



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2025/2026

Sessione di Laurea Luglio 2026

Tesi di laurea magistrale

Analisi di funzionamento di un freno elettromeccanico per velivoli leggeri

Relatori:

Prof. Massimo Sorli

Prof. Andrea De Martin

Prof. Antonio Carlo Bertolino

Candidati:

Ten. tramat. RN Giacomo DELLACHÀ

Sommario

Introduzione	4
Confronto tra sistemi ad attuazione idraulica ed elettromeccanica	5
Le condizioni operative e le variabili analizzate.....	8
La prima considerazione: il Piaggio P.180 Avanti.....	9
La seconda considerazione: Abu Dhabi.....	10
Nuovi ostacoli: detriti e di crateri lungo la pista di atterraggio	12
Geometria ed entità dei detriti e dei crateri lungo la pista di atterraggio.....	13
La modellazione numerica dei nuovi ostacoli lungo il manto stradale.....	16
Il modello originale del sistema velivolo e la funzione di ciascun suo sottosistema	24
La procedura di filtraggio dei dati e lo studio del modello.....	24
I servosistemi elettromeccanici EMA	27
I controllori	30
L'algoritmo di controllo PI.....	33
Il controllo digitale	35
Il motore elettrico	38
Il modello termico.....	41
La trasmissione meccanica	43
L'usura dei freni	45
La capacità iniziale del sistema nel rispondere alla presenza di ostacoli lungo la pista di atterraggio.....	47
Modifica del sistema di controllo forza	53
Aggiunta di un anello di feedforward basato sulla velocità angolare del motore dell'attuatore.....	53
Inserimento di un filtro <i>notch</i> sull'anello di retrazione	55
Inserimento di un secondo filtro <i>notch</i> a valle del calcolo di i_{ref_n}	59
Aggiunta di un secondo anello di feedforward basato sul fattore di scorrimento	62
Aggiunta di un terzo anello di feedforward basato sul fattore di scorrimento	67

Risposta del sistema all'avaria di un motore di un attuatore	73
Conclusioni.....	76
... e sviluppi futuri	77
Bibliografia	79
Sitografia.....	80
Indice delle figure.....	81
Indice delle tabelle	84

Introduzione

Il presente lavoro nasce con l'intenzione di approfondire alcune tematiche trattate nel progetto di ricerca E-LISA. Nell'ultimo decennio, l'industria aeronautica ha orientato l'evoluzione dei velivoli verso il paradigma “More Electric Aircraft” (MEA), interessando sia la propulsione che i sistemi di bordo. A testimonianza di questa tendenza vi è la sostituzione delle soluzioni tradizionali, basate sulla potenza idraulica, con attuatori elettrici o elettromeccanici.

Il progetto E-LISA – i cui risultati hanno costituito la base di partenza per questo studio – mirava allo sviluppo di un innovativo “iron bird”: una struttura di prova multifunzionale atta all'integrazione di hardware e software, dedicata ai test su carrelli d'atterraggio elettromeccanici equipaggiati con freni elettrici per velivoli della categoria Small Aircraft Transport (SAT).

L'impianto frenante è posizionato sul carrello, che attutisce l'impatto nelle fasi di atterraggio, e sostiene il peso del velivolo quando questo si trova a terra; quindi agisce congiuntamente all'azione degli aerofreni e all'inversione di spinta, con l'obiettivo di arrestare la corsa dell'aeroplano.

Solitamente, solo il carrello principale (Main Landing Gear), posizionato nei pressi del centro di massa del velivolo, è dotato di freni; al Nose Landing Gear, invece, è riservato il compito di garantire direzionalità nelle manovre a terra: la presente analisi si concentra sul comportamento di una sola gamba del Main Landing Gear, su cui grava solo parte del peso dell'intero velivolo (ipotizzato perfettamente simmetrico).

In generale, le linee che veicolano l'azione sui freni che operano ai lati opposti del carrello sono separate in modo da rendere possibile un'azione asimmetrica, che garantisce una migliore direzionalità e manovrabilità.

Confronto tra sistemi ad attuazione idraulica ed elettromeccanica

I sistemi di attuazione sono classificabili in tre macrocategorie:

- attuazione elettrica;
- attuazione idraulica;
- attuazione pneumatica.

I sistemi di attuazione pneumatici sono caratterizzati da minori performance erogabili in termini di forza e coppia erogata, per via delle minori pressioni a cui è soggetta l'aria; tuttavia, possono essere impiegati nelle applicazioni in cui - per motivi di sicurezza (rischio di esplosioni o infiammabilità) - è impossibile l'installazione di un sistema di attuazione tra i due precedentemente citati.

In aggiunta, presentano la possibilità di garantire il funzionamento per un determinato periodo in assenza di alimentazione per via della presenza di accumulatori e - con l'impiego di dispositivi di micropneumatica - possono essere impiegati per la realizzazione di circuiti di controllo che non necessitano di energia elettrica.

Per il campo di applicazione specifico di questo studio, gli attuatori pneumatici risultano poco impiegati, per cui ci si concentrerà sulla descrizione dei sistemi di attuazione idraulica ed elettrica.

La scelta della tipologia del sistema di attuazione è strettamente legata al campo di applicazione studiato: tendenzialmente il sistema di attuazione idraulico è indicato qualora l'applicazione studiata richieda elevata potenza, caratteristica che accomuna una discreta parte dei sistemi di attuazione per i comandi di volo.

In un impianto frenante di tipo idraulico il pilota comanda la frenata attraverso la pedaliera: un impianto idraulico regola la pressione degli attuatori idraulici, e questi ultimi - a loro volta - agiscono sui freni, ponendo in contatto il materiale d'attrito con i dischi, generando - in conclusione - la coppia frenante necessaria per decelerare il velivolo.

In caso di velivoli di taglia ridotta, il comando dato dal pilota agisce sulla pompa dell'impianto idraulico in modo diretto, mentre, in caso di aeroplani di grossa taglia, è necessaria una "metering valve" che si interpone tra comando del pilota e pompa.

Solitamente, per motivi di sicurezza, i circuiti idraulici prevedono la presenza di molteplici linee per l'esecuzione del medesimo comando, e di accumulatori: tali ridondanze permettono infatti di eseguire l'azione di frenatura anche in presenza di cedimenti e perdite di pressione.

I freni elettromeccanici ("E-Brakes"), d'altra parte, offrono significativi vantaggi rispetto alle controparti idrauliche, tra cui:

- l'eliminazione delle criticità legate alle perdite (*leakage*), che costituiscono l'origine della maggior parte dei malfunzionamenti di un sistema ad attuazione idraulica;
- l'eliminazione dei problemi di filtraggio dell'olio nel circuito idraulico, che - proprio per questo - necessita di frequenti manutenzioni ordinarie;
- la semplificazione del design di sistema;
- la riduzione del peso complessivo: nonostante l'aumento di massa del singolo freno, il bilancio è positivo grazie alla rimozione dell'intera rete di distribuzione idraulica.

Il maggior vantaggio dell'attuazione elettromeccanica è - in conclusione - il minor consumo di carburante, che porta l'alimentazione dei motori elettrici ad essere meno dispendiosa dell'attuazione idraulica; inoltre, l'introduzione di un sistema frenante attuato elettromeccanicamente prevede un ampliamento nelle possibilità delle strategie di controllo legate anche alla presenza di un comando di frenatura "by wire".

Per un'analisi comparativa più rigorosa si rimanda alle seguenti tabelle.

TIPOLOGIA DI SISTEMA	INTERFACCIA	ATTUATORE
ELETTRICO	Velocità di guida	Motore DC a spazzole
	Inverter	Motore DC o AC brushless
	Driver	Motore stepper Servo-solenoide Elettromagnetico Motore piezoelettrico
IDRAULICO	Valvole digitali Valvole continue	Pistone Motore rotativo

Tabella 1: attuazioni a confronto

		VANTAGGI	SVANTAGGI
TIPOLOGIA DI SISTEMA	ELETTRICO	• Facile alimentazione • Precisione ed affidabilità nel controllo • Nessuna perdita o inquinamento	• Consumo spazzole (escluso brushless) • Elevato rapporto peso/potenza

		• Ampio range di coppia • Buona precisione di posizione • Buona linearità corrente – coppia • Buone prestazioni dinamiche	• Necessario cambio (esclusi motori torque) • Problemi di commutazione ad alta velocità • Protezione necessaria in caso di utilizzo in ambiente esplosivo (camera pressurizzata) • Difficoltà nella realizzazione di attuazioni lineari ad alta potenza
	IDRAULICO	• Ottimo rapporto peso/potenza • Può essere utilizzato in ambienti esplosivi • Buona precisione di posizionamento (con valvole proporzionali e servovalvole) • Coppia e forze elevate • É possibile ottenere realizzazioni sia lineari che rotative con le stesse interfacce • Buona dinamica	• Perdite d'olio • Sensibilità alla contaminazione (sono necessarie azioni di filtraggio accurate) • La temperatura massima consentita è di circa 100°C • La cavitazione riduce la velocità massima del flusso • Influenza della comprimibilità dell'olio • Non linearità (attrito, curva di flusso) • Elevato costo e spazio necessario per l'unità di alimentazione idraulica • Dissipazione idraulica per strozzamento • Rumoroso

Tabella 2: vantaggi e svantaggi del sistema elettrico e del sistema idraulico

Le condizioni operative e le variabili analizzate

Il modello numerico sviluppato nel precedente studio, capace di simulare diverse procedure di atterraggio in condizioni operative eterogenee, è stato ripreso e integrato, analizzando variabili quali:

- l'attrito della pista;
- la presenza di irregolarità periodiche nel manto stradale;
- il carico variabile del velivolo.

Si è proceduto quindi a modificare l'architettura del sistema di controllo, per consentire al modello di rispondere in maniera più pronta e lineare a una nuova condizione critica: la presenza di detriti e crateri sulla pista.

Tale integrazione è stata guidata da due considerazioni fondamentali:

1. Il velivolo di riferimento per la categoria SAT è il Piaggio P.180 Avanti;
2. Per giustificare la variabilità delle condizioni di attrito, la simulazione dell'atterraggio è stata condotta ipotizzando tre scenari operativi caratterizzati da climi differenti, in diversi periodi dell'anno:
 - Roma (Italia);
 - Vancouver (Canada);
 - Abu Dhabi (Emirati Arabi Uniti).

Temp [°C]	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
Vancouver	3.9	5	6.7	9.4	12.8	15.6	17.8	17.8	14.4	10.6	6.7	3.9
Roma	7.2	7.8	10.6	13.3	17.8	21.7	24.4	25	21.1	16.7	11.7	7.8
Abu Dhabi	19.4	20.6	22.8	26.7	31.1	32.8	34.4	34.4	32.8	29.4	25.6	21.7

Tabella 3: temperature mensili nei 3 scenari operativi originali [°C]

La prima considerazione: il Piaggio P.180 Avanti

- Peso a vuoto: 5.600 kg;
- Peso max al decollo: 6.400 kg;
- Velocità di crociera: 685 Km/h;
- Autonomia: 4h (1.660 Km);
- Lunghezza: 14.4 m;
- Apertura alare: 14.03 m;
- Altezza: 3.98 m.



Figura 1: Piaggio P.180 Avanti in dotazione all' Esercito Italiano

Il Piaggio P.180 Avanti è un aereo bimotore (2 turboeliche tipo PRATT & WHITNEY PT6A-66) destinato al trasporto executive, con una capacità di 6-9 passeggeri.

Progettato e costruito dall'italiana Piaggio Aerospace, è l'unico aeroplano al mondo prodotto in serie che sia stato progettato, sviluppato e certificato con una configurazione a tre superfici portanti.

Operato da varie Forze Armate ed Enti dello Stato - tra cui l'Esercito Italiano - il P.180 risulta particolarmente versatile, in quanto riconfigurabile in diverse varianti operative:

- trasporto passeggeri (fino 7 militari);
- trasporto materiali (fino ad un carico utile di 724 kg);

- trasporto sanitario (configurazione con 2 lettighe ed 1 assistente sanitario).

L'Aeronautica Militare impiega inoltre esemplari equipaggiati per missioni di radiomisure, mentre ulteriori velivoli sono stati integrati con apparati di sorveglianza a infrarossi (FLIR) per supportare specifiche attività operative.

Gli studi condotti su questa piattaforma hanno contribuito attivamente al programma di ammodernamento della flotta in uso alle Forze Armate (A.M., E.I., M.M., C.C.); tale piano prevede: sia l'acquisizione di nuovi esemplari in configurazione EVO+, sia l'aggiornamento allo stato dell'arte dei velivoli attualmente in servizio.

La seconda considerazione: Abu Dhabi

Lo Zayed International Airport (IATA: AUH) è stato oggetto di numerose minacce dirette e stati di allerta massima sin dall'inizio del conflitto in Medio Oriente, scaturito il 7 ottobre 2023.

Grazie a ingenti investimenti in sistemi di difesa aerea, che hanno agito da deterrente contro droni e missili balistici provenienti dallo Yemen e dall'Iraq, gli Emirati Arabi Uniti sono riusciti a preservare la piena operatività dello scalo, sebbene lo spazio aereo di Abu Dhabi sia stato occasionalmente chiuso o limitato a scopo precauzionale.

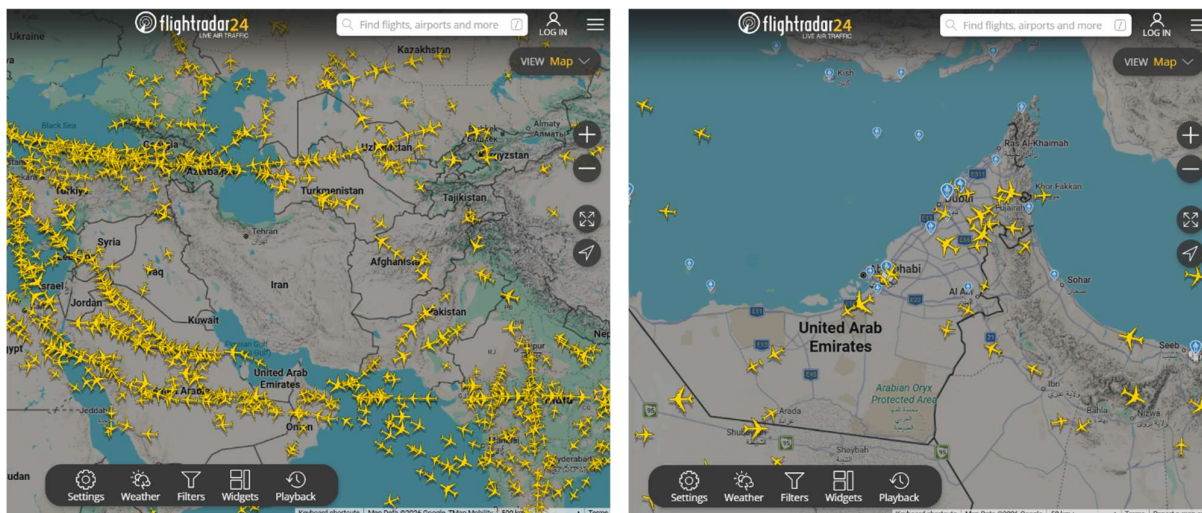


Figura 2: situazione traffico aereo in Medio Oriente, con zoom sugli aeroporti emiratini; in data 10.05.2026, ore 14:40

L'escalation militare che ha coinvolto Iran, Stati Uniti e Israele tra fine febbraio e inizio marzo 2026 ha avuto pesanti ripercussioni sullo scenario geopolitico del Golfo; proprio in tale frangente, la compromissione dello spazio aereo ha causato la chiusura o la forte limitazione degli scali principali, bloccando migliaia di passeggeri.

L'Unità di Crisi della Farnesina si è attivata tempestivamente per assistere i numerosi concittadini rimasti bloccati, organizzando rientri scaglionati tramite voli speciali o in

coordinamento con le compagnie di linea, non appena le condizioni di sicurezza lo hanno consentito.

Il 7 marzo 2026, il Ministro degli Esteri Antonio Tajani ha dichiarato che, dall'inizio dell'escalation, circa 20.000 connazionali sono stati rimpatriati dall'area del Golfo (principalmente da Abu Dhabi, Dubai e Mascate).

Tra questi, un volo speciale decollato il medesimo giorno alle ore 14:00 (ora locale) dallo scalo di Abu Dhabi con destinazione Milano Linate ha garantito il rientro di un gruppo di 200 studenti aderenti al progetto "World Students' Connection" (WSC).

Nuovi ostacoli: detriti e di crateri lungo la pista di atterraggio

La conoscenza delle modalità d'impiego del P.180 Avanti da parte delle FF.AA. e l'analisi dei recenti sviluppi dello scenario geopolitico nel Golfo, hanno evidenziato l'utilità di sviluppare un sistema di controllo del freno in grado di garantire una risposta più pronta all'eventuale presenza di irregolarità sulla pista.

É stato condotto uno studio model-based, impiegando un modello fisico ad alta fedeltà che permettesse la simulazione del comportamento del sistema; uno dei vantaggi legati all'analisi model-based consiste nella vasta disponibilità di segnali ottenibili, i quali sarebbero difficilmente acquisibili su un sistema reale, se non con l'aggiunta di sensori specifici.

Come verrà dettagliato successivamente, la geometria e l'entità di tali irregolarità sono riconducibili agli effetti di un ipotetico attacco nelle vicinanze del complesso aeroportuale, condotto mediante l'impiego di assetti bellici comunemente riscontrabili nei conflitti odierni, quali droni o missili balistici.

Un adeguamento del sistema di controllo dell'apparato frenante, operato in un contesto di tale natura, consentirebbe non solo un comportamento più lineare e stabile dell'assieme freno-carrello-velivolo in fase di atterraggio, ma aprirebbe anche la possibilità di impiegare il velivolo in scenari operativi attualmente preclusi dalle vigenti normative di sicurezza.

Geometria ed entità dei detriti e dei crateri lungo la pista di atterraggio

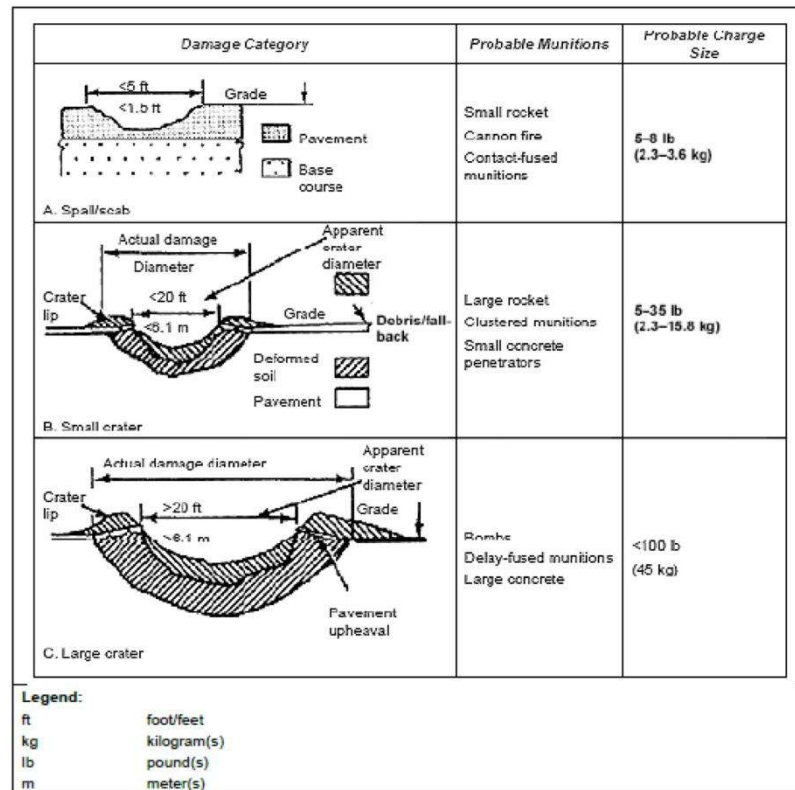


Figure 6-1. Airfield damage categories

Figura 3: tipologie di danno all'infrastruttura di volo

La classificazione dei danni alla pista in *Figura 3* deriva dal materiale didattico della *U.S. Army Engineer School* (Fort Leonard Wood, Missouri), utilizzato durante l'*Engineer Captains Career Course* dell'ottobre 2020.

Il modulo formativo dedicato al ruolo degli ufficiali tecnici nelle operazioni su piste di atterraggio ed eliporti, categorizza l'entità del danno infrastrutturale in funzione delle dimensioni del cratere generato da specifici ordigni; tale studio prosegue poi delineando le procedure tecniche per la segnalazione dei danni all'infrastruttura aeroportuale e – quando ritenuto necessario – per il ripristino dell'operatività della pista.

Ho adottato le dimensioni del danno categorizzato in Tabella in *Figura 3* come “*Spall/scab*” per modellare il profilo dell'ostacolo “cratere” utilizzato per sollecitare il sistema di controllo in analisi.

Nonostante la lunghezza della pista dello Zayed International Airport sia di 4.100 metri, ho scelto di posizionare gli ostacoli nella porzione iniziale della *runway*: più precisamente a 50 m, 100 m e 150 m dall'inizio della pista di atterraggio. Tale scelta è motivata da due fattori:

- 1) terminata la procedura di frenata di emergenza, il velivolo ha percorso tipicamente meno di 1 km di pista;
- 2) l'impatto con un'irregolarità a velocità elevate rappresenta una condizione di stress più gravosa - per il sistema frenante - rispetto all'interazione con il medesimo ostacolo a velocità ridotte, dove l'effetto dinamico risulta significativamente attenuato.



Figura 4: Shahed-136

La seconda tipologia di ostacoli analizzata riguarda la presenza di detriti sulla pista derivanti dalla detonazione di “munizioni circuitanti”, comunemente note come “droni suicida”.

Lo Shahed-136 (*Figura 4*), sviluppato dall'azienda iraniana HESA, è uno dei sistemi più diffusi negli attuali conflitti dello scenario mediorientale, e presenta le seguenti caratteristiche tecniche:

- configurazione alare a delta;
- propulsione tramite motore endotermico a due tempi;
- lunghezza di 3,5 m;
- apertura alare di 2,5 m;
- peso al decollo di 200 kg ca. (di cui 50 kg ca. di testata esplosiva).

Ai fini della modellazione numerica, è stata stimata una geometria del detrito conseguente all'esplosione descrivibile con:

- una forma trapezoidale;
- un'altezza massima di 0,2 m;
- un'estensione longitudinale massima di 0,8 m.

La modellazione numerica dei nuovi ostacoli lungo il manto stradale

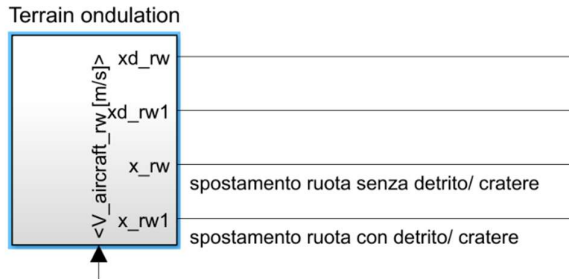


Figura 5: sottosistema "Terrain ondulation" per la descrizione del profilo della pista di atterraggio

Il modello originario permetteva di descrivere il profilo della pista di atterraggio come:

- perfettamente piatto (blocco "constant" nullo);
- una sinusoide;

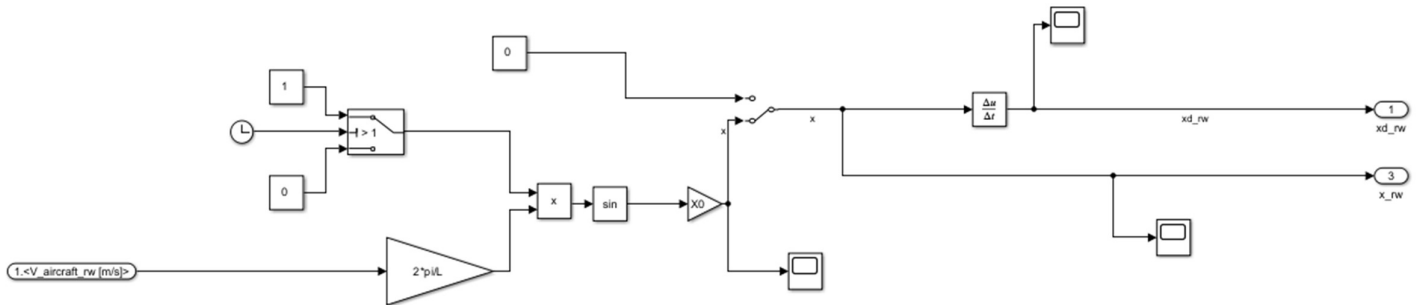


Figura 6: architettura originale del sottosistema "Terrain ondulation"

era possibile passare da un profilo all'altro tramite un "manual switch".

Qualora si fosse optato per simulare un atterraggio su una pista ondulata, il sottosistema "Terrain ondulation" introduceva il segnale periodico solo dopo il primo secondo di simulazione; tale accorgimento - ottenuto mediante un ritardo temporale, generato dalla combinazione di un orologio di simulazione con un interruttore logico - è stato adottato per garantire la stabilità numerica durante il transitorio di *touchdown*, evitando instabilità nel momento critico dell'impatto ruota-suolo.

La pista di atterraggio è modellata come un movimento verticale del terreno in funzione della posizione dell'aereo lungo la pista stessa tramite la formula:

$$x_{rw} = X_0 \sin\left(2\pi \frac{v}{L_0} t\right) \quad (1)$$

Partendo dal segnale di velocità dell'aereo, e definendo a priori la distanza fisica tra un picco positivo del terreno e quello ad esso immediatamente successivo, il modello calcola quanto velocemente l'aereo attraversa queste onde; un blocco finale di amplificazione imposta l'altezza effettiva dell'onda, stabilendo di fatto l'entità del dislivello in metri.

Figura 7:

```
%% Terrain data
L = 10;
X0 = 4/1000;
f0 = 2*pi*V_aircraft/L;

% [m] Ondulation pitch
% [m] Ondulation amplitude
% [rad/s] Excitation frequency
```

definizione a priori:

della distanza fisica L tra un picco positivo del terreno e quello ad esso immediatamente successivo;

dell'amplificazione per impostare l'altezza effettiva dell'onda.

Per modellare la presenza di ostacoli discreti (crateri o detriti), è stato inserito un blocco "1D Lookup Table", il cui output è sommato al segnale del profilo di base (piatto o sinusoidale).

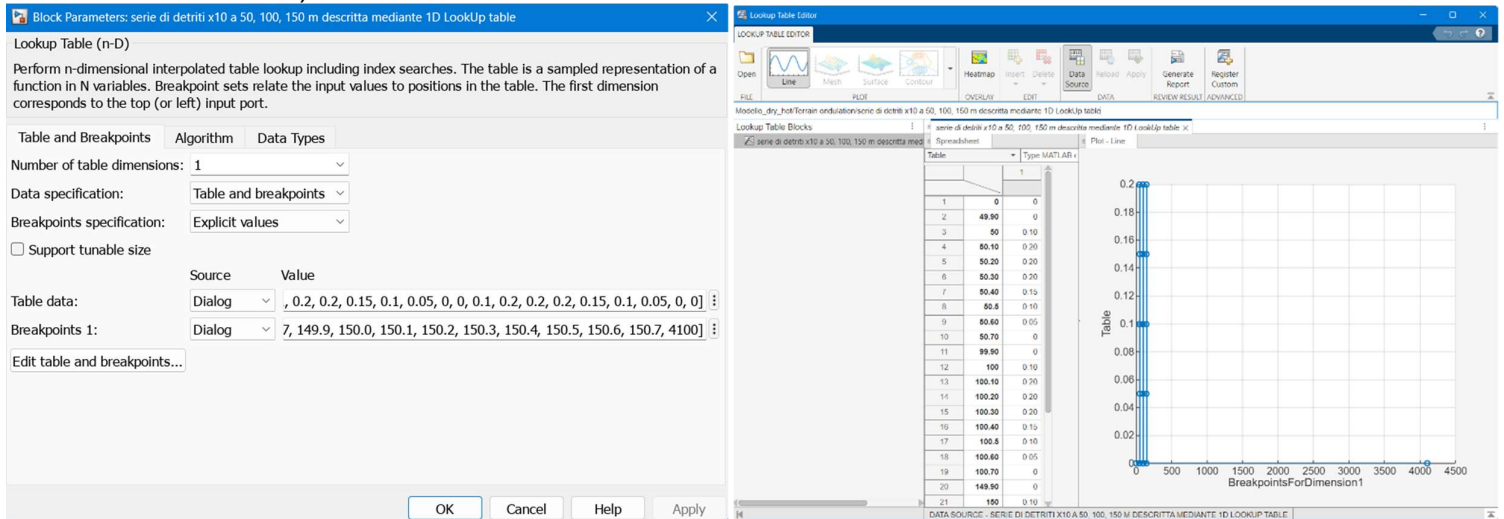


Figura 8: "1D Lookup table" per la descrizione del profilo del detrito

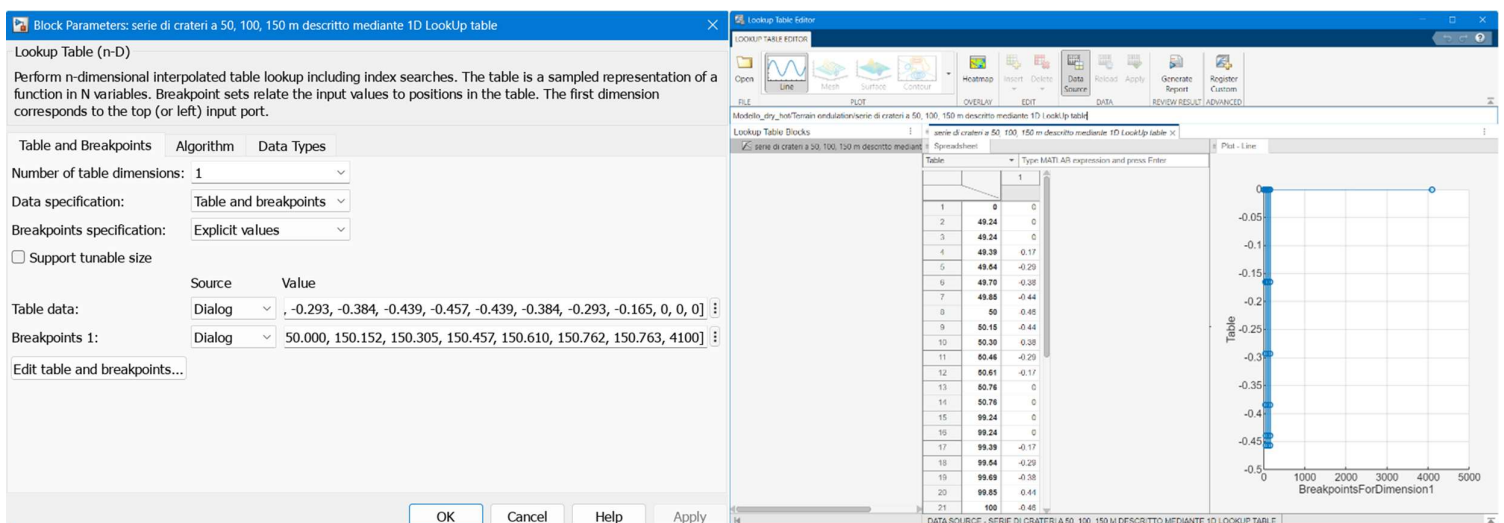


Figura 9: "1D Lookup table" per la descrizione del profilo del cratere

Grazie all'implementazione di “Multi-port Switch” in un’apposita architettura, è stato possibile automatizzare le simulazioni ed analizzare la risposta del modello originale del sistema aereo in diverse condizioni operative per lo scalo di Abu Dhabi - quali: asfalto asciutto o bagnato con pneumatico tassellato o liscio - valutando la resilienza del sistema stesso in presenza dei vari ostacoli.

