



**Politecnico  
di Torino**

**Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale**

**Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica**

**Analisi e modellazione dell'interazione dinamica  
pneumatico-terreno del carrello di atterraggio anteriore  
di un velivolo leggero**

A.A. 2023/2024

**Relatore:**

Prof. Massimo Sorli

**Correlatori:**

Prof. Antonio Carlo Bertolino

Prof. Andrea De Martin

Ing. Michelangelo Levati

**Studente:**

Andrea Costanzo

## Sommario

In ambito aeronautico lo sviluppo e la ricerca di modelli digitali che permettano il dimensionamento e le simulazioni dei comportamenti di tutti i sistemi è in continua crescita. Le ruote dei carrelli dell'aereo sono elementi fondamentali per la stabilità del velivolo, per tutte le manovre effettuate sull'asfalto e in fase di decollo e in particolar modo nella fase di atterraggio. Lo scopo della tesi è lo studio della dinamica del carrello anteriore di un velivolo (nose landing gear NLG), attraverso l'ausilio di modelli matematici. In particolare, lo studio prevede una prima parte di dimensionamento preliminare della sospensione oleopneumatica e della ruota.

Successivamente, si procede con l'analisi della dinamica verticale come un sistema a due gradi di libertà (2DOF) e della dinamica longitudinale, ipotizzando il velivolo come un corpo rigido connesso al carrello attraverso l'ammortizzatore, capace di scambiare le forze con il terreno attraverso lo pneumatico.

È stato analizzato il fenomeno dello *shimmy*, il moto oscillatorio auto-eccitato della ruota attorno all'asse di sterzata del carrello, attraverso l'utilizzo e il confronto di vari modelli matematici dello pneumatico. Effettuando un'analisi di sensitività è stato possibile notare l'influenza dei vari parametri sulla dinamica del sistema.

Le simulazioni sono state effettuate in ambiente MATLAB/Simulink, per rappresentare la dinamica generale dell'intero sistema.

# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
1.1	Configurazioni del carrello . . . . .	3
1.1.1	Bycycle gear . . . . .	3
1.1.2	Tricycle gear . . . . .	3
1.1.3	Quadricycle gear . . . . .	4
1.1.4	Multi-bogey gear . . . . .	4
1.2	Retrazione del carrello . . . . .	5
1.3	Forze agenti sul velivolo . . . . .	6
<b>2</b>	<b>Nose landing gear</b>	<b>8</b>
2.1	Ammortizzatore . . . . .	8
2.2	Pneumatici . . . . .	10
2.3	Sistema di sterzata . . . . .	12
<b>3</b>	<b>Dimensionamento componenti NLG</b>	<b>13</b>
3.1	Dimensionamento ruote . . . . .	14
3.2	Dimensionamento ammortizzatore . . . . .	18
3.3	Risultati dimensionamento . . . . .	20
<b>4</b>	<b>Modelli matematici</b>	<b>21</b>
4.1	Dinamica verticale . . . . .	21
4.2	Dinamica longitudinale . . . . .	22
4.2.1	Modello di attrito per carrello che si muove di moto rettilineo . . . . .	25
4.3	Fenomeno di shimmy . . . . .	28
4.4	Stato dell'arte modelli matematici sullo shimmy . . . . .	29
4.4.1	Modello di Somieski . . . . .	30
4.4.2	Modello di ruota trascinata . . . . .	32
4.4.3	Brush model . . . . .	36
4.4.4	Stretched string model . . . . .	39
4.4.5	Quasi-steady tire model con effetti dinamici . . . . .	40
<b>5</b>	<b>Simulazioni e confronto tra i modelli</b>	<b>42</b>
5.1	Statica del carrello . . . . .	47
5.2	Simulazione taxiing rettilineo senza perturbazioni laterali . . . . .	48
5.3	Simulazione di atterraggio . . . . .	51

5.4	Confronto tra modelli di shimmy . . . . .	54
5.4.1	Modello ruota trascinata . . . . .	54
5.4.2	Modello di Somieski . . . . .	57
5.4.3	Modello quasi-steady . . . . .	58
5.4.4	Simulazione dei modelli . . . . .	59
5.5	Simulazione e analisi del modello di ruota trascinata . . . . .	62
5.5.1	Variazione della velocità del velivolo . . . . .	62
5.5.2	Variazione dello smorzamento . . . . .	64
5.5.3	Variazione del parametro di caster . . . . .	65
5.5.4	Shimmy innescato da perturbazione laterale . . . . .	67
5.6	Simulazione atterraggio con disallineamento del carrello . . . . .	71
5.6.1	Variazione del coefficiente di smorzamento durante l'atterraggio . . . . .	74
<b>6</b>	<b>Conclusioni e obiettivi futuri</b>	<b>79</b>



# Elenco delle figure

1.1	Configurazioni carrello atterraggio [16]	3
1.2	Geometria della configurazione a triciclo [16]	5
1.3	Cinematismo di retrazione del carrello [16]	6
1.4	Statica del velivolo [17]	7
1.5	Dinamica al decollo [17]	7
2.1	Efficienze degli ammortizzatori [7]	8
2.2	Sospensione oleo-pneumatica [7]	9
2.3	Pneumatico bias ply [7]	11
2.4	Pneumatico radial ply [7]	11
2.5	Sistema di sterzata [23]	12
3.1	CESSNA Citation Longitude [6]	13
3.2	Dimensioni ruota	15
3.3	Funzione polinomiale diametro ruota	15
3.4	Funzione polinomiale spessore ruota	16
3.5	Funzione polinomiale numero di strati ruota	16
3.6	Posizione dello stelo dell'ammortizzatore	19
4.1	Sistema carrello con 2 gradi di libertà	22
4.2	Diagramma corpo libero fusoliera	23
4.3	Diagramma corpo libero ruota	23
4.4	Diagramma di corpo libero della ruota	24
4.5	Funzione analitica di attrito	25
4.6	Corpo libero modello di Somieski [19]	30
4.7	Corpo libero ruota trascinata [1]	32
4.8	Corpo libero con angolo di deriva [9]	34
4.9	Brush model [3]	36
4.10	Brush model [14]	37
4.11	Stretched string model [3]	39
4.12	Linea di contatto deformata dello stretched string model [5]	39
5.1	Schema Simulink della dinamica verticale	43
5.2	Schema Simulink della dinamica della fusoliera	43
5.3	Schema Simulink dell'ammortizzatore	44

5.4 Schema Simulink dinamica verticale della ruota . . . . .	44
5.5 Schema Simulink del raggio effettivo . . . . .	45
5.6 Schema Simulink dinamica longitudinale . . . . .	46
5.7 Schema Simulink della funzione di attrito . . . . .	46
5.8 Abbassamento fusoliera e della ruota . . . . .	47
5.9 Raggio effettivo . . . . .	48
5.10 Forza elastica e smorzante dell'ammortizzatore e forza normale sullo pneumatico	48
5.11 Velocità di taxiing . . . . .	49
5.12 Velocità di taxiing zoom . . . . .	49
5.13 Velocità di taxiing zoom istanti iniziali . . . . .	50
5.14 Forza normale, velocità e spostamenti verticali . . . . .	51
5.15 Spostamenti verticali . . . . .	52
5.16 Raggio effettivo . . . . .	53
5.17 Forze dell'ammortizzatore durante l'impatto . . . . .	54
5.18 Modello ruota trascinata . . . . .	56
5.19 Blocco angolo di deriva . . . . .	56
5.20 Modello Simulink di Somieski . . . . .	57
5.21 Modello Simulink di Somieski, sottosistema del momento allineante . . . . .	57
5.22 Modello Simulink quasi-steady . . . . .	58
5.23 Modello Simulink quasi-steady, sottosistema della forza laterale . . . . .	58
5.24 Simulazione modello di Somieski . . . . .	60
5.25 Simulazione modello quasi-steady . . . . .	60
5.26 Simulazione modello ruota trascinata . . . . .	61
5.27 Simulazione modello ruota trascinata con elasticità laterale . . . . .	61
5.28 Angolo di rotazione del carrello e di deriva della ruota al variare della velocità	62
5.29 Angolo di rotazione del carrello e di deriva della ruota . . . . .	63
5.30 Angolo di rotazione del carrello e di deriva della ruota . . . . .	63
5.31 Angolo di rotazione del carrello e di deriva della ruota . . . . .	64
5.32 Angolo di rotazione carrello e deriva al variare dello smorzamento con $e_{caster}=0.1$ m . . . . .	65
5.33 Angolo di rotazione carrello e deriva al variare dello smorzamento . . . . .	65
5.34 Angolo di rotazione carrello e deriva al variare del caster con $c=90 \frac{Nm}{rad/s}$ e $V_{aircraft}=8$ m/s . . . . .	66
5.35 Angolo di rotazione carrello e deriva al variare del caster (zoom) . . . . .	67
5.36 Angolo di rotazione carrello con ruota allineata, al variare del caster $c=10$ $\frac{Nm}{rad/s}$ e $V_{aircraft}=30$ m/s (zoom) . . . . .	67
5.37 Angolo di rotazione carrello e deriva perturbati da un impulso laterale . . . . .	68
5.38 Velocità e forza laterale durante la perturbazione . . . . .	69
5.39 Angolo di rotazione e deriva sottoposti a perturbazione, con $c=50 \frac{Nm}{rad/s}$ . . . . .	70
5.40 Angolo di rotazione e deriva sottoposti a perturbazione, con $c=10 \frac{Nm}{rad/s}$ . . . . .	70
5.41 Spostamento verticale e raggio effettivo durante l'atterraggio . . . . .	71
5.42 Forza normale durante l'atterraggio . . . . .	72
5.43 Angoli di rotazione e velocità durante l'atterraggio . . . . .	73

5.44	Coefficiente di attrito e velocità relativa laterale . . . . .	74
5.45	Angoli di rotazione e deriva durante l'atterraggio . . . . .	74
5.46	Angoli di rotazione, velocità e spostamenti senza smorzamento . . . . .	75
5.47	Angoli di rotazione senza smorzamento . . . . .	76
5.48	Angoli e velocità durante l'atterraggio con $c=10 \frac{Nm}{rad/s}$ . . . . .	77
5.49	Angoli di rotazione con $c=10 \frac{Nm}{rad/s}$ . . . . .	77
5.50	Angoli e velocità durante l'atterraggio con $c=50 \frac{Nm}{rad/s}$ . . . . .	78
5.51	Angoli di rotazione con $c=50 \frac{Nm}{rad/s}$ . . . . .	78

# Capitolo 1

## Introduzione

Il sistema di atterraggio è la struttura che permette di reggere il peso del velivolo al suolo e permette di effettuare il taxiing, l'atterraggio e il decollo, che potrebbero causare la totale o la parziale distruzione dell'aereo, nel caso in cui gli organi di atterraggio non fossero dimensionati adeguatamente. Le ruote e l'ammortizzatore devono essere progettate della misura giusta e nel caso in cui il peso e le dimensioni dell'aereo dovessero aumentare, il sistema di atterraggio deve crescere di conseguenza. Costituisce una delle parti fondamentali del velivolo, pari al circa il 7% del peso durante il decollo e circa il 15% del peso a vuoto in condizioni statiche.

Il carrello di atterraggio interferisce severamente con la struttura, l'aerodinamica e la meccanica di volo, per questa ragione si sviluppano componenti adatti al tipo di velivolo e componenti standardizzati, che permettano di minimizzare le perdite. Un'analisi preliminare viene effettuata in contemporanea con lo sviluppo dell'intero velivolo, per poi affidare il progetto di dettaglio alle aziende specializzate nel settore.

Le componenti di atterraggio sono gli ultimi a essere progettati e potrebbero portare i progettisti a cambiare la configurazione generale del velivolo per soddisfare le richieste di progetto del landing gear.

Il carrello di atterraggio deve soddisfare le seguenti funzioni:

- garantire la stabilità dell'aereo in condizioni statiche e durante il taxiing;
- garantire il movimento durante manovre di sterzata e taxiing;
- prevenire il collasso o danni durante l'atterraggio, in modo tale da non interferire con altri componenti del velivolo, come ad esempio la fusoliera e le ali, durante il contatto con l'asfalto;
- garantire il minimo attrito tra ruota-asfalto durante la corsa di decollo, determinata da un'accelerazione crescente della velocità dell'aereo.

Analizzando i punti citati in precedenza, affinché il velivolo assicuri lo stazionamento a terra e le manovre a terra, è necessario avere un minimo di tre punti di contatto, che corrispondono alle ruote necessarie per l'aereo. Alcune ruote dovranno essere necessariamente orientabili, in particolare la ruota che permette di effettuare la sterzata è quella presente sul carrello anteriore (nose landing gear), su cui è presente un sistema di steering.

Gli organi di atterraggio devono essere in grado di assorbire le asperità del terreno durante lo spostamento a terra del velivolo, ma è di particolare importanza che assorbano e dissipino l'energia cinetica durante l'atterraggio, nel momento di contatto tra ruota e asfalto. È necessario che l'ammortizzatore sia capace di assorbire elevate quantità di energia e successivamente dissipare tale energia, con corse di modesta entità, ma con rigidzze e smorzamenti con valori sufficientemente elevati, che riescano a sopportare carichi dinamici elevati.

Per il dimensionamento si prendono in considerazione le condizioni più gravose, quindi le condizioni di atterraggio, in cui vengono scaricate le forze più alte. Le dimensioni del carrello possono essere ingombranti e in fase di decollo e atterraggio possono aumentare la resistenza aerodinamica del velivolo. Per questo motivo, è necessario ottimizzare i pesi ma soprattutto è necessaria una retrazione del carrello all'interno del velivolo, per diminuire la resistenza aerodinamica in volo.

La progettazione del carrello di atterraggio è un processo iterativo che parte con le richieste di progetto e si conclude con l'ottimizzazione dei componenti che lo compongono.

In questa tesi, si effettua il dimensionamento dell'ammortizzatore e della ruota da utilizzare, considerando il peso che si scarica sulla parte anteriore del velivolo come il 10% del peso totale dell'aereo.

Successivamente si analizzano e si sviluppano dei modelli matematici che possano simulare la dinamica del carrello, in particolar modo, lo studio e la creazione del modello si focalizza sul fenomeno di shimmy e sulla risposta del sistema di atterraggio sottoposto a determinate condizioni. Infine, si effettuano delle simulazioni per analizzare i risultati ottenuti.

## 1.1 Configurazioni del carrello

La scelta della configurazione del sistema di atterraggio del velivolo dipende da numerosi fattori, come ad esempio le richieste di progetto, i costi da sostenere, la stabilità e le performance del velivolo. Esistono diversi tipi di configurazioni, ma la più comune è quella a triciclo. La configurazione a triciclo, assicura il minimo numero di punti di appoggio, layout con più di tre gambe sono necessari solo nel caso in cui il carico è troppo elevato e deve essere distribuito in più parti.

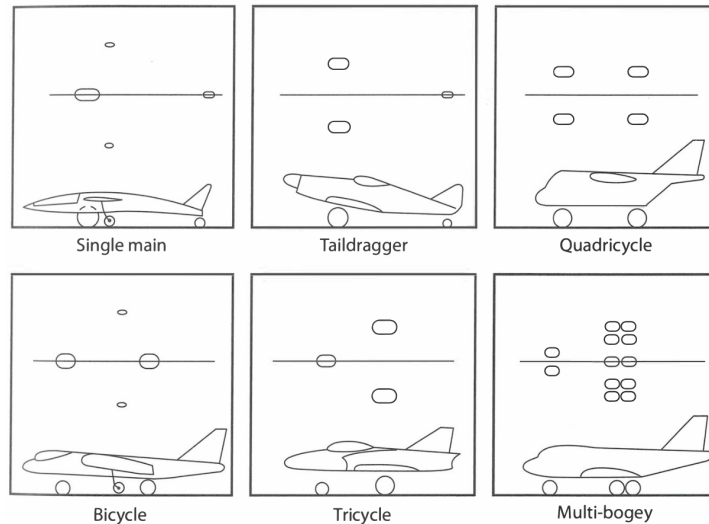


Figura 1.1: Configurazioni carrello atterraggio [16]

### 1.1.1 Bicycle gear

La configurazione biciclo, presenta due carrelli principali, di cui uno posizionato nella parte posteriore dell'aereo, mentre il secondo posto in avanti rispetto al baricentro, come è possibile notare dalla figura 1.1. Le dimensioni delle ruote sono simili ed anche la distanza rispetto al baricentro è comparabile. Si aggiungono dei ruotini sulle ali per evitare il ribaltamento del velivolo. Questo tipo di configurazione, non è molto utilizzata dai progettisti a causa dei problemi di instabilità che potrebbero derivare dal contatto con l'asfalto e per i modesti valori di carico che può sostenere. [16]

### 1.1.2 Tricycle gear

In questa configurazione le gambe principali, dette anche main, sono poste in prossimità del baricentro, in cui è presente la maggior parte del peso del velivolo, circa il 90%. Le gambe del main hanno la stessa distanza dal baricentro sia lungo l'asse longitudinale e sia lungo l'asse laterale. La terza gamba, viene posta nella parte anteriore, con dimensioni più piccole rispetto al main, ma con la possibilità di sterzare. L'altezza del nose e del main sono identiche, variano però le dimensioni delle ruote, che sul nose hanno dimensioni inferiori.

