

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Laurea in Ingegneria Aeronautica - Strutture



**STUDIO IN AMBIENTE MULTICORPO DEL
GEAR WALK INDOTTO DA SISTEMI ABS**

Relatore: Prof. MARCO MORANDINI

Tesi di Laurea di:
BUGHETTO PIETRO - Matr. 838346

Anno Accademico 2015 - 2016

*«È tutto secco, quasi»
A quanti hanno creduto e guardato a quel
“quasi”*

Sommario

Questa tesi ha come obiettivo la definizione di un modello multicorpo per lo studio del fenomeno del *gear walk* indotto da un regolatore ABS autoregolante a sei stati. Il *gear walk* è un'instabilità che caratterizza il carrello d'atterraggio principale, esprimibile come una vibrazione auto-eccitata in direzione longitudinale a bassa frequenza, in primo luogo causata dall'interazione del sistema ABS con la dinamica strutturale della gamba.

Il modello sviluppato deve essere sufficientemente dettagliato da considerare i vari aspetti connessi al problema e abbastanza semplificato da permettere il suo utilizzo nelle fasi preliminari del progetto di un velivolo.

Il modello è composto da sottomodelli che includono lo pneumatico, il freno e gli ammortizzatori. La fusoliera è schematizzata come un corpo rigido, su cui agisce la forza di portanza, funzione del quadrato della velocità longitudinale. Alla fusoliera sono collegate le gambe del carrello principale, anch'esse considerate come corpi rigidi, la cui rigidità è concentrata in una molla rotazionale posta nel collegamento al velivolo. L'ammortizzatore anteriore è schematizzato come un parallelo molla-smorzatore, inserito nel modello al fine di studiare gli effetti del trasferimento di carico durante la frenata. Il freno vede inclusa la modellazione termica e di forza nonlineare che si sviluppa tra rotore e statore a seguito di una compressione. Il modello viene sviluppato nel programma di dinamica multicorpo MBDyn. Il regolatore è sviluppato in MATLAB/Simulink e lavorerà in co-simulazione con MBDyn. Saranno svolte delle simulazioni per tarare i parametri del regolatore sul modello e successivamente per identificare l'effetto dell'implementazione dei sottomodelli sul fenomeno. Si identificherà infine l'influenza dei parametri di progetto sulla frenata e sul fenomeno.

Keywords:

Gear Walk - Landing gear - Multibody - MBDyn - ABS

Indice

Indice	5
Elenco delle figure	7
Elenco delle tabelle	11
1 Introduzione	13
1.1 Obiettivi della tesi	16
1.2 Stato dell'arte	17
2 Modello del sistema	21
2.1 Modello della struttura del velivolo	22
2.2 Modello delle forze aerodinamiche	23
2.3 Modello del carrello principale	25
2.4 Modello del carrello secondario	27
2.5 Modello della ruota e dello pneumatico	28
2.6 Impianto frenante e regolatore ABS	32
3 Analisi multicorpo e implementazione del modello	37
3.1 Analisi multicorpo	37
3.2 MBDyn	38
3.3 Implementazione del modello	40
3.3.1 Struttura del velivolo e forze aerodinamiche	40
3.3.2 Rigidezze dei carrelli d'atterraggio	43
3.3.3 Pneumatico	44

INDICE

3.3.4	Impianto frenante e regolatore ABS	45
3.4	Parametri della simulazione	51
4	Simulazioni e analisi dei risultati	53
4.1	Dinamica della valvola non considerata	54
4.2	Introduzione della dinamica della valvola nel modello (200 Hz)	58
4.3	Introduzione della dinamica della valvola nel modello (50 Hz)	60
4.4	Studio del trasferimento di carico	63
4.5	Instaurazione del ciclo limite nella taratura dei parametri del regolatore ABS	65
5	Conclusioni	69
5.0.1	Sviluppi futuri	70
	Bibliografia	73

Elenco delle figure

1.1	Esempio di freni aeronautici	14
1.2	Rappresentazione dei fenomeni di Shimmy e Gear Walk	15
2.1	Configurazione a triciclo anteriore del carrello d'atterraggio . .	22
2.2	Rappresentazione del modello strutturale sviluppato in [17] . .	23
2.3	Rappresentazione del modello strutturale del velivolo svilup- pato in questo lavoro	24
2.4	Tipiche configurazioni del carrello d'atterraggio: (a) carrello articolato, (b) carrello tripode, (c) carrello telescopico o a stelo	26
2.5	Modellazione della flessibilità della gamba del carrello principale	27
2.6	Rappresentazione del sistema molla smorzatore per l'ammor- tizzatore anteriore	28
2.7	Modello dello pneumatico GRAALL	29
2.8	Ellisse di riferimento per il calcolo dell'impronta dello pneu- matico sul terreno	31
2.9	Andamento del coefficiente μ_x in relazione a SR per $\alpha = 0$. .	32
2.10	Freno a dischi multipli	33
2.11	Forza longitudinale dello pneumatico in funzione dello slitta- mento	35
3.1	Schema del modello multicorpo del velivolo	42
3.2	Curva del coefficiente d'attrito tra lo pneumatico e la pista in funzione dello slittamento inserita nel modulo <i>wheel2</i> di MBDyn	44
3.3	Schema a blocchi dell'impianto frenante sviluppato in [17] . . .	45

ELENCO DELLE FIGURE

3.4	Confronto tra i dati sperimentali e l'espressione polinomiale della relazione nonlineare tra la forza normale e lo schiacciamento del freno [24]	46
3.5	Schema del modello del freno utilizzato per ricavare le equazioni di moto del sistema	47
3.6	Rappresentazione del modello termico del freno	49
3.7	Andamento del coefficiente d'attrito in funzione della temperatura del freno <i>Carbon-Carbon</i>	50
3.8	Schema dell'algoritmo di controllo del regolatore ABS a sei stati	51
4.1	Andamento del carico posteriore (a) e anteriore (b) al variare della rigidità della molla anteriore senza valvola	55
4.2	Andamento della velocità della ruota al variare della rigidità della molla anteriore senza valvola	55
4.3	Andamento della posizione verticale del naso dell'aereo (a) e dell'angolo θ_{gear} (b) al variare della rigidità della molla anteriore senza valvola	56
4.4	Andamento dell'angolo θ_{gear} (a) e del coefficiente di slittamento (b) al variare della rigidità della molla posteriore senza valvola	57
4.5	Andamento della posizione verticale del naso del velivolo (a) e della rotazione del baricentro del velivolo (b) al variare della rigidità della molla posteriore senza la valvola	57
4.6	Andamento della velocità della ruota (a) e del coefficiente di slittamento (b) al variare della rigidità della molla posteriore con banda passante della valvola 200 Hz	58
4.7	Andamento dell'angolo θ_{gear} al variare della rigidità della molla posteriore con banda passante della valvola 200 Hz	59
4.8	Andamento della velocità della ruota (a) e del coefficiente di slittamento (b) al variare della rigidità della molla posteriore con banda passante della valvola 50 Hz	61

4.9	Andamento dell'angolo θ_{gear} al variare della rigidezza della molla posteriore con banda passante della valvola 50 Hz	62
4.10	Andamento della posizione verticale del naso del velivolo (a) e della rotazione del baricentro del velivolo (b) al variare della frequenza propria del carrello d'atterraggio con banda passante della valvola 50 Hz	62
4.11	Trasferimento di carico anteriore e posteriore per un basso valore di smorzamento anteriore con banda passante della valvola 50 Hz	64
4.12	Andamento dell'angolo θ_{gear} (a) e del coefficiente di slittamento (b) per un basso valore di smorzamento anteriore con banda passante della valvola 50 Hz	64
4.13	Esempio di instaurazione di ciclo limite nel lavoro svolto in [17] con banda passante della valvola 50 Hz	65
4.14	Esempio di instaurazione errata di ciclo limite con banda passante della valvola 50 Hz	66
4.15	Ciclo limite prima (sinistra) e dopo (destra) la stabilizzazione attorno alla velocità ottima con banda passante della valvola 50 Hz	67

ELENCO DELLE FIGURE

Elenco delle tabelle

3.1	Dati geometrici della struttura	42
3.2	Dati inerziali della struttura	43
3.3	Dati rigidezze molle	43
4.1	Dati rigidezze molle	54
4.2	Valori geometrici e di rigidezza per lo studio della variazione di frequenza della gamba del carrello principale	60

ELENCO DELLE TABELLE

Capitolo 1

Introduzione

L'automazione è in continua espansione. Ormai non vi è più alcun settore lavorativo che non abbia cominciato ad impiegare tecniche di controllo classiche o avanzate per migliorare i servizi; tra quelli che sfruttano maggiormente le potenzialità dei sistemi automatici ritroviamo senza dubbio il settore dei trasporti. Al giorno d'oggi, i sistemi automatici vengono largamente impiegati su tutte le tipologie di mezzi di trasporto, e durante gli ultimi anni sono stati fatti enormi passi avanti per lo sviluppo di strategie di controllo atte al miglioramento della sicurezza e delle prestazioni dei veicoli.

Nonostante la fase di volo rappresenti sicuramente l'aspetto più importante nel progetto di un velivolo, bisogna comunque tener conto della necessità di affrontare le fasi a terra nelle migliori condizioni di sicurezza possibili per evitare danni ed incidenti. In particolare, durante la fase di atterraggio, i freni devono essere in grado di portare il velivolo all'arresto o comunque alla velocità di rullaggio. Affinché questa fase avvenga in condizioni di sicurezza e con la miglior efficienza possibile è necessario introdurre un sistema che controlli l'impianto frenante evitando così il bloccaggio delle ruote. Sistemi di questo tipo vengono chiamati *Anti-lock Braking Systems* (ABS) e, ad oggi, vengono montati su tutti i velivoli e in campo automobilistico proprio per la loro importanza durante le manovre di frenata.

L'obiettivo dei controlli ABS è quello di regolare la coppia frenante applicata

alle ruote per evitare che queste si avvicinino alla condizione di bloccaggio. Questo permette di mantenere alto il valore del coefficiente di attrito fra pneumatico e strada permettendo la controllabilità del velivolo e la riduzione dello spazio di frenata.

Nell'ambito aeronautico il carrello di atterraggio è un componente utilizzato in minima parte durante una missione, ma è un elemento fondamentale per consentire le manovre a terra, il decollo e l'atterraggio. Per questi motivi deve essere caratterizzato da peso e ingombro contenuti per minimizzare l'aumento dei costi di missione e l'intrusione nella struttura e nell'aerodinamica dell'aereo.

Nel contesto dei velivoli aeronautici i sistemi di controllo della frenata devono confrontarsi con mezzi di trasporto molto pesanti, in rapporto alla grandezza molto ridotta delle ruote, e con una struttura dell'impianto frenante molto diversa da quella dei comuni mezzi di trasporto terrestri. I freni aeronautici sono costituiti infatti da un pacco di dischi, che viene schiacciato tra una piastra e una contropiastra, alloggiati all'interno della ruota. Un esempio è mostrato in Figura 1.1.



Figura 1.1: Esempio di freni aeronautici

Nei modelli più recenti, il materiale utilizzato per la fabbricazione dei dischi è il carbonio, che presenta diversi vantaggi in termini di peso e resistenza meccanica alle alte temperature rispetto ai materiali utilizzati in passato (come ad esempio l'acciaio). Nei freni di questo tipo il coefficiente di attrito dipende fortemente dalla temperatura e le pastiglie necessitano di riscaldarsi prima di raggiungere un punto di funzionamento ottimale [1]. Per quanto riguarda i carrelli di atterraggio, essi sono utilizzati per poco tempo durante la missione del velivolo, si presenta quindi l'esigenza che la loro struttura sia poco ingombrante e il più possibile leggera. Questo porta ad avere delle strutture molto snelle e quindi deformabili, soggette a vari tipi di oscillazioni: lo *shimmy* e il *gear walk*, rappresentati in Figura 1.2, sono le meno desiderabili.

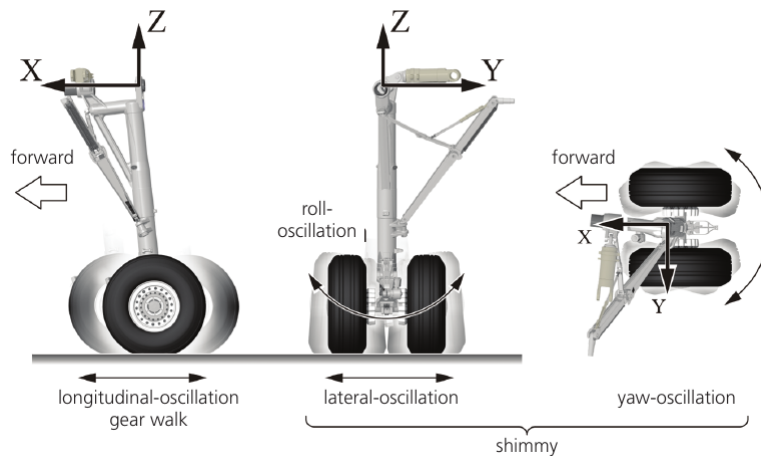


Figura 1.2: Rappresentazione dei fenomeni di Shimmy e Gear Walk

Lo *shimmy* è il movimento latero-torsionale del carrello d'atterraggio causato dall'interazione tra la dinamica dello pneumatico e la dinamica della struttura del carrello [2]. Il *gear walk* è definito come il movimento ciclico avanti e indietro del carrello d'atterraggio rispetto all'asse verticale della gamba in condizione indeformata ed eccitato dalla forza di contatto tra lo pneumatico e l'asfalto [16]. Queste oscillazioni indotte dal sistema frenante possono causare carichi molto elevati nel carrello d'atterraggio e nella strut-

tura frenante, che possono tradursi in disagio per i passeggeri o in guasto della struttura [3]. Nel caso del *gear walk* il sistema di regolazione di frenata può indurre o aggravare le oscillazioni, questo comporta la necessità di modellare al meglio le parti del velivolo che vengono interessate da questo fenomeno.

1.1 Obiettivi della tesi

Il lavoro svolto in questa tesi si occuperà dello studio del *gear walk* indotto da una legge di controllo autoregolante a sei stati utilizzando un modello multicorpo. Inizialmente, verrà riportata una revisione dello stato dell'arte delle problematiche connesse alla dinamica del carrello d'atterraggio. In seguito, verrà presentato il modello utilizzato per lo studio del *gear walk*. Esso è costituito dalla struttura dell'aereo, dai carrelli principale e secondario e dall'impianto frenante. I sottomodelli devono essere semplici, in modo da non comportare oneri computazionali troppo elevati, ma allo stesso tempo abbastanza dettagliati affinché il loro comportamento legato al fenomeno di interesse possa essere rappresentato e quindi studiato. Il sistema ABS, sviluppato in [17], tiene conto della dipendenza del coefficiente d'attrito del freno dalla temperatura dello statore e del rotore, introducendo un modello termico dei dischi, e considerando il legame nonlineare tra la forza di contatto che si sviluppa all'interfaccia statore/rotore e il loro schiacciamento. In relazione alla struttura dell'aereo si considererà un modello semplificato delle forze aerodinamiche durante l'atterraggio, mentre per quanto riguarda i carrelli d'atterraggio si introdurrà la loro deformabilità. Si confronteranno quindi i risultati delle simulazioni effettuate con il modello sviluppato rispetto a quello originale, andando a studiare i parametri che influenzano il *gear walk* e la frenata, in termini di efficienza e lunghezza di frenata.

I modelli verranno implementati nel programma di dinamica multicorpo MB-Dyn, sviluppato presso il Dipartimento di Scienze e Tecnologie Aerospaziali del Politecnico di Milano, e in Simulink. In questo lavoro si sono utilizzati il

modello della forza di contatto tra i dischi del freno, il loro modello termico e l'algoritmo di controllo sviluppati in [17], e ci si è focalizzati su una modellazione più realistica del velivolo che considerasse vari fenomeni trascurati nel precedente lavoro. I modelli già presenti in MBDyn che sono stati utilizzati riguardano invece lo pneumatico e il freno. Ai fini della simulazione della manovra di frenata, il modello multicorpo in MBDyn si interfacerà con il modello dell'ABS in MatLab/Simulink. Verranno svolte delle simulazioni per verificare la correttezza del modello multicorpo e la robustezza della legge di controllo, e studiare il *gear walk* al variare dei parametri di progetto, identificando dai risultati l'influenza sul fenomeno.