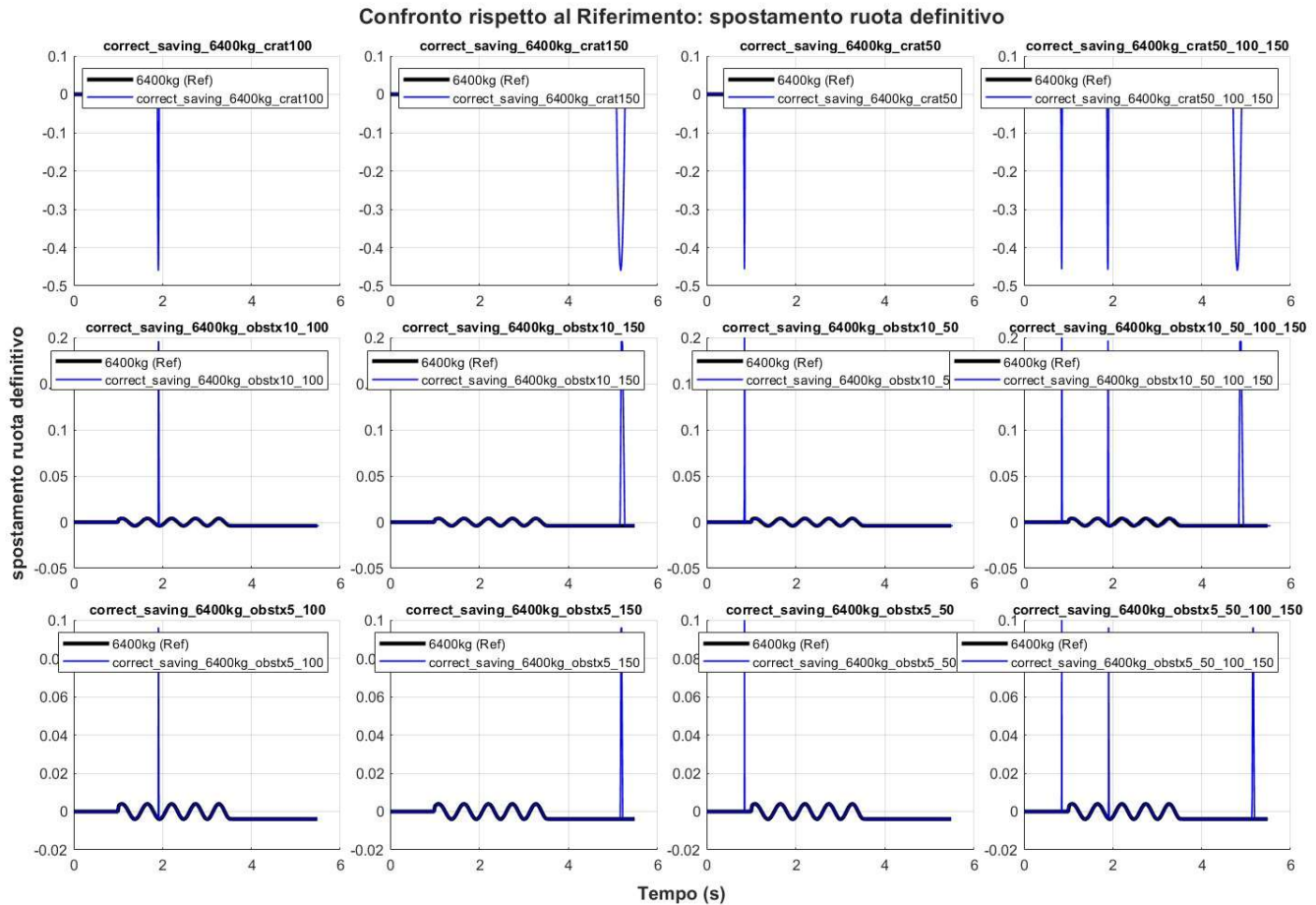
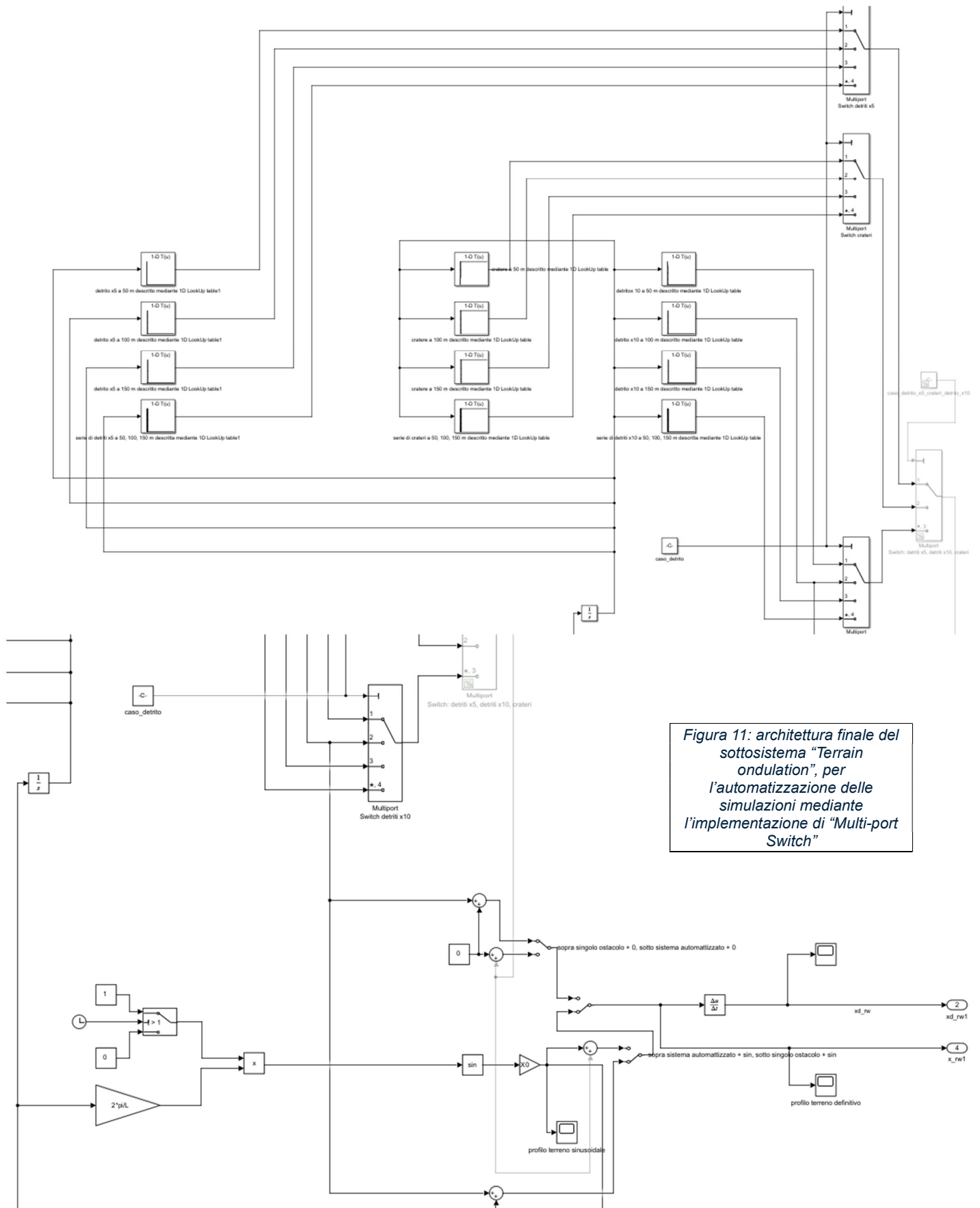


Figura 10: risultato profilo sinusoidale della pista di atterraggio + profilo ostacoli



É degno di nota il fatto che le variabili:

- pressione dei pneumatici (variabile tra 100 e 300 psi);
- peso dell'aereo (variabile tra 5600 e 6400 kg);
- tipo di frenata (di emergenza o regolare);

nel precedente studio, volto a testare l'affidabilità del sistema su un elevato numero di cicli operativi, venissero campionate in modo stocastico; tale approccio permetteva di simulare efficacemente la variabilità delle condizioni operative reali.

Nelle simulazioni oggetto della presente analisi, l'obiettivo è invece studiare l'affidabilità del sistema in un singolo atterraggio critico; per questo motivo, la pressione dei pneumatici è stata fissata al valore nominale di 200 psi, mentre è stato stabilito che il pilota - per via della situazione rischiosa in cui si trova ad operare - effettui una frenata di emergenza.

Durante la frenata di emergenza il pilota richiede al servosistema di fornire la massima coppia da esso erogabile; il sistema di anti-skid deve quindi modulare la coppia erogata dal servosistema per mantenere il fattore di slittamento ottimale, massimizzando l'attrito disponibile ed evitando il bloccaggio delle ruote.

Il controllore del sistema anti-skid è di tipo PI: il contributo proporzionale è tale da annullarsi quando il feedback (scorrimento reale) si allinea al set (scorrimento di riferimento); se però fosse presente solo questo contributo - e quindi si avesse un controllore P - al momento del raggiungimento del valore di scorrimento desiderato:

1. il comando di frenata si annullerebbe;
2. lo scorrimento scenderebbe;
3. l'errore aumenterebbe.

Grazie al contributo integrativo, si comanda forza frenante anche quando l'errore è nullo, potendo quindi frenare nonostante si sia raggiunto il valore di set.

I valori dei due guadagni, proporzionale e integrativo, sono tarati in modo da adattarsi alle condizioni della pista e degli pneumatici.

	K_p	K_i
<i>Asfalto asciutto</i>	8e3	4.5e4
<i>Pneumatici a coste asfalto bagnato</i>	8e3	2.5e4
<i>Pneumatici lisci asfalto bagnato</i>	8e3	1.8e4

Tabella 4: guadagni K_p e K_i Anti-skid

Comunque, nonostante la scelta progettuale effettuata, rimane interessante il fatto che il modello sia eventualmente in grado di simulare il comportamento di un pilota nella modulazione della forza di arresto in fase di atterraggio, compreso il suo tempo di reazione (variabile tra i 0,1 s ed i 0,5 s); basandosi - oltretutto - su dati reali, forniti dai partner industriali che hanno partecipato attivamente al progetto di ricerca originale.

In conclusione l'analisi ha confrontato la risposta del sistema in condizioni di velivolo a pieno carico e a carico minimo: la condizione di aereo scarico - come si evince dal diagramma di corpo libero del contatto ruota-terreno - è più sfavorevole alla frenata, poiché la riduzione della forza normale al terreno disponibile, limita direttamente la massima forza tangenziale sviluppabile, compromettendo l'efficacia della frenata.

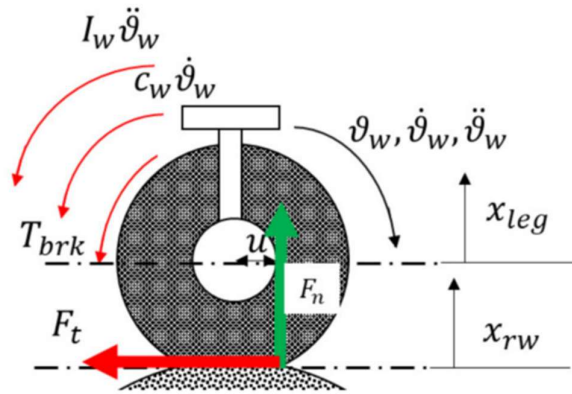


Figura 12: diagramma di corpo libero del contatto ruota-terreno

$$\begin{cases} F_n = k_t(x_{leg} - x_{rw}) + c_t(x_{dleg} - x_{drw}) & (2) \\ F_t = F_n \mu & (3) \\ F_n \mu = \left[\frac{Dw}{2} - (x_{leg} - x_{rw}) \right] * \text{sign}(\lambda) - F_n * u_{rw} * \tanh(\dot{\vartheta}_w) - c_w * \dot{\vartheta}_w - T_{brk} = I_w \ddot{\vartheta}_w & (4) \end{cases}$$

Con:

- k_t = rigidezza del contatto ruota - terreno;
- c_t = coefficiente di smorzamento del contatto ruota - terreno;
- x_{leg} = posizione verticale della ruota;
- x_{rw} = posizione verticale della pista (posta di default uguale a 0);
- I_w = momento di inerzia della ruota;
- D_w = diametro della ruota;
- u_{rw} = coefficiente di attrito volvente;
- c_w = coefficiente di attrito viscoso per la modellazione del consumo dei supporti della ruota;
- μ = coefficiente d'attrito, calcolato secondo il modello di Burckhardt come funzione:
 - a. del fattore di slittamento $\lambda = \frac{V_{veicolo} - V_{truota}}{V_{veicolo}}$ tra ruota e terreno;
 - b. dei parametri sperimentali β_1 , β_2 e β_3 ; funzioni, a loro volta:
 1. della temperatura delle ruote,
 2. del tipo di pneumatico utilizzato,
 3. delle condizioni della pista di atterraggio,

	β_1	β_2	β_3
<i>Asciutto (dry)</i>	1.2801	23.99	0.52
<i>Bagnato (wet)</i>	0.857	33.882	0.347

Tabella 5: parametri sperimentali β in funzione delle condizioni della pista di atterraggio

secondo la formula:

$$\mu(\lambda) = [\beta_1(1 - e^{-\beta_2 * \lambda}) - \beta_3 * \lambda] \mu_{max}(p_{tire}, v_{air}) \quad (6)$$

Il termine μ_{max} è funzione:

- a) della velocità di avanzamento del velivolo espressa in nodi;
- b) della pressione di gonfiaggio degli pneumatici;
- c) del tipo di pneumatici (pneumatici per asfalto asciutto, pneumatici per asfalto bagnato con battistrada liscio, pneumatici per asfalto bagnato con battistrada a coste)

Il fenomeno del crollo della massima forza tangenziale sviluppabile ($F_t[N]$) a seguito del crollo della forza normale al terreno - ovvero del peso scaricato sulla ruota - (F_{wheel}), viene modellato all'interno del sottosistema "Wheel/Tire dynamics\Wheel rotational dynamics"; rimane invece costante la coppia frenante T_{brk} .

La procedura di filtraggio dei dati e lo studio del modello



Questa procedura di filtraggio dati ha richiesto uno studio dettagliato dell'intero modello e della funzione di ciascun suo sottosistema, portando al salvataggio dei seguenti dati:

Index	Value	Name ^			
13	1x1 Signal	Active Torque 1	55	1x1 Signal	forza_normale_al_terreno
25	1x1 Signal	Active Torque 2	6	1x1 Signal	i_abc_1
37	1x1 Signal	Active Torque 3	18	1x1 Signal	i_abc_2
49	1x1 Signal	Active Torque 4	30	1x1 Signal	i_abc_3
4	1x1 Signal	F_Ebrake	42	1x1 Signal	i_abc_4
1	1x1 Signal	F_SET [N]	7	1x1 Signal	i_dq0_1
5	1x1 Signal	Fatt1	19	1x1 Signal	i_dq0_2
17	1x1 Signal	Fatt2	31	1x1 Signal	i_dq0_3
29	1x1 Signal	Fatt3	43	1x1 Signal	i_dq0_4
41	1x1 Signal	Fatt4	15	1x1 Signal	i_ref_1
3	1x1 Signal	Ki contrib	27	1x1 Signal	i_ref_2
2	1x1 Signal	Kp contrib	39	1x1 Signal	i_ref_3
14	1x1 Signal	Passive torque 1 [Nm]	51	1x1 Signal	i_ref_4
26	1x1 Signal	Passive torque 2 [Nm]	59	1x1 Signal	lambda
38	1x1 Signal	Passive torque 3 [Nm]	60	1x1 Signal	mu
50	1x1 Signal	Passive torque 4 [Nm]	56	1x1 Signal	posizione_relativa_ruotaterreno
54	1x1 Signal	Tcase	57	1x1 Signal	spostamento ruota definitivo
9	1x1 Signal	Thouse1	58	1x1 Signal	stopping distance
21	1x1 Signal	Thouse2	53	1x1 Signal	temperatura dei freni
33	1x1 Signal	Thouse3	10	1x1 Signal	theta_m1
45	1x1 Signal	Thouse4	22	1x1 Signal	theta_m2
12	1x1 Signal	Transmitted torque 1	34	1x1 Signal	theta_m3
24	1x1 Signal	Transmitted torque 2	46	1x1 Signal	theta_m4
36	1x1 Signal	Transmitted torque 3	11	1x1 Signal	thetad_m1
48	1x1 Signal	Transmitted torque 4	23	1x1 Signal	thetad_m2
8	1x1 Signal	Tw1	35	1x1 Signal	thetad_m3
20	1x1 Signal	Tw2	47	1x1 Signal	thetad_m4
32	1x1 Signal	Tw3			
44	1x1 Signal	Tw4			
61	1x1 Signal	V aircraft [km/h]			
16	1x1 Signal	flag di saturazione attuatore 1			
28	1x1 Signal	flag di saturazione attuatore 2			
40	1x1 Signal	flag di saturazione attuatore 3			
52	1x1 Signal	flag di saturazione attuatore 4			

Figura 14: segnali salvati al termine di una simulazione, in seguito della procedura di filtraggio dati

Partendo dal modello del sistema ed entrando nel dettaglio dei singoli sottosistemi, sono di seguito elencate le variabili di maggiore interesse per l'analisi condotta:

- x_{rw} = profilo altimetrico della pista;
- F_{Ebrake} = output dell'attuatore;
- F_{set} = set dell'attuatore;
- λ = fattore di scorrimento = $\frac{V - \omega R}{V}$, con:
 - V = la velocità di avanzamento della ruota o del terreno (stimata con quella del velivolo);
 - ω = la velocità angolare della ruota (misurata da opportuni trasduttori);
 - R = il raggio effettivo della ruota.

Quattro attuatori elettromeccanici, controllati in forza, sono azionati ciascuno da un motore Brushless-DC, ed agiscono sulle pastiglie dei freni attraverso una trasmissione meccanica composta da un riduttore monostadio e da una vite a ricircolo di sfere.

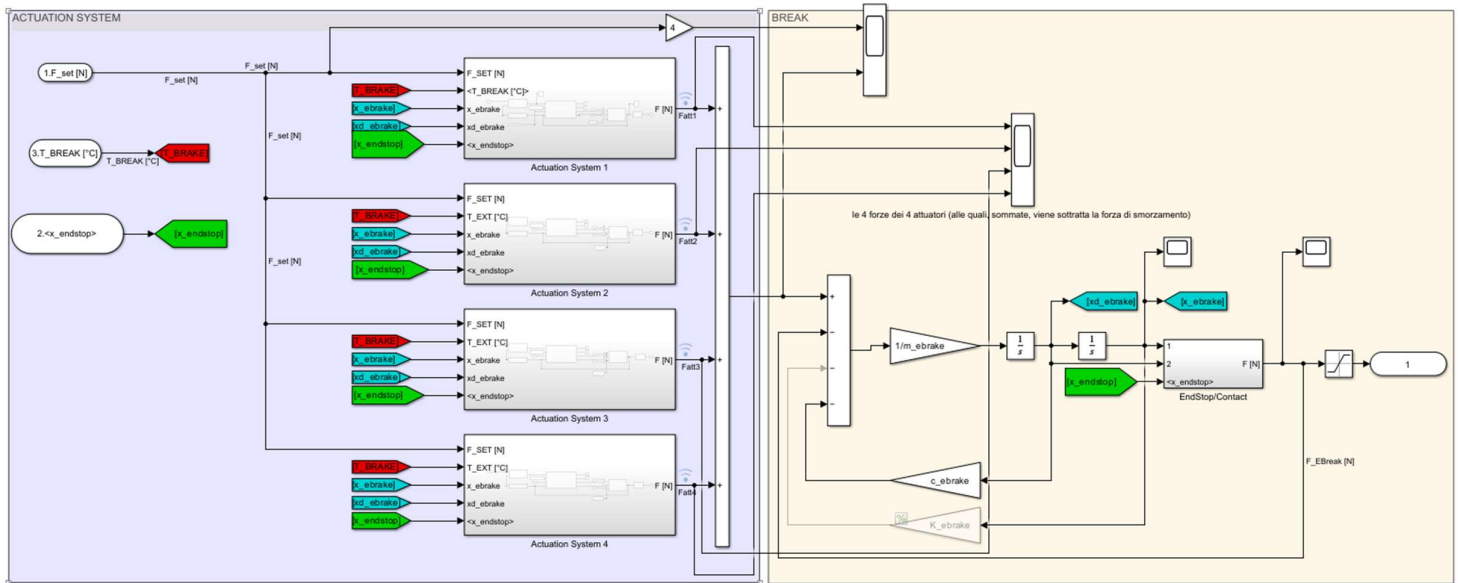


Figura 16: architettura complessiva del sottosistema "E_Brake"

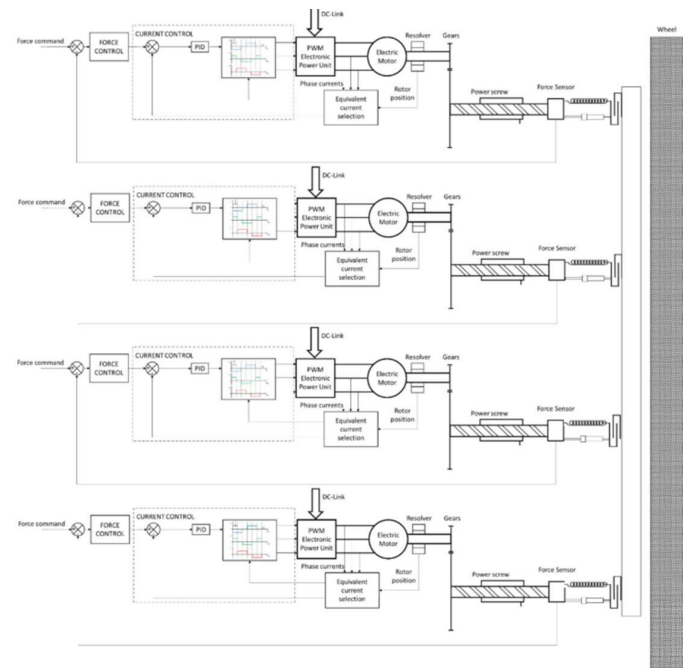
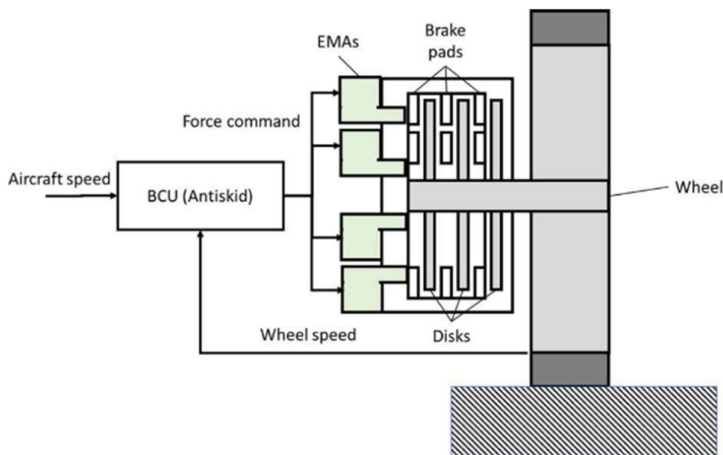


Figura 15: schemi fisici del freno elettromeccanico

La conformazione dei freni può essere di diverso tipo in base alla taglia dell'aeroplano su cui sono equipaggiati:

- freni a tamburo (ormai in disuso);
- freni a disco (per velivoli di piccola taglia anche a disco singolo).

Nella soluzione a disco singolo, i dischi sono solidali al gruppo ruota: i pistoncini e i brake pads sono posti su entrambi i lati del disco e - per ottenere un'azione omogenea - sono solidali al carrello.

Negli aeroplani più pesanti si ricorre alla soluzione multidisco dove, al contrario, i brake pads sono fissati su elementi statorici, calettati ad un albero solidale al carrello, mentre i dischi rotorici sono solidali al gruppo ruota.

Quest'ultima soluzione permette di amplificare l'azione frenate: infatti definisce un numero maggiore di superfici atte a generare coppia frenante, risultando però più sensibile a problemi di natura termica. Sussiste infatti un maggior numero di problematiche legate al raffreddamento, causate - appunto - dal maggior numero di superfici che generano attrito, e dalla compattezza del sistema.

Nonostante sul velivolo analizzato si adotti una soluzione multidisco, il modello prevede - per semplicità - un contatto unilaterale tra disco e brake pads.

I dischi possono essere realizzati in acciaio o, per ottenere migliori prestazioni, in carbonio: il carbonio, infatti, garantisce un minor peso (quindi minor consumo di carburante), oltre che una superiore capacità di assorbire energia e una maggiore vita utile; i brake pads, invece, sono realizzati per sinterizzazione, impiegando principalmente polveri di rame, ferro e grafite.

I servosistemi elettromeccanici EMA

I servosistemi elettromeccanici sono sistemi deputati alla realizzazione di un moto lineare o rotativo, e sono composti da 5 elementi principali:

- l' ELETTRONICA DI CONTROLLO: responsabile della gestione dei segnali di set e di feedback, invia all'elettronica di potenza un segnale di comando che è funzione dell'errore tra set e f/b;
- l' ELETTRONICA DI POTENZA: modula la potenza elettrica prelevabile dalla rete sulla base del segnale ricevuto, al fine di fornire al sistema di attuazione la potenza necessaria per raggiungere il segnale di set imposto;
- il MOTORE ELETTRICO: converte l'energia elettrica in energia meccanica utile all'espressione di una forza o di uno spostamento;

- gli ORGANI DI TRASMISSIONE MECCANICA: interposti al fine di ridurre la coppia richiesta al motore elettrico e trasformare l'uscita rotativa del motore in uno spostamento lineare (esempio: l'utilizzo di vite-madrevite);
- i SENSORI: utilizzati per monitorare il comportamento del sistema.

Un attuatore elettromeccanico può essere visto come una successione di flussi tra diverse tecnologie, in questo modo si converte l'energia elettrica in energia meccanica:

- 1) il SISTEMA ELETTRICO: fa riferimento alla generazione della *corrente elettrica* I [A] del motore, le grandezze in gioco sono le tensioni, le correnti e le induttanze;
- 2) il SISTEMA MAGNETICO: dove si determina un *campo magnetico* H [A/m] dovuto alla corrente e che genera un flusso magnetico
- 3) il SISTEMA MECCANICO: costituito dalle forze magnetiche, nate a fronte del *flusso* ϕ [Wb = Tm²] che si scaricano sulle parti meccaniche del convertitore; queste forze producono delle coppie che passano da statore a rotore facendo girare il motore.

Gli EMA possono essere distinti in base alla grandezza fisica che si vuole controllare:

- Servocomandi in controllo posizione;
- Servocomandi in controllo velocità;
- Servocomandi in controllo coppia o forza (il caso in analisi);

inoltre, la letteratura, tende a classificare ulteriormente i servosistemi in funzione della combinazione motore-trasmissione meccanica, definendo un attuatore:

- LINEARE: quando l'effetto utile è misurabile in forze e velocità lineari;
- ROTATIVO: quando l'effetto utile è composto da coppie e grandezze angolari.

All'interno del sottosistema "E_brake" vengono salvate:

- $F_{att1}, F_{att2}, F_{att3}, F_{att4}$ = forze erogate dai 4 attuatori; dalle quali, una volta sottratta la forza di smorzamento, e dividendo per la massa, ed integrando 2 volte, ottengo l'accelerazione, la velocità e la posizione lineare dei 4 attuatori.

Analizzando in dettaglio il primo dei quattro "Actuation System" (i 4 attuatori vengono considerati identici, dunque ne analizzerò soltanto 1), sono estratti i parametri:

- i_{ref_n} = correnti di set;
- i_{abc_n} = correnti reali di fase;
- i_{dq0_n} = correnti reali di fase trasformate nel sistema di riferimento rotante.

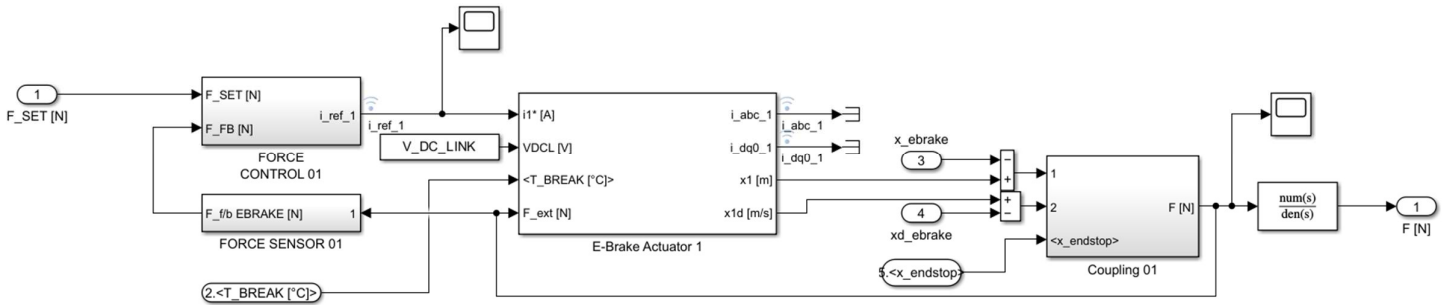


Figura 17: 1 dei 4 sottosistemi "Actuation System"

Continuando all'interno del "FORCE CONTROL", quindi dentro il "PI controller - forceloop" ho ritenuto rilevante ai fini dell'analisi il salvataggio del *flag di saturazione attuatore 1*. Il segnale agisce qualora, una volta incontrato l'ostacolo, l'accumulo dell'errore nell'integratore porti il motore a saturazione; dunque il flag commuta dal 1 a 0, disabilitando temporaneamente l'integratore.