È importante considerare che la posizione dei punti di appoggio deve garantire la stabilità del velivolo, per questo motivo in statica, è necessario che la risultante delle forze di inerzia

cada all'interno del poligono formato dalle ruote. Bisogna evitare condizioni di ribaltamento, causate dalle manovre di sterzata a terra che possono indurre a forze inerziali laterali.

Nel caso in cui il peso scaricato sul carrello anteriore risulti elevato, per maggiore sicurezza si utilizzano due ruote accoppiate, invece di utilizzare una ruota molto larga. All'aumentare del numero di ruote, aumentano di conseguenza la sicurezza, ma anche i costi di manutenzione.

La ruota posta nella parte anteriore presenta numerosi vantaggi, rispetto alla ruota posta posteriormente, perchè impedisce il ribaltamento in avanti, diminuendo l'angolo di incidenza dovuto al calo della portanza. [16]

### 1.1.3 Quadricycle gear

In questa configurazione sono presenti due carrelli anteriori e due posteriori, che nonostante la maggiore stabilità rendono difficili le manovre di sterzata. È utilizzata per gli aerei cargo e per aerei con un elevato peso. [16]

### 1.1.4 Multi-bogey gear

La configurazione multi-bogey, come è possibile osservare dalla figura 1.1, presenta numerose ruote che permettono di sostenere elevati carichi. In particolare, si notano 4 ruote utilizzate in tandem per i carrelli principali e 2 ruote presenti sul nose.

Per questa tesi si è preso come configurazione di riferimento, quella a triciclo, poichè è la più comune ma anche quella più complicata da progettare. Per garantire la sicurezza durante le operazioni è necessario che la parte posteriore del velivolo non tocchi il suolo durante l'atterraggio. È possibile prevenire il problema considerando la configurazione statica della ruota e un angolo di inclinazione per l'atterraggio di circa  $15^\circ$ , che garantisce il 90% della portanza totale.[16]

Durante l'atterraggio, quando il velivolo è inclinato con la parte anteriore verso l'alto, bisogna garantire un angolo di almeno  $5^\circ$  per evitare il contatto delle estremità delle ali col terreno. Un'altra condizione importante da considerare e da evitare è il contatto della parte posteriore del velivolo con il terreno, è necessario che l'angolo tra la verticale della ruota del carrello principale fino al baricentro sia più grande di  $15^\circ$  oppure dell'angolo di "tipback", che corrisponde all'angolo massimo di inclinazione che l'aereo può raggiungere con il muso verso l'alto e l'ammortizzatore completamente esteso.

Angoli troppo grandi di "tipback", non permettono di effettuare un decollo efficiente, che potrebbero portare a fenomeni di oscillazione incontrollata come il "porpoising". Osservando la parte posteriore del velivolo e allineando la ruota di main, con quella del nose, è possibile calcolare l'angolo compreso tra la ruota del main e il baricentro, che permette di misurare la tendenza dell'aeromobile al ribaltamento, durante le curve molto strette, che deve essere minore di  $63^\circ$ , come è possibile notare nella parte bassa della figura 1.2.

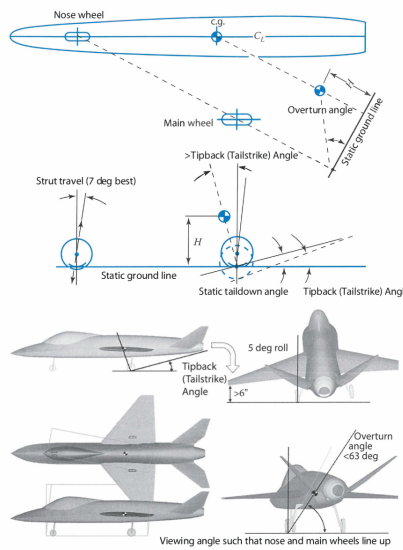


Figura 1.2: Geometria della configurazione a triciclo [16]

## 1.2 Retrazione del carrello

Un altro aspetto fondamentale per il dimensionamento del carrello di atterraggio è dato dalla posizione del carrello in seguito al decollo. La progettazione della retraction del carrello comporta la ricerca di un volume in cui è possibile posizionare l'intero carrello durante il volo.

Si utilizzano diversi tipi di cinematismi piani o spaziali che permettono attraverso l'azionamento di un attuatore idraulico, il movimento della struttura. Il cinematismo più utilizzato è il quadrilatero articolato, in cui due aste si allineano per sopportare il carico verticale, mentre l'asta posta in diagonale sopporta i carichi aerodinamici, formando un arco a tre cerniere.

L'asta posta in diagonale, anche detta *drag brace*, può essere posta in avanti o nella parte posteriore del carrello anteriore del velivolo. Si preferisce la configurazione in avanti, in modo tale che l'aereo si abbassi in caso di guasti idraulici.[16]

Dalla figura è possibile notare le varie differenze che possono esserci, tra i vari cinematismi, in particolare tra la c e la b, la differenza è presente nella posizione della cerniera. Per il primo caso la cerniera è posta sul drag brace, che si richiude su se stesso, mentre nel secondo caso, la cerniera è posta sulla gamba verticale, diminuendo la lunghezza del cinematismo di retraction ma aumentando notevolmente il peso. Nella figura 1.3d il sistema presenta una cerniera mobile, composto da una vite senza fine, che è in grado di retrarre il carrello nella posizione desiderata, ma anche in questo caso l'aumento di peso rispetto alla configurazione standard.



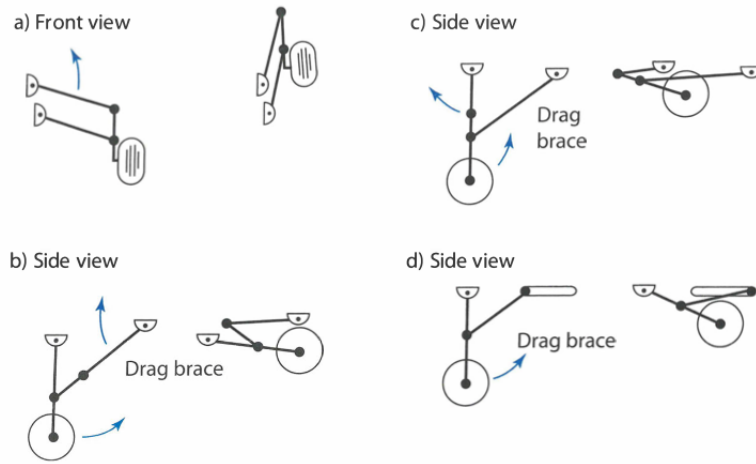


Figura 1.3: Cinematismo di retrazione del carrello [16]

### 1.3 Forze agenti sul velivolo

Il carrello di atterraggio rappresenta un componente fondamentale per la vita e la stabilità di qualsiasi aeromobile. Permette di sorreggere l'intero peso del velivolo, in condizioni statiche, ad esempio durante il parcheggio, ma è necessario anche per effettuare manovre di taxiing al suolo e ad assorbire enormi quantità di energia durante l'atterraggio, dovute al contatto ruota/terreno.

Le strutture dei carrelli di atterraggio sono collegate al corpo rigido della fusoliera attraverso una sospensione, tipicamente oleo pneumatica, il cui stelo è collegato alla ruota, attraverso un mozzo e un perno.

Solitamente, utilizzando una configurazione a triciclo è possibile distinguere due carrelli principali, detti anche *main landing gear*, che assorbono la maggior parte delle forze che si generano durante l'atterraggio ed essendo dotate di un sistema di frenatura, consentono l'arresto dell'aereo [17].

Il carrello secondario, posto nella parte anteriore del velivolo e anche detto *nose landing gear*, ha delle dimensioni minori rispetto al carrello principale e non presenta un impianto di frenatura. Il NLG consente di effettuare manovre a terra, poichè provvisto di un sistema di sterzata, in modo tale da poter muovere il velivolo lungo delle traiettorie curvilinee [17].

In statica, la distribuzione del peso è circa il 90% scaricato sui due carrelli principali, mentre il restante 10% è scaricato sul nose, perciò la distanza del main rispetto al baricentro, è minore in confronto al carrello anteriore, come è possibile notare in figura 1.4.

In particolare, prendendo in considerazione la figura 1.4 le equazioni della statica sono le seguenti.

Direzione asse z:

$$F_n + F_m = W \quad (1.1)$$

Rotazione con il polo sulla ruota del main:

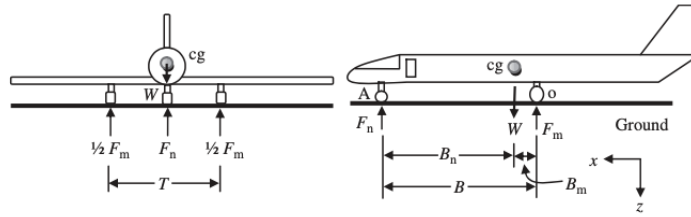


Figura 1.4: Statica del velivolo [17]

$$F_n B - W B_n = 0 \quad (1.2)$$

Considerando il decollo, le forze agenti sul velivolo sono le seguenti:

- $T$ , la forza di thrust generata dai motori;
- $ma$ , la forza di inerzia del velivolo in movimento;
- $D$ , resistenza aerodinamica dell'aria;
- $F_f$ , forza di attrito generata dal contatto ruota terreno;

Nei capitoli successivi, verranno presentate le simulazioni effettuate, in cui si considera una risultante che permette la trazione del velivolo.

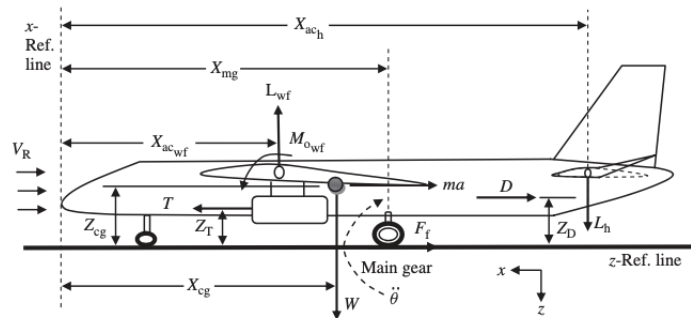


Figura 1.5: Dinamica al decollo [17]

Le equazioni della dinamica longitudinale al decollo sono le seguenti:

$$T - D - 3F_f = ma = m\ddot{x} \quad (1.3)$$

# Capitolo 2

## Nose landing gear

### 2.1 Ammortizzatore

L'ammortizzatore connette la ruota alla fusoliera dell'aereo ed è l'elemento più critico da progettare, a causa delle vibrazioni e dell'energia cinetica che deve assorbire e smorzare, soprattutto durante l'operazione di atterraggio. Esistono diversi tipi di sospensioni, che utilizzano delle molle in acciaio o in gomma, oppure dei fluidi. In ambito aeronautico, le sospensioni più utilizzate sono le oleo-pneumatiche, che presentano un'alta efficienza e un peso ridotto rispetto le altre, infatti osservando i due grafici, è possibile notare come i valori di efficienza massima e di rapporto efficienza/peso che raggiungono i valori compresi tra 80-90%. [2]

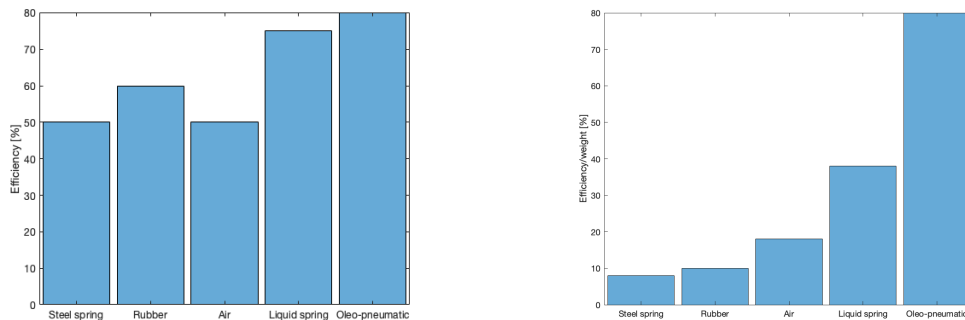


Figura 2.1: Efficienze degli ammortizzatori [7]

Nonostante la loro leggerezza, sono in grado di assorbire enormi quantità di energia, dissipandola a una velocità controllata a differenza degli ammortizzatori con molla elicoidale, che rilasciano bruscamente l'energia assorbita.

La struttura può essere schematizzata come un cilindro con un pistone mobile (in figura 2.2), che divide il cilindro in due camere, connesse attraverso un orificio, in cui viene fatto trafilare l'olio. All'interno del pistone è presente anche un dosatore conico (anche chiamato *metering pin*), che permette di controllare il flusso dell'olio dalla camera inferiore alla superiore. La conicità è importante per ottenere la massima efficienza e una forza dinamica all'incirca costante che si scarica sull'ammortizzatore [2].

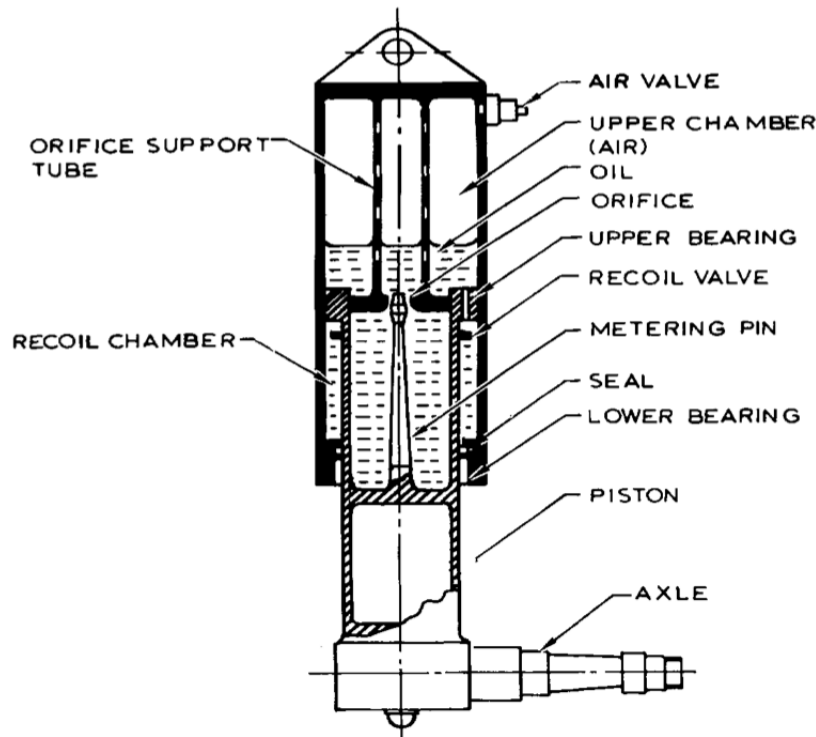


Figura 2.2: Sospensione oleo-pneumatica [7]

L'ammortizzatore svolge:

- una funzione elastica, attraverso la compressione di un mezzo elastico, in questo caso l'aria o l'azoto, che assorbe l'energia e la trasforma in energia potenziale;
- una funzione dissipatrice, dovuta alla trasformazione dell'energia dovuta all'impatto in calore, in modo da smorzare le oscillazioni causate dalla compressione del gas.

Nell'ammortizzatore oleo-pneumatico, l'aria assorbe l'energia di impatto, simulando il comportamento di una molla. La forza elastica generata dall'aria o dal gas, deriva dall'equazione dei gas perfetti, in particolare si considera:

- una trasformazione isoterma, nel caso in cui si hanno piccole variazioni del carico applicato sull'ammortizzatore, come ad esempio durante le manovre effettuate a terra;

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad (2.1)$$

- una trasformazione politropica, nel caso in cui si hanno rapide variazioni del carico applicato, generando calore che viene scambiato con l'ambiente esterno. La trasformazione politropica dipende dall'esponente della politropica ( $\gamma$ ) che può variare tra 1 e l'esponente dell'adiabatica ( $\kappa$ ), definito come il rapporto tra il calore specifico a pressione costante e il calore specifico a volume costante, in cui il calore scambiato è nullo [2].

