



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2021/2022

Sessione di Laurea: Aprile 2022

Tesi di Laurea Magistrale

**Studio di un sistema prognostico per
monitorare l'usura in freni
aeronautici con attuazione elettrica**

Relatori:

Prof. Massimo Sorli
Prof. Andrea De Martin

Candidati:

Vincenzo Parisi
matricola 278906

Sommario

In campo aeronautico, i sistemi frenanti, come la maggior parte dei comandi di volo *flight critical*, prevedono solitamente l'impiego di attuatori idraulici.

I sistemi di attuazione di tipo idraulico risultano, infatti, molto affidabili e caratterizzati da componenti meno inclini a rotture rispetto ad altri tipi attuatori.

Tuttavia, a causa della sempre più forte spinta verso l'elettrificazione e della continua ricerca di soluzioni che permettano di diminuire il peso dei velivoli al fine di ridurre il consumo di carburante, sono in fase di sperimentazione nuove configurazioni per la realizzazione di impianti frenanti.

Una tra le soluzioni più accreditate a prendere il posto dei freni ad attuazione idraulica, nel breve termine soprattutto su velivoli di piccola taglia, è costituita dall'impiego di freni ad attuazione elettromeccanica.

Con l'impiego degli attuatori elettromeccanici si aprono innumerevoli possibilità di studio: non solo studi per migliorare l'affidabilità del sistema di attuazione in sé, ma anche studi di natura prognostica per monitorare l'usura dei freni.

Il principale obiettivo dell'elaborato consiste nell'analisi di segnali che caratterizzano l'azione di un freno elettromeccanico al fine di estrarre una caratteristica che possa essere utile nella valutazione dell'usura, la quale non è direttamente misurabile o quantomeno non lo è se non con interventi di ispezione.

Il freno elettromeccanico studiato è destinato ad essere equipaggiato su un velivolo prodotto da Piaggio Aerospace, il quale attualmente dotato di freni ad attuazione idraulica.

Per condurre tale analisi, non avendo a disposizione segnali sperimentali, è stato utilizzato un modello in ambiente Simulink, originariamente realizzato per valutare il banco prova E-LISA. Sono state apportate le opportune modifiche per simulare il comportamento del freno in diverse condizioni di usura e al variare delle condizioni operative.

Osservando gli andamenti delle varie quantità registrate sono state ricercate delle *feature* che potessero contenere informazioni sullo stato di usura del freno con un certo grado di accuratezza e correlazione.

Si è poi proceduto con l'attività di diagnostica valutando la celerità nell'identificazione di deviazioni dal comportamento del sistema in condizioni nominali attraverso l'applicazione di un algoritmo di *fault detection (data-driven)* all'andamento delle *feature*.

Infine, è stata eseguita una valutazione delle feature nell'attività di prognostica, misurando la capacità di stima della vita utile residua servendosi di tecniche *particle filter* e valutando le performance dell'algoritmo di prognostica in termini $\alpha - \lambda$ *accuracy*, *relative accuracy* e *cumulative relative accuracy*.

Indice

Elenco delle figure	1
Elenco delle tabelle	3
Nomenclature	4
Abbreviazioni	4
Simboli matematici	4
1. Introduzione	5
Impianto frenante aeronautico	5
Confronto tra sistemi di attuazione idraulica ed elettromeccanica	8
2. Modello	11
Attuatore elettromeccanico	13
Motore elettrico	15
Trasmissione – Vite a ricircolo di sfere e riduttore	27
Anello di controllo forza	31
Freno	35
Modello termico	36
Modello di usura	37
Antiskid	39
Dinamica del velivolo	42
Dinamica longitudinale	43
Dinamica verticale	44
3. Analisi PHM	46
Feature Selection	48
Campagna di simulazione	49
Individuazione feature	50
Correlazione	53
Signal to Noise Ratio	62

Fault Detection	63
Preparazione dei segnali	64
Esecuzione algoritmo	66
Prognostica	69
Risultati predizioni a lungo termine	72
Valutazione delle performance	75
4. Conclusione	83
5. Bibliografia	85

Elenco delle figure

1.1 – Esempio di sistema frenante a disco singolo (a) e multidisco (b)	7
2.1 – Modello semplificato del Landing Gear	12
2.2 – Schema impianto frenante	13
2.3 – Schema EMA	14
2.4 – Esempio di attuatore elettromeccanico	15
2.5 – Forma forza contro-controelettromotrice in funzione dell'angolo di rotazione	17
2.6 – Schema sensore ad effetto Hall	18
2.7 – Confronto segnale sensore a effetto Hall e posizione effettiva del rotore	18
2.8 – Rappresentazione degli assi magnetici di statore (a) e di rotore (b)	20
2.9 – Esempio di modulazione con tecnica PWM	21
2.10 – Modello driver PWM	22
2.11 – Schema controllo e alimentazione	23
2.12 – Circuito elettrico singola fase	23
2.13 – Modello valutazione b-emf	24
2.14 – Modello dinamica elettrica motore	25
2.15 – Andamento coppia erogata dal motore con segnale di comando modulato in PWM	26
2.16 – Correnti di fase (a) e forze contro-elettromotrici (b)	27
2.17 – Vite a ricircolo di sfere	28
2.18 – Moto di accostamento dei brake pads ai dischi (a) e ingrandimento (b)	30
2.19 – Modello interazione attuatori-brake pads	30
2.20 – Andamento forza erogata dagli attuatori	31
2.21 – Schema anti-windup conditional integration	33
2.22 – Schema anti-windup tracking back calculation	33
2.23 – Forza erogata dal motore in risposta ad un gradino	34
2.24 – Risposta in frequenza del modello in anello aperto (a) e in anello chiuso (b)	34
2.25 – Diagramma di corpo libero della ruota del carrello	35
2.26 – Andamenti delle temperature del sistema frenante (a) e del motore (b)	37
2.27 – Andamento del parametro k_w in funzione della temperatura del freno	38
2.28 – Modello di usura	39
2.29 – Andamento del coefficiente d'attrito ruota-pista in funzione dello scorrimento	40
2.30 – Schema del controllore antiskid	41
2.31 – Segnali controllore Antiskid(a) e scorrimento (b)	42
2.32 – Diagramma di corpo libero del runway simulator	43
2.33 – Velocità di avanzamento (a) e velocità ruota (b)	44
2.34 – Modello dinamica verticale	44

3.1 – Angolo motore	51
3.2 – Velocità di rotazione	51
3.3 – Segnale celle di carico per usura nulla ed elevata	52
3.4 – Angolo motore θ_m : densità di probabilità (a) e correlazione (b)	54
3.5 – Ritardo erogazione forza Δt : correlazione (a) e densità di probabilità (b)	55
3.6 – Velocità di rotazione media $\underline{\omega}$, densità di probabilità (a) e correlazione (b)	55
3.7 – Sovraelongazione: correlazione (a) e densità di probabilità (b)	56
3.8 – Cross correlation	56
3.9 – Autocorrelazione: segnale pre-processato	57
3.10 – Autocorrelazione: segnale intero	57
3.11 – Guadagno F/i_q segnale pre-processato	58
3.12 – Guadagno F/i_q segnale intero	58
3.13 – Errore $ F_{FB}-F_{SET} $ segnale pre-processato	59
3.14 – Errore $ F_{FB}-F_{SET} $ segnale intero	59
3.15 – Errore relativo $ F_{FB}-F_{SET} /F_{SET}$ segnale pre-processato	60
3.16 – Errore relativo $ F_{FB}-F_{SET} /F_{SET}$ segnale intero	60
3.17 – Polinomi interpolanti di grado maggiore di 1	61
3.18 – Schema data-driven Fault Detection	64
3.19 – Andamento dell'usura in funzione del tempo	65
3.20 – Esempio di andamenti costruiti	66
3.21 – Fault Detection Overshoot	67
3.22 – Fault Detection Autocorrelazione	67
3.23 – Fault Detection Delta	67
3.24 – Fault Detection Errore (media)	67
3.25 – Fault Detection Errore (rms)	67
3.26 – Fault Detection Errore (std)	67
3.27 – Fault Detection Errore relativo	68
3.28 – Fault Detection Velocità media	68
3.29 – Fault Detection Guadagno (media)	68
3.30 – Fault Detection Guadagno (std)	68
3.31 – Fault Detection Angolo motore	68
3.32 – Schema algoritmo di Particle Filter	72
3.33 – Schema riassuntivo per la lettura dei risultati	73
3.34 – Risultati particle filter: overshoot	73
3.35 – Risultati particle filter: autocorrelazione	73
3.36 – Risultati partile filter: delta	74
3.37 – Risultati partile filter: errore (media)	74
3.38 – Risultati partile filter: errore(rms)	74
3.39 – Risultati partile filter: errore (std)	74

3.40 – Risultati partile filter: errore relativo	75
3.41 – Risultati partile filter: velocità media	75
3.42 – Risultati partile filter: guadagno medio	75
3.43 – Risultati partile filter: angolo di rotazione	75
3.44 - Performance: overshoot	77
3.45 - Performance: autocorrelazione	77
3.46 - Performance: delta	78
3.47 - Performance: errore (media)	78
3.48 - Performance: errore (rms)	79
3.49 - Performance mance: errore (std)	79
3.50 - Performance: errore relativo	80
3.51 - Performance: velocità media	80
3.52 - Performance: guadagno medio	81
3.53 - Performance: angolo motore	81
3.54 – Tempo di calcolo algoritmi di prognostica	82

Elenco delle tabelle

3.1 – Signal to Noise Ratio	5
-----------------------------	---

Nomenclature

Abbreviazioni

EMA – Attuatore elettromeccanico

PHM – Prognostics and Health Management

BLDC – Motore brushless alimentato in corrente continua

BLAC – Motore brushless alimentato in corrente alternata

DC – Corrente continua

AC – Corrente alternata

b-emf – Forze controlettromotrici

FOC – Field oriented control

PI – Controllore proporzionale-integrativo

PID – Controllore proporzionale-integrativo-derivativo

CBM – Condition-based Maintenance

RUL – Remaining Useful Life

FMEA – Failure Modes and Effect Analysis

FMECA – Failure Modes and Effect Criticality Analysis

O.S. - Sovraelongazione

SNR – Signal to Noise Ratio

STD – Deviazione standard

RMS – Valore efficace

RA – Relative Accuracy

CRA – Cumulative Relative Accuracy

EOL – End Of Life

Simboli matematici

$p(\cdot)$ = funzione di densità di probabilità

$p(\cdot|\cdot)$ = densità di probabilità condizionata

Capitolo 1

Introduzione

Nel seguente capitolo introduttivo sarà brevemente descritto uno schema tipico di un impianto frenante in campo aeronautico e saranno posti a confronto i vantaggi e gli svantaggi dei sistemi di attuazione idraulica ed elettromeccanica, sistemi che ricoprono la quasi totalità dei sistemi di attuazione per impianti frenanti in campo aeronautico.

1.1 Impianto frenante aeronautico

Il carrello degli aeroplani, oltre ad attutire l'impatto nelle fasi di atterraggio e sostenere il peso del velivolo quando questo si trova a terra, è anche dotato di un impianto frenante che, congiuntamente all'azione degli aerofreni e all'inversione di spinta, opera 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.

Allo stato attuale, la maggior parte degli impianti frenanti sono di tipo idraulico.

Lo schema tipico di un impianto frenante aeronautico è costituito dalla pedaliera attraverso cui il pilota comanda la frenata, un impianto idraulico che regola la pressione di attuatori idraulici e questi ultimi che a loro volta agiscono sui freni per la generazione della coppia frenante.

Il comando dato dal pilota agisce sulla pompa dell'impianto idraulico in modo diretto in caso di velivoli di taglia ridotta, 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 la presenza di accumulatori: tali ridondanze permettono, infatti, di eseguire l'azione di frenatura anche in presenza di cedimenti e perdite di pressione.

Inoltre, 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 per garantire una migliore direzionalità e manovrabilità.

L'impianto idraulico comanda l'azione di pistoncini che mettono in contatto il materiale d'attrito con i dischi, generando così la coppia frenante necessaria per decelerare il velivolo.

La conformazione dei freni può essere di diverso tipo in base alla taglia dell'aeroplano su cui sono equipaggiati: freni a tamburo (oramai in disuso), freni a disco singolo e multidisco.

Per velivoli di piccola taglia sono spesso impiegati dei freni a singolo disco: i dischi sono solidali al gruppo ruota, i pistoncini e i brake pads, questi ultimi posti su entrambi i lati del disco per ottenere un'azione omogenea, sono solidali al carrello.

Per gli aeroplani più pesanti si ricorre alla soluzione multidisco: i brake pads sono fissati su elementi statorici, calettati ad un albero solidale al carrello, mentre, i dischi rotorici sono solidali al gruppo ruota. Tale soluzione permette di amplificare l'azione frenate definendo un numero maggiore di superfici atte a generare coppia frenante. Questa soluzione è però più sensibile a problemi di natura termica, vista la maggiore difficoltà di raffreddamento data dal maggior numero di superfici che generano attrito e dalla compattezza del sistema.

I dischi possono essere realizzati in acciaio o, per ottenere migliori prestazioni, in carbonio. Quest'ultimo infatti garantisce un minor peso (quindi minor consumo di carburante), una migliore capacità di assorbire energia e una maggiore vita utile¹. I brake pads invece sono realizzati per sinterizzazione, impiegando principalmente polveri di rame, ferro e grafite.

In figura 1.1 sono mostrati due esempi di freno a disco singolo (a) e multidisco (b).

Il sistema frenate risponde a due necessità che si manifestano contemporaneamente: il comando del pilota che richiede un'azione frenante per decelerare il velivolo e l'intervento del sistema di antislittamento (*antiskid*) volto all'ottenimento delle migliori condizioni di frenata possibili.

Il sistema antiskid interviene nella dinamica della frenata per evitare una frenatura a ruote bloccate, condizione che, non solo non garantisce la migliore efficacia in fase di decelerazione, ma sollecita in modo critico gli pneumatici. Ad esempio, il bloccaggio delle ruote ad alta velocità può portare alla deformazione o anche ad un danneggiamento permanente degli pneumatici.

Il sistema antiskid confronta la velocità di rotazione delle ruote con una stima della velocità di traslazione delle stesse per identificare le condizioni di moto relativo ruota/terreno.

¹ Allen T., Miller T., & Preston E., (2009). Operational advantages of carbon brakes. *AERO Magazine* QTR_03, pp. 16-18, reperibile presso: https://www.boeing.com/commercial/aeromagazine/articles/qtr_03_09/pdfs/AERO_Q309.pdf

Non appena il controllore individua un calo della velocità di rotazione della ruota non proporzionato alla velocità di avanzamento, riconosce la condizione di incipiente bloccaggio e opera al fine di diminuire l'azione frenante.



Figura 1.1 – Esempio di sistema frenante a disco singolo (a)^[2] e multidisco (b)^[3]

Uno dei metodi più diffusi impiegati per la valutazione dell'usura dei freni aeronautici è caratterizzato dall'impiego di pin posti nel sistema di attuazione, il cui spostamento rispetto alle condizioni di baseline è funzione della degradazione dei brake pads^[4].

La misurazione di tale spostamento permette una identificazione diretta dell'usura, ma tale attività è condotta durante interventi di ispezione periodici, per cui non si riesce a valutare puntualmente il progressivo avanzamento della degradazione^[5]. Per questo motivo si evidenzia la necessità di studiare un sistema prognostico che permetta l'identificazione diretta del livello di usura, obiettivo di questo elaborato.

² Banner J.M., 27 Dicembre 2019. Brake Tactics: Overuse your brakes during landing and taxi operations is poor technique and expensive. *Aviation Safety Magazine*, reperibile su <https://www.aviationsafetymagazine.com/features/braking-tactics/>

³ Grygorcewicz P., & Skorupka Z., (2013). Wybrane zagadnienia projektowania hamulców (Selected issues of brake design). *Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe*, Vol. 14.3, pp. 565-573 (in polacco)

⁴ Aeronautics Guide, Aircraft Brakes, consultato in data 10 Febbraio 2022, reperibile presso: https://www.aircraftsystemstech.com/p/aircraft-brakes_9081.html

⁵ Oikonomou A., Eleftheroglou N., Freeman F., & Loutas T. (2022). Remaining Useful Life Prognosis of Aircraft Brakes. *International Journal of Prognostics and Health Management*, Vol. 13, Nr. 1.

1.2 Confronto tra sistemi di attuazione idraulica ed elettromeccanica

I sistemi di attuazione sono classificabili in tre macrocategorie: attuazione elettrica, idraulica e pneumatica. La scelta della tipologia del sistema di attuazione è strettamente legata al campo di applicazione studiato.

Tendenzialmente il sistema di attuazione idraulico è indicato quando l'applicazione studiata richiede elevata potenza e un'ottima risposta in frequenza, caratteristica che accomuna una discreta parte dei sistemi di attuazione per i comandi di volo. Tuttavia, questa tipologia di sistemi di attuazione presenta dei limiti legati al circuito idraulico, tra cui: le dimensioni, il peso, le perdite di fluido ed il necessario filtraggio dello stesso.

I sistemi di attuazione elettrica, invece, prevedono richieste inferiori di potenza e mostrano una risposta in frequenza meno efficace rispetto agli attuatori idraulici. Tuttavia, l'alimentazione elettrica semplifica il design del sistema.

Infine, gli attuatori pneumatici sono quelli 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 sopra descritti. 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.

Come già anticipato, fino ad ora la tipologia di attuazione preferibile per la realizzazione di un impianto frenante è quella idraulica. Tuttavia, vista la tendenza all'elettrificazione e la continua ricerca di riduzione dei consumi, i freni elettrici, o attuati elettromeccanicamente, potrebbero nel prossimo futuro divenire sempre più diffusi.

La maggior parte dei servocomandi di volo, soprattutto quelli definiti *flight critical*, sono eseguiti attraverso attuatori idraulici, perché questi garantiscono una maggiore affidabilità e

perché, in caso di eventuale malfunzionamento, l'azione dell'attuatore di backup non è ostacolata dall'attuatore che ha subito il guasto.

La maggior parte dei malfunzionamenti per un sistema di attuazione idraulica è legata a perdite nel circuito idraulico e problemi nel filtraggio dell'olio.

Per via della presenza dell'olio, i sistemi di attuazione idraulica necessitano di una manutenzione ordinaria frequente. Questo perché, l'utilizzo nel tempo, eventuali contaminazioni e le delicate condizioni di lavoro, come basse temperature o molto alte, fanno sì che le proprietà dell'olio vadano incontro ad una degradazione.

Gli attuatori idraulici sono caratterizzati da una buona densità di potenza, possono erogare elevate forze, garantendo comunque un'ottima risposta in frequenza, e permettono la realizzazione di moti lineari senza la necessità di impiegare riduttori o componenti per la trasformazione del moto.

L'impiego di attuatori elettromeccanici (*EMA – Electromechanic actuator*) in questo settore è ancora molto limitato poiché rappresentano una novità nel campo di applicazione e la ricerca non è ancora in fase avanzata.

Uno tra i principali problemi legati all'utilizzo di EMA in impianti frenanti è legato al numero di componenti che lo costituiscono e, statisticamente, la presenza crescente di componenti in serie diminuisce l'affidabilità dell'intero sistema.

Infatti, a differenza degli attuatori idraulici, per realizzare un moto lineare è necessaria una trasformazione del moto, per esempio ad opera di un meccanismo vite-madrevite. Inoltre, per operare nei giusti intervalli di coppia e velocità di rotazione si rende necessario l'impiego di un riduttore.

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.

Rispetto agli attuatori idraulici, gli EMA non godono di un'ottima densità di coppia, ma al contrario risultano generalmente più pesanti e ingombranti. Per questo motivo, l'impiego di un attuatore elettromeccanico risulta più complicato dal punto di vista della logistica.

Tuttavia, questa valutazione si inverte se si aggiungono al computo gli ingombri e le masse di pompe, linee del circuito, accumulatori e servoattuatori che caratterizzano un sistema ad attuazione idraulica. Infatti, vista l'assenza di circuiti idraulici, un sistema ad attuazione elettromeccanica gode di una maggiore semplicità in fase di progettazione, oltre ad un

vantaggio dal punto di vista della semplicità della manutenzione ordinaria, non essendoci la necessità di sostituire olio, filtri o di effettuare qualsiasi tipo di intervento sul circuito.

Uno tra i maggiori vantaggi dell'attuazione elettromeccanica è il minor consumo di carburante: l'alimentazione dei motori elettrici, infatti, risulta meno dispendiosa dell'attuazione idraulica.

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"*.

Capitolo 2

Modello

Per via dell'indisponibilità di dati rilevati sul campo, dovuta all'ancora limitata diffusione dei freni elettromeccanici, non è stato possibile condurre le analisi basandosi su informazioni relative ad un sistema realmente impiegato. Per questo motivo, si è 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.

Per l'esecuzione delle simulazioni necessarie all'estrazione dei segnali di interesse è stato utilizzato un modello precedentemente impiegato per la valutazione del banco prova Elisa. Tale modello è stato modificato al fine di rimuovere dinamiche del banco non attinenti allo studio e inserire modelli per il computo di variabili caratteristiche del velivolo.

Il modello mostrato nella figura 2.1 rappresenta una semplificazione del carrello di atterraggio: l'analisi si concentra sul comportamento di una sola gamba del carrello su cui grava parte del peso dell'intero velivolo.

Non sono implementati modelli per il computo della dinamica laterale e la dinamica orizzontale risulta semplificata, vista l'indisponibilità di informazioni riguardo ai parametri aerodinamici del velivolo. In questo modo si accetta l'ipotesi che l'aeroplano sia perfettamente simmetrico, non molto aderente alla realtà, ma in prima battuta poco influente sul fenomeno studiato.

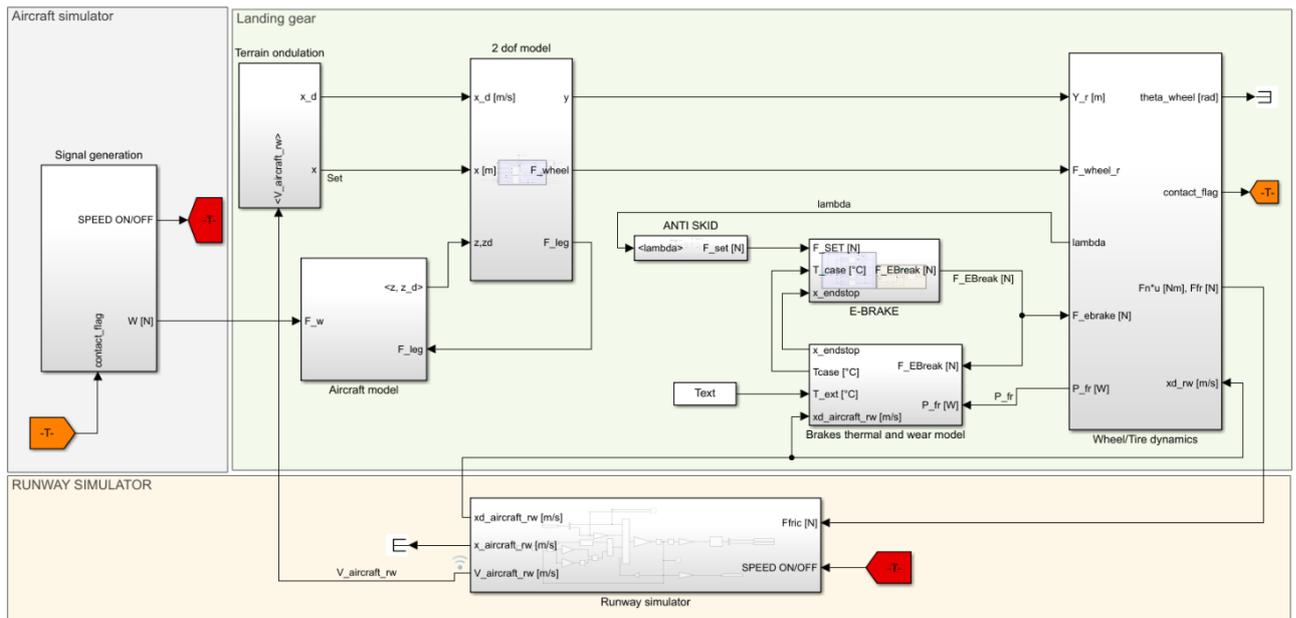


Figura 2.1 - Modello semplificato del Landing Gear

Il sistema frenante studiato è costituito da quattro attuatori elettromeccanici posti in parallelo che agiscono per realizzare il moto di accostamento del materiale d'attrito (lining) ai dischi freno. In figura 2.2 è mostrata una schematizzazione dell'impianto frenante: sono distinguibili i quattro sistemi di attuazione elettromeccanica che muovono i lining.

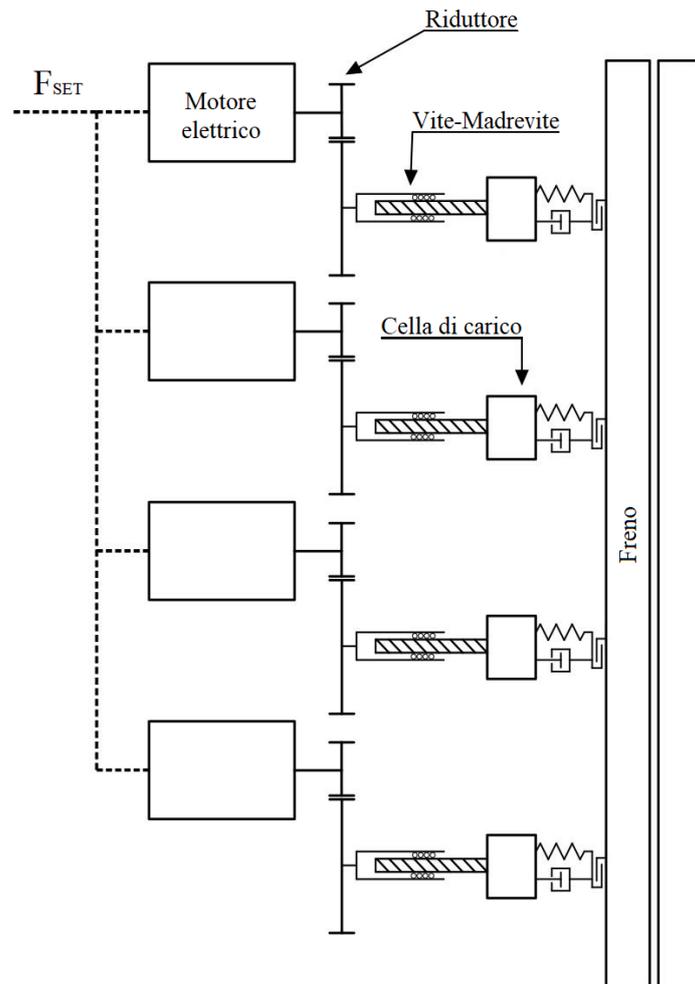


Figura 2.2 – Schema impianto frenante

Nello schema rappresentato sopra il contatto tra dischi e brake pads risulta semplificato poiché il sistema reale è dotato di freni multidisco con tre elementi rotorici a cui si alternano quattro elementi statorici. Il modello prevede per semplicità un contatto unilaterale tra disco e brake pads.

Nei seguenti paragrafi sarà descritto il modello e le leggi fisiche alla base del suo funzionamento.

2.1 Attuatore Elettromeccanico

Un attuatore elettromeccanico è un sistema deputato alla realizzazione di un moto lineare o rotativo servendosi di un motore elettrico e di una trasmissione.

I motori elettrici impiegati possono essere di vario tipo: solitamente, per via di necessità legate al ridotto volume a disposizione per l'alloggiamento e per l'elevata affidabilità richiesta, la scelta ricade su motori elettrici brushless a magneti permanenti alimentati in corrente continua o corrente alternata (rispettivamente *BLDC* e *BLAC*).

Nel caso in esame, il motore impiegato è di tipo brushless alimentato in corrente continua.

A valle del motore elettrico è posta una trasmissione composta da un riduttore e un meccanismo a vite a ricircolo di sfere. Il riduttore si rende necessario per ottenere una coppia maggiore sull'albero in uscita a discapito di una minore velocità di rotazione.

Il meccanismo vite-madrevite permette la trasformazione del moto rotativo generato dal motore in un moto di avanzamento lineare richiesto dall'applicazione in esame.

Uno schema del sistema di attuazione elettromeccanica è mostrato in figura 2.3 ed un esempio di EMA è mostrato in figura 2.4.

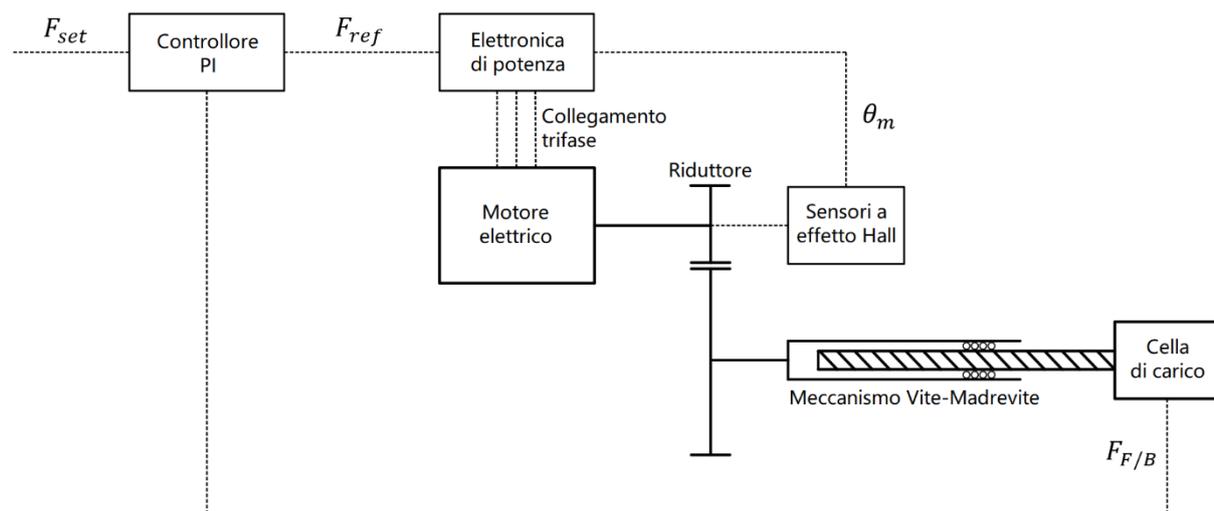


Figura 2.3 – Schema EMA

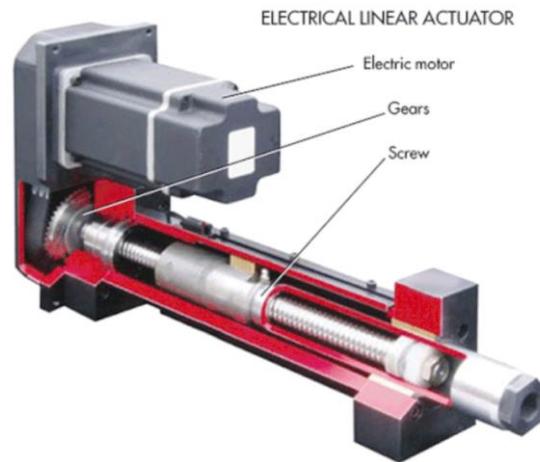


Figura 2.4 – Esempio di attuatore elettromeccanico. ⁶

2.1.1 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: 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'infiammabilità.