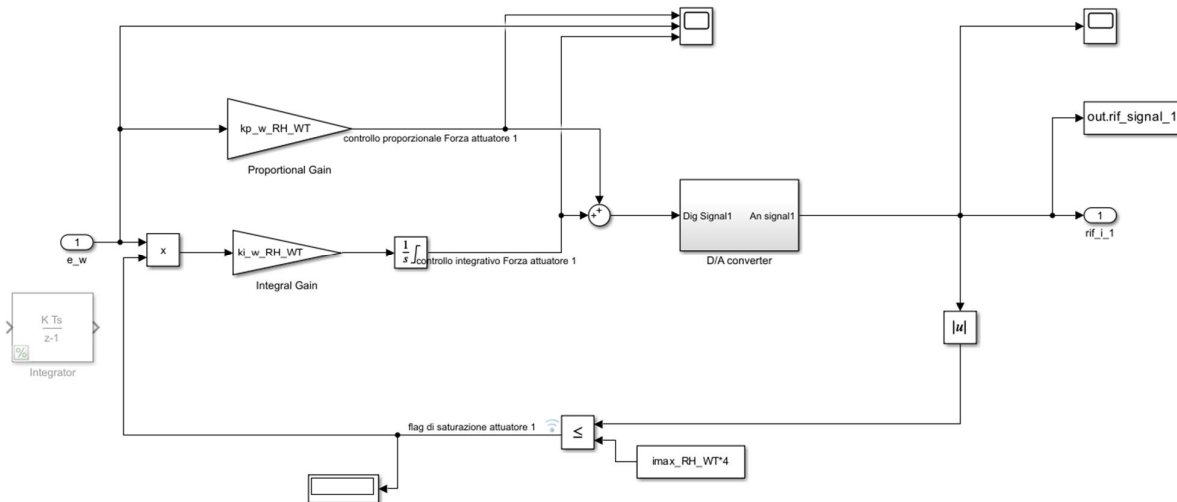


Figura 18: architettura iniziale del sottosistema "FORCE CONTROL 01 PI controller - forceloop"

La limitazione del controllo integrativo è implementata seguendo la logica del “conditional integration”: che – appunto – esclude l’azione dell’integratore quando il segnale di riferimento prodotto supera un certo valore di soglia.

L’architettura di controllo “FORCE CONTROL” era inizialmente strutturata su due anelli annidati: una sequenza di controllori Proporzionale-Integrativo opera sull’anello di controllo della forza e sull’anello di controllo della corrente di ciascun motore brushless; mentre i sensori sono modellati attraverso funzioni di trasferimento del secondo ordine, che replicano la dinamica prevista della cella di carico e dei sensori ad effetto Hall impiegati per monitorare la posizione angolare del rotore Brushless-DC.

I controllori

Poiché i principali interventi correttivi - finalizzati a incrementare la prontezza del sistema in condizioni operative critiche precedentemente descritte - sono focalizzati sull’architettura di controllo, risulta opportuno delineare preliminarmente la funzione del regolatore all’interno del servosistema.

Il controllore - o regolatore - è l’elemento di un servosistema il cui compito è la determinazione dell’andamento della variabile di processo o controllata; all’interno del controllore è presente la legge di controllo, il cui scopo è azzerare l’errore tra la variabile richiesta (set) e quella misurata (feedback). Esso produce in uscita un segnale di riferimento, che a sua volta sarà quello di ingresso all’interfaccia.

Nel caso l’unica informazione in ingresso al controllore sia il set da seguire si parla di “controllo in anello aperto”; mentre nel caso in cui il regolatore riceva informazioni anche sulla variabile di processo si parla di “controllo in anello chiuso”.

Un controllo in anello chiuso risulta essere predisposto alla compensazione del disturbo, anche qualora quest’ultimo non venga misurato, dal momento che il disturbo stesso – agendo sul sistema – modifica la variabile misurata che rientra in feedback nel controllo, modificando conseguentemente l’errore e l’azione di riferimento generata dal controllore; in conclusione – proprio per questo motivo – il controllo in anello chiuso è preferibile, risultando più versatile e robusto.

Algoritmo di controllo P

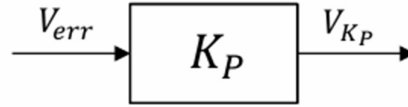


Figura 19: Proportional gain

L'utilizzo di questo controllo è limitato ai processi stabili e nel caso le prestazioni non richiedano l'utilizzo di un'azione integrale-derivativa; sul diagramma di Bode si rappresenta come una retta che sta sopra 0dB se $K_p > 1$ o sotto se $K_p < 1$.

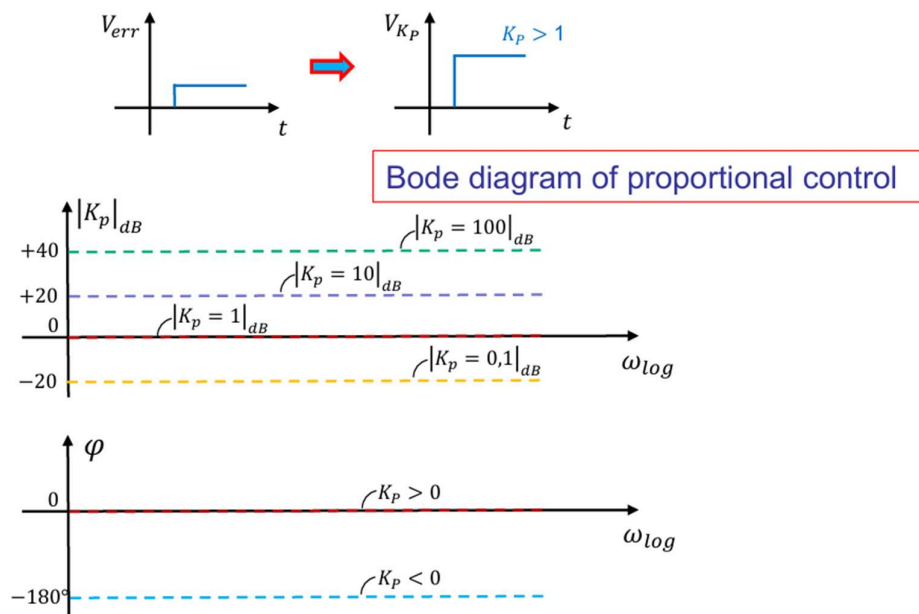


Figura 20: diagramma di Bode e risposta ad un segnale di errore a gradino del regolatore proporzionale

Algoritmo di controllo I

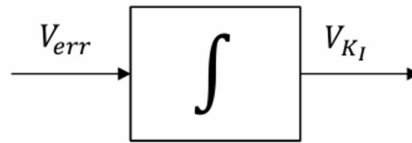


Figura 21: Integrative gain

È un integratore puro; sul diagramma di Bode si rappresenta con una retta che scende di -20 dB/dec.

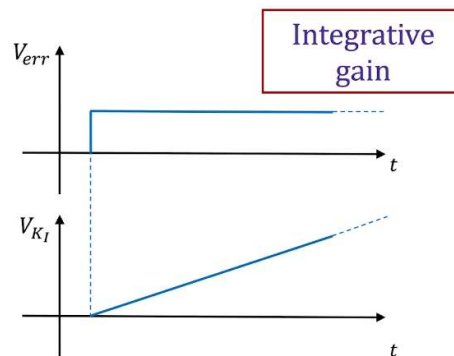


Figura 23: risposta e risposta ad un segnale di errore a gradino del regolatore integrativo

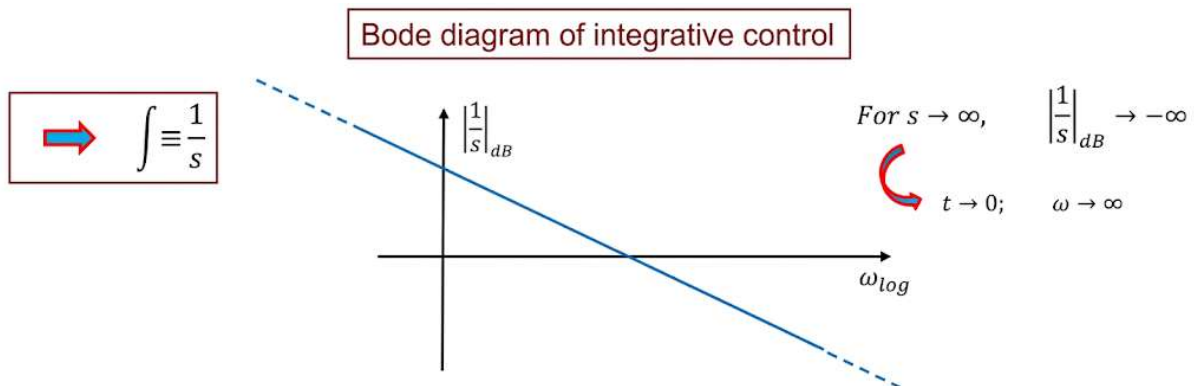


Figura 22: diagramma di Bode del regolatore integrativo

L'algoritmo di controllo PI

Il controllore Proporzionale – Integrativo ha come segnale di riferimento:

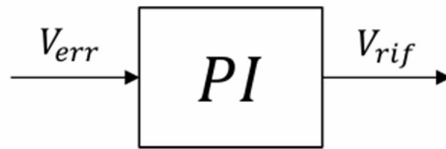


Figura 25: guadagno proporzionale integrativo

$$V_{rif}(t) = K_P V_{err}(t) + \frac{K_I}{s} \int V_{err}(t) dt \quad (7)$$

$$\bar{V}_{rif} = K_P \bar{V}_{err} + \frac{K_I}{s} \bar{V}_{err} = \bar{V}_{err} \left(K_P + \frac{K_I}{s} \right) = \bar{V}_{err} \left(\frac{sK_P + K_I}{s} \right) = K_I \bar{V}_{err} \left(\frac{sK_P}{K_I} + 1 \right) \quad (8)$$

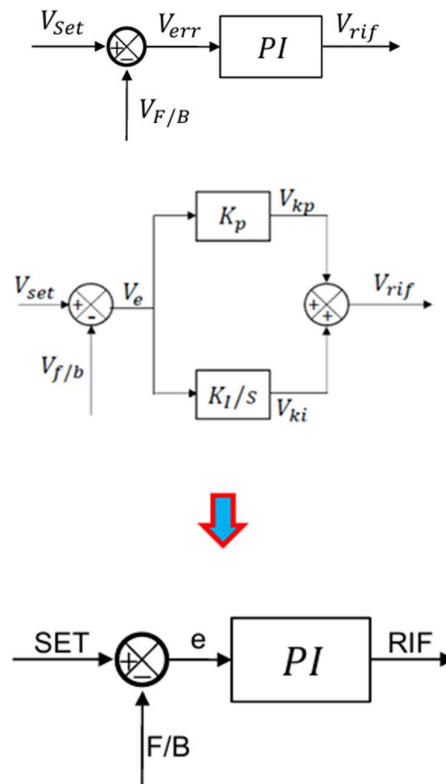


Figura 24: schema a blocchi dei rami proporzionale ed integrativo del regolatore PI

La funzione di trasferimento ha:

- ❖ un polo nell'origine;
- ❖ uno zero finito $s = -K_I/K_P$

Sul diagramma di Bode viene visto come la sovrapposizione di:

- ❖ un andamento con un polo nell'origine che scende di -20 dB/dec e taglia l'asse 0 dB;

- ❖ un andamento con lo zero finito, che ha una sua costante di tempo, e che quindi parte con l'asintoto di 20 dB/dec a 1 per $\omega = -K_I/K_P$.

La sovrapposizione, della discesa di 20 dB/dec del polo, e della salita di 20 dB/dec dello zero, avrà come effetto che la pendenza si mantiene a 0 dB/dec; per quanto riguarda la fase: questa parte da -90° (in quanto c'è l'integratore puro) e poi sale (per effetto del $+90^\circ$ che lo zero finito introduce), quindi per $\omega \rightarrow \infty$ tende a 0.

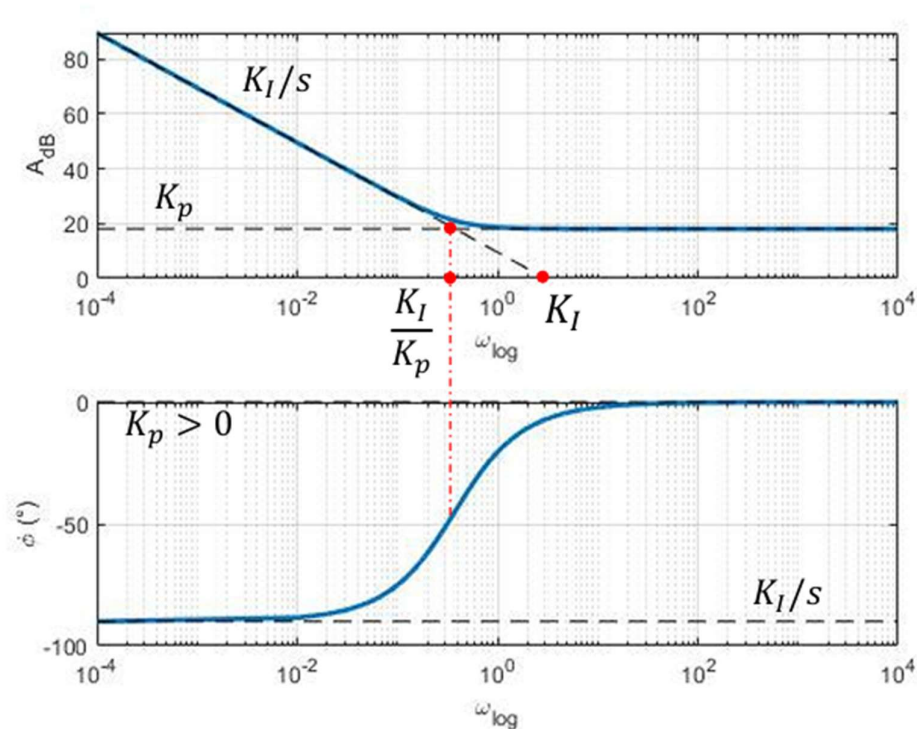


Figura 26: diagramma di Bode del regolatore proporzionale-integrativo

Un incremento del guadagno del controllo produce maggiore rapidità di risposta del sistema, che tenderà prima a raggiungere il valore di regime: all'aumentare dei guadagni, dunque, l'errore diminuisce.

Il controllo digitale

Per ultimo, il modello dei convertitori D/A impiegati completa la simulazione della catena di misura: poiché il controllo digitale viene realizzato da un microprocessore in un'unità digitale, è necessario fare uso di una serie di dispositivi per poter interfacciare il microprocessore digitale con i segnali dei circuiti analogici; proprio per questo risulta necessaria una conversione A/D, ed una D/A all'uscita del microprocessore che trasforma il segnale codificato in uscita dal microprocessore.

Il processamento dei segnali si traduce in un ritardo di trasporto (ritardo temporale tra il segnale entrante ed il segnale uscente), la cui conoscenza e analisi è importante perché può portare a problemi di instabilità nel sistema.

Ponendo $T_R = \frac{T}{4} = \frac{1}{4} \times \frac{2\pi}{\omega}$ allora si ha che:

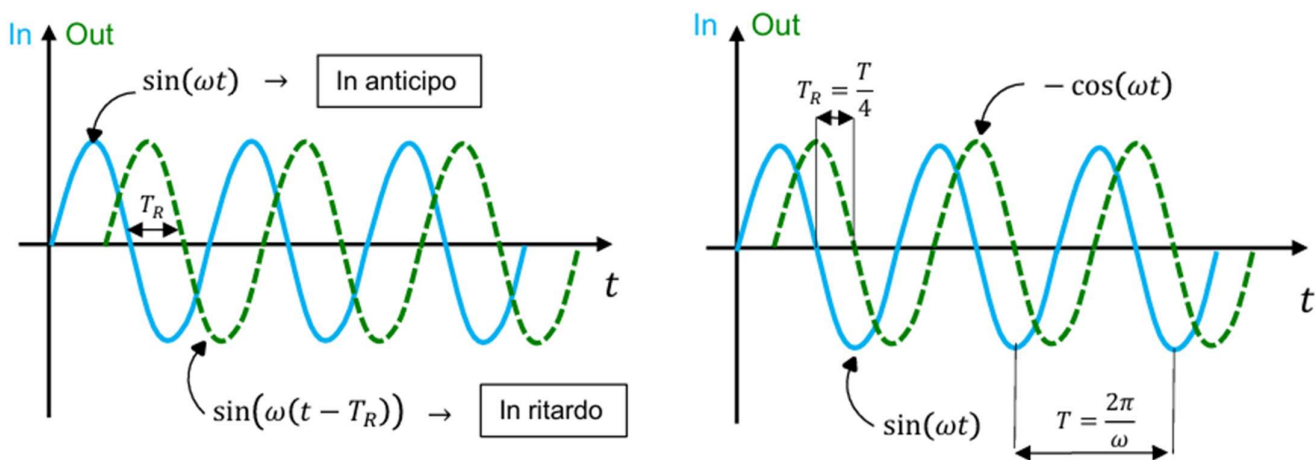


Figura 27: analisi del ritardo di trasporto introdotto da un controllo digitale



- ❖ $\sin(\omega(t - T_R)) = \sin(\omega t - \omega T_R) = \sin(\omega t - \omega \frac{2\pi}{4\omega}) = \sin(\omega t - \frac{\pi}{2}) = -\cos(\omega t)$
- ❖ $\frac{RIF(j\omega)}{e(j\omega)} = e^{-j\omega T_R} = \cos(\omega T_R) - j\sin(\omega T_R)$
- ❖ Ampiezza: $\left| \frac{RIF(j\omega)}{e(j\omega)} \right| = |e^{-j\omega T_R}| = \sqrt{\cos^2(\omega T_R) + \sin^2(\omega T_R)} = 1$

❖ Ritardo di fase: $\arctg\left(\frac{RIF(j\omega)}{e(j\omega)}\right) = \arctg\left(-\frac{j\sin(\omega TR)}{\cos(\omega TR)}\right)$

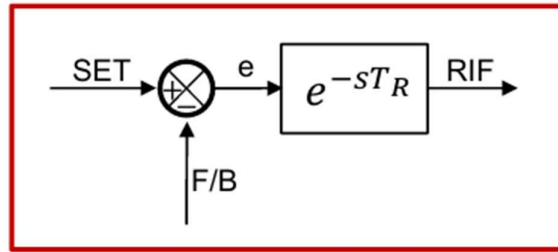


Figura 28: funzione di trasferimento del ritardo di trasporto introdotto da un controllo digitale

Si osserva che non cambia l'ampiezza, ma si introduce uno sfasamento che cresce con l'aumentare della pulsazione; quindi a pulsazioni elevate può influenzare la funzione di trasferimento in anello aperto del sistema, riducendo:

- il margine di fase = la distanza, espressa in dB, tra il valore del modulo della funzione di trasferimento in anello aperto in corrispondenza della pulsazione critica e in corrispondenza della pulsazione in cui la fase è pari a -180° ;
- il margine di guadagno = la distanza tra la fase critica e il valore dell'argomento della funzione di trasferimento in anello aperto in corrispondenza della pulsazione critica;

portando all'instabilità.

Il tempo di ritardo T_R è dunque visto in funzione di due variabili:

- ❖ T_c : il tempo di calcolo;
- ❖ T_s : il tempo di campionamento.

Supponendo:

- ❖ un ingresso a gradino;
- ❖ che il feedback cresca secondo una legge esponenziale, dunque come un sistema del primo ordine;

allora anche l'errore sarà un esponenziale, ma negativo.

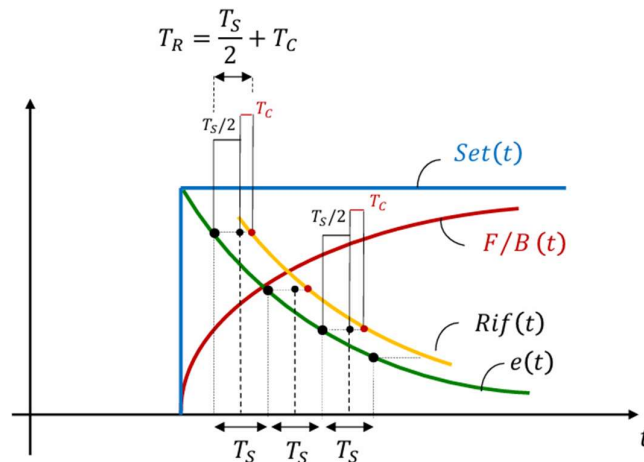


Figura 29: errore esponenziale negativo in seguito ad un ingresso a gradino e ad un feedback esponenziale positivo

Quindi all'interno di "E-Brake Actuator" ho proceduto estraendo:

- *thetad_mn* = velocità angolare del rotore;
- *theta_mn* = posizione angolare del rotore.

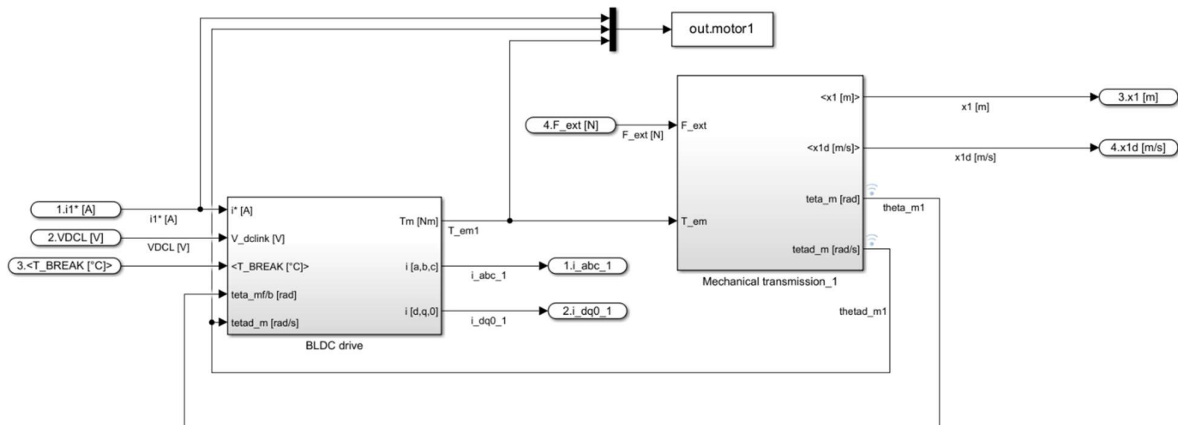


Figura 30: architettura del sottosistema di Actuation System, E-Brake Actuator

Il motore elettrico

Il motore elettrico impiegato per la realizzazione dell'attuatore è un motore brushless in corrente continua.

L'impiego di un motore brushless è preferibile ad un motore brushed vista l'assenza delle spazzole. Queste - per via del loro funzionamento - sono un componente critico per il motore: infatti l'usura elevata rende necessari frequenti interventi di manutenzione; e l'attrito che caratterizza il moto relativo tra collettore e spazzole, non solo dissipa una minima parte dell'energia, ma determina la generazione di scintille, che rendono sconsigliato l'impiego di motori brushed in ambienti sensibili dal punto di vista dell'inflammabilità. Inoltre, tipicamente, la scelta del tipo di attuazione ricade su motori elettrici brushless per via ridotto volume a disposizione per l'alloggiamento.

La dinamica elettrica del motore è descritta secondo un modello trifase:

$$[V_{a,b,c}] = [R_{a,b,c}(T_w)][i_{a,b,c}] + [L(T_w)] \frac{d}{dt} [i_{a,b,c}] + \frac{d}{dt} [\varphi_{a,b,c}(\vartheta_{el})] \quad (9)$$

Con:

- ❖ $R_{a,b,c}$ = matrice delle resistenze elettriche, i cui elementi dipendono dalla temperatura degli avvolgimenti T_w ;
- ❖ L = matrice di induttanza, che tiene conto dei fenomeni di autoinduzione e di induzione mutua, insieme all'effetto della dispersione del flusso magnetico;
- ❖ $\varphi_{a,b,c}$ = flusso magnetico concatenato fornito dai magneti permanenti, funzione dell'angolo elettrico (ϑ_{el}).

La dinamica del motore elettrico può essere schematizzata - ai fini di comprendere l'origine dell'espressione analitica della tensione di armatura trifase $[V_{a,b,c}]$ - mediante il modello lineare riportato in *Figura 31*.

È tuttavia necessario sottolineare che tale modellazione costituisca un'approssimazione: essa, infatti, trascura alcune non linearità fisiche rilevanti - quali i fenomeni di attrito e la saturazione della tensione di alimentazione - che sono invece considerate dal modello utilizzato nel presente lavoro per garantirne la fedeltà alla realtà operativa.

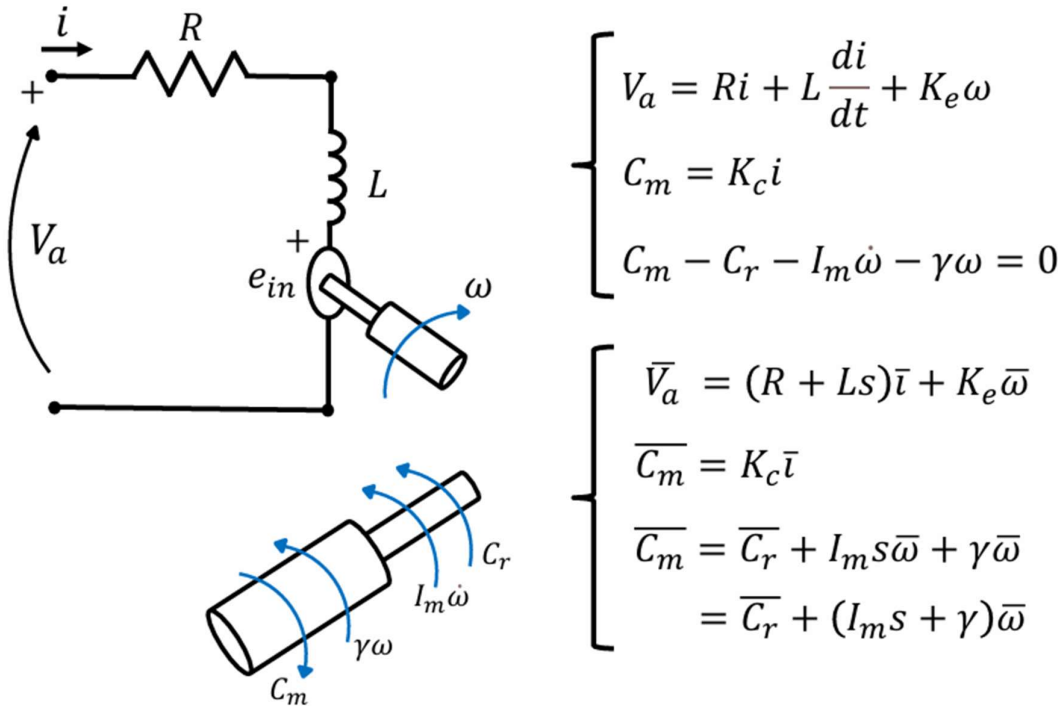


Figura 31: equazioni relative al motore elettrico

- ❖ V_a = tensione di armatura: tensione che il driver applica ai morsetti del motore;
- ❖ K_e = costante elettrica o di tensione: caratteristica costruttiva del motore;
- ❖ $K_e \omega$ = forza contro-elettromotrice = tensione che si genera dentro il motore rotante;
- ❖ $K_c i$ = coppia motrice elettromagnetica = momento torcente che il motore genera dentro il motore rotante per l'interazione tra corrente e campo magnetico;
- ❖ C_r = coppia resistente esterna;
- ❖ $I_m \dot{\omega}$ = coppia d'inerzia;
- ❖ $\gamma \omega$ = coppia d'attrito viscoso.

I sensori ad effetto Hall

Dei sensori ad effetto Hall rilevano la posizione angolare del rotore: i sensori ad effetto Hall sono generalmente costituiti da una lamina di materiale collegata all'alimentazione e il loro funzionamento si basa sulla legge di Lorentz.

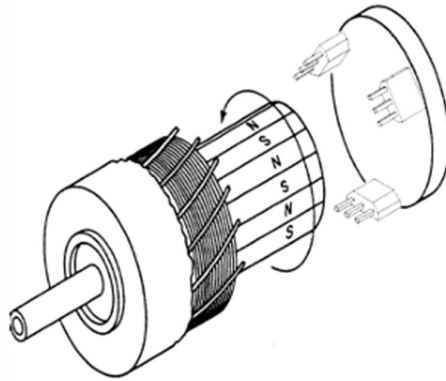


Figura 32: sensori ad effetto Hall utilizzati per rilevare la posizione angolare del rotore in un motore brushless DC

La lamina, in assenza di campo magnetico, è attraversata da corrente che fluisce indisturbata in un determinato verso; la presenza di un campo magnetico induce una forza di Lorentz, data dall'interazione della corrente con il campo magnetico stesso, la quale disturba la distribuzione della corrente nella lamina e determina una differenza di potenziale in direzione perpendicolare a quella del flusso di corrente in assenza di campo.

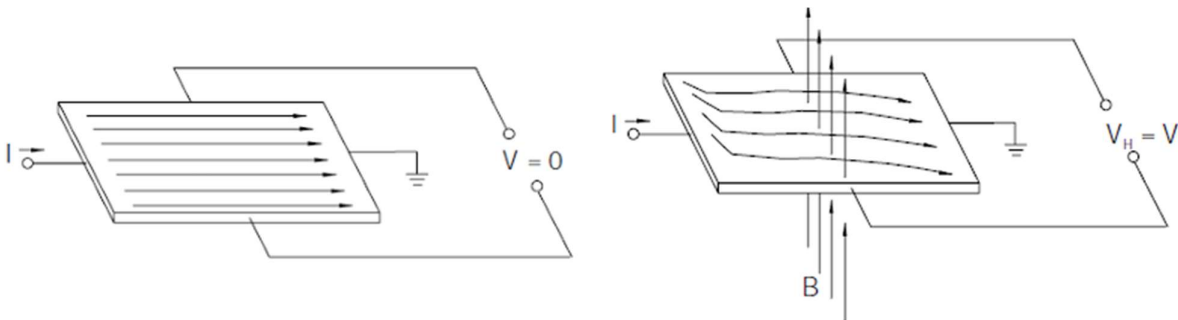


Figura 33: illustrazione del funzionamento dei sensori ad effetto Hall

Amplificando la tensione ai capi della lamina, dato che i moduli sono solitamente dell'ordine dei μV , è possibile quindi identificare la presenza di un campo magnetico nei pressi del sensore.

Il modello termico

Successivamente, in “BLDC drive\ Winding temperature”, ho proceduto al salvataggio di:

- T_{wn} = temperatura dei cavi;
- T_{house} = temperatura della carcassa dell'ennesimo motore elettrico.