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_1^\gamma \quad (2.2)$$

Il calcolo dell'esponente della politropica risulta complicato, per tale motivo in fase di dimensionamento preliminare si stabilisce, un valore costante. Se il valore della costante si avvicina all'unità, il calore ceduto è elevato, al contrario se si considera un esponente il cui valore si avvicina all'esponente di una trasformazione adiabatica, il calore scambiato è minimo. L'azione di smorzamento, all'interno dell'ammortizzatore, è dovuta allo scambio delle forze di attrito tra gas e aria e dalla rugosità interna del pistone, a causa dello schiacciamento dello stelo della sospensione. Lo smorzamento viscoso è generato dal flusso dell'olio all'interno degli orifici dell'ammortizzatore, che aumentano l'attrito all'interno del fluido, causando un aumento di pressione nelle zone attive della sospensione. Il movimento del fluido all'interno degli orifici, genera calore a causa delle forze tangenziali che si generano durante il contatto con le pareti. Aumentando il numero di orifici all'interno dell'ammortizzatore, aumenta il calore generato, le perdite di pressione e soprattutto si generano delle forze che si oppongono al flusso del fluido che permettono di smorzare le oscillazioni causate dall'impatto con il terreno [2]. Le perdite di carico dovute agli orifici, dipendono in maniera quadratica dalla velocità di schiacciamento del pistone e dal coefficiente di perdita di carico concentrata nella resistenza idraulica ( $K$ ).

$$\Delta p = K A_{orifizio} V_{flussoolio}^2 \quad (2.3)$$

Gli andamenti della forza di smorzamento e la forza elastica dell'ammortizzatore sono riportati in figura.

## 2.2 Pneumatici

Le ruote montate sui carrelli dei velivoli sono un elemento fondamentale per garantire sicurezza durante le manovre a terra. Sono soggette a enormi impatti e cambi repentini di temperatura durante l'atterraggio, causa dell'usura della parte più esterna dello pneumatico. È importante controllare periodicamente per accertarsi delle condizioni di gonfiaggio e di usura della ruota, in modo da non compromettere la sicurezza dell'aereo durante le operazioni di atterraggio, rullaggio e decollo ed evitare scenari catastrofici.

Gli pneumatici aeronautici sono tubeless, infatti non presentano una camera d'aria ma sono gonfiati inserendo un gas inerte come l'azoto all'interno del volume compreso tra il battistrada e il cerchione, e possono essere di due tipologie:

- Radial ply tire, sono prodotti con gli strati disposti a circa  $90^\circ$  rispetto la direzione di rotazione della ruota, quindi in direzione radiale, sovrapposti tra di loro con lo stesso angolo di inclinazione;
- Bias ply tire, hanno i rinforzi orientati ad angolazioni differenti, di circa  $30^\circ$ - $60^\circ$  rispetto l'asse di rotazione dello pneumatico. Strati successivi sono applicati in direzione opposta rispetto al precedente [22].

I rinforzi del battistrada sono formati da molteplici strati di nylon speciale e gomma posizionati tra le scanalature del battistrada e lo strato superiore della carcassa. Rafforzano la struttura della parte esterna dello pneumatico e ne diminuiscono la distorsione in presenza di carichi elevati e velocità molto alte.

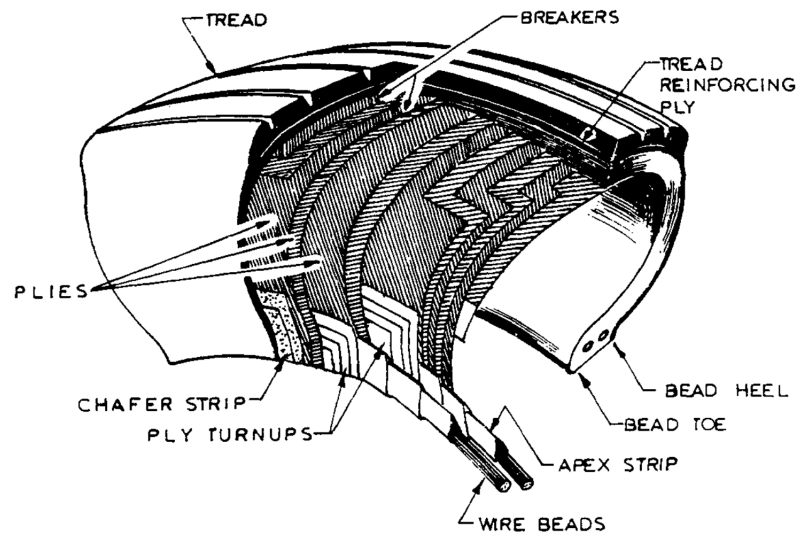


Figura 2.3: Pneumatico bias ply [7]

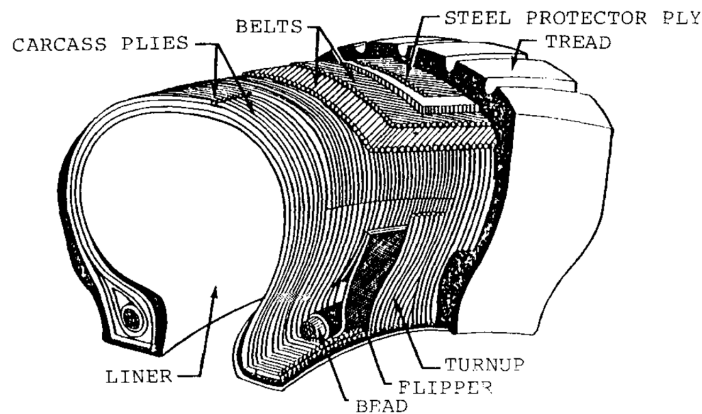


Figura 2.4: Pneumatico radial ply [7]

Gli pneumatici usati in campo aeronautico non sono tassellati, come in ambito automotive, ma sono semplicemente rigati longitudinalmente, a causa del fenomeno dello spin-up, che strapperebbe via le tassellature nel momento in cui la ruota viene posta in rotazione dal contatto con il suolo, durante l'atterraggio. Le righe consentono anche lo smaltimento di acqua in caso di superficie bagnata, per scongiurare fenomeni di aquaplaning che farebbero strisciare la ruota sul terreno.

Le temperature che si generano all'interno dipendono dal sovraccarico verticale agente sullo pneumatico o dalla bassa pressione di gonfiaggio ma anche dalla velocità a cui viaggia il velivolo, che possono danneggiare e diminuire la vita dello pneumatico. Le temperature aumentano se le ruote presentano i freni che sono fonte di calore in fase di atterraggio. La parte metallica permette di collegare le due metà, ma anche per dissipare il calore generato durante la frenatura [13].

La scelta dello pneumatico dipende dal massimo carico che la ruota può sopportare, dalla pressione interna e dalle dimensioni di ingombro massimo che si desiderano ottenere.

## 2.3 Sistema di sterzata

Il sistema di sterzata presenta due attuatori idraulici e una cremagliera, che permettono la rotazione del carrello, in particolare questo sistema è usato principalmente per grandi velivoli civili, proprio per l'elevata coppia sterzante che sono in grado di generare e per lo spazio che riesce ad occupare.

Il sistema idraulico presenta una valvola di inversione del flusso del fluido per inviare la pressione all'estremità dell'attuatore corretto. La valvola presenta un perno, presente all'interno di un manicotto, che si muove assieme all'attuatore quando il sistema di ingranaggi è in moto. Il perno è collegato al collare dell'attuatore e presenta due fori, il primo conduce nella camera del pistone in cui è presente lo stelo del cilindro idraulico, mentre l'altro è collegato ad una tubazione esterna. [23]

Quando la pressione aumenta all'interno del manicotto, passa attraverso i fori del perno e raggiunge l'estremità corretta dell'attuatore, in base alla posizione assunta dal ruotino, permettendo di invertire automaticamente la pressione tra le due estremità del pistone al raggiungimento dell'angolo di sterzata predefinito. [23]

Il sistema di attuazione è gestito da un sistema servo-elettroidraulico, che permette di sterzare e smorzare le oscillazioni dovute allo shimmy. Il controllo della sterzata avviene attraverso la cloche, durante le manovre a bassa velocità e i pedali del timone durante decollo e atterraggio.

Per manovre a bassa velocità il ruotino può sterzare fino a  $80^\circ$ , a differenza di velocità elevate in cui l'angolo massimo raggiungibile è di  $8^\circ$ . [23]

L'avvento dell'elettrificazione dei sistemi di controllo dei velivoli ha permesso l'inizio della sostituzione dei sistemi idraulici con sistemi elettromeccanici, i sistemi EMA, riducendo la complessità dei sistemi. Gli attuatori elettromeccanici sono composti da motori brushless a corrente continua, con vite a rulli planetari, per il minor peso e la maggiore capacità di carico. Il sistema ridondante presenta due motori e un riduttore di velocità a denti dritti. [11]

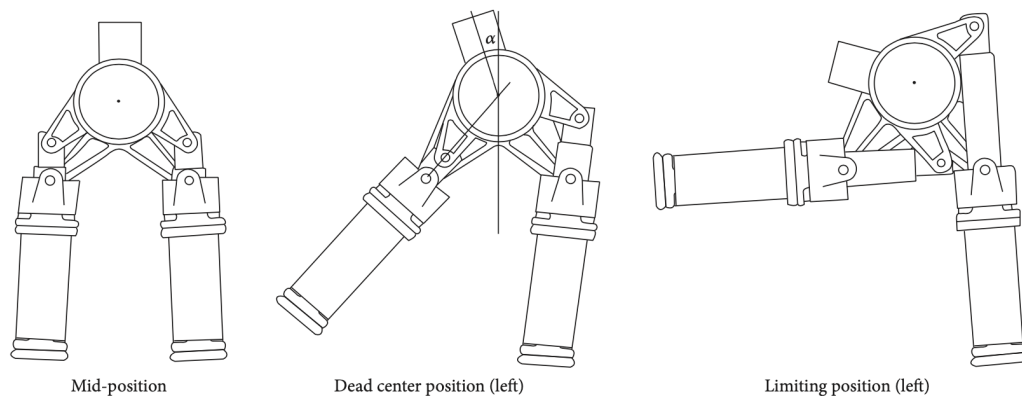


Figura 2.5: Sistema di sterzata [23]

## Capitolo 3

# Dimensionamento componenti NLG

Il dimensionamento preliminare di un velivolo, è una delle prime fasi fondamentali per definire le caratteristiche e la configurazione iniziale dell'aereo in base ai requisiti richiesti. Si sviluppa un codice in ambiente Matlab, che riesca a calcolare le dimensioni e i parametri di ogni componente del carrello. In questa tesi i casi di studio si focalizzano in particolare sul dimensionamento degli pneumatici e dell'ammortizzatore, in modo da poter scegliere le componenti che soddisfino i parametri calcolati.

Si considera l'atterraggio, che corrisponde alla condizione più critica per dimensionare i singoli elementi, in modo da contrastare e resistere agli sforzi e ai carichi che si generano durante la manovra.

Per lo studio di questa tesi, si considera un velivolo di riferimento, il CESSNA Citation Longitude, un jet di lusso dotato di due motori turbofan. Si procede al dimensionamento preliminare delle componenti del sistema di atterraggio, considerando le seguenti specifiche presenti all'interno del datasheet del costruttore del velivolo [6].



Figura 3.1: CESSNA Citation Longitude [6]



Peso massimo al decollo	17917	kg
$F_z$	17,577	kN
Altezza	5.9	m
Passo ruote	9.63	m
Thrust	34.10	kN

### 3.1 Dimensionamento ruote

È importante dimensionare correttamente lo pneumatico perchè è l'elemento che garantisce la stabilità del velivolo a terra e che permette l'assorbimento della maggior parte dell'energia cinetica durante l'atterraggio. Nel caso preso in esame, il carrello anteriore non disponendo di un sistema di frenatura, risulterà meno usurato rispetto alle ruote disposte sui carrelli principali, che hanno il compito fondamentale di arrestare il moto del velivolo. Inoltre le ruote del nose, per un aereo con configurazione a triciclo possiedono dimensioni inferiori rispetto a quelle posizionate sul main, perché devono sopportare un decimo del peso totale del velivolo.

Se sono note le dimensioni del velivolo è possibile calcolare attraverso l'equazione fornita dal Currey [7], il peso che agisce sulla singola ruota attraverso un'equazione di momento dell'intero aereo rispetto al baricentro:

$$F_z = \frac{M_{aircraft} g}{N_{wheel}} \frac{d_{Main,CG}}{d_{wheelbase}} \quad (3.1)$$

$N_{wheel}$  indica il numero di ruote montate sul nose, nel caso preso in esame si considera una ruota singola, mentre  $d_{wheelbase}$  è pari alla distanza del carrello di atterraggio principale dal baricentro.

È necessario che le formule dipendano dal carico verticale che agisce e il dimensionamento vari in base a questo parametro, perchè corrisponde al carico statico che deve essere in grado di sopportare, ma è anche un parametro fondamentale per la scelta dello pneumatico dal datasheet di un costruttore.

In letteratura non sono presenti tutte le equazioni che permettono di ricavare tutti i parametri necessari per dimensionare correttamente lo pneumatico in base alle caratteristiche del velivolo considerato.

Per questo motivo, risulta più utile ed efficace utilizzare delle regressioni polinomiali che dipendono dalla forza verticale applicata, utilizzando i dati dei costruttori di pneumatici, seguendo la procedura proposta da [8].

Inizialmente, si calcola il diametro interno del cerchione attraverso l'equazione:

$$D_{rim} = 1.4 \left( F_z \frac{2.20468}{g} \right)^{\frac{1}{4}} [in] \quad (3.2)$$

Successivamente seguendo il procedimento proposto da [8], si utilizza il catalogo delle ruote di Michelin [22] per ricavare dai dati contenuti all'interno, delle funzioni polinomiali, che siano in grado di approssimare i parametri geometrici principali in funzione della forza di carico verticale applicata. Il tipo di ruota presa in considerazione è la *Bias type VII*, le più utilizzate sui velivoli jet, grazie alla loro alta resistenza alle alte pressioni e alla larghezza del battistrada inferiore rispetto agli altri tipi. [22]

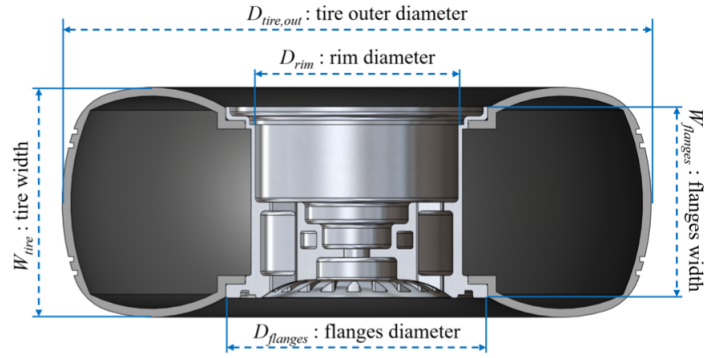


Figura 3.2: Dimensioni ruota

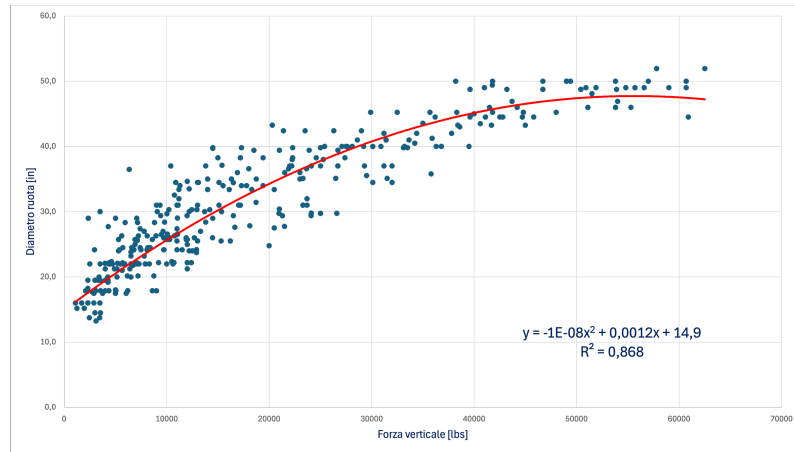


Figura 3.3: Funzione polinomiale diametro ruota

I parametri di interesse sono il diametro totale della ruota, la larghezza del battistrada e il numero di strati necessari che determinano la resistenza dello pneumatico. Le funzioni ottenute dai dati estrapolati dalle tabelle sono i seguenti:

$$D_0 = -1e(-8)F_z^2 + 0.0012F_z + 14.9 \quad R^2 = 86,8\% \quad (3.3)$$

$$W_{tire} = -2e - 9F_z^2 + 0.0004F_z + 4.9 \quad R^2 = 83,7\% \quad (3.4)$$

$$N_{ply} = -5e - 9F_z^2 + 0.0007F_z + 6.4688 \quad R^2 = 91,7\% \quad (3.5)$$

I grafici delle funzioni polinomiali sono i seguenti e cercano di approssimare al meglio la dispersione dei punti che derivano dal catalogo.

