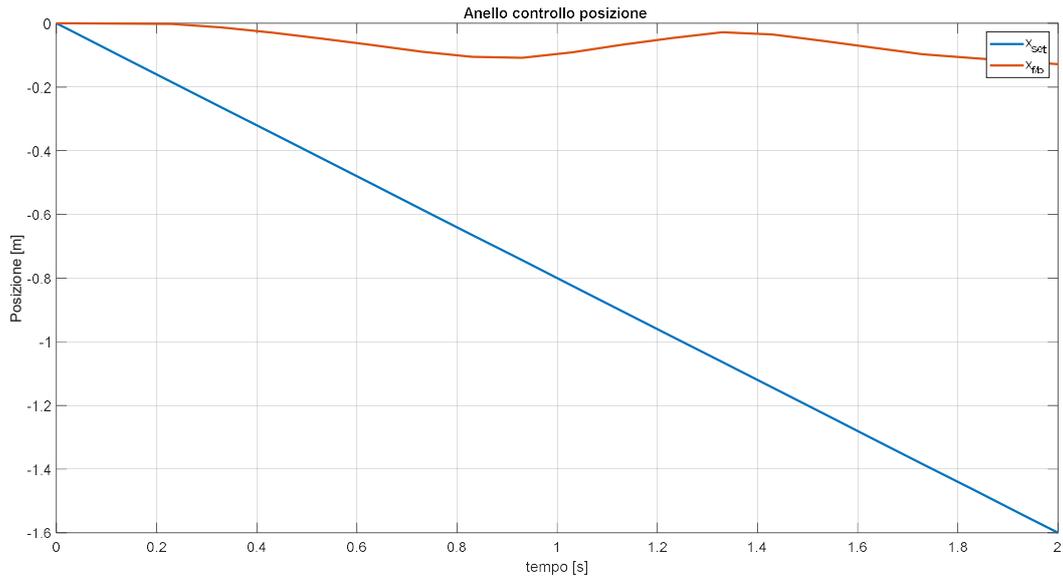


Figura 161: Closed loop posizione HLA (intervallo iniziale)

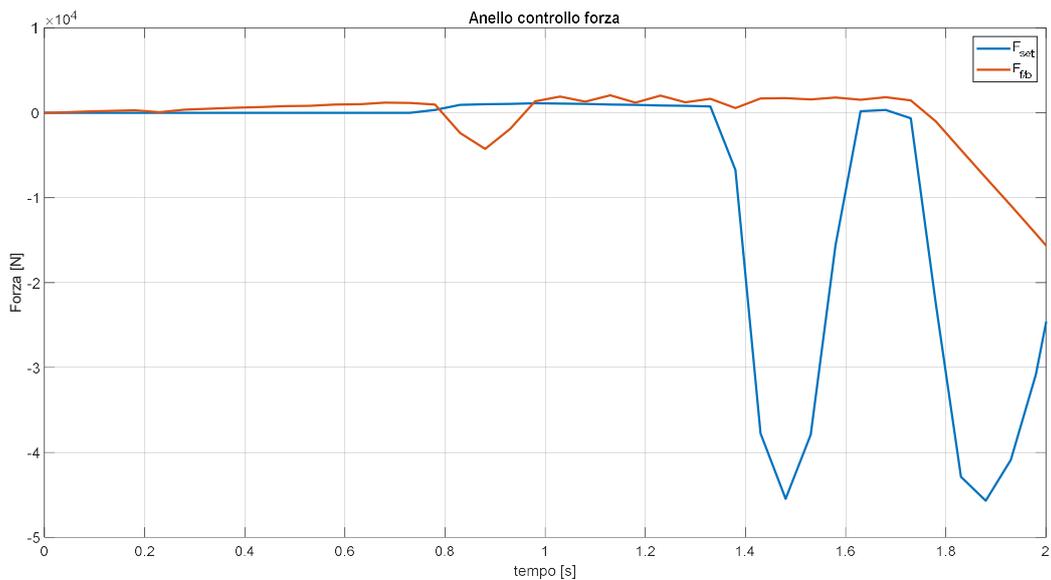


Figura 162: Closed loop forza HLA (intervallo iniziale)

Dai grafici riportati sopra si può notare come il comportamento dei due anelli chiusi vari a seconda che il contatto tra pneumatico e cilindro si sia verificato o meno (Figura 158). Il primo contatto viene ravvisato a partire da 0.788 s.

L'anello chiuso sulla posizione è contraddistinto dal segnale di comando a rampa e da un segnale di feedback relativo allo spostamento z della struttura verticale. L'anello chiuso sul segnale di forza invece è caratterizzato da un comando di forza inizialmente nullo; successivamente alla condizione di contatto ($FLAG = 1$) viene passata al modello 2 gdl gamba-ruota la componente di peso gravante sul carrello per mezzo di una rampa, istante di avvio pari a 1 s, con saturazione al valore finale. In questa seconda fase il comando di forza diventa quindi la forza scambiata tra gamba e carcassa del velivolo simulato.

Ponendo inizialmente un comando di forza nullo si genera un errore all'interno del *basic control loop* dovuto al peso di gamba e ruota-pneumatico, per cui il sistema tenta di compensare l'errore di posizione, che contemporaneamente si sta generando al *modulating control loop*, muovendo la struttura verso il basso. All'istante 0.788 s avviene il contatto e il segnale di comando di forza viene allontanato dalla condizione statica, in principio si riscontra un valore positivo di forza che fa recuperare in parte la posizione z , pur mantenendo il contatto, e successivamente un modulo negativo. Si arriva ad una condizione finale $F_{set} = -29825$ N, tuttavia il sistema idraulico riesce ad esprimere una forza di compressione stazionaria in modulo pari a 27968 N e condizione abbassamento massima $z = -0.151$ m.

A 10 s di simulazione viene introdotto nel modello 2 gdl un disturbo sinusoidale di spostamento verticale x alla ruota che simula le irregolarità della pista di atterraggio e modifica l'input di forza. L'ampiezza di sollecitazione di tale disturbo è di $x_0 = 0.01$ m, mentre la frequenza è legata alla velocità tangenziale trasdotta al runway simulator e ad una lunghezza caratteristica $L = 15$ m.

$$f_0 = \frac{V_{aircraft}}{L} \quad (6.7)$$

$$x = x_0 \sin(2\pi f_0 t) \quad (6.8)$$

Il disturbo x sembra ottenere un effetto sulla forza F_{set} quando la frequenza di sollecitazione è più elevata, al contrario diminuisce l'efficacia procedendo con la frenatura del carrello. Tuttavia l'ampiezza scelta non è sufficiente per modificare il valore di forza effettiva imposta dall'attuatore idraulico lineare. Se si intendesse per cui tenere conto delle irregolarità servirebbe variare il fattore x_0 .

La tensione in uscita per comandare la *servovalvola* viene riportata in *Figura 163*.

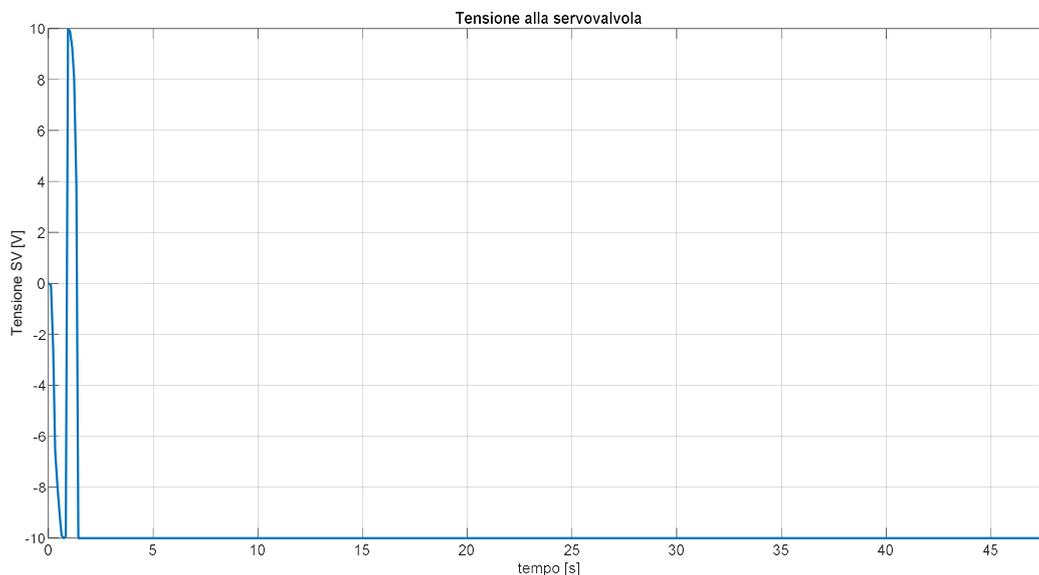


Figura 163: Tensione comando servovalvola.

La tensione assume per gran parte della simulazione il valore estremo inferiore a -10 V variando unicamente durante la fase di avvicinamento del carrello. Anche dal parametro di tensione si può osservare come le condizioni di sollecitazione del disturbo non riescano ad ottenere alcun effetto sul sistema di attuazione.

Attuazione idraulica HLA

Il sistema idraulico di attuazione è composto dalla *servovalvola jet pipe* e dall'*attuatore lineare*.

La *servovalvola* viene sollecitata in tensione per poter permettere il corretto passaggio di portata alle due camere dell'attuatore. Un valore negativo della posizione di lavoro (*Figura 164*) propende ad innescare una forza di spinta verso il basso all'attuatore mentre un valore positivo una forza verso l'alto.

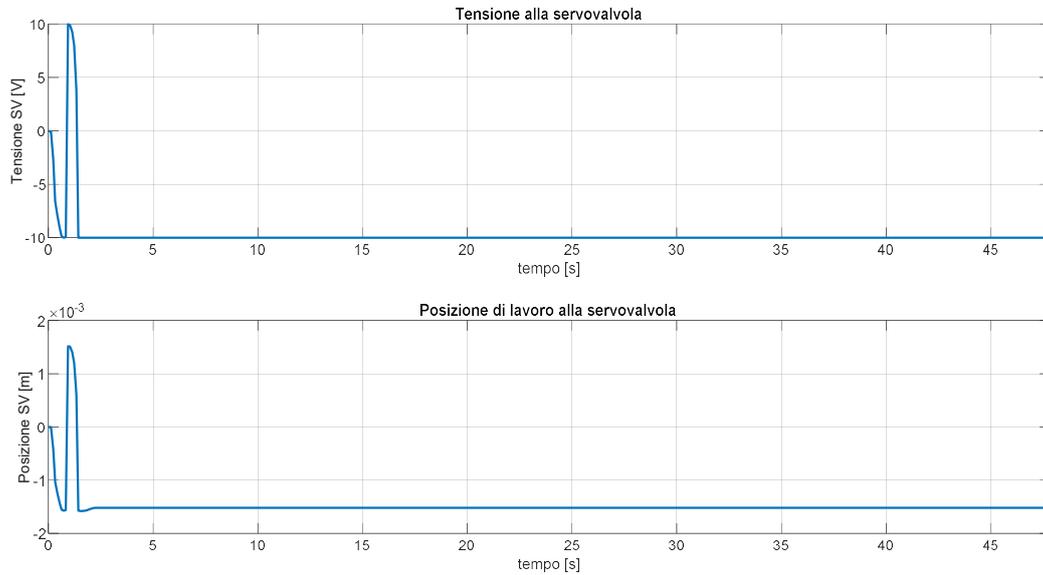


Figura 164: Plot tensione e posizione di lavoro della servovalvola.

Nei primi istanti di prova la posizione di lavoro propende verso valori negativi salvo un parziale recupero in seguito al contatto tra carrello e cilindro dovuto ad un differente set di forza. Si assiste successivamente ad una fase stazionaria con estremo di funzionamento a $-1.6 \cdot 10^{-3}$ m che perdura fino a fine prova.

Vengono riportati gli andamenti di pressione alle camere, velocità e spostamento dell'*attuatore lineare*.

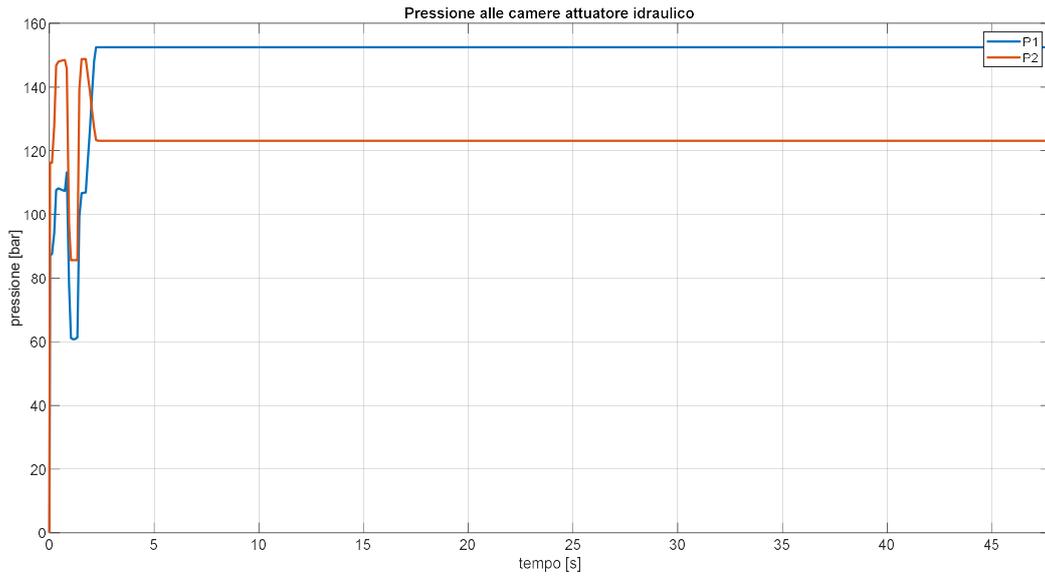


Figura 165: Plot pressione camere HLA.

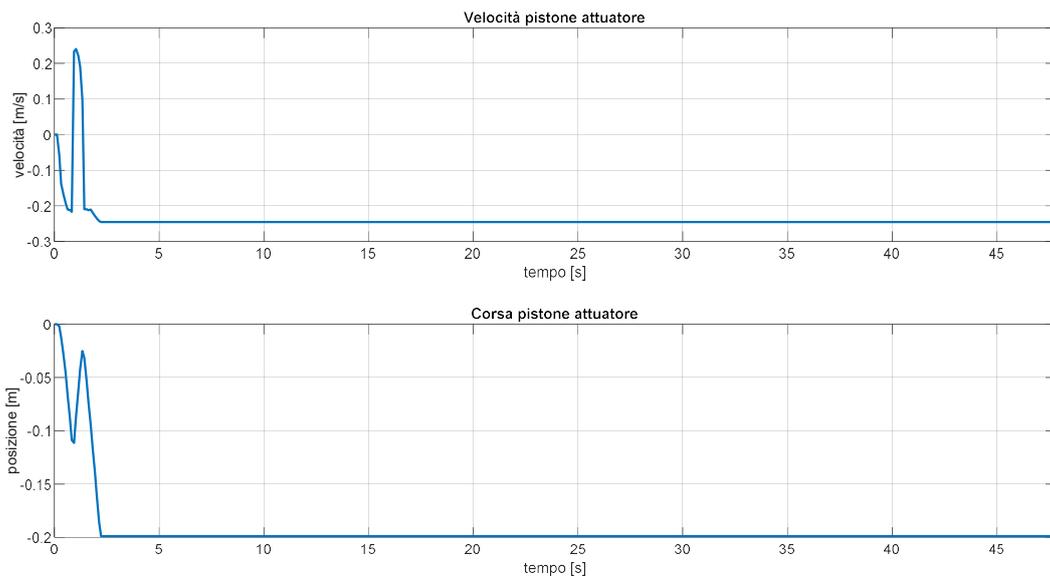


Figura 166: Dinamica pistone dell'attuatore HLA.

Dalla *Figura 165* si evidenzia che nei primi istanti il campo di pressione agli estremi del pistone favorisce una forza positiva in modulo che tenta di equilibrare il peso della struttura, contemporaneamente si assiste ad una dinamica di abbassamento del sistema verticale. Successivamente, comandando la *servovalvola* a lavorare al proprio estremo inferiore di funzionamento, la pressione P_1 della camera di spinta verso il basso supera la pressione P_2 , generando forza di contatto in modulo negativa.

Intorno ai 2.25 s di simulazione la corsa massima verso il basso di -0.2 m dell'attuatore è stata raggiunta. Si nota come, nonostante si rimanga sempre nell'intorno dell'abbassamento massimo, la componente di velocità dello stantuffo non si annulla a stazionario.

Struttura verticale – gamba carrello

Dalla *Figura 167* e *Figura 168* si può apprezzare con più chiarezza l'avvicinamento del sistema 2 gdl al runway simulator.

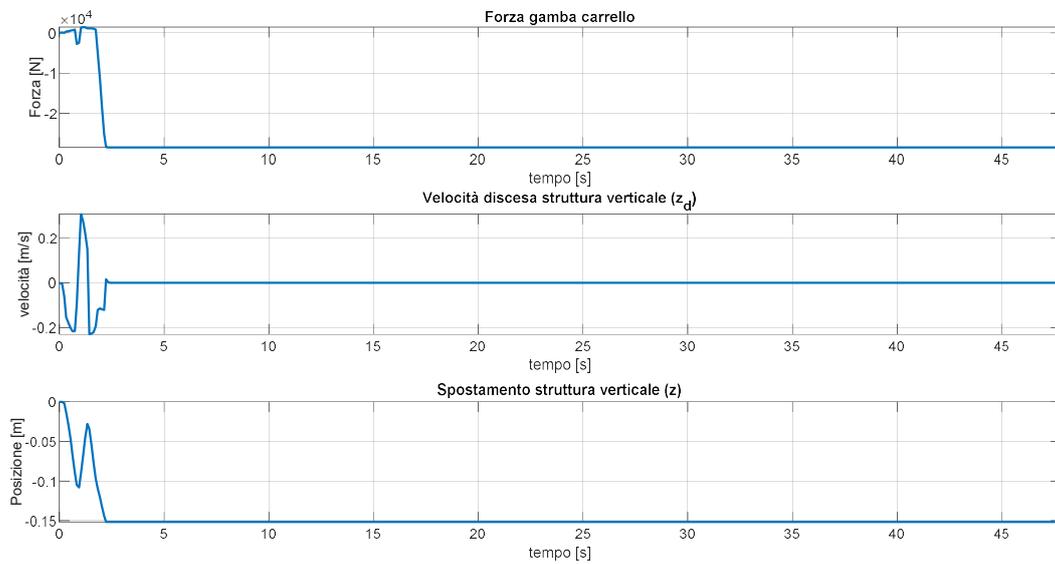


Figura 167: Dinamica struttura verticale.

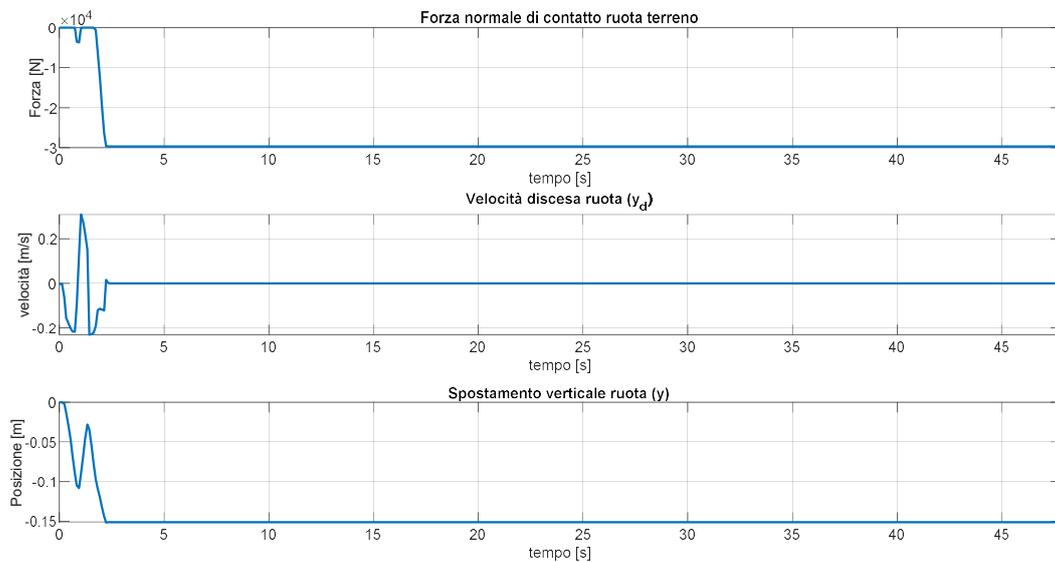


Figura 168: Dinamica gamba carrello.

Prima dell'istante 0.788 s complessivamente il sistema viene portato verso il basso fino a raggiungere la condizione di contatto, posizione $|y|$ a 0.1 m (gioco ruota-cilindro a inizio prova). A quel punto recupera parte della propria quota di posizione poiché la rampa di forza, indicativa del carico gravante sul carrello, viene fatta partire solamente all'istante 1 s. Una volta raggiunta la stazionarietà il modulo di forza normale al contatto è di 29636 N; tale parametro è di estrema importanza per ricavare la forza tangenziale di attrito scambiato tra pneumatico e runway simulator.

Ruota – pneumatico

Attraverso il modello di attrito *Burckhardt* si ottiene la misura della forza di tipo tangenziale generata dall'interazione tra pneumatico e runway simulator. I parametri che influenzano il valore di forza sono la velocità tangenziale relativa tra i due corpi nel punto di contatto, la forza normale, la velocità angolare della ruota e lo scorrimento λ o σ .