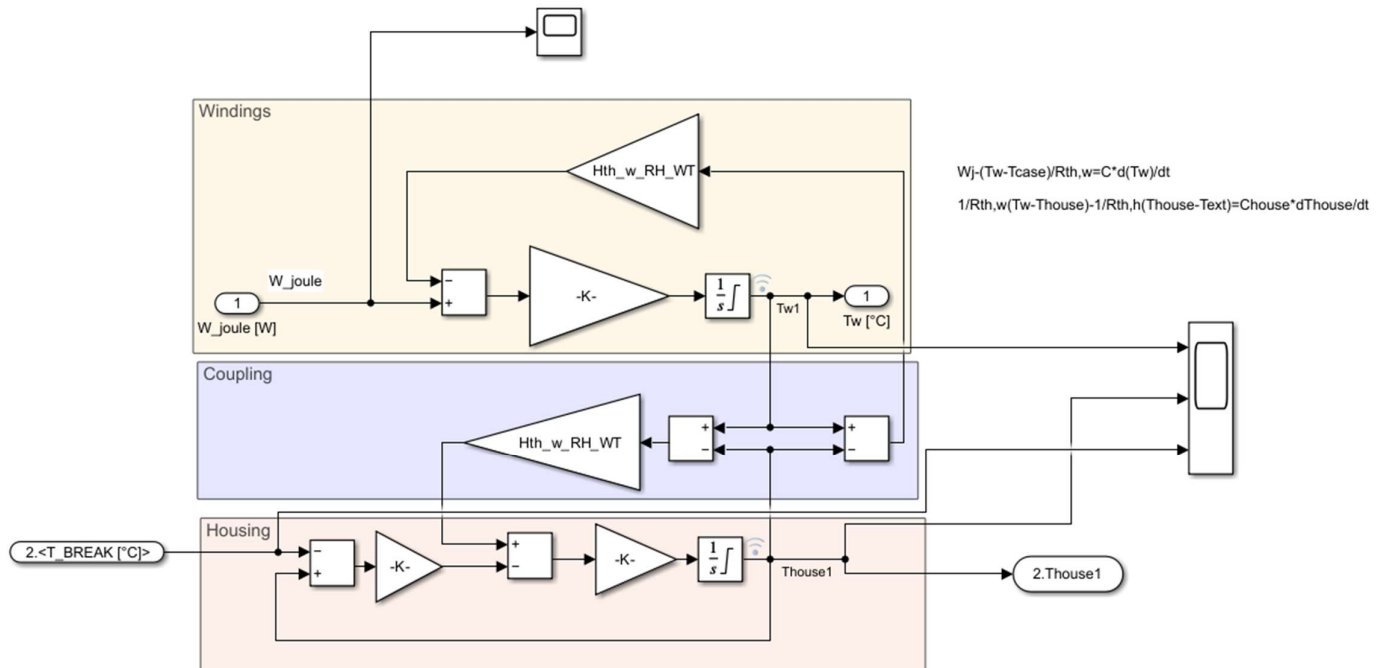


Figura 34: architettura del sottosistema di “Actuation System”, “E-Brake Actuator\ BLDC drive\ Winding temperature”

Le temperature dei dischi e dell'involucro dell'attuatore invece vengono analizzate dentro il sottosistema “E_brake thermal model”, e sono state salvate con i nomi:

- T_{brake} = temperatura del disco;
- T_{case} = temperatura dell'involucro dell'attuatore;

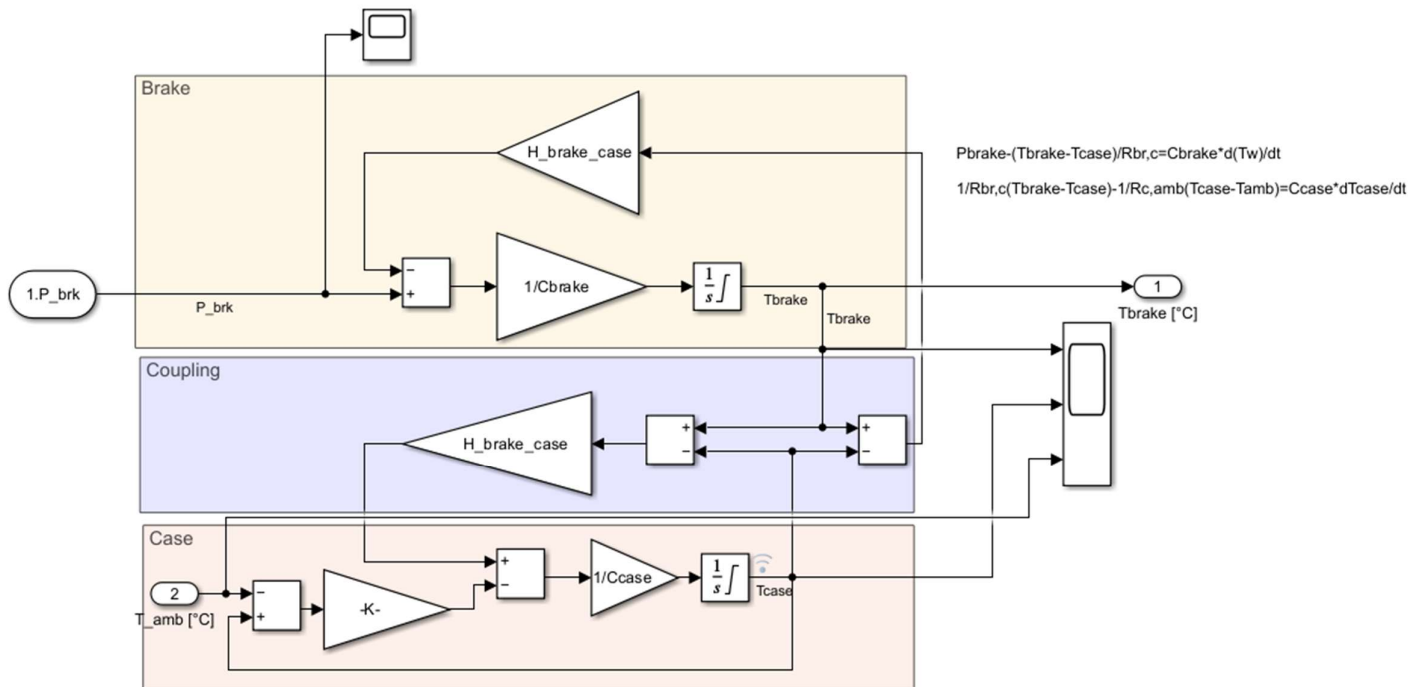


Figura 35: architettura del sottosistema "E_brake thermal model"

Se queste temperature salgono, la resistenza degli avvolgimenti in rame del motore aumenta, dunque il motore fatica nel far passare la corrente; inoltre, l'aumento eccessivo delle temperature interne può provocare il danneggiamento del materiale isolante che separa gli avvolgimenti delle spire, provocando fenomeni di cortocircuito che riducono la vita utile della macchina e la danneggiano irreversibilmente.

Nonostante le 2 seguenti variabili non siano state salvate, è fondamentale per la comprensione del modello termico complessivo, la conoscenza del loro ruolo:

- P_{brk} = potenza termica generata per attrito (viene moltiplicata per $1/[Capacità\ termica\ del\ disco\ freno]$); è utilizzata all'interno del modello termico semplificato del gruppo E-Brake per stimare ad ogni passo l'evoluzione di T_{brake} e T_{wn} , considerando: sia la potenza termica generata dai motori stessi, sia quella trasmessa all'ambiente esterno;
- H = coefficiente di scambio termico (viene moltiplicato per Δt).

La trasmissione meccanica

Continuando all'interno del sottosistema "E-Brake Actuator", procedendo dentro "Mechanical transmission_n\Power screw\Friction model" ho salvato:

- *Active Torque n* = coppia erogata dal motore in ingresso alla vite a ricircolo di sfere;

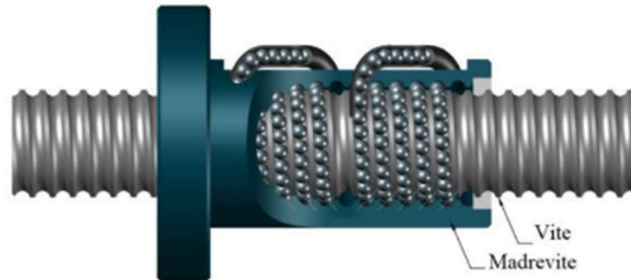


Figura 36: vite a ricircolo di sfere

Breve nota tecnica: la vite di potenza a ricircolo di sfere è modellata come un elemento a due gradi di libertà, dove la parte rotante è collegata all'elemento traslante attraverso un elemento viscoelastico. Il meccanismo vite-madrevite rappresenta uno dei componenti critici dal punto di vista dell'affidabilità: un suo grippaggio porta al blocco dell'intero sistema; tuttavia, vista l'attuale impossibilità di impiegare dei motori lineari in questo tipo di applicazioni, l'impiego di tale meccanismo resta imprescindibile.

- *Passive Torque n [Nm]* = uscita di coppia in attriti;
- *Transmitted torque n* = coppia trasmessa (così da poter quantificare l'impatto delle perdite per attrito sull'efficienza complessiva del motore).

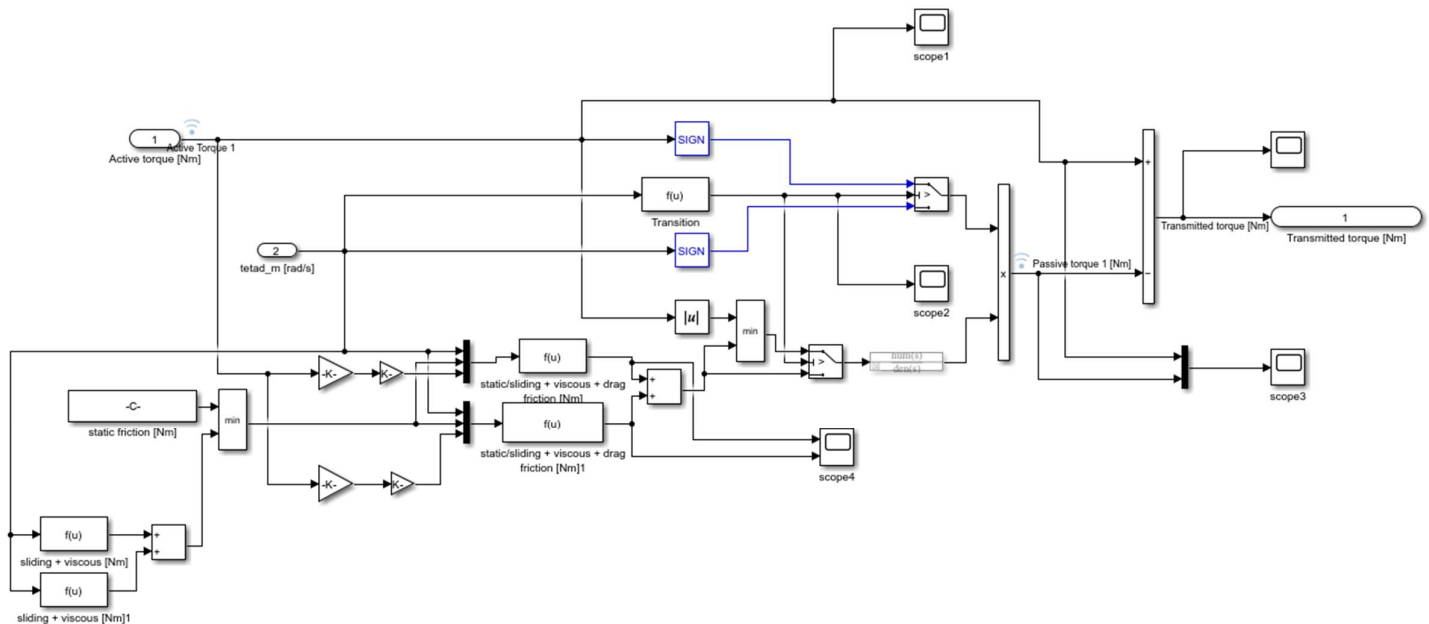


Figura 37: architettura del sottosistema di "E-Brake Actuator", "Mechanical transmission_n\Power screw\Friction"

la coppia all'albero motore è ricavabile dalla relazione:

$$\sum_{a,b,c} \frac{d\varphi_{a,b,c}}{dt} [i_{a,b,c}] - c \dot{\vartheta}_m - k_m(\vartheta_m - \vartheta_{gb}) - c_m(\dot{\vartheta}_m - \dot{\vartheta}_{gb}) = I_m \ddot{\vartheta}_m \quad (10)$$

Con:

- ❖ ϑ_m = posizione angolare dell'albero motore;
- ❖ ϑ_{gb} = posizione angolare degli ingranaggi;
- ❖ I_m = momento d'inerzia del rotore;
- ❖ k_m = rigidezza torsionale dell'albero motore;
- ❖ c_m = smorzamento torsionale dell'albero motore.

La coppia di ingranaggi, quindi il cinematismo di trasmissione, è stato esteso ad un sistema massa-molla-smorzatore, giungendo all'equazione:

$$k_m(\vartheta_m - \vartheta_{gb}) + c_m(\dot{\vartheta}_m - \dot{\vartheta}_{gb}) - \frac{1}{\tau} [k_{gb}(\vartheta_{gb} - \vartheta_{rs}) + c_m(\dot{\vartheta}_{gb} - \dot{\vartheta}_{rs})] - T_{fr,gb} = I_{gb} \ddot{\vartheta}_m \quad (11)$$

Con:

- ❖ τ = rapporto di trasmissione;
- ❖ ϑ_{rs} = posizione angolare della parte rotante della vite;
- ❖ $T_{fr,gb}$ = coppia d'attrito, calcolata come la somma di tre componenti:
 1. una dipendente dal carico agente;
 2. una relativa all'attrito viscoso;
 3. una legata alla coppia di trascinamento.

Il rendimento del riduttore sull'albero in uscita - il cui scopo è quello di moltiplicare la coppia, riducendo la velocità di rotazione - per semplicità, è stato considerato unitario.

L'usura dei freni

Sono state rimosse le variabili relative all'usura dei componenti, nello specifico:

- $x_{endstop}$ = dimensione della pastiglia al termine dell'atterraggio, in seguito al fenomeno di usura (dentro "pad-disk friction and wear model");
- BRK_{wear} = usura effettiva del freno (dentro "pad-disk friction and wear model");
- xn = posizione della pastiglia (dentro "Mechanical transmission_n");
- $\dot{x}n$ = velocità della pastiglia (dentro "Mechanical transmission_n").

La condizione di usura è infatti valutabile tramite i valori di traslazione delle pastiglie, inoltre - la stessa usura - è considerata funzione di coefficienti sperimentali, dipendenti a loro volta:

- a. dalla temperatura assoluta locale (a temperature molto basse l'attrito - nei sistemi meccanici - tende ad aumentare),
- b. dalla velocità di scorrimento tra dischi e pastiglie,
- c. dalla pressione di contatto;

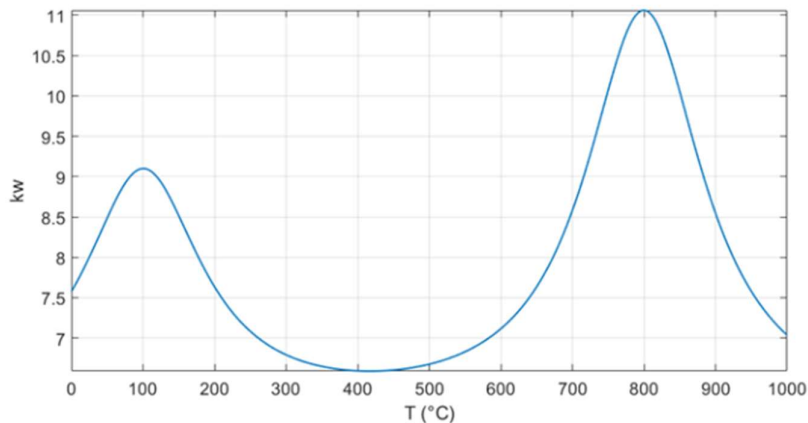


Figura 38: dipendenza del coefficiente di usura dalla temperatura del freno

Uno dei metodi più diffusi impiegati per la valutazione dell'usura dei freni aeronautici è basato dal posizionamento di pin nel sistema di attuazione, il cui spostamento rispetto alle condizioni di baseline è - appunto - funzione della degradazione dei brake pads.

La misurazione di tale spostamento permette un'identificazione diretta dell'usura, ma tale attività è tipicamente condotta durante interventi di ispezione periodici, per cui non si riesce a valutare puntualmente il progressivo avanzamento della degradazione; per questo motivo, nei precedenti studi, era stato studiato un sistema prognostico con l'obiettivo di identificare direttamente il livello di usura.

Già dal precedente studio, quindi, erano stati modellati gli effetti dell'usura delle pastiglie; la dinamica delle pastiglie rimane modellata, nel presente studio, attraverso il sistema di equazioni:

$$\begin{cases} T_{brk} = 0 \leftrightarrow x_{eb} < x_{thr} \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} T_{brk} = f_{eb}F_n[k_{eb}(x_{eb} - x_{thr}) - c_{eb}(\dot{x}_{eb})] \leftrightarrow x_{eb} \geq x_{thr} \end{cases} \quad (13)$$

Con:

- ❖ x_{rs} = posizione della parte traslante della vite relativa all'i-esimo attuatore;
- ❖ k_{eb} = rigidezza della parte traslante della vite relativa all'i-esimo attuatore;
- ❖ m_{eb} = massa traslante delle pastiglie dei freni;
- ❖ x_{eb} = traslazione della massa traslante delle pastiglie dei freni;
- ❖ $\dot{\vartheta}_w$ = velocità angolare della ruota;
- ❖ $f_{eb} = f_{eb}(\dot{\vartheta}_w)$ = coefficiente d'attrito tra le pastiglie e il disco, funzione della frequenza angolare della ruota;
- ❖ x_{thr} = valore predefinito della corsa delle pastiglie.

La capacità iniziale del sistema nel rispondere alla presenza di ostacoli lungo la pista di atterraggio

L'analisi è stata inizialmente condotta solo per la configurazione caratterizzata da: pista asciutta, pneumatici tassellati e massa del velivolo pari a 6400 kg.

Si è osservata da subito una scarsa coerenza tra il segnale di riferimento $F_SET [N]$ e la forza effettivamente erogata F_Ebrake , riconducibile alla limitata risposta dinamica del controllore Proporzionale-Integrativo (PI) originale.

Nelle figure che seguono sono riportati gli andamenti temporali delle variabili appena commentate: $F_SET [N]$ ed F_Ebrake ; ma anche di $Fatt1$.

F_Ebrake rappresenta la risultante della forza frenante generata dall'intero sistema dei quattro attuatori. Al contrario, $Fatt1$ descrive l'azione del singolo attuatore (nello specifico, l'attuatore 1), il quale risponde direttamente al riferimento di forza elaborato dal modulo "FORCE CONTROL 01" e trasmesso tramite la corrente di riferimento i_ref_1 .

Poiché gli andamenti temporali delle forze dei singoli attuatori ($Fattn$) - per via dell'ipotesi della loro simmetria - e della risultante globale (F_Ebrake), risultano identici, le variabili sono considerate equivalenti ai fini del confronto con il riferimento di forza $F_SET [N]$.

L'analisi di dettaglio si è concentrata sulla configurazione operativa caratterizzata da: pista asciutta, massa del velivolo pari a 6400 kg, e presenza di un cratere posizionato a 100 m dall'inizio della pista di atterraggio; tale configurazione è stata adottata in via preliminare per valutare l'efficacia delle modifiche apportate al sottosistema "FORCE CONTROL 01".

La scelta di privilegiare la condizione di pista asciutta - meno critica rispetto alla condizione di pista bagnata - risponde a un'esigenza di ottimizzazione computazionale: i tempi di esecuzione delle simulazioni, nettamente inferiori, hanno favorito una più agevole iterazione nella fase di ricerca del valore ottimale per i guadagni del controllore, utilizzati negli anelli di feedforward che sono stati implementati allo scopo di incrementare la reattività del sistema di controllo durante i transitori.

Il posizionamento dell'ostacolo a 100 m dall'inizio della pista è stato selezionato in quanto responsabile della sollecitazione più severa sul sistema; in corrispondenza di tale distanza e velocità di transito, infatti, sorgono fenomeni di risonanza dinamica. Inoltre, le simulazioni

preliminari hanno mostrato che la disposizione in serie di più ostacoli non comporta un peggioramento significativo della risposta dinamica rispetto al caso del singolo cratere posizionato a 100 m. Pertanto, sempre per ragioni di efficienza computazionale, si è optato per la modellazione del caso critico a singolo ostacolo, ritenuto rappresentativo dell'involuppo di sollecitazioni più gravoso per il sistema.

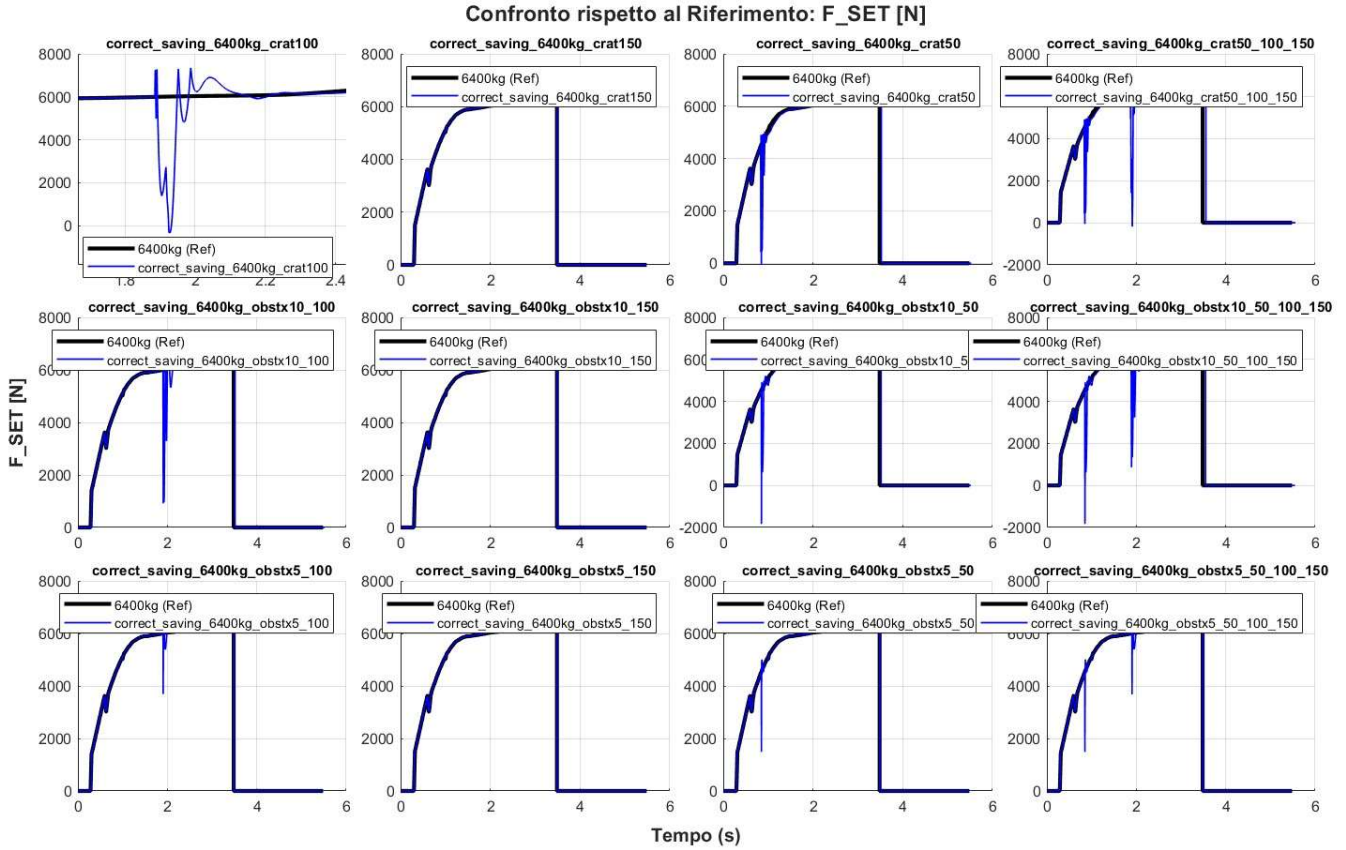
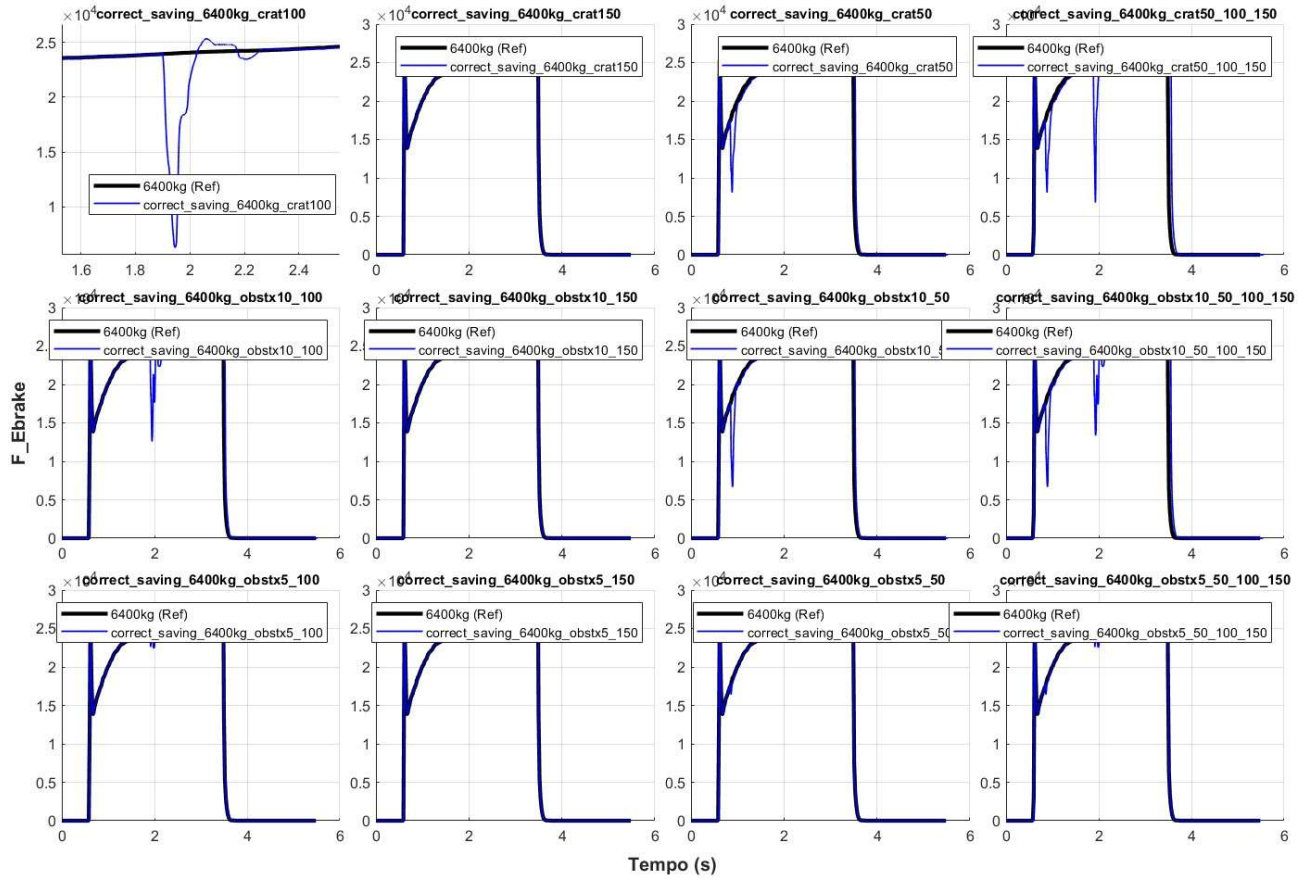


Figura 39: valore di F_{SET} [N] in funzione del tempo [s]; casi con tutti le tipologie di ostacoli (singoli ed in serie), pista asciutta e massa dell'aereo di 6400 kg, confrontati con il caso di riferimento senza ostacoli. Zoom sul caso: cratere a 100 m da inizio pista

Confronto rispetto al Riferimento: F_Ebrake



Confronto rispetto al Riferimento: Fatt1

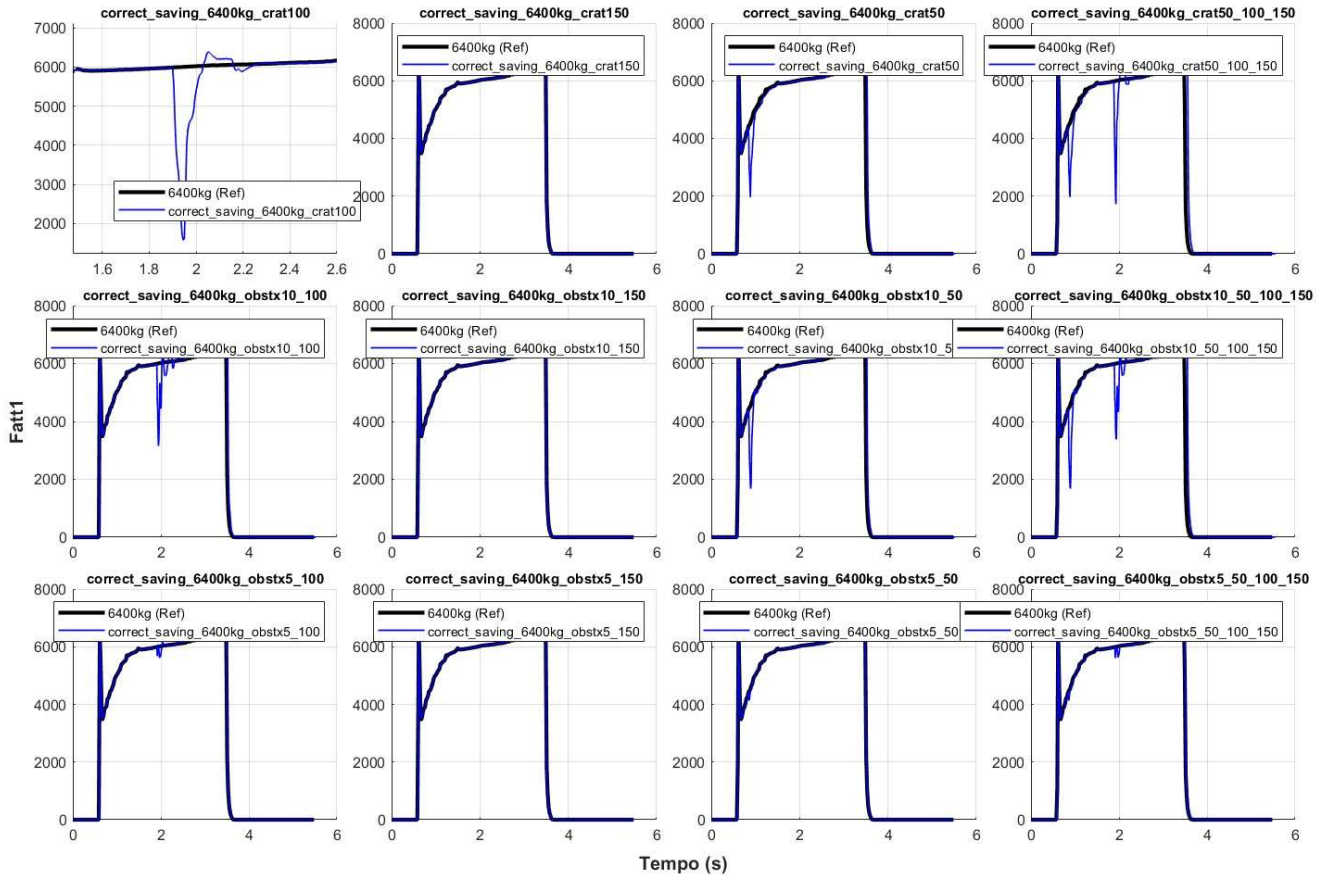


Figura 40: F_{Ebrake} e $Fatt1$ per il confronto con F_{SET} [N]

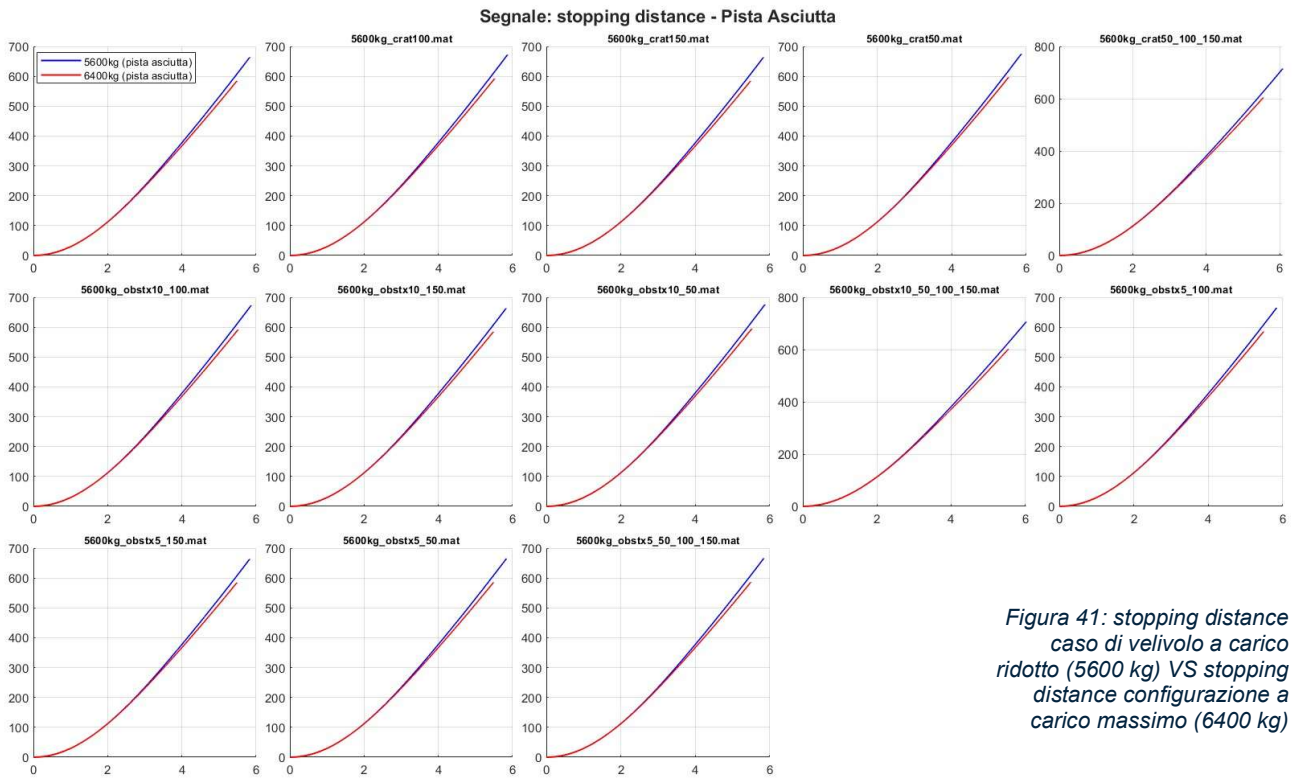
Si osserva facilmente che la forza frenante erogata (F_{Ebrake}) non è in grado di seguire le repentine variazioni del segnale di riferimento ($F_{SET} [N]$); per superare tale limitazione, è stato implementato un anello di retroazione basato sulla velocità angolare dell'attuatore (θ_{ad_mn}), sommato al segnale di corrente di comando (i_{ref_n}).