Successivamente utilizzando le formule contenute nel [18] e [8], è possibile ricavare la massa del battistrada e dell'intero cerchione, in modo da trovare la massa totale dello pneumatico:

$$m_{tire} = \frac{D_0 N_{ply} W_{tire}}{107} \quad [lbs] \quad (3.6)$$

$$m_{wheel} = 0.1\pi \left( D_{rim} W_{tire} + \frac{D_{rim}^2}{4} \right) \quad [lbs] \quad (3.7)$$

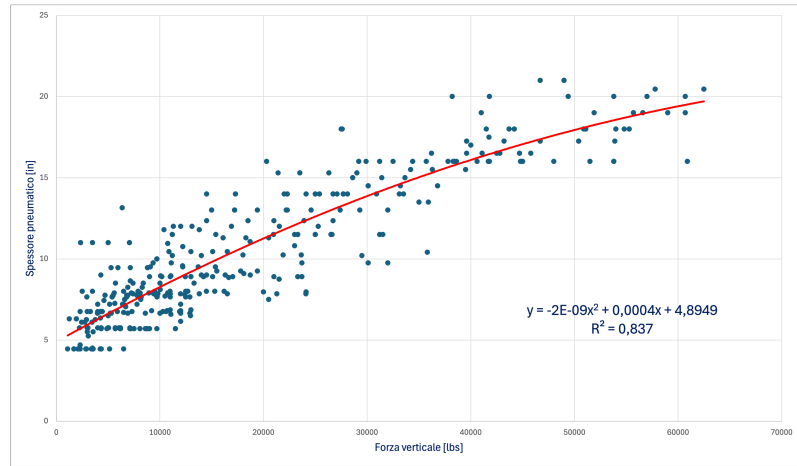


Figura 3.4: Funzione polinomiale spessore ruota

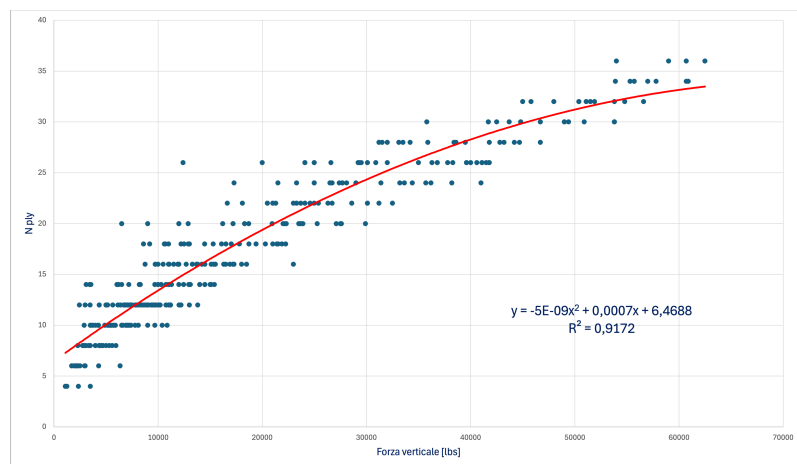


Figura 3.5: Funzione polinomiale numero di strati ruota

Dal valore di massa è possibile ricavare l'inerzia totale della ruota attorno al suo asse di rotazione, approssimandola a un cilindro:

$$I_{wheel} = I_{tire} + I_{rim} = m_{tire} \left( \frac{D_0}{2} \right)^2 + \frac{3}{4} m_{wheel} \left( \frac{D_{rim}}{2} \right)^2 \quad (3.8)$$

È utile ricavare anche l'inerzia della ruota rispetto a l'asse di rotazione del carrello, utilizzando la legge di Huygens-Steiner:

$$I_{tire} = \frac{1}{12} m_{tire} \left( 3 \left( \frac{D_{rim}}{2} \right)^2 + W_{tire}^2 \right) \quad (3.9)$$

Un altro parametro importante da considerare è la rigidità verticale dello pneumatico, che permette di calcolare la compressione del battistrada in funzione del carico applicato lungo l'asse  $z$ . Attraverso delle relazioni geometriche, è possibile ricavare anche la lunghezza dell'impronta di contatto sul terreno. [8]

$$k_{tire} = \frac{F_z}{S_{tire,rest}} \quad (3.10)$$

dove  $S_{tire,rest} = \frac{1}{3} \left( \frac{D_0}{2} - \frac{D_{rim}}{2} \right)$  che indica lo spostamento del battistrada a riposo sul terreno.

## 3.2 Dimensionamento ammortizzatore

L'ammortizzatore è il componente che collega la struttura del carrello alla fusoliera, che deve dissipare la maggior parte dell'energia cinetica dell'impatto durante l'atterraggio del velivolo. È possibile approssimare la sospensione a un cilindro traslante dotato di rigidità e viscosità che permette di smorzare le vibrazioni.

La prima variabile da calcolare per il dimensionamento dell'ammortizzatore è la massima corsa del pistone, che si ha durante la fase di atterraggio. Il [7], [2] e [8] propongono l'equazione per la stima di tale valore:

$$Stroke_{shock} = \frac{V_{vertical,aircraft}^2}{2g} + S_{tire,rest} \frac{1 - LF_a - LF_{lg}\eta_{tire}}{LF_{lg}\eta_{shock} - 1 + LF_a} \quad (3.11)$$

in cui  $LF_{lg}$  è il fattore di carico del carrello, pari al rapporto tra il carico verticale massimo applicato e il peso totale dell'aereo,  $LF_a$  il fattore di carico dell'aereo, pari al rapporto tra la portanza e il peso totale del velivolo.  $\eta_{tire}$  e  $\eta_{shock}$  corrispondono e valgono rispettivamente all'efficienza della ruota, 0.47, e dell'ammortizzatore, 0.8.

È possibile calcolare la sezione del pistone come:

$$A_{piston} = \frac{F_z}{P_{shockatrest}} \quad (3.12)$$

in cui  $P_{shockatrest}$  è la pressione all'interno del pistone a riposo al suolo ed è pari a 1500 psi,  $1.0342e+7$  Pa. All'interno dell'ammortizzatore sono presenti degli orifizi che laminano il fluido durante la compressione, con un'area pari a circa il 2% dell'area totale del pistone.

Avendo ricavato la corsa totale del pistone e l'area, si calcola il volume della camera principale dell'ammortizzatore, in tre casi diversi.

$$V_{shock,s} = A_{piston}S_{shock,e} + V_{shock,e} \quad \text{Volume della camera a riposo} \quad (3.13)$$

$$V_{shock,c} = 0.1A_{piston}S_{shock} \quad \text{Volume della camera compressa} \quad (3.14)$$

$$V_{shock,e} = A_{piston}S_{shock} + V_{shock,c} \quad \text{Volume della camera estesa} \quad (3.15)$$

Nelle equazioni presentate, la corsa del pistone dalla posizione completamente estesa a quella a riposo, che è pari a un terzo della corsa totale del pistone.

Definita la geometria totale dell'ammortizzatore, è possibile ricavare le caratteristiche meccaniche del componente. La rigidità della sospensione è data dal gas presente all'interno e ha un comportamento non lineare, che deriva dalle relazioni termodinamiche dei gas e il coefficiente di smorzamento che dipende dal fluido viscoso presente all'interno del cilindro e dipende dalle forze di attrito scambiate tra il pistone e la camera in cui scorre, ma anche dal flusso di fluido che passa attraverso gli orifizi, in cui la caduta di pressione ha una dipendenza quadratica dalla velocità del fluido. Le equazioni utilizzate per determinare le caratteristiche meccaniche dell'ammortizzatore sono le seguenti:

$$k_{shock} = A_{piston} \frac{P_{shock,e}V_{shock,e}}{V_{shock,s}S_{shock,s}} \quad (3.16)$$

$$c_{shock} = \frac{\rho}{2} A_{piston} V_{vertical} \left( \frac{A_{piston}}{C_{dis}A_{orifice}} \right)^2 \quad (3.17)$$

I pedici  $e$  e  $s$  si riferiscono rispettivamente alla condizione di estensione massima dello stelo e in condizione statica, in particolare la pressione all'interno della camera nel caso di estensione massima è pari a circa un quarto della pressione della camera in condizioni statiche. Il termine  $S_{shock,e}$  corrisponde alla corsa che il pistone percorre dalla posizione completamente estesa a quella di riposo ed è pari a un terzo della corsa totale. [8]

Si prende come riferimento l'olio 5606, il più comune per gli ammortizzatori oleo pneumatici, la cui densità è pari a  $\rho_{oil} = 0.8676 \frac{kg}{L}$ .

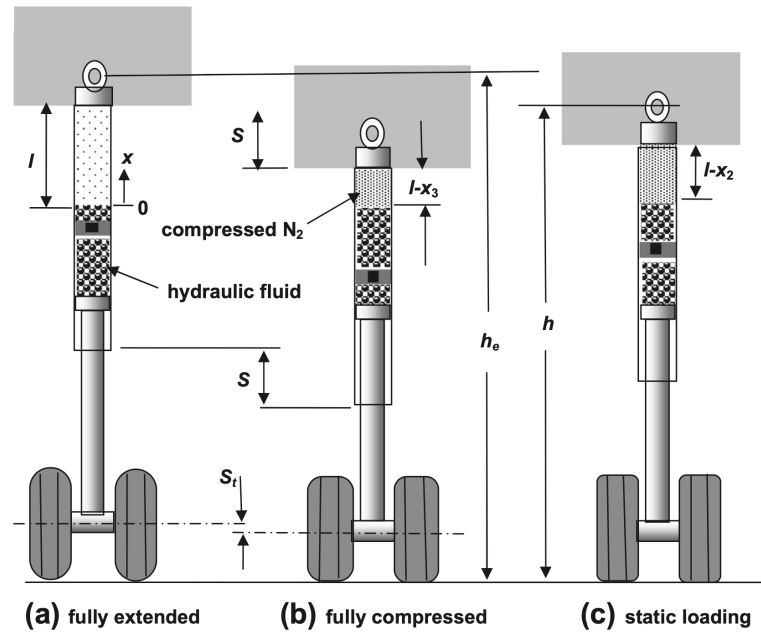


Figura 3.6: Posizione dello stelo dell'ammortizzatore

### 3.3 Risultati dimensionamento

Dalle formule esposte nelle sezioni precedenti del dimensionamento delle componenti, si ricavano i seguenti risultati:

<b>Ruota</b>		
$D_0$	0.5	m
W	0.17	m
$N_{ply}$	10	
$m_{tire}$	14.6	kg
$I_{tire,y}$	1.11	$k \cdot m^2$
$I_{tire,z}$	0.3	$k \cdot m^2$
$S_{tirerest}$	0.04	m
$k_{tire}$	4.95e5	N/m
$c_{tire}$	3000	Ns/m

<b>Ammortizzatore</b>		
$LF_a$	1.2	
$\eta_{tire}$	0.47	
$\eta_{shock}$	0.8	
$A_{pistone}$	1.7e-3	$m^2$
Stroke	0.44	m
$A_{orifice}$	3.4e-5	$m^2$
$\rho$	8.7e2	$kg/m^3$
$p_{shock,rest}$	1500	psi
$k_{shock}$	7.56e4	N/m
$c_{shock}$	1.15e4	Ns/m

# Capitolo 4

## Modelli matematici

L'obiettivo della tesi è sviluppare un modello ad alta fedeltà del carrello anteriore di un velivolo con impianto di sterzata dotato di attuatori elettromeccanici, che siano in grado di sostituire l'impianto di sterzata idraulico presente sulla maggior parte dei velivoli in circolazione. Non avendo dati sperimentali a disposizione, in particolare in questo caso, come scritto nei capitoli precedenti, lo studio riguarda solo il carrello del nose e la realizzazione di un modello che possa simulare fedelmente la dinamica verticale, longitudinale e laterale, sottoposto a determinate condizioni.

In letteratura, la maggior parte degli studi pubblicati prendono in considerazione soltanto la dinamica laterale del carrello, in particolare il fenomeno di auto-oscillazione del carrello, comunemente detto *shimmy*, poichè è il fenomeno più critico, che potrebbe causare i danni maggiori. In alcune pubblicazioni, in cui lo studio si concentra in particolar modo sull'intera dinamica del velivolo, i carrelli di atterraggio sono modellati come dei sistemi a due gradi di libertà, che permettono di valutare gli spostamenti delle masse della fusoliera e della ruota. La dinamica longitudinale è presa in considerazione solamente per i carrelli del main, che dispongono di un impianto frenante, diversamente dal nose che può essere approssimata ad una ruota condotta, su cui non agisce nessun tipo di coppia motrice e frenante.

### 4.1 Dinamica verticale

Per effettuare un'analisi dinamica, è possibile approssimare il carrello di atterraggio anteriore come un sistema a due gradi di libertà, ipotizzando che la massa della fusoliera del velivolo, considerato come un corpo rigido, sia connesso al carrello attraverso un elemento deformabile, l'ammortizzatore, rappresentato da una molla e uno smorzatore, per simulare il comportamento elastico del gas e lo smorzamento dovuto alla viscosità dell'olio dell'ammortizzatore oleopneumatico.

Si considera anche la deformabilità della ruota, dotata di una rigidità verticale, calcolata nella sezione del dimensionamento dello pneumatico, e di un coefficiente di smorzamento, che permettono di scambiare le forze col terreno. In prima approssimazione, il terreno è considerato privo di asperità, in seguito, considerando anche il movimento longitudinale del sistema, si terrà conto della rugosità e delle deformazioni del suolo.[20]



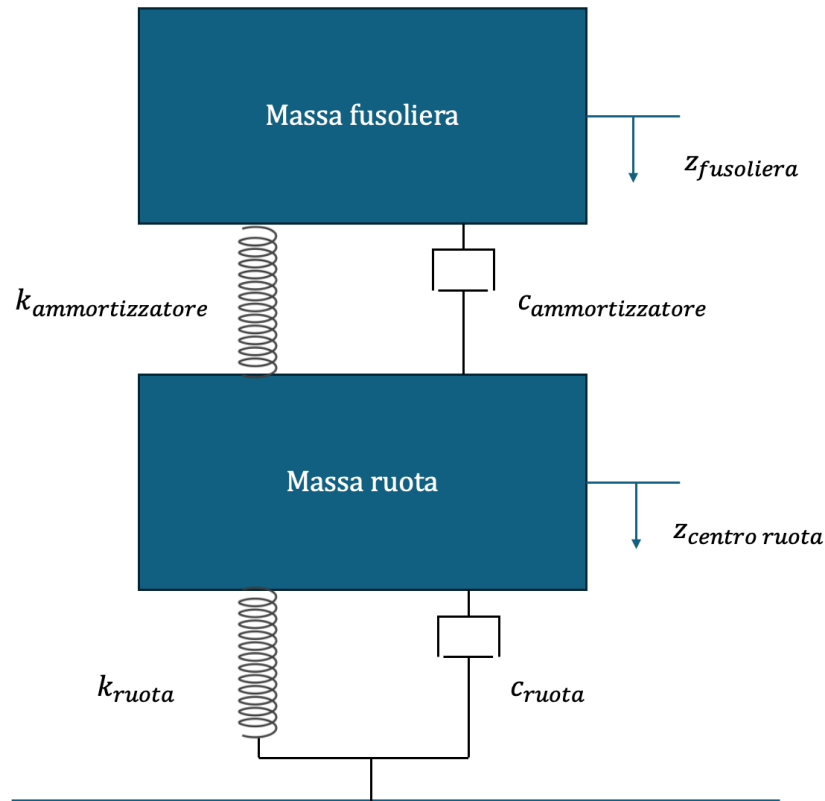


Figura 4.1: Sistema carrello con 2 gradi di libertà

La forza che agisce sul sistema è pari al 10% della forza peso dell'intero velivolo. Per ricavare le equazioni del moto, della dinamica verticale, si considerano separatamente i diagrammi di corpo libero delle due masse e si effettua l'equilibrio delle forze agenti su di esse.