1.2 Stato dell'arte

Da quando esistono i veicoli a motore lo slittamento delle ruote ha sempre rappresentato un importante problema. Per questo motivo, nel 1930, venne sviluppato, per l'industria aerospaziale, il primo sistema di antibloccaggio dei freni ABS (anti-lock braking system) [4]. Nel 1947, la prima serie di freni ABS fu installata su un Boeing B-47 ed, alla fine del 1950, i freni dotati di ABS erano comunemente installati anche sugli aeroplani di linea. Il primo uso nell'industria automobilistica si ebbe nel 1954 su un numero molto limitato di auto di fascia alta. Tale numero crebbe molto nel corso degli anni 60 e, grazie al progresso tecnologico nel campo dell'elettronica e dei microcomputers, oggi i sistemi di controllo ABS sono presenti su tutte le auto e su alcuni motocicli [5].

Il principale obiettivo del sistema antibloccaggio ABS è quello di evitare un eccessivo slittamento delle ruote in quanto questo ha come conseguenze un aumento della distanza di arresto, una grave perdita di controllabilità del veicolo e una maggiore usura degli pneumatici [6]. Nel corso degli anni sono stati sviluppati ed utilizzati diversi metodi per l'implementazione dei controlli ABS. I regolatori basati su una logica *threshold* possono essere utilizzati per controllare sistemi dei quali non si conosce un modello preciso o con parame-

tri affetti da incertezze. Tale algoritmo di controllo si basa su una dinamica discreta dell'attuatore: è possibile solo aumentare, diminuire e mantenere costante la pressione nell'impianto frenante. Solitamente, essi lavorano conoscendo la velocità angolare e l'accelerazione angolare della ruota, senza avere informazioni sullo slittamento. Lo scopo di questo tipo di regolatori non è far seguire il valore ottimo di slittamento alla ruota, ma è quello di instaurare un ciclo limite asintoticamente stabile attorno al picco della curva di attrito tra lo pneumatico e la strada, mantenendo lo slittamento e l'accelerazione angolare della ruota all'interno di determinate soglie [7, 8]. In questo modo, si ottiene una forza frenante che oscilla attorno a quella massima. I regolatori con logica threshold hanno il vantaggio di essere molto robusti rispetto alle variazioni delle condizioni del terreno e sono in grado di mantenere lo slittamento della ruota nell'intorno del massimo senza il bisogno di stimare il suo valore durante la frenata [17].

Il *gear walk* come già accennato è un'instabilità che caratterizza il carrello d'atterraggio, esprimibile come una vibrazione auto-eccitata in direzione longitudinale a bassa frequenza, in primo luogo causata dall'interazione del sistema ABS con la dinamica strutturale della gamba. Fondamentalmente, come i freni applicano la coppia frenante, si sviluppa una forza di contatto in direzione longitudinale tra lo pneumatico e il terreno che flette la gamba all'indietro. Quando il sistema ABS rileva uno slittamento incipiente, il freno è rilasciato e la gamba scatta in avanti. Questo accelera la ruota rapidamente, inducendo il sistema ABS ad applicare la coppia frenante, ripetendo il ciclo dall'inizio [9]. L'intervallo di frequenza del fenomeno dipende dal tipo di carrello d'atterraggio: è stato stabilito da alcuni $10 - 20 \text{ Hz}$ [10], o $5 - 20 \text{ Hz}$ [14] altri lo indicano attorno ai 10 Hz [11], mentre altri ancora parlano di un intervallo tra 10 e 50 Hz [12].

I fattori che influenzano questa instabilità sono, tra gli altri, la pressione di gonfiaggio della ruota e la presenza di aria nel sistema idraulico del freno [13], particolari combinazioni di rigidità e smorzamento strutturali con le caratteristiche dello pneumatico [15].

Gli effetti di questa instabilità possono essere avvertiti in tutto il velivolo come delle vibrazioni a bassa frequenza, per esempio 12 Hz sul MD80 [13], che possono raggiungere ampiezze anche elevate e avere conseguenze dannose, portando al completo cedimento strutturale del carrello d'atterraggio [13, 12].

1.2. STATO DELL'ARTE

Capitolo 2

Modello del sistema

In questo capitolo verrà presentato il modello multicorpo del velivolo utilizzato per le simulazioni della frenata durante l'atterraggio. Verranno inoltre analizzati i sottosistemi che compongono il sistema multicorpo complessivo: la struttura del velivolo con le forze aerodinamiche, i carrelli, lo pneumatico e l'impianto frenante. Il modello, implementato nel programma MBDyn, è finalizzato allo studio della fase di frenata simmetrica del velivolo. Di seguito si riportano le assunzioni semplificative su cui si basa il modello:

- viene studiato il caso di frenata simmetrica, quindi non si tiene conto degli spostamenti laterali del velivolo e dei moti di rollio e imbardata;
- la pista d'atterraggio è considerata piana, asciutta e priva di inclinazione;
- i carrelli hanno geometria a stelo, perciò durante la frenata lo pneumatico non sviluppa forze laterali;
- il carrello principale è considerato come un corpo rigido. La deformabilità flessionale della gamba è concentrata in una molla torsionale. Il carrello principale non è dotato di ammortizzatori;
- il carrello secondario è dotato di ammortizzatore;

2.1. MODELLO DELLA STRUTTURA DEL VELIVOLO

- il velivolo è considerato come corpo rigido puntiforme il cui unico moto consentito è quello di beccheggio;
- l'unica forza aerodinamica considerata è la portanza, applicata nel baricentro del velivolo.

2.1 Modello della struttura del velivolo

Il velivolo considerato in questo lavoro è il Piaggio P180 Avanti che rientra nella categoria dei velivoli a cui si applica la CS-23 di EASA, ovvero quegli aeroplani che hanno un peso massimo al decollo fino a 5670 kg e possono portare un massimo di nove passeggeri. Il carrello d'atterraggio deve essere in grado di assorbire l'impatto con il terreno e rallentare il velivolo durante l'atterraggio, consentire il movimento dell'aeromobile durante le operazioni al suolo, come decollo e rullaggio, e permettere lo stazionamento a terra [18]. Per soddisfare queste richieste, occorre avere un minimo di tre punti di contatto con il suolo, quindi è necessaria la presenza di almeno tre ruote, di cui alcune orientabili per consentire lo spostamento a terra. Per il carrello, si

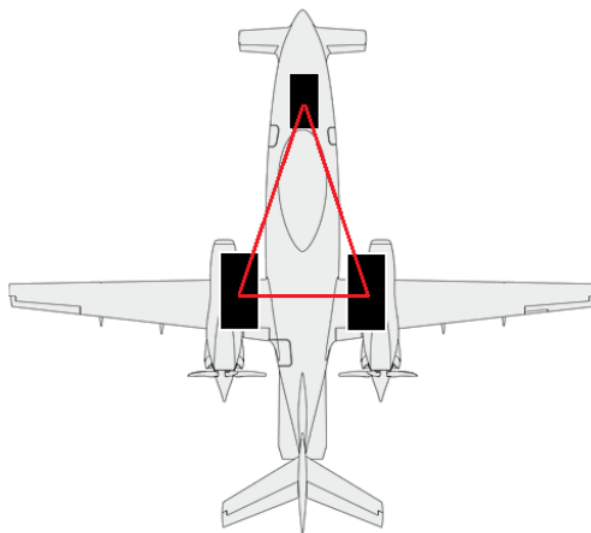


Figura 2.1: Configurazione a traliccio anteriore del carrello d'atterraggio

considera la configurazione a traliccio anteriore, mostrata in Figura 2.1, che è

la soluzione più diffusa nella maggior parte dei velivoli: le due gambe principali sono poste nella stessa posizione longitudinale, scelta il più possibile vicino al baricentro; la terza gamba, detta secondaria, è posta il più lontano possibile dal baricentro, in corrispondenza del naso dell'aereo. Normalmente il carrello principale sostiene una percentuale del peso del velivolo fermo attorno al 90%, mentre il rimanente è sostenuto dal carrello secondario [19]. Si è partiti dal modello semplificato utilizzato in [17] per lo sviluppo dell'algoritmo di controllo ABS, riportato in Figura 2.2.

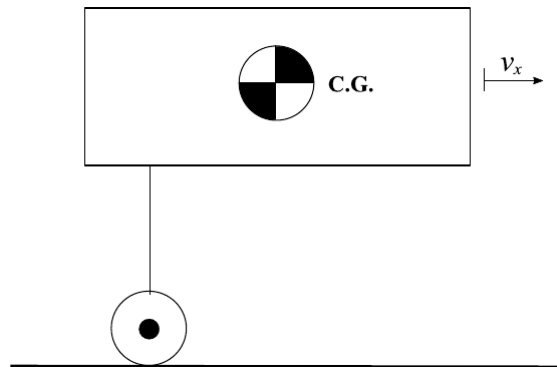


Figura 2.2: Rappresentazione del modello strutturale sviluppato in [17]

Il modello strutturale sviluppato in questo lavoro comprende, in ambiente multicorpo, una massa puntiforme (struttura del velivolo), due ruote con all'interno il freno (carrello principale) e una ruota senza freno (carrello secondario) (Figura 2.3). Ogni ruota è collegata alla struttura del velivolo da una gamba deformabile.

2.2 Modello delle forze aerodinamiche

Al momento dell'inizio del contatto del velivolo con la pista la portanza equivale al peso del velivolo, ma, nella fase di schiacciamento, la traiettoria viene modificata, con conseguente variazione della portanza fino a un valore pari a $1/3$ il peso dell'aereo al termine di questa fase [19]. Poiché nella fase di schiacciamento il sistema frenante non interviene, si è modellata la portanza

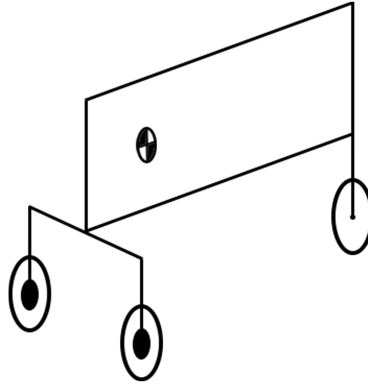


Figura 2.3: Rappresentazione del modello strutturale del velivolo sviluppato in questo lavoro

equivalente a $1/3$ del peso del velivolo già dall'istante iniziale, assumendola quindi costante nella fase di schiacciamento: questa approssimazione rende solo più rapida la prima fase dell'atterraggio, e poiché il velivolo inizia a frenare una volta terminata questa fase, la portanza conserva un andamento corretto nella fase di interesse, dipendente dal quadrato della velocità longitudinale. La portanza è stata applicata in direzione perpendicolare alla velocità di avanzamento nel baricentro del velivolo, nonostante questo possa non coincidere con il centro aerodinamico, trascurando quindi il momento di trasporto e il momento aerodinamico. La dinamica dei fenomeni tralasciati nell'implementazione del modello è sicuramente più lenta del fenomeno che si vuole studiare, e i loro effetti sarebbero stati simili a quelli della portanza, traducendosi in forze verticali sui carrelli dipendenti dal quadrato della velocità longitudinale. Si è quindi considerata la loro implementazione ridondante rispetto alla portanza. In luogo della tipica espressione della portanza:

$$L = \frac{1}{2} \rho_{aria} S C_L v_x^2 \quad (2.1)$$

dove ρ_{aria} è la densità dell'aria, v_x la velocità del velivolo, S la superficie di riferimento e C_L è il coefficiente adimensionale di portanza, si è usata la dipendenza dal peso precedentemente esposta per rimanere nella trattazione

più generale possibile:

$$L = \frac{1}{3} M g \frac{v_x^2}{v_i^2} \quad (2.2)$$

dove M è il peso totale dell'aereo, g l'accelerazione di gravità e v_i la velocità del velivolo al momento dell'atterraggio (150 km/h).

2.3 Modello del carrello principale

Durante la prima fase dell'atterraggio, il carrello deve assorbire e dissipare l'energia cinetica legata alla componente verticale della velocità posseduta dal velivolo. Questo compito è svolto dagli ammortizzatori presenti nelle gambe del carrello d'atterraggio e dagli pneumatici. Quando sia il carrello principale che quello secondario sono in contatto con la pista e il velivolo ha una traiettoria stabile, comincia la frenata, durante la quale si dissipa l'energia cinetica legata alla velocità longitudinale con l'impianto frenante, montato all'interno delle ruote del solo carrello principale. Il *gear walk* è strettamente legato alla geometria del carrello d'atterraggio. Nelle tipologie a stelo o articolato la flessione della gamba rimane nel piano longitudinale e provoca quindi la variazione della sola forza longitudinale tra pneumatico e terreno. In carrelli di tipo tripode, dal momento che la flessione della gamba non rimane nel piano longitudinale, si verifica un'influenza della forza laterale e dei momenti fuori dal piano longitudinale. In Figura 2.4 si possono osservare le tipologie di carrello appena citate.

In questa trattazione si è utilizzato un carrello a stelo, tipicamente utilizzata su questi velivoli. Poiché la fase di frenata comincia quando le oscillazioni verticali sono terminate, gli ammortizzatori del carrello principale non sono stati considerati, e la flessibilità della gamba è stata concentrata nel collegamento con la fusoliera attraverso un giunto rotazionale deformabile, accoppiato a una cerniera che permette alla gamba di basculare. La molla angolare di rigidità K_θ esercita un momento tra la struttura del velivolo e il carrello proporzionale all'angolo θ_{walk} tra la verticale e la gamba del carrello in configurazione deformata.

2.3. MODELLO DEL CARRELLO PRINCIPALE

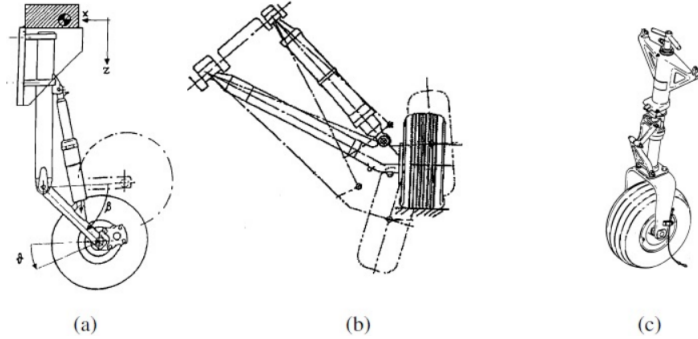


Figura 2.4: Tipiche configurazioni del carrello d'atterraggio: (a) carrello articolato, (b) carrello tripode, (c) carrello telescopico o a stelo

La lunghezza della gamba in fase di atterraggio dipende dallo schiacciamento dell'ammortizzatore, e contribuisce a variare la rigidità flessionale del carrello. Cambiando il valore della rigidità della molla, è possibile simulare il fenomeno del *gear walk* per diversi valori di compressione dell'ammortizzatore e di lunghezza della gamba del carrello d'atterraggio. L'espressione della costante di rigidità della molla viene ricavata dall'espressione della rigidità di una trave nel piano: si vuole calcolare il momento flettente applicato all'attacco tra la gamba e la fusoliera dovuto ad un angolo di rotazione unitario della gamba all'incastro, secondo l'equazione:

$$M_{GW} = \frac{4EI}{l_g} \theta_{walk} = K_{\theta} \theta_{walk} \quad (2.3)$$

dove E è il modulo elastico dell'acciaio, I il momento d'inerzia della sezione della trave e l la lunghezza della gamba.

La rappresentazione di quanto descritto è riportata in Figura 2.5.