Inoltre, è stata valutata la possibilità di iniettare correnti di segno negativo durante la fase di rilascio, al fine di sollecitare un'inversione di marcia dell'attuatore e velocizzare il distacco tra pastiglie e disco.

Un parametro cruciale monitorato durante le simulazioni è il fattore di scorrimento λ : al momento dell'impatto con un ostacolo, il sistema registra picchi di λ tendenti all'unità.

A tal proposito, è importante sottolineare che la condizione di $\lambda=1$ è indicativa di una ruota prossima al bloccaggio; tale valore unitario si raggiunge esclusivamente nel caso di ruota ferma e distaccata dal terreno, configurazione che si verifica esclusivamente prima dell'istante di touchdown.

in tale scenario, l'intervento del sistema anti-skid è essenziale per ricondurre il sistema aereo alla condizione di slittamento ottimale nel minor tempo possibile.



Per accelerare il tal processo, è stato necessario affinare ulteriormente il sistema di controllo forza; quindi il sistema “FORCE CONTROL” è stato migliorato nel sottosistema PI controller - force loop in maniera mirata, non solo per ottimizzare l'inseguimento tra il segnale di riferimento e il feedback della forza frenante, ma anche per incrementare la prontezza di risposta del sistema ai comandi impartiti dall'anti-skid.

Dalla *Figura 41* è possibile notare - come già accennato precedentemente – che il caso di velivolo a carico ridotto (5600 kg) risulti più critico ai fini della frenata rispetto alla configurazione a massimo carico (6400 kg); si osservi infatti che la distanza necessaria per il completo arresto del velivolo aumenta passando dalla prima alla seconda condizione operativa citata.

La “stopping distance”, aumenta ulteriormente in presenza di detriti/crateri poco lontani dal punto di touchdown (a 50 m e a 100 m); al contrario, l'impatto degli ostacoli risulta trascurabile man mano che il velivolo procede lungo la pista a velocità ridotte.

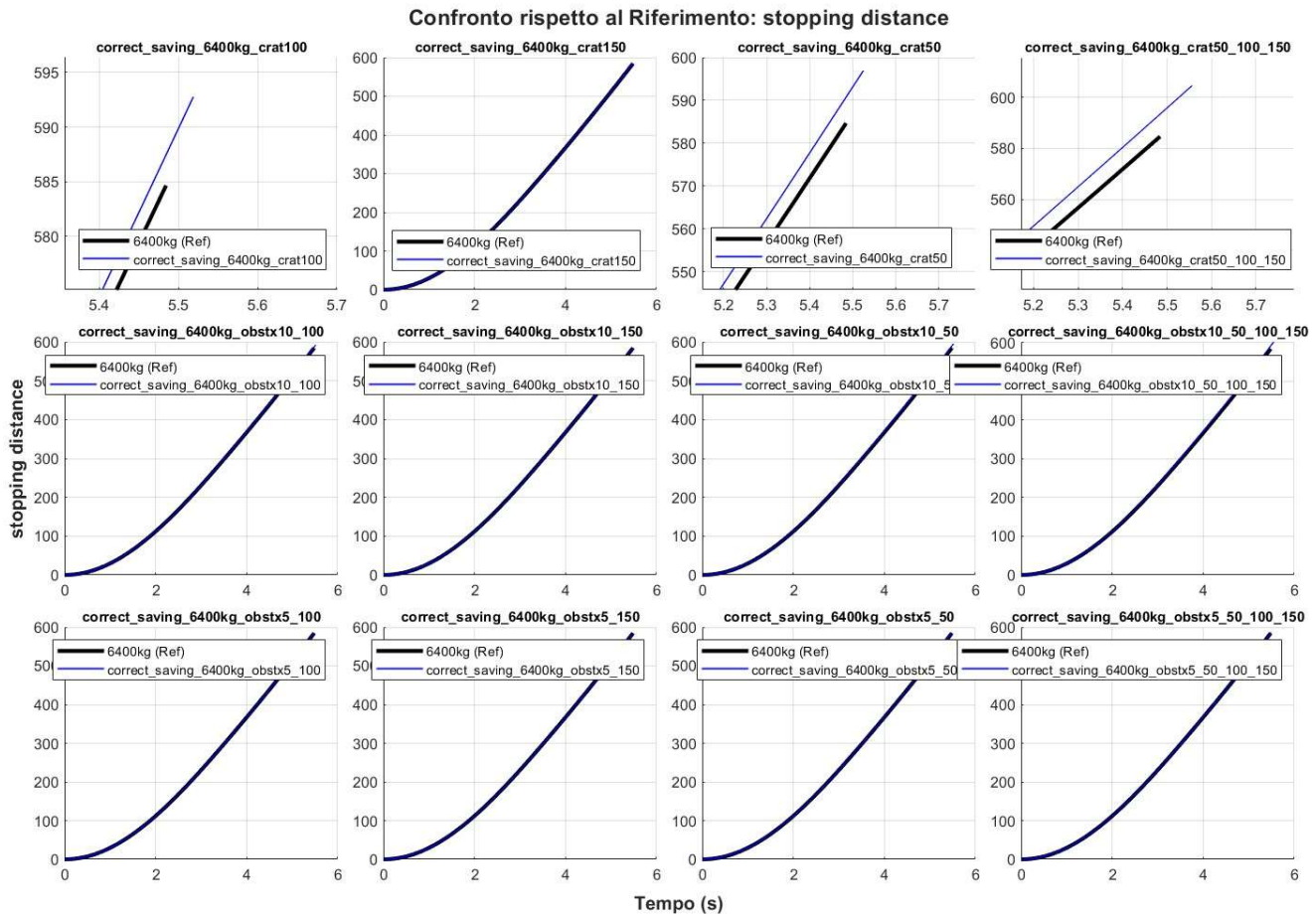
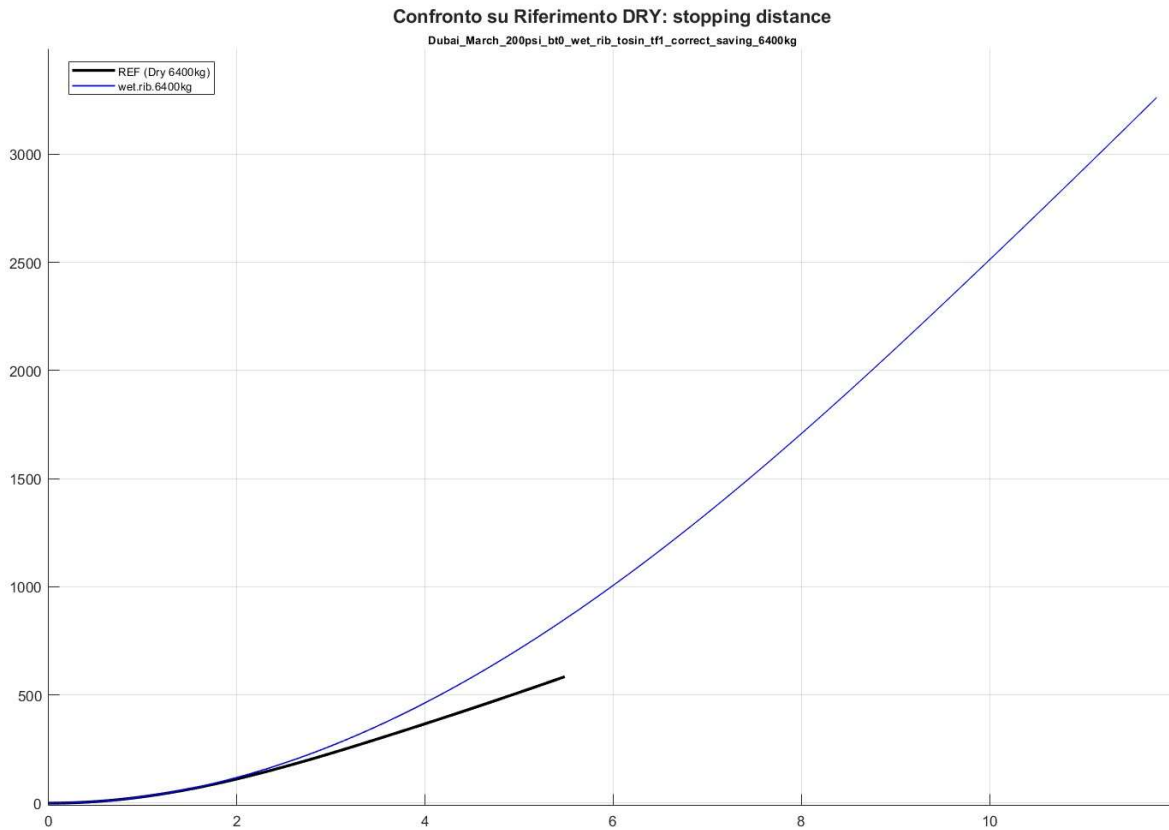


Figura 42: la “stopping distance”; casi con tutti le tipologie di ostacoli (sia singoli che in serie), pista asciutta e massa dell'aereo di 6400 kg, confrontati con il caso di riferimento senza ostacoli. Zoom sui casi caratterizzati dalla presenza di crateri lungo la pista di atterraggio, con variazioni significative dal caso di riferimento

Infine, una variazione ancora più marcata della “stopping distance”, emerge confrontando l’atterraggio su pista asciutta con l’atterraggio su pista bagnata, nonostante l’impegno di ruote tassellate (per l’analisi grafica è stata utilizzata la configurazione a 6400 kg); tale discrepanza è riconducibile - come atteso - alla netta differenza nelle condizioni di aderenza disponibili.



*Figura 43: “stopping distance” caso pista asciutta VS “stopping distance” caso pista bagnata;
nonostante l’impiego di ruote tassellate*

il velivolo non frena fino ad arrestarsi ma fino a raggiungere la velocità di circa 30 km/h, alla quale, generalmente, avviene il rullaggio (manovra durante la quale l’aereo è guidato a terra); la fase di taxiing è implementata nel modello.

Modifica del sistema di controllo forza

Aggiunta di un anello di feedforward basato sulla velocità angolare del motore dell'attuatore

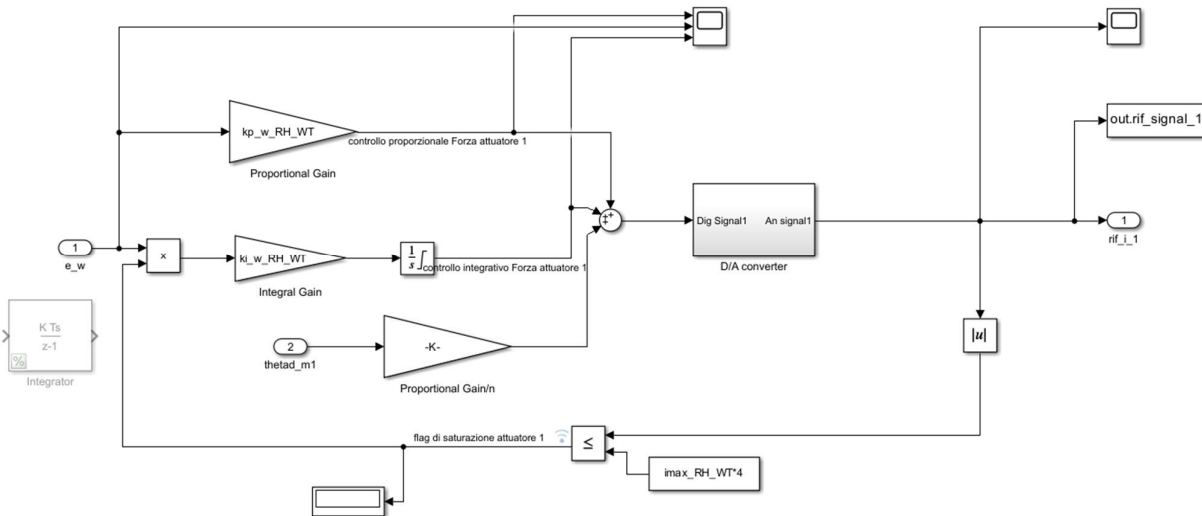


Figura 44: prima modifica dell'architettura del sistema di controllo forza; aggiunta del primo anello di retroazione

Come anticipato nel capitolo precedente, al fine di ottimizzare l'inseguimento tra riferimento e feedback della forza frenante, l'architettura di controllo di Figura 18 è stata potenziata - come mostrato in Figura 44 - tramite l'implementazione di un anello di retroazione della velocità angolare dell'attuatore ($thetad_{mn}$), in somma al segnale di corrente di comando (i_{ref_n}).

Il segnale $thetad_{mn}$ è moltiplicato per un guadagno, determinato iterativamente a partire dal valore del guadagno dell'anello proporzionale diviso per 10.

Si precisa che i guadagni, sia dell'anello proporzionale, sia dell'anello integrativo, sono customizzati in funzione della specifica condizione operativa simulata (pista asciutta/ pista bagnata con ruote tassellate/ pista bagnata con ruote lisce).

Poiché la velocità angolare del motore di ciascun attuatore presenta oscillazioni notevoli, la somma del valore $theta_{mn}$ - moltiplicato per un guadagno - al segnale di corrente di comando i_{ref_n} , ha innescato fenomeni di notevole instabilità nel sistema; è stata quindi condotta una campagna di simulazione per identificare il miglior compromesso tra prontezza operativa e regolarità del segnale di uscita, provando a dividere il valore del guadagno proporzionale per i valori:

- ❖ 10^{-2} ;
- ❖ 10^{-1} ;
- ❖ 10^1 ;
- ❖ -10^1 ;
- ❖ 10^2 ;
- ❖ -10^2 ;
- ❖ 10^3 ;
- ❖ -10^3 ;
- ❖ 10^4 ;
- ❖ -10^4 .

Si è giunti all'individuazione dei fattori 10^2 ; -10^2 ; 10^3 ; -10^3 come plausibili valori ottimali, sui quali, quindi, continuare l'analisi.

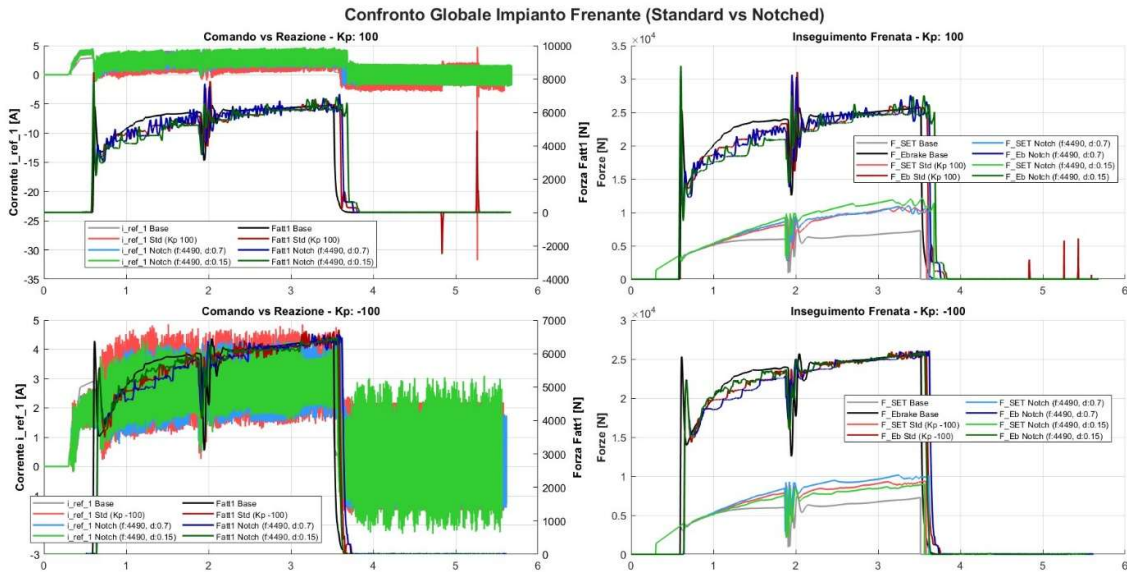


Figura 46: confronto dei segnali di set e feedback di forza, con rapporto_kp = 100 e -100

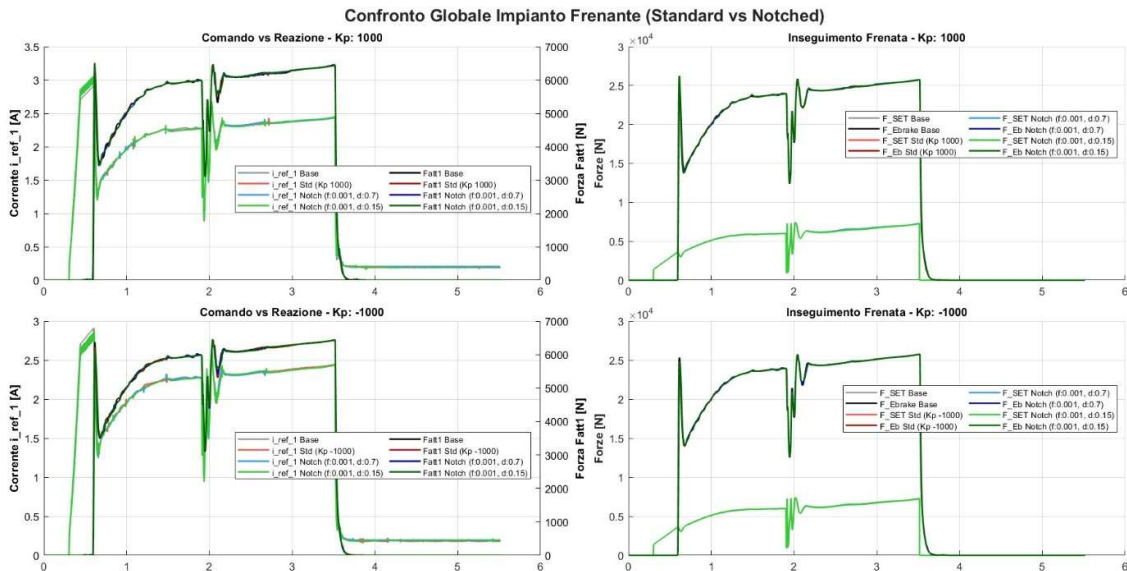


Figura 45: confronto dei segnali di set e feedback di forza, con rapporto_kp = 1000 e -1000

Si vuole sottolineare come inizialmente non si sia escluso l'utilizzo di guadagni negativi, che portassero il segnale uscente in sottrazione al segnale di corrente i_{ref_n} (che ha il segno legato ad un significato fisico) ma, successivamente, si è ragionato sul fatto che: quando la velocità positiva aumenta le pinze serrano, e la forza da realizzare risulta coerente col segno.

Inserimento di un filtro *notch* sull'anello di retrazione

L'introduzione dell'anello di retroazione - come già specificato - ha comportato l'insorgere di componenti ad alta frequenza nel segnale di comando i_{ref_n} ; per mitigare tale fenomeno, si è implementato un filtro *notch* a valle del guadagno di retroazione.

L'utilizzo del filtro è stata preceduto da un'analisi tempo-frequenza mediante il tool MATLAB "Wavelet Time-Frequency Analyzer", basato sulla trasformata di Wavelet; che ha permesso, una volta importato il segnale da caratterizzare in frequenza, di individuare le componenti spettrali responsabili dell'instabilità di i_{ref_n} .

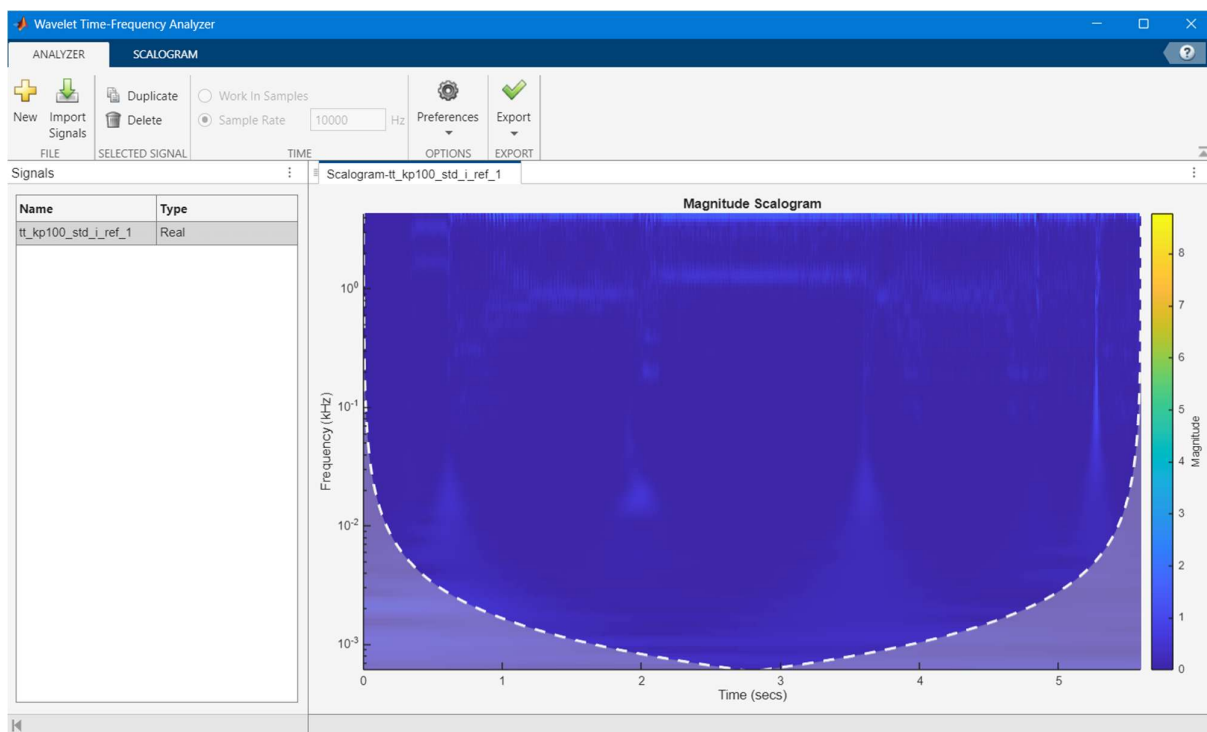
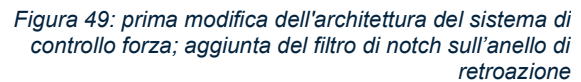


Figura 47: interfaccia tool MATLAB "Wavelet Time-Frequency Analyzer"; segnale importato: i_{ref_1} caso rapporto_kp = 100

Per ciascuna delle configurazioni di guadagno scelte per continuare l'analisi, al fine di regolarizzare il segnale di corrente, è stata identificata la frequenza centrale di taglio del filtro notch.

The diagram illustrates a digital control system for a hydraulic actuator. The system components and their interconnections are as follows:

- Reference and Error Calculation:** A reference signal $1/nf_L_1$ is compared with the system output u at a summing junction to produce the error signal e_w .
- Proportional and Integral Control:** The error signal e_w is processed by two parallel control paths:
 - Proportional Path:** The error signal is multiplied by the proportional gain $kp_w_RH_WT$ (labeled "controllo proporzionale Forza attuatore 1").
 - Integral Path:** The error signal is integrated by the block $K Ts / (z-1)$ (labeled "Integrator"). The resulting signal is then multiplied by the integral gain $ki_w_RH_WT$ (labeled "Integral Gain").
- Summing and Saturation:** The outputs of the proportional and integral paths are summed at a summing junction. The resulting signal is then compared with the saturation limit $imax_RH_WT^4$ at a saturation block (labeled "flag di saturazione attuatore 1").
- Digital-to-Analog Conversion:** The saturated signal is converted to an analog signal by the "Dig Signal1 An signal1" block (labeled "D/A converter").
- System Output and Feedback:** The analog signal is converted back to a digital signal by the "D/A converter" block. The resulting digital signal is then compared with the reference signal $1/nf_L_1$ to produce the error signal e_w , which is fed back into the control loops.



- ❖ della frequenza di taglio = 4490 Hz, sia per 10^2 che per 10^3 ;
- ❖ del “damping factor”, che - variabile nel range [0,1; 0,7] - determina la selettività del filtro: valori prossimi a 0,1 consentono un'attenuazione strettamente focalizzata sulla

singola frequenza di taglio definita, mentre valori più elevati determinano un taglio su uno spettro di frequenze più ampio.

Al fine di consolidare la stabilità del sistema, è stata condotta un'ulteriore campagna di test comparativi, analizzando il comportamento del sistema per guadagni pari a 10^2 e 10^3 , testando per ciascuno un fattore di smorzamento pari a 0,15 e 0,7.