Dal diagramma di corpo libero presente in figura 4.2 e 4.3 della fusoliera e della massa della ruota si ricava l'equazione dinamica della traslazione verticale:

$$M_{fusoliera}\ddot{z}_f = -k_{shock}(z_f - z_r) - c_{shock}(\dot{z}_f - \dot{z}_r) - F_z + L \quad (4.1)$$

$$M_{ruota}\ddot{z}_r = -c_{tire}(\dot{z}_r - \dot{q}) - k_{tire}(z_r - q) + k_{shock}(z_f - z_r) + c_{shock}(\dot{z}_f - \dot{z}_r) \quad (4.2)$$

Implementando il sistema in ambiente MATLAB/Simulink, è possibile ricavare lo spostamento lungo l'asse  $z$  della fusoliera e del centro della ruota, partendo dalle accelerazioni trovate, integrando due volte nel tempo, per poter osservare la risposta nel tempo.

## 4.2 Dinamica longitudinale

Per un modello che possa simulare qualsiasi tipo di movimento a terra del velivolo che non sia a velocità costante, è necessario considerare la dinamica longitudinale del carrello. Approssimando la ruota del carrello del nose come una ruota condotta, non essendo dotata di

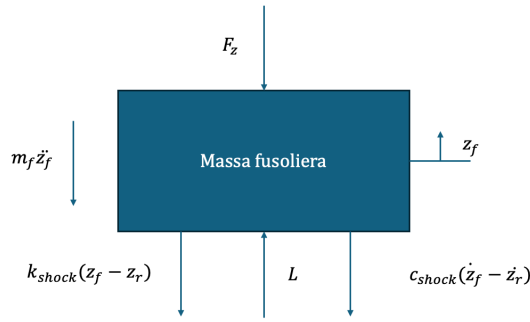


Figura 4.2: Diagramma corpo libero fusoliera

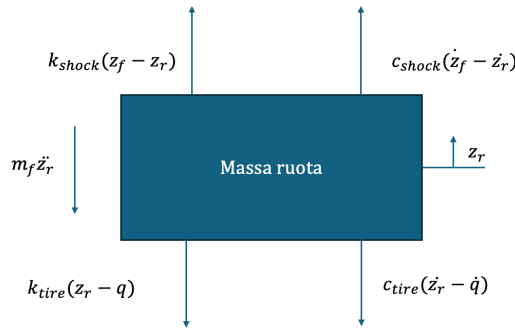


Figura 4.3: Diagramma corpo libero ruota

una coppia motrice, si considera il velivolo come un corpo rigido concentrato nel baricentro della ruota del carrello anteriore. Il thrust è l'unica forza motrice agente sul sistema, che permette all'aereo di accelerare e soprattutto consente alla ruota di ruotare durante il movimento. [17]

Effettuando un equilibrio delle forze e di momento attorno al centro della ruota si ricavano le seguenti equazioni:

$$T - F_a - m_{aircraft} \ddot{x}_{aircraft} = 0 \quad (4.3)$$

$$I_{y,wheel} \ddot{\theta}_w - F_{friction} R_{eff.wheel} + F_N \mu u = 0 \quad (4.4)$$

In prima approssimazione si è ipotizzata una ruota rigida, non deformabile, senza compressione del battistrada sull'asfalto avendo il raggio effettivo di rotolamento pari al raggio totale della ruota, calcolata nel capitolo precedente. In questo caso, la velocità dell'aereo e la velocità del punto di contatto della ruota con l'asfalto coincidono, per cui la velocità relativa del punto di contatto è pari a 0, in condizioni di puro rotolamento. Successivamente, prendendo in esame la deformabilità della ruota, riconducendosi a una situazione realistica, si calcola il raggio effettivo di rotolamento e il lato  $a$ , pari a metà del lato longitudinale dell'area di contatto della ruota.

Si considera nella dinamica di rotazione la resistenza al rotolamento, dato dall'elasticità dello pneumatico e dal diagramma delle pressioni asimmetrico durante il rotolamento. In questo caso, la forza normale passa per un punto P spostato di una quantità  $u$  dal punto di contatto ideale, come è possibile notare dalla figura 4.4. [10]

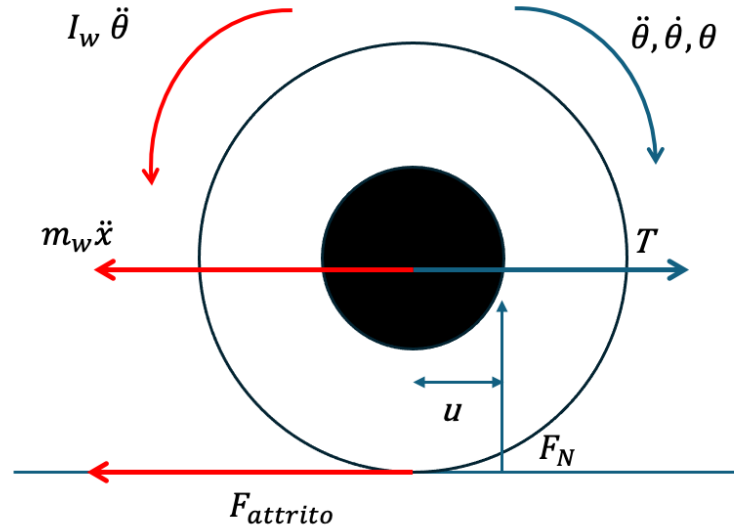


Figura 4.4: Diagramma di corpo libero della ruota

Il coefficiente di attrito volvente degli pneumatici su strada asfaltata è pari a 0.012, da cui è possibile ricavare il valore del braccio  $u$  dall'equazione [10]:

$$f_v = \frac{u}{r} \quad (4.5)$$

Sapendo il valore della forza normale agente sulla ruota e la rigidezza lungo l'asse  $z$  della ruota, calcolato precedentemente, è possibile calcolare la deformazione della ruota:

$$\delta = \frac{F_z}{k_{z,wheel}} \quad (4.6)$$

il raggio effettivo di rotolamento risulta:

$$R_{eff.wheel} = \frac{D_0}{2} - \delta \quad (4.7)$$

di conseguenza si ricava il lato  $a$ :

$$a = \sqrt{\frac{D_0^2}{4} - R_{eff.wheel}^2} \quad (4.8)$$

### 4.2.1 Modello di attrito per carrello che si muove di moto rettilineo

La forza di attrito è il prodotto della forza normale dovuta dal contatto ruota-asfalto e del coefficiente di attrito, che dipende dalla velocità relativa del punto di contatto e dell'asfalto. In prima approssimazione, si sviluppa un modello di carrello che si muove solamente lungo l'asse x, trascurando le componenti di velocità laterali lungo l'asse y. Per questo motivo, la velocità relativa considerata è data dalla differenza della velocità assoluta dell'aereo e la velocità tangenziale della ruota [1], pari a:

$$v_{rel} = v_{aircraft} - \dot{\theta}R_{eff.wheel} \quad (4.9)$$

Per calcolare la forza di attrito, è possibile costruire analiticamente una funzione del coefficiente di attrito  $\mu$ . La forma della funzione è data dalla somma e dal prodotto di tre funzioni:

- $e^x$  che permette di avere la crescita del primo tratto, corrispondente al puro rotolamento, fino al valore del coefficiente di attrito statico, in corrispondenza del valore soglia di velocità relativa. Da quel punto la curva decresce, raggiungendo il coefficiente di attrito dinamico;
- $\tanh$  che permette di mantenere il valore del coefficiente di attrito tra 1 e 0;
- una funzione lineare che permette di avere una leggera crescita del coefficiente nel tratto di slittamento, con velocità relative elevate.

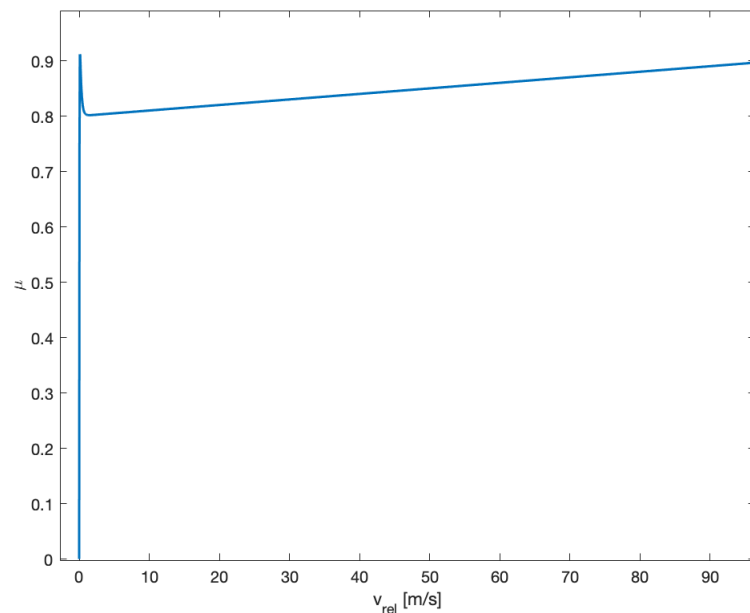


Figura 4.5: Funzione analitica di attrito

Il valore massimo è rappresentato dal coefficiente di attrito statico (pari a 1-0.9 per asfalto asciutto [10]) del contatto tra ruota e asfalto in condizioni asciutte, mentre i coefficienti sono

stati fittati manualmente, per ottenere la forma della funzione desiderata. Il tratto lineare rappresenta la condizione di puro rotolamento poichè la forza di attrito è minore del prodotto tra la forza normale e il  $\mu_{static}$ . La condizione è presente per velocità relative basse, per cui la velocità dell'aereo è simile alla velocità tangenziale della ruota. [1]

Superato il punto di massimo, il coefficiente di attrito passa da statico a dinamico (pari a circa 0.8 per asfalto asciutto). Per la zona in prossimità del coefficiente di attrito statico, si passa da una condizione di puro rotolamento, a una condizione di rotolamento+strisciamento. [1] Spostandosi nella parte destra del grafico, il valore della velocità relativa aumenta, provocando lo slittamento dello pneumatico sull'asfalto, per cui la ruota trasla longitudinalmente, senza rotolare. Per rendere realistico il modello, si considera anche la dinamica laterale del carrello, dovuta principalmente alla rotazione del NLG. In questo caso, partendo dall'equazione dinamica della rotazione del carrello e integrando l'accelerazione, è possibile trovare la velocità di rotazione del carrello. Poiché il carrello risulta disallineato rispetto la posizione di riposo, si calcolano le velocità relative lungo l'asse x e l'asse y, per trovare il modulo della velocità risultante, che corrisponde al valore di input della funzione di attrito trovato in precedenza.

*Velocità relativa lungo l'asse x*

$$v_{rel,x} = v_{aircraft} \cos \psi - \dot{\theta} R_{eff.wheel} \quad (4.10)$$

*Velocità relativa lungo l'asse y*

$$v_{rel,y} = -v_{aircraft} \sin \psi - \dot{\psi} e_{caster} \quad (4.11)$$

*Risultante velocità*

$$v_{rel} = \sqrt{v_{rel,x}^2 + v_{rel,y}^2} \quad (4.12)$$

Nella formula della velocità relativa laterale si considera la componente lungo l'asse y della velocità del velivolo e la velocità tangenziale del punto di contatto che ruota attorno all'asse del carrello. L' $e_{caster}$  indica la lunghezza dall'asse del carrello al mozzo su cui è attaccata la ruota del carrello di atterraggio, il cui valore è di circa 10 cm. L'angolo di rotazione del carrello è l'angolo  $\psi$ , mentre la rotazione della ruota è rappresentato da  $\theta$ . [1]

In questo caso, il parametro di input della funzione del coefficiente di attrito è la risultante delle velocità, per poter riconoscere le condizioni di aderenza e slittamento in entrambe le direzioni. Attraverso il valore di  $\mu$ , è possibile calcolare la forza di attrito risultante, avente la stessa direzione della velocità ma verso opposto.

Tale forza viene successivamente scomposta nelle sue componenti per inserirle nelle equazioni di traslazione longitudinale e di rotazione attorno all'asse del carrello, come mostrato nelle equazioni seguenti .

*Scomposizione della forza di attrito lungo l'asse x e l'asse y*

$$F_{friction,x} = F_{friction} \cos \psi \quad (4.13)$$

$$F_{friction,y} = F_{friction} \sin \psi \quad (4.14)$$

*Equazione dinamica di traslazione*

$$T - F_{a,x} - m_{aircraft} \ddot{x} = 0 \quad (4.15)$$

*Equazione della rotazione della ruota rispetto al proprio asse*

$$I_{y,wheel}\ddot{\theta}_w - F_{friction,x}R_{eff.wheel} = 0 \quad (4.16)$$

*Equazione della rotazione della ruota rispetto all'asse del carrello*

$$I_{z,NLG}\ddot{\psi} + F_{friction,y}e_{caster} + c\dot{\psi} + k\psi = 0 \quad (4.17)$$

La rotazione laterale della ruota non avviene attorno all'asse lungo y passante per il centro della ruota, ma ruota attorno un asse parallelo all'asse del carrello. Si calcola l'inerzia della ruota attorno all'asse lungo z passante per il centro della ruota e successivamente si calcola l'inerzia attorno a un asse parallelo attraverso il teorema di Huygens-Steiner.

$$I_{z,rim} = \frac{1}{12}(m_{wheel,tot} - m_{tire,tread})3\frac{D_{rim}^2}{2} + W^2 \quad (4.18)$$

$$I_{z,tread} = \frac{1}{12}m_{tire,tread}3\left(\frac{D_0 - D_{rim}}{2}\right)^2 + W^2 \quad (4.19)$$

$$I_{z,NLG} = I_{z,rim} + I_{z,tread} + m_{wheel,tot}e_{caster}^2 \quad (4.20)$$

### 4.3 Fenomeno di shimmy

Lo *shimmy* è un fenomeno vibratorio imprevedibile e incontrollato, che si verifica principalmente durante il moto delle ruote sterzanti, che a causa di perturbazioni indotte dal terreno o da difetti geometrici del sistema, possono indurre le ruote a seguire una traiettoria sinusoidale e incontrollata.

Il fenomeno si verifica anche per oggetti di uso quotidiano, come ad esempio le ruote dei carrelli della spesa, delle automobili, delle motociclette e nei carrelli di atterraggio dei velivoli, in pratica in tutti i sistemi dotati di una ruota condotta e che possono liberamente ruotare attorno a un asse. Le vibrazioni generate sono causate spontaneamente e amplificate dal moto del sistema, dall'interazione dello pneumatico sul suolo e dai parametri geometrici del velivolo. Le conseguenze dell'instabilità dei fenomeni oscillatori possono essere devastanti per i carrelli dei velivoli, portando a rotture e a guasti per l'intero sistema di atterraggio. [14]

I carrelli di atterraggio sono sistemi altamente nonlineari a causa delle forze e dei momenti generati nell'interazione pneumatico-asfalto. La forza di attrito che si crea e il gioco presente tra il mozzo della ruota e il perno, sono le principali cause di instabilità. La forza che si genera, infatti, tende a spostare la ruota lungo una determinata direzione, ma un momento auto-allineante che si genera e si oppone alla forza di attrito, tende a riallineare lo pneumatico nella sua posizione di riposo, innescando il loop di oscillazioni incontrollate. [9]

L'elasticità dello pneumatico, inoltre, provoca le deformazioni laterali che possono essere calcolate attraverso l'angolo di deriva, compreso tra la direzione della traiettoria effettiva seguita dalla ruota e la direzione verso cui è orientata, ovvero l'asse del carrello.

Le principali cause di shimmy sono:

- l'eccessivo gioco rotazionale presente nell'ammortizzatore, che compromette la stabilità del sistema;
- l'insufficiente rigidità torsionale presente sull'asse sterzante;
- distribuzione non omogenea della massa dello pneumatico;
- asperità del terreno;
- disallineamento dell'asse dell'ammortizzatore rispetto alla posizione di riposo.

Si cerca di attenuare il fenomeno di shimmy, attraverso l'installazione di uno *shimmy damper*, che permette di smorzare le oscillazioni incontrollate dell'asse di sterzata. Lo smorzatore è un cilindro, contenente dell'olio idraulico, che presenta al suo interno un pistone che si muove e distribuisce il fluido viscoso attraverso delle valvole. Un'asta è montata sul pistone dello smorzatore ed è collegata alla ruota o alla struttura del carrello. Il compito dello shimmy damper è quello di dissipare l'energia generata dalle oscillazioni in calore, per smorzare le vibrazioni.