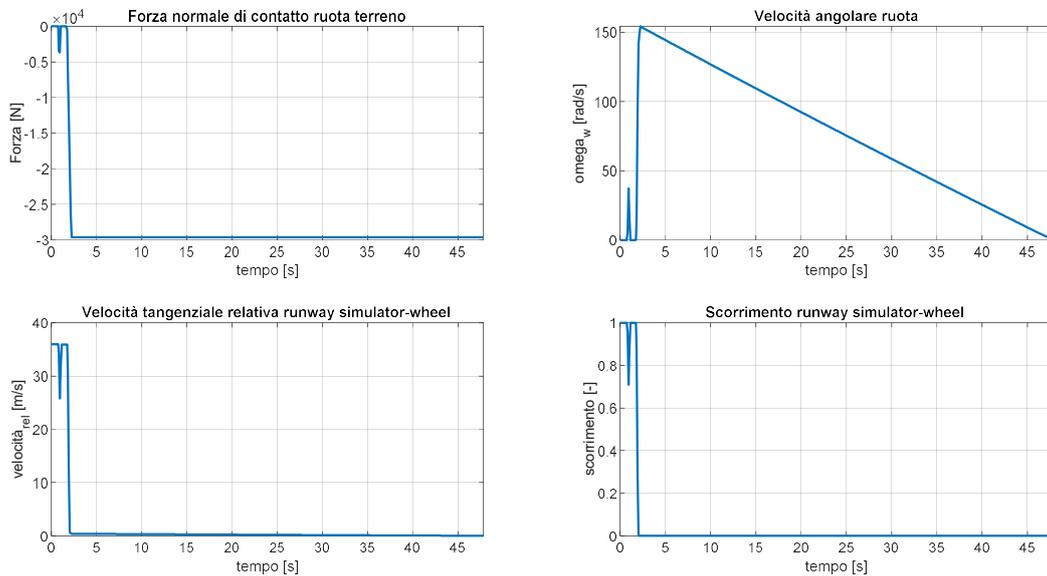


Figura 169: Parametri relativi sistema ruota-pneumatico carrello.

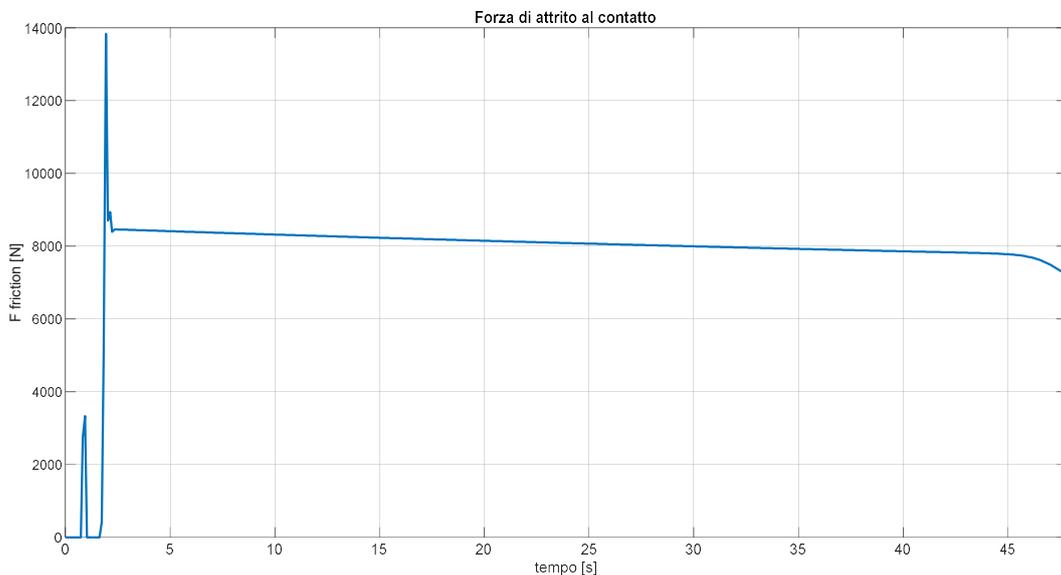


Figura 170: Forza di attrito nel contatto.

La velocità della ruota in seguito al contatto subisce un aumento improvviso e contestualmente si riscontra una diminuzione della velocità relativa e del parametro di scorrimento. Tale fenomeno tuttavia è di breve durata perché negli istanti successivi viene attivato il comando di coppia frenante che riporta la ruota a velocità nulla fino a quando l'*HLA* non riproduce una forza premente tale da concretizzare le condizioni di aderenza.

Escludendo il picco iniziale che arriva a quasi 14000 N, la forza di attrito è contraddistinta da un andamento decrescente nel tempo, concorde alla diminuzione di velocità del runway simulator: l'ordine di grandezza media è prossimo agli 8000 N.

Sistema frenante: controllo scorrimento

Il sistema *Antiskid* è installato per regolare la coppia frenante in funzione dello scorrimento runway simulator- pneumatico. Viene utilizzato un parametro di scorrimento ottimale limite come riferimento per l'anello di controllo proporzionale: considerando il caso di pista asciutta tale valore è di 0.17.

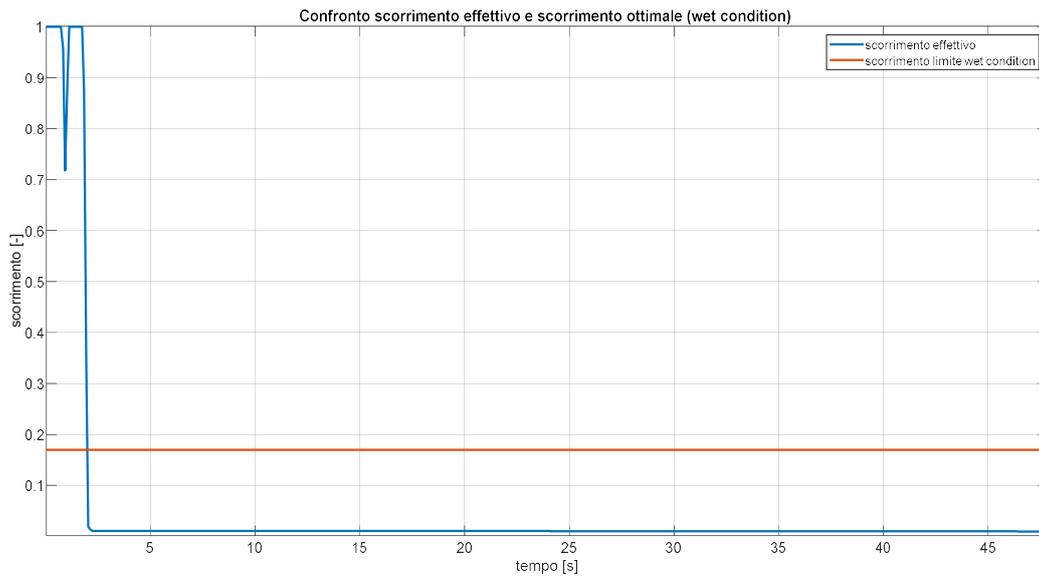


Figura 171: Scorrimento pneumatico.

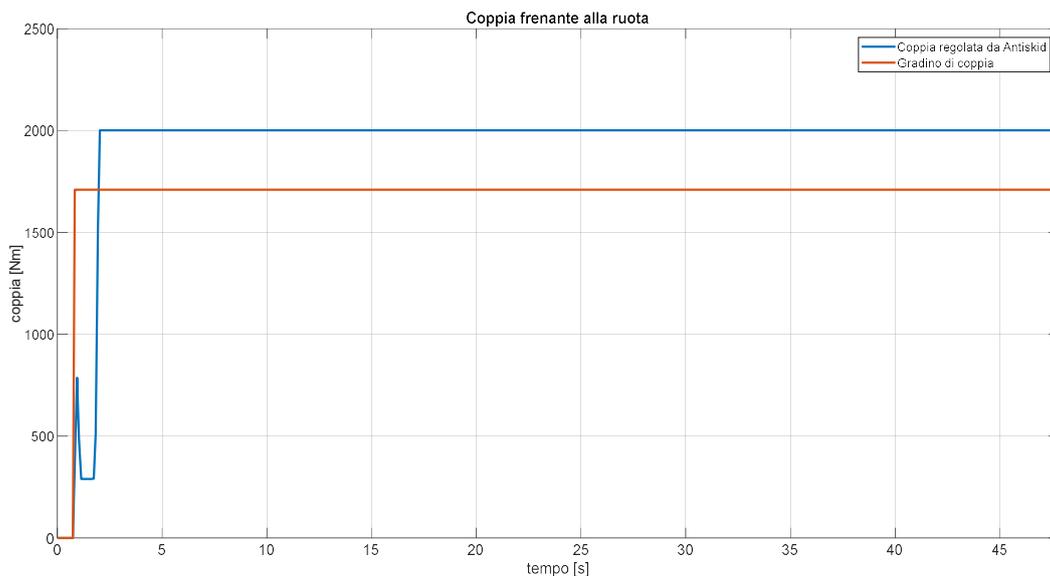


Figura 172: Coppia frenante al carrello.

Dalla *Figura 172* si evidenzia la differenza tra gradino di coppia e l'effettiva coppia frenante erogata. Fintanto che il valore di scorrimento permane al di sopra della condizione limite, *Figura 171*, la coppia viene

parzializzata rispetto al valore standard di 1710 Nm. In seguito il modello di pneumatico riporta un valore di scorrimento molto basso per cui il modulo di coppia può essere incrementato fino a saturare a 2000 Nm.

Runway simulator

La velocità angolare di inizio test è pari a 859.44 rpm che corrisponde ad una velocità simulata del velivolo di 129.6 km/h (140 knt).

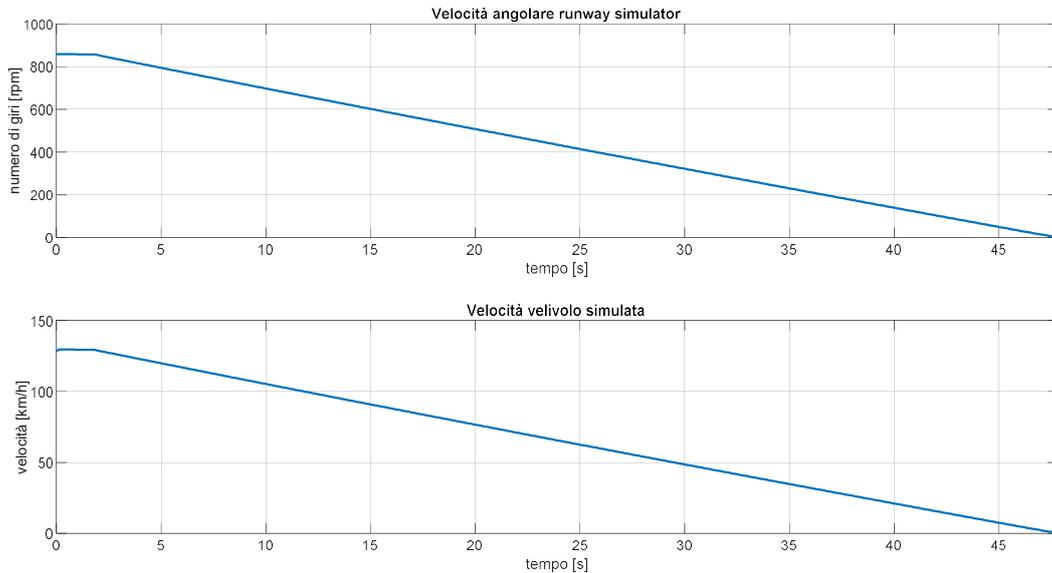


Figura 173: Plot velocità runway simulator e velocità simulata aereo.

Inizialmente l'andamento di velocità angolare è contraddistinto da un plateau dovuto all'assenza di contatto con il carrello frenante. La diminuzione di velocità è significativa a partire da 1.83 s quando viene incrementato in modo considerevole il valore di coppia frenante; il trend è a tutti gli effetti di tipo lineare e il cilindro si arresta a 47.82 s.

6.3 SIMULAZIONE FRENATA MECCANICA DEL CARRELLO CON RIPRODUZIONE INERZIA TRAMITE MOTORI IDRAULICI SEMPRE IN FUNZIONE

La seconda campagna di simulazione che riguarda la frenatura del carrello è stata realizzata sulla soluzione alternativa con riproduzione dell'inerzia tramite motori idraulici serie/parallelo sempre in funzione. Viene omesso il contributo dei dischi e l'inerzia complessiva del sistema rotante passa da 1754 kg*m² a 550 kg*m². In compenso il contributo resistente mancante viene introdotto nel sistema per mezzo della coppia erogata dai due motori.

Vengono tenute sotto controllo in particolare le grandezze riguardanti i componenti del circuito idraulico in modo da studiarne il comportamento durante la simulazione della prova di frenata e poterla paragonare a quella precedente.

Sistema verticale avvicinamento del carrello

L'attuazione idraulica che si occupa di avvicinare il carrello al runway simulator e successivamente imporre una forza di contatto non è stata modificata e allo stesso modo vale per il modello associato. Ciò significa che le considerazioni fatte nel *Capitolo 6.2* relative al sistema verticale sono ritenute valide anche per le soluzioni del banco alternative.

Si riporta unicamente l'evoluzione nel tempo della quota verticale di posizione della ruota e la forza generata al contatto con il cilindro rotante. Il FLAG identificativo del contatto, *Figura 175*, si attiva nuovamente a partire dall'istante 0.787 s.

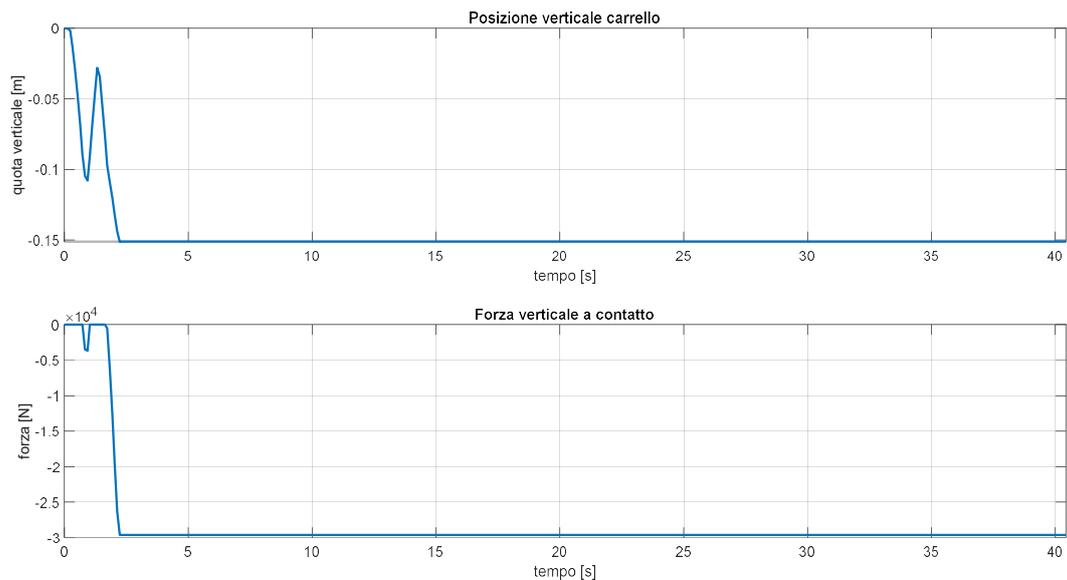


Figura 174: posizione e forza normale del carrello.

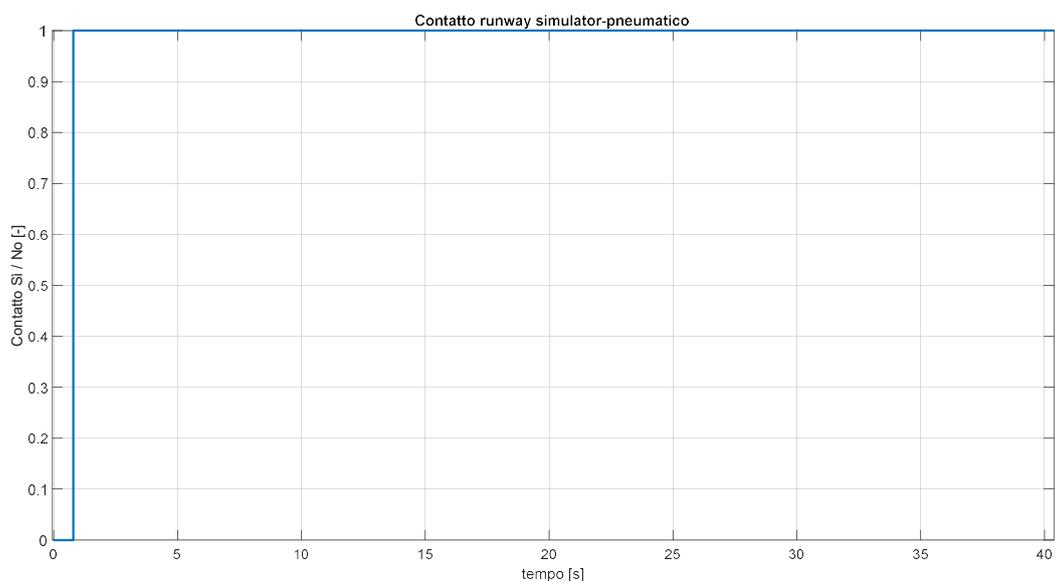


Figura 175: Flag contatto pneumatico-runway simulator.

Sistema frenante e modello ruota – pneumatico

La coppia frenante viene innescata, anche in questo caso, contestualmente alla prima interazione tra ruota e cilindro, in modo da avere ruota ferma al momento dell'effettiva imposizione di forza da parte del *HLA*. L'intensità della frenata non è stata modificata.

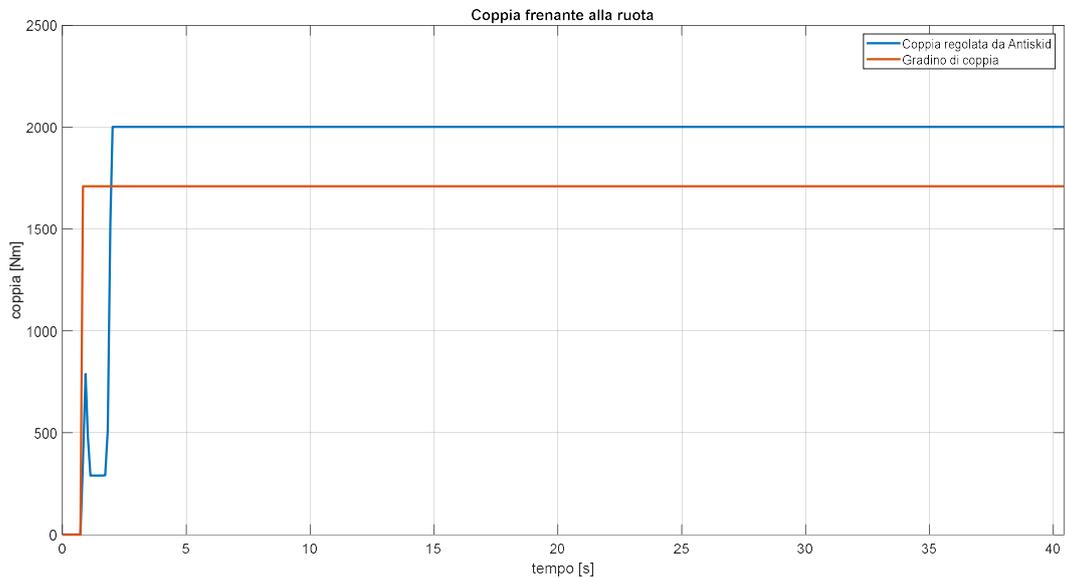


Figura 176: Plot coppia frenante.

Nuovamente si ricava il valore di forza tangenziale scambiato tra pneumatico e cilindro utilizzando il modello di attrito di *Burckhardt*. Il valore di forza, *Figura 178*, durante la frenata si aggira attorno agli 8000 N con andamento decrescente nel tempo e un parziale recupero quando ci si avvicina alla condizione statica, analogamente a quanto accadeva per la soluzione con dischi. Ciò che cambia drasticamente è il profilo di velocità alla ruota, riquadro in alto a destra di *Figura 177*, che non è più riconducibile ad un decremento lineare ma è caratterizzato da una curva più complessa che dipende strettamente dalla dinamica al *runway simulator*.

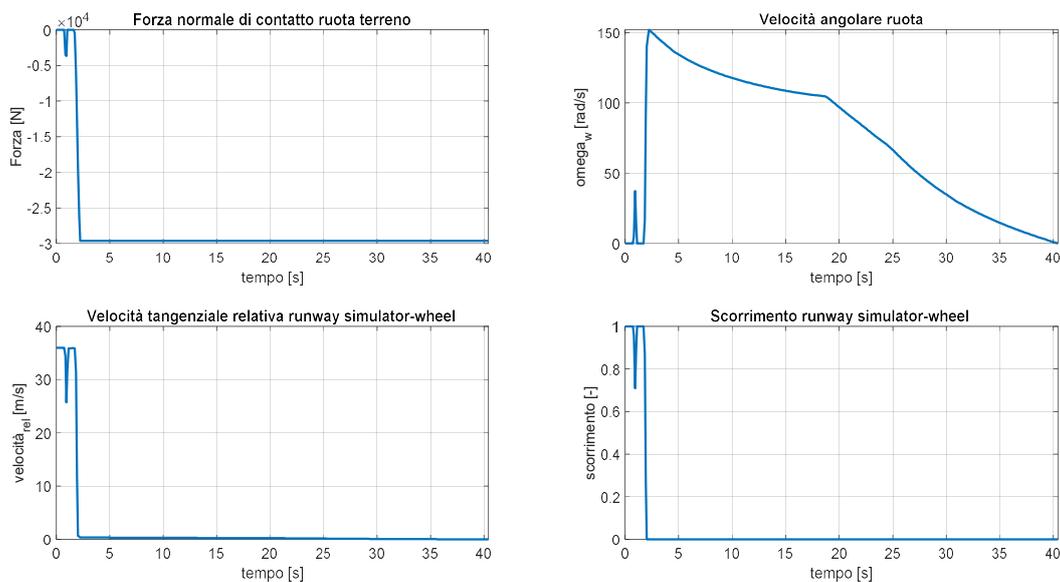


Figura 177: Parametri relativi sistema ruota-pneumatico.

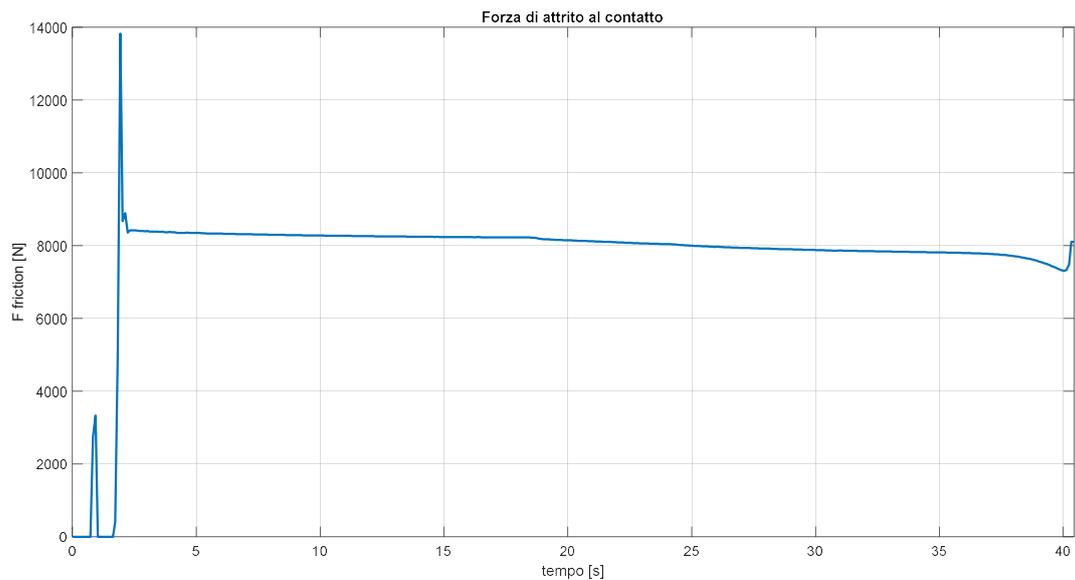


Figura 178: Forza di attrito al contatto.