Nei motori BLDC la commutazione è affidata all'azione di un controller e un inverter, il quale si rende necessario nonostante l'alimentazione in corrente continua.

Per la modellazione del motore elettrico BLDC si è sfruttato il modello di un motore BLAC modificando la forma delle forze contro-elettromotrici da sinusoidale a trapezoidale.

Il funzionamento del motore elettrico brushless si basa, come per gli altri motori elettrici, sulle leggi di Faraday e Lorentz.

Per la legge di Faraday, un conduttore di lunghezza l in movimento con una velocità v all'interno di una regione in cui agisce un campo magnetico caratterizzato dal vettore induzione

⁶ Fircelli Automations Team, 05 Ottobre 2015, Five benefits of electromechanical actuators. reperibile presso <https://www.fircelliauto.com/blogs/news/five-benefits-of-electromechanical-actuators>

magnetica \mathbf{B} , vede ai suoi capi stabilirsi una differenza di potenziale indotta e_a , detta anche *forza contro-elettromotrice (back electromotive force o b-emf)*.

$$e_a = l(\mathbf{B} \times \mathbf{v}) \quad (2.1)$$

Solitamente, nel caso del motore BLDC, non sono gli avvolgimenti ad essere in moto: Essi, infatti, si trovano più di frequente sullo statore ed è il campo magnetico che li investe ad essere variabile. Questo, infatti, è comunemente generato da magneti permanenti solidali al rotore, i quali ruotando determinano un campo variabile rispetto agli avvolgimenti, inducendo così una forza contro-elettromotrice nei conduttori.

Questa soluzione permette di ottenere motori di dimensioni ridotte, adatti ad esempio alla realizzazione di sistemi ad attuazione elettromeccanica.

Per la legge di Lorentz, un conduttore di lunghezza l percorso da una corrente i ed immerso in un campo magnetico di induzione magnetica \mathbf{B} , è soggetto all'azione di una forza di intensità pari a:

$$\mathbf{F} = l(i_a \times \mathbf{B}) \quad (2.2)$$

Nel caso del motore brushless DC, gli avvolgimenti di statore percorsi da corrente inducono un campo magnetico rotante, il quale essendo in anticipo rispetto al campo generato dai magneti permanenti, interagisce con quest'ultimo generando una coppia T_m valutata come:

$$T_m = k_t i \quad (2.3)$$

L'equazione che descrive la coppia erogata dal motore deriva da (2.2), con la costante di coppia k_t funzione del numero di poli, dell'intensità del campo magnetico e dal numero di avvolgimenti n :

$$k_t = \frac{n \cdot \phi \cdot Z_p}{2\pi} \quad (2.4)$$

Affinché la coppia sia costante in modulo e verso, in base all'informazione sulla posizione del rotore ricevuta dai sensori, il controller e l'inverter definiscono il verso della corrente nei vari conduttori, facendo così le veci del commutatore presente nei classici motori brushed alimentati in corrente continua.

Per via della distribuzione lineare dei conduttori, la forma assunta dalla forza contro-elettromotrice in funzione della rotazione del rotore è trapezoidale (figura 2.5), a differenza della funzione sinusoidale che caratterizza i motori BLAC.

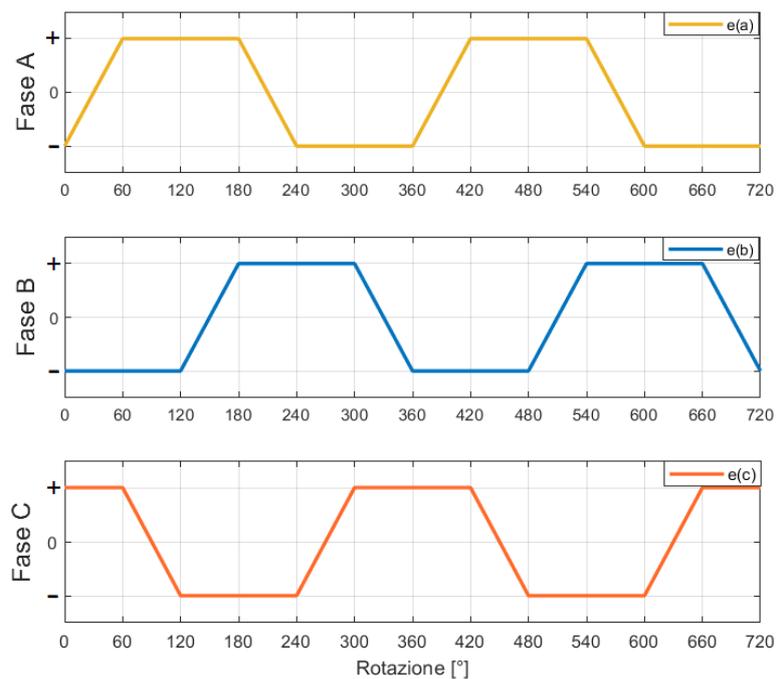


Figura 2.5 – Forma forza contro-elettromotrice in funzione dell'angolo di rotazione

Dei sensori ad effetto Hall rilevano la posizione angolare del rotore e solitamente, in base a tale informazione, la corrente viene erogata nell'intervallo di tempo per cui la forza contro-elettromotrice degli avvolgimenti della singola fase è costante, con verso dipendente dal segno di quest'ultima.

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.

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.

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.

In figura 2.6 è mostrata una schematizzazione del trasduttore ad effetto Hall.

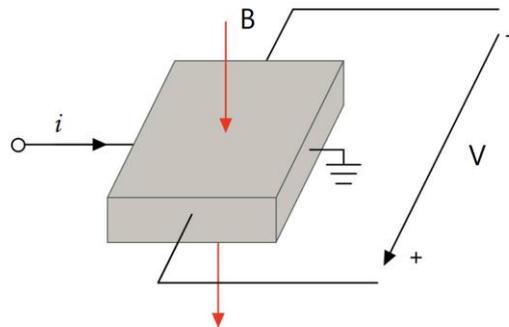


Figura 2.6 - Schema sensore ad effetto Hall

Nella figura 2.7 mostra un confronto tra rotazione compiuta dal motore e il segnale in uscita da un sensore ad effetto Hall.

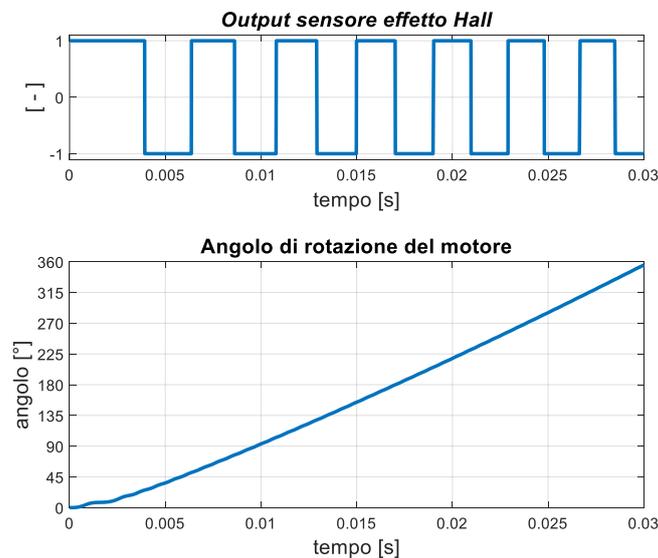


Figura 2.7 - Confronto segnale sensore a effetto Hall e posizione effettiva del rotore

Il motore è caratterizzato da 7 coppie polari Z_p e ciascun polo ha un'estensione angolare di circa 25° : ad ogni rotazione completa del rotore corrisponde un numero di cicli elettrici pari al numero delle coppie polari.

La relazione che lega l'angolo meccanico all'angolo elettrico vale:

$$\theta_m = \frac{\theta_{el}}{Z_p} \quad (2.5)$$

Nel segnale di output del sensore ad effetto Hall si identifica facilmente l'alternanza dei poli e quindi i cicli elettrici stessi.

Nel modello i sensori, tra qui quello di posizione sopra descritto, sono modellati attraverso una funzione di trasferimento che ne definisce il comportamento in frequenza (con particolare attenzione sulla frequenza di taglio) un blocco *sampler* per emulare il campionamento e un blocco *quantizer* per simulare la discretizzazione del segnale di misura in funzione del numero di bit a disposizione sulla scheda di acquisizione.

Il controllo del motore è di tipo vettoriale (*FOC – field-oriented control*) ed è affidato a due controllori PI. Tale tipo di controllo prevede l'applicazione delle trasformate di Clarke e Park.

Con la trasformata di Clarke i segnali di corrente di fase vengono proiettati lungo due assi α e β ortogonali tra loro e solidali con lo statore, mostrati in figura 2.8 (a).

La trasformata di Clarke è descritta da:

$$x_{\alpha,\beta} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ x_c \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Attraverso la trasformata di Park i segnali espressi in funzione degli assi α e β vengono proiettati su due assi d e q , noti anche come asse diretto ed asse in quadratura, ortogonali tra loro e solidali al rotore, mostrati in figura 2.8 (b).

Nello specifico, l'asse d è diretto lungo il vettore del flusso magnetico dato dai magneti permanenti del motore.

L'applicazione della trasformata di Park è mostrata di seguito.

$$x_{\alpha,\beta} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ \cos(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_\alpha \\ x_\beta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

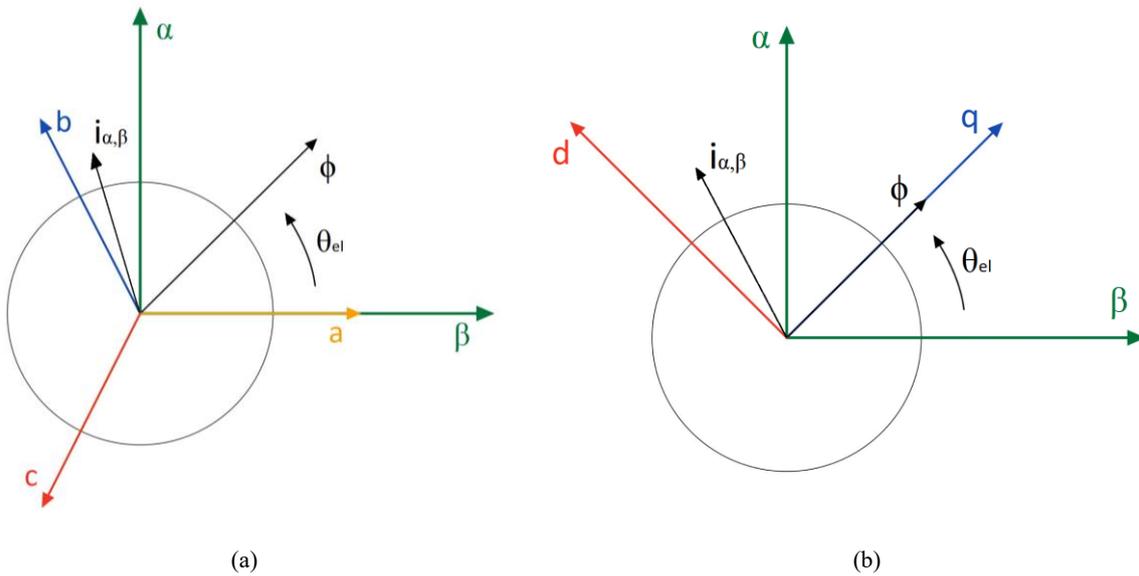


Figura 2.8 – Rappresentazione degli assi magnetici di statore (a) e di rotore (b)

Il segnale di riferimento per il controllore della corrente in quadratura i_q è il segnale generato da controllore di forza. Essendo la corrente diretta i_d assimilabile ad un disturbo nella generazione della coppia, il relativo controllore prevede come set un segnale nullo. Infatti, la corrente i_d non è coinvolta nella generazione della coppia, ma è definita corrente magnetizzante poiché responsabile della generazione del campo magnetico. Nel caso in esame, il campo è generato dai magneti permanenti, per cui la corrente diretta non dà alcun effetto utile.

Per entrambi i controllori, i guadagni K_P e K_I sono i medesimi e, non essendo noti a priori, sono stati definiti effettuando una taratura con il metodo Ziegler-Nichols.

In uscita dai controllori sopra descritti si hanno i segnali di tensione diretta e in quadratura, a cui sono applicate le trasformazioni inverse di Clarke e Park al fine di riportare l'informazione nel sistema di riferimento con assi magnetici $\{a,b,c\}$.

Il segnale di riferimento in corrente viene modulato dal driver PWM, il quale definisce il segnale di comando dell'inverter per l'alimentazione degli avvolgimenti.

La tecnica PWM (*Pulse Width Modulation*) permette di simulare un controllo analogico attraverso un segnale digitale di tipo ON/OFF.

Per definire tale segnale si confrontano una funzione periodica che prende il nome di portante e un segnale di riferimento che corrisponde all'informazione di input rapportata al fondo scala. Fissato il periodo T della portante, si definisce duty cycle $d.c.$ come la frazione di periodo per cui il segnale di riferimento risulta maggiore della portante, nonché la frazione di periodo per cui il segnale digitale assumerà stato ON:

$$d.c. = \frac{t_{ON}}{T} \quad (2.8)$$

Il segnale ON/OFF viene moltiplicato per il fondo scala della quantità di interesse e si ottiene il segnale di comando voluto q .

Con questo tipo di modulazione non si ottiene una regolazione di tipo proporzionale, ma in un intervallo di tempo pari al periodo della portante, la media del segnale in ingresso al driver PWM è uguale alla media del segnale modulato. Minore è il periodo della portante, più accurata è la regolazione per mezzo del comando modulato.

Nella figura 2.9 è mostrato un esempio di modulazione con portante triangolare bipolare unitaria.

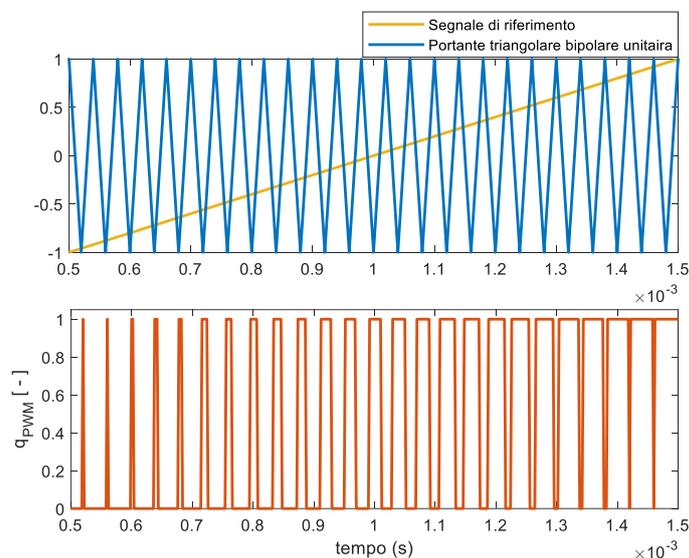


Figura 2.9 - Esempio di modulazione con tecnica PWM

Come visibile in figura 2.10, la quale mostra il modello del driver PWM per la definizione del segnale di tensione di alimentazione, il segnale q viene poi centrato in zero e ridefinito

nell'intervallo [-1;1]. Questa operazione permette un più facile controllo dei transistor dell'inverter.

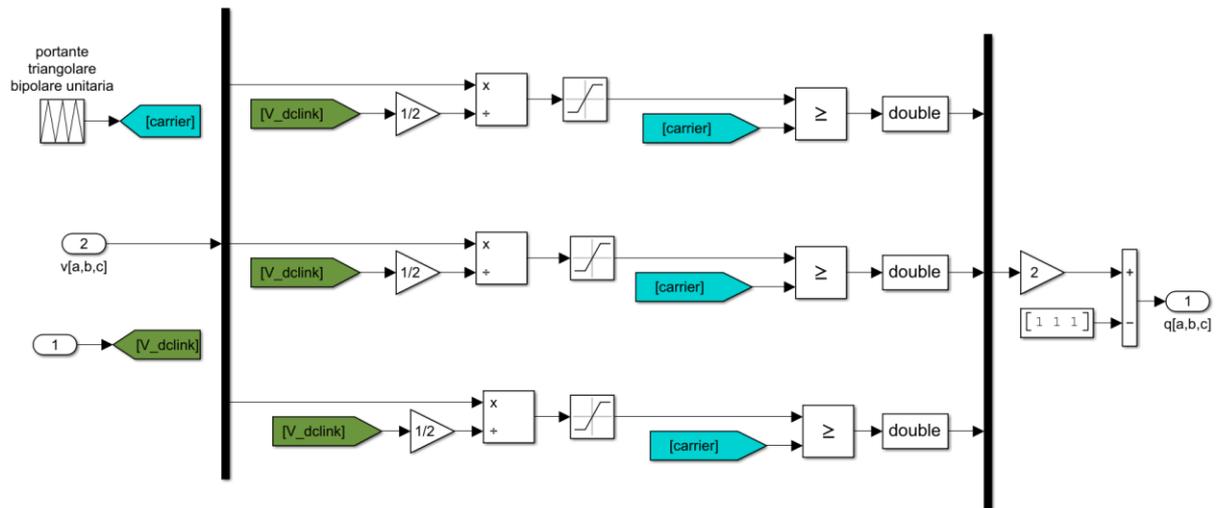


Figura 2.10 - Modello driver PWM

L'inverter, in base al segnale ricevuto dal PWM alimenta gli avvolgimenti di statore e per la generica fase la tensione sul carico vale^[7]:

$$v_a = \frac{v_{DC}}{2} \cdot q_a - v_{nO} \quad (2.9)$$

dove il primo termine del secondo membro rappresenta la tensione erogata dall'inverter per la generica fase v_{AO} e v_{nO} la tensione di modo comune pari a:

$$v_{nO} = \frac{1}{3} \sum_{k=A,B,C} v_{kO} \quad (2.10)$$

In figura 2.11 è mostrata la porzione di modello che mostra la parte di controllo e alimentazione del motore.

⁷ Bertolino A.C., De Martin A., Nesci A., & Sorli M. (2021). Servosistema elettro-meccanico EMA, *Meccatronica – Analisi, progettazione e modellazione di servosistemi*, Cap.6, Clut, Torino.

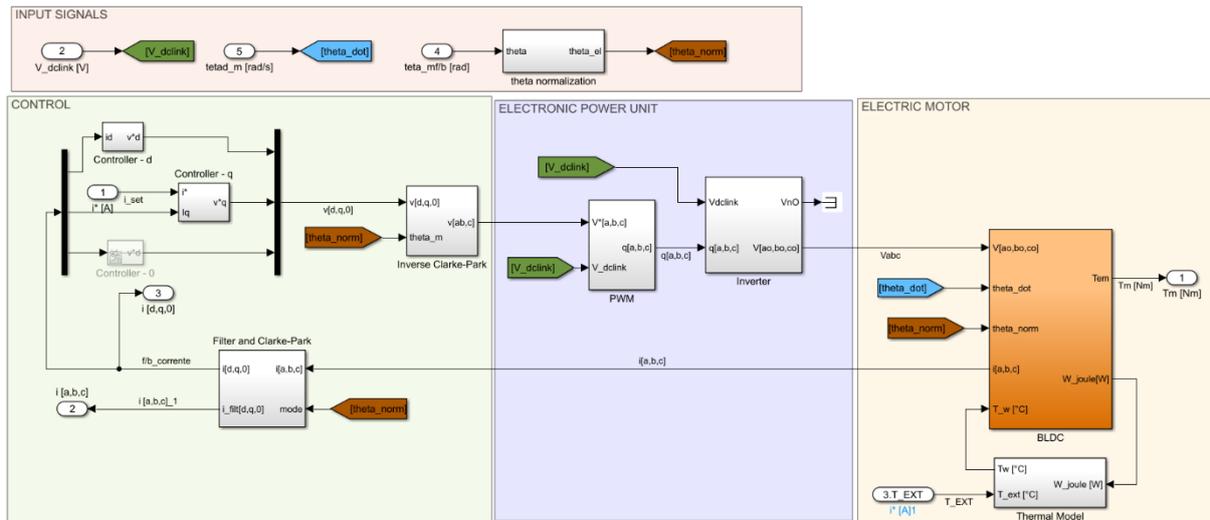


Figura 2.11 - Schema modello controllo e alimentazione

Il circuito elettrico relativo alla singola fase può essere approssimato, senza eccessive perdite di accuratezza, dal circuito che descrive la dinamica elettrica di un motore brushed alimentato in corrente continua ad eccitazione separata, mostrato in figura 2.12.

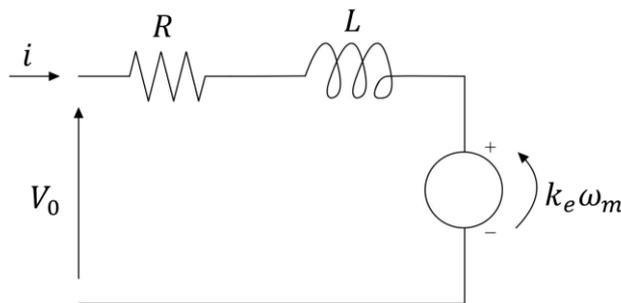


Figura 2.12 - Circuito elettrico singola fase

L'equazione di maglia che descrive il circuito in figura 2.12 è la seguente:

$$V_0 = k_e \omega_m + R i + L \frac{di}{dt} \quad (2.11)$$

dove V_0 è la tensione di armatura, i la corrente, ω_m la velocità angolare del motore, R ed L rispettivamente la resistenza e l'induttanza di armatura.

Il primo termine del secondo membro non è altro che il risultato di (2.1), con la costante di forza elettromotrice k_e che, come la costante di coppia k_t , è funzione del numero di poli Z_p e del modulo del flusso magnetico ϕ . In via del tutto teorica le due costanti sopra citate si equivalgono; tuttavia, in un sistema reale i due parametri differiscono.

Dall'equazione (2.11), spostandosi nel dominio delle frequenze, si ottiene una corrente pari a:

$$\bar{i} = (V_0 - k_e \bar{\omega}_m) \frac{1}{(Ls+R)} \quad (2.12)$$

La costante di tempo τ , espressa dal rapporto tra induttanza e resistenza di armatura, per il motore impiegato vale $\tau = 8.97 \cdot 10^{-4}$ s.

In figura 2.13 è riportata la porzione di modello deputata al computo della forza contro-elettromotrice: sono presenti due blocchi che permettono rispettivamente di tenere conto di una variazione dello spessore traferro in funzione della posizione del rotore e di valutare la smagnetizzazione dei magneti permanenti.

In figura 2.14 è mostrato il modello utile per il calcolo della corrente per ogni fase a partire dall'equazione (2.12).

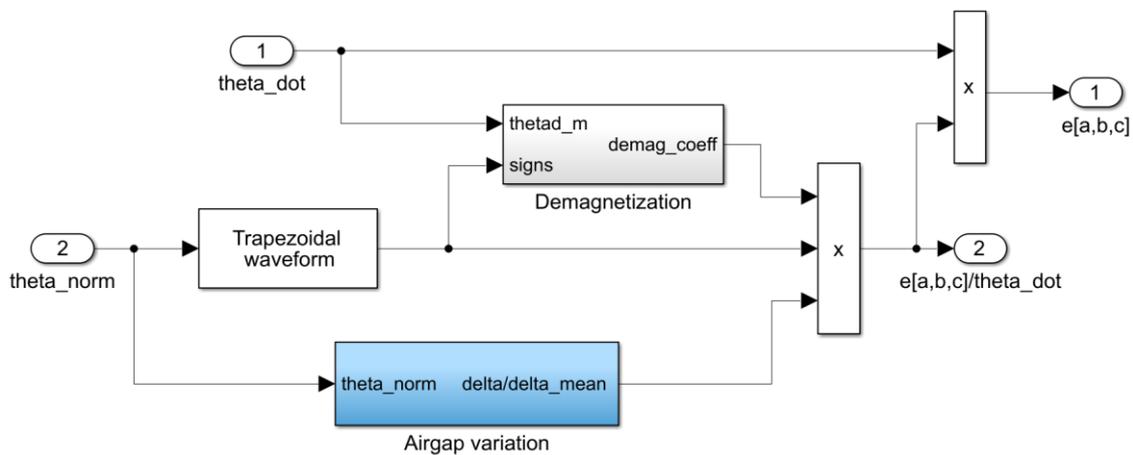


Figura 2.13 - Modello valutazione b-emf

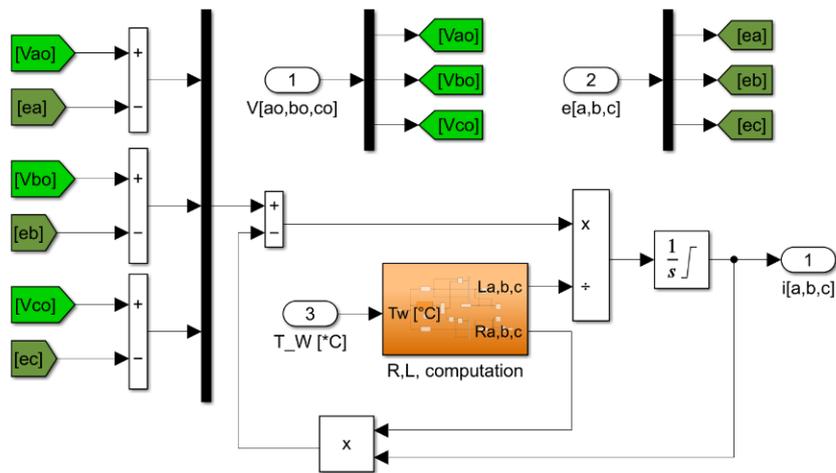


Figura 2.14 – Modello dinamica elettrica motore

Per il calcolo della coppia si procede sommando il momento generato da ogni fase, tenendo presente che per la conservazione della potenza:

$$e_a i_a = T_m \dot{\theta}_m \quad (2.13)$$

per cui la coppia erogata dal motore vale:

$$T_m = \frac{1}{\dot{\theta}_m} \sum_{n=a,b,c} e_n i_n \quad (2.14)$$

In figura 2.15 è mostrato un esempio del segnale di coppia ottenuto da simulazioni in controllo corrente. Si nota una porzione di segnale di coppia minore di zero, quando in via del tutto teorica la commutazione dovrebbe impedire il cambio di segno del momento.

Il problema è dovuto ad un sistema di misura della posizione non molto veloce e tale da determinare un timing non perfetto di commutazione: la corrente infatti risulta in ritardo rispetto alla forza controelettrica e di conseguenza in alcuni istanti i segni delle due quantità sono discordi e la coppia risultante risulta negativa.

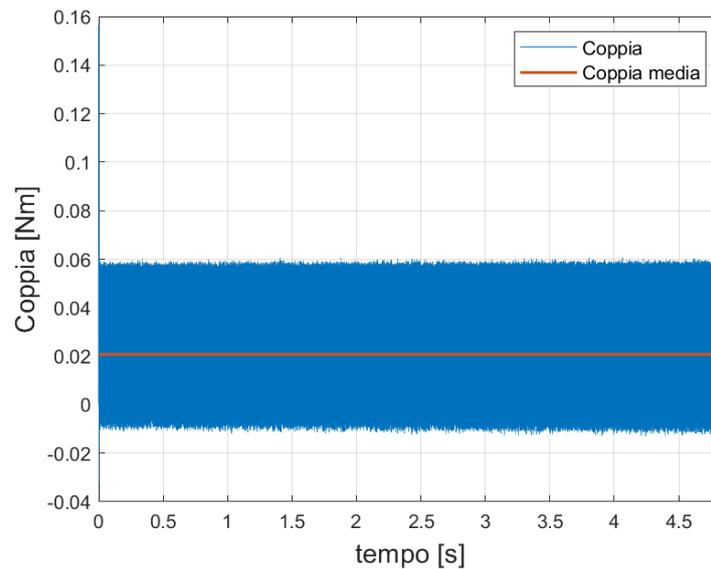


Figura 2.15 - Andamento coppia erogata dal motore con segnale di comando modulato in PWM

La relazione che descrive l'influenza della variazione della temperatura su resistenza e induttanza di armatura è approssimata da una funzione lineare della differenza tra la temperatura degli avvolgimenti e la temperatura di riferimento (20°C). La funzione è monotona decrescente per l'induttanza e monotona crescente per la resistenza.

La temperatura degli avvolgimenti è calcolata tenendo conto del flusso di calore proveniente dal freno, dovuto alla dissipazione di energia cinetica, e dal calore generato negli avvolgimenti stessi per effetto Joule.

In figura 2.16 sono mostrati gli andamenti di corrente di fase e forza controelettrica ottenuti dal modello del motore in controllo di corrente in quadratura

È possibile notare una forma "MW" delle correnti di fase, risultato tipico per un motore elettrico BLDC in controllo vettoriale, ed una forma non perfettamente trapezoidale delle forze contro-elettromotrici per via dell'andamento della velocità non esattamente costante.