## 4.4 Stato dell'arte modelli matematici sullo shimmy

Sono stati effettuati numerosi studi, che descrivono la dinamica dello shimmy, attraverso dei modelli lineari o non lineari. Il più utilizzato è lo *stretched string model*, che approssima al meglio la fisica del fenomeno. Gli studi sullo shimmy risalgono agli anni 20 del XX secolo, con il contributo di Broulhiet che studiò l'influenza della flessibilità della ruota e dell'angolo di deriva attraverso un modello matematico della dinamica. [15] Successivamente, Fromm studiò lo shimmy in campo automobilistico, il contributo delle forze laterali generate dallo pneumatico deformabile e della rotazione dell'asse del carrello di una ruota che rotola. Smiley decise di analizzare diverse geometrie del carrello di atterraggio, per valutare l'influenza dei parametri geometrici sulla stabilità del sistema. Ha sviluppato un modello lineare che permette di definire la geometria che non comprometta la stabilità.[15] Moreland considerò la deformabilità dello pneumatico e dell'intero carrello, approfondendo il ritardo della risposta della ruota, quando sottoposta a una forza laterale, dovuta al contatto pneumatico-terreno. L'analisi di Moreland è stata effettuata considerando un singolo punto di contatto, proponendo un modello più semplice degli elaborati modelli analitici. [12] Somieski studiò lo shimmy come un fenomeno non lineare per un velivolo leggero, sviluppando un modello matematico complesso, che permettesse di individuare le zone di stabilità e prevedere la risposta del sistema soggetto a una determinata perturbazione. Il modello è semplice e dettagliato, infatti le funzioni proposte per descrivere le forze e i momenti agenti sul carrello sono funzioni a tratti, le cui non linearità derivano dalle saturazioni presenti sulla forza laterale e sul momento di auto-allineamento. Il suo studio si focalizzò sulla ricerca dei cicli limite, che potrebbero causare instabilità sul sistema di atterraggio.[19] I modelli per lo studio dello shimmy comprendono anche la definizione delle forze laterali che si generano durante il contatto della ruota con il suolo, che possono essere rappresentate attraverso dei modelli analitici o semi-empirici. I modelli semi-empirici descrivono le forze in gioco nel sistema, attraverso delle funzioni ricavate dalle interpolazioni dei dati ottenuti durante gli esperimenti. Le formule che si utilizzano, hanno una struttura ben definita e cercano di adattarsi al meglio ai dati acquisiti. [14] Il modello della *Magic Formula* di Pacejka è la più utilizzata in campo automotive, poichè descrive in maniera eccellente le forze longitudinali, laterali e il momento di auto-allineamento che agiscono sullo pneumatico. Si utilizzano delle funzioni  $\sin(\arctan)$  e dei coefficienti di forma per approssimare al meglio le curve delle forze e dei momenti. [14] In alternativa, si impiegano dei modelli analitici che descrivono in maniera accurata la dinamica dello pneumatico, approssimando l'area di contatto e le distribuzioni di pressioni a delle funzioni paraboliche. In particolare, si approssimano gli elementi deformabili della ruota a degli elementi elastici come ad esempio possono essere delle stringhe deformabili nella teoria della *stretched string model* o a delle spazzole che hanno la possibilità di deformarsi quando entrano in contatto con il suolo, nella teoria del *brush model*. [21] Attraverso lo studio di una semplice ruota trascinata da una forza esterna, è possibile studiare le forze di attrito generate lungo le direzioni x e y e i parametri che influenzano sulla stabilità del sistema. I modelli matematici discussi in questa tesi sono puramente analitici, perchè il modello semi-empirico di Pacejka prevede una serie di coefficienti che non sono reperibili in letteratura e sono difficili da approssimare eseguendo una procedura di



fitting. Per questa tesi si analizzano tre tipi di modelli, in particolare il modello di Somieski, di ruota trascinata e brush model e stretched string model.

#### 4.4.1 Modello di Somieski

Il modello di Somieski descrive un modello semplice di carrello di atterraggio basandosi su metodi matematici non lineari per analizzare il fenomeno dello shimmy. Le non linearità introdotte nel modello, rispetto ai precedenti studi, sono presenti nella dinamica torsionale del carrello, nelle forze e nei momenti che agiscono sul sistema, come riportato nel diagramma di corpo libero.[19]

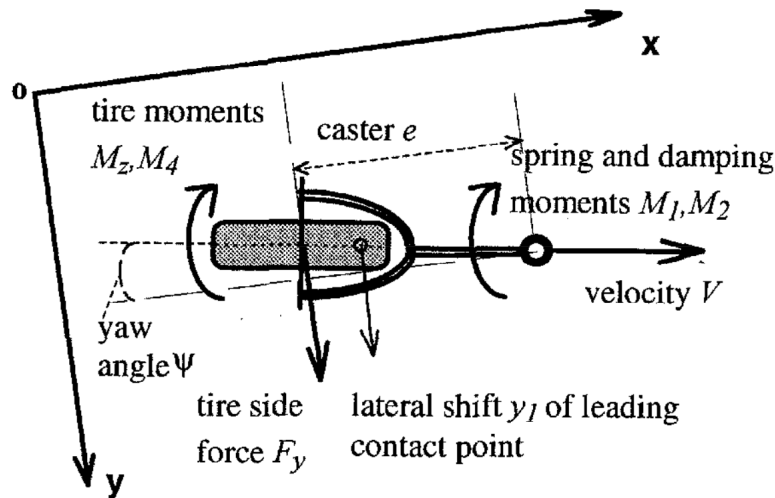


Figura 4.6: Corpo libero modello di Somieski [19]

La dinamica attorno all'asse di rotazione del carrello è descritta da un'equazione differenziale del secondo ordine che dipende dall'angolo di imbardata  $\psi$ , si ricava quindi:

$$I_z \ddot{\psi} = M_1(\psi) + M_2(\dot{\psi}) + M_3(\alpha) + M_4\left(\frac{\dot{\psi}}{V_{aircraft}}\right) \quad (4.21)$$

I momenti  $M_1$  e  $M_2$  corrispondono al momento elastico generato dallo stelo dell'ammortizzatore, che è in grado di ruotare, e dall'azione viscosa dovuta ai cuscinetti montati sull'ammortizzatore e dallo shimmy damper.

$$M_1(\psi) + M_2(\dot{\psi}) = k_{turningtube}\psi + c\dot{\psi} \quad (4.22)$$

Le deformazioni laterali generate dall'angolo di deriva, anche detto *side slip angle*, e dalla velocità di rotazione del carrello attorno al proprio asse, generano un momento  $M_3$  composto dal momento di allineamento dello pneumatico e dal momento della forza laterale generata dal contatto, moltiplicata il suo braccio, che in questo caso corrisponde alla lunghezza del caster.

$$M_3 = M_z - F_y e_{caster} \quad (4.23)$$

Somieski propone delle funzioni più semplici per descrivere la forza laterale e il momento di auto allineamento dello pneumatico, rispetto alle formule proposte dalla teoria del *brush*

*model* e dalla *Magic Formula* di Pacejka. La forza dipende dal carico verticale che agisce sullo pneumatico e dal side slip angle. È una funzione a tratti formata da un tratto lineare se l'angolo di deriva è minore dell'angolo limite, pari a 5°. Se il valore dell'angolo di deriva è maggiore del limite imposto, la funzione della forza laterale satura. [19]

$$F_y = \begin{cases} c_{F\alpha}\alpha F_z & \text{se } \alpha \leq \delta \\ c_{F\alpha}\delta F_z \text{sign}(\alpha) & \text{se } \alpha > \delta \end{cases} \quad (4.24)$$

Anche il momento auto allineante è definito come una funzione seno a metà periodo se l'angolo di side slip è minore di 10°, in caso contrario la funzione si annulla.

$$M_z = \begin{cases} c_{M\alpha} \frac{\alpha_g}{180} \sin \frac{180}{\alpha_g} \alpha F_z & \text{se } \alpha \leq \alpha_g \\ 0 & \text{se } \alpha > \alpha_g \end{cases} \quad (4.25)$$

L'elasticità del battistrada dello pneumatico genera un momento che dipende dalla velocità di rotazione dell'asse del NLG e dalla velocità dell'aereo

$$M_4 = \frac{\kappa}{V_{aircraft}} \dot{\psi} \quad \text{con } \kappa = -0.15a^2 c_{F\alpha} F_z \quad (4.26)$$

Per calcolare lo spostamento laterale dei punti della ruota all'interno dell'area di contatto, Somieski utilizza la teoria dell'*elastic string*, che approssima lo pneumatico come una corda elastica, capace di deformarsi. Si prende come riferimento lo spostamento del punto di attacco lungo l'asse y rispetto al piano della ruota, da cui è possibile ricavare un'equazione differenziale del primo ordine. [19]

$$y_1 + \frac{V_{aircraft}}{\sigma} \dot{y}_1 = V_{aircraft} \psi + (e - a) \dot{\psi} \quad (4.27)$$

Nell'equazione è presente il termine  $\sigma$ , la lunghezza di rilassamento dello pneumatico, che corrisponde al ritardo che si crea affinché il valore della forza laterale raggiunga il suo valore di regime dopo l'introduzione di uno slip angle.

Lo slip angle che si crea dopo lo spostamento laterale dei punti dell'area di contatto con il terreno è pari a:

$$\alpha = \arctan \alpha = \frac{y_1}{\sigma} \quad (4.28)$$

Si utilizzano le seguenti equazioni per implementare il modello matematico all'interno dell'ambiente Simulink.

#### 4.4.2 Modello di ruota trascinata

Si ipotizza il nose landing gear a una ruota trascinata, per poter studiare il fenomeno di shimmy attraverso lo studio delle proprietà non lineari che derivano dalle forze di attrito che si generano con il contatto ruota-asfalto.

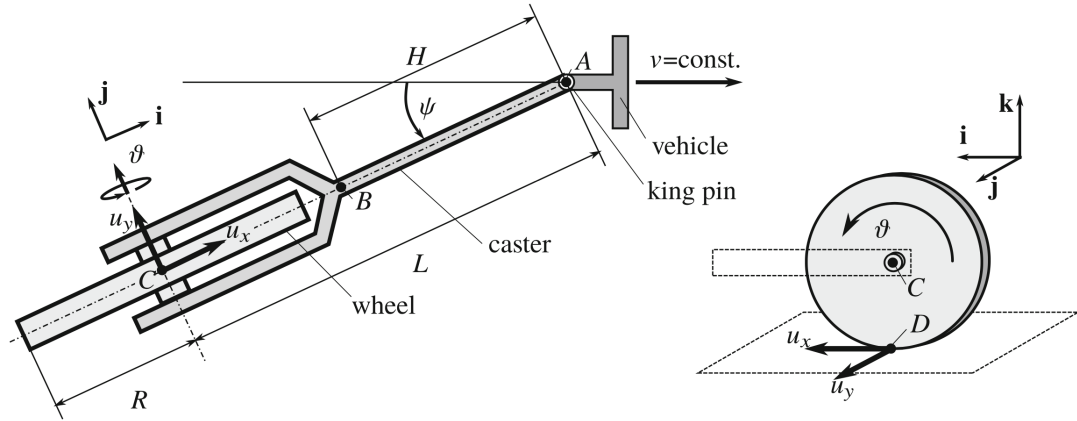


Figura 4.7: Corpo libero ruota trascinata [1]

Prendendo in considerazione lo schema presente nella figura 4.7 la ruota può ruotare attorno al perno sul proprio asse orizzontale ed è connesso al caster, che permette di collegare la ruota al velivolo. In prima approssimazione si considera la ruota, perfettamente collegata al caster, perciò solidale al carrello. La velocità longitudinale del carrello corrisponde alla velocità del velivolo, mentre la rotazione della ruota è misurata con l'angolo  $\theta$  e la rotazione del carrello attorno al proprio asse dall'angolo  $\psi$ . [1]

Il sistema di riferimento è posto sul centro della ruota ed è descritto dai versori  $i, j$  e  $k$ , che puntano rispettivamente lungo l'asse longitudinale del caster, verso sinistra in direzione laterale e verso l'alto lungo l'asse del carrello.

Sulla ruota agiscono le componenti delle forze di attrito lungo l'asse  $x$  e l'asse  $y$ , inoltre nell'equazione di rotazione del carrello intorno al proprio asse si aggiungono i momenti dovuti alla rigidità torsionale dell'ammortizzatore e del torque link e il momento dato dalla viscosità dello shimmy damper.

Per ricavare le forze di attrito che si generano col terreno, è necessario anzi tutto considerare la cinematica del punto di contatto dello pneumatico le cui componenti sono:

*Velocità relativa lungo l'asse  $x$*

$$v_{rel,x} = v_{aircraft} \cos \psi - \dot{\theta} R_{eff.wheel} \quad (4.29)$$

*Velocità relativa lungo l'asse  $y$*

$$v_{rel,y} = -v_{aircraft} \sin \psi - \dot{\psi} e_{caster} \quad (4.30)$$

Dalle componenti di velocità è possibile trovare la risultante, per inserirla come parametro di input della funzione analitica di attrito su strada asciutta, introdotta nei capitoli precedenti per la dinamica longitudinale.

*Risultante velocità*

$$v_{rel} = \sqrt{v_{rel,x}^2 + v_{rel,y}^2} \quad (4.31)$$

Dal modello di attrito si ricava il coefficiente di attrito che permette di definire se la ruota è in aderenza o in slittamento. Nel caso in cui il coefficiente tende a un valore nullo, la ruota è in una condizione di puro rotolamento, come ad esempio si può verificare durante le manovre di taxiing. Quando la velocità relativa aumenta e il coefficiente di attrito è maggiore di quello statico, la ruota è in puro slittamento, come si verifica ad esempio durante l'atterraggio nel momento in cui si ha il contatto dello pneumatico con l'asfalto.

La forza di attrito totale si ottiene moltiplicando la forza normale che agisce sullo pneumatico per il coefficiente di attrito che si ottiene. Successivamente la forza appena calcolata viene scomposta sulla direzione longitudinale e laterale per poter inserire tali componenti nelle equazioni di traslazione longitudinale e rotazione attorno all'asse del nose landing gear, così da poter ricavare le accelerazioni e le velocità del velivolo e di rotazione della ruota.

La non linearità del sistema in questo caso è proprio rappresentato dalla funzione del coefficiente di attrito, che rappresenta la combinazione del modello di attrito Coulombiano e un modello lineare.

Il modello Coulombiano si utilizza nei casi in cui la rigidità è sufficientemente alta, da poter considerare la ruota rigida. La forza di attrito è una funzione a tratti, in cui sono definite due condizioni:

- puro rotolamento nel caso in cui le velocità relative sono nulle;
- puro slittamento nel caso in cui le velocità relative sono diverse da zero.

Per il caso preso in esame, il modello Coulombiano non è efficace poiché non si considera la deformabilità dello pneumatico e lo stato di transizione tra le due condizioni.

Per tale ragione, al modello di attrito di Coulomb si unisce il modello lineare che tiene conto delle deformazioni locali che possono verificarsi nell'area di contatto dello pneumatico sull'asfalto. Con tale integrazione, si passa da un modello a singolo punto di contatto (ruota rigida) a un modello con area di contatto (ruota deformabile), in cui possono coesistere entrambe le condizioni, in particolare sono presenti delle regioni di slittamento e di aderenza. [1]

Nel modello sviluppato, in condizioni di taxiing con il carrello perfettamente allineato con l'asse  $z$ , la velocità longitudinale del velivolo e la velocità tangenziale del punto di contatto dello pneumatico sono simili e differiscono di un valore tendente allo zero, per considerare la ruota come un elemento che è capace di subire le deformazioni. Una condizione da inserire per migliorare il modello finora descritto, è l'introduzione dell'angolo di deriva e del momento auto-allineante, che si presentano durante il rotolamento della ruota. [9]

La presenza dell'angolo di deriva, anche chiamato di *side slip* si ha quando la traiettoria seguita dalla ruota non è più contenuta nel suo piano ma differisce di un angolo  $\alpha$ . Tale condizione si verifica anche in assenza dello slittamento laterale.