Accumulatore

L'accumulatore inizialmente è caricato al massimo della capienza pari a 300 l complessivi e una pressione di 350 bar. E' presente sull'intero arco della simulazione un unico contributo di portata uscente, *Figura 179*, che è destinato ai motori idraulici.

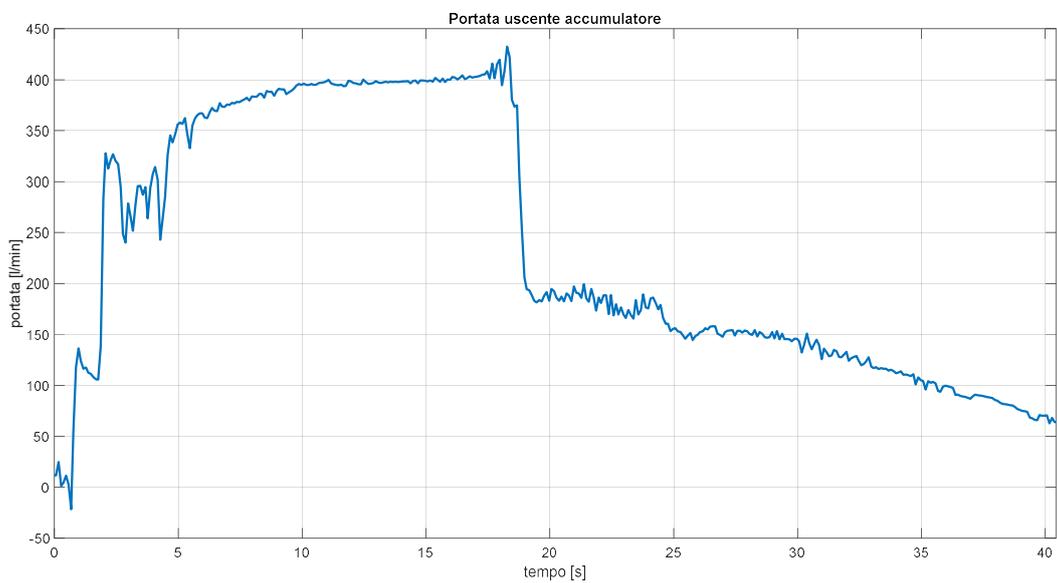


Figura 179: Portata uscente accumulatore.

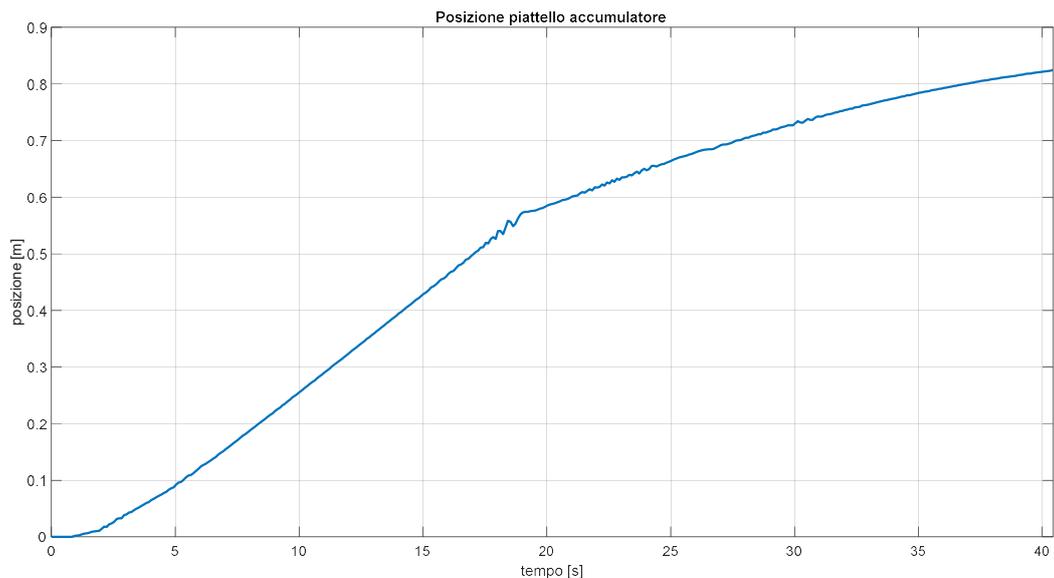


Figura 180: Posizione piattello precaricato accumulatore.

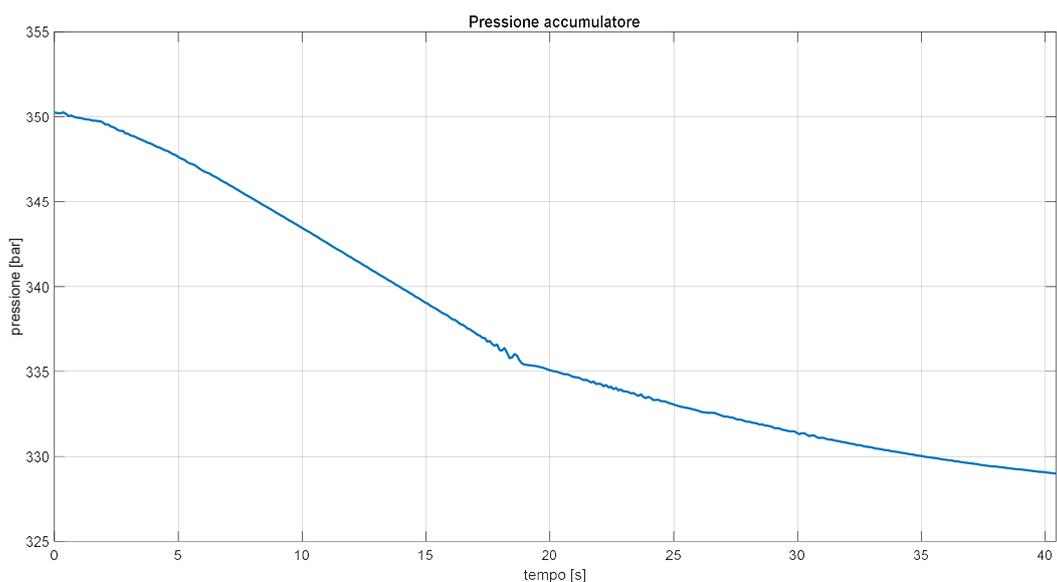


Figura 181: Pressione interna accumulatore durante decelerazione.

Dal momento in cui i motori entrano in funzione la portata richiesta aumenta in modo considerevole fino ad una soglia di 400 l/min nei pressi di 10 s, contestualmente la pressione interna diminuisce poiché man mano viene sottratto parte del volume di fluido. A partire dall'istante 18.27 s si verifica un'improvvisa diminuzione della portata richiesta causata da una variazione repentina della cilindrata ai motori idraulici, condotta dai rispettivi moduli di comando; in seguito a questo fenomeno la diminuzione di pressione avviene con un trend meno ripido, terminando a fine test a 329 bar complessivi.

Sistema controllo cilindrata motore idraulico

Durante la prova di frenata il sistema di controllo viene coinvolto maggiormente attraverso l'anello aperto sul segnale di decelerazione del runway simulator. Al *closed loop* viene passato come set di velocità un

valore nullo in modo da mantenere alto l'errore d'anello e quindi i limiti della saturazione dinamica, *Figura 183*.

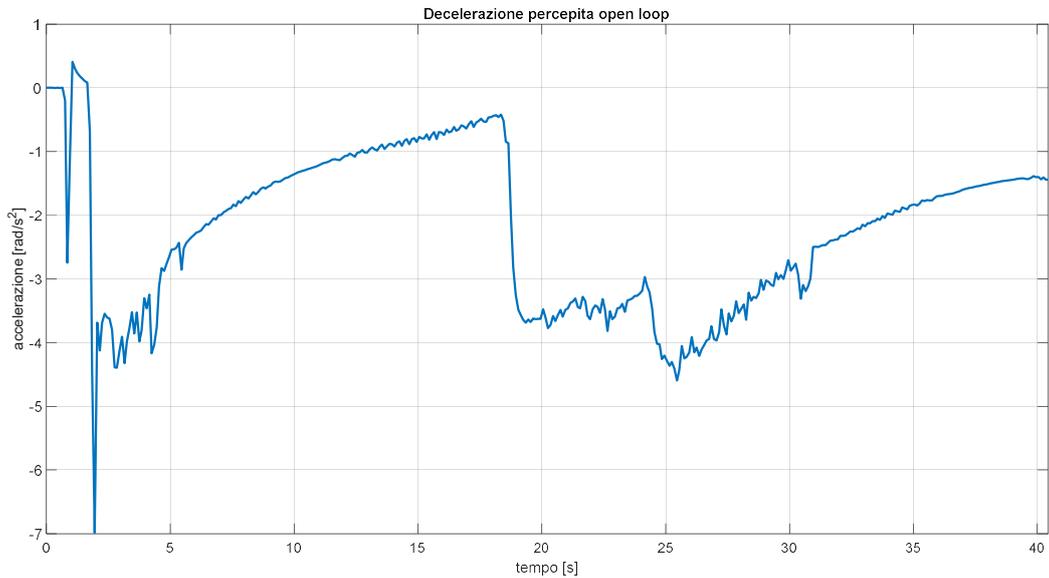


Figura 182: Plot decelerazione filtrata percepita dal sistema.

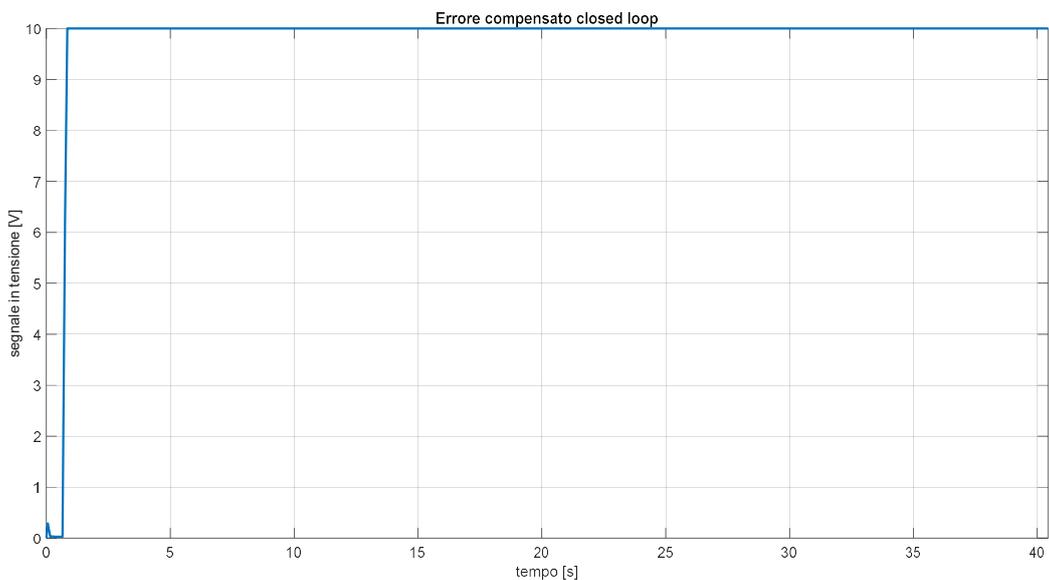


Figura 183: Limite saturazione dinamica open loop.

Nella *Figura 182* viene riportato l'andamento filtrato della decelerazione angolare del sistema rotante. Durante l'abbassamento del carrello la decelerazione del sistema è nulla. L'interazione tra pneumatico e cilindro va a modificare le condizioni al controllo e i motori idraulici vengono sollecitati a svolgere la propria funzione resistente. Inizialmente la coppia frenante è limitata a causa dell'elevato scorrimento e i motori erogano una coppia superiore rispetto a quella determinata dall'attrito di contatto; questo evento provoca una parziale accelerazione del cilindro che però termina alla fine del transitorio riguardante la coppia frenante alla ruota. La decelerazione percepita a questo punto è fortemente negativa, picco a -7 rad/s^2 , e i motori vengono sollecitati maggiormente in tensione, *Figura 184*, a ridurne il modulo; ciò avviene fino

all'istante 18.27 s quando si riscontra un valore di decelerazione molto basso, -0.42 rad/s^2 , e la cilindrata ai motori viene ridotta. La decelerazione torna a mantenersi in un range tra -3 e -4.6 rad/s^2 salvo poi ridursi nuovamente nelle fasi finali di arresto.

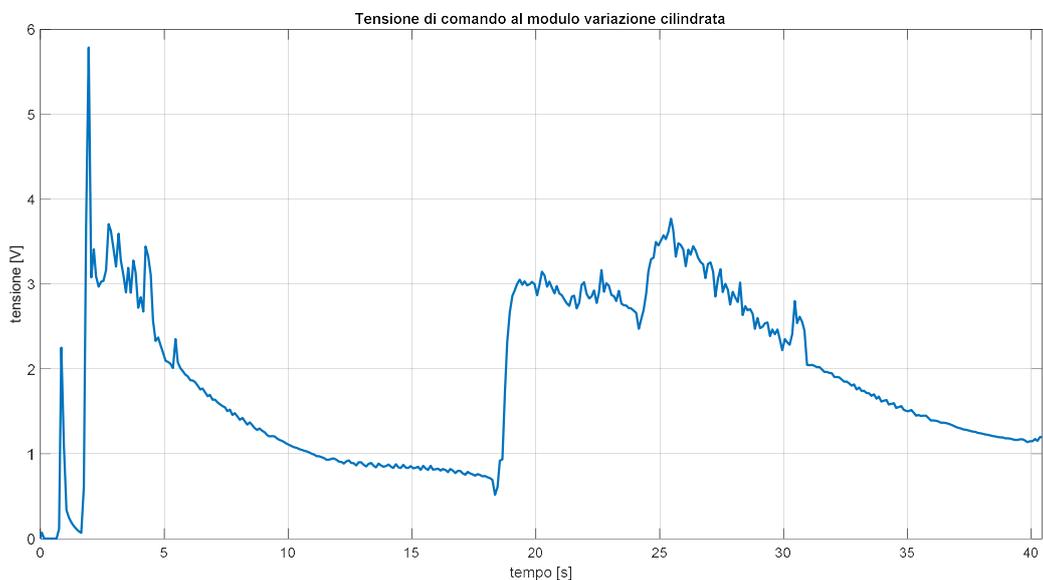


Figura 184: Plot tensione ai moduli di comando.

Motori idraulici

La logica di controllo appartenente a questa architettura fa sì che i segnali di comando in tensione ai motori siano analoghi, per cui caratterizzati dalle medesime dinamiche meccaniche e idrauliche.

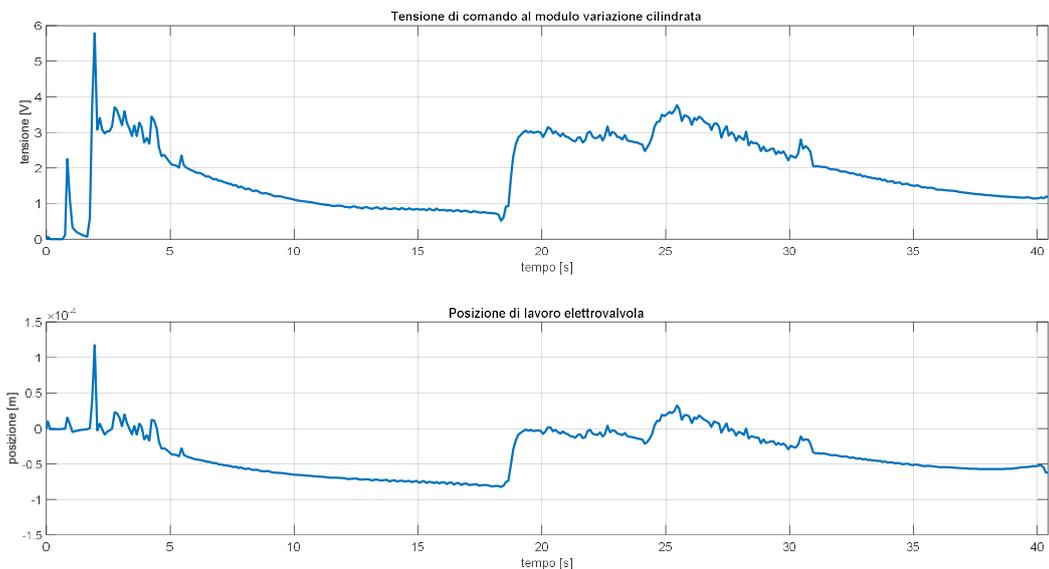


Figura 185: Plot tensione e posizione lavoro elettrovalvola.

Il segnale in tensione positivo comanda l'elettrovalvola proporzionale ad aprire una luce di passaggio e conseguente portata di fluido verso la camera 6 propensa all'aumento della cilindrata, inizialmente nulla; con una dinamica molto rapida la camera di spinta si riempie mentre quella opposta si svuota, l'equilibrio

allo stantuffo, istante per istante, viene garantito dalla *molla di modulazione*. Tuttavia il termine elastico relativo alla *molla di feedback* e dipendente dallo spostamento del *pistone di comando*, riquadro inferiore *Figura 186*, tende a riportare il sistema alle condizioni iniziali di cilindrata nulla, per cui la posizione di lavoro dell'*elettrovalvola* si sposta verso valori negativi. La riduzione di cilindrata a 18.27 s causa un aumento della tensione di comando e l'*elettrovalvola* ritorna per un determinato intervallo in corrispondenza della condizione a bocche chiuse. Comandando la valvola verso una quota di posizione positiva si assiste nuovamente ad un aumento della cilindrata. Un segnale di tensione contraddistinto da questa variabilità tende a generare un comportamento instabile di risposta del sistema.

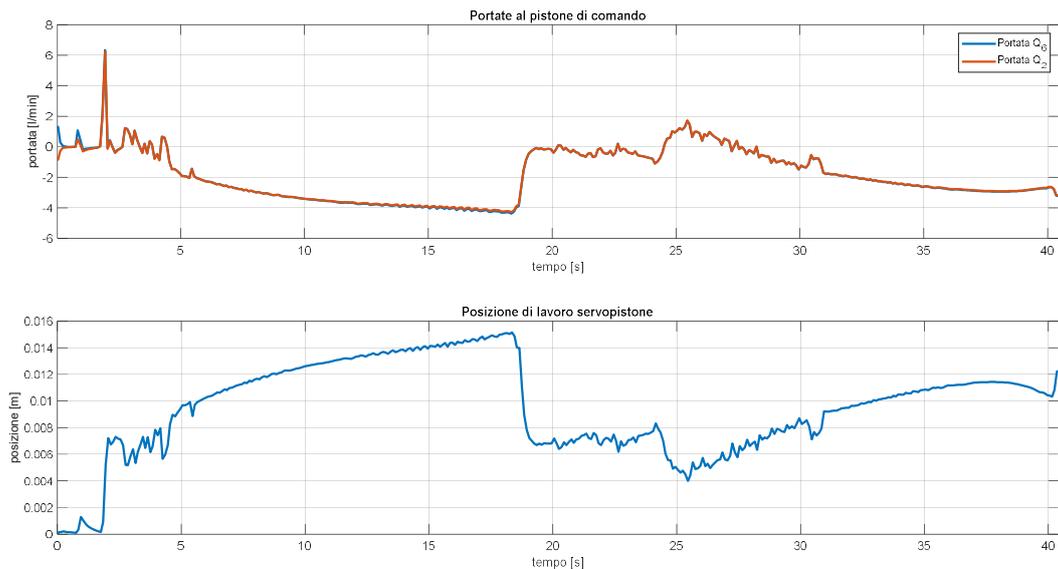


Figura 186: Plot posizione pistone di comando e portate alle camere.

La dinamica che riguarda la variazione di cilindrata, *Figura 187*, è molto nervosa a causa del feedback elastico che porta ad interagire *elettrovalvola* e *pistone di comando*. L'inclinazione β_{mot} , inizialmente nulla, viaggia di pari passo alla posizione del *pistone di comando* e rimane contenuta tra 0 rad e 0.11 rad, da 0 a 328 cm³ a livello di cilindrata.

Si assiste di fatto ad una prima fase di aumento dell'angolo, successivamente una diminuzione molto rapida dovuta al riempimento della camera 2 e una fase finale con un nuovo incremento della cilindrata.

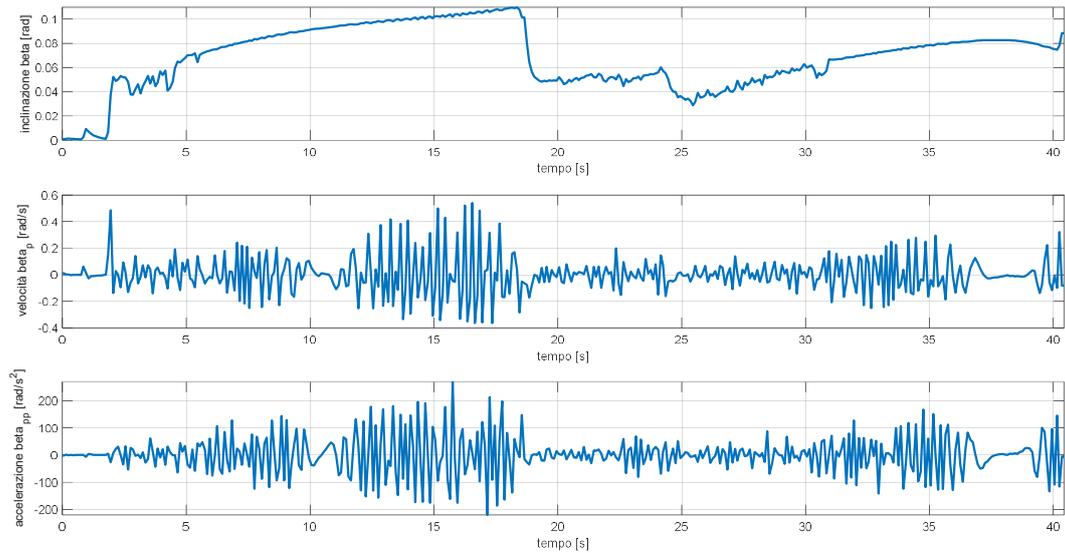


Figura 187: Plot dinamica angolo Beta.