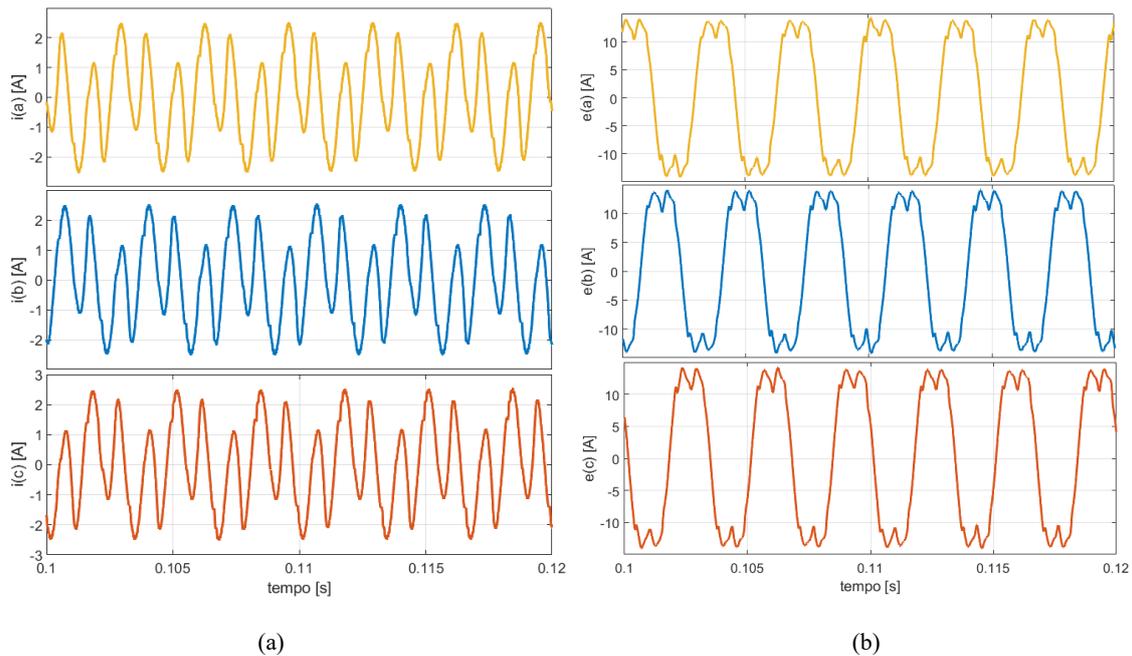


Figura 2.16 – Correnti di fase (a) e forze contro-elettromotrici (b)

2.1.2 Trasmissione – Vite a ricircolo di sfere e riduttore

A valle del motore è disposto un riduttore necessario per moltiplicare la coppia erogata a discapito della velocità di rotazione dell'albero in uscita. Il rapporto di trasmissione i è pari al rapporto tra velocità angolare dell'albero in ingresso e velocità angolare dell'albero in uscita dal riduttore.

La definizione di rendimento meccanico per un riduttore è espressa da:

$$\eta_r = \frac{T_{out} \omega_{out}}{T_{in} \omega_{in}} \quad (2.15)$$

Per semplicità, il riduttore è considerato un componente ideale con rendimento unitario, per cui il rapporto tra la coppia in uscita e la coppia in ingresso al riduttore è pari al rapporto di trasmissione.

All'albero d'uscita del riduttore è collegato un meccanismo vite-madrevite. Questo meccanismo è molto diffuso nelle applicazioni in cui è necessario trasformare un moto rotativo in un moto di traslazione. Un esempio di tale componente è mostrato in figura 2.17.

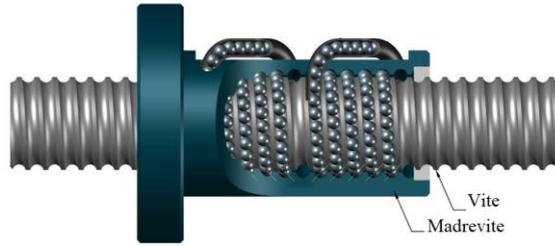


Figura 2.17 - Vite a ricircolo di sfere. ^{18]}

La rotazione θ della vite, vincolata assialmente da cuscinetti reggispinta, determina una traslazione x della madrevite lungo delle guide lineari funzione del passo p della filettatura:

$$x = \frac{\theta \cdot p}{2\pi} \quad (2.16)$$

In altre configurazioni, i due componenti possono scambiarsi di ruolo con la madrevite che viene messa in rotazione dal motore e la vite libera di traslare che viene posta in movimento dalla madrevite.

L'equazione di equilibrio all'albero d'uscita del riduttore è la seguente:

$$I \ddot{\theta} = T_{r,out} - F_{vm} \frac{p}{2\pi} - T_{fr}(\dot{\theta}) \quad (2.17)$$

dove I è il momento di inerzia equivalente della trasmissione (tiene conto del riduttore e della vite), F_{vm} è il disturbo di forza dato dal contatto vite-madrevite e T_{fr} è la coppia dissipata dall'attrito. La coppia T_{fr} tiene conto delle azioni di dissipazione date dai cuscinetti e dal meccanismo vite-madrevite ed è funzione della velocità di rotazione dell'albero.

Integrando la legge del moto si ottiene la rotazione della vite a cui corrisponde una traslazione della madrevite, la cui legge del moto è descritta dalla seguente equazione:

$$m \ddot{x} = F_{mv} - F_{ext} \quad (2.18)$$

⁸ Barnes Industries Inc., How a ball screw works, consultato in data 10 Febbraio 2022, reperibile presso <http://www.barnesballscrew.com/how-a-ball-screw-works/>

dove F_{ext} rappresenta il disturbo di forza dato dall'interazione tra attuatore e brake pads, componenti tra cui è interposta la cella di carico.

Lo spostamento della madre vite mette in movimento il materiale d'attrito verso i dischi freno.

Il moto di accostamento e del materiale d'attrito è valutato attraverso un sistema ad un grado di libertà:

$$F = mx_{eb} + cx_{eb} + kx_{eb} \quad (2.19)$$

dove m rappresenta la massa dei lining, c il fattore di smorzamento dato dagli attriti, k la rigidezza della molla di centraggio ed F la forza erogata dall'attuatore elettromeccanico e rilevata dalla cella di carico. Nel caso in esame, non essendo presente alcuna molla di centraggio, la rigidezza k è posta a zero.

In figura 2.18 (a) è mostrato il moto di avvicinamento del materiale d'attrito ai dischi in una condizione di usura minima.

La forza generata dall'interazione tra *brake pads* e dischi è valutata, come ogni altro accoppiamento nel sistema, da un modello di interazione che tiene conto della presenza di giochi, definendo la nascita di una forza solo quando i due componenti entrano in contatto. L'interazione tra due componenti è simulata dall'azione combinata di una rigidezza e uno smorzatore equivalenti:

$$\begin{cases} F = 0 & \Delta x < b \\ F = c\Delta\dot{x} + k\Delta x & \Delta x \geq b \end{cases} \quad (2.20)$$

dove Δx rappresenta la posizione relativa dei componenti di cui si sta valutando l'interazione e b il gioco presente tra essi, in analogia con quanto descritto in [9].

Dall'ingrandimento in figura 2.18 (b) è possibile notare una corsa maggiore dei brake pads rispetto al gioco: tale differenza è assimilabile alla deformazione dei lining che permette la nascita della forza in direzione normale.

⁹ De Martin A., Jacazio G., & Vachtsevanos G. (2017). Windings fault detection and prognosis in electro-mechanical flight control actuators operating in active-active configuration. *International Journal of Prognostics and Health Management* 8.2

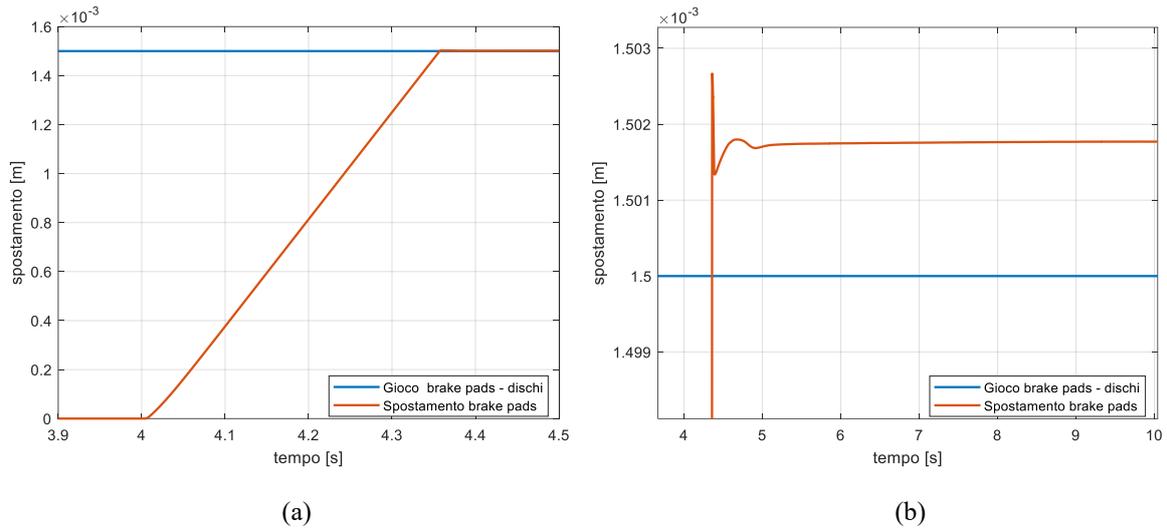


Figura 2.18 – Moto di accostamento dei brake pads ai dischi (a) e ingrandimento (b)

In figura 2.19 è mostrata la porzione di modello che descrive l'interazione dei quattro attuatori con i brake pads.

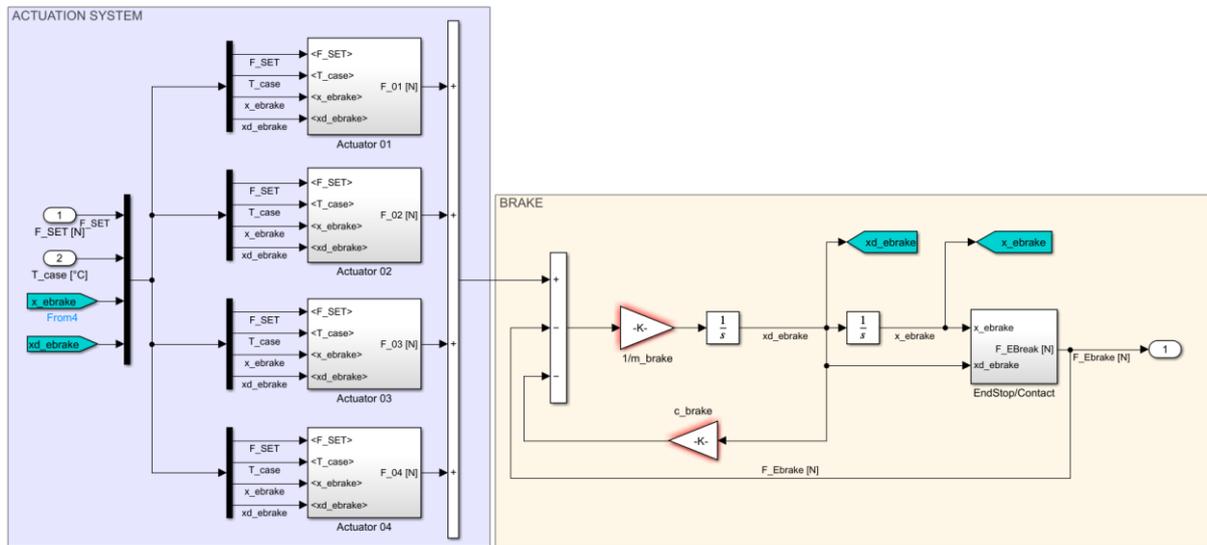


Figura 2.19 – Modello interazione attuatori-brake pads

In figura 2.20 è mostrato l'andamento della forza frenante erogata da ciascuno degli attuatori che compongono il sistema frenante.

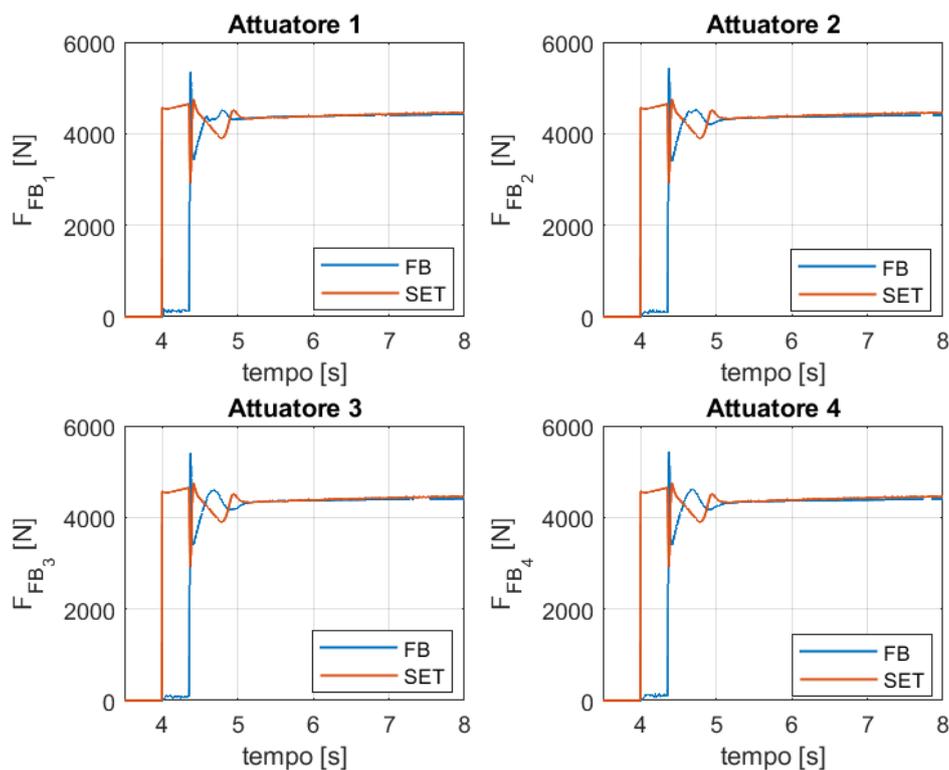


Figura 2.20 – Andamento forza erogata dagli attuatori

Tutti gli attuatori sono comandati con il medesimo segnale di set fornito dal controllore antiskid. Le asimmetrie tra i quattro andamenti della forza erogata sono dovute a delle minime differenze introdotte in parametri come induttanza, resistenza o gioco all'interno della trasmissione. In questo modo è possibile ottenere una certa dispersione nella risposta, condizione più aderente ad un sistema reale.

2.1.3 Anello di controllo forza

Il sistema di attuazione prevede due anelli di controllo: un anello di controllo della corrente e più esterno un anello di controllo forza.

Come descritto nel paragrafo precedente, l'anello di controllo della corrente opera nell'ottica di allineare i feedback di corrente al segnale di set i_{ref} .

Il segnale di riferimento i_{ref} in entrata nel controllore di corrente in quadratura è il segnale che governa l'azione del motore e di conseguenza l'erogazione della forza stessa; tale segnale costituisce il segnale di errore compensato prodotto dal controllore forza.

L'anello di controllo forza opera nell'ottica di allineare l'informazione di feedback ricevuta dalla cella di carico con il segnale di set prodotto dal controllore antiskid.

Il controllore è di tipo proporzionale-integrativo e, a causa della dinamica di accostamento del materiale d'attrito, si rende necessaria la presenza di un sistema *anti-windup*.

Il sistema elettromeccanico in esame è classificabile come un "sistema in controllo forza" e, per questo motivo, alla fine di ogni frenata l'attuatore si ritrae completamente.

Di conseguenza, all'inizio di ogni ciclo di frenata si ripete il moto di accostamento che ricopre il divario tra il fondo corsa dell'attuatore e il punto di contatto con i dischi. Questa corsa non solo è di fondamentale importanza dal punto di vista della dinamica di usura (l'asportazione di materiale frenante determina l'aumento di tale gap), ma è anche il motivo per cui si rende necessaria la limitazione del controllo integrativo (*anti-windup*).

Infatti, la mancata erogazione di forza durante la corsa dell'attuatore determina la presenza di un segnale di errore costante nel tempo, il quale induce una crescita importante del segnale in uscita dall'integratore.

Di conseguenza, al momento del contatto il segnale di riferimento risulta tale da determinare una eccessiva sovraelongazione.

Per limitare l'intervento del controllo integrativo sono stati valutati due diversi schemi *anti-windup* proposti in [10]: *conditional integration* e *tracking back calculation*.

La prima soluzione, mostrata in figura 2.21, è caratterizzata dall'esclusione dell'azione dell'integratore quando il segnale di riferimento prodotto supera un certo valore di soglia.

Come risultato si ottiene un'interruzione dell'incremento del segnale dato dal controllo integrativo fino alla conclusione della fase di accostamento, limitando così l'overshoot ottenuto al momento del contatto tra brake pads e dischi.

¹⁰ Choi J.W., & Lee S.C., (2009). Antiwindup strategy for PI-type speed controller. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 56, No. 6, pp. 2039-2046.

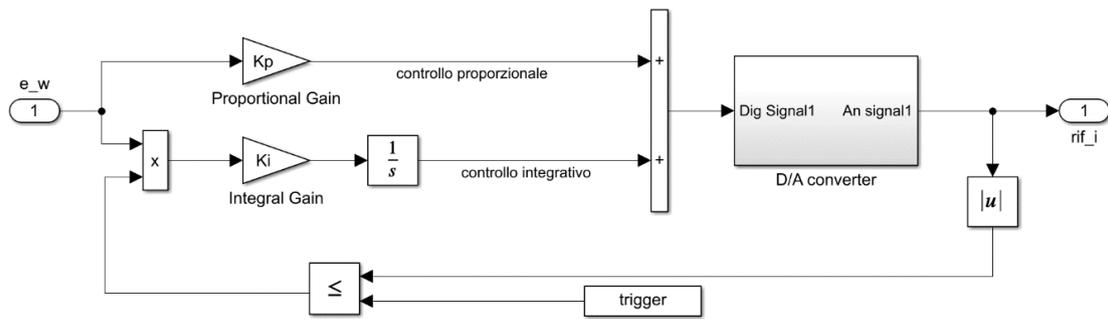


Figura 2.21 – Schema anti-windup conditional integration

Lo schema *tracking back calculation*, mostrato in figura 2.22, a differenza dalla soluzione descritta precedentemente, prevede un'attenuazione dell'influenza del controllo integrativo quando il segnale di riferimento supera un determinato valore di soglia. L'entità dell'attenuazione è definita da un guadagno K_a appositamente tarato.

Il peso dell'attenuazione cresce all'aumentare della differenza tra segnale di riferimento e valore di soglia.

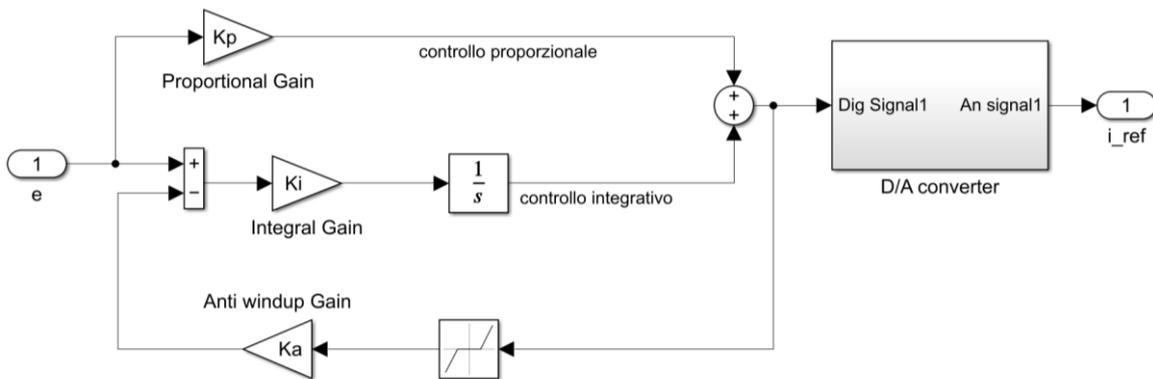


Figura 2.22 – Schema anti-windup tracking back calculation

Dopo la calibrazione del controllore sono state valutate le prestazioni di entrambe le configurazioni del sistema anti-windup. Valutando i risultati di simulazioni eseguite impostando diversi livelli di segnale di set e di usura, lo schema conditional integration si è dimostrato il più equilibrato per il sistema. Infatti, nel caso in esame, lo schema tracking back calculation mostra una diversa efficacia nell'attenuare la sovralongazione in base al modulo del segnale di set scelto. Per questo motivo la scelta è ricaduta sul sistema ad integrazione condizionale.

In figura 2.23 (a) è mostrata una prova di risposta ad un segnale di set a gradino: è facilmente distinguibile la fase in cui avviene il moto di accostamento dei brake pads verso i dischi, caratterizzato da una forza erogata sufficiente a vincere gli attriti, e l'istante in cui pad e dischi entrano in contatto. In figura 2.23 (b) è mostrato il risultato dell'azione del controllore PI dotato di schema *anti-windup*.

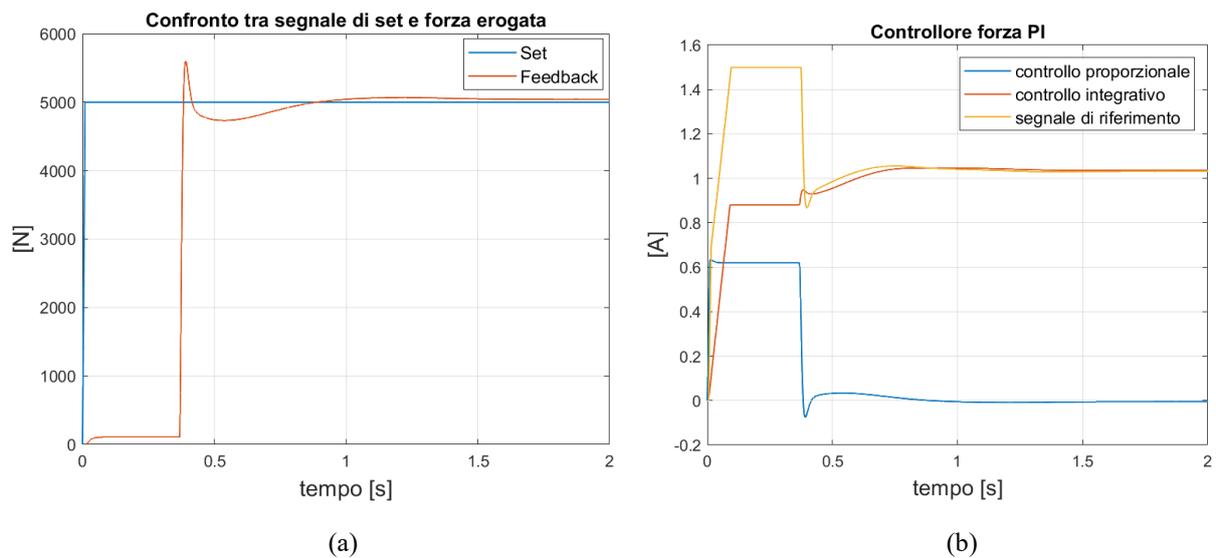


Figura 2.23 – Forza erogata dal motore in risposta ad un gradino

Nella figura 2.24 sono mostrati i risultati delle prove di risposta in frequenza del modello in anello aperto e in anello chiuso.

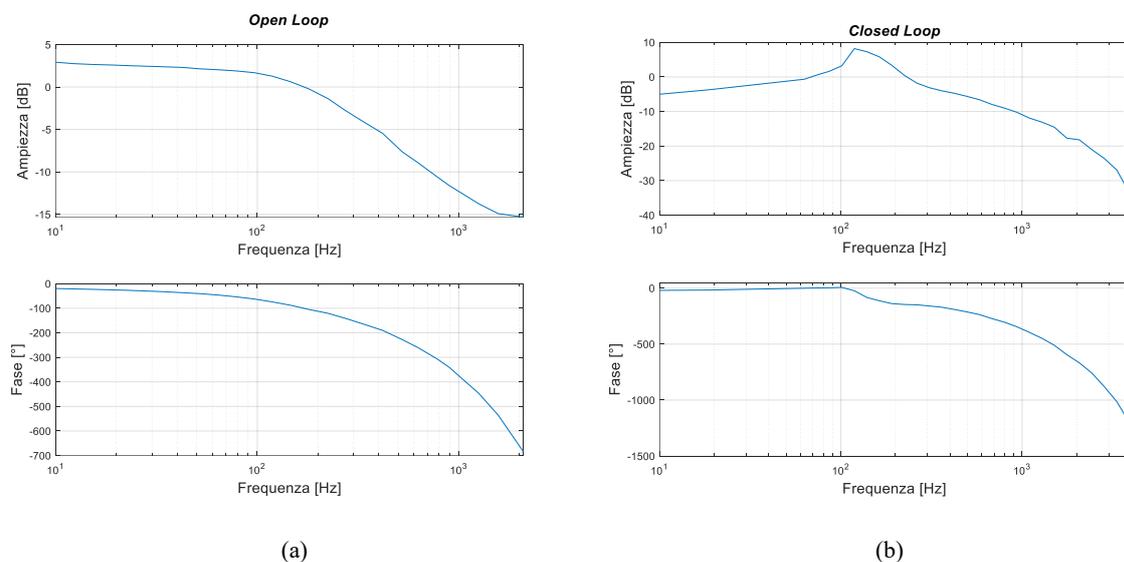


Figura 2.24 – Risposta in frequenza del modello in anello aperto (a) e in anello chiuso (b).

2.2 Freno

Per via del moto relativo tra i dischi e le pad, all'azione di una forza normale alla superficie di contatto segue la nascita di una forza tangenziale, funzione del carico normale e del coefficiente di attrito tra i due componenti. Il prodotto tra la forza tangenziale ed il raggio medio dell'area di contatto equivale alla coppia frenante T_b esercitata dal sistema frenante.

Di fondamentale importanza per la descrizione del moto di decelerazione dell'intero velivolo è la definizione dell'equazione di equilibrio alla rotazione della ruota del carrello, il cui diagramma di corpo libero è mostrato in figura 2.25.

Si definiscono I_w il momento d'inerzia del gruppo ruota, c_w il coefficiente di smorzamento rappresentativo delle dissipazioni nei giunti, θ_w e le relative derivate l'angolo, la velocità e l'accelerazione angolare della ruota, F_N ed F_T le forze scambiate tra ruota e terreno in direzione rispettivamente normale e tangenziale al terreno stesso, u il parametro di attrito volante.

La forza tangenziale F_T è direttamente proporzionale alla forza normale F_N , con costante di proporzionalità pari al coefficiente d'attrito ruota-terreno μ .

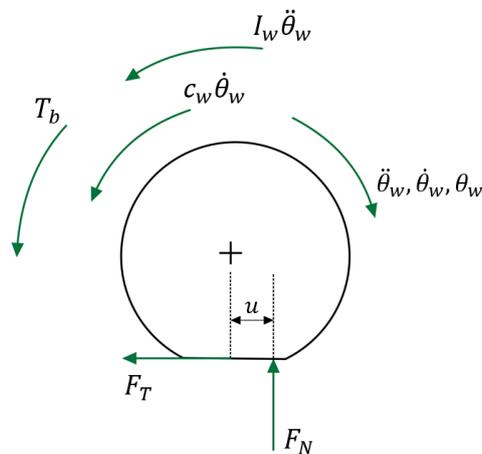


Figura 2.25 – Diagramma di corpo libero della ruota del carrello

Per la valutazione dell'usura dei brake pads occorre definire i modelli che valutano il consumo del materiale d'attrito durante la frenata e il modello termico che stima la temperatura dei freni, dinamiche descritte nei seguenti paragrafi.

2.2.1 Modello termico

Non avendo informazioni riguardo alla conformazione dell'alloggiamento del freno e alla dinamica di raffreddamento dello stesso, per semplicità si è costruito un modello termico approssimato con l'analogia elettrica dello scambio termico.

Sono state considerate delle resistenze termiche che emulassero lo scambio di calore tra il freno e l'ambiente interno al case (R_{cf}) e tra l'alloggiamento e l'ambiente esterno (R_{ca}).

Inoltre, sono state definite due capacità per simulare la dinamica di accumulo di energia termica all'interno dei lining C_{freno} e della struttura del freno stesso C_{case} .

Si accetta l'ipotesi che tutta la potenza cinetica dissipata nella frenata P_{brake} , definita come prodotto di coppia frenante e velocità angolare della ruota, si trasformi in potenza termica.

Le equazioni (2.21) e (2.22) definiscono la dinamica termica del freno descritta dal modello:

$$P_{brake} - \frac{(T_{freno} - T_{case})}{R_{cp}} = C_{freno} \frac{dT_{freno}}{dt} \quad (2.21)$$

$$\frac{(T_{freno} - T_{case})}{R_{case-freno}} - \frac{(T_{case} - T_{amb})}{R_{case-amb}} = C_{case} \frac{dT_{case}}{dt} \quad (2.22)$$

Le resistenze e le capacità termiche sono state tarate in modo da ottenere un andamento verosimile delle temperature, tenendo conto che il flusso di calore influenza anche la temperatura del motore. La presenza nel motore di componenti elettronici, il cui funzionamento è garantito in un range di temperature che difficilmente supera i 120°C, rappresenta una condizione al contorno per la taratura dei parametri termici.

Nella figura 2.26 sono mostrati gli andamenti delle temperature ottenuti per una frenata tipo in condizioni di pista asciutta e temperatura esterna pari a 35°C.

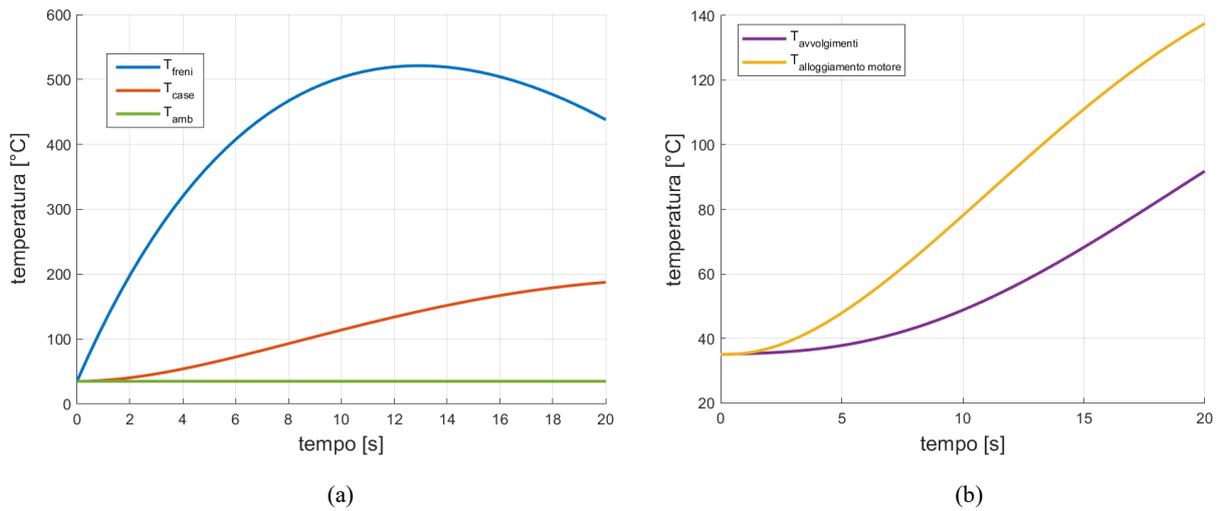


Figura 2.26 – Andamenti delle temperature del sistema frenante (a) e del motore (b)

2.2.2 Modello di usura

Per il modello di usura si è scelto di fare riferimento al modello presentato in [11], il quale rappresenta un'evoluzione del modello di usura di Archard, poiché, a differenza di questo, tiene conto dell'influenza della temperatura nella dinamica di usura.