Per ricercare le cause del fenomeno appena descritto, si ipotizza lo pneumatico come un elemento dotato di molle montate radialmente, lateralmente e torsionalmente. Supponendo una ruota ferma a cui viene applicata una forza laterale, le molle si deformano di una quantità pari a  $\Delta$ , equilibrando la forza esterna. Mettendo in rotazione la ruota, la molla che entra in

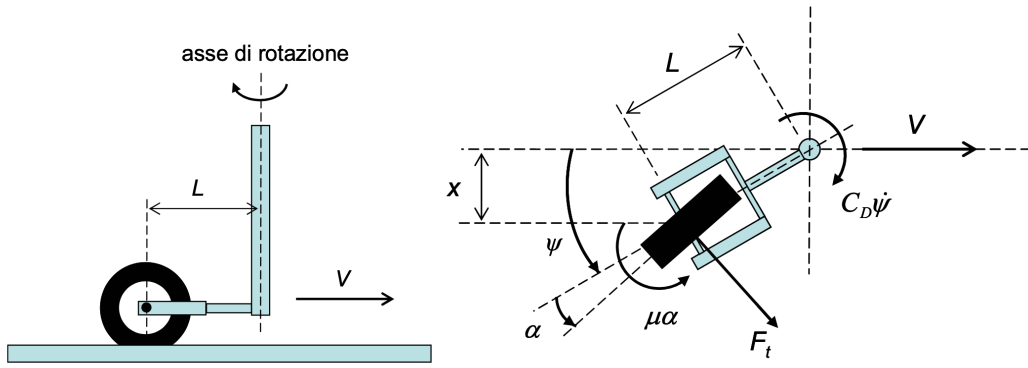


Figura 4.8: Corpo libero con angolo di deriva [9]

contatto col terreno, non è allineata con le altre molle ma risulta spostata lateralmente. In contemporanea, il punto di attacco iniziale della ruota si distacca dal terreno, non esercitando più la sua forza di reazione causando il disallineamento della ruota dalla traiettoria effettiva che dovrebbe percorrere.

La conseguenza dell'angolo di deriva è la presenza di un momento torcente, dovuto alla rotazione della ruota ma in particolare, le tensioni assumono un profilo lineare, perché la molla che entra in contatto ha tensione nulla, mentre si ha la massima tensione nella parte anteriore dell'area di contatto. [9]

In questo modo la forza che equilibra la forza laterale generata, è posta a circa 2/3 dal punto di attacco anteriore dell'area di contatto dello pneumatico. Si crea così un momento che cerca di allineare la ruota nel suo piano, diminuendo il valore dell'angolo di deriva. Il momento torcente che si genera dipende dal carico verticale applicato sulla ruota:

$$M_z = \gamma\alpha \quad (4.32)$$

con la rigidezza torsionale dello pneumatico  $\gamma$ , non costante ma varia con la forza normale:

$$\gamma = \gamma_0 F_z \quad (4.33)$$

Per studiare il fenomeno dell'angolo di deriva è essenziale modificare la cinematica e la dinamica del sistema. Nell'equazione dinamica di rotazione attorno all'asse del carrello, si aggiunge il termine del momento auto-allineante, mentre per la cinematica si ricava l'equazione differenziale di primo ordine per trovare l'angolo di side slip [9].

*Equazione di rotazione del carrello*

$$I_{z,NLG}\ddot{\psi} + F_{friction,y}e_{caster} + c\dot{\psi} + k\psi - \gamma\alpha = 0 \quad (4.34)$$

Partendo dallo spostamento del carrello lungo  $y$  pari a  $e \sin \psi$  e tenendo conto dello spostamento delle molle  $\Delta$  si calcola la condizione di non slittamento laterale, che mette in relazione tutte le grandezze prese in considerazione:

$$e_{caster}\dot{\psi} \cos \psi + \dot{\Delta} + V_{aircraft} \sin \psi + V_{aircraft} \sin \alpha = 0 \quad (4.35)$$

Si ricava dalla 4.35  $\dot{\Delta}$ :

$$\dot{\Delta} = -e_{caster}\dot{\psi} \cos \psi - V_{aircraft} \sin \psi - V_{aircraft} \sin \alpha \quad (4.36)$$

Sapendo che la forza di attrito laterale è proporzionale alla deformazione delle molle e all'angolo di deriva, si ottiene:

$$\dot{\alpha} = ck_L \dot{\Delta} \quad (4.37)$$

con  $c$  pari al coefficiente di deriva dello pneumatico, che dipende dalla forza verticale e  $k_L$  pari alla rigidità laterale dello pneumatico.

Sostituendo la 4.36 nella 4.37 è possibile ricavare il valore dell'angolo di slip e del momento auto-allineante.

Le equazioni si implementano in ambiente Simulink per poter effettuare le simulazioni.

### 4.4.3 Brush model

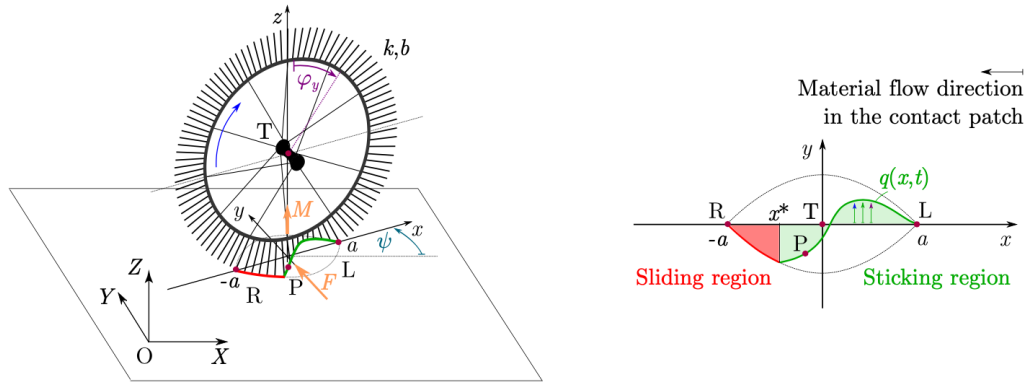


Figura 4.9: Brush model [3]

Il brush model è un modello semi-empirico che descrive in maniera molto semplice la fisica dello pneumatico, attraverso le forze generate e la divisione dell'area di contatto in zone di aderenza e di slittamento.

Il modello si ottiene ipotizzando la carcassa dello pneumatico rigida e dividendo il battistrada in tante piccole spazzole indipendenti tra loro, con elasticità lineare. Le spazzole sono in grado di allungarsi lungo l'asse  $y$  fino al limite dell'area di contatto, mentre lungo l'asse  $x$  lo spostamento è infinitesimale. Le forze che assicurano l'aderenza sul terreno sono dovute alla deformazione delle spazzole sul terreno, a differenza delle forze che si generano nell'area di slittamento causate dall'attrito. [3]

Nella regione di aderenza le spazzole sono a contatto con il terreno e deformate a causa dell'attrito statico e nella regione di slittamento, le spazzole strisciano sul terreno a causa dell'attrito dinamico e le forze di slittamento generate risultano indipendenti dalla deformazione della spazzola.

La forza normale presenta una distribuzione parabolica, da cui deriva, moltiplicando per il coefficiente di attrito, la funzione parabolica che determina i limiti delle deformazioni laterali nella zona di slittamento.

Nel caso di puro rotolamento e in assenza di side slip angle, lo pneumatico rotolerebbe seguendo una direzione parallela al suolo contenuta nel suo piano, con le spazzole verticali prive di deformazioni che si muovono all'interno dell'area di contatto.

In presenza di un angolo di deriva, la velocità di trascinamento longitudinale differisce dalla tangenziale della ruota si verificano fenomeni di slittamento all'interno dell'area di contatto, che dipendono dal valore dell'angolo di deriva. Nella zona di aderenza, lo spostamento ha un andamento lineare, annullandosi nel punto di attacco anteriore. Il tratto lineare si conclude con la deflessione massima in quel punto e l'inizio della regione di slittamento. All'aumentare dell'angolo di slittamento aumenta anche la forza laterale generata, poiché si arriva al valore massimo di saturazione. [14]

La forma non simmetrica delle tensioni data dalla flessione laterale delle spazzole, genera una forza concentrata laterale distante dal centro della ruota di una distanza  $t$ , che diminuisce all'aumentare dell'angolo di slittamento. La forza laterale genera un momento

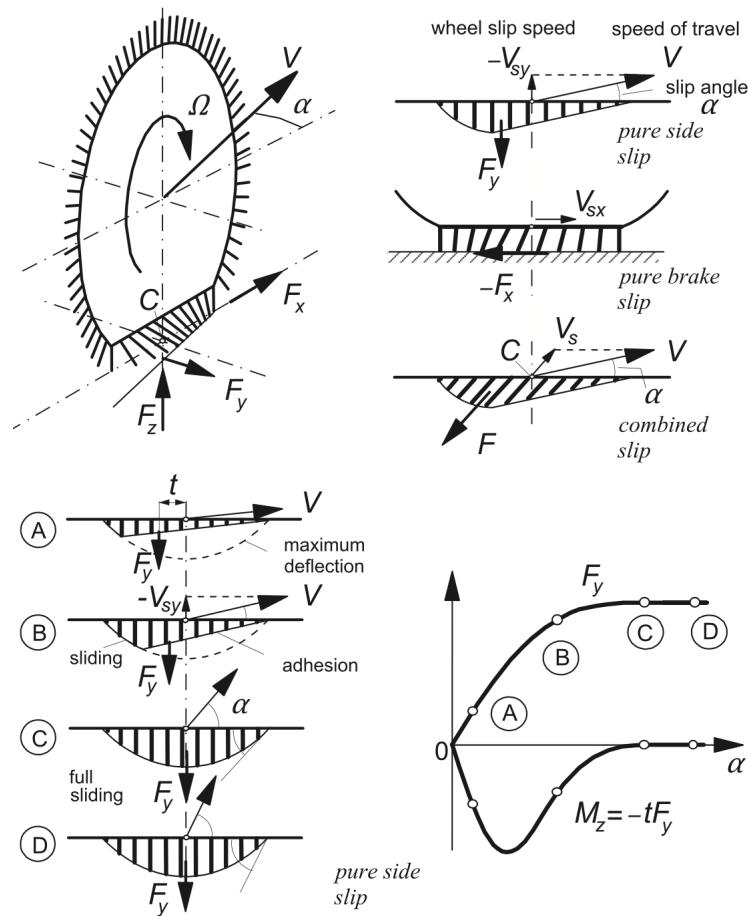


Figura 4.10: Brush model [14]

auto-allineante della ruota, che si annulla in caso di slittamento puro della ruota, perchè la distanza  $t$  si annulla e la distribuzione delle tensioni lungo l'asse  $y$  diventa simmetrica.

Prendendo in considerazione il caso in cui si ha slittamento in entrambe le direzioni, che simula in maniera più precisa il caso del carrello di atterraggio anteriore di un velivolo, si nota una riduzione della zona di aderenza, con slittamento su entrambe le direzioni. La forza che si genera in questo caso è pari a una forza che si avrebbe per un puro scorrimento longitudinale con una regione di slittamento minore rispetto al caso di puro slittamento laterale. [5] Per il caso di studio di questa tesi si considera la dinamica longitudinale descritta nel capitolo precedente, unita alla dinamica laterale del *brush model*. Le forze e il momento auto-allineante che agiscono sul sistema si calcolano integrando le tensioni del tratto lineare e parabolico, quindi sommando le forze di aderenza e quelle di slittamento. Dall'integrazione si ottengono le seguenti formule [5]:



$$F_y(\alpha) = \begin{cases} -\mu_{dinamico} F_z & \text{se } \alpha < -\alpha_{crit} \\ \frac{8}{27} \frac{a^6 k^3}{F_z^2 \mu^2} \tan^3 \alpha + \frac{4}{3} \frac{a^4 k^2}{F_z \mu} \tan^2 \alpha & \\ + 2ka^2 \tan \alpha & \text{se } -\alpha_{crit} \leq \alpha < 0 \\ \frac{8}{27} \frac{a^6 k^3}{F_z^2 \mu^2} \tan^3 \alpha - \frac{4}{3} \frac{a^4 k^2}{F_z \mu} \tan^2 \alpha & \\ + 2ka^2 \tan \alpha & \text{se } 0 \leq \alpha < \alpha_{crit} \\ \mu_{dinamico} F_z & \text{se } \alpha \geq \alpha_{crit} \end{cases} \quad (4.38)$$

$$M_z(\alpha) = \begin{cases} 0 & \text{se } \alpha < -\alpha_{crit} \\ -\frac{16}{81} \frac{a^9 k^4}{F_z^3 \mu^3} \tan^4 \alpha - \frac{8}{9} \frac{a^7 k^3}{F_z^2 \mu^2} \tan^3 \alpha & \\ -\frac{4}{3} \frac{a^5 k^2}{F_z \mu} \tan^2 \alpha - \frac{2}{3} ka^3 \tan \alpha & \text{se } -\alpha_{crit} \leq \alpha < 0 \\ \frac{16}{81} \frac{a^9 k^4}{F_z^3 \mu^3} \tan^4 \alpha - \frac{8}{9} \frac{a^7 k^3}{F_z^2 \mu^2} \tan^3 \alpha & \\ \frac{4}{3} \frac{a^5 k^2}{F_z \mu} \tan^2 \alpha - \frac{2}{3} ka^3 \tan \alpha & \text{se } -\alpha_{crit} \leq \alpha < 0 \\ 0 & \text{se } \alpha \geq \alpha_{crit} \end{cases} \quad (4.39)$$

Nelle formule appare:

- metà della lunghezza della superficie di contatto  $a$ ;
- $k$ , pari alla rigidezza distribuita delle setole del battistrada;
- $\mu_{din}$  coefficiente di attrito dinamico;
- $\alpha_{crit}$ , angolo di deriva critico, in condizione di puro slittamento laterale, con forza laterale massima (saturata).

Gli andamenti delle forze e del momento sono riportati nei grafici di figura 4.10

#### 4.4.4 Stretched string model

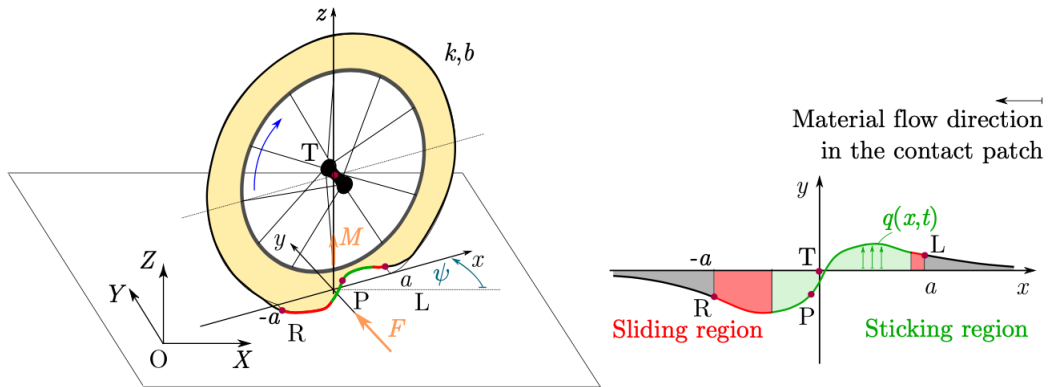


Figura 4.11: Stretched string model [3]

Lo *stretched string model* è un modello matematico che descrive lo pneumatico come una corda (di lunghezza infinita) tenuta in tensione radialmente da una forza distribuita uniformemente lungo la circonferenza. La corda può deformarsi in direzione assiale, in quanto collegata elasticamente al piano centrale della ruota, ma non è deformabile in direzione circonferenziale. Si possono considerare delle corde collegate in parallelo per simulare lo spessore del battistrada, a cui sono collegate delle setole che possono deformarsi lungo la circonferenza dello pneumatico, cioè lungo la direzione longitudinale. [14]

L'equazione alle derivate parziali che descrive la deformazione laterale della corda sul terreno è la seguente:

$$k\sigma^2 q''(x, t) - b \frac{d}{dt} q(x, t) - kq(x, t) = p(x, t) \quad (4.40)$$

dove  $\sigma$  corrisponde alla lunghezza di rilassamento dello pneumatico, mentre  $p(x, t)$  corrisponde al carico distribuito lateralmente.

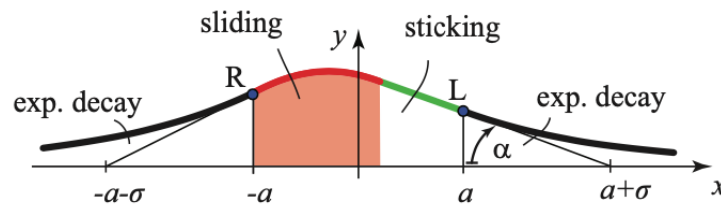


Figura 4.12: Linea di contatto deformata dello stretched string model [5]

La linea di contatto è deformata all'interno del punto di contatto anteriore e posteriore, mentre al di fuori dell'area di contatto la deformazione è descritta da funzioni esponenziali che decadono a partire dai punti L e R, le cui tangenti alle deformazioni laterali intersecano l'asse x nei punti  $\pm(a+\sigma)$ :

$$q(x, t) = \begin{cases} q(a, t) \exp \frac{-(x-a)}{\sigma} & \text{se } x \in [a, \infty) \\ q(-a, t) \exp \frac{(x+a)}{\sigma} & \text{se } x \in (-\infty, -a] \end{cases} \quad (4.41)$$

La forza e il momento di auto-allineamento si ricavano integrando lungo  $x$  le espressioni delle deformazioni laterali di ogni tratto della corda a contatto con il terreno, compresi i tratti delle funzioni esponenziali.[4]

#### 4.4.5 Quasi-steady tire model con effetti dinamici

In ambito industriale il calcolo delle forze e del momento di auto-allineamento sono calcolate considerando un regime quasi stazionario, in funzione dell'angolo di slip definito come:

$$\alpha = -\arctan \frac{v_y}{v_x} \quad (4.42)$$

In regime stazionario si utilizza il brush model, per avere una semplice interpretazione del fenomeno fisico. Come già discusso nel sottocapitolo del modello, valgono le stesse considerazioni fatte in precedenza. La zona di aderenza varia linearmente all'interno della superficie di contatto, la cui tangente equivale all'angolo di deriva.