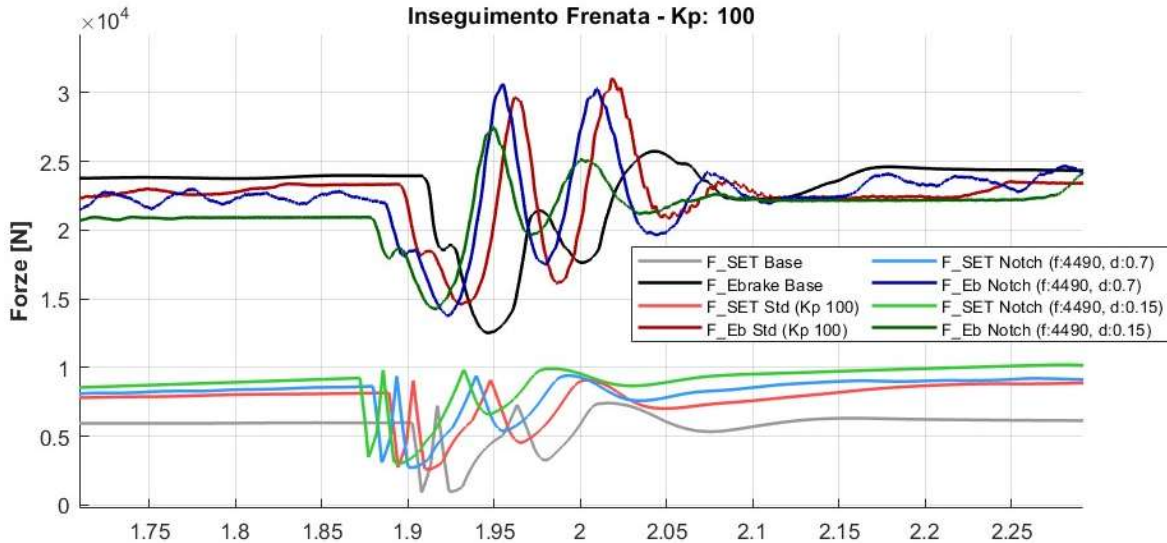


Figura 50: Zoom sui segnali di set e feedback di forza per apprezzare il miglioramento della prontezza di risposta del sistema al set, in seguito all'inserimento dell'anello di feedforward; con rapporto_kp = 100 e -100

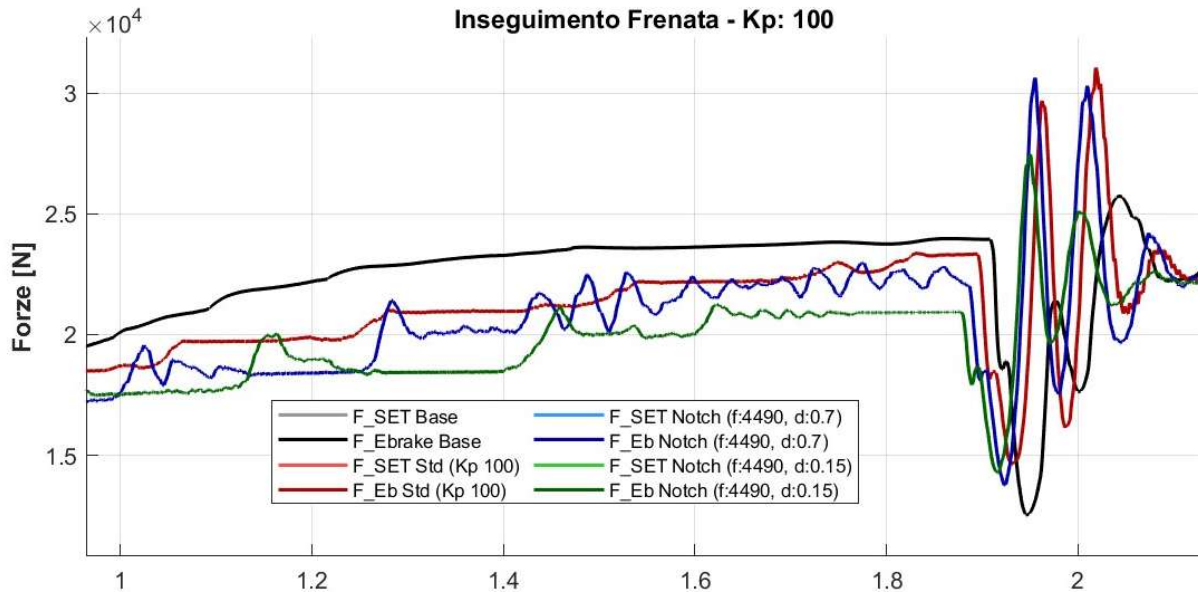


Figura 51: Zoom sui segnali di set e feedback di forza per apprezzare il miglioramento della stabilità dei segnali, in seguito all'inserimento del filtro di notch sull'anello di feedforward; con rapporto_kp = 100 e -100

Dalla valutazione dei risultati è emerso che, sebbene la configurazione con guadagno 10^2 e $\zeta = 0,15$ offrisse il miglior bilanciamento tra prontezza e stabilità tra le combinazioni testate, quest'ultima non garantiva ancora una stabilità accettabile. Si è proceduto pertanto a una nuova fase di ottimizzazione iterativa del guadagno dell'anello di retroazione, esplorando il range compreso tra 10^2 e 10^3 ; e tale analisi ha portato all'individuazione del valore ottimale di *rapporto_kp*, ovvero 150, il quale ha permesso di coniugare: una sufficiente stabilità del segnale con una reattività superiore rispetto alla configurazione priva di feedforward.

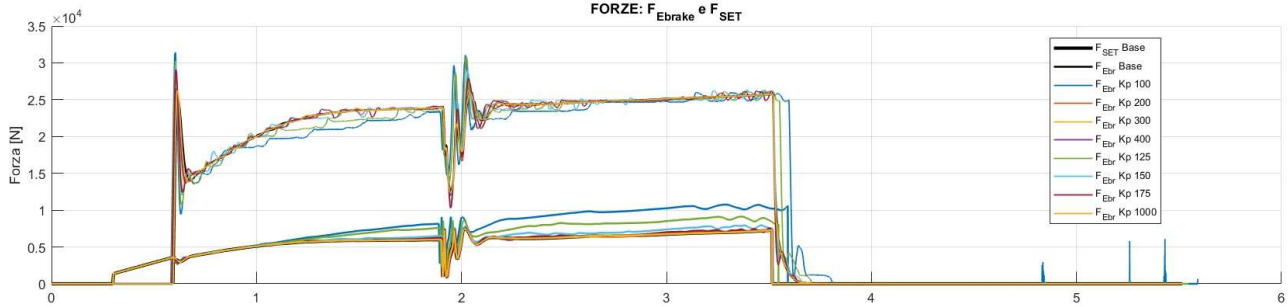
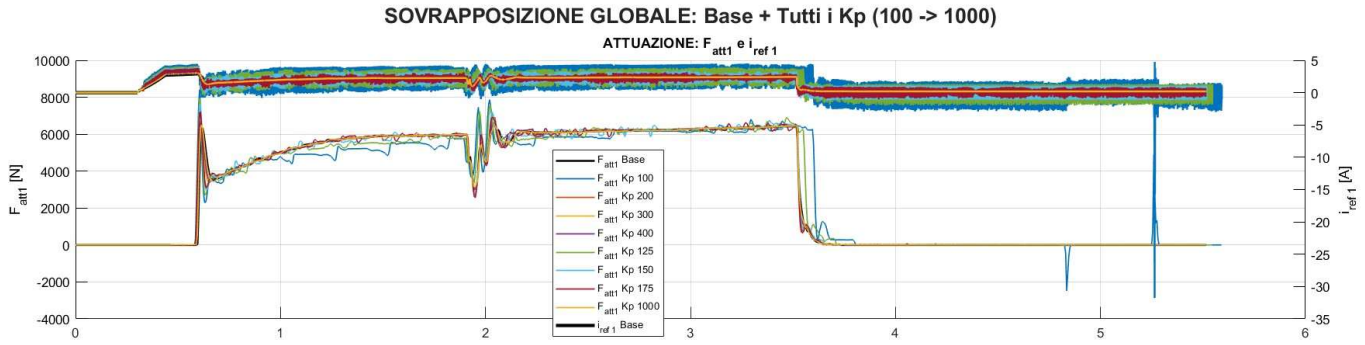


Figura 53: confronto dei segnali di set e feedback di forza con *rapporto_kp* compreso tra 100 e 1000

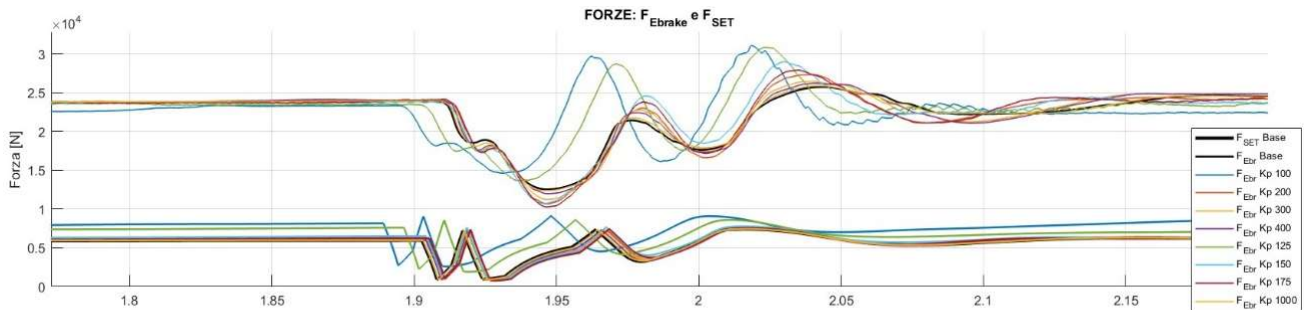


Figura 52: Zoom sui segnali di set e feedback di forza, per notare il compromesso tra stabilità e prontezza di risposta al set del segnale con *rapporto_kp* = 150

Infine, accoppiando tale guadagno con l'utilizzo del filtro notch (definiti: il fattore di smorzamento pari a 0,15, e la frequenza di taglio pari a 4490 Hz), si è raggiunto il miglior compromesso tra la reiezione del disturbo e l'ottenimento di una dinamica dell'attuazione più pronta nel rispondere ai comandi impartiti dall'anti-skid.

Inserimento di un secondo filtro *notch* a valle del calcolo di i_{ref_n}

Nel precedente capitolo è stato spiegato come - nel tentativo di migliorare ulteriormente il compromesso tra prontezza e linearità della risposta dinamica del sistema - si sia proceduto nell'effettuare una campagna di ottimizzazione iterativa alla ricerca di un nuovo valore di *rapporto_kp* compreso tra 100 e 1000; però, prima di intraprendere tale percorso, si era pensato piuttosto a continuare con il valore di *rapporto_kp* = +/- 100, modificando nuovamente l'architettura del sistema "PI controller – forceloop".

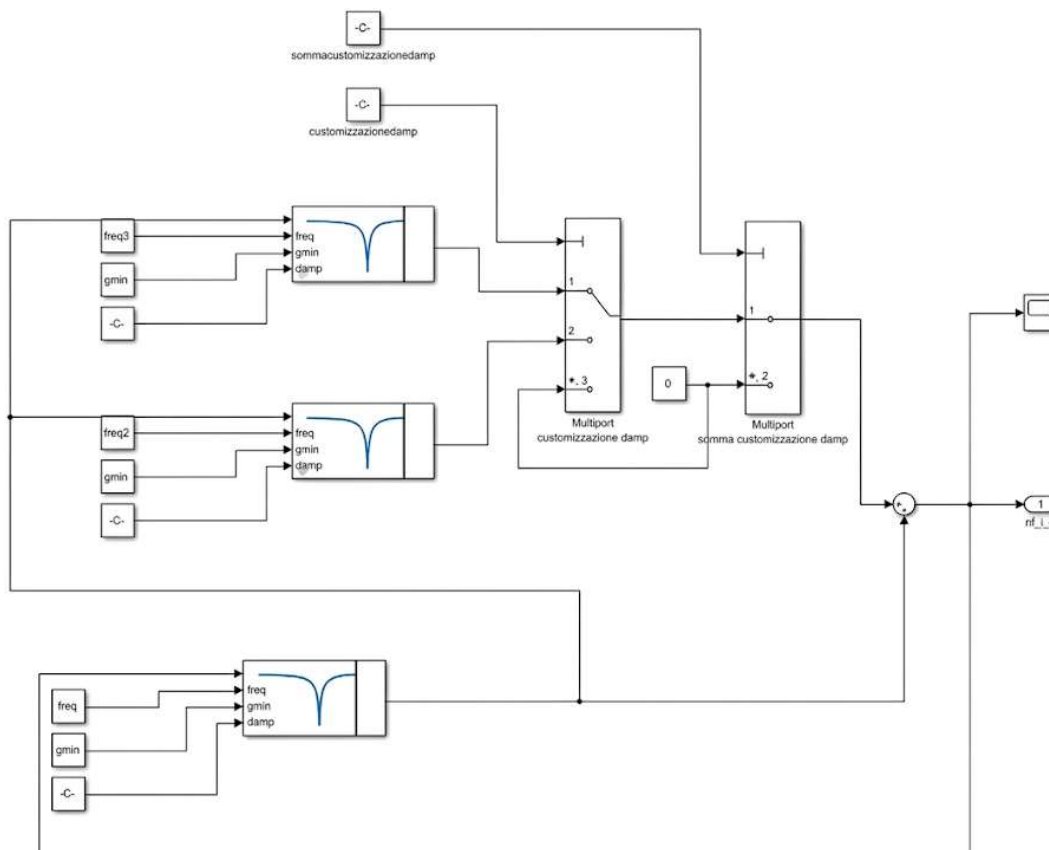


Figura 54: modifica dell'architettura del sistema "PI controller – forceloop" a valle del calcolo della corrente di riferimento

L'ulteriore modifica del nuovo sistema di controllo forza introduceva una seconda filtratura *notch* posizionata a valle del calcolo - mediante somma tra anello proporzionale, anello integrativo ed anello di feedforward - della corrente di riferimento i_{ref_n} ; anziché limitarsi all'anello di retroazione, basato sul segnale di velocità del motore dell'ennesimo attuatore, pesato dell'opportuno guadagno: infatti, la frequenza disturbante veniva ricercata - mediante l'apposito tool MATLAB – proprio partendo dal segnale di i_{ref_1} .

Anche in questo caso - poiché il passaggio per la prima filtratura *notch* ha comportato un mutamento delle caratteristiche spettrali del segnale di disturbo - si è dovuto nuovamente procedere a customizzare per ogni caso analizzato i parametri da fornire al filtro, al fine di garantire la massima efficacia nell'abbattimento delle componenti spurie.

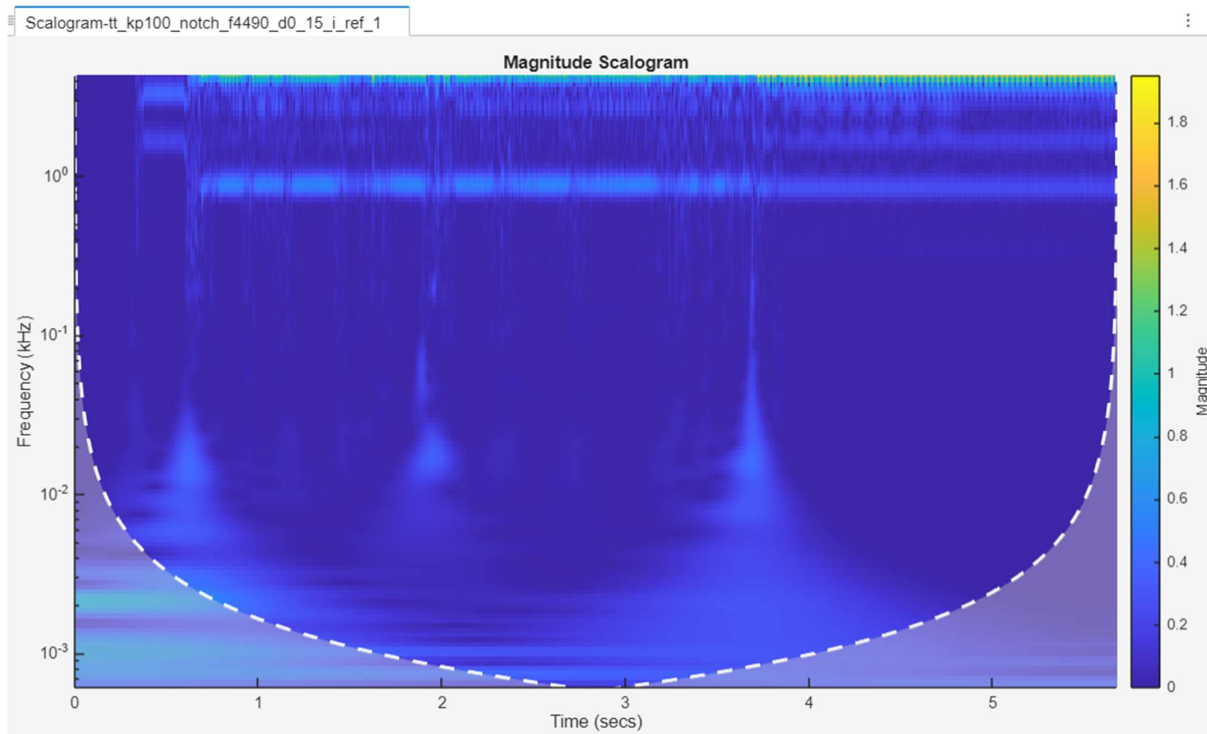


Figura 55: esempio del mutamento delle caratteristiche spettrali del segnale di disturbo in Figura 47 dopo aver utilizzato sullo stesso il filtro notch

Tale approccio è stato però accantonato per due ragioni:

- 1) i segnali di corrente uscenti dal sottosistema presentavano oscillazioni periodiche a frequenze più o meno basse; comunque sufficientemente contenute da essere replicabili dal sistema fisico nel loro andamento periodico, inducendo comportamenti notevolmente altalenanti ed instabili del sistema.
Sebbene, un'eventuale soluzione per mitigare questo fenomeno, sarebbe potuta essere: continuare a modificare l'architettura del sistema inserendo un terzo filtro notch; quest'approccio è stato scartato a priori, perché avrebbe portato ad un'ulteriore customizzazione, e ad un'eccessiva complessità del sistema di controllo.
- 2) La necessità di una spinta customizzazione dei guadagni è risultata in contrasto con l'obiettivo di garantire la versatilità dell'architettura in scenari differenti, vincolando le prestazioni del controllore ad una condizione operativa troppo circoscritta.

Questo capitolo è stato comunque inserito, nonostante l'approccio descritto sia stato successivamente scartato, non tanto per descrivere nella sua interezza quanto svolto; ma piuttosto per evidenziare come nelle fasi di ricerca di soluzioni operative, non tutte le ipotesi progettuali conducano ai risultati sperati.

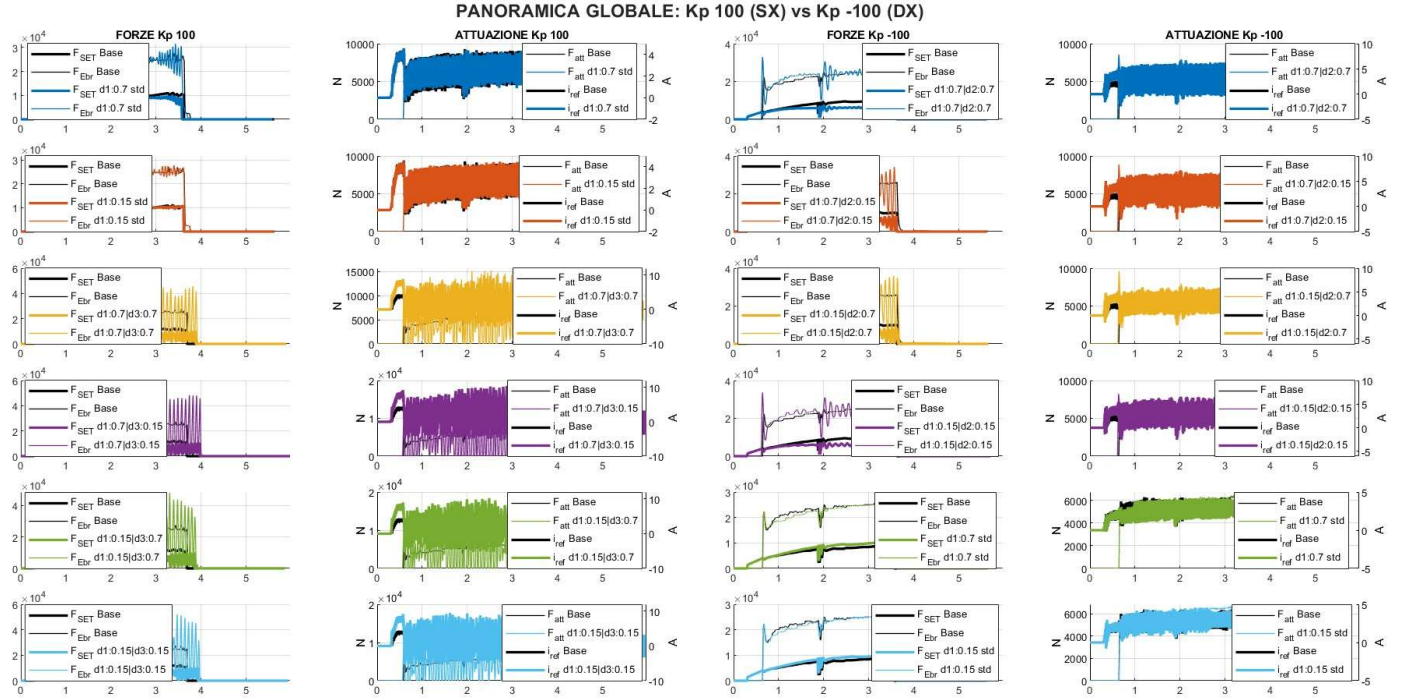


Figura 56: comportamenti altalenanti ed instabili del sistema ottenuti dopo l'inserimento di un secondo filtro di notch a valle del calcolo di i_{ref_n}

Tale processo impone un'analisi oggettiva e critica dei dati, richiedendo la capacità di valutare percorsi alternativi; distaccandosi dalle soluzioni inizialmente intraprese, se non soddisfano i requisiti richiesti, per orientarsi verso configurazioni più efficienti ed efficaci.

Aggiunta di un secondo anello di feedforward basato sul fattore di scorrimento

Come anticipato a conclusione dell'analisi sulla risposta del sistema in presenza di ostacoli, l'architettura del sottosistema "FORCE CONTROL\PI controller – force loop" è stata oggetto di due interventi correttivi. Precedentemente è stata descritta la modifica volta ad ottimizzare l'inseguimento tra il segnale di riferimento ed il feedback della forza frenante; si analizza ora il secondo intervento, finalizzato ad incrementare la prontezza del sistema nel rispondere ai comandi impartiti dal dispositivo anti-skid.

L'obiettivo primario è ridurre il tempo di permanenza del fattore di scorrimento (λ) lontano dal valore ottimale a seguito dell'impatto del sistema velivolo con un ostacolo; infatti, quando l'aereo incontra un ostacolo, si registra - come noto - un picco di λ tendente all'unità.

In tal caso, il sistema deve agire bypassando il comando del pilota: si è pensato ragionevolmente che il pilota - operando in una situazione di emergenza - tenda a mantenere una pressione frenante costante, azione che però conduce la ruota verso la condizione indesiderata di bloccaggio; al contrario, quindi in caso di picchi negativi dello scorrimento, lo stesso comportamento del pilota risulta intrinsecamente stabilizzante: favorendo il ritorno di λ verso l'alto.

Quindi si è scelto di focalizzare l'intervento di controllo esclusivamente sulla fase di rientro in discesa del fattore di scorrimento verso il rispettivo valore ottimale.

Oltretutto va considerato che, sebbene - in teoria - il pilota dovrebbe modulare la pressione sul pedale in caso di slittamento, spesso tale azione non è tempestiva o è del tutto assente; inoltre, anche qualora il pilota intervenisse prontamente, il suo comando di rilascio del pedale sarebbe tradotto dalla dinamica del sistema in una semplice riduzione della pressione di serraggio tra pastiglia e disco.

Si è pertanto integrata una logica di inversione del motore: qualora il sistema rilevi la necessità di un rilascio rapido, l'azionamento viene forzato mediante correnti di riferimento negative; tale inversione del senso di rotazione del rotore permette un distacco immediato delle pastiglie, superando i limiti dinamici di una semplice riduzione della coppia frenante (in cui l'allontanamento della pastiglia dal freno è dipendente dalla reazione visco-elastica tra i due componenti).

Si è proceduto facendo riferimento allo scenario identificato in precedenza come più critico, ovvero l'impatto con un ostacolo posizionato a 100 metri dall'inizio della pista di atterraggio; un sistema in grado di garantire prestazioni ottimali nella condizione più critica dovrebbe risultare ragionevolmente robusto anche in scenari meno gravosi.

Per determinare i parametri del secondo anello di feedforward, è stata analizzata la dinamica del fattore di scorrimento λ durante la fase di rientro post-impatto; in particolare, è stato osservato che:

- Il valore assunto dalla derivata temporale di λ non appena il sistema interviene per ricondurre lo scorrimento verso il valore ottimale è pari a -26;
- il valore medio della corrente di riferimento i_{ref_n} , durante il funzionamento nominale, si attesta intorno ai 2 Ampère, pertanto - per imporre una corrente negativa capace di invertire la marcia dell'attuatore - è stata definita una compensazione pari a -3 Ampère.

Queste due evidenze hanno costituito la base per una prima implementazione del secondo anello di feedforward; l'architettura iniziale, che poi è stata raffinata (mediante l'inserimento di una banda morta e di un blocco saturazione) per incrementare la stabilità numerica del modello, prevedeva che:

- qualora la derivata temporale di λ risultasse inferiore a -26, al segnale di corrente i_{ref_n} veniva sommato un contributo pari a -3 A, forzando l'inversione di marcia del motore.
- qualora la derivata temporale di λ risultasse superiore a -26, il sistema di controllo proseguiva secondo le logiche di regolazione nominali.

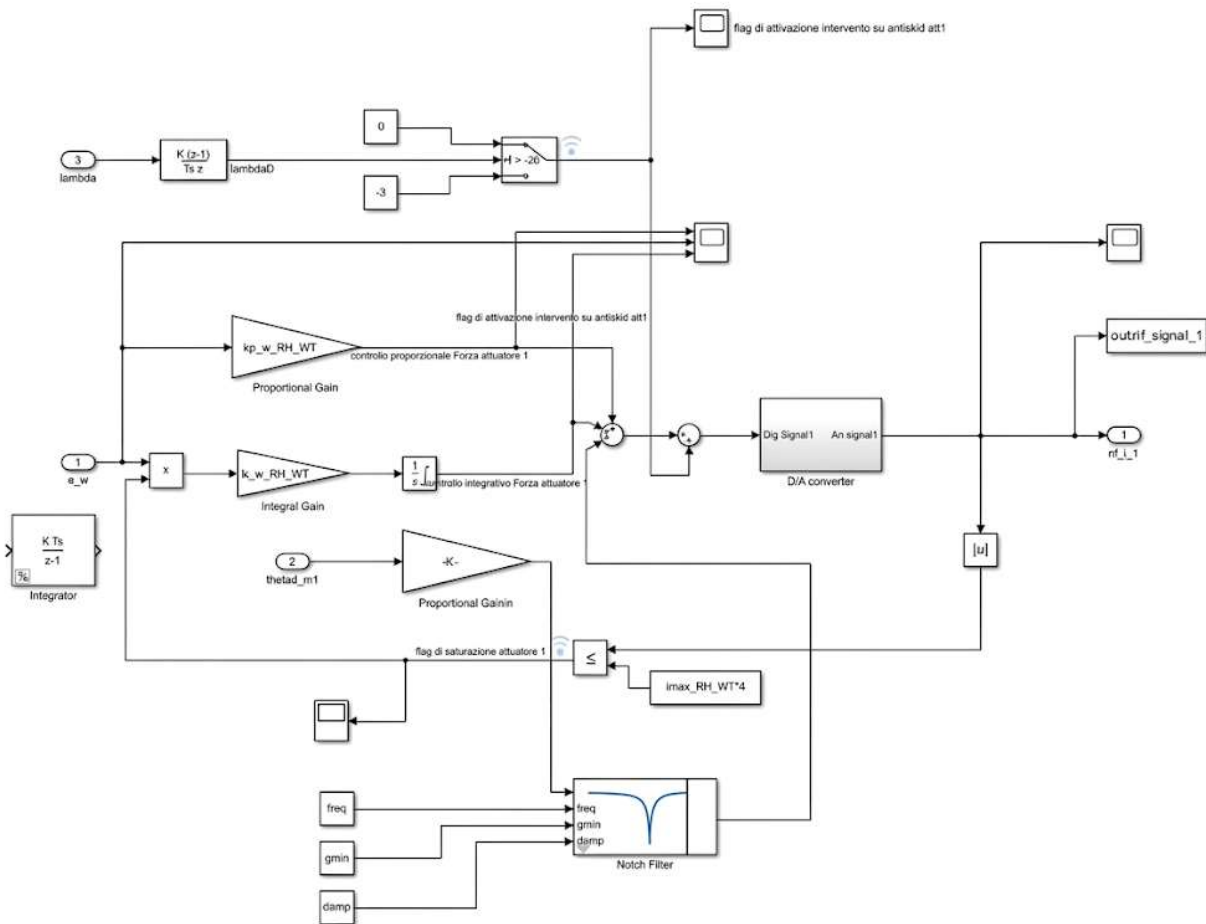


Figura 57: architettura iniziale secondo del anello di retroazione basato sul fattore di scorrimento λ

Si precisa che tutte le modifiche apportate al sottosistema “FORCE CONTROL\PI controller – force loop” sono state estese a tutti e quattro gli attuatori del sistema frenante: sebbene, durante la narrazione di questo lavoro, la trattazione tecnica e l'analisi dei risultati abbiano fatto riferimento ad una singola unità attuativa, tutte le modifiche all'architettura del sottosistema in analisi sono state replicate in modo identico su ciascun attuatore, garantendo così una simmetria di risposta dinamica e una coerenza nelle strategie di controllo globale del velivolo.

Come anticipato, e come evidenziato in Figura 58: l'inversione di marcia istantanea degli attuatori - generata dalla logica a soglia inizialmente adottata - ha indotto una marcata instabilità numerica al termine della fase di atterraggio; questa instabilità numerica ha reso l'impiego della nuova architettura tecnicamente non accettabile, nonostante la stessa avesse dimostrato un'efficacia notevolmente superiore sia nel ridurre il tempo di rientro del

fattore di scorrimento nel range ottimale, che nel minimizzare le sollecitazioni di forza sugli attuatori rispetto alla configurazione originale.

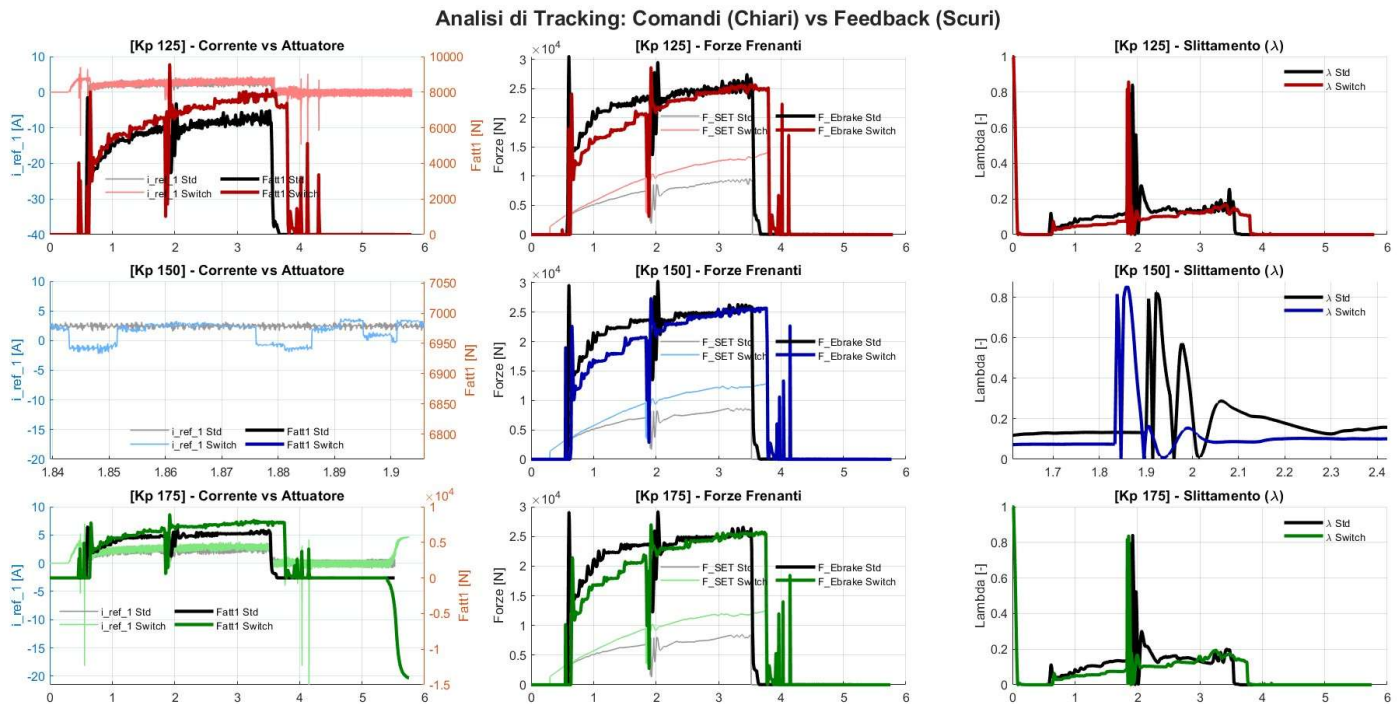


Figura 58: primi risultati ottenuti in seguito all'impiego dell'architettura in Figura 57; zoom nel caso con rapporto $k_p = 150$ per osservare l'imposizione di correnti negative ai fini di invertire il senso di marcia dell'attuatore ed il conseguente - più celere - rientro nel range ottimale di λ

Per superare tale criticità si è proceduto migliorando l'architettura di in Figura 57, sostituendo al blocco “switch”, come mostrato in Figura 59:

- una banda morta: il blocco restituisce 0 per tutti i segnali maggiori di -26; dunque, nel caso la derivata del fattore di scorrimento ricopra valori superiori a tale soglia (quindi durante il funzionamento nominale), l'anello di retroazione non interviene;
- un guadagno opportunamente calibrato, che riporta la derivata di λ ad un valore circa unitario;
- una saturazione che limita il contributo in somma alla corrente di riferimento nel range tra 0 e -9.