Il modello scelto prevede un'usura omogenea del freno lungo l'area di contatto, per cui il volume di materiale asportato durante la fase di frenata è direttamente proporzionale alla riduzione dello spessore del materiale d'attrito.

Il volume di materiale d'attrito asportato U^w durante la fase di frenata, definito come riduzione dello spessore del materiale d'attrito, è descritto dall'equazione:

$$U^w(t) = \int_0^{t_s} f(T)V(t)P(t)K^w(T) \quad (2.23)$$

dove $f(T)$ è il coefficiente d'attrito tra lining e disco, funzione della temperatura, $V(t)$ è la velocità tangenziale del disco rispetto ai pad, K^w è il coefficiente di usura, funzione anch'esso della temperatura, e $P(t)$ la potenza meccanica dissipata dai freni.

Il coefficiente di usura K^w è descritto come:

¹¹ Olesiak Z., Pyryev Y., & Yevtushenko A., (1997). Determination of temperature and wear during braking. *Wear*, Vol. 210(1-2), pp. 120-126.

$$K^w(T) = K_0^w \cdot k^w(T) \quad (2.24)$$

La costante K_0^w definisce l'ordine di grandezza dell'usura ed il parametro k^w descrive l'influenza della temperatura rispetto alla velocità di usura in funzione del materiale impiegato.

Da risultati reperibili in letteratura¹², si è scelto l'andamento tra quelli proposti che si adatta meglio alle caratteristiche dei materiali impiegati per la realizzazione del freno.

Tale andamento prevede un range di temperatura di utilizzo ottimale all'interno del quale il coefficiente k^w di usura assume valori ridotti.

La figura 2.27 mostra l'andamento del parametro k^w al variare della temperatura: sono ben visibili i due massimi che delimitano la zona ottimale di lavoro. Nell'intorno dei due massimi, a parità delle altre condizioni (velocità relativa e pressione nell'area di contatto pad-disco), l'usura risulta più accelerata.

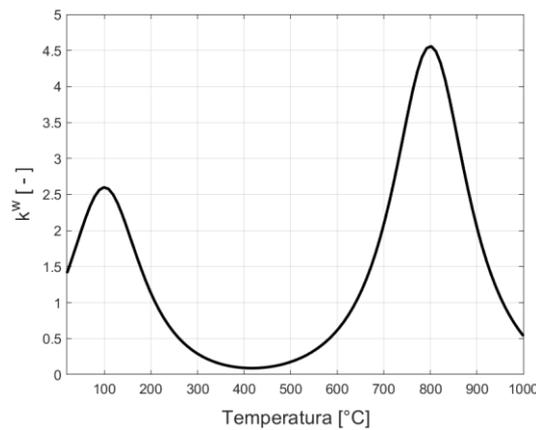


Figura 2.27 – Andamento del parametro k_w in funzione della temperatura del freno

Vista l'instabilità del sistema derivante dall'introduzione di una variazione nel coefficiente d'attrito dischi-pad in funzione della temperatura del freno e viste alcune incongruenze relative ai dati in possesso riguardo il coefficiente f stesso, si è scelto di non affinare il livello di dettaglio delle considerazioni riguardanti tale coefficiente, mantenendone un andamento costante al variare della temperatura.

¹² Yevtushenko, A. A., & Grzes, P. (2012). Axisymmetric FEA of temperature in a pad/disc brake system at temperature-dependent coefficients of friction and wear. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39(8), pp. 1045-1053.

Come anticipato ad inizio paragrafo, il volume asportato è riconducibile ad un minore spessore del materiale d'attrito che si traduce in una maggiore corsa necessaria affinché avvenga il contatto disco e pad.

Nella figura 2.28 è mostrato il modello deputato alla simulazione dell'usura delle pastiglie.

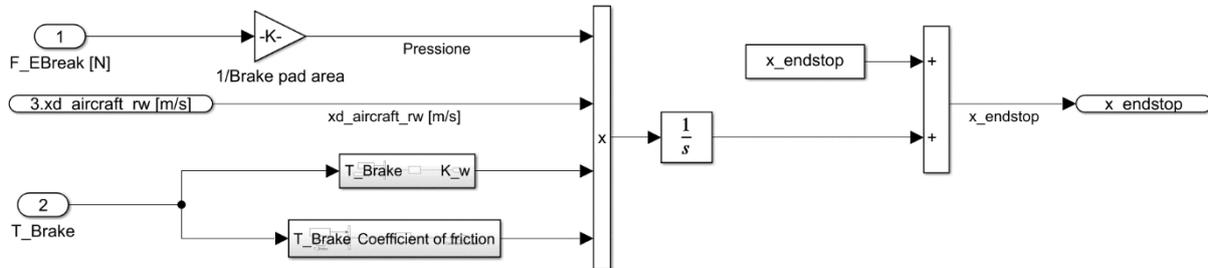


Figura 2.28 – Modello di usura

2.3 Antiskid

Come nel controllo di frenata presente in ambito automotive, la coppia frenante richiesta non è la massima coppia erogabile ma quella che permette di minimizzare il tempo necessario per fermare il velivolo.

Il controllo degli attuatori elettromeccanici è definito nell'ottica di massimizzare l'aderenza disponibile e di conseguenza trasferire a terra la maggior forza tangenziale possibile.

Il parametro di scorrimento σ è un indice delle condizioni in cui avviene il moto relativo tra ruota e pista. Una tra le possibili definizioni di tale parametro è:

$$\sigma = \frac{V - \omega R}{V} \quad (2.25)$$

Lo scorrimento descritto in (2.25) è definito nell'intervallo $\sigma \in [-\infty; 1]$. L'estremo inferiore del dominio rappresenta la condizione di slittamento sul posto in fase di trazione, con una velocità tangenziale della ruota V nulla ed una velocità angolare ω non nulla. L'estremo superiore dell'intervallo rappresenta la condizione di bloccaggio in fase di frenata, con una velocità tangenziale della ruota non nulla ed una velocità angolare nulla.

L'intervallo di interesse per la fase di frenata in condizioni normali si riduce a $[0; 1]$.

Il coefficiente di aderenza è una funzione dello scorrimento non monotona, ma caratterizzata dalla presenza di un massimo. L'azione del controllore antiskid è mirata ad ottenere il valore di scorrimento che massimizzi l'aderenza disponibile determinando così la maggiore coppia trasferibile in frenata.

Le condizioni della pista influenzano in modo importante l'aderenza: il peggiorare delle condizioni della pista, come ad esempio la presenza di asfalto bagnato, innevato o di ghiaccio sulla pista, porta il coefficiente di aderenza a ridursi, così come la massima forza trasferibile a terra a parità di carico normale al terreno.

Per tenere conto delle varie condizioni in cui la pista può trovarsi, si fa riferimento alla formulazione del coefficiente di aderenza presente nel modello di Burckhardt descritto in [13]:

$$\mu = c_1(1 - e^{-c_2\sigma}) - c_3\sigma \quad (2.26)$$

I parametri c_1 , c_2 , c_3 variano a seconda delle condizioni dell'asfalto.

Nella figura 2.29 sono mostrati gli andamenti del coefficiente di aderenza in funzione dello scorrimento, nelle varie condizioni in cui può trovarsi la pista di atterraggio.

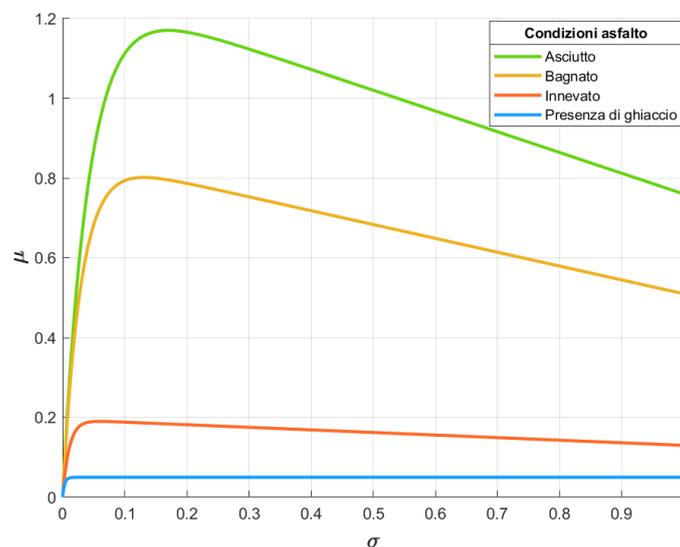


Figura 2.29 – Andamento del coefficiente d'attrito ruota-pista in funzione dello scorrimento

¹³ Dousti M., Baslamisli S. C., Onder E.T., & Solmaz S. (2015). Design of a multiple-model switching controller for ABS braking dynamics. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, Vol. 37(5), pp. 582-595.

Il controllore antiskid, oltre a definire il segnale di riferimento per il comando degli attuatori, è deputato alla identificazione delle condizioni della pista. Tale mansione può essere svolta, ad esempio, da una rete neurale sviluppata in modo tale da individuare il miglior valore di riferimento per il parametro di scorrimento in base alle condizioni della pista.

Dato che, lo sviluppo di una rete neurale richiede una mole importate di dati raccolti attraverso simulazioni e/o prove sul campo, si è scelto di aggirare il problema, ipotizzando di conoscere a priori le condizioni della pista e il valore a cui far tendere il parametro di scorrimento durante la frenata. Il valore desiderato di scorrimento corrisponde al valore a cui corrisponde il massimo del coefficiente di attrito.

Gli andamenti riportati in figura 2.29 mostrano che, come ampiamente noto nell'ambito dello studio dei sistemi di controllo degli impianti frenanti, la frenata a ruote bloccate ($\sigma = 1$) non rappresenta la condizione ottimale di decelerazione.

Il controllore antiskid valuta la velocità angolare di ogni ruota e agisce su ognuna di esse in modo indipendente, nell'ottica di evitare squilibri di frenata che potrebbero portare a difficoltà nella manovrabilità del velivolo.

Come prima ipotesi si è scelto di definire il controllore antiskid come un controllore proporzionale-integrativo-derivativo (PID).

Dopo aver tarato tale controllore con il metodo Ziegler-Nichols ed eseguito alcune simulazioni per testare il sistema, si è notato che il comportamento di questo schema non era adeguato ad ogni condizione della pista, vista la frequente presenza di bloccaggi durante la fase di frenata.

Tale problema è stato risolto modificando lo schema del controllore, impostando un set di forza fisso, prossimo alla massima forza erogabile dai singoli attuatori, a cui si aggiunge l'azione del controllore PID.

Questo schema, mostrato in figura 2.30, risulta più efficace e stabile rispetto al precedente.

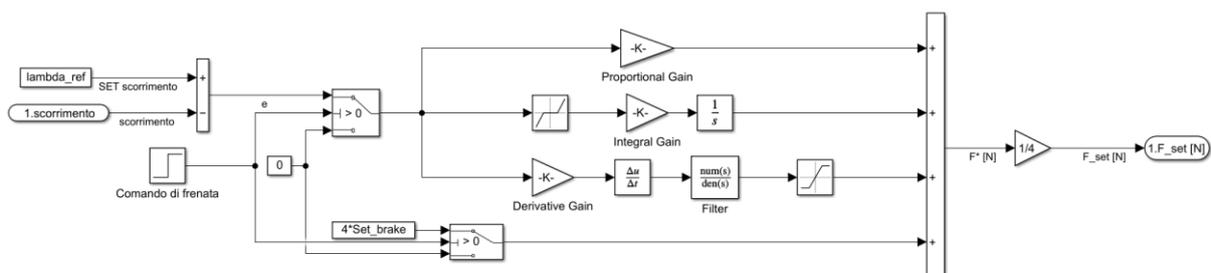


Figura 2.30 – Schema del controllore antiskid

In figura 2.31 sono mostrati l'azione del controllore antiskid (a) e l'effetto della regolazione sul parametro di scorrimento ottenuto (b).

È possibile notare una certa instabilità nelle fasi finali della frenata: questo comportamento è dovuto al fatto che a basse velocità angolari della ruota si evidenzia una maggiore facilità al bloccaggio. La durata della frenata non è però particolarmente affetta da tale instabilità.

Inoltre, per migliorare l'aderenza alla realtà, si è introdotto un rumore nel segnale di attrito tra ruota e terreno, in modo da tenere conto di una condizione della pista non perfettamente uniforme e definire una minima dispersione negli andamenti. L'effetto di tale rumore è visibile nelle piccole oscillazioni compiute per tutta la durata della prova, dai segnali di controllo proporzionale e integrativo.

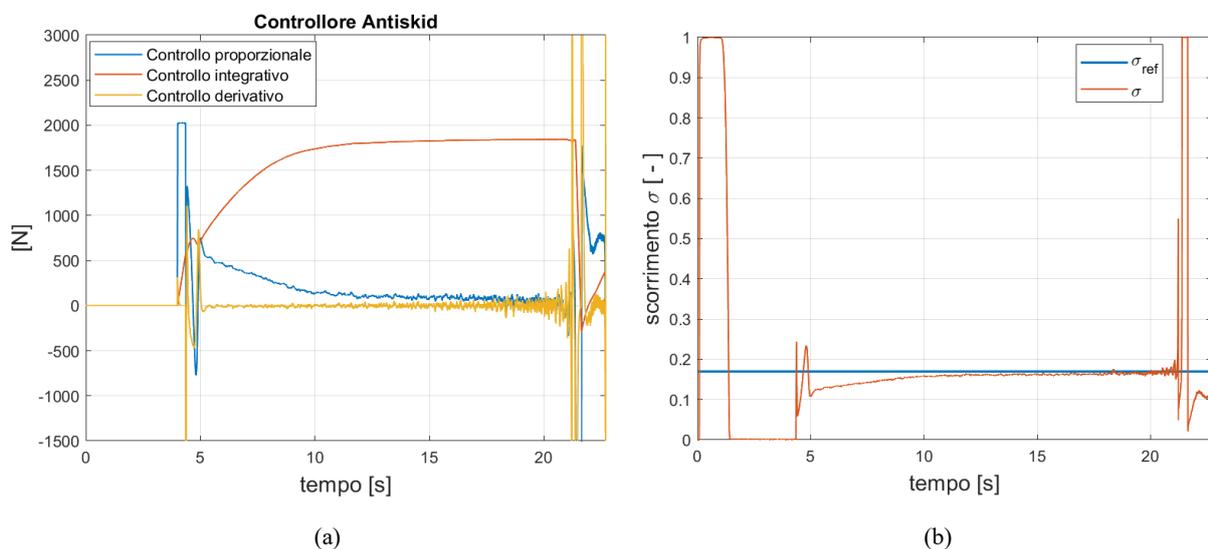


Figura 2.31 – Segnali controllore Antiskid (a) e scorrimento(b)

2.4 Dinamica del velivolo

La fase di frenata di un velivolo è fortemente influenzata dalla dinamica longitudinale, laterale e verticale dello stesso. Infatti, il carico verticale che grava su ogni ruota, quantità fondamentale per la definizione della forza trasmissibile a terra, è influenzato dai trasferimenti di carico longitudinali e rollio oltre alla componente data dall'aerodinamica.

Nei seguenti paragrafi sono presentati brevemente i modelli che emulano la dinamica longitudinale e verticale. Come già anticipato nell'introduzione al secondo capitolo, non è stato

definito un modello per la dinamica laterale e la dinamica longitudinale risulta molto semplificata per via della carenza di informazioni riguardo ai dati geometrici e aerodinamici dell'aereo.

2.4.1 Dinamica longitudinale

Il per la descrizione della dinamica longitudinale del velivolo si è scelto il modello che simula il comportamento del *runway simulator* nel banco prova E-LISA. L'utilizzo di tale modello è finalizzato al calcolo della velocità di avanzamento del velivolo che corrisponde alla velocità tangenziale del rullo che simula la pista di atterraggio.

Il diagramma di corpo libero del rullo che caratterizza il runway simulator è mostrato in figura 2.32.

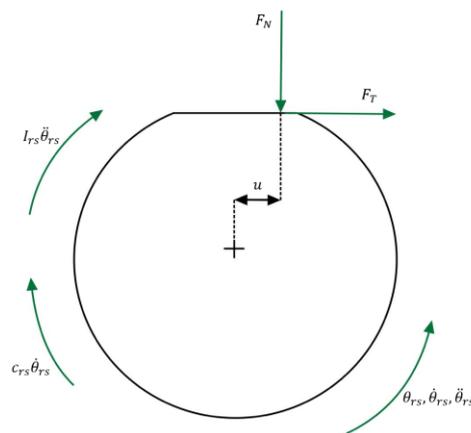


Figura 2.32 – Diagramma di corpo libero del runway simulator

Il parametro I_{rs} rappresenta l'inerzia del runway simulator, c_{rs} lo smorzamento legato ai giunti, F_T ed F_N le forze precedentemente descritte nell'analisi della dinamica del contatto ruota-pista. Per il calcolo della velocità di avanzamento del velivolo, si procede valutando la velocità angolare del runway simulator integrando l'equazione di equilibrio alla rotazione (2.27).

$$c_{rs}\dot{\theta}_{rs} + u \cdot F_N \cdot \tanh(\dot{\theta}_{rs}) + \frac{D_{rs}}{2} \cdot F_T \cdot \text{sign}(\sigma) = -I_{rs} \ddot{\theta}_{rs} \quad (2.27)$$

In figura 2.33 sono mostrati gli andamenti della velocità di avanzamento del velivolo (a) e della velocità angolare della ruota (b) durante la fase di frenata.

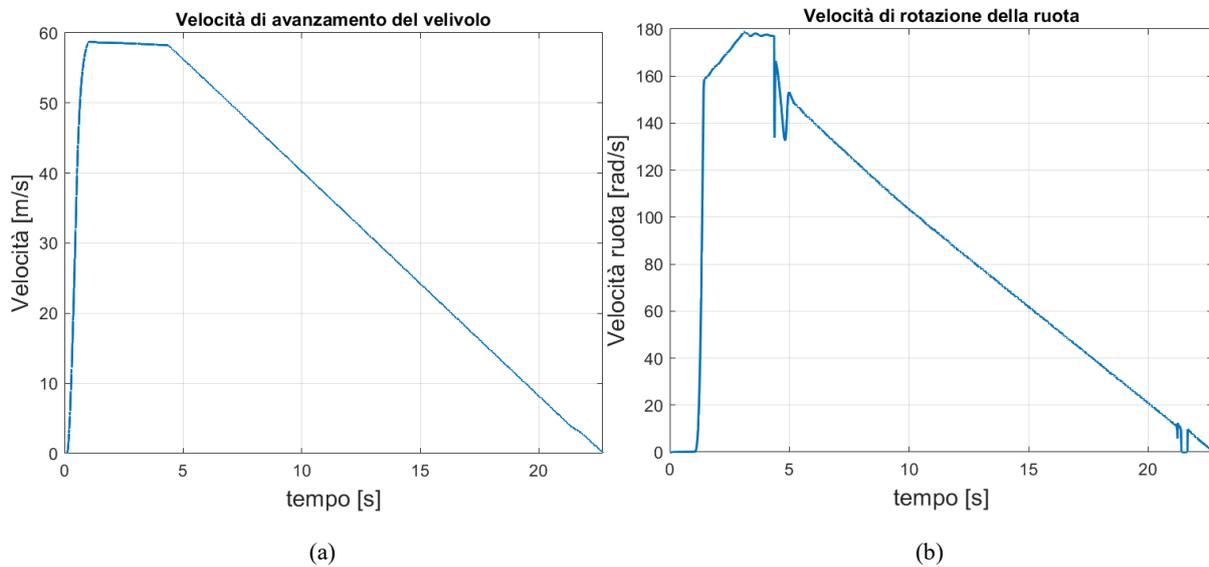


Figura 2.33 – Velocità di avanzamento (a) e velocità ruota (b)

2.4.2 Dinamica verticale

La dinamica verticale è approssimata dal sistema rappresentato in figura 2.34. Si considera una massa equivalente, rappresentativa della quota parte di forza peso che verte sulla singola gamba del carrello, su cui agiscono le risultanti di forza date dall'accoppiamento con l'ammortizzatore (approssimato dall'azione di una rigidità k_{leg} non lineare e funzione dello spostamento z e di uno smorzatore c_{leg}) e quello tra ruota e runway simulator (rigidità k_{rt} e smorzatore c_{rt}).

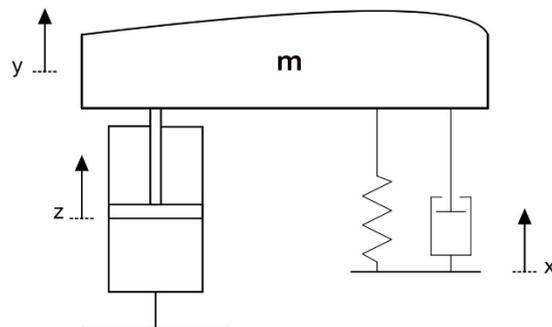


Figura 2.34 – Modello dinamica verticale

L'equazione che descrive l'equilibrio del sistema è la seguente:

$$k_{rt}(x - y) + c_{rt}(\dot{x} - \dot{y}) + k_{leg}(z - y) + c_{leg}(\dot{z} - \dot{y}) - mg = m\ddot{y} \quad (2.28)$$

La coordinata y descrive il moto del centro di massa della massa equivalente.

Una tra le condizioni al contorno che è possibile variare tra le prove è la presenza di irregolarità dell'asfalto della pista di atterraggio, che influisce sullo spostamento verticale della ruota, descritto dalla coordinata x . Tale irregolarità, quando considerata, è approssimata con un andamento sinusoidale caratterizzato da un'ampiezza fissata a priori e un periodo funzione della velocità di avanzamento del velivolo.

Capitolo 3

Analisi PHM

La necessità di migliorare l'affidabilità di componenti (o sistemi) e la tensione verso l'ottimizzazione della manutenzione nell'ottica di ridurre i costi, hanno condotto allo sviluppo di un ramo degli studi ingegneristici (e non solo) che prende il nome di prognostica.

Lo scopo dell'attività di prognostica consiste nell'individuare precocemente la formazione di un guasto, predirne l'evoluzione e, in base alla gravità delle condizioni, permettere di eseguire un intervento manutentivo per tempo e solo quando necessario.

Questo tipo di manutenzione prende il nome di *condition-based maintenance* (CBM)^[14]: si basa sulla valutazione puntuale delle prestazioni del componente (o sistema) e delle caratteristiche misurate dai sensori, nell'ottica di valutare lo stato attuale del sistema e fornire una stima della vita residua (*Remaining Useful Life - RUL*), parametro che assume importanza prevalente in ogni decisione riguardante la programmazione di interventi manutentivi.

Tale approccio, non solo perette di migliorare la vita utile dei componenti, ma anche di evitare rotture catastrofiche prevedendone l'avvenimento prima che possano mostrarsi danni irreparabili.

Alla base della strategia di manutenzione CBM si trova la *Failure Modes and Effect Criticality Analysis*, la quale rappresenta un'evoluzione della FMEA (*Failure Modes and Effect Analysis*).

Lo scopo della FMEA consiste nell'individuare tutte le possibili modalità di guasto, analizzare le relazioni causa-effetto ed indentificare i rischi che conseguono al verificarsi del guasto. Tali attività permettono la valutazione dell'indice *Risk Priority Number*, funzione della gravità degli effetti, del guasto, della sua probabilità di manifestazione e della probabilità identificare la presenza attraverso attività di diagnosi.

Rispetto alla FMEA, l'analisi FMECA approfondisce le valutazioni sulla criticità enfatizzando l'importanza all'interno dell'analisi della gravità degli effetti di un guasto e della probabilità che il guasto stesso si presenti, portando così alla definizione dell'indice di criticità (*Criticality*).

¹⁴ Vachtsevanos G., Lewis F.L., Roemer M., Hess A., & Wu B. (2006). *Intelligent fault diagnosis and prognosis for engineering systems*, Vol. 456, Hoboken, Wiley.

Una volta definito il tipo di guasto o di degradazione che può interessare il sistema, si può procedere con il design di un sistema PHM volto a monitorare e prevenire cedimenti o effetti critici legati al tipo di failure studiato.

Lo studio di un sistema PHM prevede due fasi: una fase offline e una online^[14].

La fase offline consiste nella raccolta di dati prodromica alla definizione di un background che permetta di descrivere l'andamento delle proprietà del sistema in funzione della degradazione di una determinata caratteristica di interesse. A questa raccolta dati segue un'analisi degli stessi volta ad individuare feature che permettano di valutare in modo indiretto il livello di degradazione della caratteristica che si sta studiando e predirne l'andamento.

Con il termine feature si intendono delle proprietà del sistema, combinazioni di esse o quantità ad esse legate che permettano una valutazione dello stato del sistema. Tali caratteristiche costituiscono delle quantità misurabili che permettono la valutazione di uno stato del sistema che al contrario non è valutabile in modo diretto o per cui si ha necessità di una valutazione indiretta, come nel caso di studio.

Viene poi valutata la bontà di tali feature nell'identificare con precisione le condizioni del sistema e nel rilevare prontamente andamenti anomali che si discostano dall'azione in condizioni ottimali.

La fase online sfrutta i risultati ottenuti durante la fase offline e le informazioni ricevute in tempo reale riguardo lo stato del sistema per condurre le attività di diagnosi e prognosi. L'attività di diagnosi costituita da tre stadi: Fault detection, Fault isolation e Fault identificaton^[14].

La fase di rilevazione consiste nell'individuare la presenza di un'anomalia riconducibile alla degradazione del sistema per via di un comportamento anomalo rispetto alle condizioni nominali.

La fase di isolamento permette di attribuire le responsabilità di un'anomalia ad una determinata tipologia di guasto o degradazione tra le varie che concorrono al deterioramento delle prestazioni del sistema. Poiché in questo elaborato lo studio è incentrato su una sola dinamica di degradazione, quest'ultima fase risulta non necessaria e per questo motivo non sarà approfondita.

L'ultimo stadio del processo di diagnosi consiste nella identificazione dell'entità della degradazione.

L'attività di prognosi è invece mirata alla stima della RUL, prevedendo con un certo livello di fiducia lo stato futuro della feature e della degradazione a partire dalle informazioni in possesso all'istante di valutazione.

Lo scopo dell'elaborato è quello di studiare un sistema prognostico che permetta di valutare l'usura di freni attuati elettro-meccanicamente nell'ottica di prevederne per tempo la manutenzione ed evitare instabilità legate all'eccessivo degrado degli stessi.

In questo capitolo saranno descritti gli step compiuti per la selezione e la valutazione di feature che permettano di identificare lo stato di degradazione dei freni.

3.1 Feature Selection

Il primo passo per compiere un'analisi prognostica è l'identificazione di feature che, a partire dallo stato visibile del sistema, possano dare informazioni sullo stato nascosto dello stesso.

Per la costruzione di un sistema PHM solido le caratteristiche individuate devono soddisfare alcuni requisiti per poter essere considerate delle feature utili all'analisi prognostica.

La prima qualità che deve caratterizzare una feature, nonché quella più facile da verificare, consiste in un andamento monotono in funzione dell'avanzamento della degradazione, preferibilmente caratterizzato da pendenze importanti. Infatti, un andamento non monotono della caratteristica analizzata non permetterebbe un'identificazione univoca del livello di usura.

Per evidenziare in modo efficace la relazione feature-degradazione e la rispettiva monotonia si può valutare il coefficiente di correlazione di Pearson che misura quanto la relazione in essere sia prossima ad un andamento lineare. L'ottenimento di un coefficiente di Pearson elevato conferma l'andamento monotono della feature.

Una pendenza elevata nella relazione feature-degradazione permette una più semplice rilevazione di un piccolo avanzamento della degradazione a seguito di una importante scostamento della feature rispetto alle condizioni nominali.

Inoltre, una feature adeguata non deve risentire pesantemente delle variazioni di condizioni al contorno o di fattori diversi dalla degradazione considerata. Per fare ciò si valuta il rumore che caratterizza la feature al variare delle condizioni di prova calcolando l'indice di Signal to Noise Ratio.

Infine, una feature deve permettere l'identificazione del guasto con una certa accuratezza e con una bassa possibilità di ottenere falsi allarmi.

Per l'identificazione di caratteristiche che possano soddisfare i requisiti sopra descritti si rende necessaria la raccolta di dati, sul campo o mediante simulazioni, in varie condizioni di utilizzo del sistema. Nel caso in esame si è cercato di introdurre del rumore all'interno della campagna di prove, facendo variare alcune condizioni al contorno (condizioni della pista, irregolarità della stessa e temperatura dell'ambiente esterno) per avere la possibilità di valutare feature solide che potessero mantenere la loro validità in ogni condizione di lavoro.

3.1.1 Campagna di simulazione

Non essendo ancora disponibile il sistema reale ed essendo in ogni caso di difficile realizzazione una raccolta massiva di dati sul campo, si è scelto di ripiegare sull'impiego del modello ad alta fedeltà descritto nel capitolo precedente.

La campagna di simulazioni condotta ha previsto nella prima fase l'esecuzione di prove a tre livelli di usura prefissati, variando le condizioni al contorno in termini di temperatura esterna e irregolarità nella pista. Nello specifico, i tre livelli di usura scelti, definiti come riduzione percentuale dello spessore del materiale d'attrito, sono 0%, 25% e 50%.

In questo modo è stato possibile valutare in che modo la degradazione si riflette sullo stato visibile del sistema senza l'influenza della dinamica di avanzamento dell'usura stessa.

Per quanto riguarda le condizioni al contorno, le prove sono state eseguite per due livelli di temperatura esterna distinti, -10°C e 40°C , che rappresentano gli estremi del generico campo di funzionamento, e alternando la presenza o assenza di irregolarità sulla pista.

Successivamente sono state condotte delle prove caratterizzate dall'avanzamento progressivo dell'usura durante la fase di frenata. Per via dell'elevato numero di ore per cui sono impiegati i freni (come ogni altro componente aeronautico) prima che si possa procedere con la sostituzione o il ricondizionamento degli stessi, risulta difficile estrarre l'avanzamento della degradazione conducendo prove caratterizzate da una velocità di usura realistica. Questo processo, infatti, richiederebbe un numero proibitivo di prove dal punto di vista della dimensione dei log da archiviare e del tempo necessario per la conclusione della campagna di simulazione. Per questa ragione, per la singola simulazione si è reso necessario valutare un incremento accelerato dell'usura rispetto alla progressione reale.