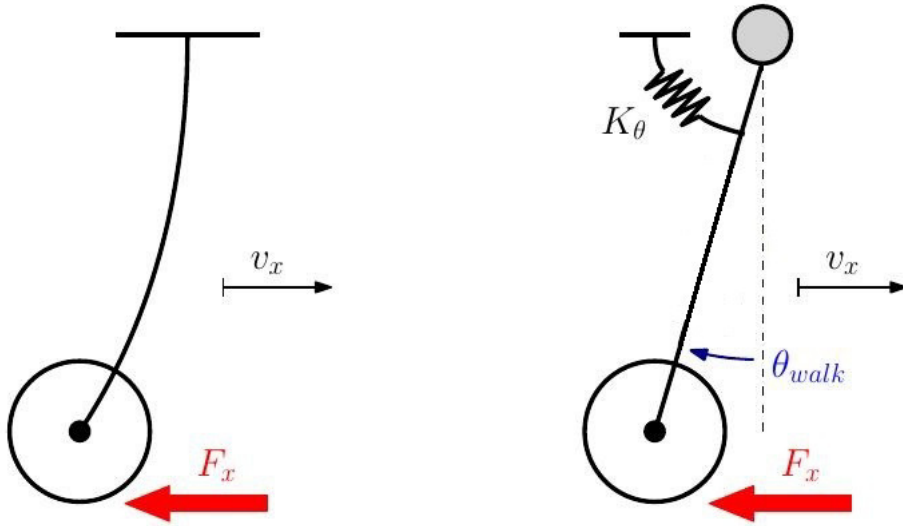


Figura 2.5: Modellazione della flessibilità della gamba del carrello principale

2.4 Modello del carrello secondario

Il carrello secondario (*nose landing gear*, NLG) ha la funzione principale di sostenere il velivolo in posizione orizzontale nello spostamento a terra, e, anche se il fenomeno del *gear walk* in realtà coinvolge solo il MLG, la sua inclusione nel modello è necessaria per cogliere le oscillazioni di beccheggio che sorgono durante la frenata in seguito alla dinamica longitudinale del velivolo e della flessione del MLG. La decelerazione applicata, infatti, induce un momento di beccheggio causando un trasferimento di carico dal MLG al NLG. Nonostante questo fenomeno accada a frequenze relativamente lente, la variazione di carico verticale sul carrello principale può influenzare il comportamento del sistema ABS [21]. La tipologia di carrello considerata è ancora a stelo, e in questo caso l'ammortizzatore è stato semplificato con un sistema molla-smorzatore per studiare il trasferimento di carico durante la frenata, senza complicare la modellazione di questo elemento (Figura 2.6). Si è posta una molla di rigidezza dell'ordine di grandezza di quella dello pneumatico per piccoli schiacciamenti e si è utilizzato un valore del coefficiente di smorzamento tipico per le sospensioni.

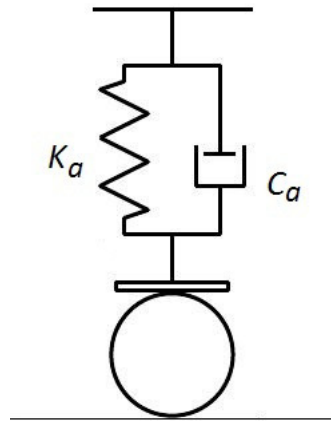


Figura 2.6: Rappresentazione del sistema molla smorzatore per l'ammortizzatore anteriore

Il sistema del carrello anteriore si trova quindi ad essere composto dal parallelo molla-smorzatore e dalla ruota, posti in serie. Benchè possa sembrare ridondante l'aggiunta dell'ammortizzatore nel modello, esso è necessario per studiare il trasferimento di carico, dal momento che il comportamento della ruota è non lineare e i risultati sarebbero stati di difficile interpretazione al variare delle caratteristiche di quest'ultima.

2.5 Modello della ruota e dello pneumatico

Gli pneumatici aeronautici devono essere in grado di sopportare carichi dinamici molto elevati; il loro comportamento è di fondamentale importanza al momento dell'atterraggio, dove la deformazione dello pneumatico interviene in serie con quella dell'ammortizzatore, e durante il rullaggio, dove spesso l'ammortizzatore ha un comportamento talmente rigido da affidare al solo pneumatico la funzione di assorbimento delle asperità del terreno [19]. Nei modelli per la simulazione dell'atterraggio, le caratteristiche dello pneumatico, per quanto riguarda la deflessione verticale e il comportamento nel piano

2.5. MODELLO DELLA RUOTA E DELLO PNEUMATICO

longitudinale e laterale, sono di fondamentale importanza per la determinazione dei carichi agenti sul velivolo e per conoscere la stabilità e le qualità di pilotaggio [20].

Il modello di pneumatico utilizzato in questo lavoro deve rispondere ai requisiti di semplicità che impone la fase di progettazione preliminare, utilizzando un numero limitato di parametri, e deve al contempo simulare correttamente i fenomeni legati al controllo della frenata. Considerando la manovra di frenata simmetrica di un velivolo, è necessario un modello che calcoli la forza longitudinale sviluppata all'interfaccia tra lo pneumatico e la pista. A tal proposito, si è sfruttato il modello di pneumatico presente nel codice GRAALL (Ground Roll Air And Landing Loads), sviluppato presso il Dipartimento di Scienze e Tecnologie Aerospaziali del Politecnico di Milano. Questo modello, presentato in [20] ed implementato nel programma MBDyn, si basa su una correzione empirica della rappresentazione del comportamento fisico dello pneumatico.

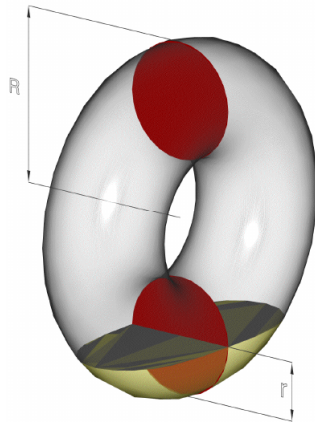


Figura 2.7: Modello dello pneumatico GRAALL

Lo pneumatico è rappresentato come un toro rigido di raggio esterno R e di raggio interno r , come si osserva in Figura 2.7. La componente verticale della forza è calcolata assumendo una compressione politropica del gas contenuto nel toro, a seguito di una variazione di volume pari al volume di

2.5. MODELLO DELLA RUOTA E DELLO PNEUMATICO

intersezione tra il toro rigido (considerato rigido) e il piano che rappresenta il terreno. Questo approccio consiste in una buona approssimazione del comportamento dello pneumatico nel piano verticale, anche se da un punto di vista fisico lo pneumatico subisce grandi deformazioni e grandi variazioni dell'area di contatto, unitamente a piccole variazioni di volume interno e pressione. Le componenti longitudinale e laterale della forza di contatto sono calcolate utilizzando la componente verticale e i coefficienti di attrito istantaneo tra lo pneumatico e il terreno, ricavati da espressioni semiempiriche in funzione dello slittamento e dell'angolo di deriva dello pneumatico. Queste componenti vengono applicate nel centro dell'impronta dello pneumatico sul terreno, direttamente alla ruota, modellata come un corpo rigido che ruota liberamente attorno al proprio asse. Come già detto, il gas contenuto nel volume del toro è soggetto a una compressione politropica:

$$p = p_t \left(\frac{V_t}{V_t - \Delta V} \right)^\gamma \quad (2.4)$$

dove p_t è la pressione di gonfiaggio della pneumatico, V_t il volume iniziale del toro, ΔV il volume di intersezione toro-terreno e γ l'esponente della trasformazione politropica.

Il volume iniziale del toro è corretto da un coefficiente C_v che tiene conto del fatto che lo pneumatico non è perfettamente un toro e sono presenti vari elementi che ne riducono il volume:

$$V_t = 2\pi R\pi r^2 C_v \quad (2.5)$$

La variazione di volume ΔV è approssimata dal volume di un cono avente come base l'area dell'impronta dello pneumatico sul terreno A e come altezza la deflessione dello pneumatico ΔL :

$$\Delta V = \frac{1}{3} A \Delta L \quad (2.6)$$

L'area di contatto A è assunta variare linearmente con la deflessione dello pneumatico:

$$A = A_{ref} \frac{\Delta L}{r} \quad (2.7)$$

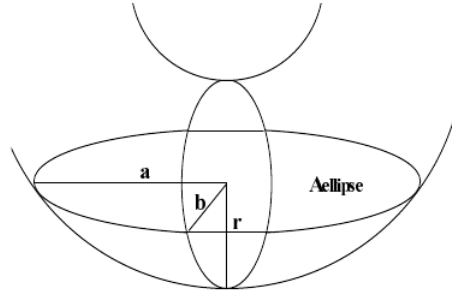


Figura 2.8: Ellisse di riferimento per il calcolo dell'impronta dello pneumatico sul terreno

dove A_{ref} è un'area di contatto di riferimento, corrispondente a una correzione (usando 3.7 invece che π) dell'area dell'ellisse con semiassi a e b , generata dall'intersezione del toro con un piano posto al centro del cerchio di raggio r :

$$A_{ref} = 3.7ab \quad (2.8)$$

con:

$$a = \sqrt{R^2 - (R - r)^2} \quad (2.9)$$

$$b = r \quad (2.10)$$

La componente verticale della forza di contatto ha quindi la seguente espressione:

$$F_z = Ap \left[1 + \tanh \left(\frac{v_z}{v_{z,ref}} \right) \right] \quad (2.11)$$

Il termine in tangente iperbolica è stato introdotto per modellare l'isteresi dello pneumatico nelle fasi di compressione ed estensione: v_z è la componente verticale della velocità dell'asse ruota e $v_{z,ref}$ è una velocità di riferimento che serve per regolare l'ampiezza del ciclo di isteresi [20]. Questo termine incrementa la reazione verticale dello pneumatico nella fase di compressione e la riduce in fase di estensione. La velocità di riferimento scelta determina l'ampiezza del ciclo. Le componenti nonlineari longitudinale e laterale della forza di contatto tra pneumatico e terreno sono ricavate dalla componente verticale della forza e dai coefficienti di attrito longitudinale e laterale stazionari.

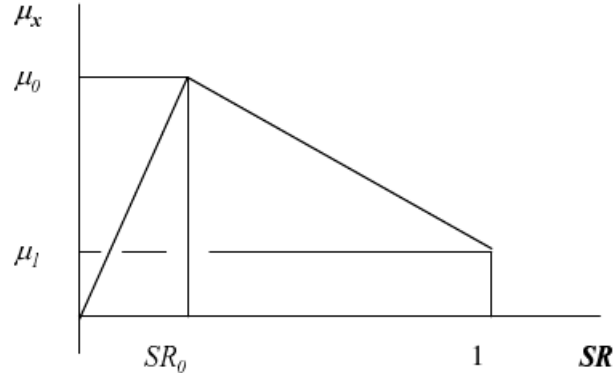


Figura 2.9: Andamento del coefficiente μ_x in relazione a SR per $\alpha = 0$

Questi coefficienti sono approssimati attraverso delle curve semiempiriche che dipendono dallo slittamento λ e dall'angolo di deriva α dello pneumatico. La forza d'attrito è diretta come l'intersezione tra il piano della ruota e il piano della pista, mentre la forza laterale è perpendicolare alla precedente. Come detto in precedenza limitandosi al caso di frenata simmetrica l'angolo di deriva è nullo e il coefficiente di attrito longitudinale, e quindi la forza longitudinale, è funzione del solo coefficiente di slittamento μ_x :

$$F_x(\lambda) = \mu_x(\lambda)F_z \quad (2.12)$$

Il coefficiente di slittamento si ottiene dall'espressione seguente:

$$\lambda = \frac{|v_{x,r} - \omega R_r|}{v_{x,r}} \quad (2.13)$$

dove $v_{x,r}$ è la velocità longitudinale dell'asse ruota, ω è la velocità angolare della ruota e R_r è il raggio di rotolamento che coincide con la distanza verticale tra l'asse della ruota e il terreno. Nel modello considerato il coefficiente μ_x è rappresentato dalla classica funzione lineare a tratti in Figura 2.9.

2.6 Impianto frenante e regolatore ABS

I freni utilizzati sui velivoli devono adempiere a vari compiti: rallentare il velivolo in caso di atterraggio o di decollo abortito, controllare la direzione

durante il rullaggio, consentire lo stazionamento. Di questi il più gravoso è sicuramente quello dell'atterraggio, in cui i freni devono assorbire l'energia cinetica del velivolo trasformandola in energia termica per attrito, comportando un notevole surriscaldamento degli stessi. Nei freni aeronautici, diversamente da quelli automobilistici, non si pone l'esigenza di dissipare in tempi brevi il calore accumulato poiché le frenate sono separate da un tempo considerevole. I freni sono montati tipicamente solo sul carrello principale, e sono costituiti da due pacchi di dischi posti alternativamente, solidali uno al perno (statore) uno alla ruota (rotore). Le pastiglie sono fissate su tutta la circonferenza dello statore. Entrambi i pacchi di dischi sono liberi di muoversi in direzione dell'asse ruota, e vengono schiacciati all'azionamento del freno da una piastra (azionata dalla pressione idraulica, *pressure plate*) su una contropiastra fissa (*backplate*), generando la coppia frenante per attrito. Una rappresentazione dello schema descritto è riportata in Figura 2.10.

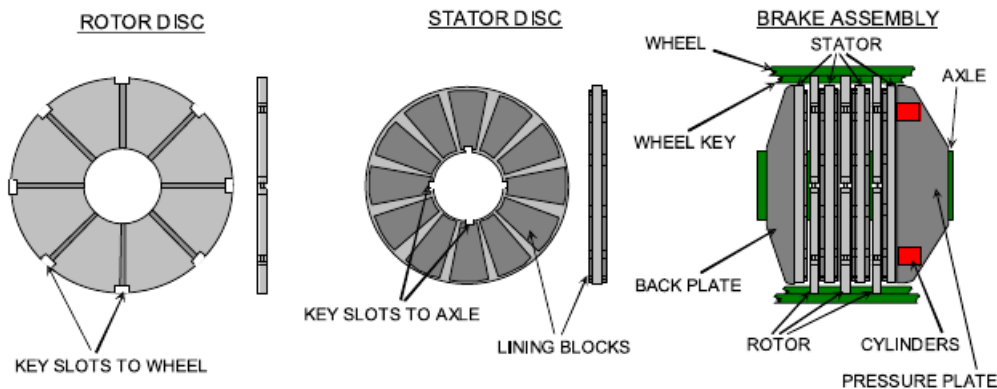


Figura 2.10: Freno a dischi multipli

Tipicamente i dischi sono realizzati in carbonio, materiale che presenta notevoli vantaggi in termini di peso, calore specifico, conducibilità termica, coefficiente di dilatazione termica e resistenza meccanica alle alte temperature: si deve infatti considerare che le temperature di utilizzo arrivano facilmente a 500°C in una normale frenata e possono arrivare fino a 1000°C in caso di decollo abortito. Le pastiglie sono invece in materiali sacrificali composti da metalli e ceramica. Il materiale è fragile e per questo motivo

è necessario limitarne le dimensioni utilizzando più pastiglie, ognuna delle quali copre un arco limitato [19]. Il modello utilizzato del freno comprende i seguenti sottomodelli:

- modello della valvola idraulica;
- modello della forza normale all'interfaccia rotore/statore e che dipende dal loro schiacciamento;
- modello della forza d'attrito che si sviluppa tra rotore e statore;
- modello termico dei dischi.

Il principale obiettivo delle strategie di controllo ABS è quello di inseguire il valore ottimo di slittamento anche in presenza di grandi incertezze e mantenendo dei costi contenuti (ad esempio utilizzando un numero limitato di sensori). Nel corso degli anni sono state sviluppate diverse strategie, attualmente la maggior parte dei controlli ABS è basata su una logica di tipo *threshold* che si basa cioè su soglie di accelerazione e decelerazione della ruota. [8, 23] Queste strategie hanno il vantaggio di essere economiche, utilizzando solo la misurazione della velocità angolare della ruota, ma hanno bisogno di essere adattate al singolo caso tramite esperimenti e simulazioni. Il regolatore utilizzato in questo lavoro è di tipo *threshold* a sei stati: con l'obiettivo di inseguire il massimo valore della forza frenante $F_X(\lambda)$, si instaura un ciclo limite attorno al minimo nella curva $F_X(\lambda) - \lambda$, riportata in Figura 2.11, attraverso un'azione di controllo di aumento, diminuzione o mantenimento della pressione idraulica nel sistema frenante.