La coppia erogata dal singolo motore idraulico è rappresentata in *Figura 188*.

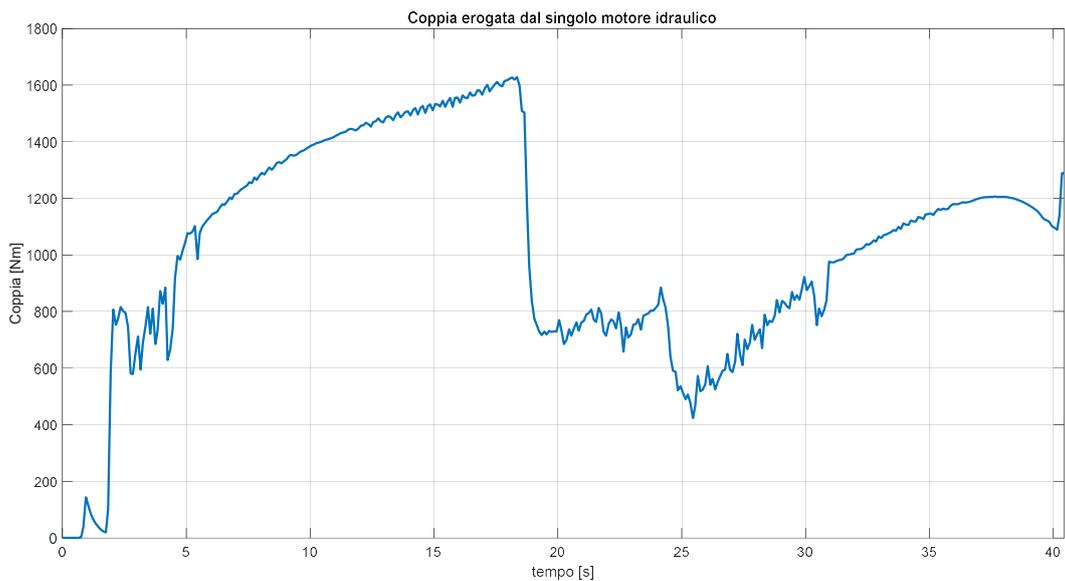


Figura 188: Coppia erogata singolo motore idraulico.

Con i parametri di controllo e motore riportati in *Appendice G* e *Appendice H* la coppia di picco viene raggiunta nell'istante di sfruttamento massimo della cilindrata con 1629 Nm, prima di decadere in seguito alla repentina riduzione della cilindrata. I parametri che più influenzano il modulo di coppia sono l'inclinazione β_{mot} per la variazione della cilindrata e la pressione a monte e a valle delle camere dei pistoni, *Figura 189*. La pressione a monte del motore è legata strettamente allo svuotamento dell'accumulatore, mentre a valle si riscontra una debole sovrappressione rispetto alla pressione atmosferica di scarico; tale sovrappressione però decade limitando la cilindrata e la pressione a monte del motore.

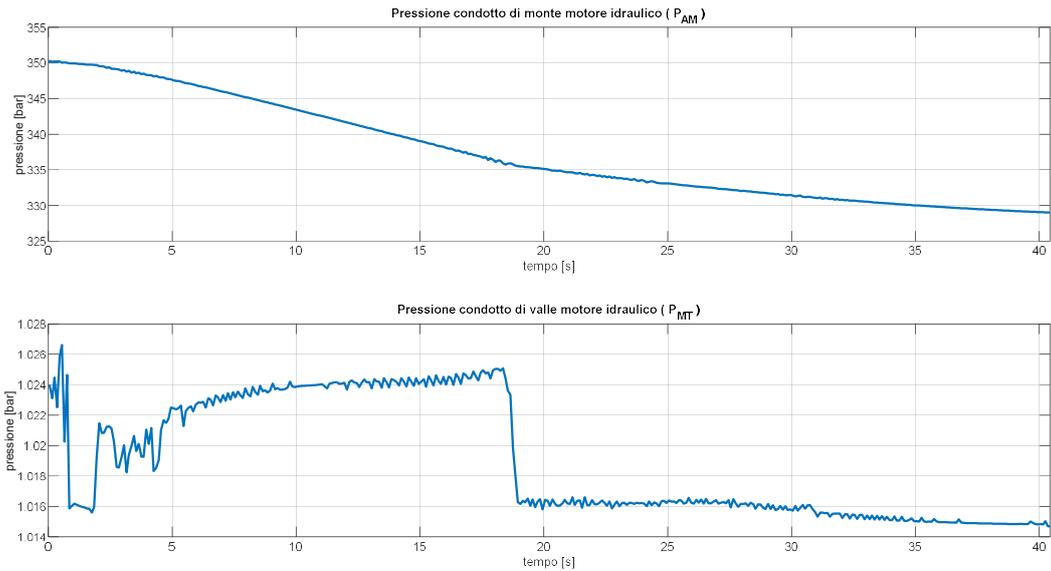


Figura 189: Plot pressione monte e valle motore.

Incremento T_{oil}

La stima dell'incremento di temperatura del fluido di lavoro, *Figura 190*, viene nuovamente realizzata legandola al salto di pressione monte-valle del motore. Al diminuire del valore di alta pressione della *linea AM*, in seguito alla scarica dell'accumulatore, si assiste ad un abbassamento della caratteristica e l'aumento complessivo di temperatura si pone al di sotto dei 20°C . L'incremento medio lungo l'intera simulazione è di 19.3°C .

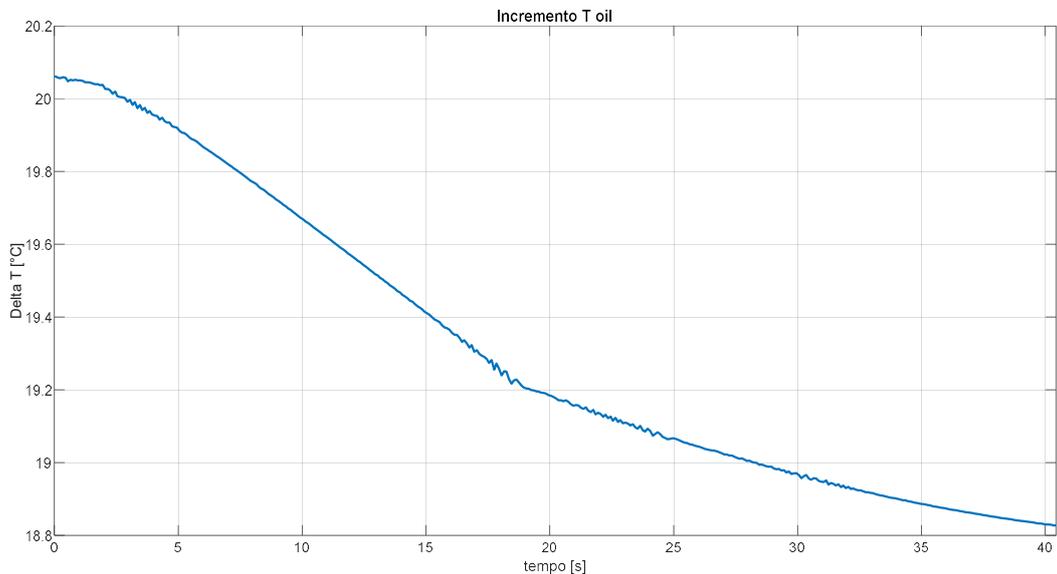


Figura 190: Incremento temperatura olio.

Runway simulator

La coppia resistente complessiva, di cui il runway simulator risente, viene semplificata come somma dei singoli momenti torcenti generati all'albero di uscita dai motori idraulici.

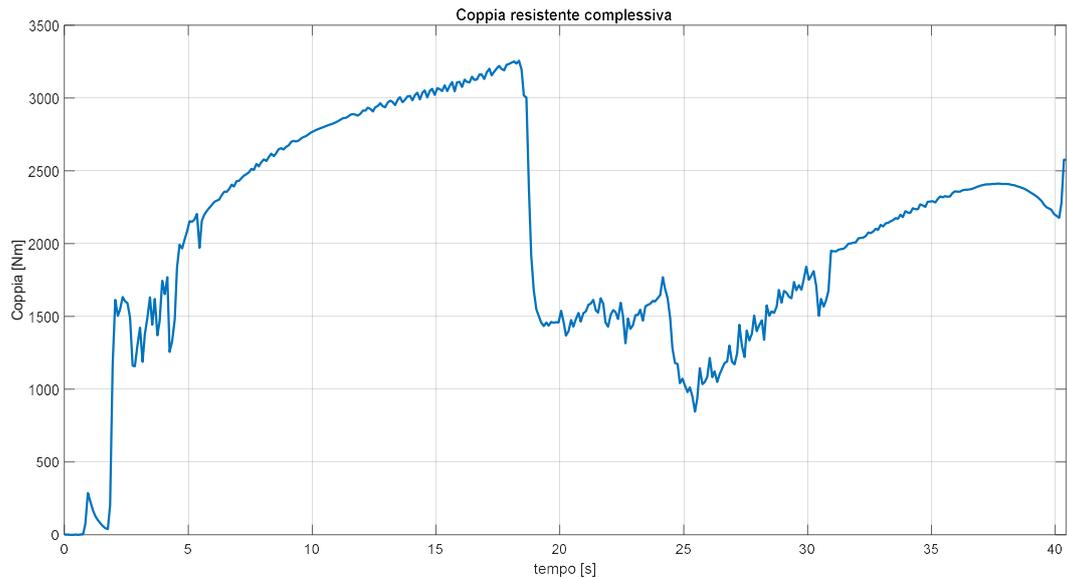


Figura 191: Plot coppia resistente sistema idraulico.

Lo sviluppo nel tempo della velocità angolare del runway simulator e della velocità del velivolo simulata sono osservabili in *Figura 192*.

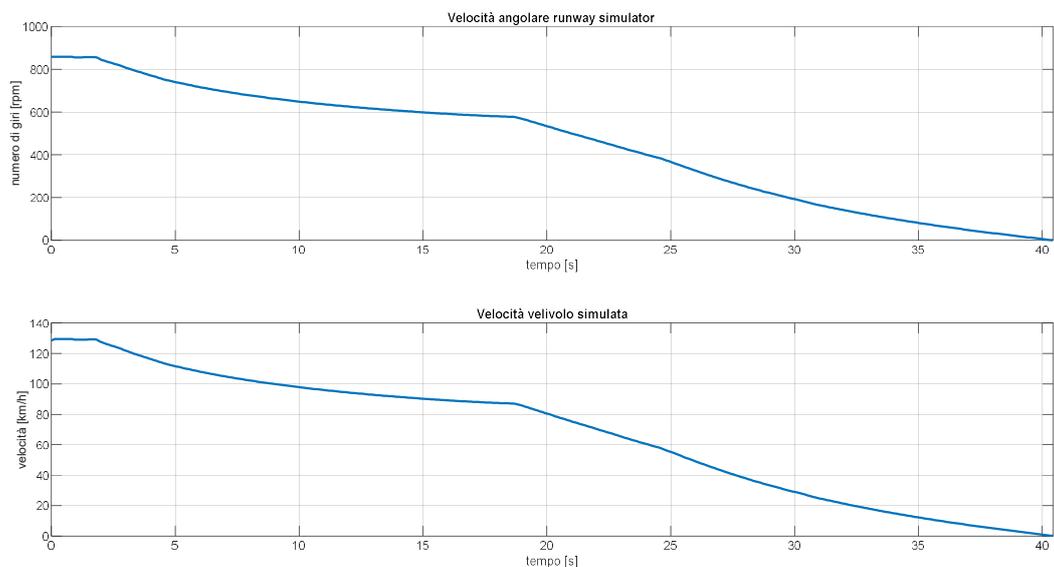


Figura 192: Plot velocità angolare e velocità simulata aereo.

E' presente un primo tratto a pendenza approssimativamente nulla in cui si compie la discesa verticale del carrello e la coppia frenante viene parzializzata a causa dell'elevato scorrimento. In seguito l'evoluzione delle due velocità appare differente da quanto osservato nel capitolo 6.2; la riduzione della quota cinetica non è lineare ma segue una curva differente che dipende dalla coppia resistente che il sistema idraulico riesce ad imporre. E' molto evidente come a 18.27 s sia presente una variazione della pendenza delle due caratteristiche, esattamente in concomitanza del crollo della coppia resistente. La decelerazione del sistema non è molto elevata nell'intervallo precedente e ciò comporta una tensione di eccitazione esigua al *solenoido dell'elettrovalvola*, per cui non è in grado di contrastare la reazione elastica della *molla di*

feedback. Si instaura così una dinamica di riduzione dell'angolo β_{mot} , della cilindrata e quindi della coppia resistente; l'effetto complessivo è l'aumento di pendenza sulla velocità angolare (decelerazione maggiore). Tale fenomeno viene compensato in parte a fine simulazione dove nuovamente aumenta la coppia resistente alla frenatura. L'arresto del cilindro, partendo dalla condizione iniziale di 859.44 rpm, avviene in un intervallo di simulazione di 40.43 s.

6.4 SIMULAZIONE FRENATA MECCANICA DEL CARRELLO CON RIPRODUZIONE INERZIA TRAMITE MOTORE PRIMARIO E MOTORE SECONDARIO

L'ultima campagna di simulazione che riguarda la frenatura del carrello è stata messa in piedi sulla proposta di soluzione idraulica con riproduzione dell'inerzia tramite motore primario e motore secondario.

Per questo tipo di architettura si evidenziano in particolare le differenze che intercorrono tra i due motori durante l'intero arco della simulazione.

Sistema verticale avvicinamento del carrello

L'attuazione idraulica che si occupa di avvicinare il carrello al runway simulator e successivamente imporre una forza di contatto ancora una volta non ha subito alcun tipo di modifica.

Si riporta l'evoluzione nel tempo della quota verticale di posizione della ruota e la forza generata al contatto con il cilindro rotante. Il FLAG identificativo del contatto, *Figura 194*, varia a partire dall'istante 0.787 s.

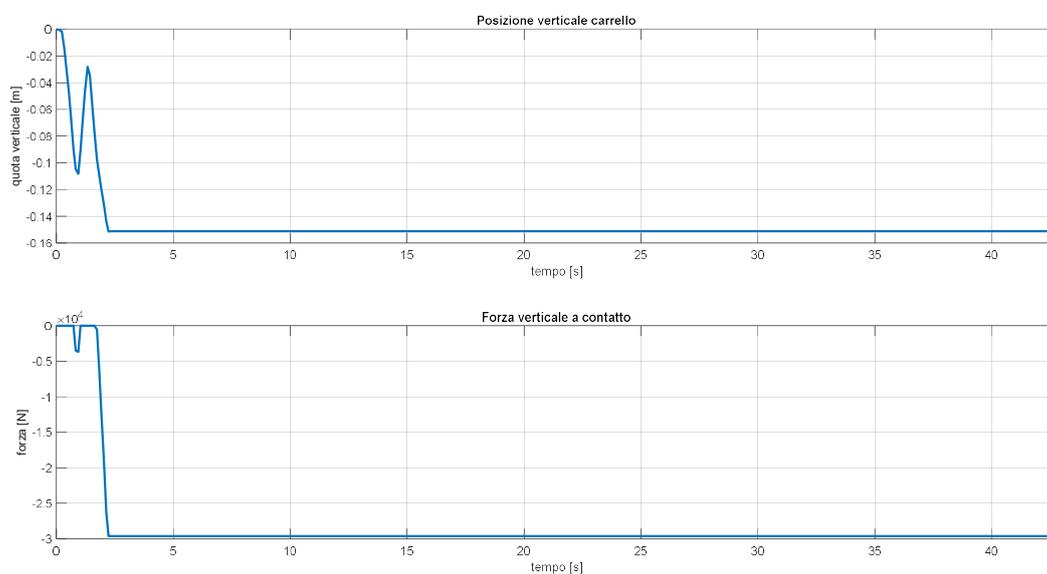


Figura 193: Plot posizione e forza normale del carrello.

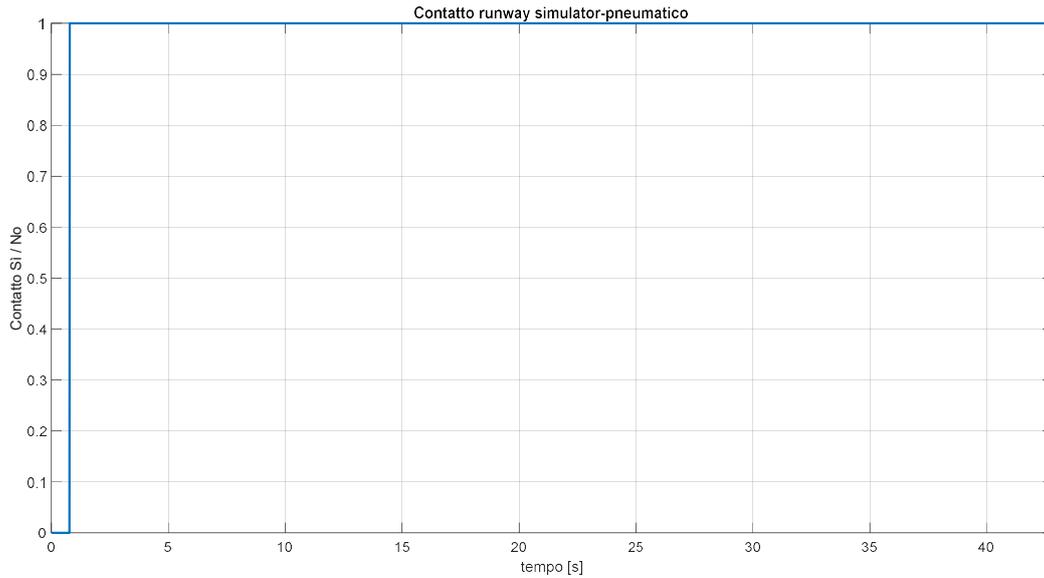


Figura 194: Flag contatto pneumatico-runway simulator.

Sistema frenante e modello ruota – pneumatico

La coppia frenante viene innescata, anche in questo caso, contestualmente alla prima interazione tra ruota e cilindro, poiché ci si assicura una condizione statica alla ruota nel momento dell'effettiva imposizione di forza da parte del *HLA*. L'intensità della frenata non è stata mutata.

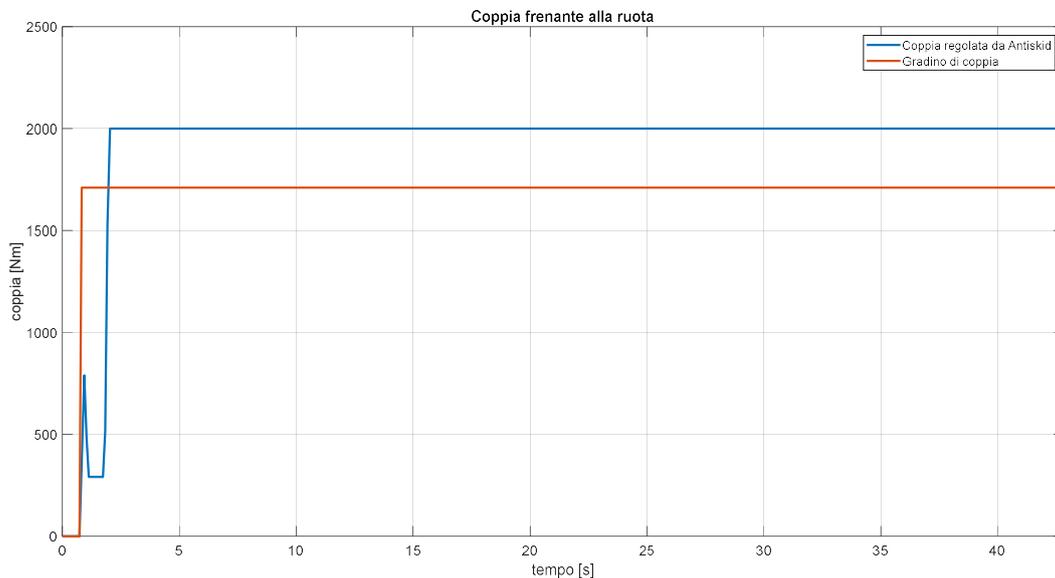


Figura 195: Plot coppia frenante.

Nuovamente si ricava il valore di forza tangenziale scambiato tra pneumatico e cilindro utilizzando il modello di attrito di *Burckhardt*. Il valore di forza, *Figura 197*, durante la frenata si aggira attorno agli 8000 N con andamento decrescente nel tempo e un parziale recupero quando ci si avvicina alla condizione statica. L'andamento più interessante riguarda la velocità della ruota che è strettamente correlata alla frenatura del cilindro rotante

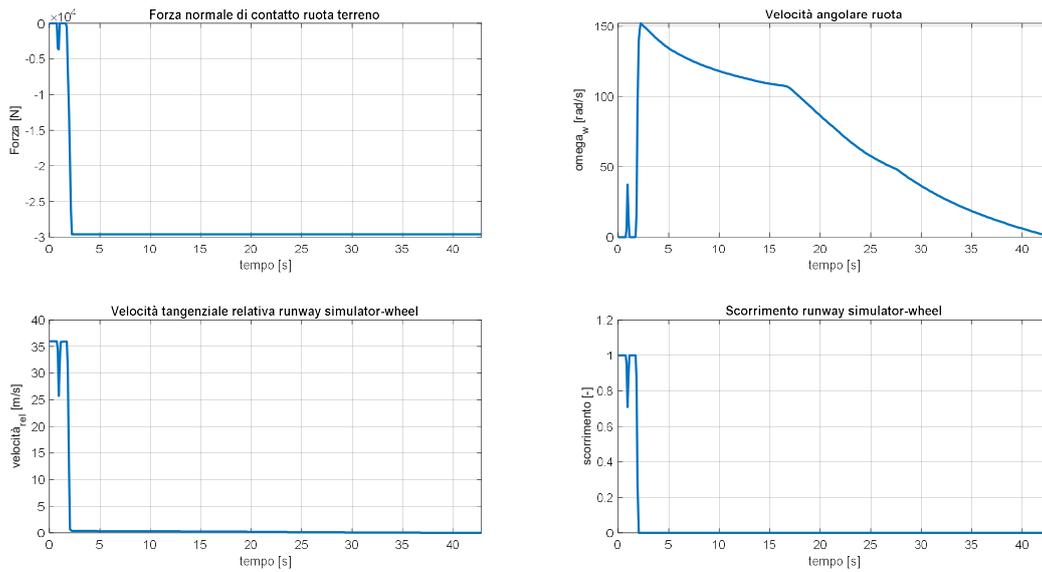


Figura 196: Plot parametri pneumatico-ruota.