Vista l'impossibilità di operare con una grande velocità di usura, dato che nel sistema in controllo forza questa costituisce un disturbo di posizione, si è valutato un parametro di usura K_0^w che consentisse di mantenere una certa stabilità nei segnali di output.

Tuttavia, in tali condizioni l'esecuzione delle prove necessarie per ottenere un'usura cumulata pari al 50%, individuato come possibile valore critico, avrebbe comportato un'eccessiva durata della campagna di simulazioni e un'importante mole di dati da memorizzare. Infatti, per una frenata tipo con il velivolo lanciato ad una velocità di 60 m/s, l'usura massima ottenibile senza compromettere la stabilità del modello è pari allo 0,1% dello spessore dei brake pads.

Per ovviare a tale problema si è scelto di condurre un ciclo prove con avanzamento progressivo dell'usura a partire da livelli di degradazione fissati, variando per ognuna le condizioni al contorno. I livelli di partenza per ogni ciclo di prove sono equispaziati nell'intervallo [0% ; 50%], con un passo pari al 5%.

3.1.2 Individuazione feature

Una prima possibile strategia per l'individuazione di una papabile feature consiste nel confrontare l'andamento di una determinata quantità in due condizioni di usura diverse.

Sono stati messi a confronto segnali resi disponibili dalle simulazioni del modello tra cui: le correnti e le tensioni di fase, le correnti di riferimento, la velocità di rotazione del motore e la posizione angolare dello stesso, il segnale di forza registrato dalle celle di carico e i segnali in uscita dal controllore antiskid.

Una prima papabile feature è stata individuata nella massima rotazione compiuta dal motore. Come ci si può aspettare dalla fisica del problema, la riduzione dello spessore del materiale d'attrito determina un maggior gioco tra i dischi e i brake pads con conseguente maggior corsa a carico dell'attuatore, la quale si traduce in un maggior numero di rotazioni compiute dal motore. In figura 3.1 è mostrato il diverso andamento dell'angolo motore in condizione di usura assente e in stato avanzato. Si ricorda che, per via della presenza del riduttore di velocità, ad una rotazione completa della vite corrispondono più rotazioni del motore.

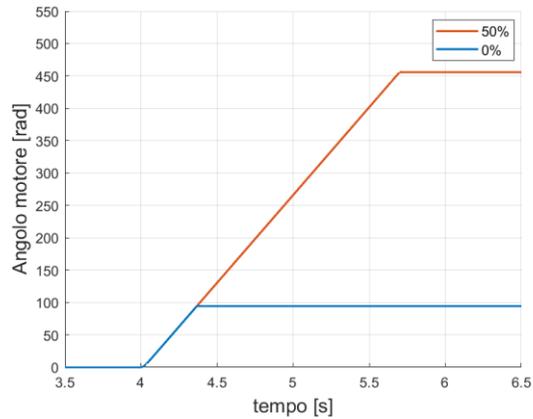


Figura 3.1 - Angolo motore

Si perviene allo stesso risultato osservando l'andamento della velocità di rotazione del motore. La velocità massima è sovrapponibile tra le varie prove, ma per via del maggior tempo per cui il motore si tiene in rotazione, una misura della velocità media potrebbe essere un indice dell'avanzamento dell'usura nei freni. L'andamento della velocità di rotazione del motore è mostrato in figura 3.2.

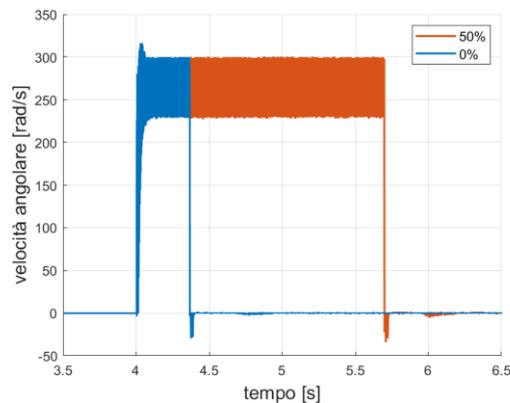


Figura 3.2 – Velocità di rotazione

Altre considerazioni possono essere tratte osservando i segnali provenienti dalle celle di carico mostrati in figura 3.3.

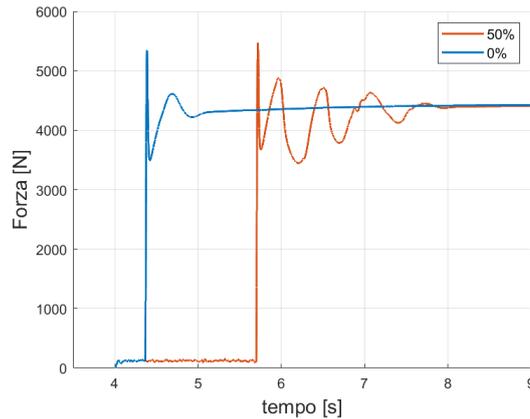


Figura 3.3 - Segnale celle di carico per usura nulla ed elevata

Da prime considerazioni, con l'avanzare dell'usura non solo aumenta la durata dell'intervallo che intercorre tra comando di frenata ed effettiva erogazione della forza, conseguenza diretta della maggior corsa descritta sopra, ma si nota anche una maggiore sovravelongazione (*overshoot* o O.S.) ed un *settling time* più lungo.

Come quantità per valutare l'overshoot si è scelta la differenza relativa tra il valore medio assunto dal segnale di set in forza e il valore che la forza assume in corrispondenza della sovravelongazione, isolando una finestra ridotta di segnale successiva alla salita del comando di frenata.

$$O.S. \% = \frac{\overline{F_{SET}} - F_{OS}}{\overline{F_{SET}}} \quad (3.1)$$

Invece, per la valutazione del settling time e della variabilità in generale del sistema si sono scelte le misure di cross correlation e autocorrelation: la prima permette un confronto con il segnale definito come condizione di baseline e la seconda è un'analisi di quanto il segnale è simile a sé stesso.

Altre due papabili feature considerate sono: il guadagno di anello definito come il rapporto tra la forza generata dall'attuatore e la corrente di riferimento in uscita dal controllore forza, ed il valore assoluto dell'errore di controllo forza, definito come differenza tra la il segnale di forza rilevato dalla cella di carico e il segnale di riferimento in uscita dal controllore antiskid. Tale errore è stato valutato sia in termini assoluti che relativi.

$$G = \frac{F_{FB}}{i_{REF}} \quad (3.2)$$

$$\Delta F = |F_{SET} - F_{FB}| \quad (3.3)$$

Delle quantità sopra citate sono state valutate la media, deviazione standard e valore quadratico medio.

3.1.3 Correlazione

Non appena sono state individuate alcune papabili feature, si è proceduto con la valutazione delle stesse in termini di correlazione con l'avanzamento dell'usura in modo più dettagliato rispetto al mero confronto di due condizioni di degradazione agli antipodi.

A partire dai dati ottenuti attraverso le prove eseguite per studiare l'effetto dell'evoluzione dell'usura, sono state valutate le feature sopra citate.

Sono state costruite le distribuzioni di probabilità per le feature in analisi rispetto ad ogni livello di usura valutato. Non avendo a disposizione un numero elevato di dati si accetta l'ipotesi che la distribuzione assunta dai valori della feature sia normale con media e deviazione standard pari a quelle del campione estratto.

Si è valutata la correlazione tra degrado e valore medio della feature sia graficamente, mostrando l'andamento dei dati rispetto ad una retta definita per interpolazione degli stessi con il metodo dei minimi quadrati, sia per mezzo del coefficiente di correlazione Pearson.

Il coefficiente di Pearson misura la dipendenza lineare tra due variabili ed è definito come il rapporto tra la covarianza delle due variabili e il prodotto tra le varianze^[15]:

$$\rho = \frac{[\sum(x_i - \bar{x})] \cdot [\sum(y_i - \bar{y})]}{\sqrt{\sum(x_i - \bar{x})^2} \sqrt{\sum(y_i - \bar{y})^2}} \quad (3.4)$$

L'angolo di rotazione del motore mostra una ridotta dispersione attorno al valore medio e, per via dell'andamento della velocità circa costante nella fase di accostamento, un'ottima correlazione. Se, invece di considerare un'informazione di rotazione fornita da un resolver, si ha a disposizione dei segnali in uscita da sensori ad effetto Hall, si riesce ad ottenere lo stesso

¹⁵ Zhou H., Deng, Z., Xia, Y., & Fu, M. (2016). A new sampling method in particle filter based on Pearson correlation coefficient. *Neurocomputing*, Vol. 216, pp. 208-215.

tipo di risultati considerando come feature l'integrale del segnale o la sommatoria dei valori assunti in ogni istante campionato. In figura 3.4 sono mostrati gli andamenti descritti.

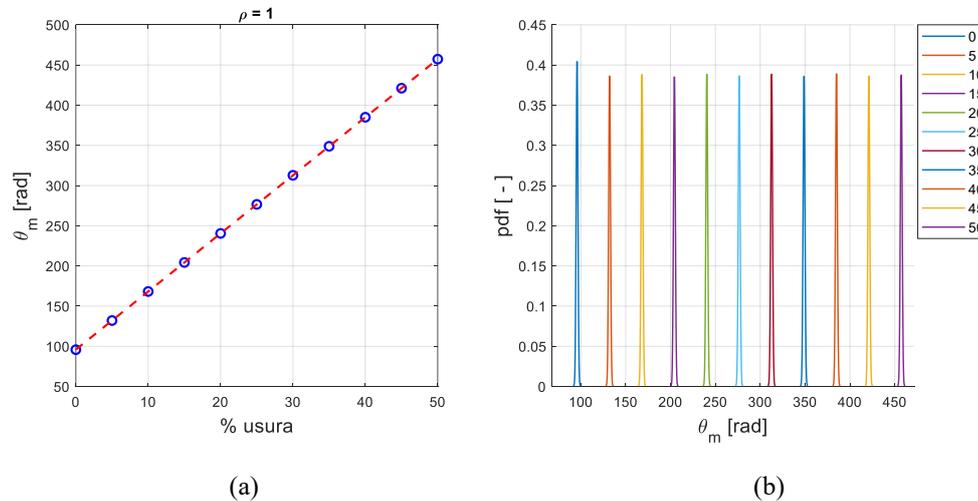


Figura 3.4 – Angolo motore θ_m : densità di probabilità (a) e correlazione (b)

Ad un risultato pressoché identico si perviene osservando il tempo Δt tra la richiesta del comando di frenatura e l'istante in cui viene nasce una forza mostrato in figura 3.5, oppure valutando la velocità media del motore mostrato in figura 3.6.

Dai risultati ottenuti si nota che in condizioni di usura avanzata dal momento in cui il pilota richiede un'azione frenante al momento in cui la forza viene effettivamente erogata intercorre un tempo di circa 1.6 secondi, misura che risulta poco attendibile o comunque poco congrua ad un sistema frenante, per cui l'immediatezza di intervento rappresenta una delle principali caratteristiche richieste. Per questo motivo si ipotizza una possibile inesattezza dei parametri di targa che si hanno a disposizione, tra cui la corsa che l'attuatore deve compiere per entrare in contatto con i lining in condizioni di usura assente.

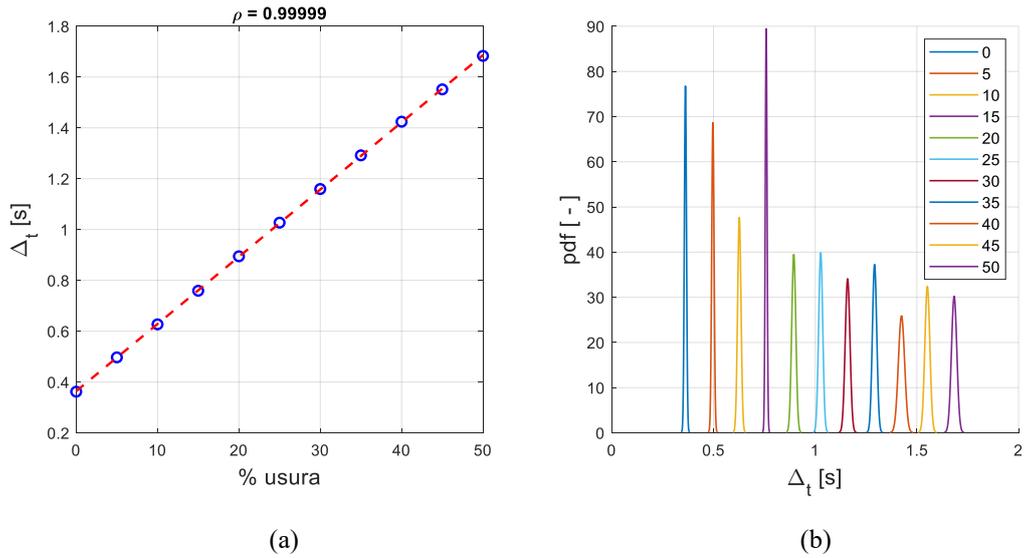


Figura 3.5 – Ritardo erogazione forza Δt , correlazione (a) e densità di probabilità (b)

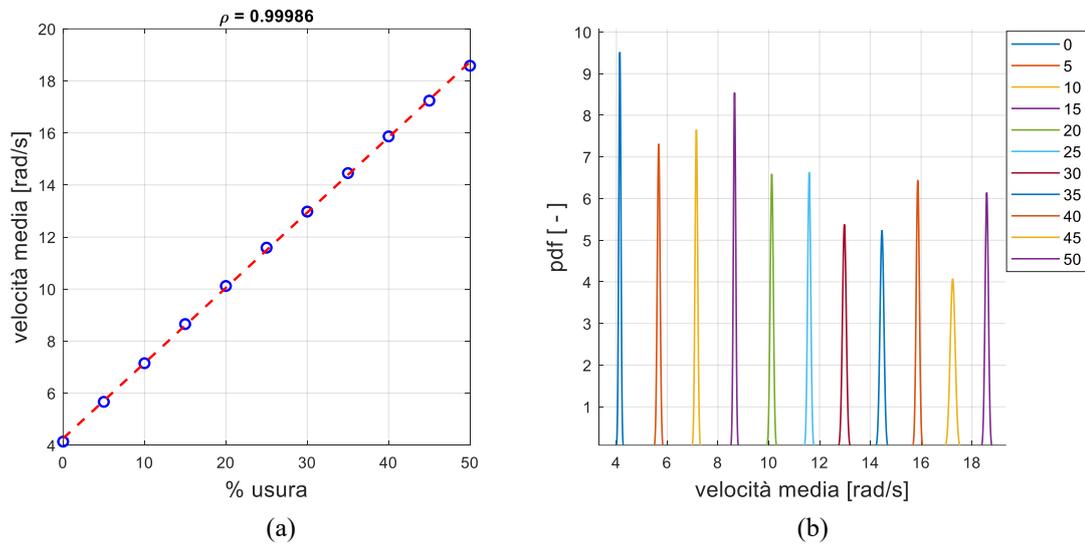


Figura 3.6 – Velocità di rotazione media ω , densità di probabilità (a) e correlazione (b)

In figura 3.7 è mostrato il comportamento della caratteristica di sovralongazione. L'andamento dell'overshoot sembra essere abbastanza correlato all'avanzamento dell'usura, tuttavia la pendenza della retta di regressione potrebbe non essere sufficiente per una corretta identificazione del livello di degrado. A supporto di tale ipotesi, le distribuzioni per i vari livelli si concentrano e sovrappongono in un intervallo ristretto, come visibile in figura 3.7 (b).

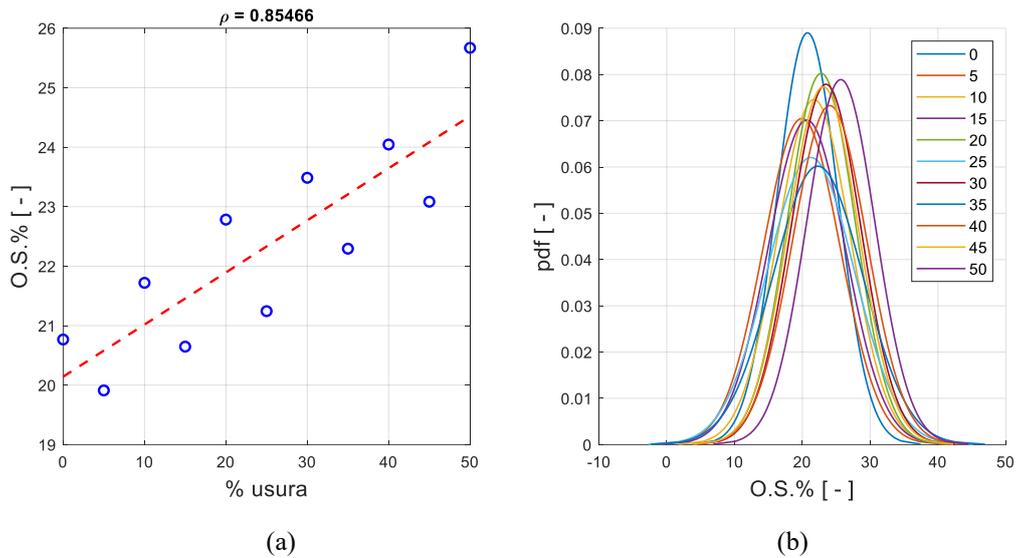


Figura 3.7 – Sovraelongazione, correlazione (a) e densità di probabilità (b)

Come anticipato precedentemente, per valutare la variazione del tempo di settlement o della stabilità del segnale in generale sono state calcolate le misure di correlazione incrociata rispetto ad un andamento fissato come baseline e l'autocorrelazione.

Si è scelto di valutare la correlazione incrociata operando con segnali standardizzati. Questo perché, la forza media richiesta al motore varia in base alle diverse condizioni in cui si trova la pista e quindi si rende necessaria una soluzione per confrontare segnali di ampiezza media differente.

Dalla valutazione non emergono informazioni utili come è possibile vedere in figura 3.8.

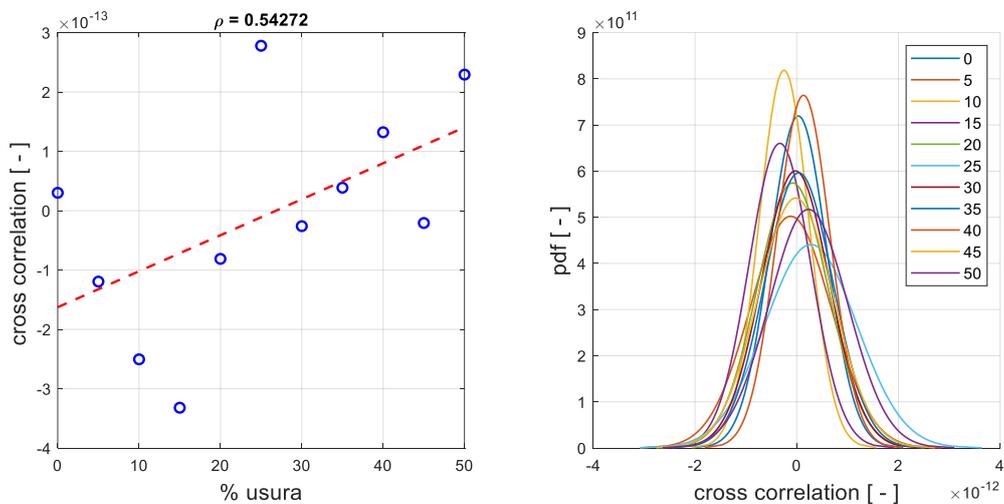


Figura 3.8 – Cross correlation

Per quanto riguarda la misura di autocorrelazione, si giunge a conclusioni diverse in base a come il segnale di forza viene elaborato prima del calcolo. Si nota, infatti, che considerando il segnale registrato dai sensori durante l'intera fase di frenata tale misura sembra comportarsi come una buona feature vista l'ottima correlazione. Tuttavia, se si esclude dal computo la fase di accostamento dell'attuatore, il giudizio si capovolge, con la feature che non mostra più una dipendenza lineare o quantomeno monotona dal livello di usura.

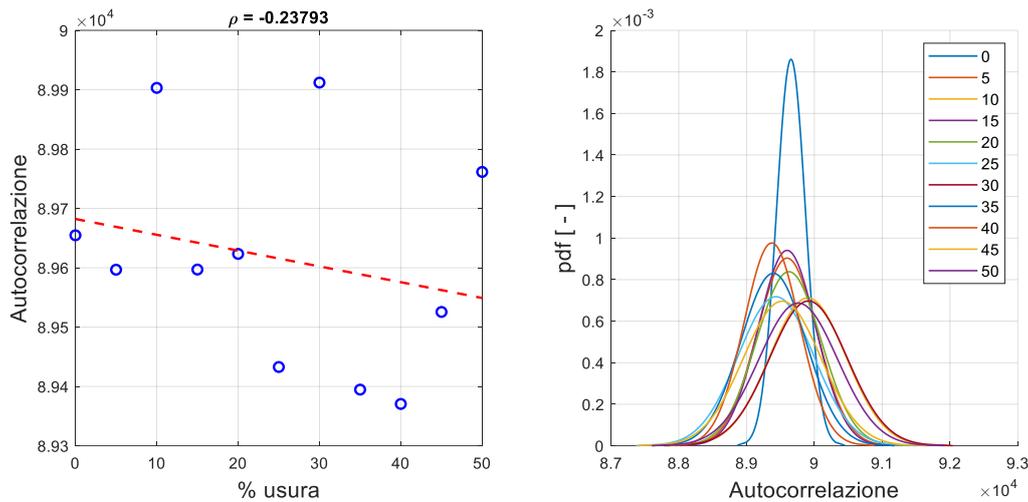


Figura 3.9 – Autocorrelazione: segnale pre-processato

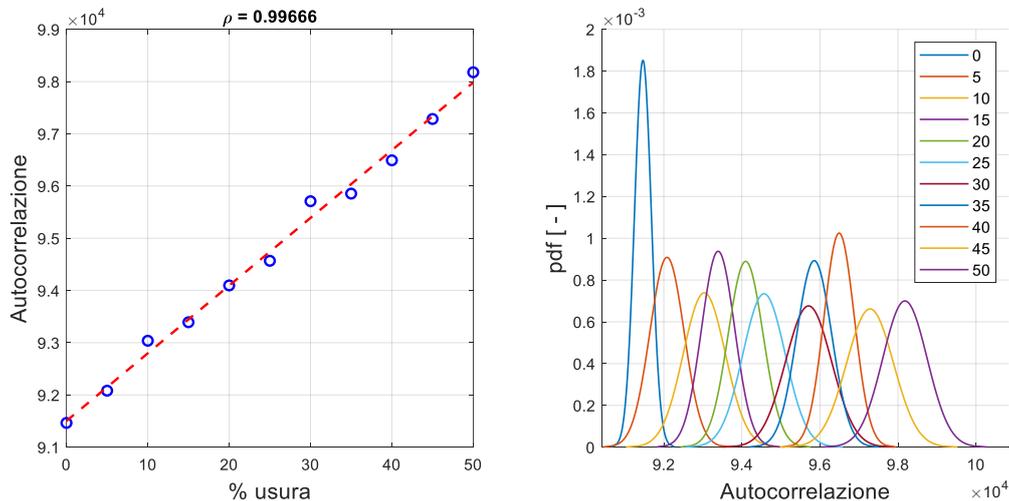


Figura 3.10 – Autocorrelazione segnale intero

Per brevità, per le caratteristiche di guadagno di anello ed errore in forza non compensato saranno riportati i risultati grafici della sola feature definita come valore medio. Ad eccezione della media quadratica (*rms*) del guadagno, caratteristica che non si dimostra adeguata, si

giunge alle stesse conclusioni con l'analisi di ognuna delle feature ricavate a partire dai segnali di guadagno ed errore.

Anche in questo caso si ottengono risultati diversi se si considera o meno la fase di accostamento. Infatti, come è possibile notare dalle figure seguenti, escludendo dall'analisi la fase in cui avviene la corsa dell'attuatore, la valutazione della feature non permette di trarre informazioni interessanti per la stima del livello di usura.

Si perviene ad analoghe conclusioni anche nell'analisi dell'errore relativo in forza, presentata in figura 3.15 e 3.16.

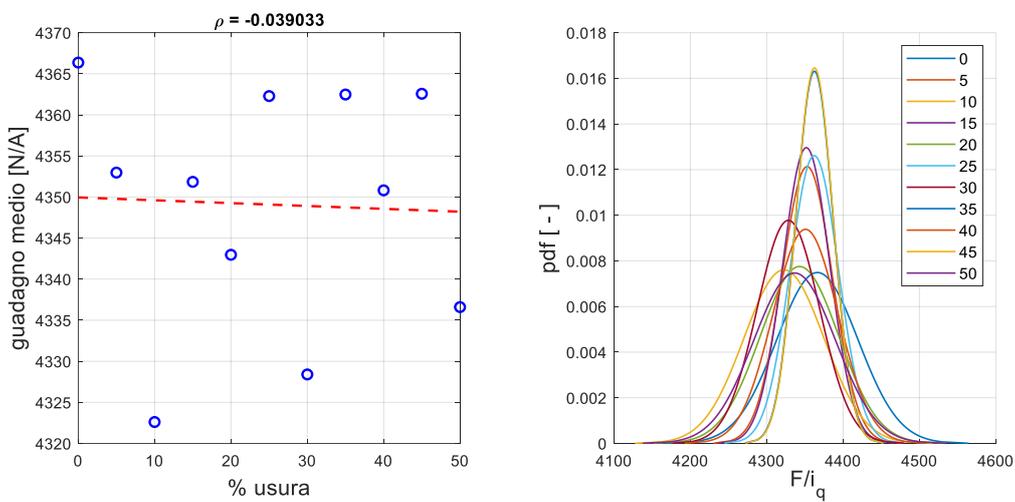


Figura 3.11 – Guadagno F/i_q segnale pre-processato

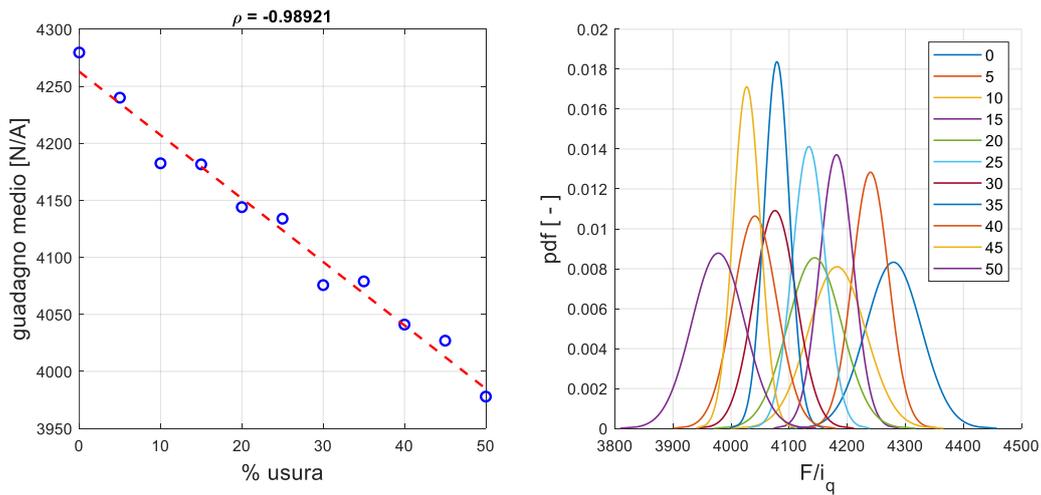


Figura 3.12 – Guadagno F/i_q segnale intero

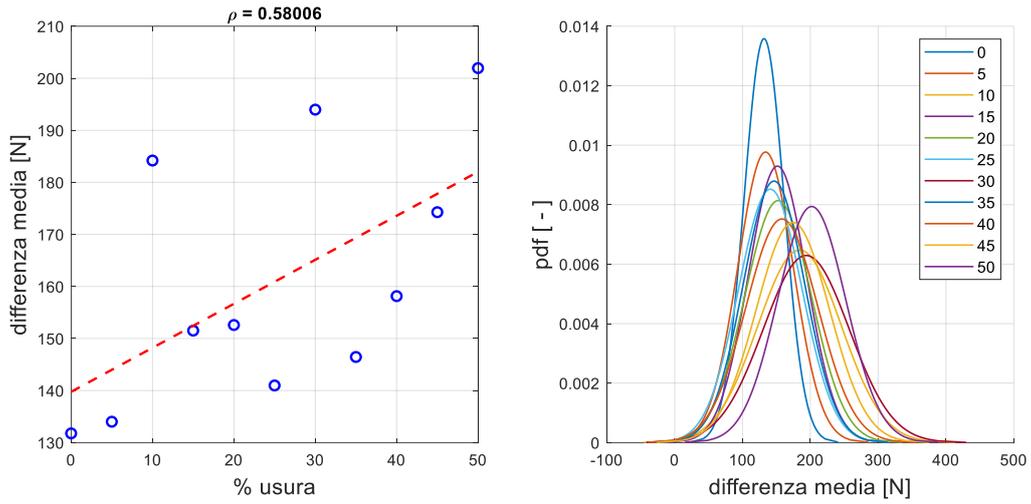
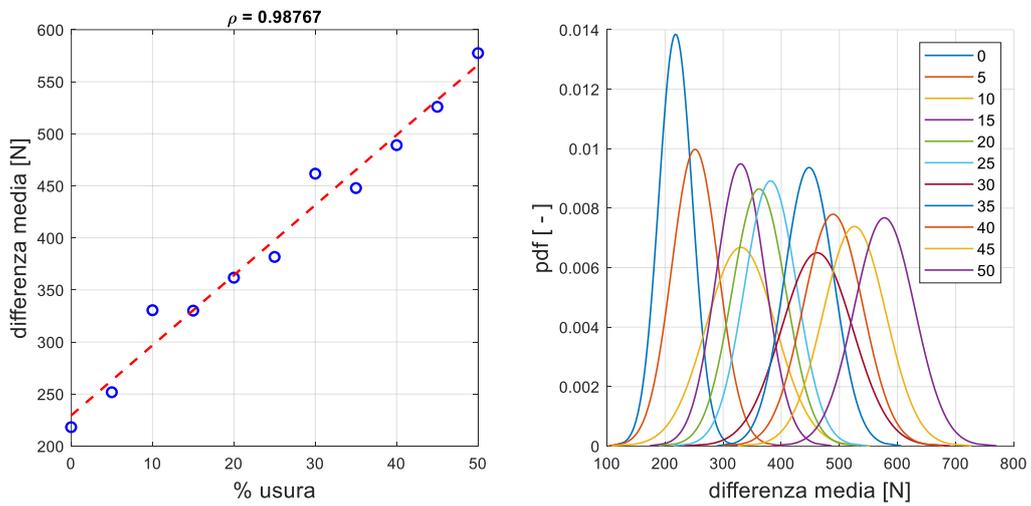