A questi tre stati che caratterizzano l'algoritmo si aggiungono tre stati di mantenimento della pressione per dare il tempo al sistema frenante di imporre una pressione costante e quindi di avere una misurazione corretta della velocità della ruota.

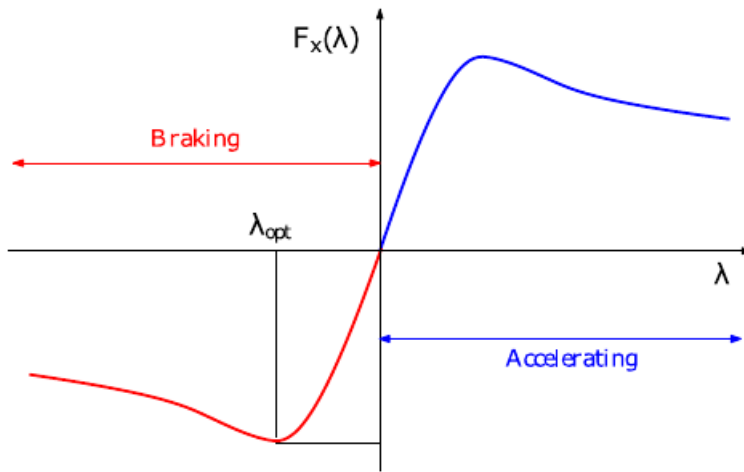


Figura 2.11: Forza longitudinale dello pneumatico in funzione dello slittamento

2.6. IMPIANTO FRENANTE E REGOLATORE ABS

Capitolo 3

Analisi multicorpo e implementazione del modello

In questo capitolo verranno brevemente introdotti gli elementi base dell'analisi multicorpo e dell'ambiente di simulazione MBDyn utili per la realizzazione del modello riportato in precedenza. Successivamente, si descriverà l'implementazione del modello attraverso il programma MBDyn.

3.1 Analisi multicorpo

I programmi di analisi multicorpo sono degli efficaci strumenti CAE per la simulazione del comportamento dinamico lineare e nonlineare di sistemi meccanici. Il comportamento e le prestazioni dell'intero sistema, o della maggior parte dei suoi componenti, possono essere valutati molto in anticipo rispetto al momento in cui il primo prototipo è pronto per la campagna prove [26]. L'obiettivo di questi programmi è quello di mettere a disposizione un ambiente in cui inserire i dati che definiscono il sistema meccanico di interesse e formulare automaticamente le equazioni che ne governano la cinematica e la dinamica, risolverle e fornire i risultati della simulazione in formato grafico al progettista [16].

La disciplina dell'analisi multicorpo deriva dal problema dello studio del mo-

to di corpi rigidi proprio della meccanica classica.

I sistemi multicorpo sono formati da un insieme di corpi rigidi (o deformabili), che compiono grandi spostamenti traslazionali e rotazionali nello spazio, interconnessi tra di loro da giunti rigidi (o flessibili) e soggetti ad un qualunque sistema di forze.

Come in questo caso, solitamente i sistemi multicorpo sono costituiti da corpi rigidi, ma in altri casi possono comprendere corpi deformabili che sono soggetti sia a spostamenti rigidi sia a piccole deformazioni rispetto al sistema di riferimento solidale al corpo [26].

Nel successivo paragrafo si descriveranno le caratteristiche degli elementi base di un modello multicorpo appena citati. La dinamica di un sistema multicorpo è descritta da un insieme di equazioni differenziali, mentre i vincoli sono descritti da equazioni algebriche.

Il modello è quindi descritto da un sistema di equazioni nonlineari che possono essere equazioni differenziali ordinarie (ODE) o equazioni algebrico-differenziali (DAE). Queste equazioni vengono risolte numericamente utilizzando integratori ODE (Ordinary Differential Equations) e integratori DAE (Differential Algebraic Equations).

3.2 MBDyn

MBDyn è un programma *general purpose* ad uso libero di analisi multicorpo sviluppato presso il Dipartimento di Scienze e Tecnologie Aerospaziali del Politecnico di Milano. MBDyn può interfacciarsi facilmente a solutori esterni per la co-simulazione di problemi multifisici, come software CDF (Computational Fluid Dynamics) per la fluidodinamica computazionale e solutori a schemi a blocchi come Scicos, Scicoslab e Simulink. MBDyn è molto utilizzato in campo aerospaziale (velivoli, elicotteri, tiltrotor e veicoli spaziali), nel campo della produzione di energia eolica (turbine eoliche), in campo automobilistico (automobili e camion) e in campo mecatronico (robot industriali e micro aeroplani MAV) per l'analisi e la simulazione della dinamica di sistemi

complessi [27].

MBDyn è un programma da riga di comando. Il modello ed il tipo di analisi da eseguire sono definiti in un file testo di input. I risultati della simulazione sono forniti attraverso dei file di testo che è possibile importare in programmi come MatLab o Octave per eseguire il loro post-processing e poterli mostrare sotto forma di grafici.

Gli elementi base con i quali è possibile realizzare un modello multicorpo in MBDyn sono i nodi, i corpi, i giunti e le forze. Un corpo rigido in MBDyn è costituito da tre entità distinte:

- una che possiede i gradi di libertà cinematici;
- una che possiede i gradi di libertà dinamici;
- una che possiede le proprietà inerziali.

La prima entità è chiamata *nodo*; è posto nel sistema di riferimento inerziale globale e la sua posizione ed orientazione diventano gradi di libertà del problema. Ogni nodo strutturale ha un suo sistema di riferimento che diventa il sistema di riferimento del corpo.

La seconda entità è automaticamente generata quando viene definito un “nodo dinamico”, e semplicemente rende i gradi di libertà dinamici (quantità di moto e momento della quantità di moto) utilizzabili nella simulazione.

L’ultima entità è chiamata *corpo* e aggiunge i contributi inerziali ai gradi di libertà dinamici del nodo. Questa separazione è stata introdotta per consentire la definizione dei gradi di libertà cinematici senza tenere in considerazione alcun tipo di inerzia, e per consentire a diverse fonti di inerzia (*bodies*) di contribuire indipendentemente ai gradi di libertà dinamici di ogni nodo strutturale [28].

Per quanto riguarda gli elementi (*elements*), in MBDyn sono presenti elementi strutturali, che costituiscono l’interfaccia tra i nodi strutturali e le proprietà inerziali dei corpi, elementi aerodinamici, elementi elettrici e idraulici, elementi termici, elementi di output, che servono per interfacciare MBDyn con altri programmi esterni, e elementi generici, necessari tra le altre cose per

definire forze esterne e utilizzare moduli definiti dall'utente.

I giunti (*joints*) sono elementi strutturali che rappresentano le connessioni tra i nodi strutturali e sono assunti come ideali, senza gioco e privi di peso. Essi impongono dei vincoli cinematici tra le coordinate dei nodi che collegano e riducono i gradi di libertà del sistema. Tali vincoli vengono introdotti sotto forma di equazioni algebriche.

Le forze (*forces*) sono elementi generici che costituiscono il termine noto delle equazioni, possono essere applicate forze interne o esterne ai nodi strutturali. Infine sono presenti elementi di output che permettono a MBDyn di comunicare con altri programmi, ad esempio Simulink, permettendo co-simulazioni attraverso l'elemento *stream output*.

3.3 Implementazione del modello

Il modello del velivolo completo è costituito dalla connessione di diversi componenti: struttura del velivolo, ruote, e impianto frenante. Tutti i sotto-modelli sono stati implementati in MBDyn, fatta eccezione per quello della forza di contatto tra lo statore e il rotore del freno e l'algoritmo di controllo dell'ABS.

3.3.1 Struttura del velivolo e forze aerodinamiche

Il modello multicorpo della struttura del velivolo è composto da 7 nodi strutturali:

- un nodo dinamico che rappresenta il velivolo
- due nodi dinamici che rappresentano le gambe del carrello principale (*main landing gear*, MLG)
- tre nodi dinamici che rappresentano le ruote
- un nodo statico che rappresenta la gamba del carrello secondario (*nose landing gear*, NLG)

A questi si aggiunge il nodo statico che rappresenta il terreno: esso è stato vincolato al sistema di riferimento globale per mezzo di un *joint clamp* che blocca tutti i gradi di libertà. I nodi che rappresentano le gambe del MLG sono collegati al nodo velivolo attraverso due *joint*: una cerniera (*revolute hinge*) che consente alla gamba di ruotare nel piano longitudinale e una *deformable hinge* che attraverso una legge costitutiva lineare elastica isotropica (*linear elastic isotropic*) simula il comportamento della molla rotazionale.

Ai due nodi che rappresentano le gambe del MLG sono collegati i due nodi ruota attraverso una cerniera (*revolute hinge*), che permette la rotazione attorno all'asse ruota, e attraverso un elemento freno (*brake*) che esercita il momento frenante in ingresso dal programma Simulink.

Il carrello secondario è rappresentato da un nodo statico (ovvero che non possiede caratteristiche inerziali ma che conserva i 6 gradi di libertà [29]) poiché non si era interessati a dotarlo di inerzia ma era necessario per definire la legge dell'ammortizzatore anteriore. Esso è collegato al nodo velivolo attraverso una combinazione di tre *joints*: *in line*, che vincola il nodo carrello a spostarsi in una sola direzione (asse z nel sistema di riferimento del velivolo); *prismatic*, che blocca le rotazioni tra i nodi velivolo e carrello anteriore, e *deformable displacement joint*, che implementa una forza scambiata tra i due nodi secondo la legge costitutiva lineare viscoelastica isotropica *linear viscoelastic isotropic*, scelta secondo quanto esposto nel paragrafo 2.4. Il nodo ruota anteriore è poi collegato alla gamba del NLG attraverso una cerniera (*revolute hinge*) che permette la rotazione attorno all'asse ruota.

La portanza è stata inserita nel modello come *structural force* applicata al nodo del velivolo dipendente dalla sua velocità longitudinale al quadrato, come accennato nel paragrafo 2.2.

La Figura 3.1 mostra il posizionamento dei nodi del modello del velivolo. I dati geometrici inseriti nel modello strutturale del velivolo sono riportati in Tabella 3.1, mentre in Tabella 3.2 sono riportati i valori delle caratteristiche inerziali del modello.

3.3. IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO

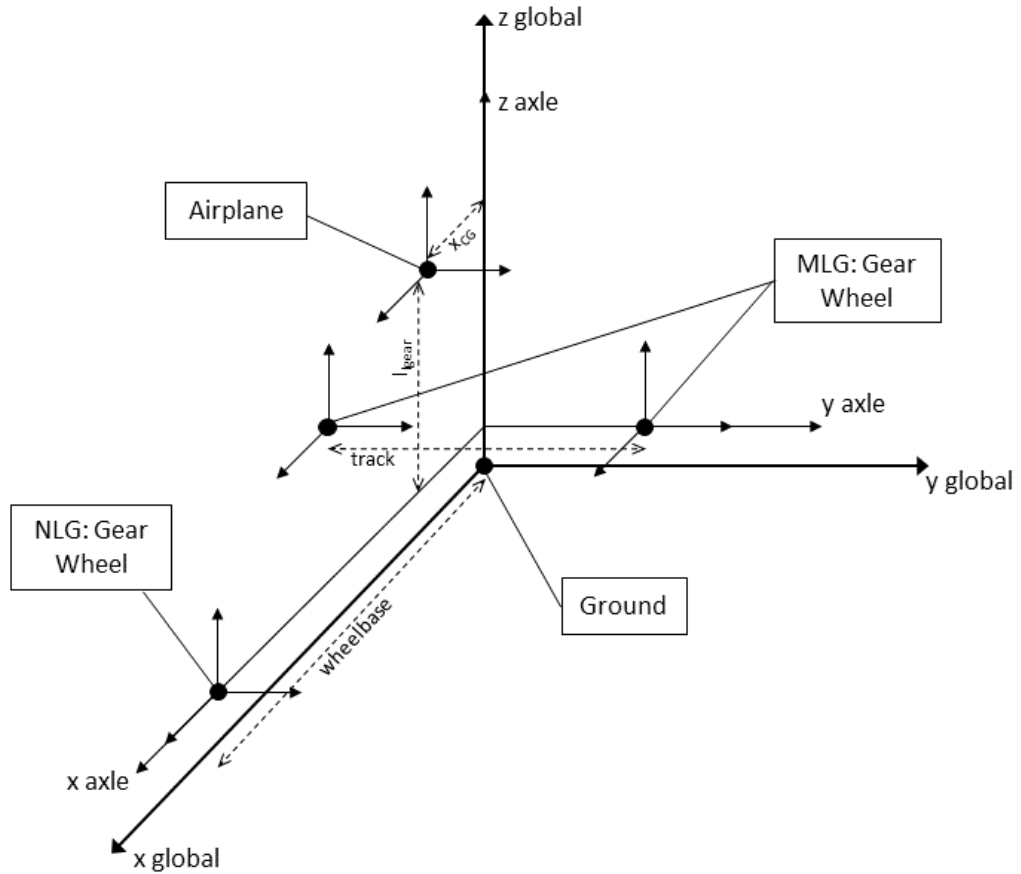


Figura 3.1: Schema del modello multibody del velivolo

Descrizione	Dato	Valore
Passo	$wheelbase$	5.791 m
Carreggiata	$track$	2.844 m
Lunghezza gamba carrello	l_{gear}	0.7 m
Distanza baricentro velivolo - asse ruota	x_{CG}	0,482 m

Tabella 3.1: Dati geometrici della struttura

3.3. IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO

Descrizione	Dato	Valore
Massa velivolo	$M_{airplane}$	3000 kg
Massa gamba carrello	M_{lgear}	20 kg
Massa della ruota	M_{wheel}	20 kg
Momento di inerzia baricentrico velivolo	$I_{airplane}$	$3 \cdot 10^4 \text{ kgm}^2$
Momento di inerzia baricentrico gamba carrello	I_{lgear}	0.817 kgm^2
Momento di inerzia baricentrico della ruota	I_x	5 kgm^2

Tabella 3.2: Dati inerziali della struttura

3.3.2 Rigidezze dei carrelli d'atterraggio

Come descritto nei paragrafi 2.3 e 2.4 le rigidezze delle molle rotazionali sono tra i parametri che più entrano in gioco nel verificarsi del *gear walk*, mentre dalla molla assiale dipende la reazione verticale del NLG, e quindi indirettamente le vibrazioni a cui è soggetto il nodo velivolo. Sono stati fatti variare i valori delle costanti di rigidezza nell'intorno delle condizioni di progetto per studiare come e quanto il fenomeno è sensibile a questi parametri. Nella definizione del modello, le costanti di rigidezza sono state moltiplicate per un coefficiente in modo da testare gli effetti di una diminuzione del 50% della costante di rigidezza fino a un incremento del 100%.

In Tabella 3.3 sono riportati i valori di riferimento delle costanti elasti-

Descrizione	Dato	Valore
K molla posteriore (rotazionale)	K_p	$1.8 \cdot 10^4 \text{ N/m}$
K molla anteriore (assiale)	K_a	$6.67 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$

Tabella 3.3: Dati rigidezze molle

che, mentre i valori dei coefficienti moltiplicativi delle costanti di rigidezza utilizzati sono: 0.5, 0.8, 1, 1.5, 2.