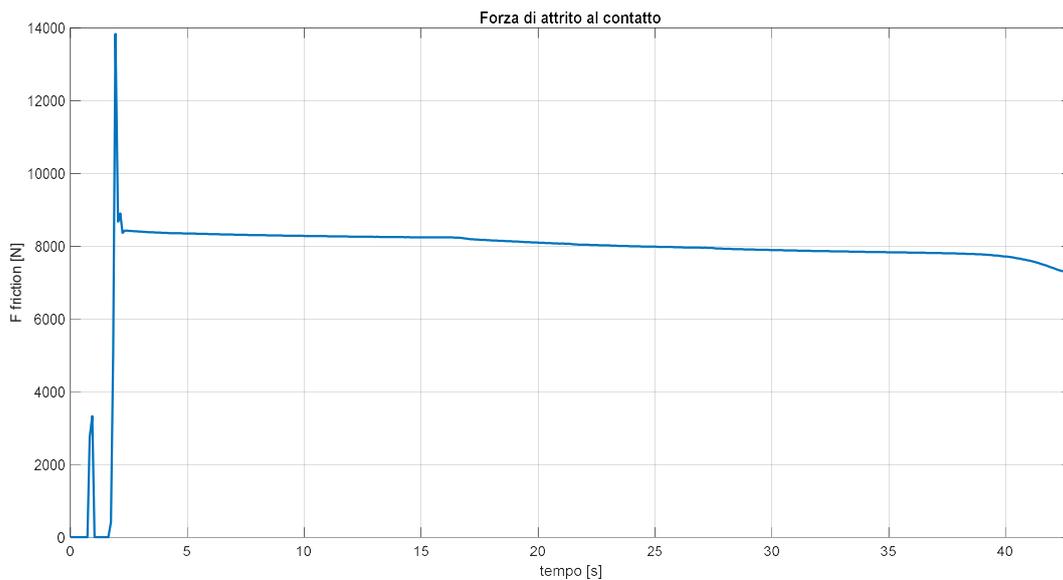


Figura 197: Forza di attrito al contatto.

Accumulatore

L'accumulatore inizialmente è caricato al massimo della capienza pari a 300 l complessivi e una pressione di 350 bar. E' presente sull'intero arco della simulazione un unico contributo di portata uscente, *Figura 198*, che è destinato al motore idraulico principale e al motore idraulico secondario.

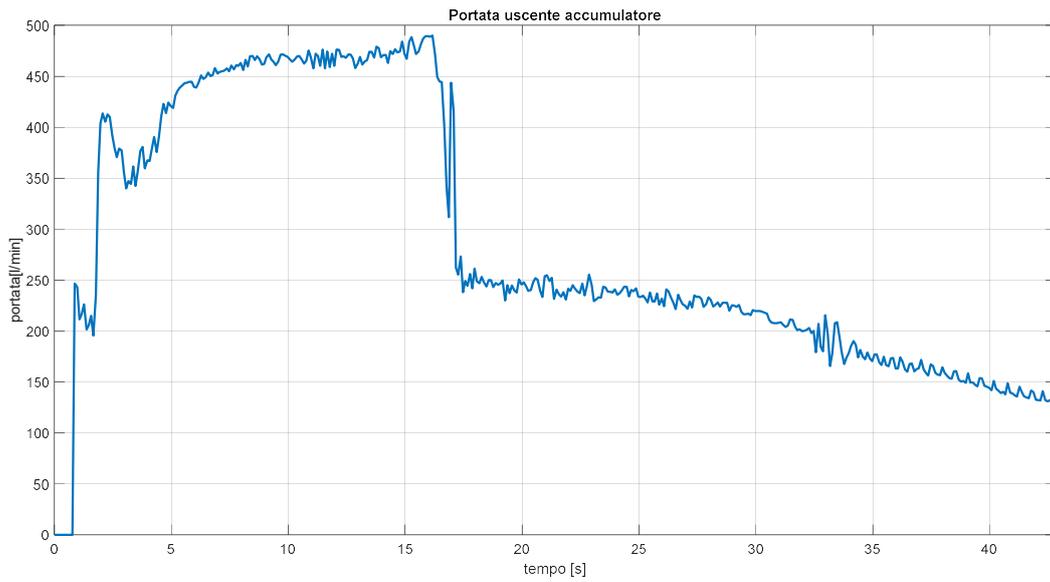


Figura 198: Plot portata uscita accumulatore.

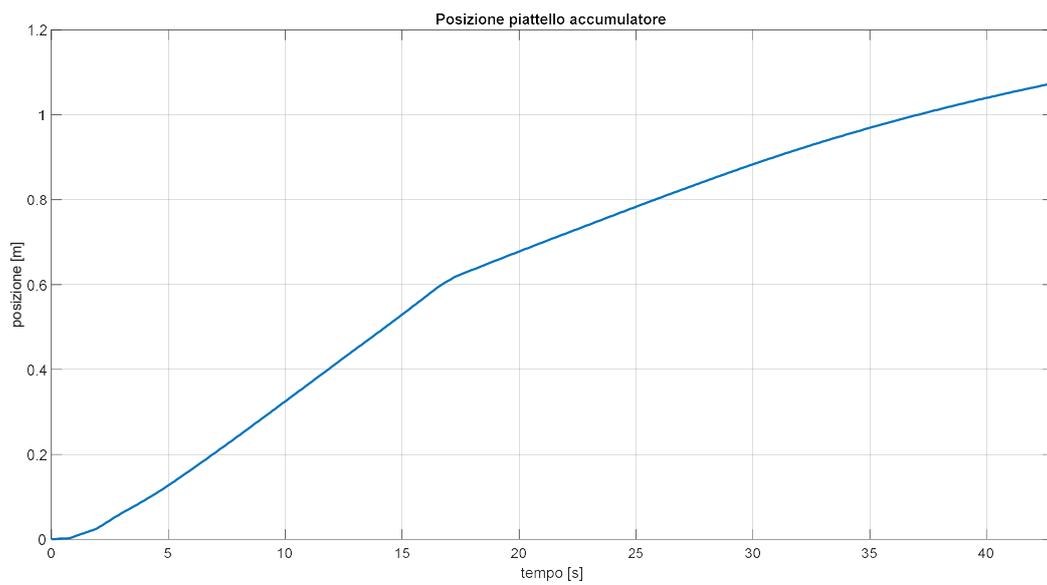


Figura 199: Plot posizione piattello accumulatore.

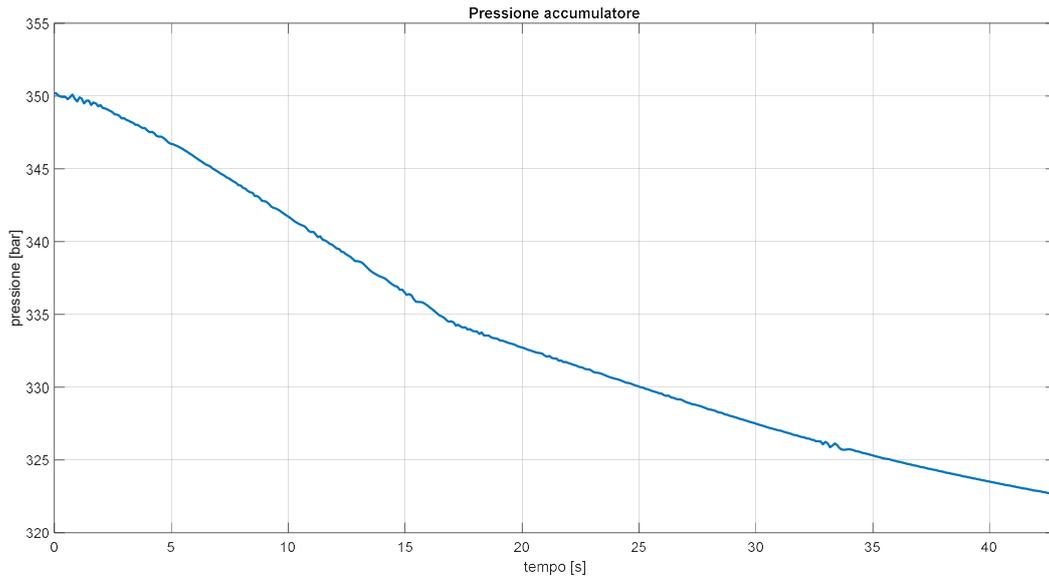


Figura 200: Plot pressione accumulatore in decelerazione.

Dal momento in cui i motori entrano in funzione la portata richiesta aumenta in modo considerevole fino a varcare la soglia dei 450 l/min, raggiungendo un picco di 490 l/min. Contestualmente la pressione interna diminuisce poiché man mano viene sottratto parte del volume di fluido. A partire dall'istante 16.27 s si verifica un'improvvisa diminuzione della portata richiesta causata da una variazione repentina della cilindrata; in seguito a questo fenomeno la caduta di pressione interna avviene con intensità minore, terminando a fine test a 322.7 bar complessivi e una diminuzione del volume complessivo di 205 l (1.07 m di spostamento del piattello su 1.57 m disponibili).

Se si confronta la caratteristica filtrata di portata richiesta all'accumulatore del *Capitolo 6.3, Figura 179*, e quella della *Figura 198* si nota come quest'ultima sia contraddistinta mediamente da una variabilità maggiore tra istanti di tempo contigui; questo può essere attribuito ad un differente segnale in tensione che il motore secondario riceve rispetto al primario inducendo dei salti sulla portata uscente.

Sistema controllo cilindrata motore idraulico

Il segnale di comando dell'anello aperto rimane definito come derivata nel tempo della velocità trasdotta al runway simulator; una decelerazione maggiore del sistema provoca un segnale in tensione al motore primario elevata e possibile accensione di quello secondario, viceversa nel caso diminuisca.

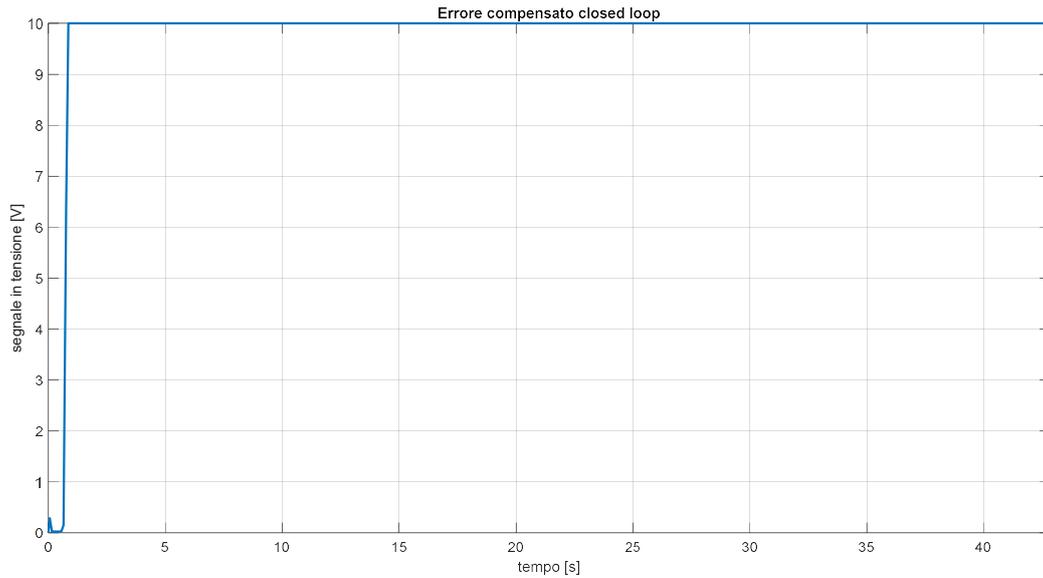


Figura 201: Plot limiti saturazione dinamica open loop.

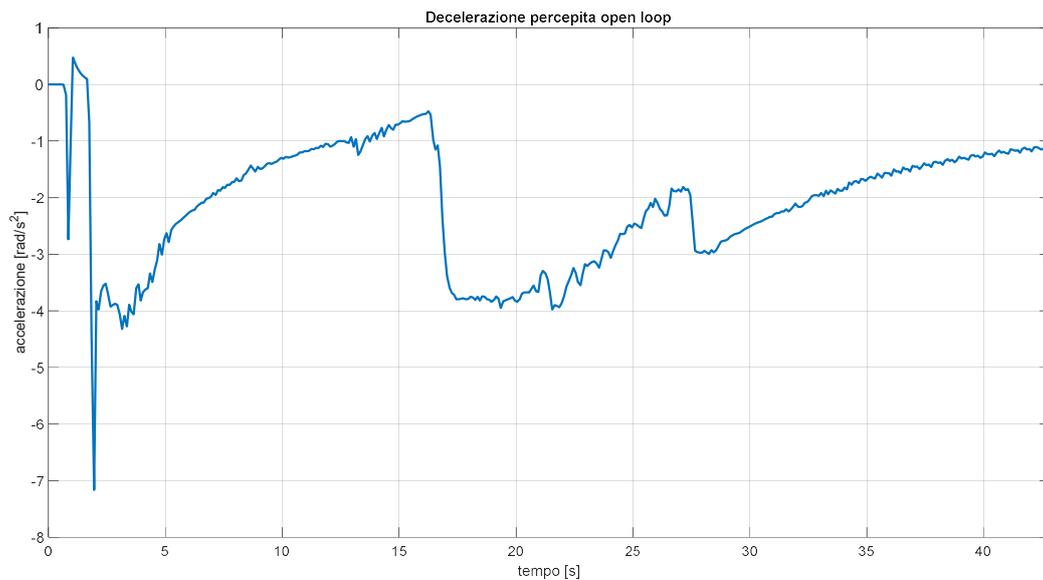


Figura 202: Plot decelerazione filtrata percepita dal sistema.

Nella *Figura 202* viene riportato l'andamento filtrato della decelerazione angolare del sistema rotante. Durante l'abbassamento del carrello la decelerazione del sistema è nulla. L'interazione tra pneumatico e cilindro va a modificare le condizioni al controllo e il sistema idraulico viene sollecitato a svolgere la propria funzione resistente. Inizialmente la coppia frenante è limitata a causa dell'elevato scorrimento e i motori idraulici impongono una coppia superiore rispetto a quella determinata dall'attrito di contatto; si osserva una parziale accelerazione del cilindro che però termina alla fine del transitorio riguardante la coppia frenante alla ruota. Il valore di decelerazione seguente al contatto è inizialmente molto elevato, tuttavia i motori idraulici intervengono affinché si abbassi prontamente. A 16.27 s la decelerazione aumenta nuovamente e il modulo di controllo reagisce per evitare un'ulteriore diminuzione della cilindrata dei motori, attenuando così la frenata.

Nella *Figura 203* viene messo a confronto il segnale di comando in tensione, successivo ad operazioni di filtro con media mobile, ai due differenti motori idraulici. Si può notare come le due curve vadano a sovrapporsi praticamente sull'intero periodo di simulazione. Questo accade poiché il set relativo all'anello aperto viene calcolato sul segnale di velocità del trasduttore, caratterizzato da un periodo di campionamento e da un range di quantizzazione. L'intero intervallo di simulazione è quindi suddivisibile in brevi sottointervalli in cui la velocità trasdotta è costante, derivata prima nel tempo nulla; ciascun sottointervallo è seguito dal successivo con una variazione a gradino che può dare origine ad una derivata elevata, anche superiore alla soglia limite. Se si considera inoltre che il segnale viene saturato in base al comportamento del *closed loop*, le due tensioni di comando tendono a somigliarsi. In seguito però viene dimostrato come le due tensioni diano origine ad una dinamica differente ai rispettivi moduli di variazione della cilindrata.

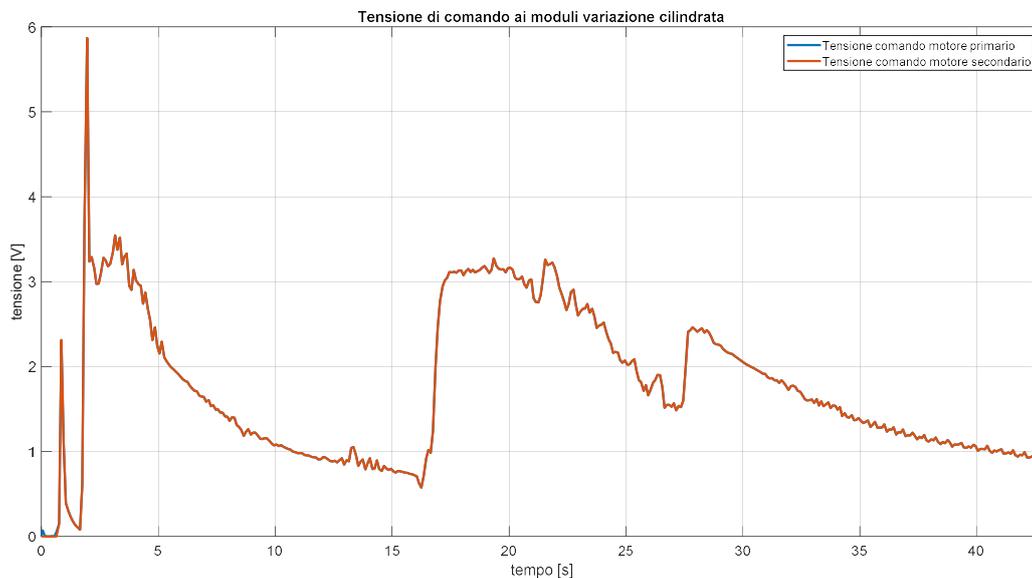


Figura 203: Plot confronto tensioni di comando.

Motore idraulico primario

Il motore primario riceve un comando in tensione per qualsiasi valore non nullo di decelerazione ricavato dalla velocità trasdotta al runway simulator.

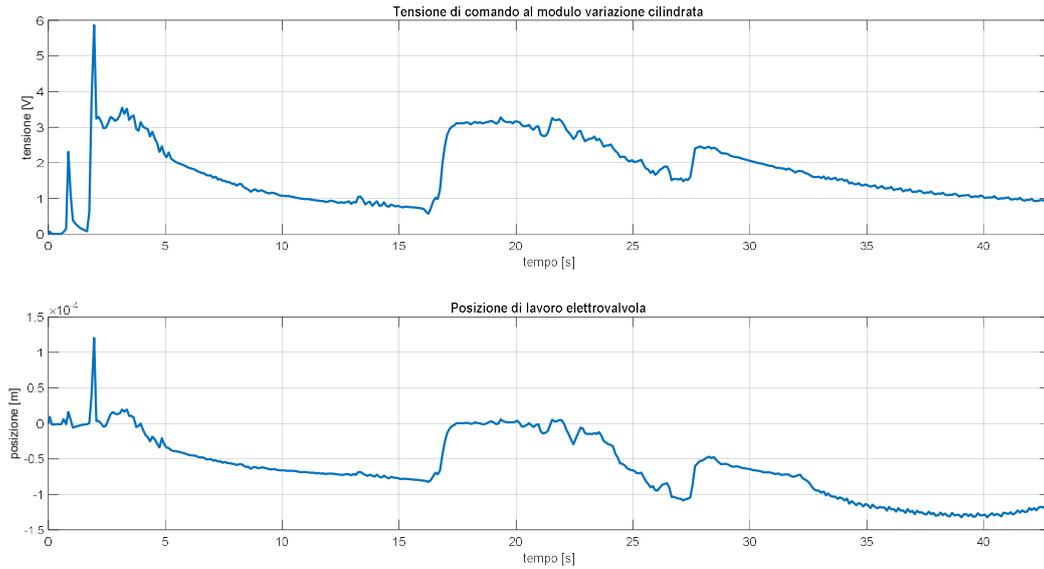


Figura 204: Plot tensione e posizione lavoro elettrovalvola.

Il segnale in tensione positivo comanda l'elettrovalvola proporzionale ad aprire una luce di passaggio e conseguente portata di fluido verso la camera 6 propensa all'aumento della cilindrata, inizialmente nulla; con una dinamica molto rapida la camera di spinta si riempie mentre quella opposta si svuota, l'equilibrio allo stantuffo, istante per istante, viene garantito dalla molla di modulazione. Tuttavia il termine elastico relativo alla molla di feedback e dipendente dalla spostamento del pistone di comando, riquadro in basso Figura 205, tende a riportare il sistema alle condizioni iniziali di cilindrata nulla, per cui la posizione di lavoro dell'elettrovalvola si sposta verso valori negativi. La riduzione di cilindrata a 16.27 s causa un aumento della tensione di comando e l'elettrovalvola ritorna per un determinato intervallo in corrispondenza della condizione a bocche chiuse. Comandando nuovamente la valvola verso una quota di posizione positiva si assiste ad un aumento della cilindrata.

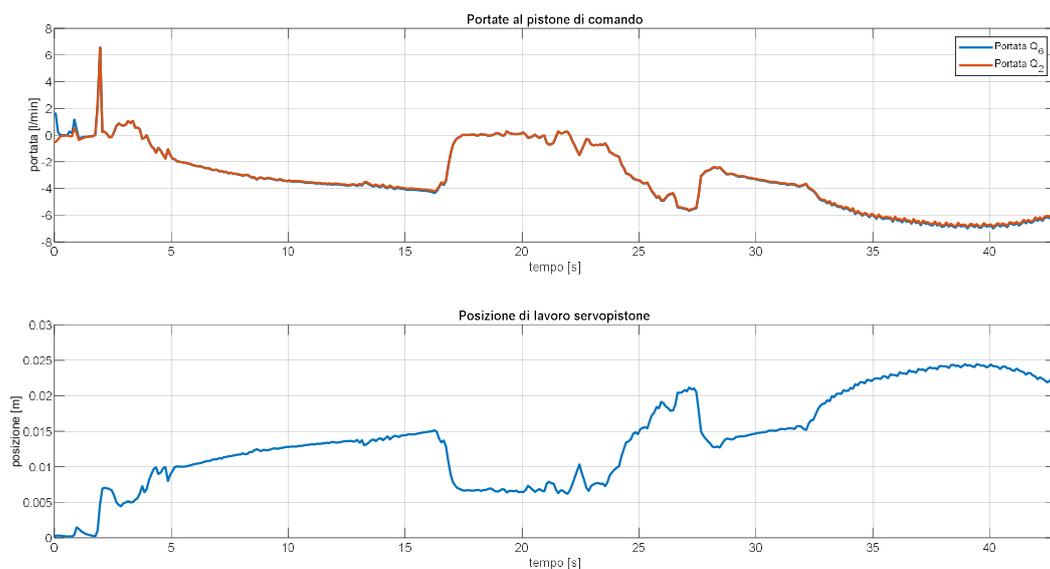


Figura 205: Plot posizione lavoro pistone di comando e portata alle camere.