Figura 3.13 – Errore $[F_{FB}-F_{SET}]$ segnale pre-processato



(b)

Figura 3.14 – Errore $[F_{FB}-F_{SET}]$ segnale intero

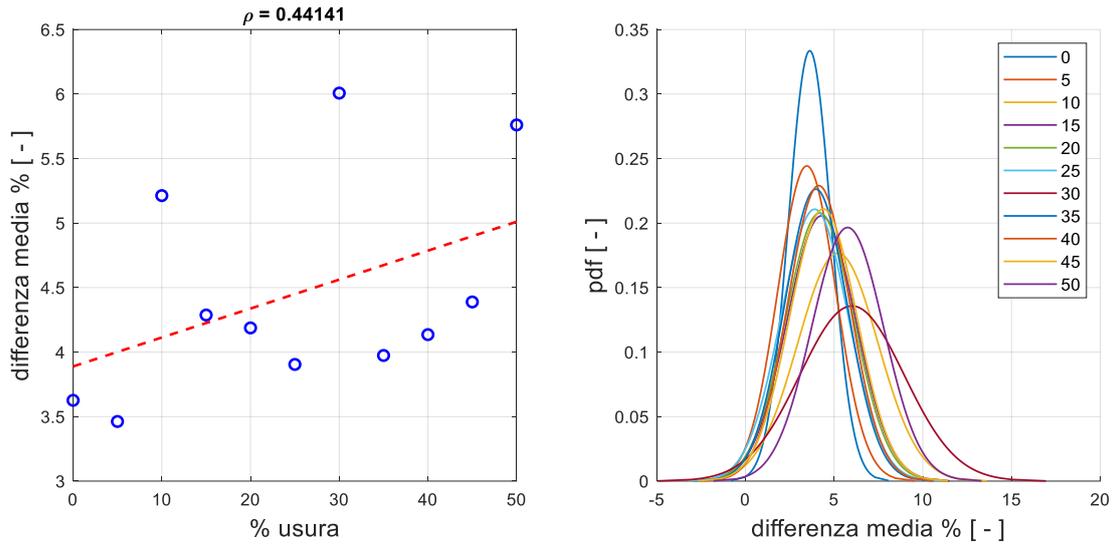


Figura 3.15 – Errore relativo $|\mathbf{F}_{\text{FB}}-\mathbf{F}_{\text{SET}}|/\mathbf{F}_{\text{SET}}$ segnale pre-processato

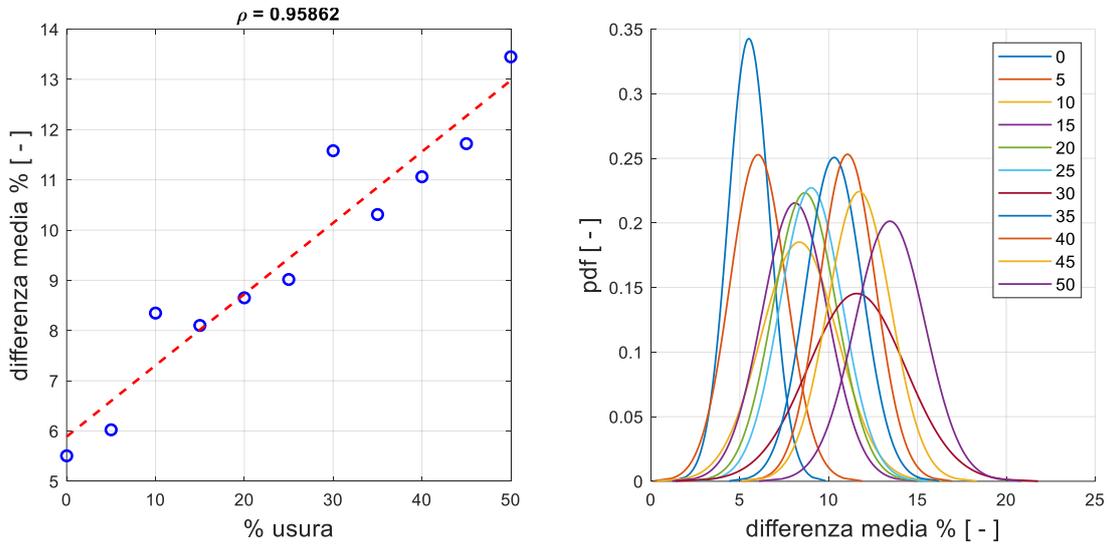


Figura 3.16 – Errore relativo $|\mathbf{F}_{\text{FB}}-\mathbf{F}_{\text{SET}}|/\mathbf{F}_{\text{SET}}$ segnale intero

Come mostrato nelle figure presentate precedentemente, alcune feature non sembrano essere correttamente rappresentate da una funzione lineare del livello di degrado, per cui si è scelto il grado del polinomio che potesse interpolare in modo più accurato i dati a disposizione. Per fare ciò si è valutato il coefficiente di correlazione r^2 espresso come:

$$r^2 = \frac{\sum(y_{\text{stimato}} - \bar{y})^2}{\sum(y_i - \bar{y})^2} = \frac{\sum(y_{\text{stimato}} - \bar{y})^2}{\sum(y_i - y_{\text{stimato}})^2 + \sum(y_{\text{stimato}} - \bar{y})^2} \quad (3.5)$$

dove al numeratore è riportata la devianza spiegata, misura di quanto il polinomio interpolante riesce a “spiegare” dei dati di partenza, e al denominatore la varianza totale, pari alla somma della devianza spiegata e della devianza residua, con quest’ultima che è indice di quanto il modello non riesce a “spiegare”. Se applicato ad un modello lineare, la radice di tale coefficiente equivale al coefficiente di correlazione di Pearson.

Si è scelto di aumentare il grado del polinomio interpolante solo a fronte di sensibile miglioramento del coefficiente r^2 . Di seguito sono riportate le figure che mostrano le feature per cui si è scelto un polinomio interpolante di grado maggiore di uno.

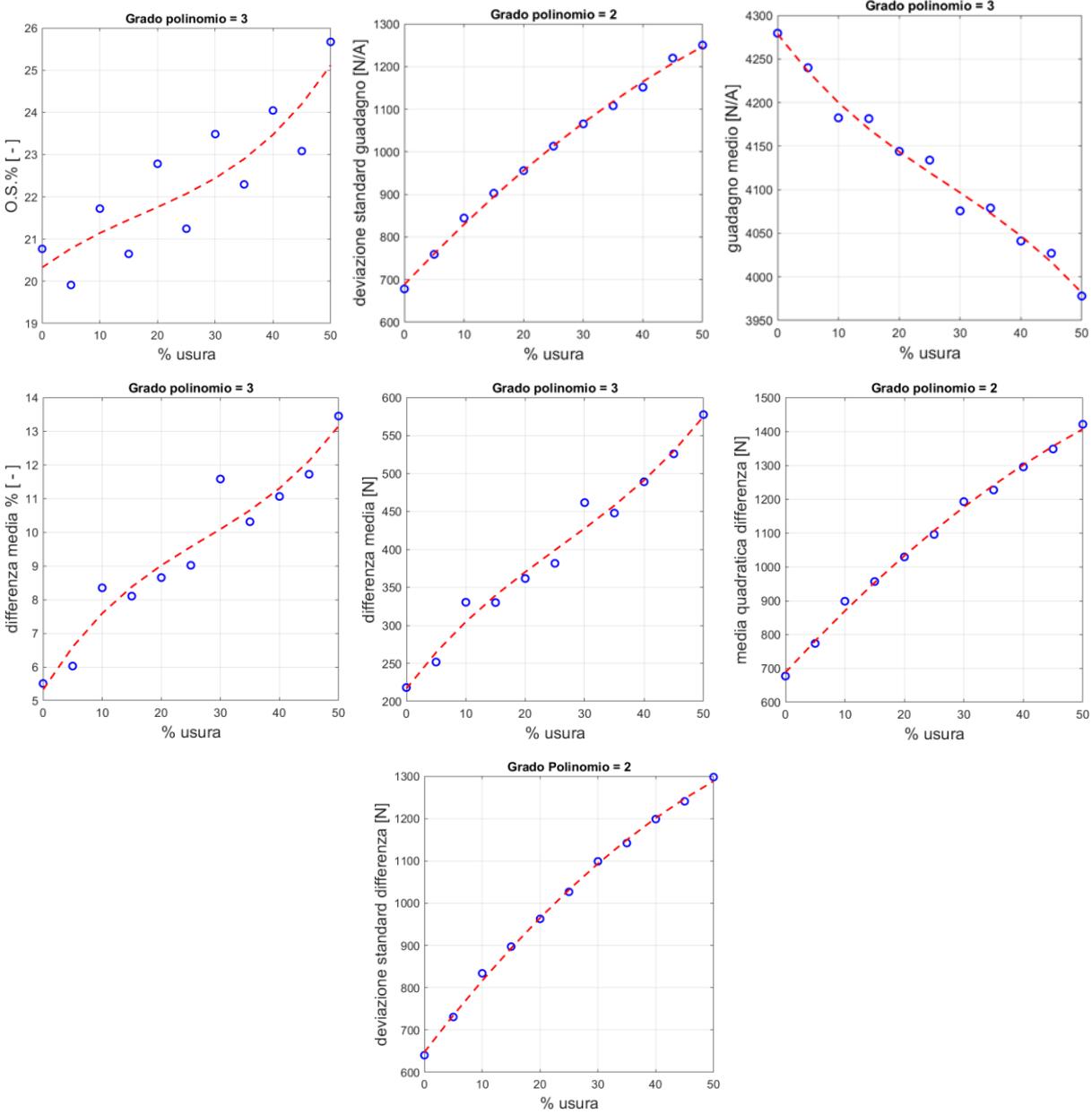


Figura 3.17 – Polinomi interpolanti di grado maggiore di 1

3.1.3 Signal to Noise Ratio

Oltre alla correlazione della feature con l'avanzamento della degradazione, la bontà di essa è valutata anche dal punto di vista della sensibilità al rumore. Una buona feature deve risentire in modo limitato degli effetti del rumore esterno. Nel modello, il rumore è definito come una minima oscillazione attorno al valor medio in alcuni parametri come, ad esempio, il coefficiente d'attrito tra la ruota e il terreno, come variazione di condizioni al contorno per le prove e anche come una minima dispersione nei valori che caratterizzano i quattro attuatori.

Un ottimo metodo per la valutazione del peso che ha il rumore sulla feature consiste nella valutazione del parametro che prende il nome di *Signal to Noise Ratio (SNR)* definito da:

$$SNR = 10 \log_{10} \left(\frac{\mu^2}{\sigma^2} \right) \quad (3.6)$$

dove l'argomento del logaritmo è il rapporto tra il quadrato della media μ e la varianza del segnale σ^2 .

In tabella 3.1 sono mostrati i risultati per le feature valutate:

Tabella 3.1 – Signal to Noise Ratio

Feature	SNR
θ_m	7,65
$\underline{\omega}$	7,76
Δt	7,98
O.S.%	12,01
Autocorrelazione	44,85* – 33,04
F_{FB}/i_{ref}	40,17* – 32,64
$ F_{FB}-F_{SET} $	9,53* – 10,56
$ F_{FB}-F_{SET} / F_{SET}$	6,58* – 10,06

* segnale pre-processato

Le prime tre feature in tabella mostrano un valore molto simile di SNR, a conferma della stessa dinamica fisica che le caratterizza.

3.2 Fault Detection

Un ulteriore passo nel processo di valutazione delle feature consiste nella determinazione della prontezza nell'identificare una deviazione del comportamento del sistema dalle condizioni nominali attraverso un'analisi della distribuzione assunta dalle feature stesse. Ad una buona feature è richiesta una identificazione del guasto già nei primi stadi di avanzamento della degradazione, in modo da poterne monitorare l'evoluzione e poter programmare l'intervento manutentivo prima di un cedimento catastrofico. Un'identificazione tardiva di una deviazione nel comportamento della feature non solo potrebbe compromettere le performance del sistema, ma non consentirebbe una ottimale programmazione della manutenzione, rendendo così inefficace il sistema prognostico.

Il processo di fault detection consiste nella comparazione delle condizioni del velivolo nell'istante di valutazione con le condizioni di baseline per la definizione di un segnale residuale¹⁴, il quale costituisce l'input per il processo decisionale. Si effettua, quindi, un confronto tra la distribuzione assunta dalla feature in condizioni nominali con la distribuzione che la stessa caratteristica assume in un intervallo di degradazione calibrabile.

Il processo di fault detection può essere condotto secondo modalità differenti, le più diffuse sono: *model based* o *data-driven*.

La metodologia model based, come descritto in [16], si serve di un modello matematico che replica il comportamento fisico da eseguire in contemporanea con il funzionamento del sistema reale per poterne confrontare la risposta nell'ottica di definire il segnale residuale.

La tecnica data-driven, quella scelta per questo studio, si basa sulla raccolta massiva di dati per educare algoritmi in grado di identificare, attraverso metodi statistici, lo stato del sistema¹⁷.

I dati possono provenire dalle rilevazioni di sensori durante il funzionamento del sistema reale sul campo, oppure, come nel caso di questo elaborato, da simulazioni condotte attraverso un modello ad alta fedeltà. In figura 3.18 è mostrato lo schema della tecnica data driven.

¹⁶ Gonzalez-Jimenez D., Del-Olmo J., Poza J., Garramiola F., & Madina P. (2021). Data-driven fault diagnosis for electric drives: A review. *Sensors*, Vol. 21(12), pp. 4024.

¹⁷ Qin S. J. (2009). Data-driven fault detection and diagnosis for complex industrial processes. *IFAC Proceedings Volumes*, Vol. 42(8), pp. 1115-1125

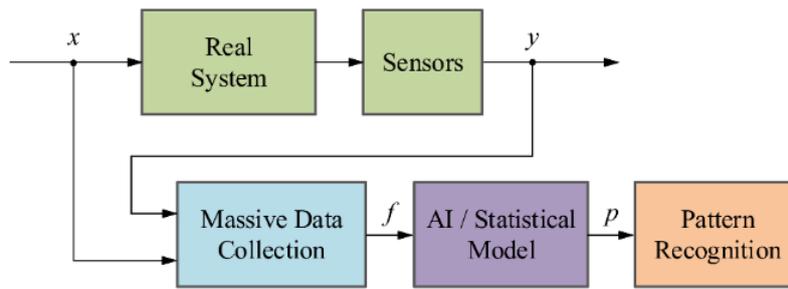


Figura 3.18 – Schema data-driven Fault Detection¹⁶¹

3.2.1 Preparazione dei segnali

Dalle prove condotte con dinamica di avanzamento dell'usura attiva, si è estratto il segnale di usura cumulata in funzione del tempo, che nel caso in esame è misurato in numero di atterraggi compiuti dal velivolo. Visto quanto anticipato nel paragrafo 3.1.1, il segnale di usura estraibile è costituito da alcuni punti per ogni ciclo di prova caratterizzato da un valore iniziale fissato in un intervallo tra 0 e 50% di usura, con un passo pari al 5%.

Per ottenere un segnale maggiormente indicativo, si è scelto per ogni gruppo di prove di ricercare il polinomio interpolante i dati in possesso per estrapolare la legge di usura ed applicarla ad un numero maggiore di punti, in modo da poter trarre considerazioni maggiormente indicative.

Da quanto mostrato in figura 3.19, l'andamento è pressoché lineare: non ci sono particolari variazioni di pendenza, come prevedibile vista la dinamica di usura introdotta nel modello.

Si ricorda che l'usura è misurata in termini di assottigliamento dei linings.

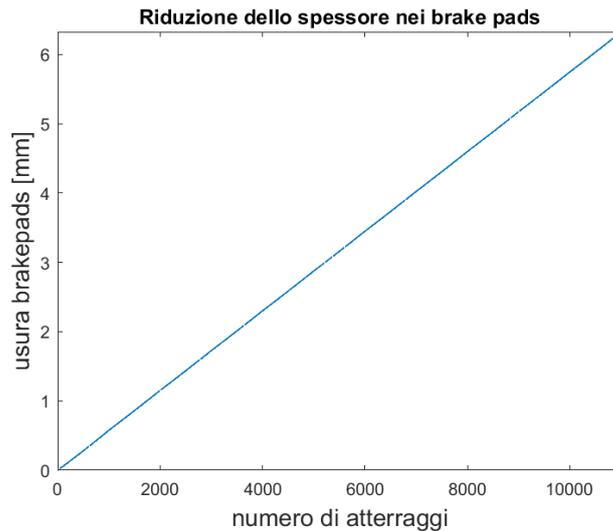


Figura 3.19 – Andamento dell'usura in funzione del tempo

Una volta costruito il segnale di usura cumulata si è proceduto con la valutazione dell'andamento delle feature in funzione della degradazione. Per fare ciò, si è fatto riferimento a quanto ricavato nel paragrafo precedente, impiegando i polinomi interpolanti i valori medi per definire il valore medio assunto dalla feature per ogni livello di usura.

Visto il numero ridotto di dati a disposizione, è stato aggiunto in modo artificiale del rumore all'andamento delle feature appena ricavato. Il rumore è valutato tenendo conto di una distribuzione normale della feature per un fissato livello di usura, caratterizzata da media pari al valore individuato dal polinomio interpolante e deviazione standard calcolata a partire dalle prove eseguite con livello di usura fisso al variare delle condizioni al contorno.

In modo analogo si è costruito un segnale di baseline delle feature, ovvero la risposta attesa del sistema in condizioni nominali.

A scopo esemplificativo in figura 3.20 è mostrato l'andamento della feature di media dell'errore assoluto in forza in funzione del numero di atterraggi ed il corrispettivo segnale di baseline.

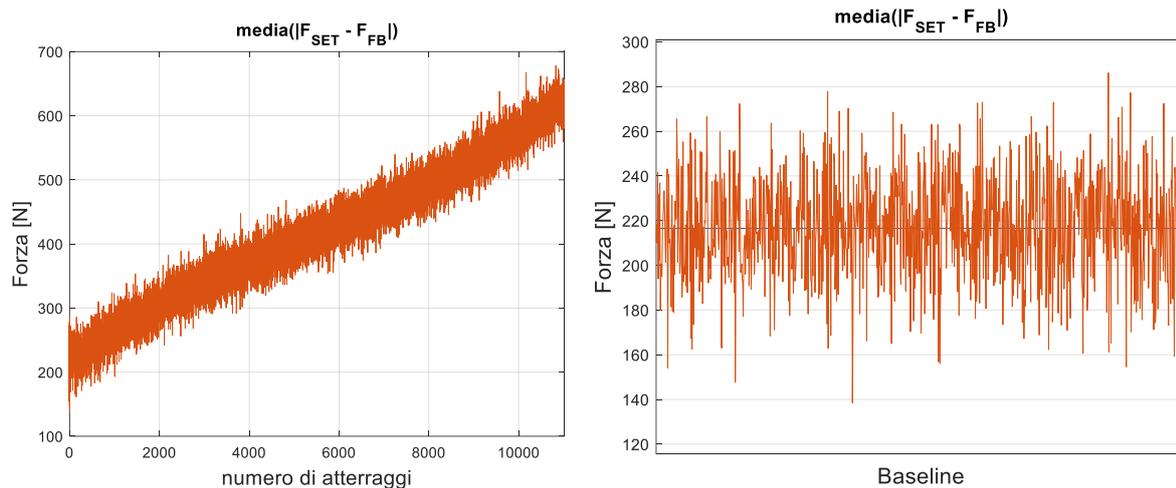


Figura 3.20 – Esempio di andamenti costruiti

3.2.2 Esecuzione algoritmo

Conclusa la fase di preparazione dei segnali si è proceduto con l'esecuzione dell'algoritmo di *fault detection* che permette di identificare il *time at detection*, ovvero l'istante in cui attraverso l'analisi del comportamento della feature è possibile rilevare un andamento anomalo rispetto alla distribuzione di baseline.

L'identificazione avviene confrontando la distribuzione della feature in condizioni nominali (baseline) con la distribuzione della feature ad un certo istante di funzionamento, considerando una finestra mobile di ampiezza fissata. L'ampiezza della finestra mobile è tarata in modo da ottenere una distribuzione della feature che rispecchia il suo reale andamento senza però influenzare le prestazioni diagnostiche associate all'analisi della feature.

Non appena le distribuzioni differiscono con un livello di confidenza fissato (nel caso in esame si è scelto il 98%) si identifica una disomogeneità tra le due condizioni e quindi la presenza di una degradazione.

L'algoritmo di *fault detection* ha lo scopo di evidenziare la differenza tra le condizioni di baseline e in presenza di una degradazione. Questo permette al sistema di risparmiare potenza di calcolo, permettendo l'avvio delle routine di prognostica (stima e predizione dello stato nascosto del sistema) solo quando sono presenti differenze sostanziali nella risposta del sistema rispetto alle condizioni nominali.

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti per le varie feature considerate.

Legenda
 □ Baseline ■ Istante rilevazione ▨ Attuale

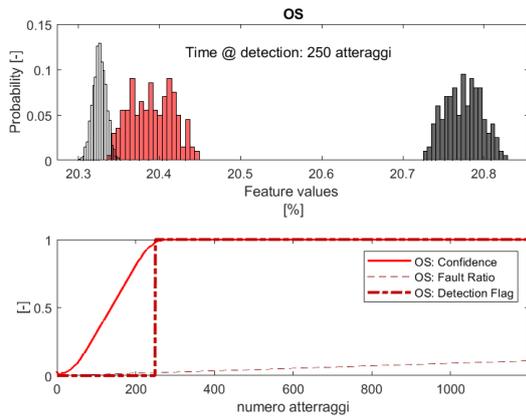


Figura 3.21 – Fault Detection Overshoot

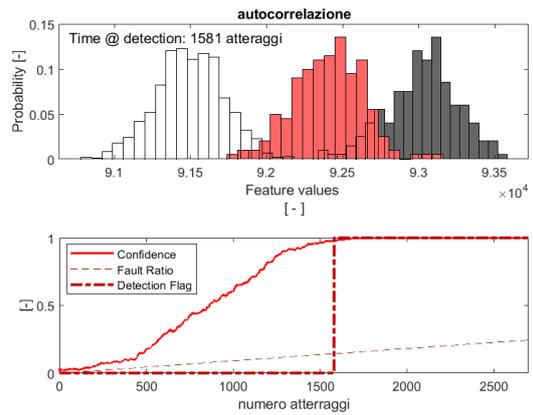


Figura 3.22 – Fault Detection Autocorrelazione

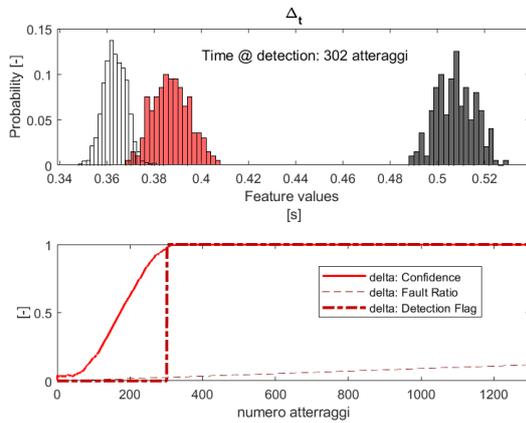


Figura 3.23 – Fault Detection Delta

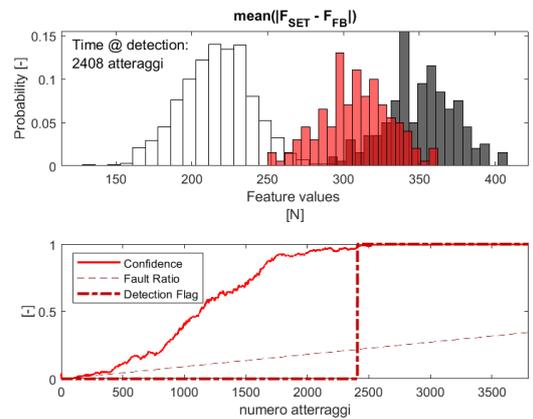


Figura 3.24 – Fault Detection Error (media)

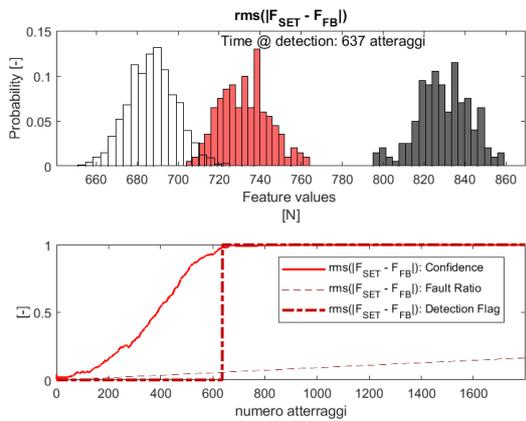


Figura 3.25 – Fault Detection Error (rms)

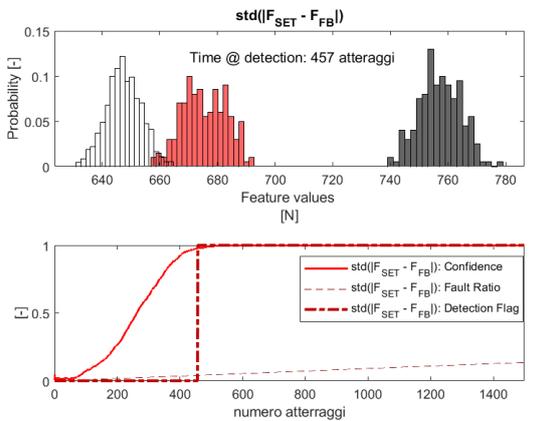


Figura 3.26 – Fault Detection Error (std)

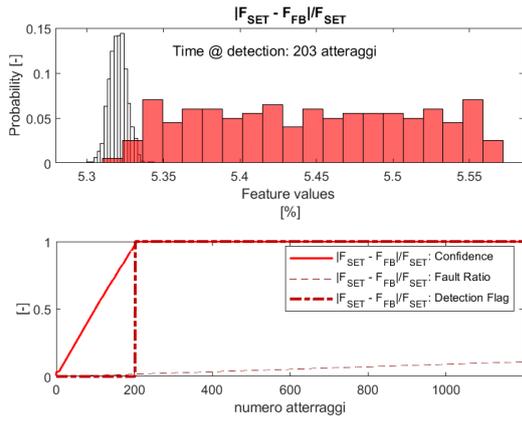


Figura 3.27 – Fault Detection Errore relativo

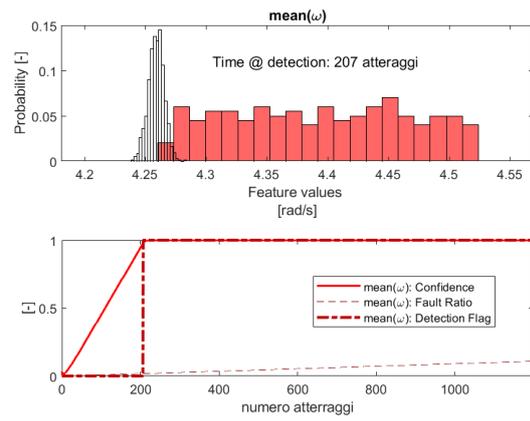


Figura 3.28 – Fault Detection Velocità media

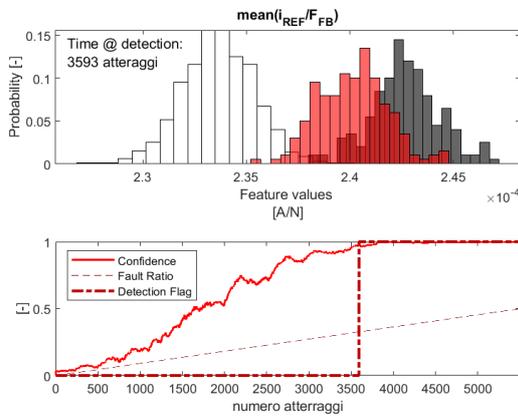


Figura 3.29 – Fault Detection Guadagno (media)*

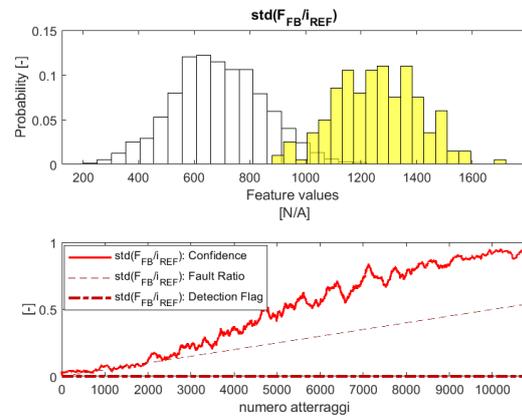


Figura 3.30 – Fault Detection Guadagno (std)

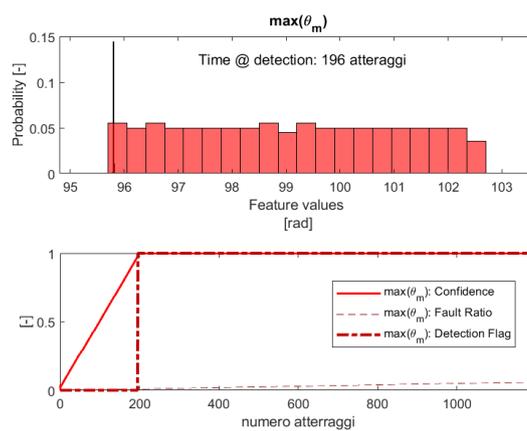


Figura 3.31 – Fault Detection Angolo motore

*per questioni di comodità legate all'utilizzo dell'algoritmo di fault detection è stato valutato l'inverso del guadagno

È possibile notare come l'analisi della maggior parte delle feature permette di rilevare un'anomalia prima del 500° atterraggio.

Da i risultati di questa analisi è possibile osservare come il guadagno di anello “ F_{FB}/i_{ref} ” non permetta una celere identificazione di un'irregolarità nel comportamento del sistema. Infatti, l'analisi del valor medio del guadagno porta ad un *time at detection* tardivo rispetto agli altri risultati ottenuti. Mentre, applicando l'algoritmo di fault detection alla deviazione standard del guadagno non si riesce ad evidenziare una differenza tra la distribuzione di baseline da quella in condizioni degradate con il livello di fiducia scelto, quantomeno nell'intervallo di degrado analizzato. Anche abbassando al 95% la condizione di soglia per sancire la differenza tra le due distribuzioni permane il medesimo risultato.