3.3.3 Pneumatico

Il modello dello pneumatico descritto nel paragrafo 2.5 è implementato nel modulo *wheel2* di MBDyn. Il modulo *wheel2* riceve come ingressi il nodo della ruota e il nodo del terreno, la direzione dell'asse di rotazione della ruota e la direzione ortogonale al terreno, il raggio e la pressione di gonfiaggio della ruota, il raggio del toro e l'esponente della reazione politropica attraverso la quale viene modellata la reazione verticale dello pneumatico. Inoltre, si deve inserire la curva che esprima la dipendenza del coefficiente d'attrito longitudinale tra pneumatico e terreno dallo slittamento. La curva utilizzata è riportata in Figura 3.2. Il modulo *wheel2* calcola le componenti della forza di

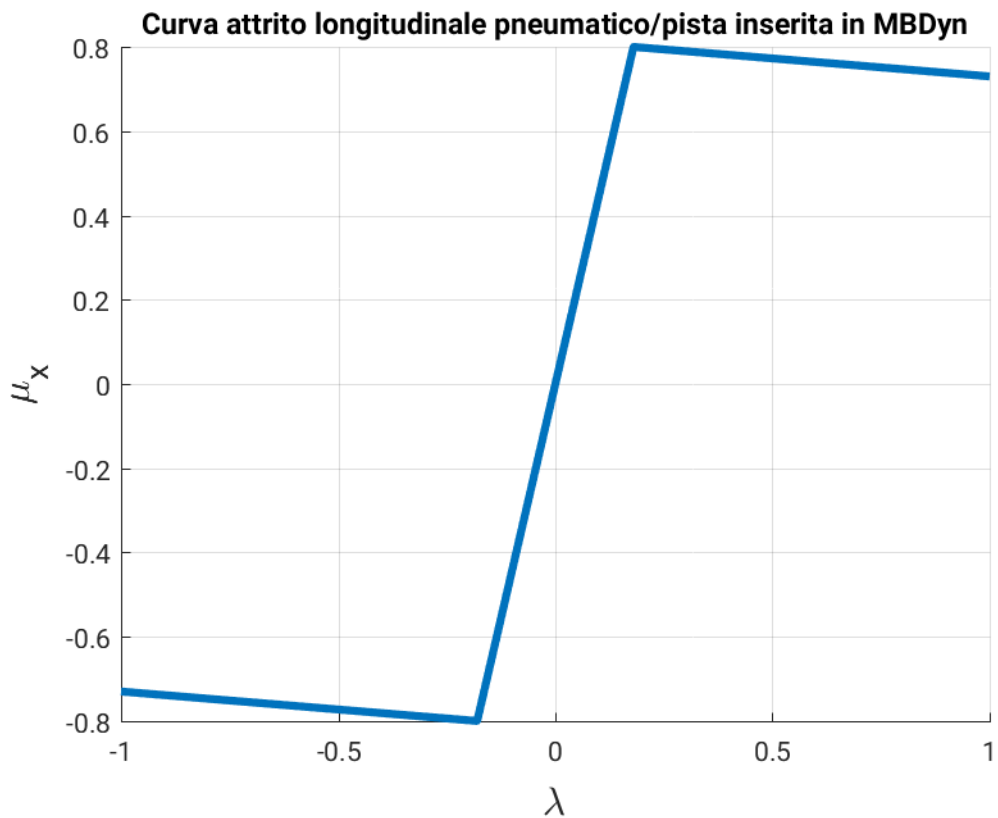


Figura 3.2: Curva del coefficiente d'attrito tra lo pneumatico e la pista in funzione dello slittamento inserita nel modulo *wheel2* di MBDyn

contatto tra lo pneumatico e la pista, applicandole al nodo strutturale della ruota nel punto di contatto con il terreno.

3.3.4 Impianto frenante e regolatore ABS

Si accenna per completezza in questo paragrafo al modello dell'impiante frenante e dell'algoritmo di controllo del regolatore sviluppati in [17] ed utilizzati in questo lavoro, l'unica modifica apportata è stata quella di aver tarato i parametri del regolatore sul modello sviluppato in questo lavoro.

In Figura 3.3 si osserva il diagramma a blocchi del modello completo dell'impianto frenante composto da: regolatore, valvola e modello della forza normale di contatto tra statore e rotore, implementati in Simulink, e modello del freno che racchiude il modello d'attrito e quello termico dei dischi del freno, implementati in MBDyn.

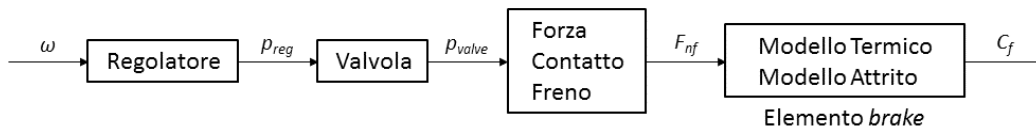


Figura 3.3: Schema a blocchi dell'impianto frenante sviluppato in [17]

La valvola che comanda l'impianto idraulico è caratterizzata da una banda passante limitata e, in prima approssimazione, può essere modellata attraverso un filtro passa-basso del primo ordine, identificato dalla seguente funzione di trasferimento:

$$\frac{1}{1 + sT_c} \quad (3.1)$$

dove T_c è il tempo caratteristico della valvola. Il modello della valvola è implementato in Simulink attraverso il blocco "Transfer function", riceve in ingresso la pressione calcolata dal regolatore ABS e fornisce la pressione reale presente nei pistoncini idraulici del freno. Tale valore di pressione costituisce l'ingresso del modello della forza normale di contatto statore/rotore, il quale

3.3. IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO

calcola la forza di compressione applicata al freno e la comunica al modulo *brake* di MBDyn. Il freno considerato è composto da un solo disco rotorico, mentre la piastra e la contropiastra costituiscono lo statore. Questa rappresentazione è stata derivata dal modello realizzato in [24, 25] per l'analisi dell'oscillazione di *whirl*, riducendo i gradi di libertà da quindici, necessari per una corretta simulazione di questo modo del freno, a due: x_s , spostamento assiale del disco statorico e x_r , spostamento assiale del disco rotorico. La forza normale che si sviluppa tra questi due dischi si ottiene integrando lo sforzo sull'area di contatto, dove lo sforzo è funzione dello spostamento relativo $x_{rel} = x_s - x_r$ secondo l'andamento nonlineare rappresentato in Figura 3.4.

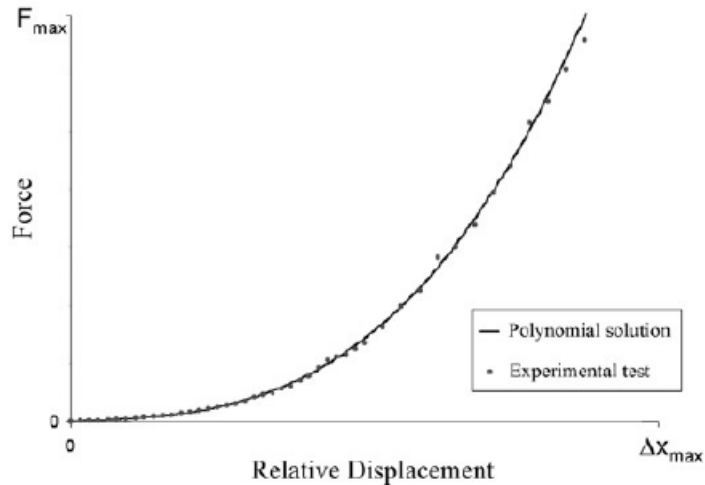


Figura 3.4: Confronto tra i dati sperimentali e l'espressione polinomiale della relazione nonlineare tra la forza normale e lo schiacciamento del freno [24]

Lo sforzo N è stato espresso attraverso un polinomio di terzo grado funzione dello spostamento relativo tra due dischi:

$$N = \sum_{i=1}^3 K_i x_{rel,i} \quad (3.2)$$

dove K_i sono i coefficienti del polinomio il cui valore è stato determinato utilizzando i risultati sperimentali in [25].

Integrando lo sforzo sull'area di contatto si ottiene il valore della forza normale nonlineare:

$$F_{nf} = \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{2\pi} N r dr d\theta = N\pi (R_e^2 - R_i^2) = NA_c \quad (3.3)$$

dove R_e e R_i sono il raggio esterno ed interno della corona circolare che rappresenta la superficie di contatto tra statore e rotore e A_c rappresenta l'area della corona circolare. Le equazioni del moto del sistema, come si osserva in Figura 3.5 sono quindi:

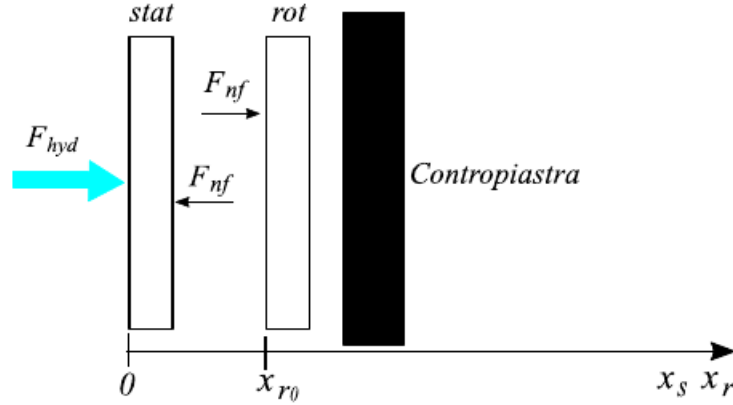


Figura 3.5: Schema del modello del freno utilizzato per ricavare le equazioni di moto del sistema

$$m_s \ddot{x}_s + C_s \dot{x}_s + F_{nf} - F_{hyd} = 0 \quad (3.4)$$

$$m_r \ddot{x}_r + C_r \dot{x}_r + k_{rr}(x_r - x_{r0}) - F_{nf} = 0 \quad (3.5)$$

dove m_s e m_r sono le masse di statore e rotore, C_s e C_r sono i coefficienti di smorzamento assiale, k_{rr} è la costante di rigidezza tra rotore e contropiasta. Il termine x_{r0} indica la posizione iniziale di equilibrio del rotore ed è stato inserito per poter considerare il ritardo introdotto dalla presenza di gioco tra i dischi del freno al primo schiacciamento. F_{hyd} rappresenta la forza dovuta

3.3. IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO

alla pressione idraulica nei pistoncini che muovono la piastra di pressione:

$$F_{hyd} = p_p n_p \frac{R_{pe}^2 - R_{pi}^2}{R_e^2 - R_i^2} \quad (3.6)$$

dove p_p è la pressione idraulica nei pistoncini in ingresso dal regolatore ABS, n_p il numero di pistoncini, e R_{pe} e R_{pi} i raggi esterni ed interni della superficie dei pistoncini.

Modello brake

Il modello d'attrito qui presentato, sviluppato in [22] e già implementato in MBDyn, fa parte della classe dei modelli che utilizzano una singola variabile di stato. Lo spostamento rigido x di un corpo rispetto ad un altro è dato dalla somma di uno spostamento elastico z (reversibile) e da uno spostamento plastico w (irreversibile):

$$x = z + w \quad (3.7)$$

Esso si basa su una versione modificata del modello di LuGre (per il quale si rimanda a [22]) che è in grado di considerare gli spostamenti di pre-scivolamento elastoplastici:

- se $\dot{x} = \dot{z}$ e $\dot{w} = 0$ lo spostamento è elastico;
- se $\dot{x} = \dot{z} + \dot{w}$ lo spostamento è elastico e plastico;
- se $\dot{x} = \dot{w}$ e $\dot{z} = 0$ lo spostamento è plastico e si ha scivolamento tra la superfici.

A questo scopo, viene introdotto lo spostamento di *breakaway* $z_{ba} > 0$ che è definito come quel valore tale che, se $|z| \leq z_{ba}$, si hanno solo spostamenti elastici tra le superfici a contatto. Si riportano le equazioni che definiscono il comportamento del modello:

$$f_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} \quad \sigma_0, \sigma_1, \sigma_2 > 0 \quad (3.8)$$

$$\dot{z} = \dot{x} \left(1 - \alpha(z, \dot{x}) \frac{z}{z_{ss}(\dot{x})} \right) \quad (3.9)$$

dove σ_0 rappresenta la rigidezza di contatto per gli spostamenti elastici di prescivolamento, σ_1 è lo smorzamento interno e σ_2 è il parametro di attrito viscoso; mentre $\alpha(z, \dot{x})$ è una funzione continua a tratti, necessaria per modellare i vari tipi di spostamenti.

Il modello d'attrito *thermal modlugre* di MBDyn calcola il coefficiente d'attrito tra statore e rotore tenendo in considerazione la dipendenza dalla temperatura dei dischi, i quali sono discretizzati attraverso dei nodi termici (*thermal nodes*), ai quali sono legati gli elementi capacità termica (*thermal capacitance*); ogni nodo è poi collegato ad un altro da un elemento resistenza termica (*thermal resistance*). Lo schema è rappresentato in Figura 3.6.

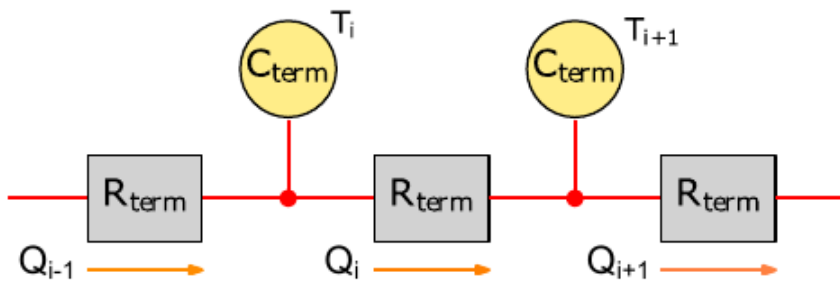


Figura 3.6: Rappresentazione del modello termico del freno

E' stato preso in considerazione un freno Carbon-Carbon, che presenta la dipendenza del coefficiente d'attrito dalla temperatura mostrata in Figura 3.7.

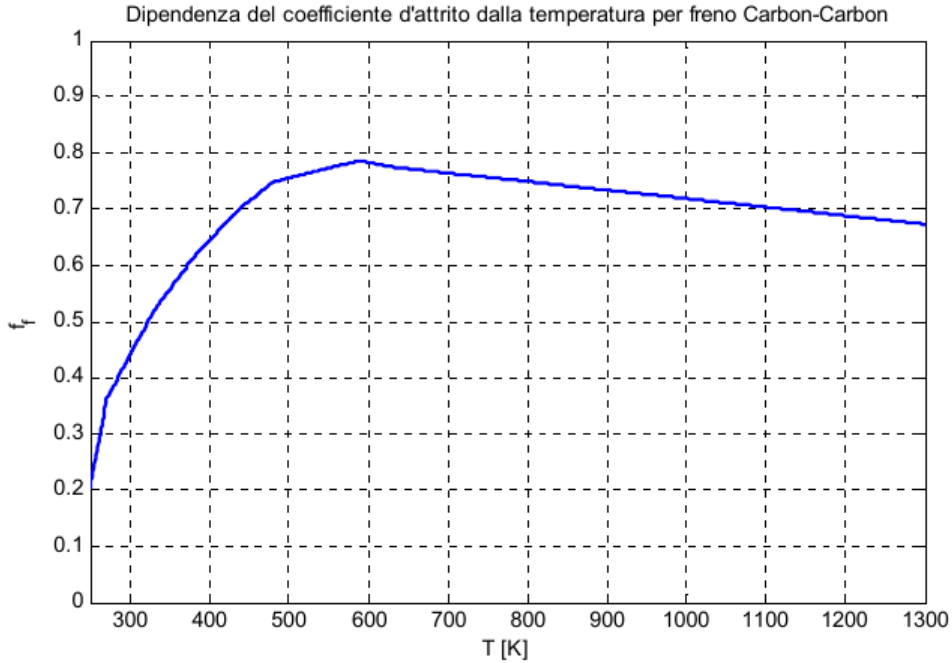


Figura 3.7: Andamento del coefficiente d'attrito in funzione della temperatura del freno *Carbon-Carbon*

Regolatore ABS

Il regolatore ABS autoregolante a sei stati è implementato in Simulink attraverso il blocco “MATLAB Function”: riceve come ingresso la velocità angolare della ruota ω , l'accelerazione angolare $\dot{\omega}$ e la derivata temporale dell'accelerazione angolare $\ddot{\omega}$. La velocità angolare viene comunicata da MBDyn a Simulink attraverso l'elemento *stream output*. Per ricavare il valore di $\dot{\omega}$ e $\ddot{\omega}$, si effettua in Simulink una derivata numerica per differenze finite. L'uscita del regolatore è il valore della pressione idraulica in ingresso al modello della forza normale, il quale calcola la forza di compressione applicata al freno.