Così l'inversione di marcia dell'attuatore non avviene più bruscamente, bensì in modo progressivo:

- ❖ per valori prossimi alla soglia di attivazione (-26) si ottiene una riduzione moderata della corrente,

- ❖ per valori nettamente inferiori alla soglia di attivazione (-26) il sistema interviene con un'azione correttiva più decisa.

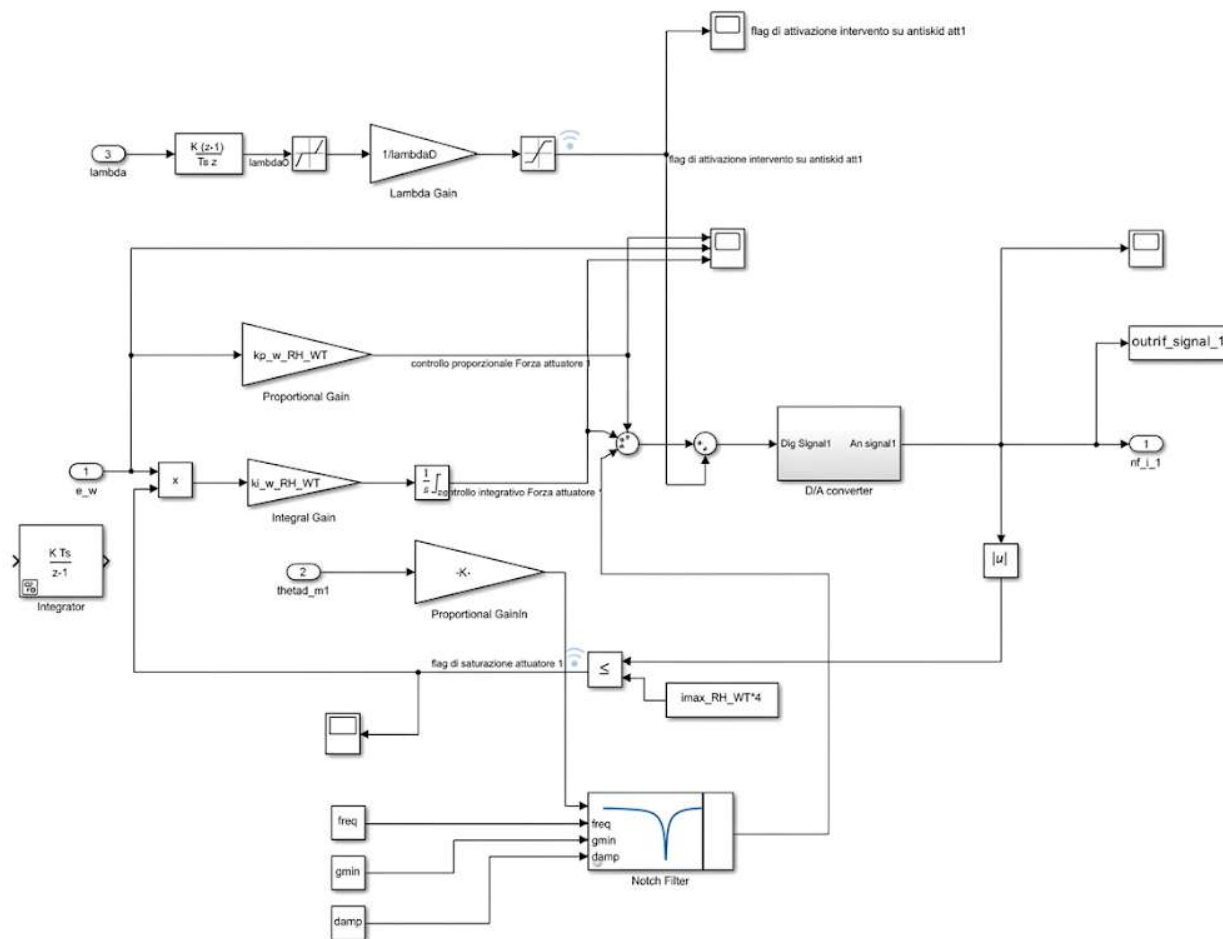


Figura 59: architettura di Figura 57 migliorata mediante la sostituzione del blocco “switch” con un blocco di banda morta, un guadagno ed una saturazione

L'azione correttiva più graduale ha avuto come effetto collaterale (notabile in *Figura 60*) una riduzione della prontezza del sistema; dunque si è tentato di mitigare quest'ultimo aspetto ricavando iterativamente i valori numerici che definiscono il guadagno, oltre che gli estremi della saturazione e del blocco di banda morta: questa è un'ulteriore customizzazione che si affianca a quelle precedentemente effettuate e che - per quanto consenta di raggiungere le prestazioni desiderate - entra in conflitto con l'obiettivo di garantire la versatilità dell'architettura in scenari differenti, vincolando le prestazioni del controllore ad una condizione operativa circoscritta.

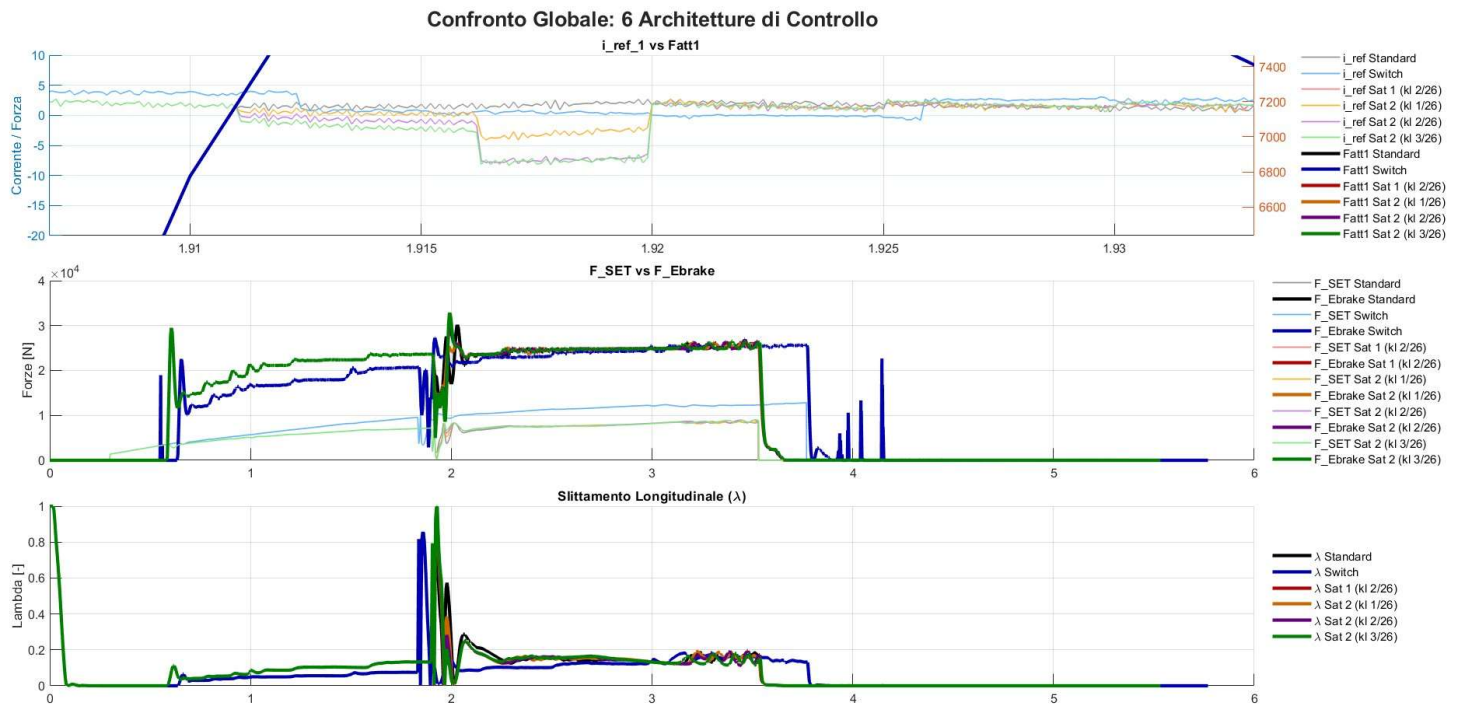


Figura 60: ricerca iterativa dei valori numerici che definiscono il guadagno, gli estremi della saturazione e del blocco di banda morta; zoom sull'azione correttiva più graduale ottenuta migliorando il secondo anello di retroazione

Aggiunta di un terzo anello di feedforward basato sul fattore di scorrimento

Come illustrato in Figura 60, le modifiche architetturali precedentemente introdotte comportano, in corrispondenza dell'impatto con l'ostacolo, una dinamica del fattore di scorrimento lambda che tende all'unità, una condizione che si è inteso evitare sin dalle fasi preliminari dello studio.

Sebbene questo effetto possa essere mitigato riducendo l'aggressività dei guadagni, si è scelto di intervenire inserendo un terzo anello di feedforward: tale anello viene attivato qualora il fattore di scorrimento λ superi, in fase di incremento, la soglia - definita critica - di 0,6; un blocco switch inibisce il ramo di retroazione qualora lambda si mantenga al di sotto di tale soglia operativa.

La calibrazione di questo nuovo ramo è stata effettuata analizzando la dinamica di salita di lambda a seguito dell'urto con un detrito posto a 100 m dall'inizio della pista: in tale transitorio, la derivata di lambda presenta un valore minimo pari a 120.

L'architettura del terzo ramo è stata dunque definita mutuando l'impostazione del precedente anello, basato sulla dinamica di discesa di λ :

una banda morta restituisce valore nullo per segnali con derivata inferiore a 120, un guadagno - opportunamente tarato e con segno negativo - normalizza la derivata di λ , portandola a un valore prossimo all'unità; infine – mediante un blocco di saturazione - il contributo in uscita viene limitato nel tra 0 e -9: tale è il contributo che viene sommato alla corrente di riferimento.

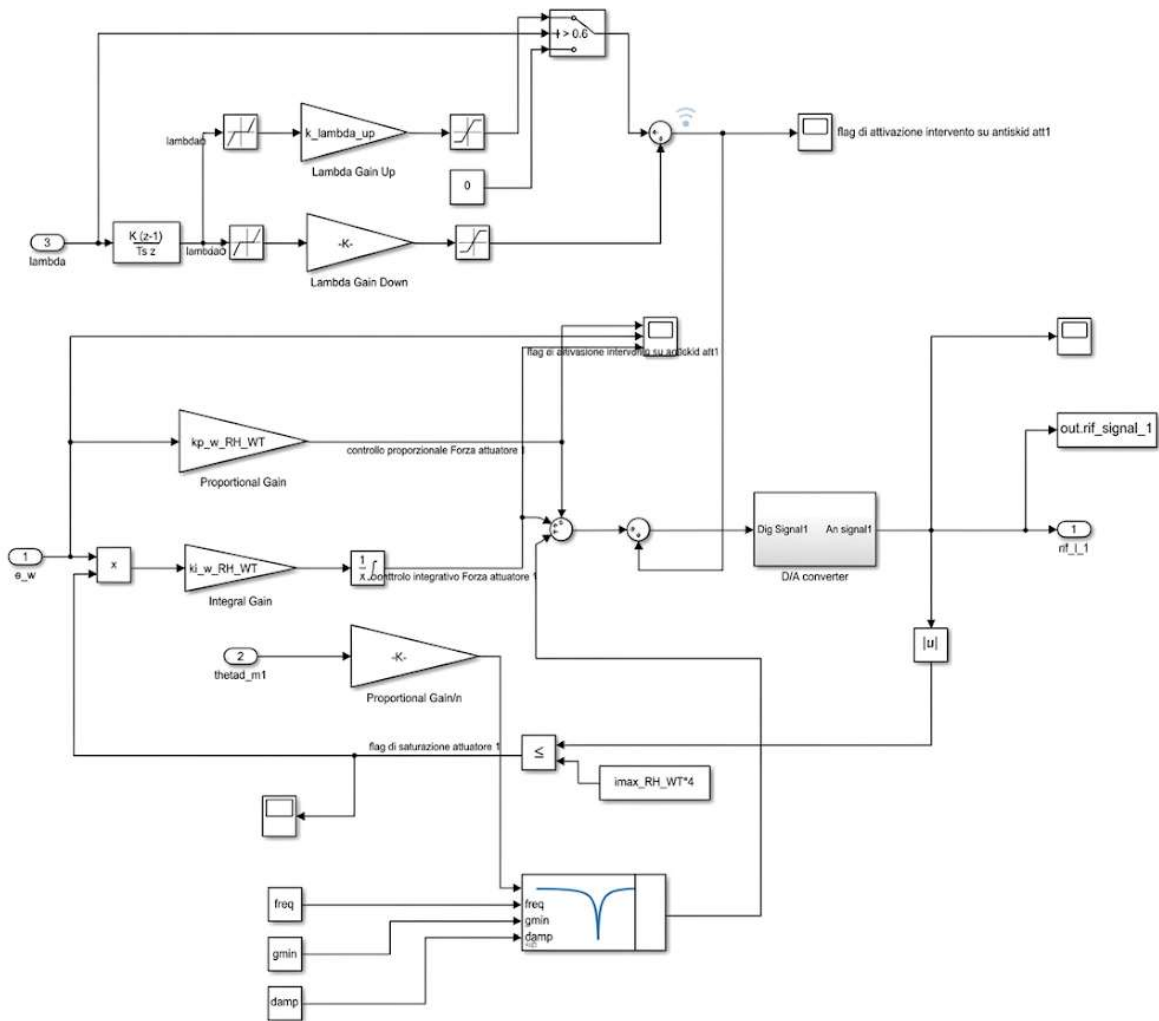


Figura 61: prima architettura del terzo anello di feedforward, secondo anello basato sul fattore di slittamento λ e sulla sua derivata in fase di salita

Le prime simulazioni hanno subito evidenziato l'instabilità numerica indesiderata che generalmente introduce – come già osservato precedentemente - l'impiego di un blocco switch; si è pertanto proceduto alla sua rimozione (Figura 62).

Tale scelta si è rivelata efficace per due motivi:

-

Come precedentemente osservato, all'istante iniziale della simulazione ($t_0 = 0$) il fattore di scorrimento λ assume valore unitario, essendo la ruota bloccata per ragioni di sicurezza prima del contatto con il terreno.

69

della derivata estremamente elevato, che innescava impropriamente l'intervento del terzo ramo di feedforward.

Il IV grafico di *Figura 63* (corrente fornita dall'intervento del secondo e del terzo anello di retroazione) illustra chiaramente tale fenomeno: la curva arancione evidenzia un picco di corrente in corrispondenza dell'istante iniziale, causato dall'attivazione non necessaria del ramo. A seguito di tale sollecitazione eccessiva, il sistema entra in una condizione di instabilità che ne impedisce il successivo ripristino del controllo.

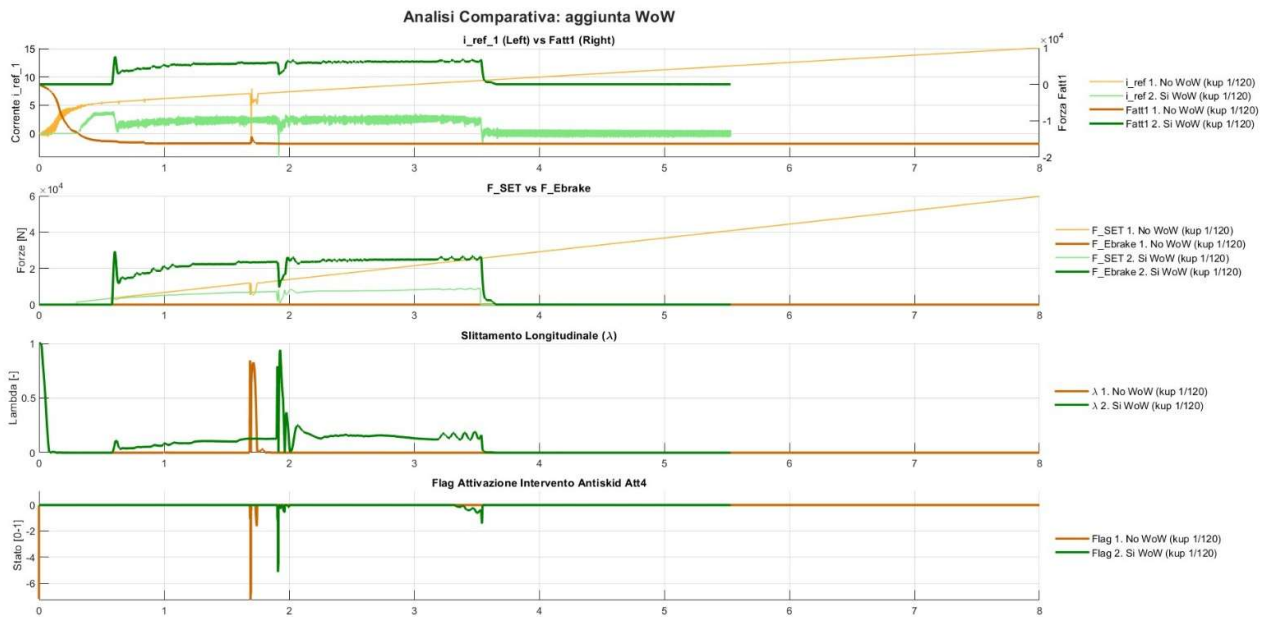


Figura 63: risposta del sistema prima e dopo l'inserimento del flag di attivazione che vincola l'intervento del terzo anello di feedforward a dopo l'avvenuto contatto della ruota col terreno

Per risolvere questo inconveniente, si è deciso di subordinare l'attivazione del terzo anello di feedforward all'effettivo contatto del velivolo con il suolo.

Entrando nel sottosistema "Wheel-terrain" del "Main Landing Gear", è stata monitorato il modulo della distanza tra la ruota e il terreno: quando tale valore risulta superiore a zero, viene generato un segnale unitario (altrimenti nullo) denominato *flag weight on wheel*. Tale segnale, moltiplicato per il contributo del terzo ramo, ne abilita l'intervento esclusivamente dopo la fase di contatto al suolo, inibendone le attivazioni improprie riscontrate all'istante iniziale della simulazione.

L'efficacia di tale intervento è descritta dalle curve verdi in *Figura 63*, mentre gli interventi sull'architettura del sistema sono visionabili di seguito in *Figura 64* e in *Figura 65*.

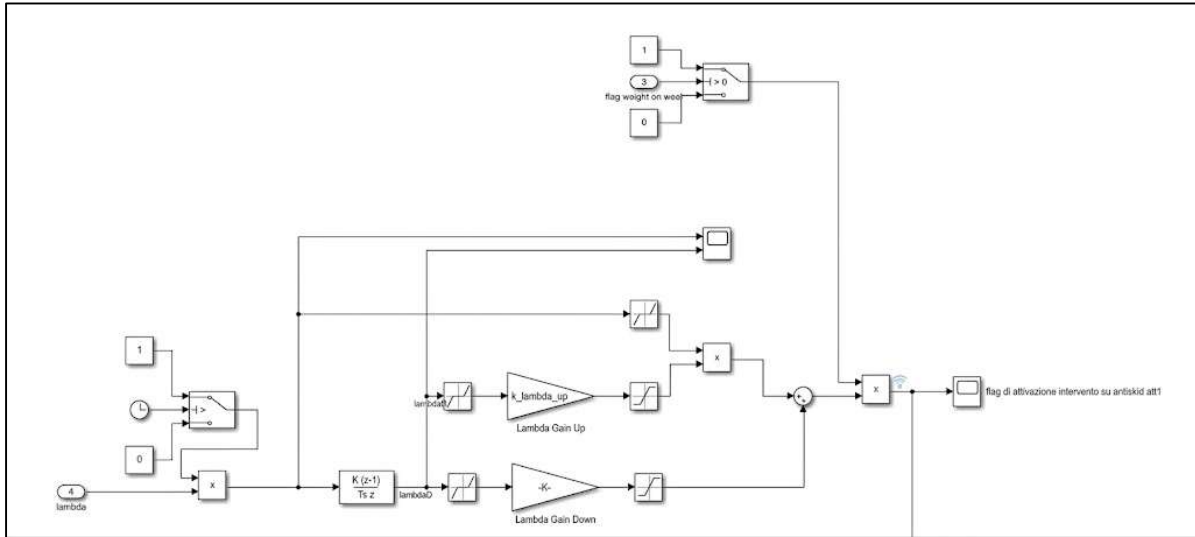


Figura 64: il flag di weight on wheel abilita l'intervento del terzo ramo dopo la fase di contatto al suolo

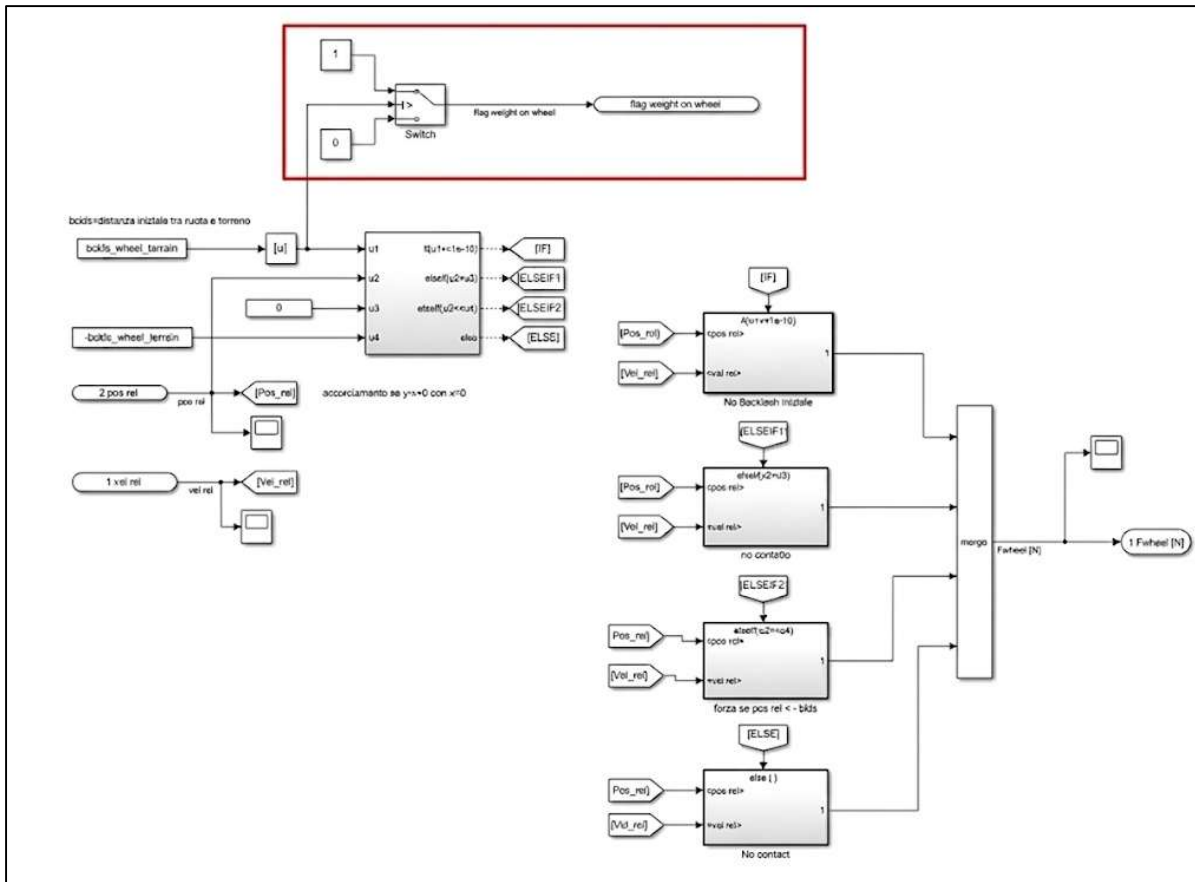


Figura 65: generazione del segnale flag weight on wheel del tipo 0/1 nel sottosistema "Wheel-terrain" del MLG

Confrontando i risultati ottenuti con l'attuale configurazione e quelli registrati in assenza del terzo ramo di retroazione (limitandosi cioè al primo anello, basato sulla velocità angolare del motore dell'attuatore, e al secondo, basato sul valore di λ e sulla sua derivata in fase di discesa) si è osservato che il sistema si è dimostrato insufficientemente pronto nel

rispondere alla richiesta di segnali di corrente negativa in risposta ad un aumento improvviso del fattore di slittamento.

Tali segnali intervengono con un ritardo non trascurabile rispetto all'istante insorgere di una derivata positiva di λ : questo sfasamento temporale fa sì che l'intervento correttivo, che avrebbe dovuto mitigare la rapida crescita del fattore di slittamento, si manifesti solo nella successiva fase di decrescita, non conducendo perciò – come, invece, si sarebbe desiderato – a risultati significativamente migliori di quelli precedentemente ottenuti. Si è tentato, inoltre, di operare sulla componente proporzionale dell'anti-skid, aumentandone il guadagno fino a raddoppiarlo, ma comunque non si sono raggiunti miglioramenti significativi in termini di reattività del sistema

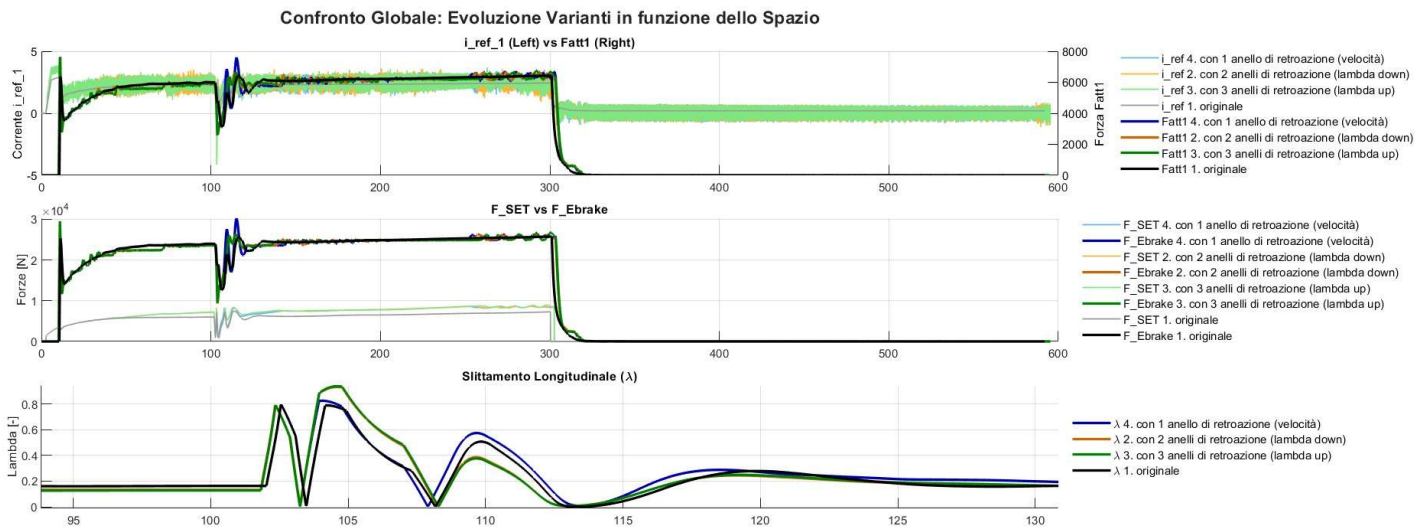


Figura 66: confronto reazione dell'architettura originale VS reazione dell'architettura con le successive modifiche al sistema di controllo forza, ad un ostacolo posizionato a 100 m dall'inizio della pista di atterraggio.

Nonostante ciò - come si evince dalla Figura 66 - le ultime modifiche apportate al sistema, rispetto alle configurazioni precedentemente analizzate:

- consentono al fattore di slittamento di rientrare più rapidamente all'interno dei parametri di funzionamento ottimali,
- garantiscono un contenimento dei picchi di forza frenante.

Tali miglioramenti confermano la validità dell'architettura implementata.

Risposta del sistema all'avaria di un motore di un attuatore

Si è ritenuto opportuno analizzare l'eventualità che uno dei quattro attuatori subisse un'avaria tale da impedirne il contributo alla fase di frenata durante l'atterraggio. La configurazione a quattro attuatori, infatti, è spesso adottata non solo per garantire lo sviluppo di forze frenanti superiori, ma anche per soddisfare requisiti stringenti di sicurezza legati al concetto di ridondanza.