La dinamica che riguarda la variazione di cilindrata, *Figura 206*, è molto nervosa a causa del feedback elastico che porta ad interagire *elettrovalvola* e *pistone di comando*. L'inclinazione β_{mot} , inizialmente nulla, viaggia di pari passo alla quota di posizione del *pistone di comando*; gli estremi di funzionamento sono compresi tra 0 rad e 0.235 rad, da 0 a 701.5 cm³ di cilindrata sfruttata.

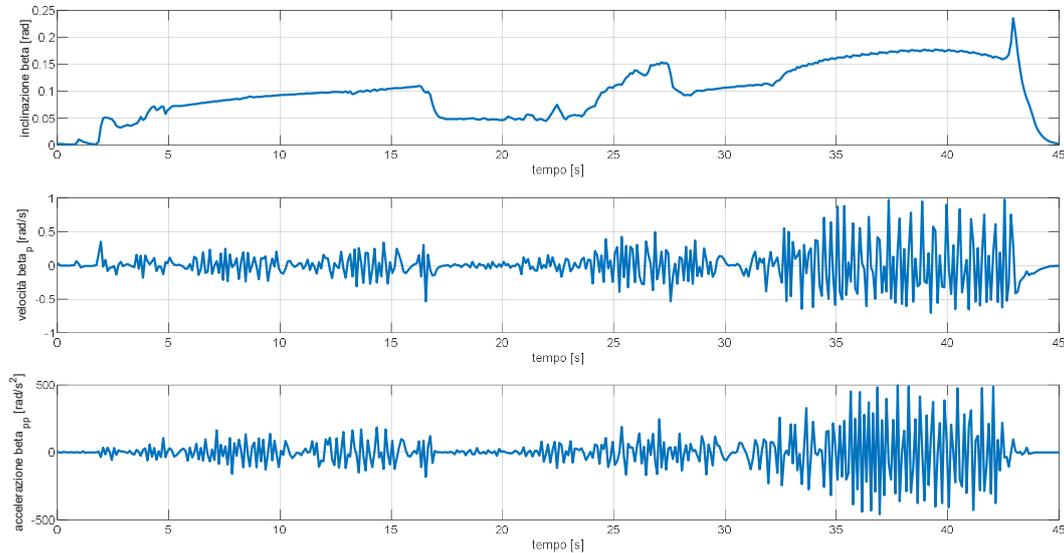


Figura 206: Plot dinamica angolo Beta.

Si assiste di fatto ad una prima fase di aumento dell'angolo β_{mot} , poi una diminuzione molto rapida a 16.27 s conseguente all'incremento di pressione della camera 2, ciò indebolisce la capacità resistente del sistema idraulico. Successivamente l'angolo β_{mot} e la cilindrata riprendono la propria risalita, con un'unica eccezione di decremento successiva a 27.35 s; nella fase finale di arresto si assiste ad un picco dell'angolo a 0.235 rad prima del ritorno alla condizione statica in assenza di comando.

La coppia erogata dal singolo motore idraulico è rappresentata in *Figura 207*.

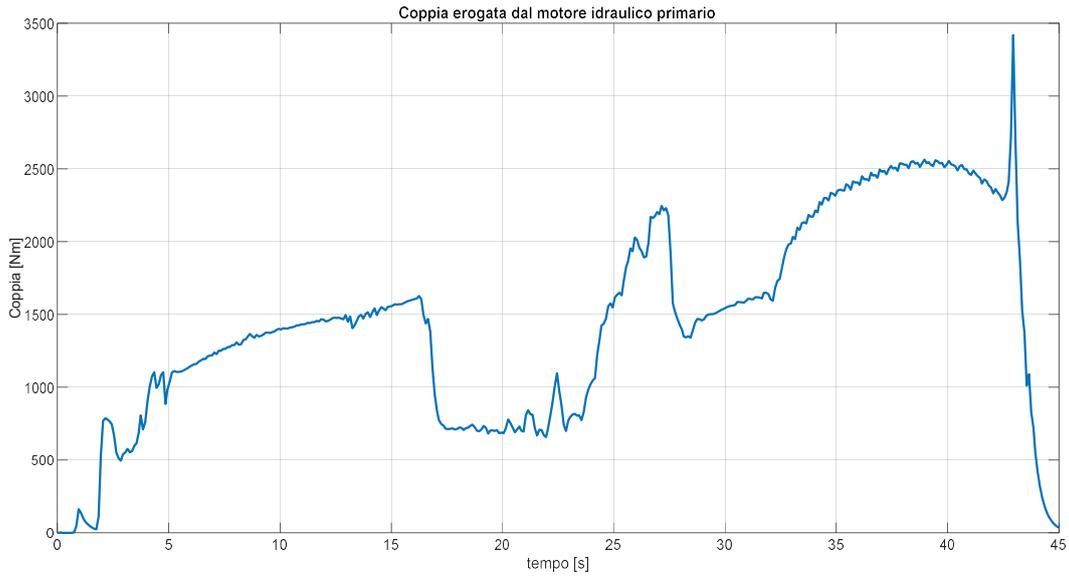


Figura 207: Plot coppia erogata dal motore primario.

Il profilo di coppia è coerente a ciò che accade all'interno della dinamica di variazione dell'angolo β_{mot} . La coppia di picco viene raggiunta nell'istante di sfruttamento massimo della cilindrata con 3420 Nm, prima di decadere in seguito all'arresto del sistema rotante. I parametri che più influenzano il modulo di coppia sono l'inclinazione β_{mot} per la variazione della cilindrata e la pressione a monte e a valle delle camere dei pistoni, *Figura 208*. La pressione a monte del motore è legata strettamente allo svuotamento dell'accumulatore, mentre a valle si riscontra una debole sovrappressione rispetto alla pressione atmosferica di scarico; tale sovrappressione però decade limitando la cilindrata e soprattutto la pressione a monte del motore.

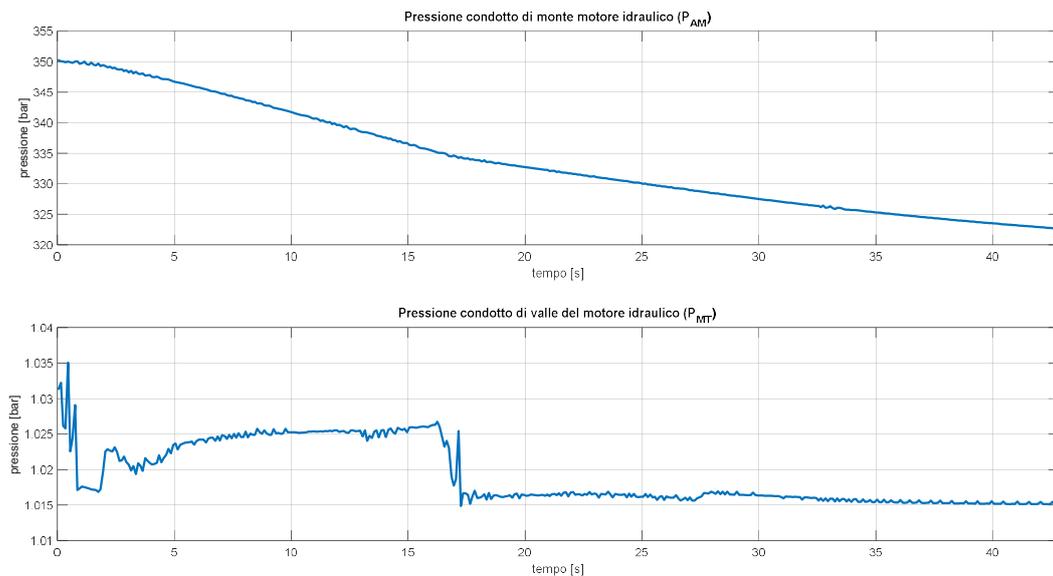


Figura 208: Plot pressione monte e valle motori.

Motore idraulico secondario

Il motore idraulico secondario riceve comando di tensione in input solamente qualora il valore di decelerazione percepito dal controllo sia maggiore di 2.18 rad/s^2 e ne scala il modulo rispetto a questo parametro soglia.

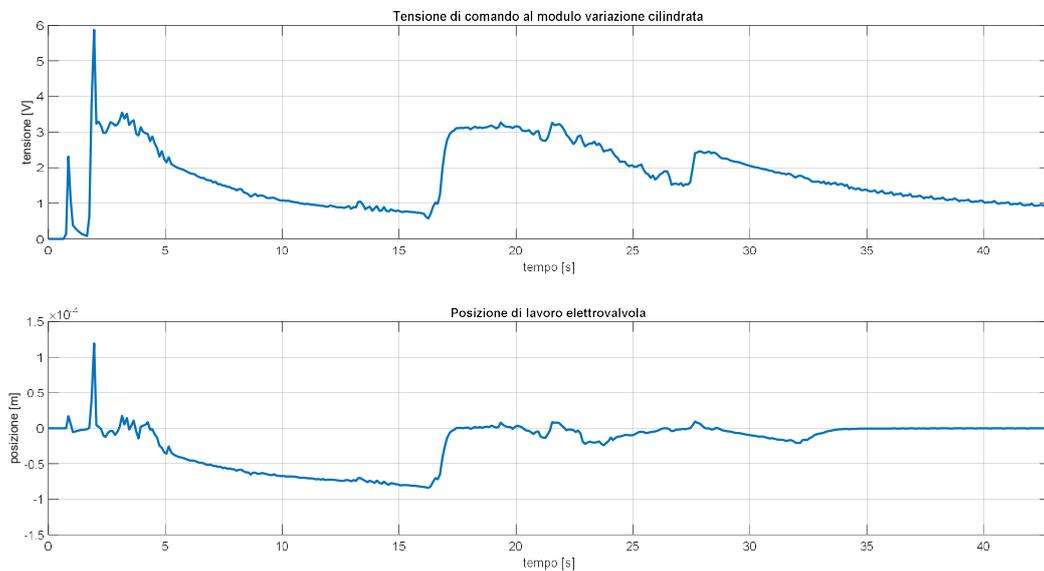


Figura 209: Plot tensione di comando e posizione elettrovalvola.

Inizialmente l'elettrovalvola proporzionale viene comandata a portarsi in una configurazione di lavoro favorevole all'aumento di cilindrata. Il termine elastico di feedback tuttavia interviene per riportare nella configurazione di equilibrio il pistone di comando contrastando la forza del solenoide: la posizione di lavoro dell'elettrovalvola passa verso valori negativi. Nel momento in cui la cilindrata del motore viene ridotta e la tensione di comando di conseguenza viene incrementata nuovamente dal controllo, l'elettrovalvola ritorna in una configurazione prossima alle bocche chiuse; tale condizione perdura fino al termine della simulazione.

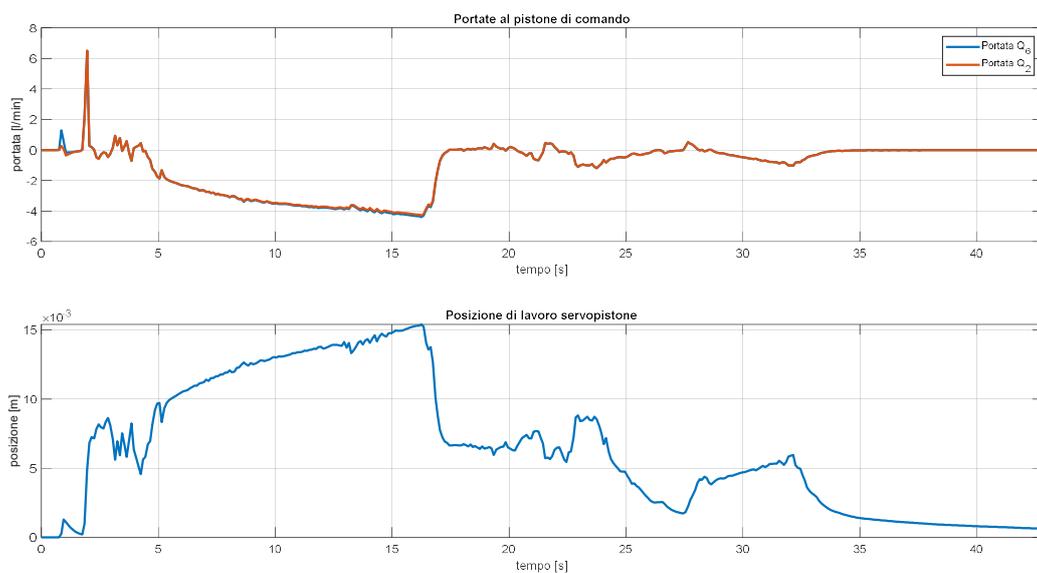


Figura 210: Plot posizione di lavoro pistone di comando e portate alle camere.

Rispetto al motore primario, il modulo di controllo della cilindrata non è in grado di intervenire efficacemente in seguito alla prima riduzione dell'angolo β_{mot} (successivo a 16.27 s). Per cui sia sulla quota di posizione del *pistone di comando* sia di conseguenza sull'angolo di inclinazione β_{mot} si riscontrano valori in modulo poco elevati rispetto ai possibili limiti di funzionamento.

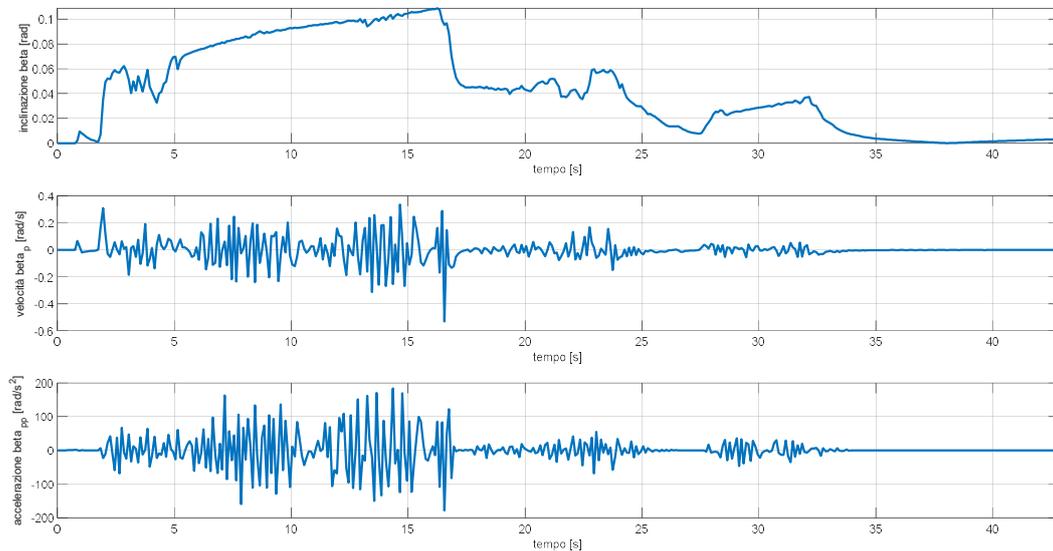


Figura 211: Plot dinamica angolo Beta.

La limitazione sulla cilindrata, 0 - 325.4 cm³ su tutto l'intervallo, implica che l'azione resistente del motore secondario risulti più bassa del motore principale. Infatti il picco di coppia, *Figura 212*, in questo caso si osserva poco oltre i 1600 Nm, subito prima che la cilindrata venga dimezzata. Oltre questo evento la coppia massima erogata al sistema non supererà più i 900 Nm, giungendo nei pressi del valore nullo alla condizione di arresto del runway simulator.

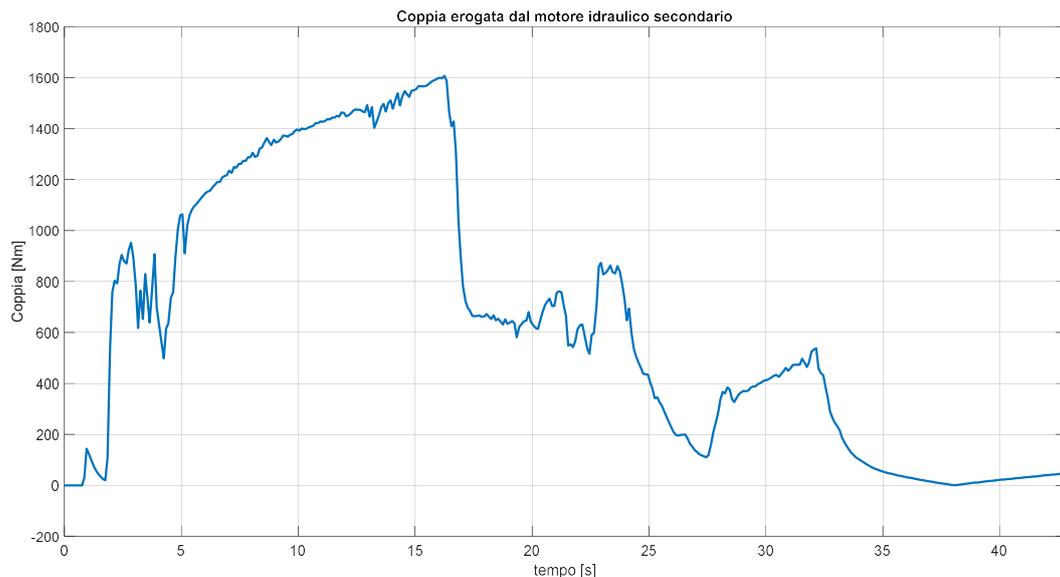


Figura 212: Plot coppia erogata dal motore secondario.

La stima dell'incremento di temperatura del fluido di lavoro, *Figura 213*, viene realizzata in dipendenza del salto di pressione monte-valle dei condotti *AM* e *MT*. Al diminuire del valore di alta pressione della *linea AM*, in seguito alla scarica dell'accumulatore, si assiste ad un abbassamento della caratteristica. Inizialmente l'incremento di temperatura è di 20.05°C , mentre al termine della simulazione il delta rilevato è di 18.46°C . L'incremento medio lungo l'intera simulazione è di 19.08°C .

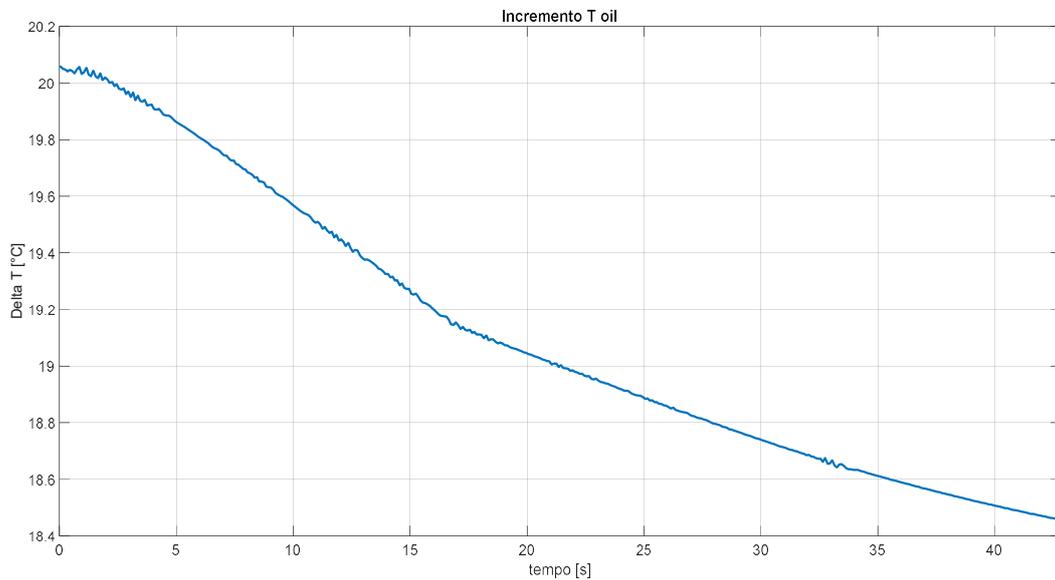


Figura 213: Plot incremento temperatura olio.

Runway simulator

La coppia resistente al rallentamento del runway simulator, *Figura 214*, viene riportata come somma delle singole coppie erogate dal motore idraulico primario e motore idraulico secondario.

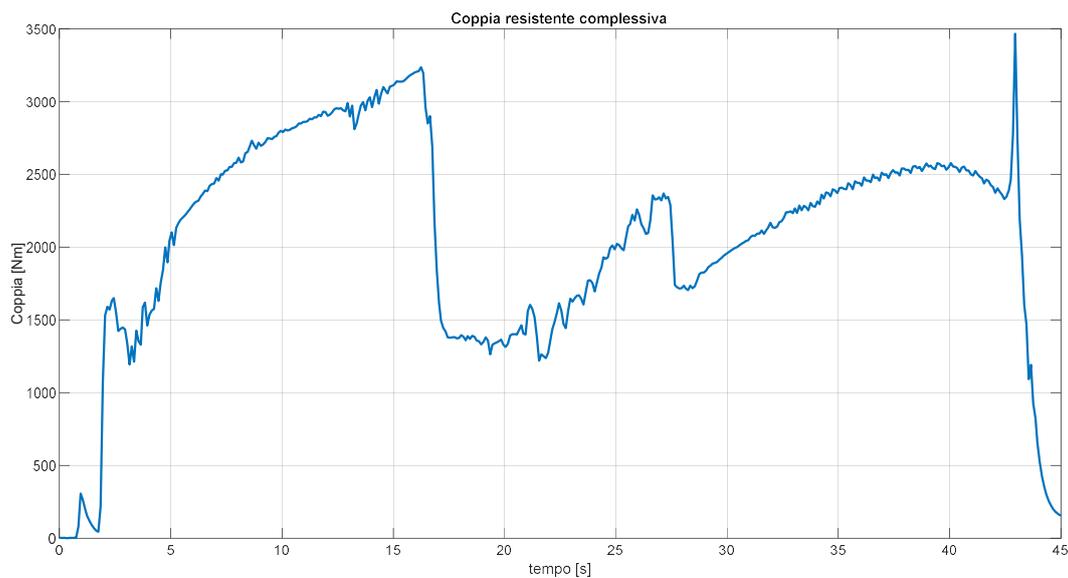


Figura 214: Plot coppia resistente sistema idraulico.