Il diagramma degli stati dell'algoritmo di controllo è rappresentato in Figura 3.8 Le tre azioni di controllo previste sono:

- INCREASE: $p_{reg}(k+1) = p_{reg}(k) + \Delta p_{inc}T$

La pressione idraulica nei pistoncini del freno viene incrementata;

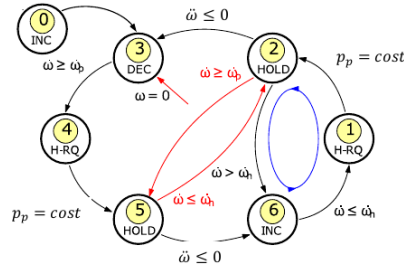


Figura 3.8: Schema dell’algoritmo di controllo del regolatore ABS a sei stati

- HOLD: $p_{reg}(k + 1) = p_{reg}(k)$
La pressione idraulica nei pistoncini del freno è mantenuta costante;
- DECREASE: $p_{reg}(k + 1) = p_{reg}(k) + \Delta p_{dec}T$
La pressione idraulica nei pistoncini del freno viene ridotta.

I parametri $\Delta p_{inc} > 0$ e $\Delta p_{dec} < 0$ vanno impostati tenendo conto della dinamica dell’impianto idraulico che alimenta il freno e in modo tale da migliorare le prestazioni del sistema. Per una trattazione completa dell’algoritmo si rimanda a [17].

3.4 Parametri della simulazione

Nel file input di MBDyn si specificano le condizioni iniziali del sistema, cioè la posizione, l’orientamento, la velocità e la velocità angolare iniziali dei nodi strutturali e la temperatura iniziale dei nodi termici. Il problema ai valori iniziali viene risolto tramite integrazione numerica con l’utilizzo di un metodo multistep. In MBDyn, questo metodo è richiamato attraverso la sigla “ms”. Il passo temporale di integrazione utilizzato è $\Delta t = 3 \cdot 10^{-5} s$. Esso viene tenuto costante per tutta la durata della simulazione. In Simulink, è stato utilizzato un solutore a passo fisso (“ode3”) con lo stesso Δt usato in MBDyn. Il periodo di campionamento dei regolatori ABS implementati in Simulink coincide con il passo di integrazione Δt . Sono state eseguite varie simulazioni per arrivare al modello definito descritto in questa tesi, e si riportano nel prossimo capitolo i risultati del modello completo al variare delle costanti elastiche delle molle.

3.4. PARAMETRI DELLA SIMULAZIONE

Capitolo 4

Simulazioni e analisi dei risultati

In questo capitolo si riporteranno le simulazioni svolte e si esporranno i risultati discutendoli e confrontandoli con altri lavori precedenti al fine di valutare il comportamento del modello. In particolare si valuterà l'influenza dei vari aspetti introdotti in questo lavoro sul *gear walk*, cercando di identificare le situazioni pericolose e quindi da evitare in fase di progetto.

Si imposteranno simulazioni che tengono conto del modello della valvola idraulica con diversi valori della banda passante, stimando l'influenza di questa sul fenomeno e sulle prestazioni dell'algoritmo di controllo. Si varieranno i parametri di rigidità e lunghezza della gamba del carrello d'atterraggio principale per cercare una relazione tra la frequenza di oscillazione della gamba e la dinamica del controllo.

Si valuteranno infine le vibrazioni indotte dal *gear walk* e dal sistema ABS in varie condizioni di progetto.

In tutte le simulazioni la frenata comincia dopo 3 *secondi*, tempo necessario al sistema per stabilizzarsi in una condizione di equilibrio, e termina una volta raggiunta la velocità di rullaggio pari a 5 *m/s*, velocità sotto la quale la dinamica della ruota diventa molto rapida e le prestazioni dei regolatori ABS peggiorano diventando a volte instabili.

4.1 Dinamica della valvola non considerata

In questa sezione si riportano i risultati del caso più semplice, senza valvola, in cui i parametri del regolatore ABS sono stati tarati sul modello completo e sono stati valutati gli effetti della variazione delle rigidzze del carrello anteriore e posteriore. La prima, come già spiegato nel paragrafo 2.4, influisce sul trasferimento di carico nella prima parte della frenata, mentre la seconda influisce sull'ampiezza del *gear walk*. Si riportano i dati delle costanti di rigidzza utilizzati:

Descrizione	Dato	Valore
K molla posteriore (rotazionale)	K_p	$1.8 \cdot 10^4 \text{ N/m}$
K molla anteriore (assiale)	K_a	$6.67 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$

Tabella 4.1: Dati rigidzze molle

Variazione rigidzza anteriore

In Figura 4.1 sono riportati l'andamento del carico anteriore e posteriore nei due casi in cui in cui la rigidzza è pari a 0.5 e 1.5 il valore nominale riportato nella Tabella 4.1.

Si può notare che, anche in presenza di una rigidzza minore, il trasferimento di carico non va a peggiorare le condizioni di frenata: infatti la distanza di frenata in entrambi i casi è di circa 177 m e il regolatore riesce a inseguire la velocità ottima, come si nota in Figura 4.2. Ci si è poi assicurati che il trasferimento di carico, nonostante non penalizzi la frenata, non crei una condizione sfavorevole per i passeggeri, accertandosi che il naso del velivolo non oscilli eccessivamente lungo la verticale; infine si riporta l'influenza minima sull'angolo θ_{gear} (Figura 4.3).

4.1. DINAMICA DELLA VALVOLA NON CONSIDERATA

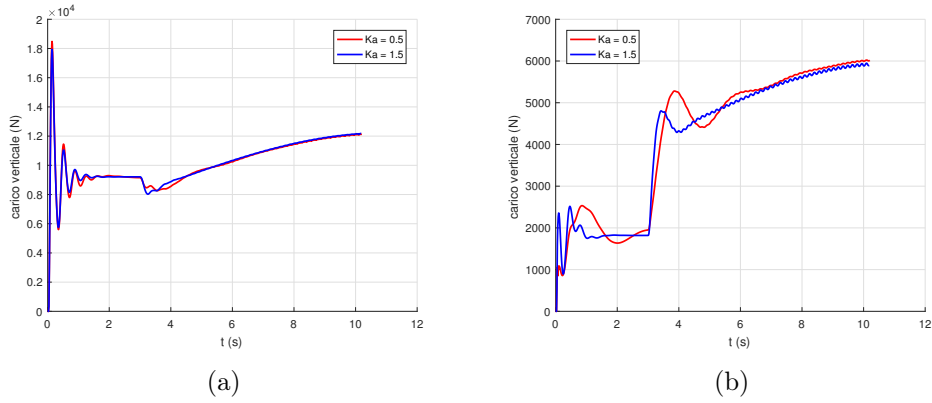


Figura 4.1: Andamento del carico posteriore (a) e anteriore (b) al variare della rigidità della molla anteriore senza valvola

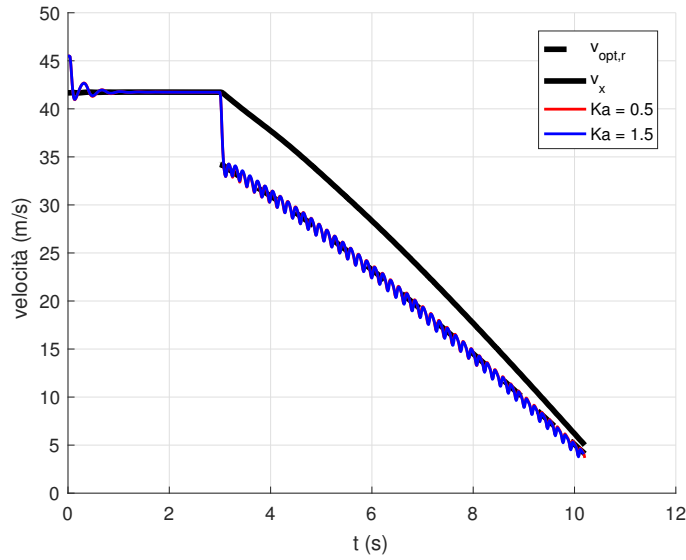


Figura 4.2: Andamento della velocità della ruota al variare della rigidità della molla anteriore senza valvola

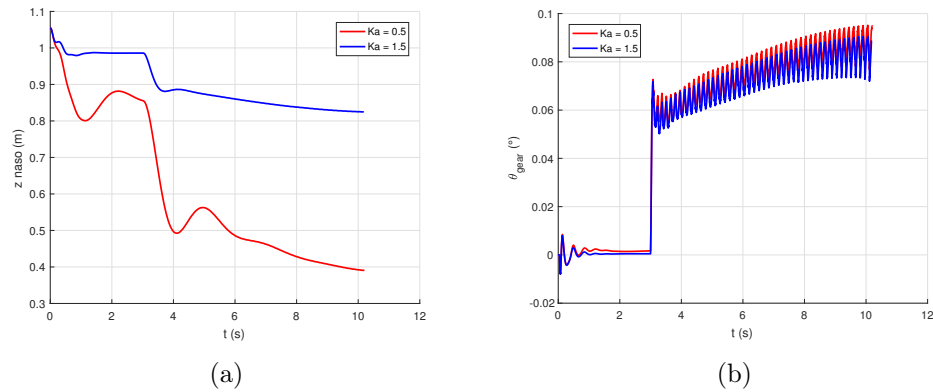


Figura 4.3: Andamento della posizione verticale del naso dell'aereo (a) e dell'angolo θ_{gear} (b) al variare della rigidezza della molla anteriore senza valvola

Variazione rigidezza posteriore

In questa fase la rigidezza della molla posteriore è pari a 0.5 e 1.5 il valore nominale. L'effetto immediato è un aumento dell'ampiezza e del valor medio dell'oscillazione del MLG, come si osserva in Figura 4.4 (a). Le vibrazioni sono comunque limitate (circa 2,5 mm dell'asse ruota a basse velocità) e aumentano al diminuire della velocità, come ci si può aspettare. L'algoritmo di controllo riesce a inseguire il coefficiente di slittamento ottimo rimanendo anche a basse velocità sotto il valore -0.35 , conferma della non influenza del *gear walk* sul comportamento del sistema ABS, Figura 4.4 (b). La manovrabilità del velivolo è assicurata quindi in queste due condizioni estreme di rigidezza della molla posteriore. Le vibrazioni indotte dal carrello sul velivolo non hanno un'ampiezza rilevante come si osserva in Figura 4.5, se non nella fase iniziale della frenata in cui l'inerzia del velivolo viene contrastata dalla forza frenante.

4.1. DINAMICA DELLA VALVOLA NON CONSIDERATA

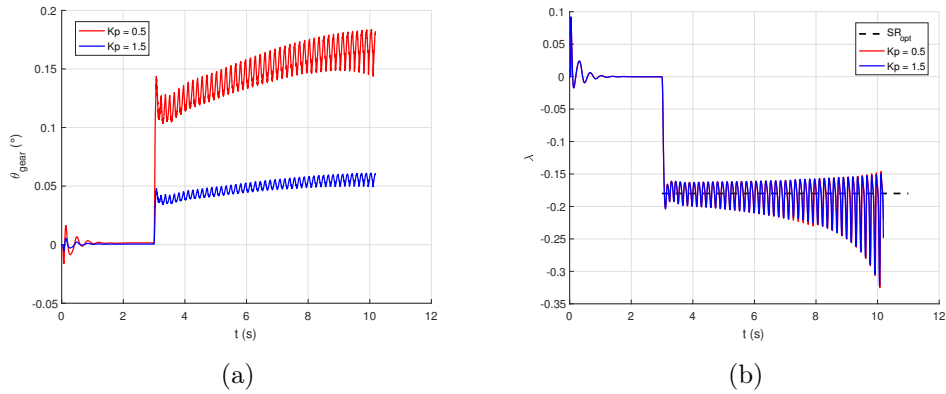


Figura 4.4: Andamento dell'angolo θ_{gear} (a) e del coefficiente di slittamento (b) al variare della rigidità della molla posteriore senza valvola

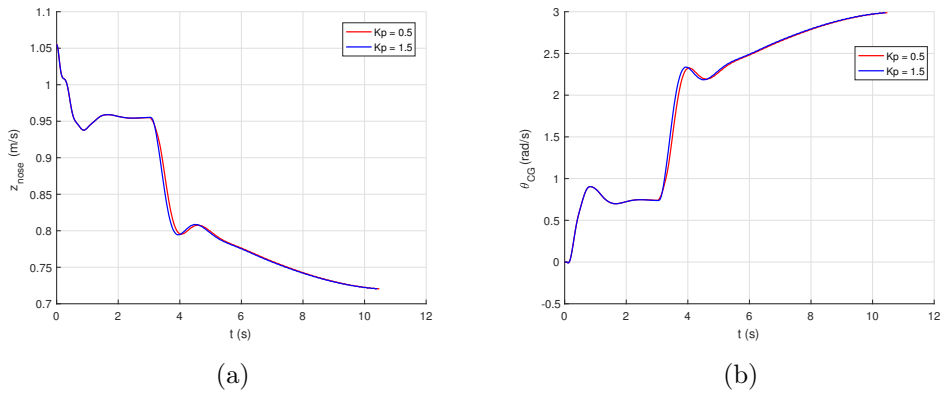


Figura 4.5: Andamento della posizione verticale del naso del velivolo (a) e della rotazione del baricentro del velivolo (b) al variare della rigidità della molla posteriore senza la valvola

4.2 Introduzione della dinamica della valvola nel modello (200 Hz)

In questa fase si è complicato il modello introducendo un elemento che tiene in considerazione la banda passante limitata della valvola che comanda la pressione idraulica nei pistoncini del freno. Ciò ha come conseguenza la comparsa di un ritardo temporale tra il segnale di pressione a valle della valvola e il segnale di pressione comandato dal regolatore ABS. Si è considerato l'utilizzo di una valvola con banda passante di 200 Hz, valore di riferimento scelto nel precedente lavoro come limite superiore a tutti i casi possibili riscontrabili operativamente [17].

Sono state svolte due serie di simulazioni in cui la costante elastica della molla posteriore è stata fatta variare come nel caso precedente moltiplicandola per un coefficiente pari a 0.5 e 1.5. Come si può osservare in Figura 4.6 il regolatore ABS riesce ancora a inseguire la velocità ottima in entrambi i casi, e il coefficiente di slittamento rimane contenuto anche a basse velocità, con andamento simile al caso senza valvola, rimanendo ancora sotto il valore -0.35, assicurando quindi totale controllabilità del velivolo e frenata ottima.

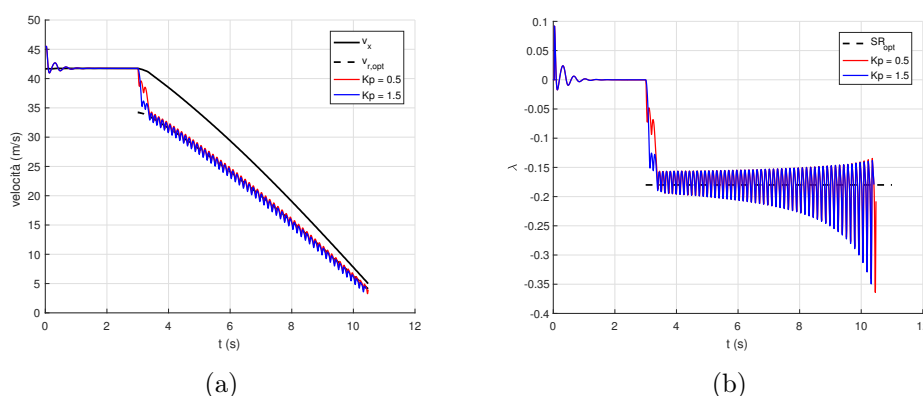


Figura 4.6: Andamento della velocità della ruota (a) e del coefficiente di slittamento (b) al variare della rigidità della molla posteriore con banda passante della valvola 200 Hz

4.2. INTRODUZIONE DELLA DINAMICA DELLA VALVOLA NEL MODELLO (200 HZ)

Per quanto riguarda le vibrazioni indotte sul velivolo non ci sono sostanziali variazioni rispetto al caso senza valvola, l'angolo θ_{gear} infatti ha un andamento simile al caso precedente, sia come frequenza dell'oscillazione, sia come ampiezza e valor medio (Figura 4.7).