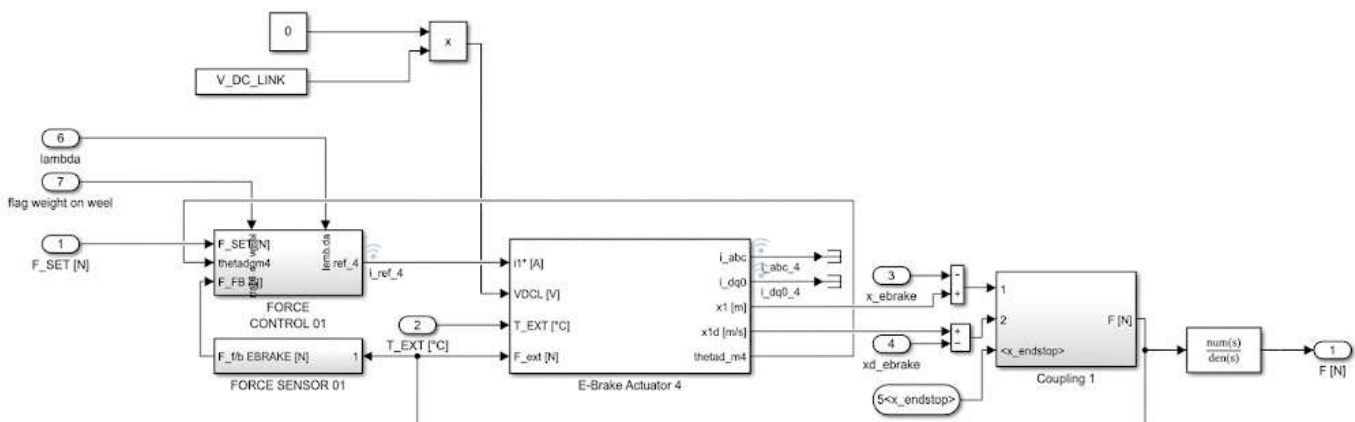


Figura 67: taglio della tensione di alimentazione all'attuatore 4

Sebbene il rischio che un attuatore elettromeccanico subisca un guasto all'alimentazione sia inferiore rispetto a quanto riscontrato nei sistemi idraulici — come ampiamente discusso nei primi paragrafi di questo elaborato — non è possibile escludere a priori, visti gli scenari in analisi, l'eventualità che la linea di alimentazione venga danneggiata o tranciata.

Per simulare tale condizione di avaria, si è moltiplicato per zero il segnale di tensione in ingresso all'attuatore 4 (scelto casualmente considerando l'ipotesi di simmetria degli attuatori), ottenendo i risultati di seguito riportati.

Impianto Originale - Nominale vs Avaria

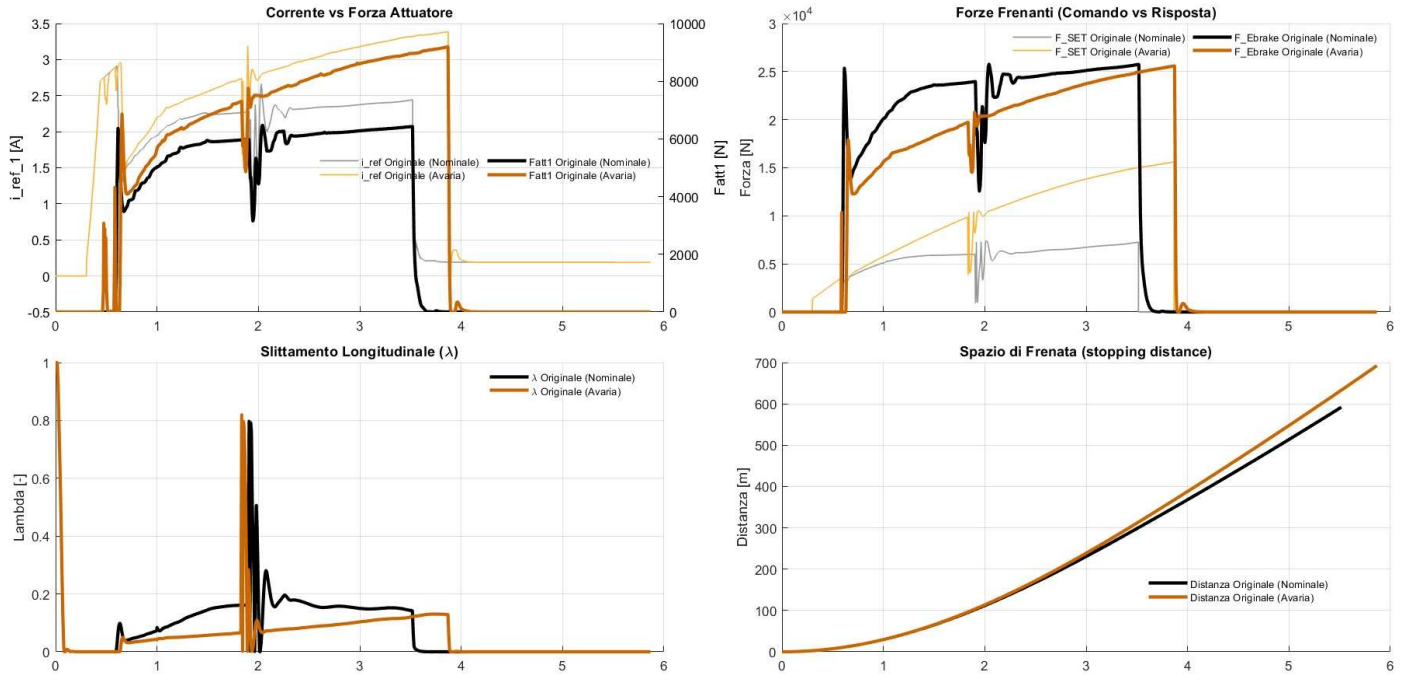


Figura 69: risposta del modello originale in presenza di un'avaria all'alimentazione dell'attuatore 4

Condizioni di Avaria (Motore 4) - Originale vs Migliorato

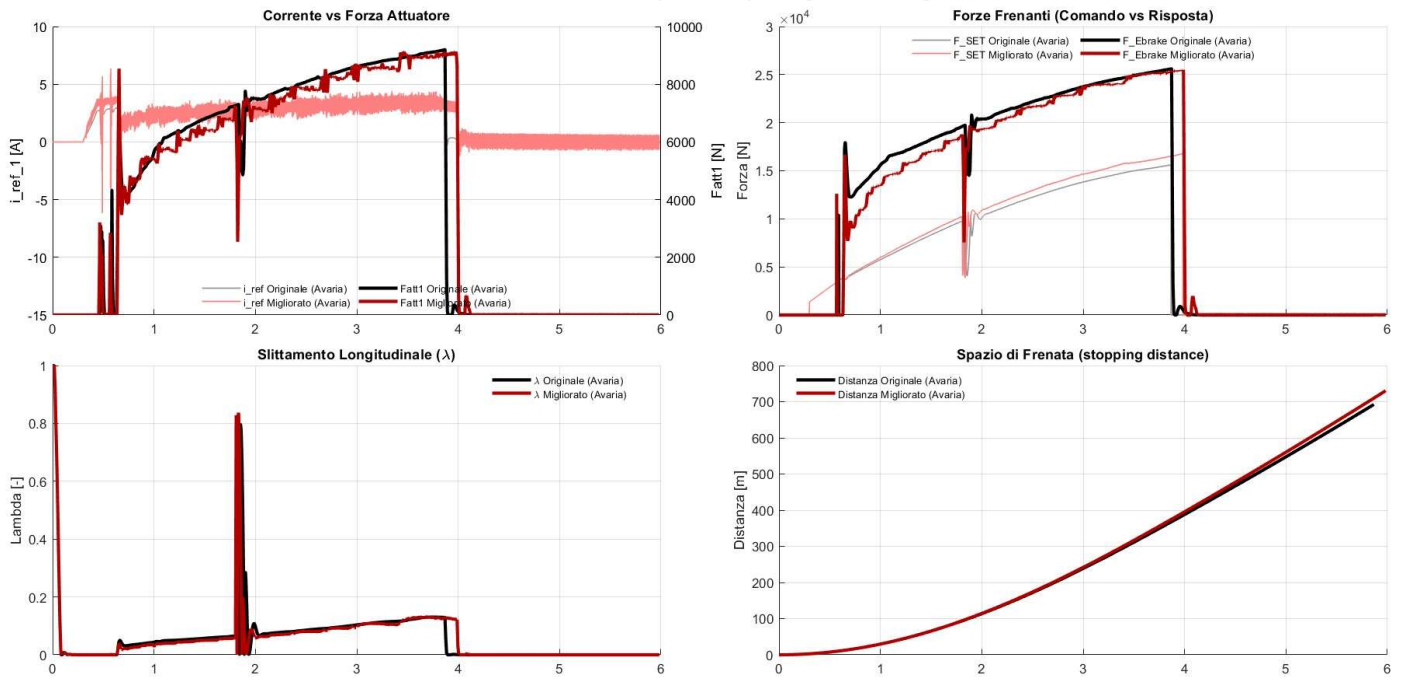


Figura 68: risposta del modello modificato in presenza di un'avaria all'alimentazione dell'attuatore 4

Dalle figure si evince che, come previsto, la carenza di forza frenante indotta dal mancato intervento dell'attuatore 4 viene compensata dai restanti tre. Sotto l'ipotesi di simmetria del sistema, la forza sviluppata dall'attuatore 1 — e analogamente dagli altri due operativi —

risulta aumentata rispetto al caso nominale senza avaria; contestualmente, la durata della fase di frenata subisce un incremento di circa 1/3 di secondo.

Le modifiche architetturali introdotte, come illustrato nel confronto tra il modello originale e quello modificato (*Figura 70*), consentono di mitigare il modulo dei picchi positivi di forza gravanti sui singoli attuatori. Tale ottimizzazione comporta un lieve incremento del tempo di frenata, a fronte però di una gestione più stabile del fattore di slittamento, che rientra più efficacemente verso i valori nominali.

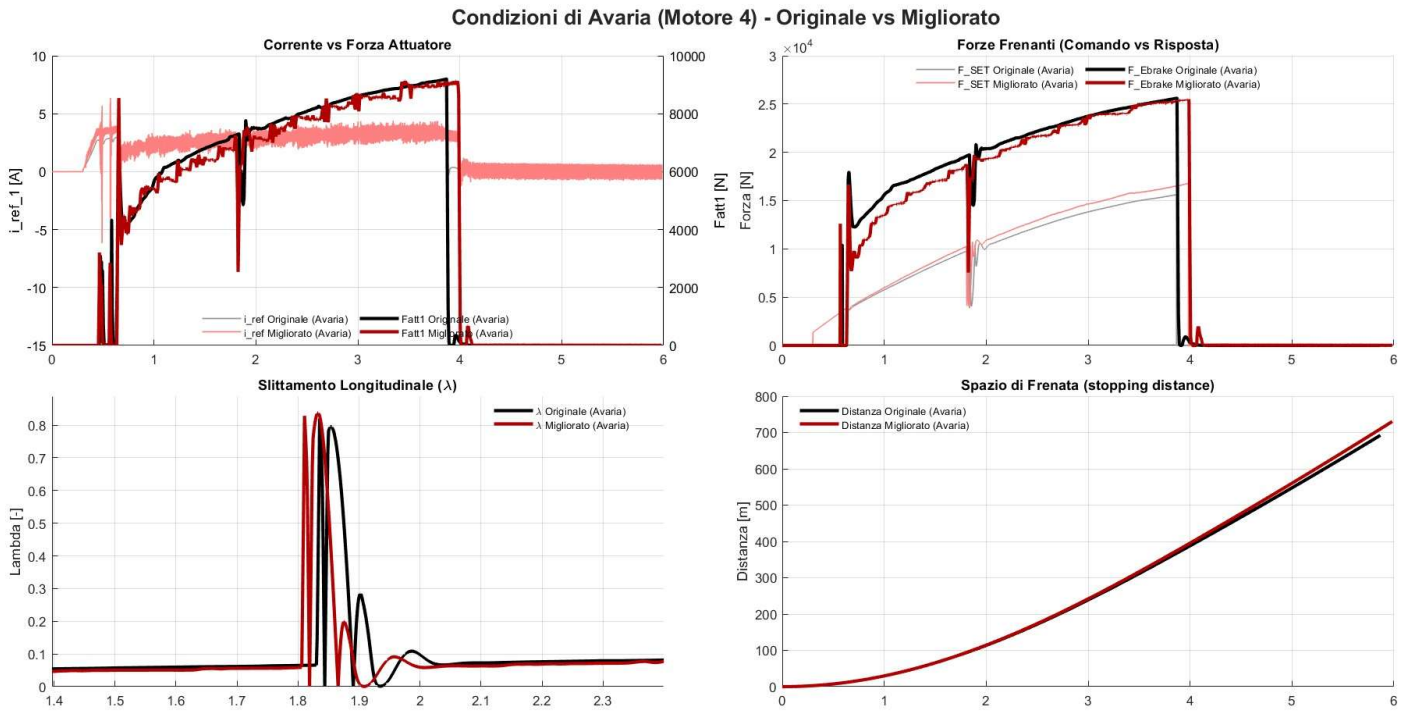


Figura 70: risposta del modello modificato in presenza di un'avaria all'alimentazione dell'attuatore 4, zoom su lambda

Conclusioni...

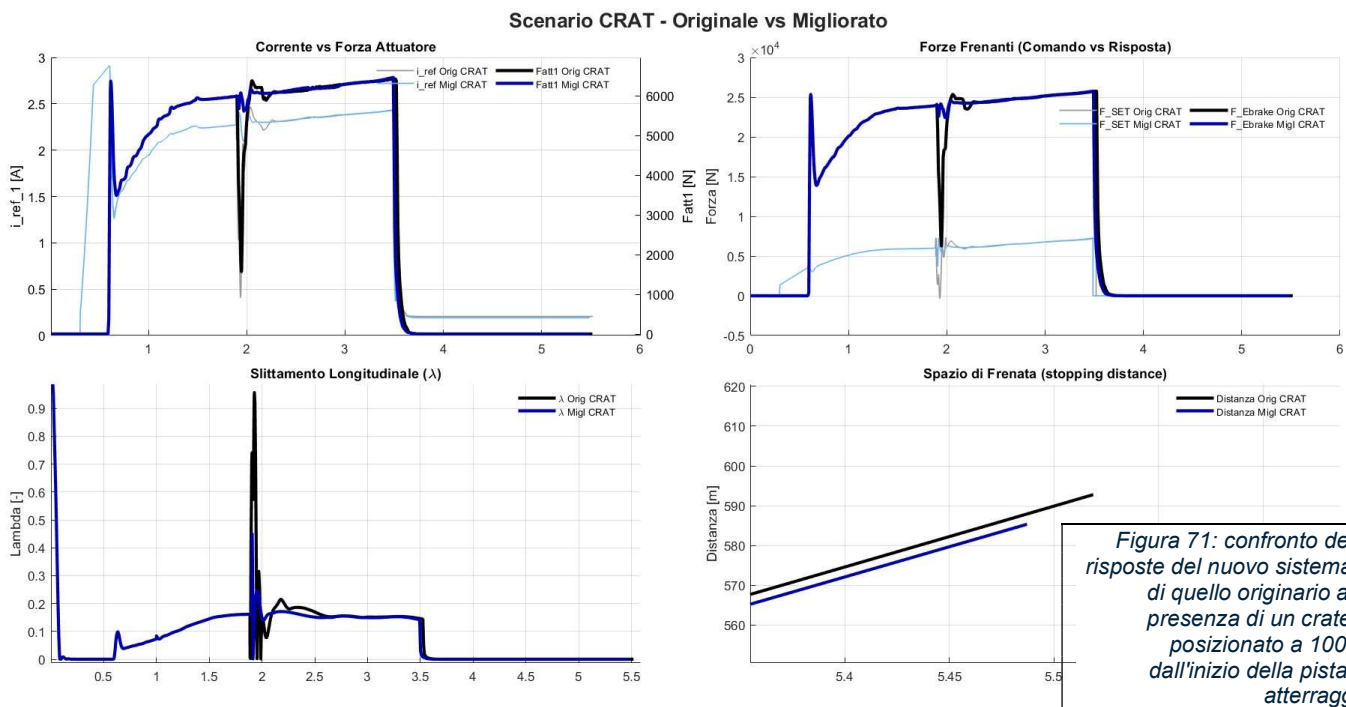
Il settore aeronautico è tutt'oggi profondamente — e forse radicalmente — legato a logiche di controllo basate su architetture Proporzionale-Integrative (PI), specialmente in sottosistemi di criticità essenziale come quello frenante.

Tale preferenza è giustificata dalla comprovata semplicità ed affidabilità di questa architettura; l'affidabilità costituisce un requisito imprescindibile in un ambito in cui anche minime inefficienze possono determinare conseguenze catastrofiche.

Per questa ragione, gli enti che definiscono lo stato dell'arte e gli organismi di certificazione mostrano una marcata cautela, tendendo a privilegiare soluzioni consolidate e mostrandosi riluttanti ad abbandonare tali standard in favore di architetture alternative, sebbene potenzialmente più performanti.

Anche nel presente studio non si è tentato di sviluppare ex novo di architetture di controllo radicalmente differenti dal PI; si è preferito piuttosto operare su un'ottimizzazione incrementale del modello di partenza con l'obiettivo di migliorare la risposta del sistema in presenza di detriti lungo la pista di atterraggio.

L'approccio descritto, pur producendo incrementi prestazionali più contenuti rispetto a una rivoluzione totale dell'architettura, garantisce una maggiore robustezza ed affidabilità operativa.



Durante lo studio ci si è concentrati sul caso di un ostacolo posto a 100 metri: come discusso nei capitoli introduttivi, i guadagni dei rami proporzionali e integrativi risultano già customizzati in base alle condizioni della pista, avvalendosi dei dati derivanti da studi pregressi; si potrebbe legittimamente temere che l'aggiunta di specifici rami di retroazione abbia vincolato eccessivamente il sistema a rispondere positivamente a una sola tipologia di ostacolo.

Tuttavia - come si può osservare dalla *Figura 71* - il nuovo sistema dimostra una buona capacità di adattamento anche a sollecitazioni di natura differente. Resta comunque aperta, per sviluppi futuri, l'opportunità di investigare un ulteriore affinamento delle prestazioni attraverso un processo di sintonizzazione (*tuning*) dei guadagni dedicato a ciascun tipo di ostacolo presente lungo la pista di atterraggio.

... e sviluppi futuri

Dal 5 al 9 maggio 2026 si è svolto a Costantinopoli il SAHA EXPO 2026, una fiera internazionale che ha visto la partecipazione di oltre 1.700 espositori.

I convegni tenuti durante l'evento hanno evidenziato una netta transizione del focus tecnologico dai sistemi hardware convenzionali verso il paradigma dell'*AI-driven warfare*, focalizzandosi in particolare sull'integrazione dell'Intelligenza Artificiale e del *Machine Learning* nel settore della Difesa; la novità di maggior rilievo è stata la presentazione di una piattaforma di supporto alle decisioni (*decision layer*), basata su algoritmi predittivi e progettata per operare in scenari operativi complessi.

In quest'ottica, l'architettura implementata nei capitoli precedenti — mirata a simulare ostacoli di varia natura lungo la pista di atterraggio e ad analizzarne la risposta dinamica — acquisisce una rilevanza strategica: la modellizzazione di diverse tipologie di irregolarità e lo studio della resilienza del sistema rappresentano infatti la base metodologica per la creazione di un *dataset* di addestramento. In un contesto di *Machine Learning*, la catalogazione di tali risposte dinamiche permetterebbe al sistema di bordo di riconoscere tempestivamente lo scenario cinematografico in cui si trova, abilitando una capacità di adattamento autonomo e in tempo reale del comportamento del velivolo durante le fasi più critiche dell'atterraggio.

Resta dunque aperta, come sviluppo futuro, la possibilità di implementare un'architettura di controllo intelligente che sfrutti le suddette logiche di *Machine Learning*.

Poiché il fattore di scorrimento λ rappresenta l'unico parametro indipendente nel contatto ruota-terreno — come evidenziato dal rispettivo diagramma di corpo libero riportato in *Figura 12* —, il suo costante monitoraggio acquisisce un valore strategico fondamentale: partendo dall'analisi predittiva di questa singola variabile, il sistema di bordo sarebbe verosimilmente in grado di identificare autonomamente, dopo pochi decimi di secondo dall'impatto, lo scenario operativo in cui si trova, determinando di conseguenza la configurazione ottimale dei guadagni del controllore per massimizzare l'efficacia della frenata.

Al contrario, il sistema nello stato di sviluppo attuale interverrebbe solo a seguito dell'attivazione da parte del pilota, al quale rimane interamente affidato il compito di riconoscere la situazione ambientale e operativa in cui si trova ad operare.

Bibliografia

- [1] **GE117_LS Airfields and Helipads; Engineer Captains Career Course, October 2020;** *U.S. Army Engineer School, Department of Instruction, Military Engineering Division, Fort Leonard Wood, Missouri.*
- [2] **Simulation of Runway Irregularities in a Novel Test Rig for Fully Electrical Landing Gear Systems;** *Andrea De Martin, Giovanni Jacazio and Massimo Sorli; Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Politecnico di Torino, 10129 Turin, Italy.*
- [3] **Development of a PHM system for electrically actuated brakes of a small-passenger aircraft;** *Riccardo Achille, Andrea De Martin, Antonio Carlo Bertolino, Giovanni Jacazio, and Massimo Sorli; Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Politecnico di Torino, Torino, 10129, Italy.*
- [4] **EMA Electro Mechanical Servo Actuator;** *Massimo Sorli; Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Politecnico di Torino.*
- [5] **Servo-systems structure – Controllers;** *Massimo Sorli; Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Politecnico di Torino.*
- [6] **Operational advantages of carbon brakes;** *Allen T., Miller T., Preston E.; AERO magazine, uscita QTR_03 (2009), pp. 16-18.*
- [7] **Brake Tactics: Overuse your brakes during landing and taxi operations is poor technique and expensive;** *Banner J.M.; Aviation Safety Magazine, 27 Dicembre 2019.*
- [8] **Wybrane zagadnienia projektowania hamulców (“Selected issues of brake design”);** *Grygorcewicz, Paweł, and Zbigniew Skorupka; Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe 14.3 (2013): 565-573 (in polacco).*
- [9] **Remaining Useful Life Prognosis of Aircraft Brakes;** *Loutas, Theodoros, et al; International Journal of Prognostics and Health Management 13.1 (2022).*
- [10] **Transducers;** *Massimo Sorli; Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Politecnico di Torino.*
- [11] **Antiwindup Strategy for PI-Type Speed Controller;** *J. Choi and S. Lee; in IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 56, no. 6, pp. 2039-2046, June 2009.*

Sitografia

[1] <https://www.difesa.it/assets/allegati/27138/p180.pdf>

[2] <https://www.esercito.difesa.it/equipaggiamenti/piaggio-p180/83558.html>

Indice delle figure

Figura 1: Piaggio P.180 Avanti in dotazione all' Esercito Italiano	9
Figura 2: situazione traffico aereo in Medio Oriente, con zoom sugli aeroporti emiratini; in data 10.05.2026, ore 14:40	10
Figura 3: tipologie di danno all'infrastruttura di volo	13
Figura 4: Shahed-136	14
Figura 5: sottosistema "Terrain undulation" per la descrizione del profilo della pista di atterraggio.....	16
Figura 6: architettura originale del sottosistema "Terrain undulation".....	16
Figura 7:.....	17
Figura 8: "1D LookUp table" per la descrizione del profilo del detrito	17
Figura 9: "1D LookUp table" per la descrizione del profilo del cratere	17
Figura 10: risultato profilo sinusoidale della pista di atterraggio + profilo ostacoli.....	18
Figura 11: architettura finale del sottosistema "Terrain undulation", per l'automatizzazione delle simulazioni mediante l'implementazione di "Multi-port Switch".....	19
Figura 12: diagramma di corpo libero del contatto ruota-terreno	21
Figura 13: modello intero del sistema velivolo	24
Figura 14: segnali salvati al termine di una simulazione, in seguito della procedura di filtraggio dati	25
Figura 15: schemi fisici del freno elettromeccanico	26
Figura 16: architettura complessiva del sottosistema "E_Brake"	26
Figura 17: 1 dei 4 sottosistemi "Actuation System"	29
Figura 18: architettura iniziale del sottosistema "FORCE CONTROL 01\PI controller – forceloop".....	29
Figura 19: Proportional gain.....	31
Figura 20: diagramma di Bode e risposta ad un segnale di errore a gradino del regolatore proporzionale	31
Figura 21: Integrative gain	32
Figura 22: diagramma di Bode del regolatore integrativo	32
Figura 23: risposta e risposta ad un segnale di errore a gradino del regolatore integrativo	32
Figura 24: schema a blocchi dei rami proporzionale ed integrativo del regolatore PI	33
Figura 25: guadagno proporzionale integrativo.....	33

Figura 26: diagramma di Bode del regolatore proporzionale-integrativo	34
Figura 27: analisi del ritardo di trasporto introdotto da un controllo digitale	35
Figura 28: funzione di trasferimento del ritardo di trasporto introdotto da un controllo digitale	36
Figura 29: errore esponenziale negativo in seguito ad un ingresso a gradino e ad un feedback esponenziale positivo	37
Figura 30: architettura del sottosistema di Actuation System, E-Brake Actuator.....	37
Figura 31: equazioni relative al motore elettrico	39
Figura 32: sensori ad effetto Hall utilizzati per rilevare la posizione angolare del rotore in un motore brushless DC	40
Figura 33: illustrazione del funzionamento dei sensori ad effetto Hall	40
Figura 34: architettura del sottosistema di "Actuation System", " E-Brake Actuator\ BLDC drive\ Winding temperature"	41
Figura 35: architettura del sottosistema "E_brake thermal model"	42
Figura 36: vite a ricircolo di sfere	43
Figura 37: architettura del sottosistema di "E-Brake Actuator", "Mechanical transmission_n\Power screw\Friction"	43
Figura 38: dipendenza del coefficiente di usura dalla temperatura del freno	45
Figura 39: valore di F_SET [N] in funzione del tempo [s]; casi con tutti le tipologie di ostacoli (singoli ed in serie), pista asciutta e massa dell'aereo di 6400 kg, confrontati con il caso di riferimento senza ostacoli. Zoom sul caso: crateri a 100 m da inizio pista	48
Figura 40: F_Ebrake e $Fatt1$ per il confronto con F_SET [N]	49
Figura 41: stopping distance caso di velivolo a carico ridotto (5600 kg) VS stopping distance configurazione a carico massimo (6400 kg).....	50
Figura 42: la "stopping distance"; casi con tutti le tipologie di ostacoli (sia singoli che in serie), pista asciutta e massa dell'aereo di 6400 kg, confrontati con il caso di riferimento senza ostacoli. Zoom sui casi caratterizzati dalla presenza di crateri lungo la pista di atterraggio, con variazioni significative dal caso di riferimento	51
Figura 43: "stopping distance" caso pista asciutta VS "stopping distance" caso pista bagnata; nonostante l'impiego di ruote tassellate	52
Figura 44: prima modifica dell'architettura del sistema di controllo forza; aggiunta del primo anello di retroazione	53
Figura 45: confronto dei segnali di set e feedback di forza, con rapporto _{kp} = 1000 e -1000	54

Figura 46: confronto dei segnale di set e feedback di forza, con rapporto_kp = 100 e -100	54
Figura 47: interfaccia tool MATLAB "Wavelet Time-Frequency Analyzer"; segnale importato: i_ref_1 caso rapporto_kp = 100	55
Figura 48: interfaccia del filtro notch per l'inserimento dei parametri frequenza di taglio e frequenza di campionamento.....	56
Figura 49: prima modifica dell'architettura del sistema di controllo forza; aggiunta del filtro di notch sull'anello di retroazione.....	56
Figura 50: Zoom sui segnali di set e feedback di forza per apprezzare il miglioramento della prontezza di risposta del sistema al set, in seguito all'inserimento dell'anello di feedforward; con rapporto_kp = 100 e -100.....	57
Figura 51: Zoom sui segnali di set e feedback di forza per apprezzare il miglioramento della stabilità dei segnali, in seguito all'inserimento del filtro di notch sull'anello di feedforward; con rapporto_kp = 100 e -100.....	57
Figura 52: Zoom sui segnali di set e feedback di forza, per notare il compromesso tra stabilità e prontezza di risposta al set del segnale con rapporto_kp = 150	58
Figura 53: confronto dei segnale di set e feedback di forza con rapporto_kp compreso tra 100 e 1000.....	58
Figura 54: modifica dell'architettura del sistema "PI controller – forceloop" a valle del calcolo della corrente di riferimento	59
Figura 55: esempio del mutamento delle caratteristiche spettrali del segnale di disturbo in Figura 47 dopo aver utilizzato sullo stesso il filtro notch	60
Figura 56: comportamenti altalenanti ed instabili del sistema ottenuti dopo l'inserimento di un secondo filtro di notch a valle del calcolo di i_ref_n	61
Figura 57: architettura iniziale secondo del anello di retroazione basato sul fattore di scorrimento λ	64
Figura 58: primi risultati ottenuti in seguito all'impiego dell'architettura in Figura 57; zoom nel caso con rapporto_kp =150 per osservare l'imposizione di correnti negative ai fini di invertire il senso di marcia dell'attuatore ed il conseguente - più celere - rientro nel range ottimale di λ	65
Figura 59: architettura di Figura 57 migliorata mediante la sostituzione del blocco "switch" con un blocco di banda morta, un guadagno ed una saturazione.....	66

Figura 60: ricerca iterativa dei valori numerici che definiscono il guadagno, gli estremi della saturazione e del blocco di banda morta; zoom sull'azione correttiva più graduale ottenuta migliorando il secondo anello di retroazione	67
Figura 61: prima architettura del terzo anello di feedforward, secondo anello basato sul fattore di slittamento λ e sulla sua derivata in fase di salita	68
Figura 62: modifica dell' architettura del terzo anello di feedforward, eliminazione dello switch vincolante l'intervento del ramo.....	69
Figura 63: risposta del sistema prima e dopo l'inserimento del flag di attivazione che vincola l'intervento del terzo anello di feedforward a dopo l'avvenuto contatto della ruota col terreno	70
Figura 65: il flag di weight on wheel abilita l'intervento del terzo ramo dopo la fase di contatto al suolo	71
Figura 64: generazione del segnale flag weight on wheel del tipo 0/1 nel sottosistema "Wheel-terrain" del MLG	71
Figura 66: confronto reazione dell'architettura originale VS reazione dell'architettura con le successive modifiche al sistema di controllo forza, ad un ostacolo posizionato a 100 m dall'inizio della pista di atterraggio.	72
Figura 67: taglio della tensione di alimentazione all'attuatore 4	73
Figura 68: risposta del modello modificato in presenza di un'avaria all'alimentazione dell'attuatore 4	74
Figura 69: risposta del modello originale in presenza di un'avaria all'alimentazione dell'attuatore 4	74
Figura 70: risposta del modello modificato in presenza di un'avaria all'alimentazione dell'attuatore 4, zoom su λ	75
Figura 71: confronto delle risposte del nuovo sistema e di quello originario alla presenza di un cratere posizionato a 100 m dall'inizio della pista di atterraggio	76

Indice delle tabelle

Tabella 1: attuazioni a confronto	6
Tabella 2: vantaggi e svantaggi del sistema elettrico e del sistema idraulico.....	7
Tabella 3: temperature mensili nei 3 scenari operativi originali [°C]	8
Tabella 4: guadagni K_p e K_i Anti-skid.....	21
Tabella 5: parametri sperimentali β in funzione delle condizioni della pista di atterraggio ..	22