Lo sviluppo nel tempo della velocità angolare del runway simulator e della velocità del velivolo simulata sono osservabili in *Figura 215*.

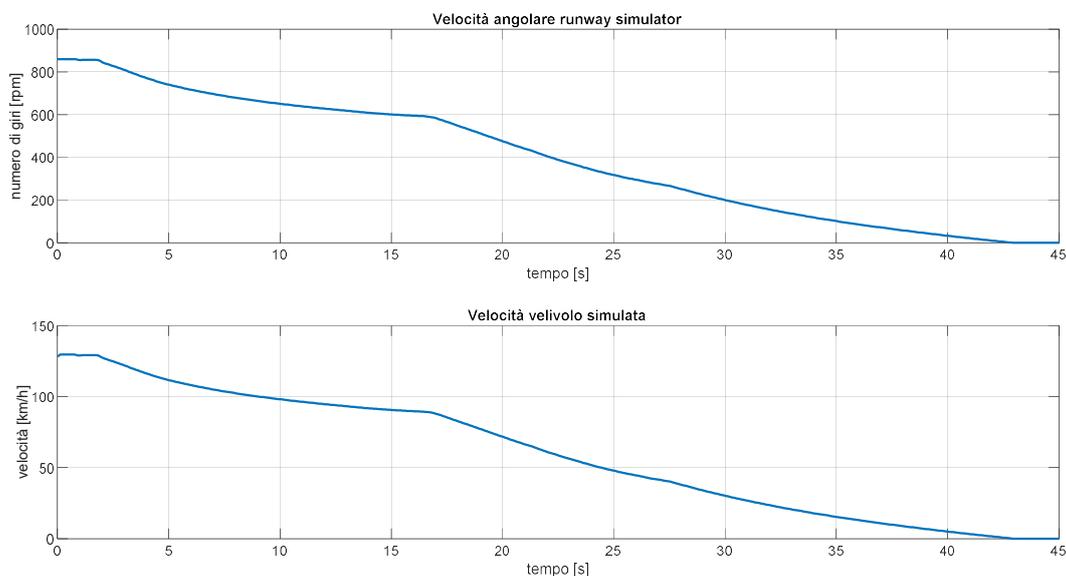


Figura 215: Plot velocità angolare runway simulator e velocità simulata aereo.

E' presente un primo tratto a pendenza approssimativamente nulla in cui si compie la discesa verticale del carrello e la coppia frenante viene parzializzata a causa dell'elevato scorrimento. La riduzione della quota cinetica non è, neanche per questa seconda soluzione idraulica, di tipo lineare ma segue una curva differente che dipende dalla coppia resistente che il sistema idraulico impone. A 16.27 s si distingue una variazione della pendenza delle due caratteristiche di velocità, in corrispondenza del calo della coppia resistente. La decelerazione del sistema non è molto elevata nell'intervallo precedente e ciò comporta una tensione di eccitazione al *solenoido dell'elettrovalvola* non sufficiente a contrastare la reazione elastica della *molla di feedback*. Si instaura così una dinamica di riduzione dell'angolo β_{mot} , della cilindrata e quindi della coppia resistente ad entrambi i motori; l'effetto complessivo è l'aumento di pendenza sulla velocità angolare (decelerazione maggiore). Tale fenomeno viene ostacolato in seguito quando un secondo incremento di cilindrata al motore idraulico primario rafforza la coppia resistente alla frenatura. L'arresto del cilindro, partendo dalla condizione iniziale di 859.44 rpm, avviene in un intervallo di simulazione di 42.83 s.

6.5 CONFRONTO RISULTATI DELLE SIMULAZIONI SVOLTE

In questo ultimo sottocapitolo vengono riepilogati alcuni dei risultati delle simulazioni che coinvolgono le tre configurazioni trattate di banco prova. Inserendo gli andamenti riguardanti le grandezze principali sul medesimo diagramma è possibile notare le principali differenze e formulare alcune considerazioni generali.

Si può esaminare inizialmente la dinamica che riguarda il runway simulator. Si osserva come la soluzione che contempla i dischi di inerzia sia contraddistinta da una caduta lineare della velocità, *Figura 216*, durante tutto l'arco di simulazione, invece le soluzioni idrauliche sono caratterizzate da curve più complesse. Nelle fasi iniziali della frenata la presenza dei dischi di inerzia garantisce un contributo resistente superiore ai

motori idraulici, i quali affrontano una fase transitoria di aumento della propria cilindrata. In corrispondenza di 15 s di simulazione le due soluzioni idrauliche sono riuscite ad ottenere un effetto resistente superiore alla soluzione con dischi; a parità di istante di tempo le soluzioni idrauliche sono quindi definite da un modulo di velocità superiore. Tuttavia questo fenomeno ha breve durata e i motori idraulici, a causa dei feedback interni al modulo di comando, diminuiscono la cilindrata sfruttata e di conseguenza la coppia resistente che riescono ad imporre sul sistema rotante; le due curve ritornano quindi al di sotto della caratteristica appartenente alla soluzioni con dischi. Si può affermare che una costante proporzionale $K_{p,acc}$ pari a 2 renda il sistema di controllo leggermente instabile e non capace di erogare coppia costante. L'architettura con motori sempre accesi giunge all'arresto del runway simulator a 40.43 s, la soluzione con motore primario e motore secondario a 42.83 s mentre i dischi di inerzia a 47.82 s.

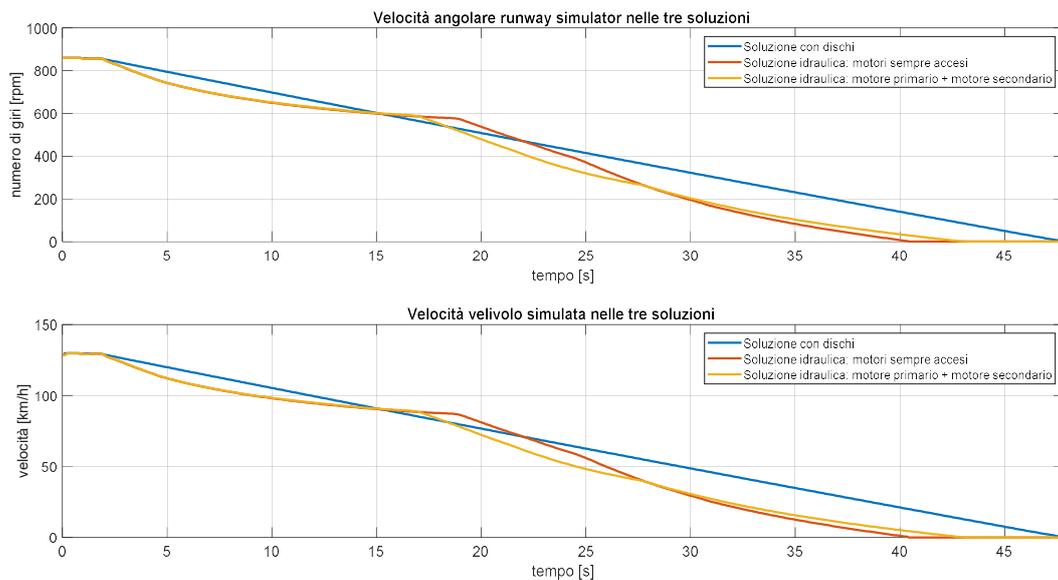


Figura 216: Plot confronto velocità runway simulator e velocità simulata aereo nelle tre configurazioni.

La legge di velocità del runway simulator dipende direttamente dalla coppia resistente alla frenata, *Figura 217*. Nel caso del banco prova passato, la coppia resistente attribuita ai dischi è proporzionale alla forza di attrito che si instaura tra pneumatico e cilindro, stazionando con un trend decrescente all'interno dell'intervallo compreso tra 2500 Nm e 2000 Nm. Per le soluzioni idrauliche invece dipende da ciò che accade ai moduli di comando dei motori, e se la tensione in uscita dalla legge di controllo è estremamente variabile, a causa di un fattore proporzionale elevato, il sistema propende ad accrescere e successivamente indebolire il contributo resistente, scavalcando la caratteristica del banco con dischi; in questo caso l'arresto del cilindro avviene in anticipo e simulando un inerzia velivolo più bassa delle richieste iniziali.

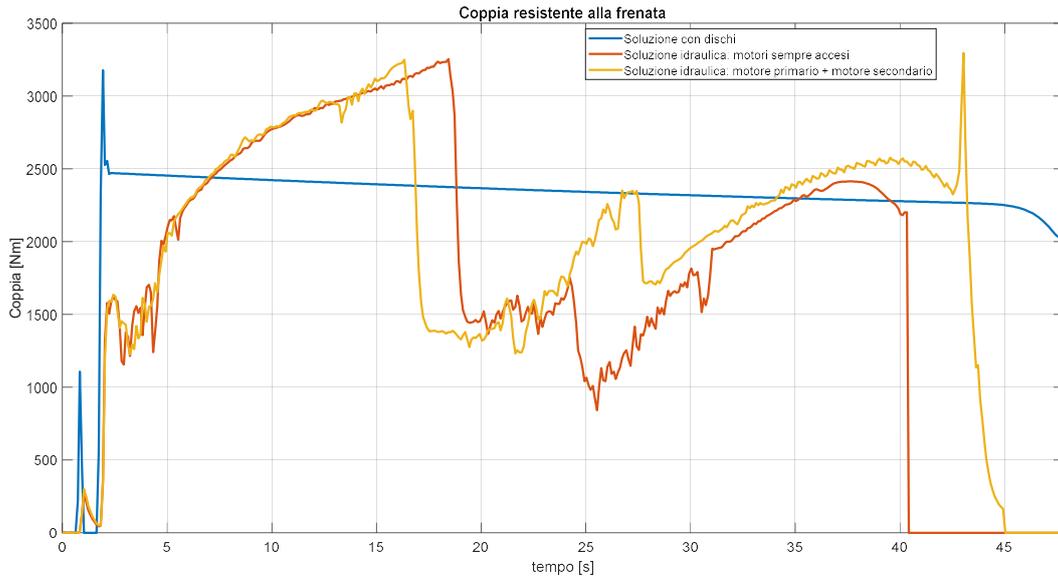


Figura 217: Plot confronto coppia resistente nelle tre configurazioni.

Possono essere confrontare tra loro unicamente le due soluzioni idrauliche, come già compiuto per la risposta in frequenza. Si analizza per cui cosa accade all'interno dell'accumulatore durante la frenata del carrello.

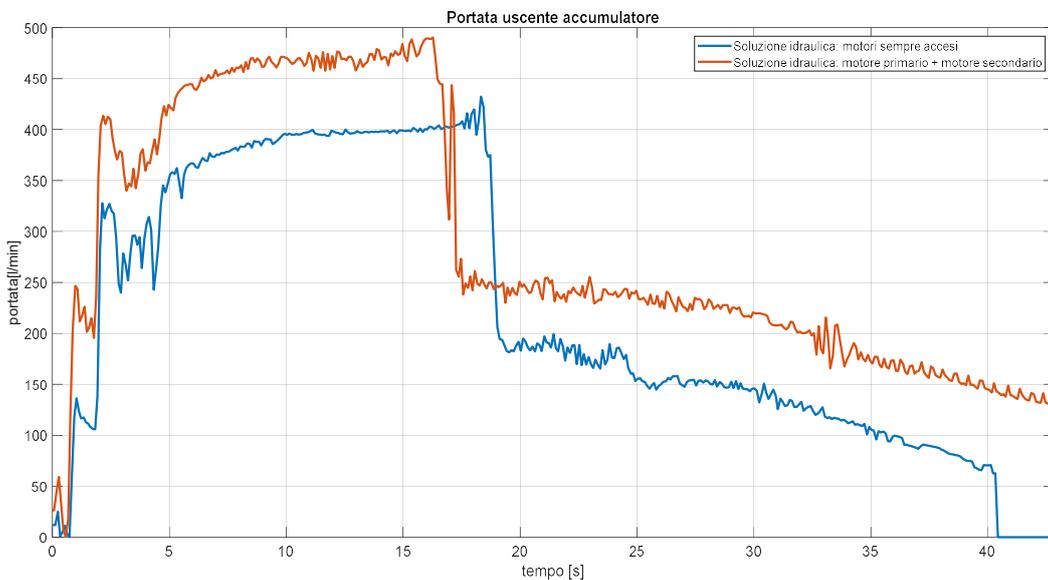


Figura 218: Plot confronto portata uscente accumulatore.

La simulazione che riguarda la proposta con motore primario e secondario ottiene nel complesso un'azione resistente maggiore (Figura 219), nonostante sia stato dimostrato che il motore secondario non riesca a lavorare su standard adeguati. Questo comporta che la portata richiesta all'accumulatore, Figura 218, sia superiore e duri anche per un arco di tempo maggiore.

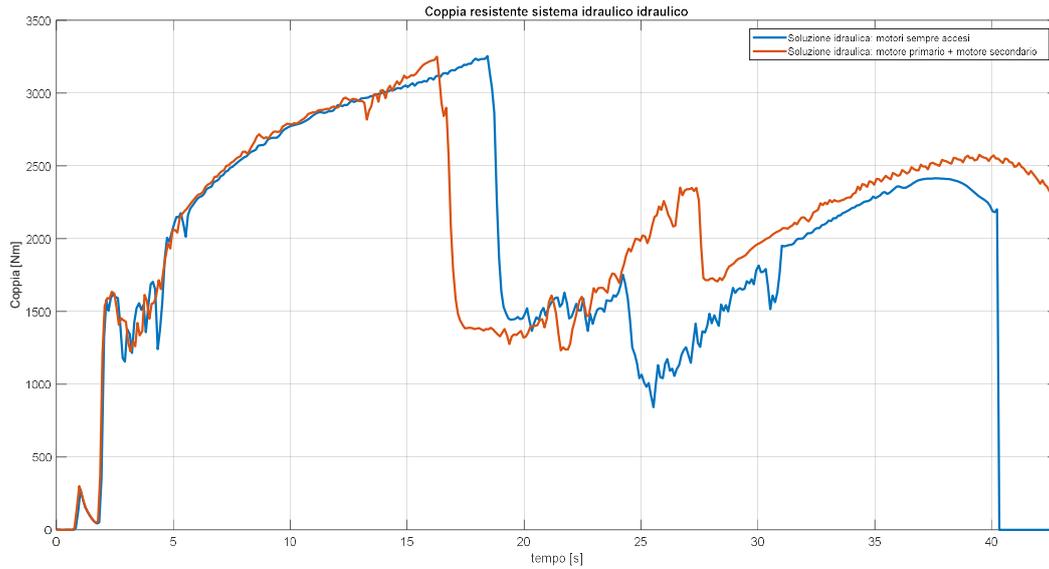


Figura 219: Plot confronto coppia resistente nelle soluzioni idrauliche.

Dalla Figura 220 e Figura 221 è possibile accostare la caratteristica di pressione interna e di volume di fluido residuo. Anche in questo caso la maggior prestazione della soluzione motore primario-secondario comporta una diminuzione più netta del volume di fluido disponibile e della pressione interna; questo fatto influisce sulla coppia erogata dai motori durante la prova e impatta sulla successiva fase di riempimento dell'accumulatore da parte della pompa.

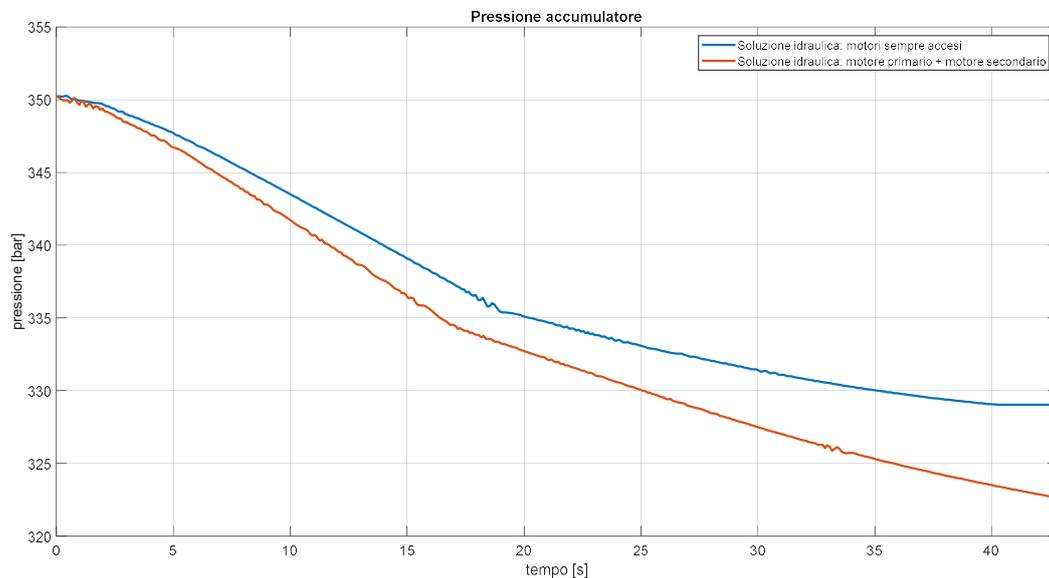


Figura 220: Plot confronto pressione interna accumulatore.

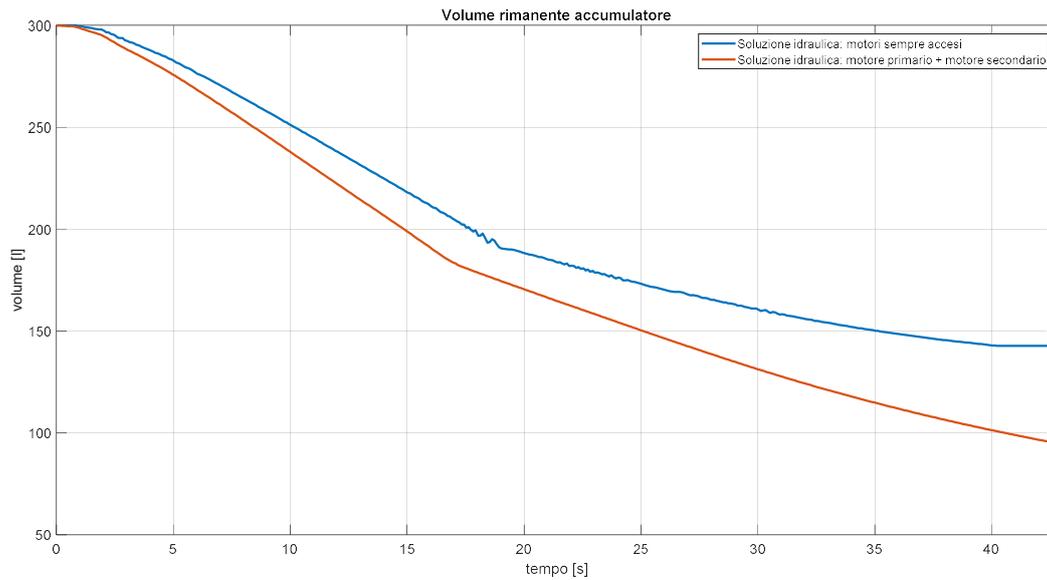


Figura 221: Plot confronto volume residuo all'accumulatore.

Nell'architettura a motori sempre accesi l'accumulatore termina il servizio a 329 bar e un volume residuo di 142.75 l, mentre quella con motore primario-secondario termina a 322.7 bar e 94.98 l disponibili.

CAPITOLO 7: CONCLUSIONI

Questo elaborato di Tesi si è posto l'obiettivo di condurre uno studio, per via analitica, riguardante l'attività di progetto denominata "Project E-LISA". Questo progetto mira a proporre un cambiamento di parte dell'architettura di un banco prova, che alcune aziende certificate sfruttano per qualificare la validità di carrelli di atterraggio appartenenti a velivoli di taglia media. La soluzione esistente del banco accoppia al sistema rotante dischi ad elevata inerzia alla rotazione per simulare la decelerazione di una determinata massa di carico, tuttavia la presenza di questi dischi comporta una serie di problematiche che ha portato alla ricerca di una soluzione alternativa. La proposta esaminata è quella di fornire coppia resistente al sistema rotante per mezzo di motori idraulici.

Per prima cosa si è proceduto a configurare un sistema idraulico che potesse permettere un regolare funzionamento dei motori idraulici. Viene pensato di introdurre principalmente un elemento pompa e un accumulatore che combinano la propria funzione per rendere disponibile al motore un volume di fluido ad alta pressione durante le prove di frenatura dei carrelli. Ad essi si aggiungono gli elementi secondari che garantiscono sicurezza e continuità di lavoro al circuito: la valvola non ritorno, la valvola regolatrice di pressione e il filtro con bypass, quest'ultimo con posizionamento raccomandabile a valle della pompa salvaguardando problematiche di cavitazione. Particolare attenzione è stata data alle logiche di controllo della pompa e dei motori idraulici: per la pompa un semplice controllo in anello chiuso sulla velocità di rotazione, mentre per i motori un anello chiuso sulla velocità di rotazione che interagisce con un anello aperto principale sul segnale di accelerazione. In questo modo è possibile gestire sia la fase di accelerazione sia la fase di arresto del runway simulator.

In seguito ai calcoli di dimensionamento dei componenti, sono stati concepiti i modelli di simulazione per l'intero circuito idraulico. E' stato dedicato un focus più specifico sulla modellazione del leakage interno della pompa, in modo che la curva analitica del rendimento, funzione del numero di giri, rispecchi il comportamento delle caratteristiche sperimentali riportate nei cataloghi. Sono state introdotte componenti di perdita *cilindro-pistoni*, *slipper-swashplate* e soprattutto *valve plate-barrel* ipotizzando per quest'ultima un fenomeno di sostentamento idrodinamico tra le due superfici. Le curve di rendimento diagrammate riportano un risultato soddisfacente nell'intervallo di funzionamento della pompa, contraddistinte da un notevole aumento alle basse velocità e un decremento a partire da velocità prossime o superiori a quella nominale causato dall'apertura del gioco *valve plate-barrel*; tuttavia questo tipo di modello non sembra risentire del crollo sperimentale di prestazione che si ottiene per velocità molto superiori alla condizione di lavoro nominale, perciò il modello potrebbe essere perfezionabile in futuro.