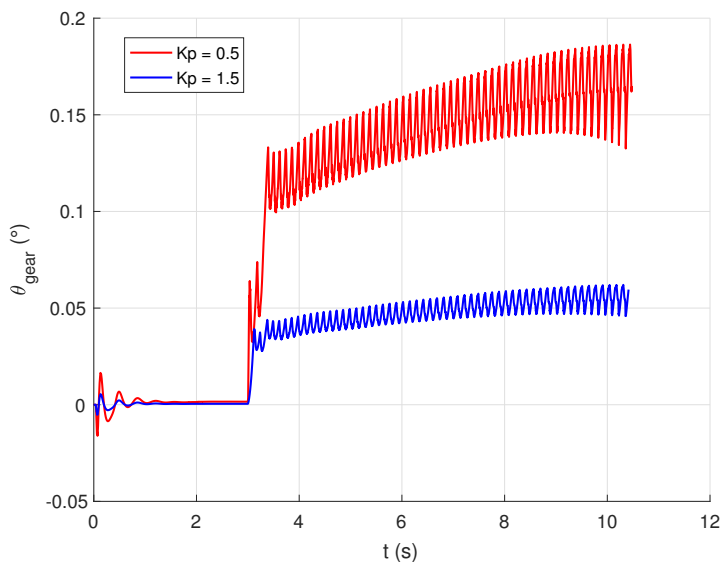


Figura 4.7: Andamento dell'angolo θ_{gear} al variare della rigidità della molla posteriore con banda passante della valvola 200 Hz

Si può concludere dunque che nel caso in cui la dinamica della valvola sia abbastanza veloce rispetto alla dinamica della gamba del carrello d'atterraggio le vibrazioni sul carrello e sul velivolo dovute al fenomeno del *gear walk* sono trascurabili, non dannose per i componenti e non arrecano disagio ai passeggeri.

4.3 Introduzione della dinamica della valvola nel modello (50 Hz)

La risposta dell'impianto idraulico che aziona il freno è influenzata anche dalle caratteristiche della linea idraulica, come le perdite di carico e la comprimibilità del fluido, la presenza di piccole percentuali di gas presenti nel fluido e la deformabilità dei tubi. Tutto ciò porta ad avere una risposta più lenta rispetto a quella della sola valvola. Si è quindi valutato l'effetto di questa riduzione della risposta in frequenza dell'impianto idraulico sul comportamento del modello, inserendo nel sistema una valvola con banda passante pari a 50 Hz. Si sono poi variate le caratteristiche geometriche e di rigidità della gamba del carrello principale in modo da ottenere una frequenza propria pari a 50 Hz e valutare gli effetti di un accoppiamento in frequenza delle oscillazioni della gamba e della banda passante della valvola idraulica. I valori utilizzati sono riportati in Tabella 4.2

Lunghezza gamba carrello	Rigidità molla	Frequenza propria
$l_g(m)$	$K_\theta(Nm/rad)$	$f_p(Hz)$
0,7	$6,67 \cdot 10^6$	73
0,9	$5,19 \cdot 10^6$	50

Tabella 4.2: Valori geometrici e di rigidità per lo studio della variazione di frequenza della gamba del carrello principale

Dopo aver tarato i parametri del regolatore per i due modelli si sono eseguite due simulazioni i cui risultati sono presentati in seguito. La dinamica della valvola e della gamba non influenzano l'efficienza del sistema ABS, che, come si osserva in Figura 4.8 (a), riesce a instaurare e mantenere il ciclo limite attorno alla velocità ottima, senza slittamento della ruota e mantenendo il velivolo una condizione di ampia controllabilità (Figura 4.8 (b)).

4.3. INTRODUZIONE DELLA DINAMICA DELLA VALVOLA NEL MODELLO (50 HZ)

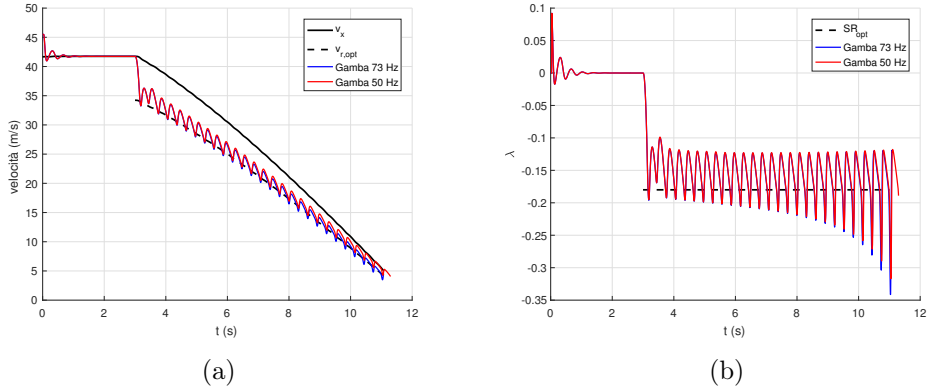


Figura 4.8: Andamento della velocità della ruota (a) e del coefficiente di slittamento (b) al variare della rigidità della molla posteriore con banda passante della valvola 50 Hz

L'angolo θ_{gear} ancora una volta non è sensibile alla variazione di rigidità della molla posteriore in termini di frequenza, ma solo di ampiezza e valor medio dell'oscillazione, e le oscillazioni, anche se sollecitate ad una frequenza vicina alla frequenza propria del carrello, non portano ad una condizione critica (Figura 4.9).

Le vibrazioni trasmesse dal carrello d'atterraggio al velivolo sono in frequenza con l'angolo θ_{gear} (Figura 4.10). Questo dimostra che la frequenza delle vibrazioni che costituiscono il *gear walk* non dipende dalla frequenza propria del carrello d'atterraggio principale ma da altri fattori, tra i quali sono stati identificati attraverso queste simulazioni la banda passante dell'impianto frenante e il moto di beccheggio del velivolo.

4.3. INTRODUZIONE DELLA DINAMICA DELLA VALVOLA NEL MODELLO (50 HZ)

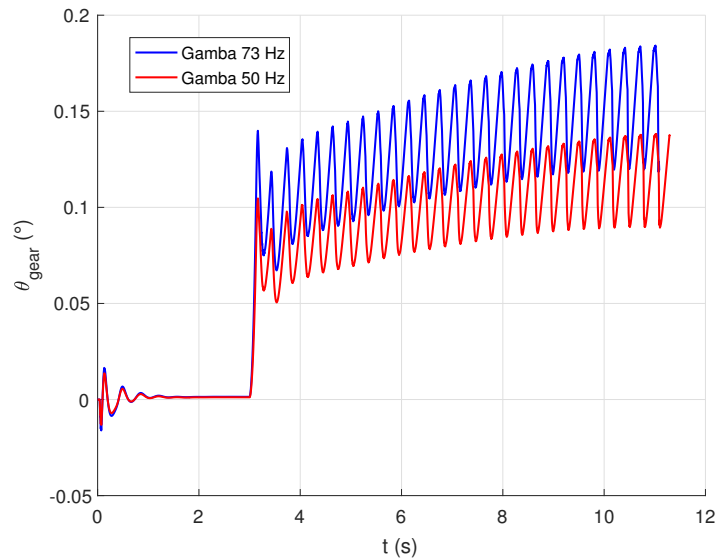


Figura 4.9: Andamento dell'angolo θ_{gear} al variare della rigidità della molla posteriore con banda passante della valvola 50 Hz

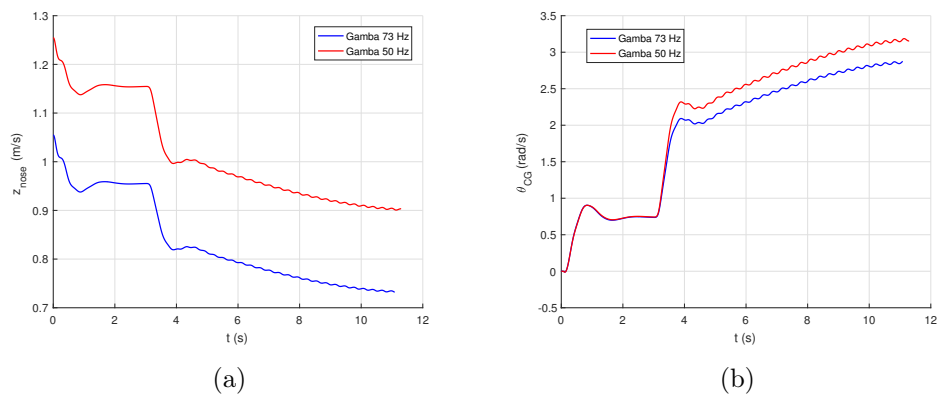


Figura 4.10: Andamento della posizione verticale del naso del velivolo (a) e della rotazione del baricentro del velivolo (b) al variare della frequenza propria del carrello d'atterraggio con banda passante della valvola 50 Hz

4.4 Studio del trasferimento di carico

Per valutare gli effetti del trasferimento di carico si è diminuito lo smorzamento dell'ammortizzatore anteriore seguendo quanto operato in [32]: i parametri utilizzati in questa fase di simulazione sono lontani dal modello reale ma utili per consentire al moto di beccheggio di verificarsi ponendo l'attenzione sugli effetti che questo ha sulla dinamica del velivolo. Il coefficiente di smorzamento proporzionale è stato posto pari a 0.045 portando ad uno smorzamento di 8.1 kNs/m , mentre il valore di progetto è 36 kNs/m . I parametri del regolatore sono stati opportunamente tarati per il caso in esame. In Figura 4.11 si possono notare due tipi di oscillazioni che coinvolgono entrambi i carrelli ma in maniera opposta:

- una oscillazione a bassa frequenza con ampiezza decrescente, causata dal moto oscillatorio verticale del naso del velivolo e innescata dall'inizio della frenata, visibile in questo caso per il basso smorzamento del carrello secondario. Questo moto oscillatorio non influisce negativamente sulla capacità del regolatore ABS di operare una frenata ottima, anche perché non essendo stato modellato l'ammortizzatore posteriore, il carrello principale vede una diminuzione del carico minore rispetto a quella che subisce il carrello secondario.
- una oscillazione a frequenza più elevata, con ampiezza costante e frequenza pari a quella dell'angolo θ_{gear} e del coefficiente di slittamento. Questo moto è innescato e alimentato durante tutta la frenata dal regolatore ABS, che applica una coppia frenante periodica per inseguire la velocità di frenata ottima.

L'angolo θ_{gear} è lievemente influenzato dalla oscillazione a bassa frequenza, la quale causa una minor flessione della gamba del carrello principale in corrispondenza di una diminuzione del carico verticale Figura 4.12 (a); questo però non penalizza il regolatore ABS che, come si osserva in Figura 4.12 (b), non subisce variazioni nell'inseguimento del coefficiente di slittamento

4.4. STUDIO DEL TRASFERIMENTO DI CARICO

ottimo. Si può quindi affermare la robustezza dell'algoritmo rispetto al trasferimento di carico dovuto al moto di beccheggio con frequenza propria del velivolo.

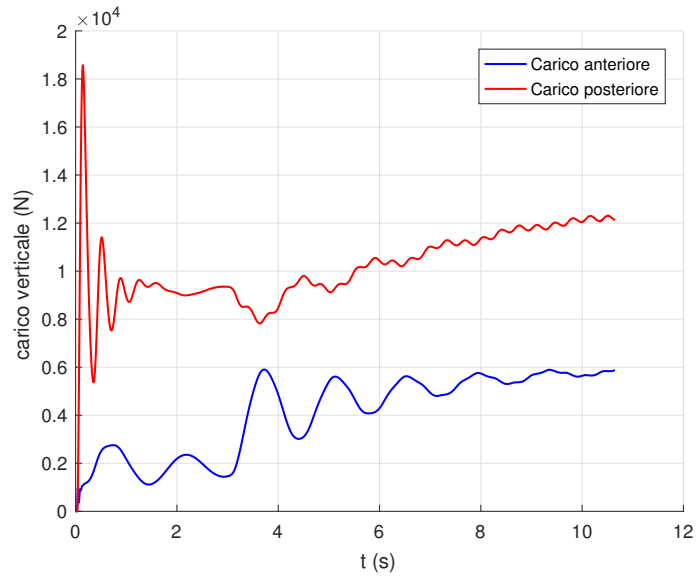


Figura 4.11: Trasferimento di carico anteriore e posteriore per un basso valore di smorzamento anteriore con banda passante della valvola 50 Hz

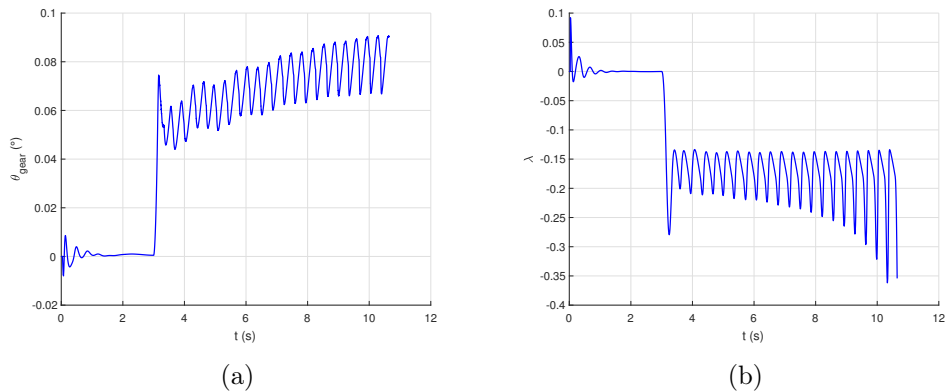


Figura 4.12: Andamento dell'angolo θ_{gear} (a) e del coefficiente di slittamento (b) per un basso valore di smorzamento anteriore con banda passante della valvola 50 Hz

4.5 Instauratione del ciclo limite nella taratura dei parametri del regolatore ABS

In questa sezione si riporta un effetto indesiderato dovuto alla errata taratura dei parametri del regolatore ABS che impedisce a questo di instaurare il ciclo limite attorno alla velocità ottima nella prima parte della frenata. Questo problema si è riscontrato nel caso di banda passante della valvola pari a 50 Hz, e consiste nell'inseguimento di una velocità che non è quella ottima definita dalla formula:

$$\omega_{opt} = \frac{(1 + \lambda_{opt}) \cdot v_{x,r}}{R_r} . \quad (4.1)$$

Nel precedente lavoro una errata taratura dei parametri del regolatore portava all'instauratione di un ciclo limite periodico al massimo dopo due cicli di assestamento, che comunque erano eseguiti attorno alla velocità ottima (Figura 4.13).

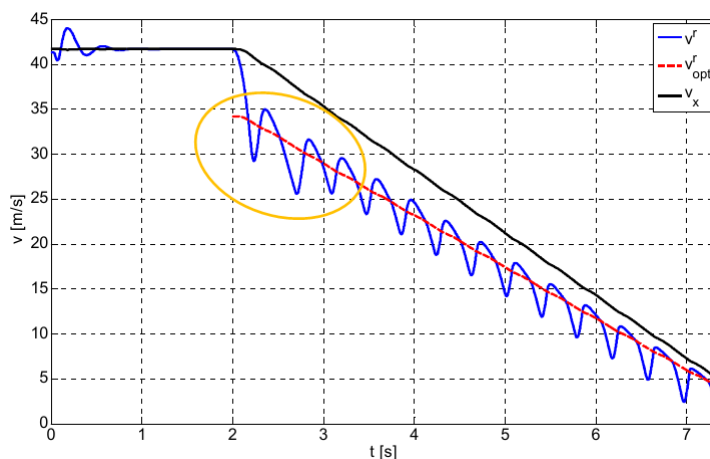


Figura 4.13: Esempio di instauratione di ciclo limite nel lavoro svolto in [17] con banda passante della valvola 50 Hz

Gli elementi che scatenano questo malfunzionamento nel regolatore ABS sono il ritorno elastico della gamba del carrello principale e il moto di beccheggio del velivolo.

4.5. INSTAURAZIONE DEL CICLO LIMITE NELLA TARATURA DEI PARAMETRI DEL REGOLATORE ABS

Come si può osservare in Figura 4.14 questo fenomeno porta ad avere una porzione iniziale di frenata in cui la velocità della ruota non segue la velocità ottima di frenata, e quindi si ha una frenata per niente efficace.