Il motivo di questo comportamento non molto adeguato della feature risiede nell'elevata dispersione della distribuzione del segnale per un fissato livello di usura rispetto alla variazione media del segnale all'aumentare del livello di degradazione. Tale considerazione è in accordo con quanto trovato con il calcolo del SNR per la stessa feature.

Va inoltre sottolineato che le feature che permettono un'identificazione precoce della presenza di una degradazione sono caratterizzate in condizioni nominali da una distribuzione con dispersione molto ridotta. Questo è non solo il motivo che giustifica un *time at detection* già nelle primissime fasi di usura, anche grazie anche ad una pendenza importante dell'andamento della feature in funzione del livello di degrado, ma anche ragione per cui le distribuzioni di baseline di tali caratteristiche risultano poco visibili nelle rispettive figure sopra riportate.

L'analisi diagnostica applicata alle feature di sovraelongazione (O.S.), errore relativo in forza, velocità di rotazione e angolo del motore mostra un'ottima capacità di individuare una deviazione dal funzionamento nominale già nei primi stadi di avanzamento della degradazione.

Il *time at detection* associato alle feature sopra menzionate si attesta attorno ai 200/250 cicli di atterraggio.

3.3 Prognostica

Il fine ultimo dello studio condotto è la valutazione della vita utile residua (*RUL*) dall'analisi delle feature valide. La stima della *RUL* è condotta attraverso algoritmi basati sull'inferenza Bayesiana applicata a problemi non lineari.

È possibile definire la rapporto tra il valore della feature y e lo stato nascosto del sistema x (usura) attraverso la seguente relazione nello spazio degli stati^[18]:

$$\begin{cases} x(t) = f_t(x_d(t), x(t-1), \omega(t)) \\ y(t) = h_t(x_d(t), x(t), v(t)) \end{cases} \quad (3.7)$$

dove f_t ed h_t sono funzioni non lineari, x_d è una variabile booleana associata presenza della degradazione, ω e v costituiscono le distribuzioni di rumore, ipotizzato non gaussiano, che caratterizzano la misurazione della feature e lo stato nascosto del sistema.

La stima del livello di usura avviene attraverso due step: previsione e filtering^[19].

Lo step di previsione permette di ottenere una stima a priori della distribuzione dello stato nascosto del sistema in base allo stato visibile (feature) e alla stima precedente dello stato nascosto:

$$p(x_t|y_{1:t-1}) = \int p(x_t|y_{t-1}) p(x_{t-1}|y_{1:t-1}) dx_{t-1} \quad (3.8)$$

Lo step di filtering si basa sull'informazione dello stato visibile del sistema e sulla stima a priori della distribuzione dello stato nascosto per la valutazione di una stima a posteriori:

$$p(x_t|y_{1:t}) = \frac{p(y_t|x_t) p(x_t|y_{1:t-1})}{p(x_t|x_{1:t-1})} \quad (3.9)$$

La relazioni sopra presentante sono di difficile risoluzione in forma chiusa, per cui si rende necessario procedere con la soluzione attraverso metodi numerici. Nel caso di studio si impiegano tecniche di *particle filtering* (conosciute anche come algoritmi *Sequential Monte Carlo*).

¹⁸ De Martin A., Jacazio G., & Sorli M. (2018). Enhanced Particle Filter framework for improved prognosis of electro-mechanical flight controls actuators. In *Proceedings of the 4th European conference of the PHM society*. July, pp. 3-6

¹⁹ Nesci A., De Martin A., Jacazio G., & Sorli M. (2020). Detection and prognosis of propagating faults in flight control actuators for helicopters. *Aerospace*, Vol. 7(3),20

La strategia degli algoritmi di particle filtering prevede l'utilizzo di campioni, o particelle dal nome della tecnica, a cui è associato un determinato peso w per la stima della funzione di distribuzione di probabilità dello stato futuro del sistema.

Secondo la *Sequential Importance Re-sampling* ad ogni step di stima il peso normalizzato \tilde{w} viene aggiornato di volta in volta in base alla verosimiglianza della feature y :

$$\tilde{w}_t^i = \tilde{w}_{t-1}^i p(y_t | x_t^i) \quad (3.10)$$

L'equazione 3.8 prende la forma^[18]:

$$p(x_t | y_{1:t}) \approx \sum_{i=1}^N \tilde{w}_t^i \delta(x_{0:t} - x_{0:t}^i) \quad (3.11)$$

dove δ è la funzione delta di Dirac.

La previsione a lungo termine è ottenuta iterando gli step di previsione. Tale operazione è utile per la stima della funzione della densità di probabilità di rottura e quindi stime della RUL data una hazard zone^[18], definita dai due estremi inferiore b_{low} e superiore b_{up} e legata alla funzione di densità di probabilità in condizioni di rottura.

$$\hat{p}_{t_{RUL}} = \sum_{i=1}^n p(Failure | x = \hat{x}_{RUL}, b_{low}, b_{up}) \quad (3.12)$$

In figura 3.32 è mostrata una schematizzazione del processo di previsione attraverso l'algoritmo di particle filter.

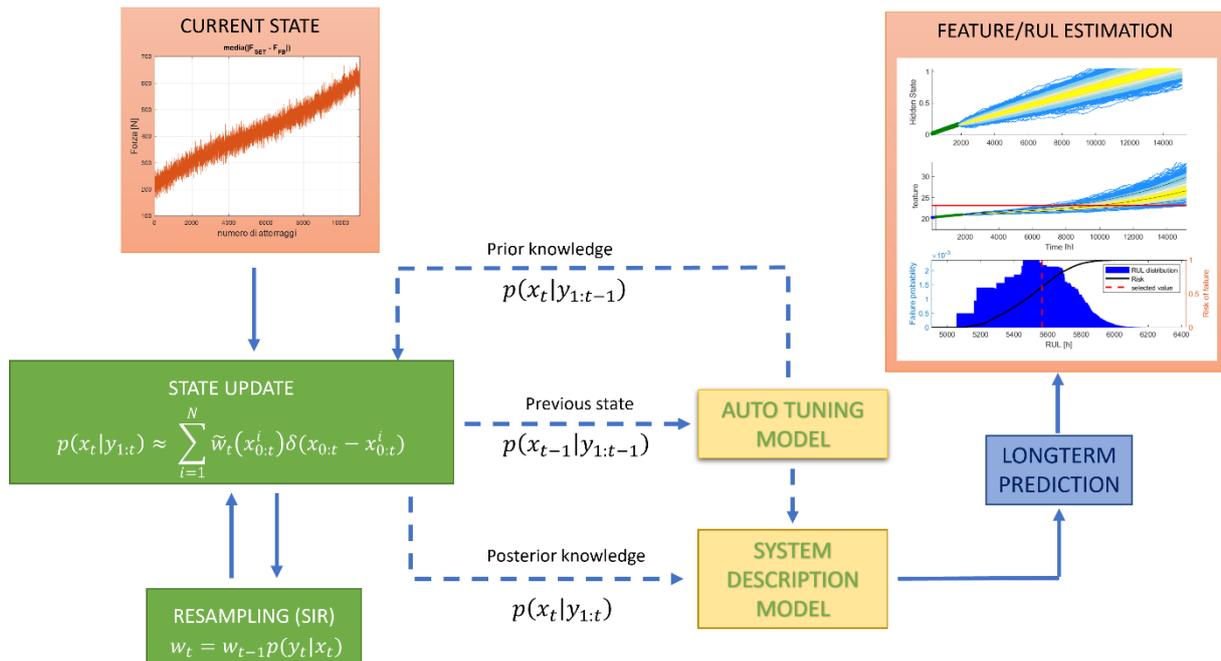


Figura 3.32 – Schema algoritmo di Particle Filter

3.2.1 Risultati predizioni a lungo termine RUL

Nella definizione dei parametri utili per l'esecuzione dell'algoritmo si è scelto di definire le condizioni di *early maintenance*, *adivced maintenance* e *late maintenance* come rispettivamente il 5°, 50° e 95° percentile della distribuzione della RUL.

I risultati sono costituiti dai grafici della distribuzione della RUL stimata al momento della valutazione e della previsione dell'andamento di feature e usura.

Nei grafici riportanti le previsioni degli andamenti degli stati visibile e nascosto del sistema due è possibile individuare tre zone: la prima, caratterizzata dal colore blu per la rappresentazione dei dati, mostra l'andamento della feature e dello stato nascosto del sistema negli istanti precedenti al *time at detection*; l'area successiva, caratterizzata dal color verde per la rappresentazione dei dati, riporta gli andamenti successivi all'identificazione dell'anomalia e precedenti all'istante di previsione; infine, l'ultima zona rappresenta la traiettoria delle particelle in una stima a lungo termine.

Non avendo in possesso informazioni riguardo all'entità di materiale asportato in corrispondenza della quale si procede con la sostituzione dei linings, si è scelto arbitrariamente di valutare come condizione limite di utilizzo l'istante in cui il ritardo tra applicazione del comando frenante e la generazione della forza supera 1.2s. Il valore di soglia è visibile nelle figure relative a ciascuna feature.

In figura 3.33 è riportato uno schema riassuntivo per la lettura dei risultati grafici.

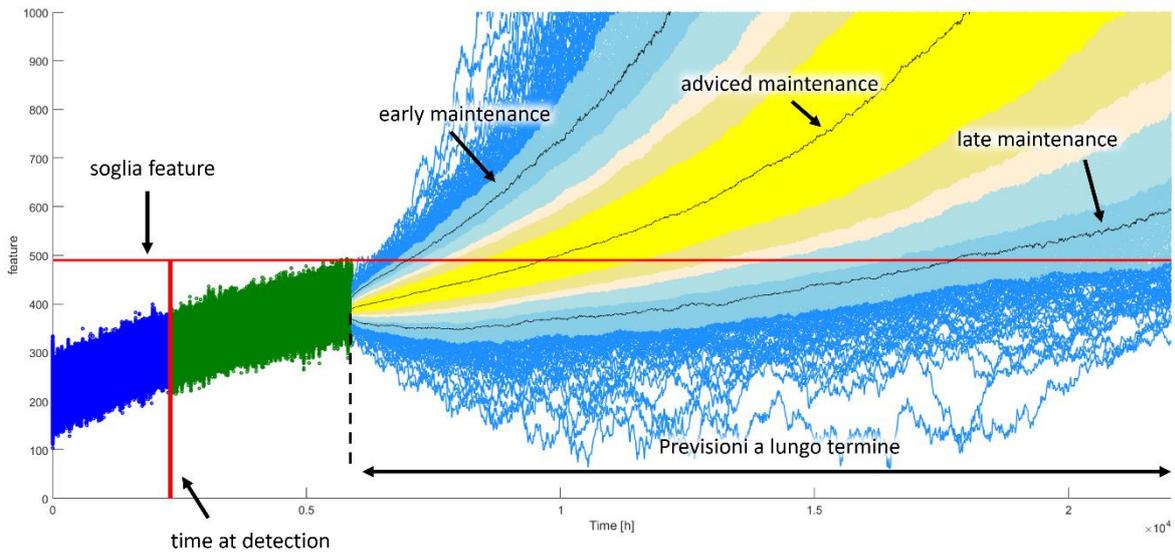


Figura 3.33 – Schema riassuntivo per la lettura dei risultati

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti dall'esecuzione dell'algoritmo di Particle Filter in termini di stima della RUL e di predizione dell'andamento della degradazione e della feature in funzione del tempo, che nel caso in esame è espresso in numero di cicli di atterraggio.

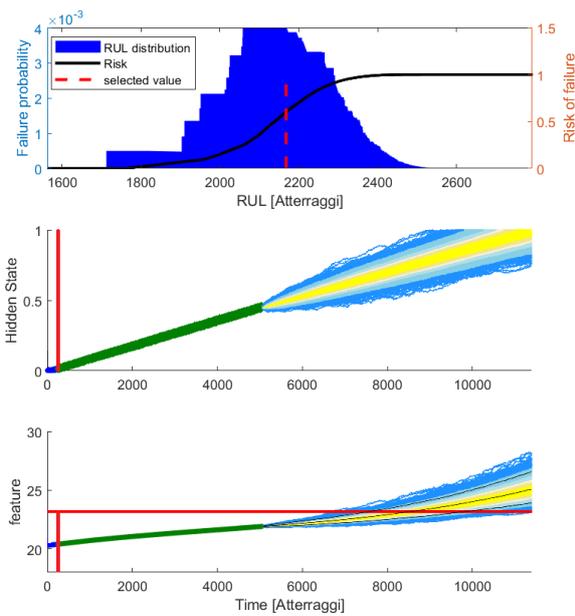


Figura 3.34 – Risultati particle filter: overshoot

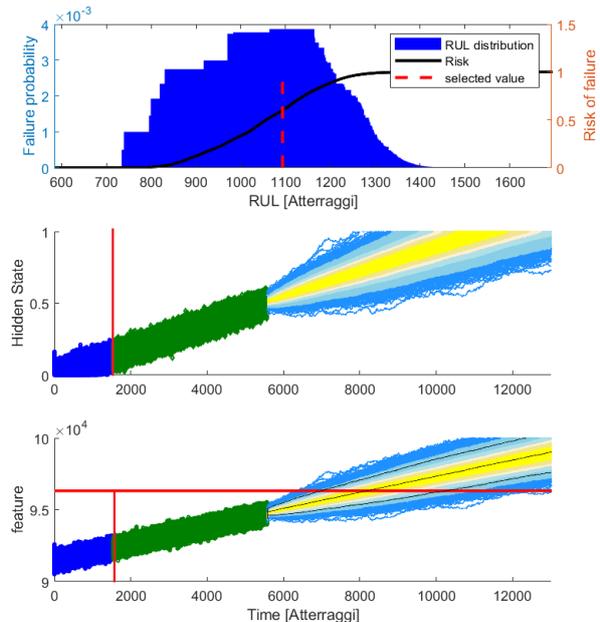


Figura 3.35 – Risultati particle filter: autocorrelazione

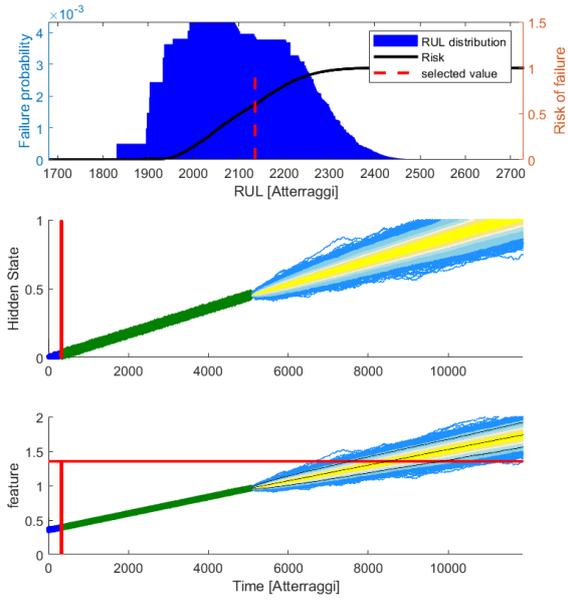


Figura 3.36 – Risultati partile filter: delta

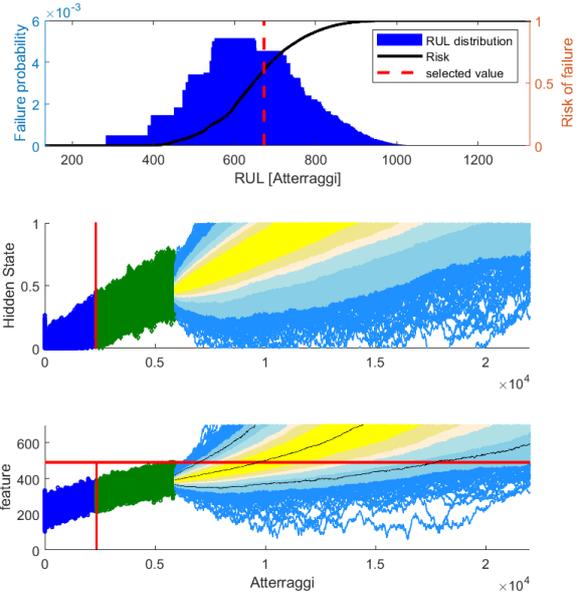


Figura 3.37 – Risultati partile filter: errore (media)

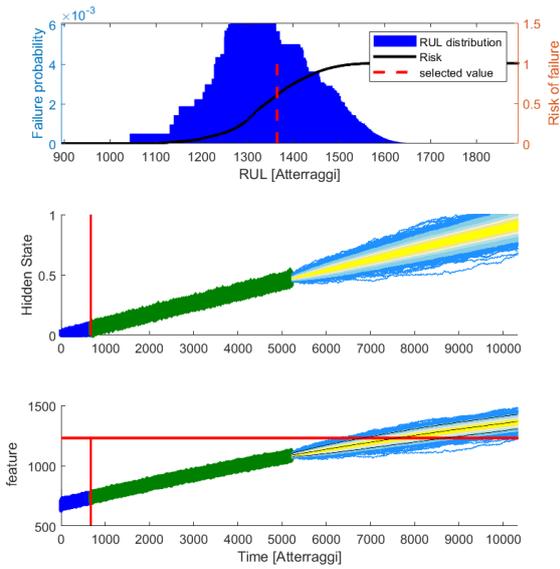


Figura 3.38 – Risultati partile filter: errore(rms)

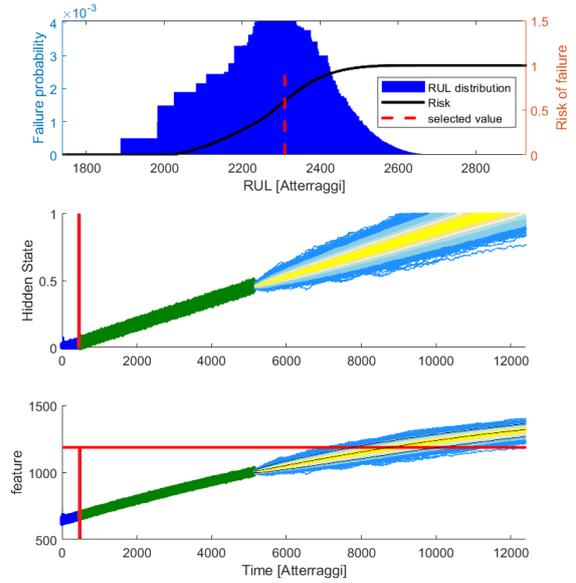


Figura 3.39 – Risultati partile filter: errore (std)

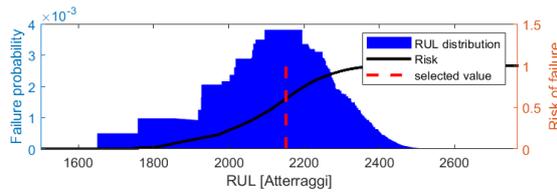


Figura 3.40 – Risultati partile filter: errore relativo

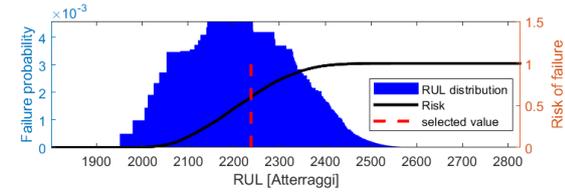


Figura 3.41 – Risultati partile filter: velocità media

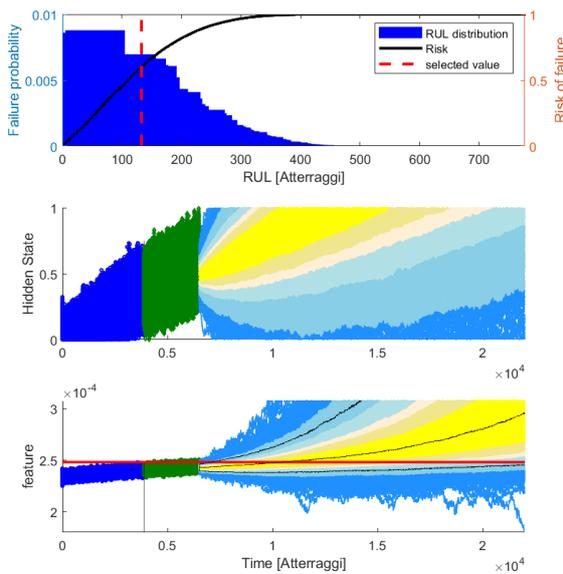


Figura 3.42 – Risultati partile filter: guadagno medio

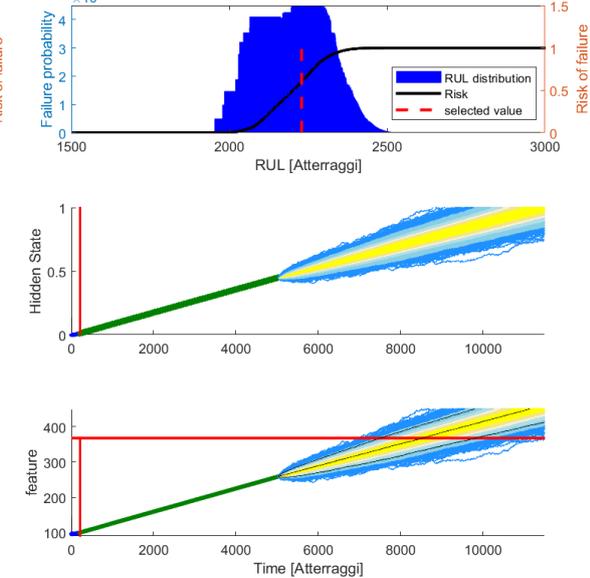


Figura 3.43 – Risultati partile filter: angolo di rotazione

3.2.1 Valutazione delle performance

Affinché un sistema prognostico sia solido non è sufficiente che le feature permettano una previsione della RUL, ma è strettamente necessario che i risultati dell'attività di prognostica siano caratterizzati da una certa affidabilità.

Per la valutazione della bontà dei risultati ottenuti tramite l'esecuzione dell'algoritmo con le varie feature impiegate, si procede alla valutazione degli indici di performance di $\alpha - \lambda$ accuracy, *Relative Accuracy* (RA) e *Cumulative Relative Accuracy* (CRA).

L'indice di $\alpha - \lambda$ accuracy ha lo scopo di valutare graficamente la convergenza della stima del RUL con il valore reale della degradazione^[18].

La quantità λ rappresenta il tempo in forma adimensionale ed è definita come il rapporto tra il tempo t e l'istante di *End of Life* (EoL).

La quantità α rappresenta il rapporto tra la RUL stimata e la RUL effettiva (RUL_r). La diagonale passante per l'origine rappresenta un'accuratezza della stima pari al 100%. Più la stima si allontana dalla diagonale, maggiore è l'incertezza associata alla stessa.

Osservando le figure riportate di seguito è possibile identificare una zona delimitata dalle due rette divergenti di colore verde che permettono di trarre facilmente delle conclusioni sull'accuratezza delle previsioni.

La misura di *Relative Accuracy* è definita come:

$$RA = 1 - \frac{|RUL_r - RUL|}{RUL_r} \quad (3.13)$$

quantità il cui valore medio può essere una eventuale misura dell'accuratezza media del processo di predizione.

La *Cumulative Relative Accuracy* tiene conto del peso delle predizioni, dando più importanza a quelle condotte più in prossimità dell'istante di EoL. Per fare ciò, spesso il peso delle predizioni è costituito dal valore di λ della predizione stessa.

$$CRA = \frac{1}{\sum_i \lambda_i} \sum_i \lambda_i RA_i \quad (3.14)$$

Un'ultima metrica per la misurazione delle performance dell'algoritmo consiste nella misurazione del tempo impiegato per l'esecuzione dell'algoritmo.

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti dalla valutazione delle performance dell'algoritmo di previsione applicato alle feature in esame. Per comodità i risultati sono presentati con il tempo in forma dimensionale in modo da identificare facilmente per quali intervalli l'accuratezza assume valori accettabili.

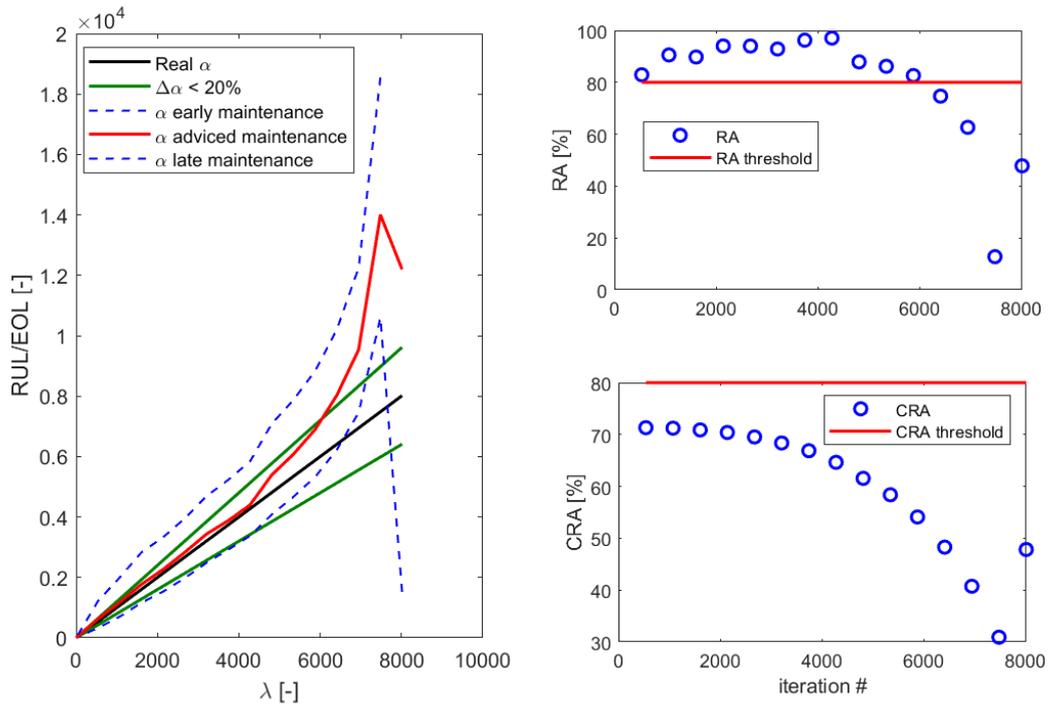


Figura 3.44 - Performance: overshoot

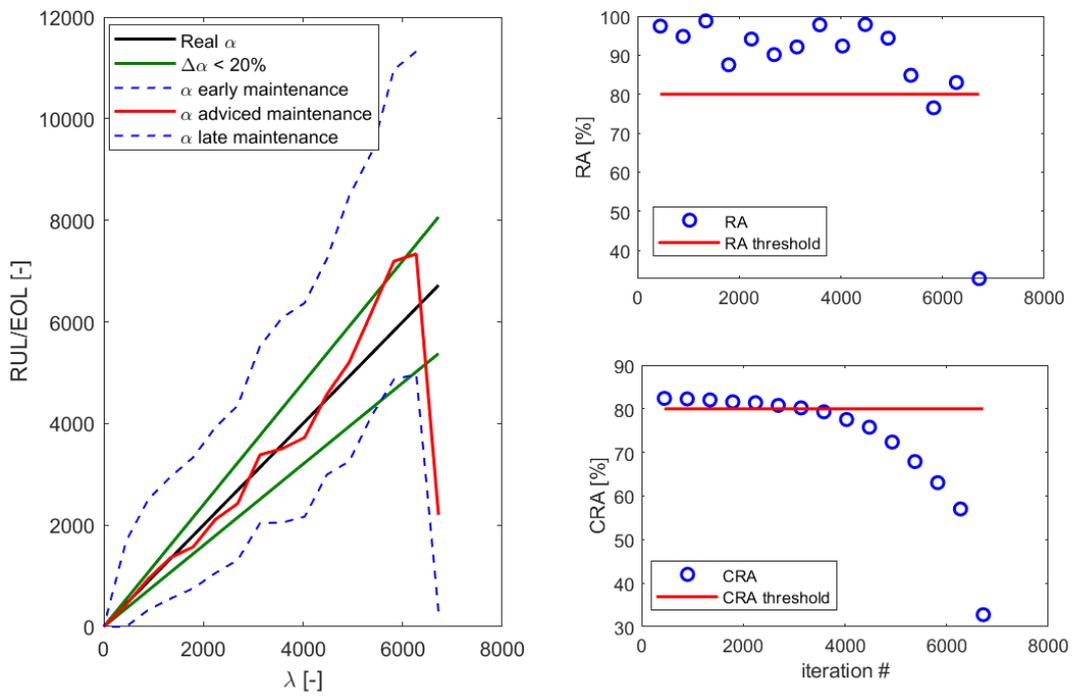


Figura 3.45 - Performance: autocorrelazione

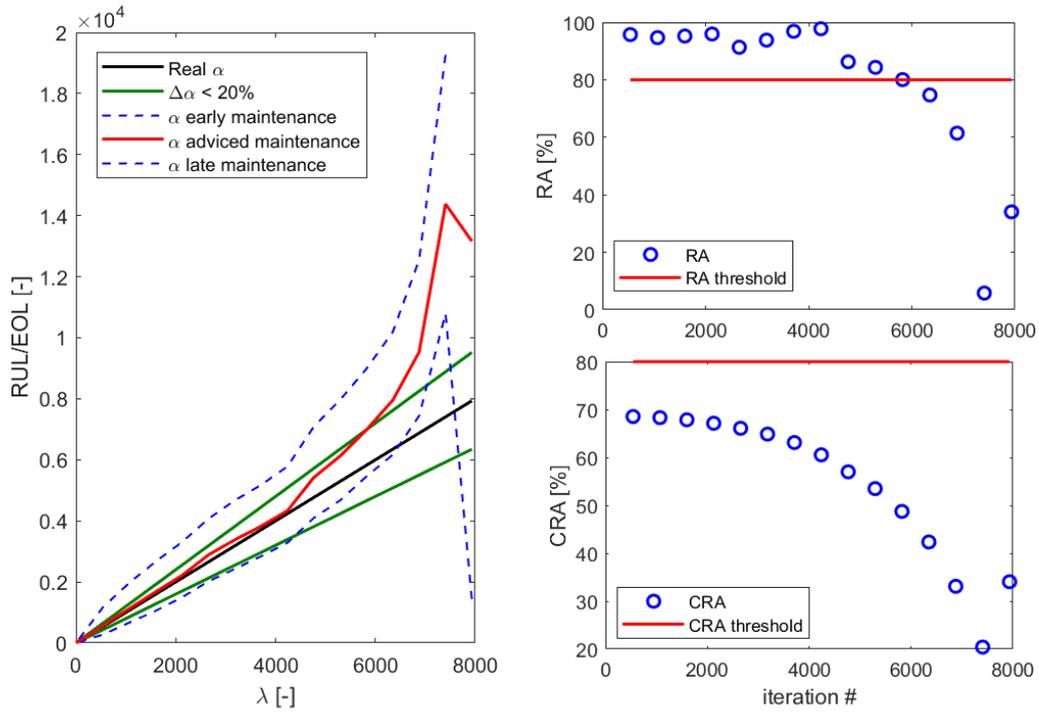


Figura 3.46 - Performance: delta

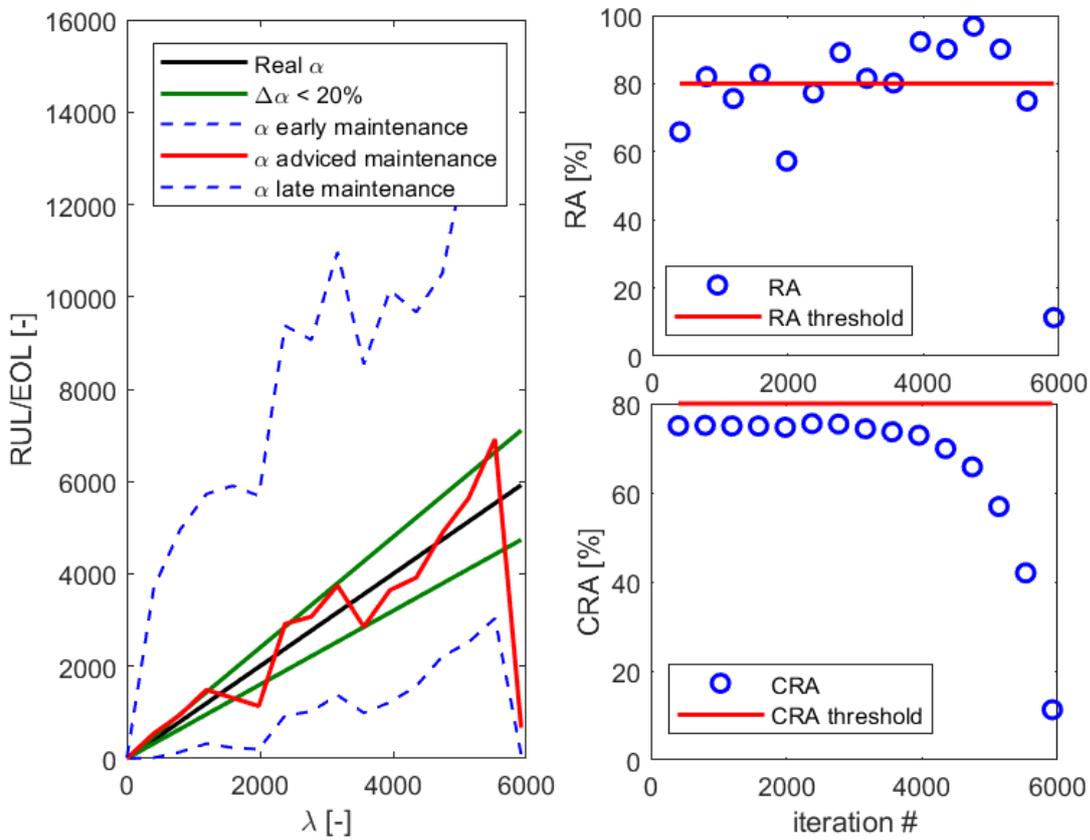


Figura 3.47 - Performance: errore (media)