E' stato realizzato un ulteriore approfondimento sulla risposta in frequenza del modello non lineare di controllo dell'attuazione idraulica. Inizialmente è stato esaminato l'anello *closed loop* di velocità che comanda la fase di accelerazione del runway simulator: il diagramma di *Bode* rivela una risposta soddisfacente di 0 dB a regime di funzionamento con uno sfasamento pressoché nullo, il taglio in frequenza del sistema si posiziona approssimativamente intorno a 1 Hz, arretrando con l'aumento di ampiezza di comando. Successivamente si è posta l'attenzione sull'anello *open loop* che governa invece la frenatura del cilindro rotante, il cui input è un segnale di decelerazione. Il *Bode* caratteristico, costruito sull'output di coppia generata al motore, si presenta come un tipico diagramma di risposta in frequenza di un anello aperto con un ritardo di fase già consolidato a basse frequenze e un decremento della risposta in modulo all'aumentare della frequenza di sollecitazione. All'interno dell'analisi in frequenza dell'*open loop* sono state messe a confronto due possibili configurazioni di controllo dell'attuazione idraulica: la soluzione con

due motori idraulici comandati con il medesimo segnale in tensione oppure l'architettura con motore primario sempre acceso e motore secondario che si attiva qualora si superi una soglia di decelerazione limite. I risultati che giungono dalle simulazioni ci sottolineano come si abbia una risposta di coppia superiore nella prima delle due casistiche. Ciò è dovuto alla presenza stessa di un anello aperto con il quale non è possibile avere un preciso riscontro dell'output di coppia, l'operazione di accensione e conseguente spegnimento del motore secondario sfavorisce la seconda tipologia in questo senso.

Infine l'ultimo capitolo dell'elaborato è stato dedicato alla campagna di simulazione sul modello completo del banco prova. Per prima cosa è stata testata la dinamica di accelerazione del runway simulator nel caso della soluzione idraulica, in cui le condizioni di set sono differenti da quelle ipotizzate durante il dimensionamento per poter rendere evidente la variazione di velocità. In queste condizioni la pompa non riesce ad innescare il riempimento dell'accumulatore, ma ritornando alle condizioni nominali previste è stato dimostrato che la pressione e il volume interno aumentano come da richiesta. Successivamente l'interesse si è spostato sulla prova di frenatura del carrello, che consiste nell'avvicinamento verticale al cilindro rotante, l'applicazione della coppia frenante e l'attesa che la componente cinetica si annulli completamente. Sono stati messi a confronto i tre casi di interesse: banco prova che riproduce inerzia tramite dischi, banco prova con implementazione di due motori idraulici comandati uniformemente e banco prova con implementazione di un motore idraulico principale e uno secondario. I risultati ottenuti mostrano come le soluzioni idrauliche siano in grado di ottenere un effetto resistente localmente superiore ai dischi di inerzia ma, in presenza di segnali di comando estremamente variabili o reattivi, i motori sono portati ad incrementare e successivamente ridurre la propria cilindrata con eccessiva rapidità introducendo un comportamento leggermente instabile nella risposta; è opportuno quindi introdurre una componente proporzionale all'*open loop* limitata. Le due tipologie idrauliche inoltre non restituiscono in output i medesimi comportamenti: l'architettura con motore primario e secondario ottiene nel complesso una capacità resistente superiore sfruttando maggiormente il motore primario, mentre la seconda configurazione, pur rallentando la frenata con efficacia minore, è favorita da un sistema in cui i due motori sono facilmente accoppiabili e garantiscono le medesime prestazioni istante per istante.

In seguito alla campagna finale di simulazione si può affermare che la proposta di sostituzione dei dischi di inerzia all'interno del banco prova con una alternativa idraulica è possibile e potrebbe portare ad un miglioramento delle condizioni simulabili durante le prove di frenata dei carrelli. Bisogna tuttavia tenere sotto osservazione la legge di controllo dei motori idraulici affinché la coppia erogata da essi non perda di prestazione lungo l'intero arco della prova e non origini fenomeni instabili. Due possibili soluzioni sono quelle di ridurre il fattore proporzionale $K_{p,acc}$, pur perdendo in termini di reattività di risposta e di durata complessiva della frenata, e di introdurre una componente derivativa nella legge di controllo che vada ad anticipare la risposta in termini di decelerazione del sistema senza causare instabilità.

APPENDICE A

Per poter comprendere la definizione della corsa del pistone $S_{p,n}$ viene utilizzata la *Figura 222*.

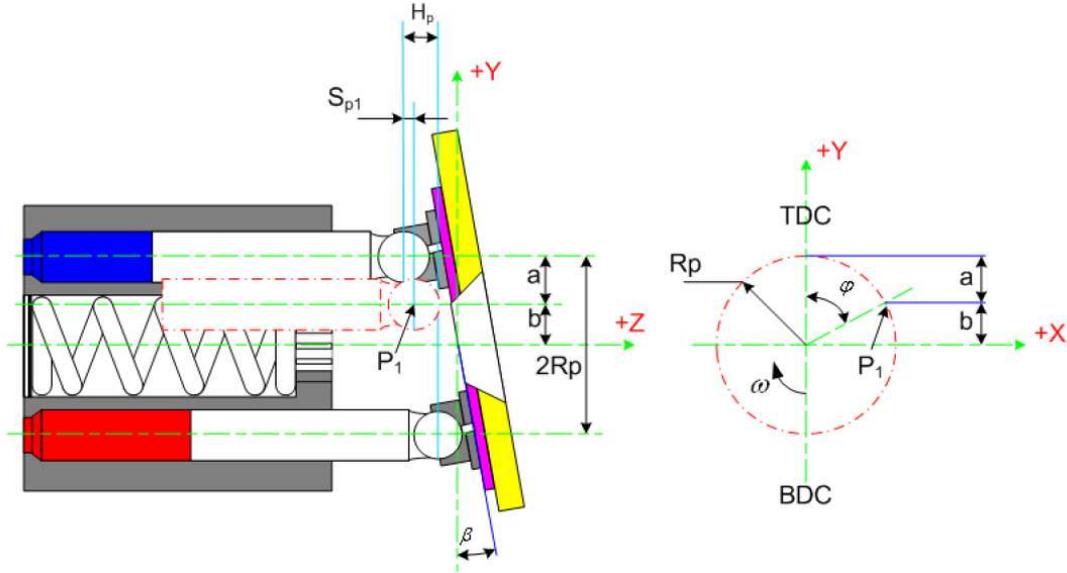


Figura 222: Schema ciclo lavoro del pistone.

Vengono definiti a e b come parametri geometrici di variazione, lungo asse Y , della locazione del pistone rispetto al *TDC* e all'asse della pompa. Vale la seguente relazione:

$$a + b = R_p \quad (A.1)$$

Conoscendo l'angolo φ di rotazione si può esprimere b in funzione di R_p e riformulare (A.1) in funzione di a .

$$b = R_p \cos \varphi \quad (A.2)$$

$$a = R_p(1 - \cos \varphi) \quad (A.3)$$

Lo spostamento $S_{p,n}$ lungo l'asse Z del pistone viene quindi definito in funzione dell'angolo β_{pump} :

$$S_{p,n} = a \tan \beta_{pump} = R_p(1 - \cos \varphi) \tan \beta_{pump} \quad (A.4)$$

APPENDICE B

La portata cinematica viene definita a partire dal valore di velocità $\dot{S}_{p,n}$ e di sezione A_p del singolo pistone.

$$Q_{kp,n} = A_p \dot{S}_{p,n} \quad (B.1)$$

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4} \quad (B.2)$$

Si può definire la velocità del pistone $\dot{S}_{p,n}$ come la derivata nel tempo della corsa $S_{p,n}$. Ponendo β_{pump} come costante l'unico parametro variabile nel tempo all'interno dell'espressione rimane φ .

$$\dot{S}_{p,n} = \frac{dS_{p,n}}{dt} = \frac{dS_{p,n}}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = R_p \sin \varphi \tan \beta_{pump} \omega_{pump} \quad (B.3)$$

Per cui la portata cinematica del singolo pistone si presenta come:

$$Q_{kp,n} = \omega_{pump} \frac{\pi d_p^2 R_p}{4} \tan \beta_{pump} \quad (B.4)$$

APPENDICE C

Si riportano i passaggi algebrici per ottenere l'espressione di $Q_{lp,n}$.

$$\Delta p_{1,n} + \Delta p_{2,n} = p_{p,n} - p_{case} = \Delta p \quad (C.1)$$

$$\Delta p = \frac{8\pi\mu L}{S^2} Q_{lp,n} + \left(\frac{Q_{lp3,n}}{C_d S}\right)^2 \frac{\rho}{2} \quad (C.2)$$

$$\left(\frac{1}{C_d S}\right)^2 \frac{\rho}{2} Q_{lp,n}^2 + \frac{8\pi\mu L}{S^2} Q_{lp,n} - \Delta p = 0 \quad (C.3)$$

$$Q_{lp,n} = \frac{-\frac{4\pi\mu L}{S^2} + \sqrt{\left(\frac{4\pi\mu L}{S^2}\right)^2 + \Delta p \frac{\rho}{2(C_d S)^2}}}{\frac{\rho}{2(C_d S)^2}} \quad \text{con } \Delta p > 0 \quad (C.4)$$

APPENDICE D

Tabella 19: Parametri pompa cilindrata fissa e motore elettrico comando.

Parametri pompa cilindrata fissa	
Numero pistoni [-]	7
Diametro pistoni [m]	$1.9 \cdot 10^{-2}$
Massa pistoni [kg]	0.1
Corsa massima pistoni [m]	$2.65 \cdot 10^{-2}$
Gioco pistone-cilindro [m]	$3.5 \cdot 10^{-5}$
Volume spazio morto camera pistoni [m ³]	$2.5 \cdot 10^{-7}$
Raggio esterno valve plate [m]	$4.12 \cdot 10^{-2}$
Raggio interno valve plate [m]	$3.48 \cdot 10^{-2}$
Raggio posizionamento pistoni [m]	$3.8 \cdot 10^{-2}$
Volume camere aspirazione/mandata [m ³]	$3.16 \cdot 10^{-5}$
Coefficiente efflusso camere [-]	0.675
Pressione case interno [bar]	5
Raggio esterno barrel [m]	$4.49 \cdot 10^{-2}$
Raggio interno barrel [m]	$3.11 \cdot 10^{-2}$

Densità barrel [kg/ m ³]	7850
Massa barrel [kg]	1.42
Velocità nominale [rpm]	3000
Pressione massima [bar]	400
Pressione nominale [bar]	350
Inclinazione massima swashplate [rad]	0.335
Cilindrata massima [cm ³]	52.51
Parametri controllo	
K_p closed loop velocità [-]	10
K_i closed loop velocità [-]	10
K_a amplificazione [-]	1.5
Velocità rotazione massima [rpm]	859.44
Tensione massima seganle set [V]	10
K_set closed loop [Vs/rad]	0.111
K_tx trasduttore [Vs/rad]	0.111
Motore elettrico comando	
Limite superiore tensione [V]	150
Limite inferiore tensione [V]	-150
Resistenza armatura [Ohm]	0.1
Costante elettrica [s]	0.03
Fattore proporzionale coppia [Nm/A]	0.8
Fattore proporzionale velocità [Vs/rad]	0.8
Inerzia motore [kg m ²]	0.0018

APPENDICE E

Il contributo di forza idraulica che influenza la dinamica del *pistone di comando* è parte della forza F_p complessiva. Attraverso i triangoli rettangoli riportati in *Figura 223* si può ricavare il membro complessivo dovuto al singolo pistone.

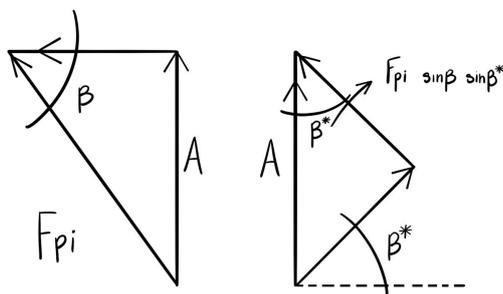


Figura 223: Orientamento nello spazio componente di forza sul modulo comando.

L'angolo β rappresenta l'inclinazione tra corpo idraulico e l'orizzontale (albero uscita), mentre l'angolo β^* definisce l'angolo tra l'orizzontale e l'asse di simmetria del *pistone di comando*. La forza A è un parametro di appoggio per giungere al contributo finale.

$$A = F_{pi} \sin \beta \quad (E. 1)$$

$$F_{pi} \sin \beta \sin \beta^* = A \sin \beta^* \quad (E. 2)$$

APPENDICE F

Vengono espresse in forma algebrica le componenti della forza F_p nello spazio in accordo alla *Figura 224*.

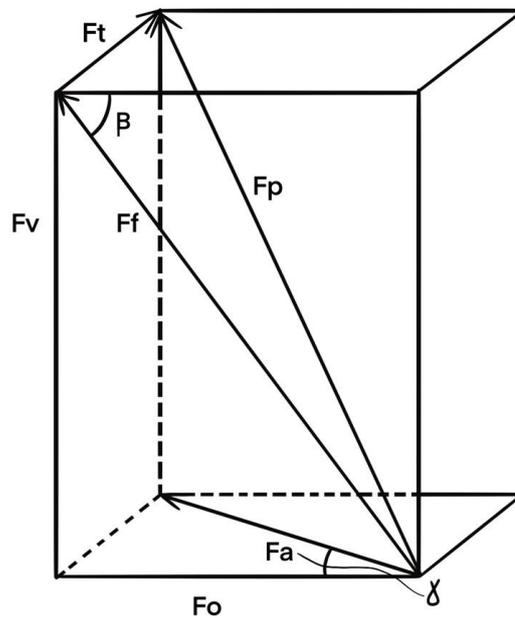


Figura 224: Orientamento spazio della forza dei pistoni.

$$F_v = F_f \sin \beta \quad (F. 1)$$

$$F_o = F_f \cos \beta \quad (F. 2)$$

$$F_o = \sqrt{F_t^2 + F_a^2} \quad (F. 3)$$

$$F_p = \sqrt{F_a^2 + F_v^2} \quad (F. 4)$$

$$F_t = F_o \tan \gamma \quad (F. 5)$$

Si esprime F_t , forza utile all'erogazione della coppia motrice, in dipendenza dell'angolo β , dell'angolo γ e della forza F_p .

$$F_o = \frac{F_t}{\tan \gamma} \quad (F.6)$$

$$F_f = \frac{F_o}{\cos \beta} \quad (F.7)$$

$$F_a = \sqrt{F_t^2 + \frac{F_t^2}{\tan^2 \gamma}} \quad (F.8)$$

$$F_p = \sqrt{F_f^2 \sin^2 \beta + F_a^2} = \sqrt{F_o^2 \frac{\sin^2 \beta}{\cos^2 \beta} + F_t^2 + \frac{F_t^2}{\tan^2 \gamma}} \quad (F.9)$$

$$F_p = \sqrt{F_t^2 \frac{\tan^2 \beta}{\tan^2 \gamma} + F_t^2 + \frac{F_t^2}{\tan^2 \gamma}} \quad (F.10)$$

$$F_p^2 = F_t^2 \left(\frac{\tan^2 \beta}{\tan^2 \gamma} + 1 + \frac{1}{\tan^2 \gamma} \right) \quad (F.11)$$

$$F_t = F_p \sqrt{\frac{1}{\frac{\tan^2 \beta}{\tan^2 \gamma} + 1 + \frac{1}{\tan^2 \gamma}}} \quad (F.12)$$

APPENDICE G

Tabella 20: Parametri motore idraulico e controllo cilindrata.

Parametri motore cilindrata variabile	
Numero pistoni [-]	7
Diametro pistoni [m]	$2.19 \cdot 10^{-2}$
Massa pistoni [kg]	0.4
Corsa massima pistoni [m]	$1.26 \cdot 10^{-1}$
Gioco pistone-cilindro [m]	$3.5 \cdot 10^{-5}$
Volume spazio morto camera pistoni [m ³]	$2.51 \cdot 10^{-7}$
Raggio posizionamento pistoni [m]	$1.8 \cdot 10^{-1}$
Volume camere aspirazione/mandata [m ³]	$1.26 \cdot 10^{-4}$
Coefficiente efflusso camere [-]	0.675
Pressione case interno [bar]	5
Raggio esterno barrel [m]	$2.14 \cdot 10^{-1}$
Raggio interno barrel [m]	$1.48 \cdot 10^{-1}$
Velocità massima [rpm]	859.44
Pressione massima [bar]	400
Pressione nominale [bar]	350
Inclinazione massima modulo comando [rad]	0.335
Cilindrata massima [cm ³]	1000
Modulo di variazione cilindrata	
Diametro orifizio calibrato [m]	$1.5 \cdot 10^{-3}$
Lunghezza orifizio calibrato [m]	0.03

Coefficiente efflusso orifizio calibrato [-]	0.5
Induttanza solenoide [H]	0.126
Resistenza circuito [Ohm]	10
Sezione solenoide [m ²]	2.5*10 ⁻⁵
Numero di spire [-]	100
Tensione massima solenoide [V]	10
Coefficiente efflusso elettrovalvola [-]	0.9
Luce massima elettrovalvola [m]	1.5*10 ⁻²
Massa pistone comando [kg]	1.4 kg
Sezione spinta pistone di comando [m ²]	1.6*10 ⁻³
Volume iniziale camera per aumento cilindrata [m ³]	1.57*10 ⁻⁵
Volume iniziale camera per riduzione cilindrata [m ³]	5.79*10 ⁻⁵
Pressione iniziale camere [bar]	1.015
Corsa massima pistone di comando [m]	0.046
Rigidezza molla di feedback [N/m]	2.5*10 ³
Rigidezza molla di modulazione [N/m]	4.5*10 ⁵
Precarico molla di modulazione [N]	1.5*10 ³
Braccio modulo di comando-albero uscita [m]	2.5*10 ³
Parametri controllo	
K_p closed loop velocità [-]	5
K_i closed loop velocità [-]	5
K_p open loop accelerazione [Vs ² /rad]	2
Velocità rotazione massima [rpm]	859.44
K_set closed loop [Vs/rad]	0.14

APPENDICE H

Tabella 21: Parametri banco prova.

Controllo Forza HLA	
Guadagno di feed-forward [VN]	1.5*10 ⁻⁵
Guadagno di Boost [Vs/N]	7.5*10 ⁻⁴
Fattore costante [V]	20
Guadagno integrativo [V/sN]	0.0015
Banda morta [N]	200
Soglia Anti-wind up [V]	2
Guadagno derivativo del feedback [Vs/N]	5*10 ⁻⁸
Guadagno proporzionale del feedback [V/N]	2*10 ⁻⁵
Compensatore del disturbo HLA	
Guadagno disturbo velocità feedback [Vs/m]	44.2
Guadagno accelerazione feedback [Vs ² /m]	6.335*10 ⁻³
Controllo posizione HLA	
Guadagno proporzionale posizione [V/m]	1500
Costante di tempo di filtro [s/rad]	0.003
Saturazione segnale di set [V]	10
HLA	
Diametro stelo [m]	0.038
Diametro cilindro [m]	0.076

Sezione 1 pistone (estrazione) [m ²]	0.0045
Sezione 2 pistone (ritorno) [m ²]	0.0034
Metà corsa [m]	0.2
Spazio morto [m ³]	0
Massa stelo [kg]	3.56
Massa cilindro [kg]	30
Coefficiente attrito viscoso [Ns/m]	1.67*10 ⁴
Rigidezza stelo [N/m]	5.87*10 ⁵
Coefficiente viscoso stelo [Ns/m]	289.14
Rigidezza cilindro [N/m]	1.25*10 ⁷
Coefficiente viscoso cilindro [Ns/m]	386.99
Gamba-carrello	
Massa [kg]	50
Corsa verticale [m]	0.07
Rigidezza [N/m]	1*10 ⁸
Coefficiente viscoso [Ns/m]	1*10 ⁶
Pneumatico-ruota	
Massa [kg]	120
Gioco [m]	0.1
Rigidezza contatto [N/m]	5.78*10 ⁵
Coefficiente viscoso contatto [Ns/m]	7.61*10 ³
Diametro ruota [m]	0.559
Inerzia alla rotazione [kg m ²]	1.953
Coefficiente viscoso rotazione [Nm s/rad]	0.01
Pressione interna [bar]	11
Runway simulator	
Inerzia con dischi [kg m ²]	1754
Inerzia solo cilindro [kg m ²]	550
Diametro [m]	0.8
Coefficiente di attrito [-]	0.1
Coefficiente viscoso attrito [Nm s/rad]	0.01
Lunghezza caratteristica disturbo [m]	10
Ampiezza caratteristica disturbo [m]	0.01
Sensore LVT	
Sampling [s]	1*10 ⁻⁵
Quantizing [m/s]	4.88*10 ⁻⁵
Sensore LVDT	
Sampling [s]	1*10 ⁻⁵
Quantizing [m]	2.44*10 ⁻⁵
Sensore Forza	
Sampling [s]	1*10 ⁻⁵
Quantizing [N]	0.629
Circuito idraulico	
Temperatura [°C]	40
Calore specifico [J/°C kg]	1800
Pressione esercizio [bar]	350
Scabrezza equivalente tubi [-]	0.001
Resistenza equivalente con angoli 90° [-]	2
Diametri tubi AM [m]	0.111
Lunghezza tubi AM [m]	2

Diametri tubi MT [m]	0.111
Lunghezza tubi MT [m]	1.5
Accumulatore	
Posizione riempimento massimo [m]	0
Posizione riempimento minimo [m]	1.57
Sezione [m ²]	0.19
Rigidezza [N/m]	4.8*10 ⁵
Precarico elastico [N]	5.9*10 ⁶
Pressione riempimento massimo [bar]	350
Limitatrice pressione	
Diametro [m]	0.01
Lambda [-]	0.07
Portata scaricata [l/min]	150
Pressione apertura [bar]	390
Angolo alfa [°]	45
Beta [-]	0.2
Massa elemento mobile [kg]	0.2
Valvola non ritorno	
Diametro [m]	0.015
Coefficiente efflusso [-]	0.9
Lunghezza [m]	0.05
Filtro e bypass	
Diametro celle [m]	0.2
Lunghezza celle [m]	0.223
Celle parallelo [-]	5
Celle serie [-]	1
Delta pressione soglia per bypass [bar]	0.5
Diametro bypass [m]	0.015
Coefficiente efflusso [-]	0.9

BIBLIOGRAFIA

[1] *Axial piston variable motor, A6VM Series 63, Europe*. Rexroth Bosch Group, 2016.

[2] *Catalogue MSG10-4004/UK rev. 10*. Parker Hannifin, Accumulator and Cooler Division Europe.

[3] *Swash-plate Axial Piston Pump, K3VL Series*. Kawasaki, Precision Machinery Company.

Casarosa, C. *Meccanica del volo*. Pisa University Press, 2013.

Riccardi, G. ; Durante, D. *Elementi di fluidodinamica: un'introduzione per l'Ingegneria*. Springer, 2006.