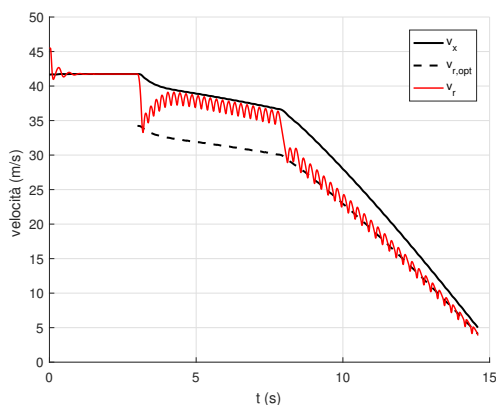


Figura 4.14: Esempio di instaurazione errata di ciclo limite con banda passante della valvola 50 Hz

Si è visto nelle sezioni precedenti come il moto di beccheggio del velivolo sia alimentato dal moto rotazionale della gamba, il quale a sua volta è provocato dal sistema ABS che applica una coppia frenante con andamento ciclico. Nell'intervallo di frenata prima del gomito della velocità ($\sim 8s$) il ritorno elastico della gamba del carrello d'atterraggio, e il moto di beccheggio del velivolo, verificandosi alla stessa frequenza ma sfasati l'uno rispetto all'altro, portano la ruota ad accelerare violentemente quando l'algoritmo ABS diminuisce la coppia frenante. Questo viene registrato dal sistema ABS come un'accelerazione dovuta a una condizione di slittamento della ruota in seguito al suo bloccaggio, e quindi viene portato a diminuire ciclo dopo ciclo la coppia frenante applicata. Questo si ripete finché la gamba del carrello non torna in posizione d'equilibrio: essa non esercita più il ritorno elastico che imprime l'accelerazione alla ruota e l'algoritmo può impostare finalmente il ciclo limite dopo aver portato la gamba del carrello a flettersi di un angolo positivo, controllandone il ritorno elastico.

Il problema è stato eliminato operando una diminuzione del Δp_{inc} iniziale

4.5. INSTAURAZIONE DEL CICLO LIMITE NELLA TARATURA DEI PARAMETRI DEL REGOLATORE ABS

nell'algoritmo del regolatore ABS, che riesce non viene più tratto in inganno dal ritorno elastico della gamba. Questo fenomeno è stato riportato per mostrare che una taratura dell'algoritmo di controllo eseguita su un modello in cui la dinamica del velivolo non è modellata correttamente impedisce di fatto al pilota di rallentare il velivolo, aumentando di conseguenza la distanza di frenata.

Questo fenomeno va considerato ed evitato anche per la possibilità di incontrare durante la frenata una variazione della condizione della pista: in questo caso l'algoritmo di controllo dovrebbe spostare il ciclo limite attorno a una velocità ottima diversa (definita attraverso l'uso di un coefficiente di slittamento ottimo diverso per esempio in caso di pista bagnata). In Figura 4.15 sono riportati l'andamento dello stato del regolatore ABS, dell'angolo della gamba θ_{gear} , della accelerazione della ruota $\dot{\omega}$ e della forza frenante F_x in un intervallo di tempo prima (a) e dopo (b) l'instaurazione del ciclo limite attorno alla velocità ottima.

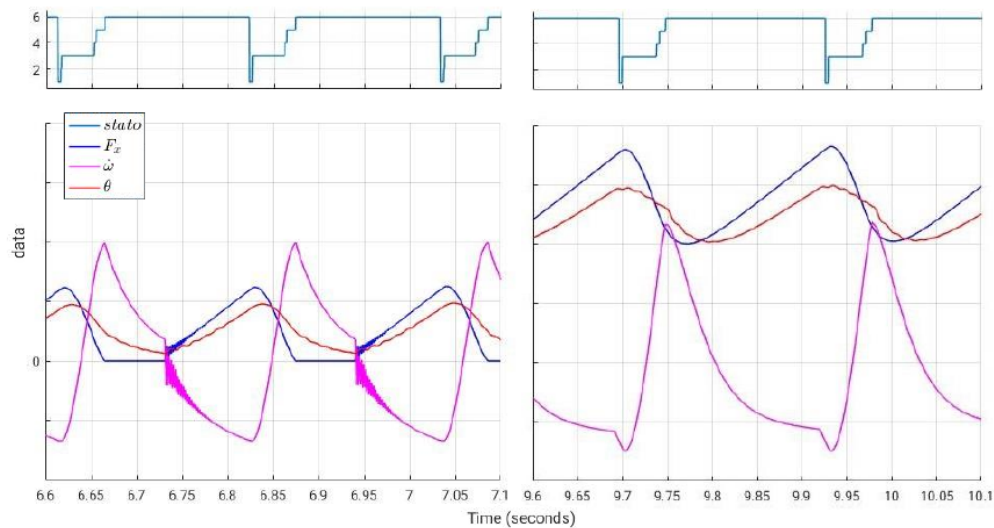


Figura 4.15: Ciclo limite prima (sinistra) e dopo (destra) la stabilizzazione attorno alla velocità ottima con banda passante della valvola 50 Hz

*4.5. INSTAURAZIONE DEL CICLO LIMITE NELLA TARATURA DEI
PARAMETRI DEL REGOLATORE ABS*

Capitolo 5

Conclusioni

Il lavoro di tesi si è concentrato sulla realizzazione di un modello in ambiente multicorpo per lo studio del *gear walk* indotto da un sistema ABS basato su logica *threshold*. L'algoritmo è costituito da una macchina a stati finiti ed ha lo scopo di controllare la forza applicata ai freni (quindi la coppia frenante) così che il sistema lavori su un ciclo limite nell'intorno del punto di minimo della curva che descrive l'andamento della forza di attrito pneumatico/strada. I passaggi fra i diversi stati sono innescati da informazioni riguardanti velocità e accelerazioni angolari delle ruote, cioè da informazioni provenienti (o ricavate) dai sensori di velocità montati sulle ruote frenanti. Questo fa sì che sia possibile controllare il velivolo utilizzando un numero limitato di sensori permettendo una ovvia riduzione dei costi di realizzazione. L'algoritmo di controllo è stato sviluppato in [18], e questo lavoro ha assunto come obiettivo quello di implementare un modello multicorpo del velivolo più dettagliato, orientato allo studio del *gear walk*: tale modello tiene conto dei principali aspetti che caratterizzano la dinamica longitudinale durante l'atterraggio, ovvero il trasferimento di carico causato dal moto di beccheggio e la forza di portanza, unitamente alla cedevolezza dei carrelli, alle caratteristiche termiche del freno e alla banda passante del sistema idraulico. Il modello è stato implementato attraverso l'uso del programma multicorpo MBDyn. La capacità di modellare le nonlinearità presenti nel sistema con-

siderato, la disponibilità di componenti deformabili, la possibilità di inserire specifici elementi degli organi d'atterraggio (come pneumatico, freno, e interfaccia con sistema di controllo) e di aggiornare i modelli già presenti, sono caratteristiche importanti dell'ambiente multicorpo che sono state sfruttate nel presente lavoro. Dopo aver sviluppato il modello del velivolo, si è operata una taratura dei parametri del regolatore. In fase di simulazione si è studiato il fenomeno del *gear walk*, riconoscendo alcune delle cause che lo provocano e le conseguenze che esso comporta sul velivolo e sulla frenata. Infine si è portato all'attenzione il caso di una errata taratura dei parametri, eseguita su un modello precedentemente sviluppato e non abbastanza dettagliato per quanto riguarda la dinamica del velivolo: questo ha portato il sistema ABS a non lavorare correttamente, lontano dalla condizione di frenata ottima.

5.0.1 Sviluppi futuri

La tesi presentata si è focalizzata sulla definizione di un modello multicorpo che simulasse la fase di frenata simmetrica, in condizioni di pista asciutta, modellando il carrello d'atterraggio completo. Pertanto il lavoro svolto ha ad intendersi quale parte di un modello più complesso, comprendente tutte le parti del necessarie per una corretta simulazione della dinamica all'atterraggio e della dinamica delle manovre al suolo. Si possono identificare alcuni campi principali di sviluppo per questo progetto.

- **Condizioni di frenata:** si potrebbe studiare un caso di frenata non simmetrica, considerando le dinamiche laterali e di imbardata, o un caso di irregolarità della pista, ad esempio una situazione in cui le ruote frenanti del velivolo si trovino a frenare in condizioni diverse di aderenza. Bisognerebbe applicare alle ruote delle coppie frenanti di diversa intensità, in modo da stabilizzare l'assetto. Questa estensione potrebbe rientrare in un possibile sviluppo di un sistema di controllo elettronico della stabilità ESC (Electronic Stability Control) del velivolo.

-
- **Superfici aerodinamiche:** In questo lavoro le forze aerodinamiche sono state modellate come la sola portanza applicata nel baricentro del velivolo, semplificando quindi la loro reale distribuzione. Sarebbe interessante porre maggiore attenzione alla definizione di un modello aerodinamico dell'aereo.
 - **Configurazione del carrello e modello della ruota:** è stata presa in esame la sola configurazione a stelo del carrello d'atterraggio. Sarebbe consigliabile implementare modelli complessi di altre configurazioni di carrelli, come ad esempio un carrello articolato o un carrello tripode. In quest'ultimo caso, sarebbe interessante osservare come la dinamica della struttura e le forze laterali presenti tra lo pneumatico e la pista influenzano il comportamento del regolatore e la dinamica complessiva della frenata del velivolo.

Inoltre sarebbe interessante implementare un modello complesso che rappresenta più fedelmente la dinamica dello pneumatico e le sue deformazioni viscoelastiche longitudinali, laterali e torsionali. Sarebbe inoltre importante valutare gli effetti dovuti alla pressione di gonfiaggio e all'usura degli pneumatici. Infine si potrebbe considerare la dipendenza della curva d'attrito tra lo pneumatico e l'asfalto dalla velocità longitudinale del velivolo.

Bibliografia

- [1] H. J. Li, X. H. Hou, Y. X. Chen, “Densification of unidirectional Carbon–Carbon composites by isothermal chemical vapor infiltration”, *Carbon*, Vol. 38, 2000.
- [2] I. J. M. Besselink, “Shimmy of Aircraft Main Landing Gears”, Tesi di dottorato presso la Technical University di Delft, Settembre 2000.
- [3] P. Khapane “Gear walk instability studies using flexible multibody dynamics simulation methods in SIMPACK”, *Aerospace Science and Technology* Volume 10, Issue 1, Gennaio 2006, pp. 19-25.
- [4] A. A. Aly, E. Zeidan, A. Hamed, F. Salem, “An Antilock-Braking System (ABS) Control: A Technical Review”, *Intelligent Control and Automation*, 2011, 2, pp. 186-195.
- [5] S. M. Savaresi, M. Tanelli, “Active Braking Control Systems Design for Vehicles”, Springer Science and Business Media, 2010.
- [6] S. Kumar, K. L. Verghese, K. K. Mahapatra, “Fuzzy Logic Based Integrated Control of Anti-Lock Brake System and Collision Avoidance System Using CAN for Electric Vehicles”, *IEEE International Conference on Industrial Technology*, Gippsland, 2009.
- [7] P. E. Wellstead, N. B. O. L. Pettit, “Analysis and Redesign of an Antilock Brake System Controller”, *IEEE Proceedings Control Theory Applications*, Vol. 144, No.5, Settembre 1997, pp. 413-426.

BIBLIOGRAFIA

- [8] W. Pasillas-Lépine, “Hybrid modeling and limit cycle analysis for a class of five phase ABS algorithms”, *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, vol. 44, 2, 2006.
- [9] S. Gualdi, M. Morandini, G. Ghiringhelli, “Anti-skid induced aircraft landing gear instability”, *Aerospace Science and Technology* 12 (2008) 627–637.
- [10] E. Denti, D. Fanteria, “Analysis and control of the flexible dynamics of landing gear in the presence of antiskid control systems”, *AGARD-R-800 Design, Qualification and Maintenance of Vibration-Free Landing Gear*, 1996.
- [11] H. Vinayak, “Pitch plane simulation of aircraft landing gears using ADAMS”, *North American MDI User Conference*, Ann Arbor, Michigan, 1998.
- [12] O.N. Hamzeh, W.W. Tworzydło, H.J. Chang, S.T. Fryska, “Analysis of friction-induced instabilities in a simplified aircraft brake”, *The 17th Annual SAE Brake Colloquium & Engineering Display*, Miami Beach, Miami, FL, 1999.
- [13] “MD-83 G-DEVR: Main document aircraft accident, Tech. Rep. 1/97 (EW/C95/4/2)”, *Douglas Aircraft Company*, 1997.
- [14] J.-J. Sinoua, O. Dereure b, G.-B. Mazetb, F. Thouvereza, L. Jezequela, “Friction-induced vibration for an aircraft brake system—Part 1: Experimental approach and stability analysis”, *International Journal of Mechanical Sciences* 48, 2006, pp. 536–554.
- [15] W. Lubert, G. Kempf, A. Krauss, “Self-induced oscillations of landing gear as an integral landing gear aircraft system problem”, *Military Aircraft LME24 3-1*, 1985.

- [16] P. Khapane, "Simulation of Landing Gear Dynamics and Brake-Gear Interaction", Tesi presso la Technische Universitat Braunschweig, Agosto 2006.
- [17] M. Laurora, "Modellazione avanzata di impianti frenanti aeronautici per la progettazione di ABS", Tesi di Laurea presso Politecnico di Milano, 2016.
- [18] W. Kruger, I. Besselink, D. Cowling, D.B. Doan, W. Kortüm, W. Krabacher, "Aircraft Landing Gear Dynamics: Simulation and Control", *Vehicle System 137 Dynamics*, vol. 28, 1997, pp. 119-158.
- [19] P. C. Astori, "Organi d'atterraggio", *IMPIANTI E SISTEMI AEROSPAZIALI - Dispense del corso*, Capitolo 8, 2011.
- [20] S. Gualdi, "Multibody Approach to the Simulation of Aircraft Ground Loads and Semi-Active Landing Gear Control", Tesi di Dottorato di Ricerca in Ingegneria Aerospaziale - XV Ciclo, Dicembre 2002.
- [21] M.S.A. Hardy, D. Cebon, "An investigation of anti-lock braking systems for heavy goods vehicles", *J. Auto. Eng. IMechE* 209 (D4).
- [22] P. Dupont, V. Hayward, B. Armstrong, F. Altpeter, "Single State Elastoplastic Friction Models", *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 47, No. 5, Maggio 2002.
- [23] P. Wellstead, N. Pettit, "Analysis and redesign of an antilock brake system controller", *IEEE Proceedings on Control Theory and Applications* 144, 1997.
- [24] J. J. Sinou, O. Dereure, G.B. Mazet, F. Thouverez, L. Jezequel, "Friction- induced vibration for an aircraft brake system-Part 1: Experimental approach and stability analysis", *International Journal of Mechanical Sciences*, Elsevier, 2006, 48 (5), pp. 536-554.

BIBLIOGRAFIA

- [25] J. J. Sinou, F. Thouverez, L. Jezequel, “Non-linear stability analysis of a complex rotor/stator contact system”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 278, 2004, pp. 1095–1129.
- [26] M. Spieck, “Ground Dynamics of Flexible Aircraft in Consideration of Aerodynamic Effects”, Tesi presso la Technischen Universität München, Dicembre 2003.
- [27] www.mbdyn.org
- [28] “MBDyn Tutorials”, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale of the University Politecnico di Milano, Luglio 2009.
- [29] P. Masarati, “MBDyn Input File Format” Version 1.7.0 , Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale of the University Politecnico di Milano, Ottobre 2015.
- [30] R. Morselli, R. Zanasi, “Self-Tuning Control Strategy for Antilock Braking Systems”, *Proceedings of the 2006 American Control Conference*, Minneapolis, Giugno 2006, pp. 5861-5866.
- [31] Parker, “Introduction to Electro-hydraulic Proportional and Servo Valves”.
- [32] M. Nardo, “Modellistica e Controllo di un Sistema Frenante per Aeromobile a Pilotaggio Remoto ad Elevato Carico Utile”, Tesi di Laurea presso Politecnico di Milano, 2015.