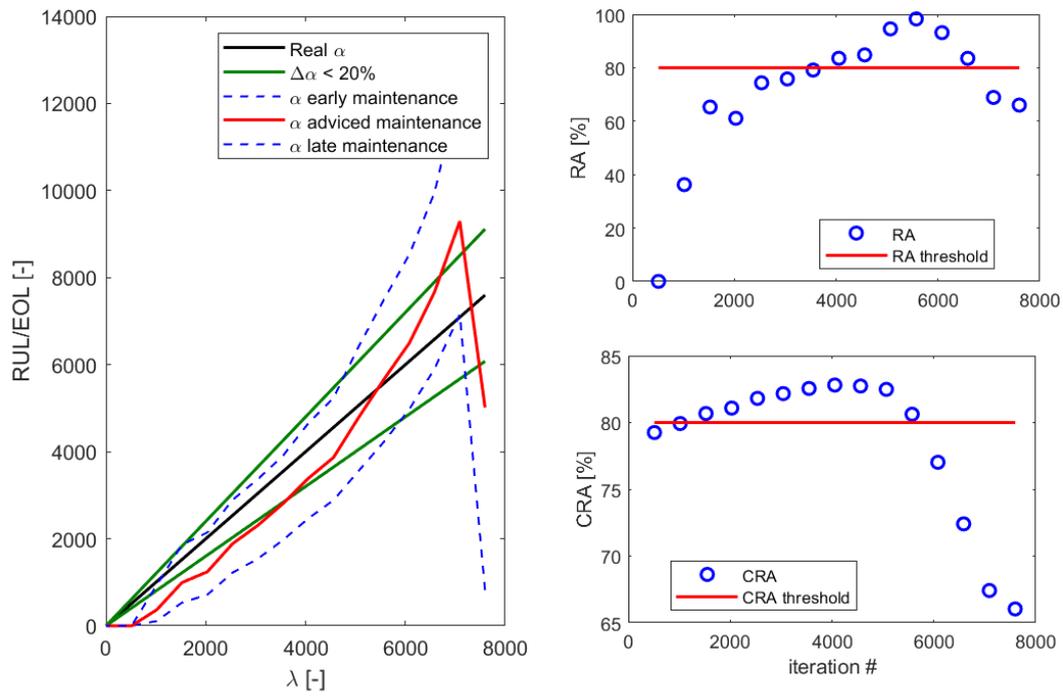


Figure 3.48 - Performance: errore (rms)

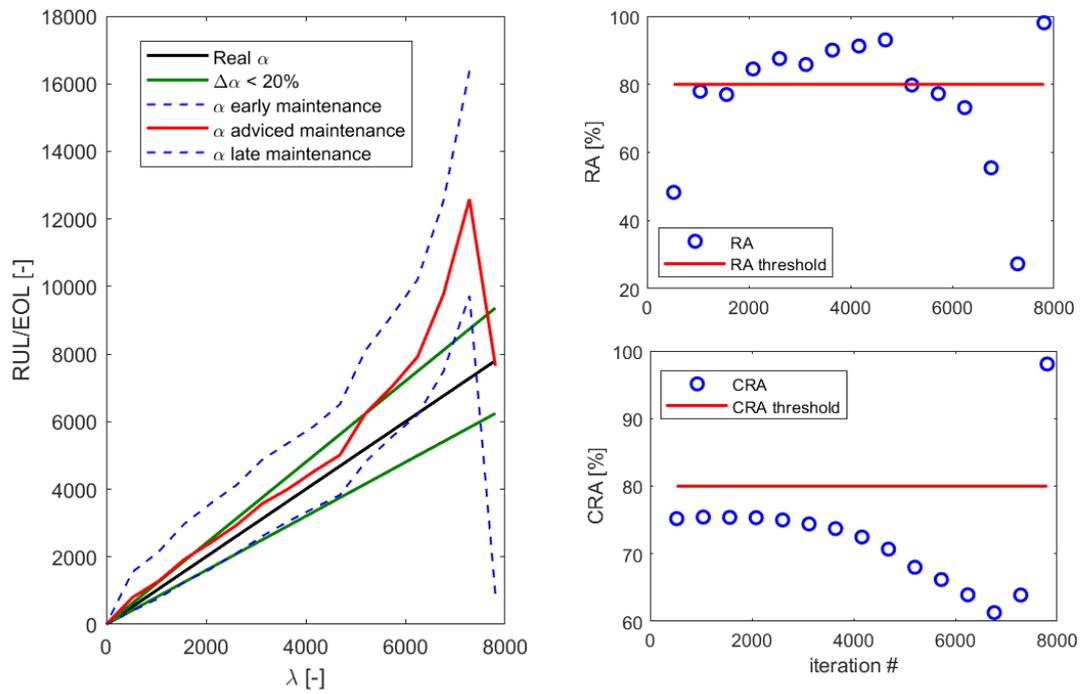


Figure 3.49 - Performance: errore (std)

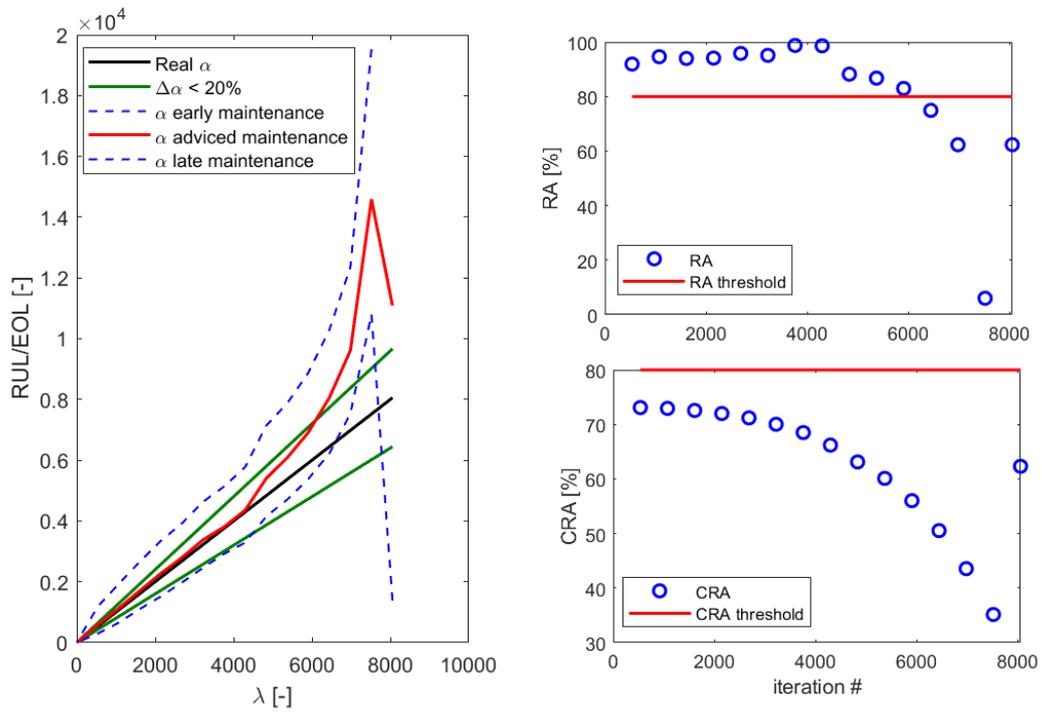


Figura 3.50 - Performance: errore relativo

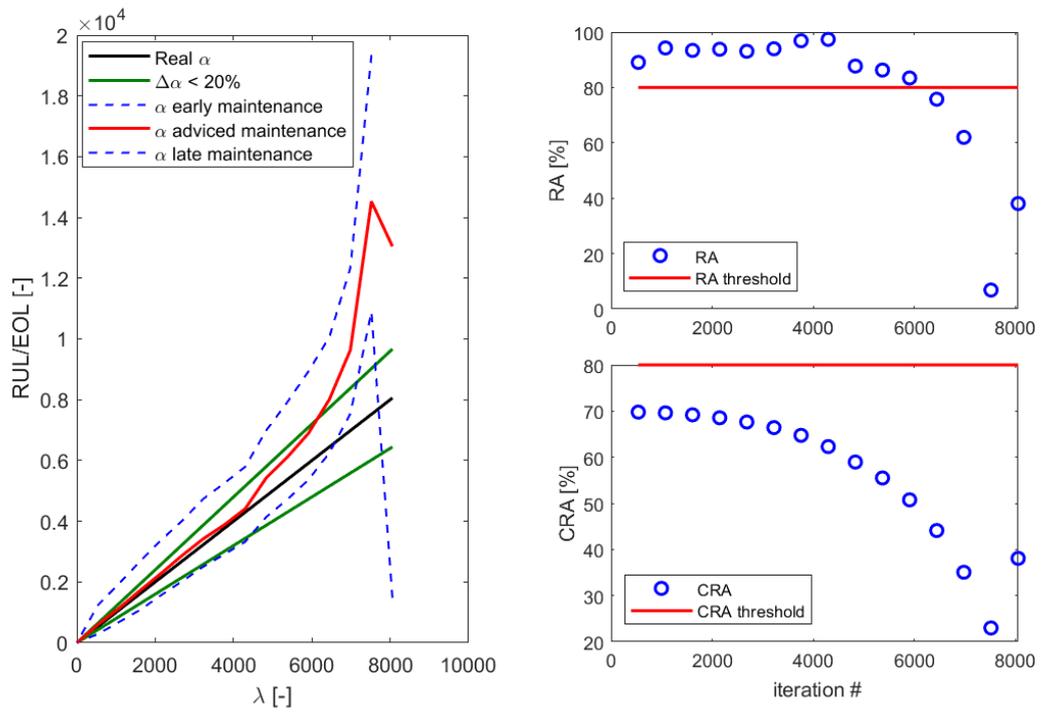


Figura 3.51 - Performance: velocità media

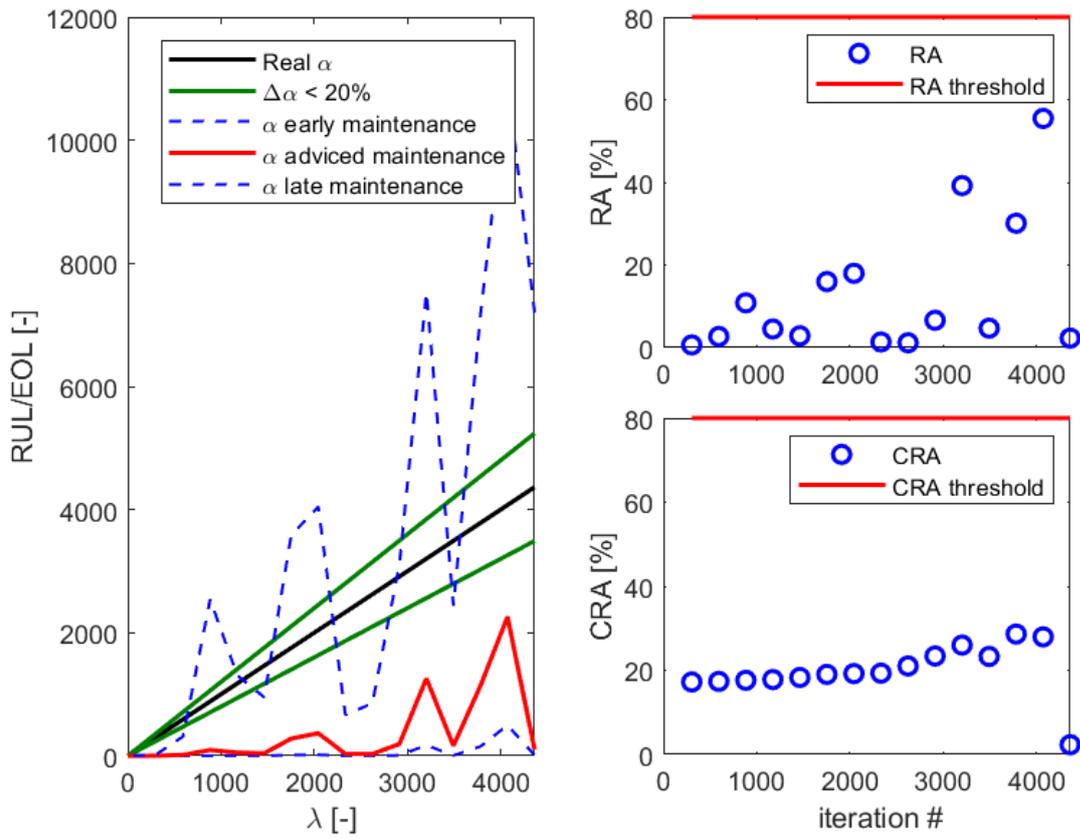


Figura 3.52 - Performance: guadagno medio

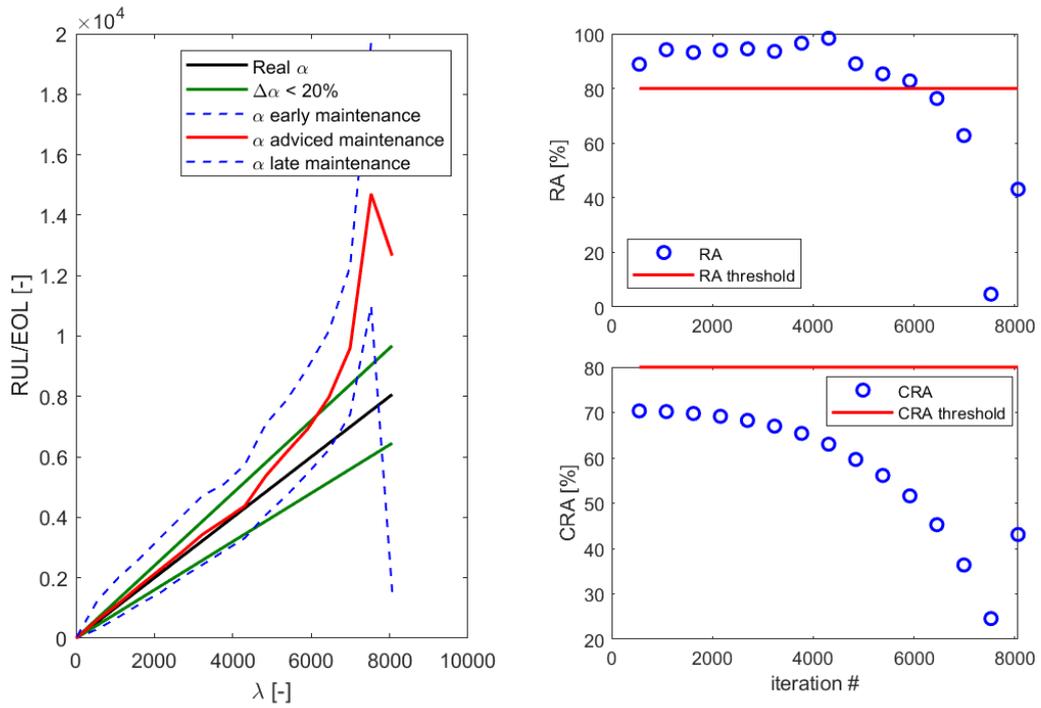


Figura 3.53 - Performance: angolo motore

Da quello che si evince osservando i risultati, il guadagno di anello non costituisce una feature soddisfacente per la realizzazione di un sistema prognostico. La previsione della vita utile residua risulta per nulla accurata, come ampiamente visibile dal grafico di $\alpha - \lambda$ accuracy.

La restante parte delle feature è caratterizzata per un buon intervallo di iterazioni da un valore di accuratezza relativa maggiore della soglia fissata a 80%. Dal punto di vista dell'accuratezza relativa cumulata, il valore efficace dell'errore in forza risulta ottenere i risultati migliori, con un ampio intervallo di valori al di sopra della soglia. Per lo stesso intervallo si nota che per buona parte delle feature, l'andamento della curva relativa all'*advised maintenance* si mantiene all'interno del cono di validità.

Un'altra possibile metrica per la valutazione delle performance può essere il tempo che l'algoritmo impiega per concludersi. I risultati ottenuti per questa valutazione sono macroscopicamente sovrapponibili per tutte le feature analizzate e a titolo esemplificativo nella figura 3.58 è riportato l'andamento del tempo di calcolo in funzione del numero di iterazioni per la feature di angolo di rotazione del motore. Si nota facilmente come il tempo di esecuzione dell'algoritmo di particle filter sia preponderante sulla durata totale della routine di prognostica.

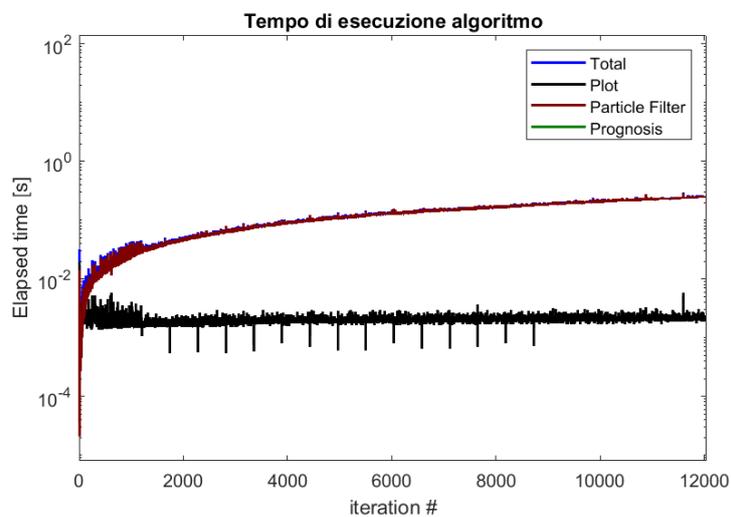


Figura 3.58 – Tempo di calcolo algoritmi di prognostica

Capitolo 4

Conclusioni

L'impiego di attuatori elettrici per il funzionamento di freni su aeroplani risulta ancora limitato e rivolto ai soli velivoli di piccola taglia. Il numero di studi presenti in letteratura risulta ancora ridotto rispetto a quanto è già stato prodotto per l'attuazione idraulica applicata ai freni aeronautici.

Tuttavia, non solo nel settore aeronautico, ma anche in quello automotive (vedasi lo sviluppo di freni elettromeccanici per veicoli a guida autonoma) si allarga sempre più la spinta verso una maggiore elettrificazione anche nel campo degli impianti frenanti e quindi verso l'impiego di attuatori elettromeccanici per la generazione della coppia frenante.

Con l'impiego di tale tipo di attuazione si aprono ampi spazi per la ricerca al fine di migliorare e sviluppare nuove soluzioni tecnologiche che permettano di ottenere dei vantaggi nella sostituzione dei classici impianti idraulici con freni ad attuazione elettromeccanica.

Oltre a studi sull'affidabilità del sistema di attuazione, visto il diverso meccanismo di generazione della forza frenante e il diverso tipo di sensori equipaggiati, sono possibili nuovi studi di prognostica riguardanti il monitoraggio dell'usura dei freni.

Il lavoro di tesi rappresenta uno studio preliminare sulla realizzazione di un sistema prognostico per monitorare l'avanzamento dell'usura in freni attuati elettricamente ed equipaggiati su un velivolo di piccola taglia. Allo stato attuale, il metodo più comune per il tracciamento del livello di usura che interessa i freni aeronautici è legato all'esecuzione di ispezioni periodiche.

Un sistema PHM offrirebbe una conoscenza più approfondita e non frammentata dell'evoluzione dell'usura in freni aeronautici senza la necessità eseguire ispezioni per valutarne l'entità, garantendo così una programmazione più efficiente degli interventi manutentivi e una maggiore affidabilità del sistema frenante, data dalla continua comparazione della risposta data dal sistema con quella ottenuta in condizioni di nominali.

A seguito di una ricerca tra il materiale disponibile in letteratura, si è costruito in ambiente Simulink un modello che permettesse la simulazione della dinamica di usura da implementare in un modello ad alta fedeltà dell'attuatore elettromeccanico.

Tramite la fase di *feature selection* sono state individuate alcune possibili caratteristiche che possono essere in grado di fornire informazioni riguardo all'evoluzione della degradazione dei brake pads.

Si è valutata l'adeguatezza di tali feature nella descrizione dell'avanzamento dell'usura misurando la correlazione e la rumorosità dei segnali ottenuti dal modello.

Conclusa la fase offline, si è proceduto alla valutazione della fase online costituita dagli stadi di diagnosi e prognosi.

Con l'algoritmo di *fault detection* si è proceduto alla verifica della capacità della feature di mostrare difformità nell'andamento rispetto alle condizioni nominali, evidenziando in quale istante fosse possibile identificare anomalie nel comportamento.

Tale analisi ha permesso un'ulteriore valutazione della bontà delle feature evidenziando quale tra quelle considerate non fosse in grado di mostrare differenze sostanziali con il variare del livello di degrado.

La fase di prognostica è affidata all'esecuzione di algoritmi basati sull'inferenza Bayesiana e su tecniche di *particle filter* al fine di stimare la *RUL*, l'evoluzione a lungo termine dello stato nascosto del sistema e delle feature stesse. Inoltre, sono stati calcolati indici per valutare le performance della routine di prognosi come *relative accuracy*, *cumulative relative accuracy*, la $\alpha - \lambda$ *accuracy* e il tempo di calcolo.

Dai risultati ottenuti è stato possibile osservare quale tra le feature studiate possa garantire ottime prestazioni per la definizione di un sistema PHM e scartare i candidati che non mostrano performance adeguate.

A valle dello studio condotto gli eventuali sviluppi futuri possono essere di vario tipo:

- **Approfondimento dello studio riguardo il modello di usura:** misurazioni su sistemi reali garantirebbero una migliore taratura dei parametri del modello con il fine di ottenere un avanzamento della degradazione sovrapponibile a quanto accade nella realtà. Come già accennato nel capitolo 2, sono state accettate alcune semplificazioni nella valutazione del coefficiente d'attrito tra dischi e linings per non compromettere la stabilità del modello. Un eventuale sviluppo potrebbe risiedere nell'approfondimento della dinamica di frizione considerando una dipendenza del valore del coefficiente d'attrito dalla temperatura dei freni, come quanto presentato in [11].
- **Fault isolation:** le feature sono state valutate introducendo la sola dinamica di usura, ma i loro andamenti potrebbero essere alterati in caso di presenza di ulteriori degradazioni. Ad esempio, il lag tra il comando di frenatura e la generazione della forza

potrebbe essere anche indice di altre degradazioni, come usura negli elementi della trasmissione. Sarebbero necessarie ulteriori analisi prognostiche per identificare altri eventuali tipi di degradazione che concorrono all'alterazione dell'andamento delle feature analizzate, poter isolare correttamente la causa dell'anomalia.

- **Comando di frenata:** nel modello il comando di frenata è dato da un gradino a cui si somma l'azione del controllore antiskid. In questo modo si cerca di ottenere sempre la maggior forza erogabile, ma non si tiene conto di una modulazione data dal pilota, come avviene nel sistema reale. Un ulteriore sviluppo potrebbe essere dato dall'introduzione di una variazione nel comando di frenata, ricreando un segnale di base che possa essere in linea con una tipica richiesta del pilota. Un'analisi prognostica con un comando di questo tipo permetterebbe una maggiore comprensione delle feature introducendo un'altra fonte di variabilità che potrebbe evidenziare eventuali inadeguatezze a cui non si è pervenuti durante la realizzazione di questo studio o confermare le considerazioni fatte.

Bibliografia

- [1] Allen T., Miller T., & Preston E., (2009). Operational advantages of carbon brakes. *AERO Magazine* QTR_03, pp. 16-18, reperibile presso: https://www.boeing.com/commercial/aeromagazine/articles/qtr_03_09/pdfs/AERO_Q309.pdf
- [2] Banner J.M., 27 Dicembre 2019. Brake Tactics: Overuse your brakes during landing and taxi operations is poor technique and expensive. *Aviation Safety Magazine*, reperibile su <https://www.aviationsafetymagazine.com/features/braking-tactics/>
- [3] Grygorcewicz P., & Skorupka Z., (2013). Wybrane zagadnienia projektowania hamulców (Selected issues of brake design). *Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe*, Vol. 14.3, pp. 565-573 (in polacco)
- [4] Aeronautics Guide, Aircraft Brakes, consultato in data 10 Febbraio 2022, reperibile presso: https://www.aircraftsystemstech.com/p/aircraft-brakes_9081.html
- [5] Oikonomou A., Eleftheroglu N., Freeman F., & Loutas T. (2022). Remaining Useful Life Prognosis of Aircraft Brakes. *International Journal of Prognostics and Health Management*, Vol. 13, Nr. 1.
- [6] Firgelli Automations Team, 05 Ottobre 2015, Five benefits of electromechanical actuators. reperibile presso <https://www.firgelliauto.com/blogs/news/five-benefits-of-electromechanical-actuators>
- [7] Bertolino A.C., De Martin A., Nesci A., & Sorli M. (2021). Servosistema elettro-meccanico EMA, *Meccatronica – Analisi, progettazione e modellazione di servosistemi*, Cap.6, Clut, Torino.
- [8] Barnes Industries Inc., How a ball screw works, consultato in data 10 Febbraio 2022, reperibile presso <http://www.barnesballscrew.com/how-a-ball-screw-works/>
- [9] De Martin A., Jacazio G., & Vachtsevanos G. (2017). Windings fault detection and prognosis in electro-mechanical flight control actuators operating in active-active configuration. *International Journal of Prognostics and Health Management* 8.2
- [10] Choi J.W., & Lee S.C., (2009). Antiwindup strategy for PI-type speed controller. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 56, No. 6, pp. 2039-2046.
- [11] Olesiak Z., Pyryev Y., & Yevtushenko A., (1997). Determination of temperature and wear during braking. *Wear*, Vol. 210(1-2), pp. 120-126.
- [12] Yevtushenko, A. A., & Grzes, P. (2012). Axisymmetric FEA of temperature in a pad/disc brake system at temperature-dependent coefficients of friction and wear. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39(8), pp. 1045-1053.

- [13] Dousti M., Baslamisli S. C., Onder E.T., & Solmaz S. (2015). Design of a multiple-model switching controller for ABS braking dynamics. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, Vol. 37(5), pp. 582-595.
- [14] Vachtsevanos G., Lewis F.L., Roemer M., Hess A., & Wu B. (2006). *Intelligent fault diagnosis and prognosis for engineering systems*, Vol. 456, Hoboken, Wiley.
- [15] Zhou H., Deng, Z., Xia, Y., & Fu, M. (2016). A new sampling method in particle filter based on Pearson correlation coefficient. *Neurocomputing*, Vol. 216, pp. 208-215.
- [16] Gonzalez-Jimenez D., Del-Olmo J., Poza J., Garramiola F., & Madina P. (2021). Data-driven fault diagnosis for electric drives: A review. *Sensors*, Vol. 21(12), pp. 4024.
- [17] Qin S. J. (2009). Data-driven fault detection and diagnosis for complex industrial processes. *IFAC Proceedings Volumes*, Vol. 42(8), pp. 1115-1125
- [18] De Martin A., Jacazio G., & Sorli M. (2018). Enhanced Particle Filter framework for improved prognosis of electro-mechanical flight controls actuators. In *Proceedings of the 4th European conference of the PHM society*. July, pp. 3-6
- [19] Nesci A., De Martin A., Jacazio G., & Sorli M. (2020). Detection and prognosis of propagating faults in flight control actuators for helicopters. *Aerospace*, Vol. 7(3),20