La regione di slittamento assume forma parabolica e in tale zona si ha lo spostamento laterale massimo delle setole. La forza e il momento si ottengono attraverso l'integrazione delle tensioni che le setole esercitano all'interno dell'area di contatto e corrispondono alle equazioni 4.38 e 4.39. [5]

Le formule di forza e momento considerate nel brush model presentano discontinuità per ordini superiori, in particolare le derivate prime rispetto all'angolo di deriva risultano continue, ma derivando ulteriormente si ottengono delle funzioni a tratti, che possono creare problemi se implementate in ambito informatico.

Per risolvere il problema, si utilizzano dei modelli semi stazionari che considerano anche la dinamica di contatto tra ruota e pneumatico. Si utilizza lo stretched-string model che tiene conto anche della deformazione dello pneumatico al di fuori della superficie di contatto. [3]

Si considera l'equazione differenziale ordinaria che calcola lo spostamento laterale del punto del bordo superiore dell'area di contatto, dipendente dall'angolo di deriva pari a  $\alpha = \arctan \frac{q_L}{\sigma}$ , si ottiene:

$$\dot{q}_L(t) = V_{aircraft} \sin \psi - (a - e_{caster})\dot{\psi} + \frac{q_L}{\sigma}(q_L\dot{\psi} - V_{aircraft} \cos \psi) \quad (4.43)$$

Si applica la condizione al bordo per cui lo spostamento e la sua derivata prima rispetto lo spazio devono essere continue sul bordo superiore dell'area di contatto. Pertanto, le forze e i momenti generati, possono essere funzione dello spostamento laterale del bordo superiore, per poter considerare gli effetti dinamici dell'interazione pneumatico-suolo. Non è possibile considerare, però, le forze e i momenti dello stretched-string model in forma chiusa perchè non è possibile determinare analiticamente la transizione tra la zona di aderenza e di slittamento. Poiché il fenomeno fisico descritto dallo stretched string model è lo stesso del brush model, si utilizza un sistema simile a quello del brush model per descrivere le forze scambiate col terreno e il momento generato. [3]

Per il modello implementato in ambiente MATLAB/Simulink si utilizza questo approccio, per studiare e simulare il fenomeno dello shimmy di un carrello di atterraggio di un velivolo. Il modello del nose landing gear differisce da quelli descritti in precedenza per la dinamica considerata; infatti, in questo caso si aggiunge la dinamica longitudinale che nel brush e

nello stretched model venivano trascurati. Anche i parametri della ruota, di smorzamento e rigidezza torsionale differiscono dal modello di ruota semplice trascinata descritta dai vari modelli.

## Capitolo 5

# Simulazioni e confronto tra i modelli

Le equazioni ricavate nei capitoli precedenti, che descrivono la dinamica del carrello di atterraggio sono implementate in ambiente Simulink per effettuare le simulazioni e prevedere il comportamento del sistema. Utilizzando i parametri calcolati nel dimensionamento delle componenti e altri utilizzati in altre simulazioni è possibile studiare la risposta del sistema sotto determinate condizioni.

Per effettuare le simulazioni del sistema dinamico del carrello di atterraggio anteriore, si utilizzano i blocchi Simulink per ricavare i risultati di interesse. Si costruiscono tre subsystem collegati tra di loro per descrivere il comportamento nel tempo del sistema. In particolare, ogni sottosistema si riferisce rispettivamente alle direzioni verticale, lungo l'asse  $z$ , laterale, lungo l'asse  $y$  e longitudinale lungo l'asse  $x$ .

Partendo con ordine, una prima analisi preliminare è stata effettuata considerando semplicemente la dinamica verticale del velivolo, rappresentabile, come descritto nei capitoli precedenti, come un sistema a due gradi di libertà. Questi ultimi, sono rappresentati dalle traslazioni verticali lungo l'asse  $z$  delle due masse presenti nel sistema.

La massa della fusoliera del velivolo, che corrisponde al 10% della massa totale dell'aereo, è collegato allo pneumatico a contatto con il suolo, attraverso una molla e uno smorzatore, che rappresentano l'azione elastica e viscosa dell'ammortizzatore lungo l'asse verticale.

Come è possibile notare dallo schema Simulink in figura 5.1, il blocco di input è rappresentato dalla forza peso, considerata in prima approssimazione come una grandezza costante, che si scarica sul sistema. Partendo dall'alto è possibile notare i blocchi che rappresentano le equazioni di equilibrio delle forze agenti sulla prima massa, quella della fusoliera. Le forze agenti corrispondono alla forza elastica e alla forza di smorzamento viscoso del shock absorber. I parametri di rigidità, dovuto al gas presente all'interno dell'ammortizzatore e di coefficiente di smorzamento viscoso, dovuto all'olio utilizzato, sono gli stessi calcolati nella parte di dimensionamento preliminare e sono rappresentati da blocchi *Gain* che moltiplicano la differenza degli spostamenti della fusoliera e del centro della ruota.

Le stesse forze agiscono anche sulla seconda massa, che corrisponde alla massa dello pneumatico, su cui agiscono anche le forze di reazione normale del suolo, dovuto al contatto

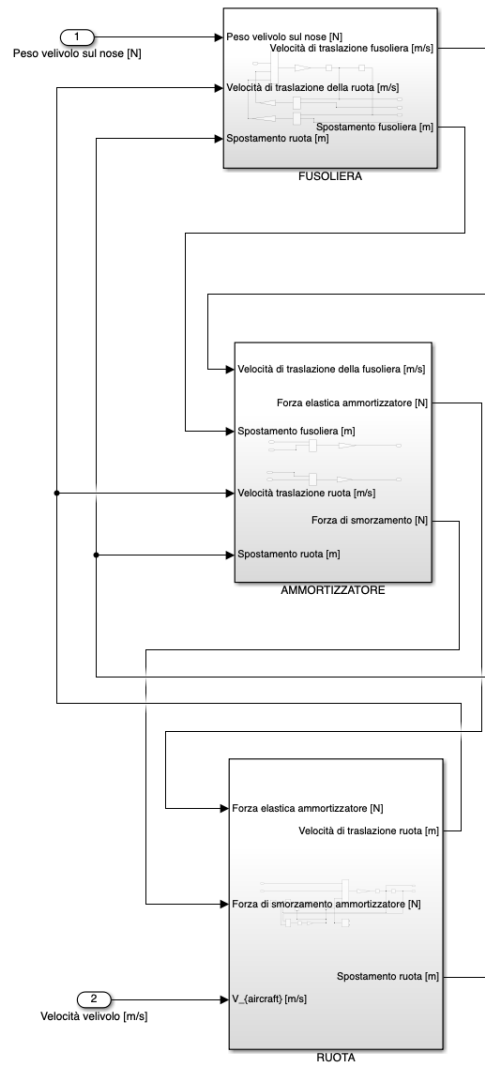


Figura 5.1: Schema Simulink della dinamica verticale

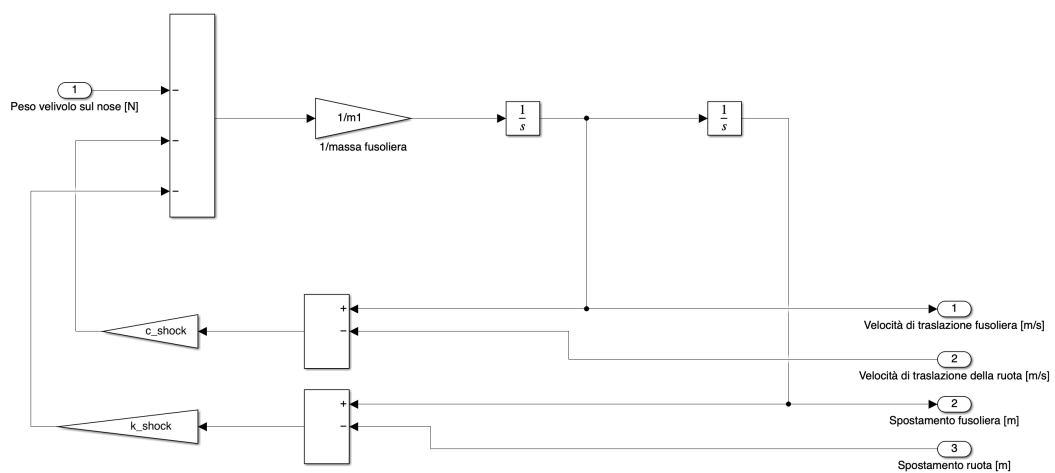


Figura 5.2: Schema Simulink della dinamica della fusoliera

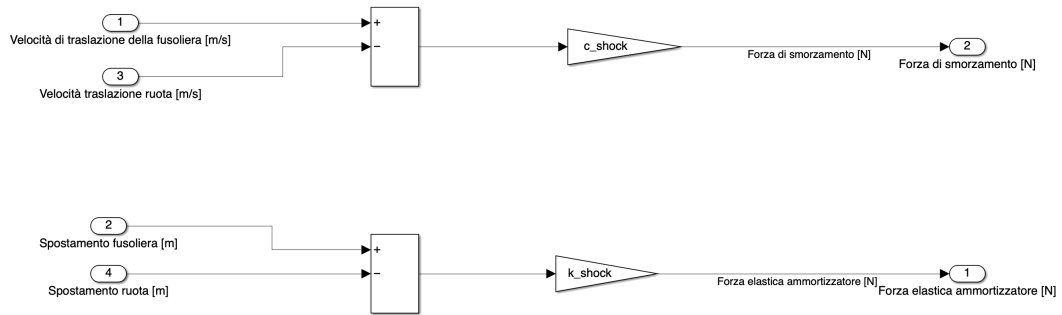


Figura 5.3: Schema Simulink dell'ammortizzatore

e dall'azione elastica e smorzante dello pneumatico.

È importante imporre come condizione la presenza della forza normale solo quando la parte più estrema dello pneumatico è a contatto con il terreno. Per risolvere tale problema, si inserisce un blocco di *banda morta*, che rileva quando la differenza tra lo spostamento del centro della ruota e il terreno risulta maggiore di zero, che per il sistema di riferimento considerato, corrisponde alla condizione di volo del velivolo e quindi all'assenza di contatto dello pneumatico con il terreno, annullando completamente la forza normale.

In fondo è presente anche il blocco che permette di misurare il raggio effettivo della ruota quando si ha contatto col terreno. Tale grandezza, infatti, risulta variabile nel tempo, in base alle condizioni considerate. Inoltre, nello stesso blocco, si effettua il calcolo di metà della lunghezza dell'area di contatto, che potrebbe servire per le equazioni dei modelli matematici della dinamica laterale dello pneumatico.

Dai blocchi somma presenti, che rappresentano l'equilibrio delle forze agenti su entrambe le masse, si effettua una doppia integrazione per calcolare in questo modo anche la velocità di traslazione delle masse, che permettono di calcolare le forze smorzanti e gli spostamenti verticali dei due corpi, che permettono di calcolare le forze elastiche dell'ammortizzatore e dello pneumatico.

Analizzando il sottosistema della dinamica longitudinale, quindi considerando il velivolo in movimento a una velocità non costante, è possibile notare la parte superiore dei blocchi di Simulink, l'equazione dinamica dell'intero velivolo lungo la direzione dell'asse x. La forza

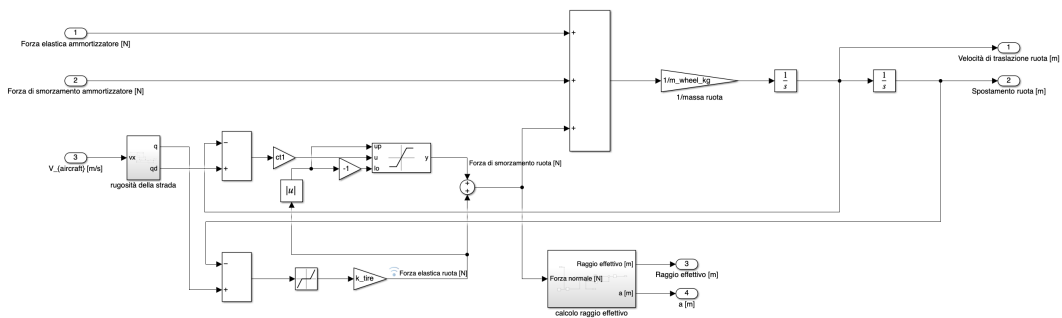


Figura 5.4: Schema Simulink dinamica verticale della ruota

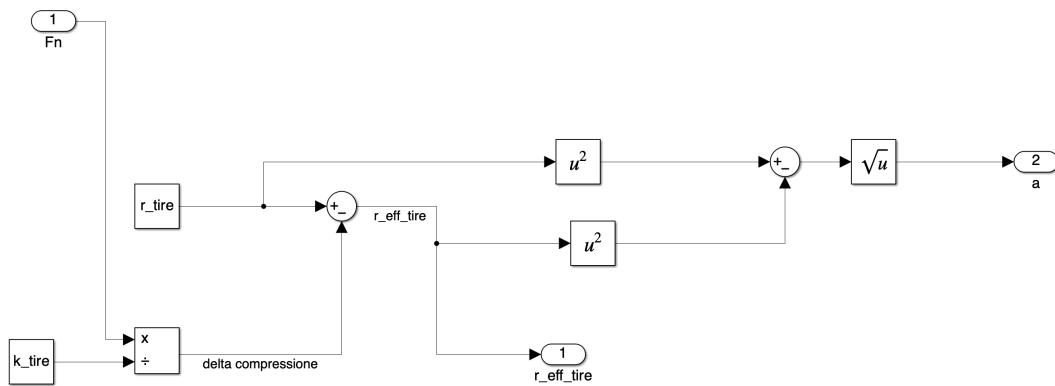


Figura 5.5: Schema Simulink del raggio effettivo

motrice dell'intero velivolo è data dalla forza  $T$  di thrust, data appunto dai motori, mentre le forze resistive sono date dalle forze di attrito generate dalle ruote con il terreno durante il contatto.

Una forza fondamentale che non è presente in questo modello, è la forza di resistenza di aerodinamica, che non è possibile approssimare e quantificare, per questo motivo il valore della forza di thrust è una stima della forza risultante agente sull'aeromobile.

Nella parte inferiore del sottosistema, è presente lo schema dell'equazione dinamica alla rotazione della ruota, su cui agisce la forza di attrito, dovuto al contatto e la forza di inerzia. La ruota del NLG è paragonabile a una ruota "trascinata", come descritto in precedenza, poiché non è presente una coppia motrice sulla ruota, ma ciò che permette il movimento dello pneumatico è la forza di thrust del velivolo.

È interessante notare il blocco per calcolare il coefficiente di attrito, che riceve come input la velocità relativa totale, data dalla somma dei moduli lungo le direzioni longitudinale e laterale. La velocità totale entra come parametro di input nelle funzioni implementate per calcolare il coefficiente di attrito, che successivamente permette di calcolare la forza di attrito risultante, moltiplicandolo semplicemente per la forza normale agente sulla ruota.

Nel caso in cui il moto non fosse puramente longitudinale, ma ci fosse anche un movimento laterale dello pneumatico, è necessario scomporre la forza totale di attrito nelle due direzioni, per questo motivo si esegue il prodotto con il  $\cos \psi$  per calcolare la componente longitudinale.

Il risultato ottenuto dall'equazione di rotazione è l'accelerazione di rotazione, che attraverso un'unica integrazione permette di trovare la velocità di rotazione della ruota. Quest'ultima è fondamentale per il calcolo della velocità tangenziale della ruota e del coefficiente di attrito descritto in precedenza, infatti nello schema a blocchi, è possibile osservare una retroazione della velocità tangenziale.



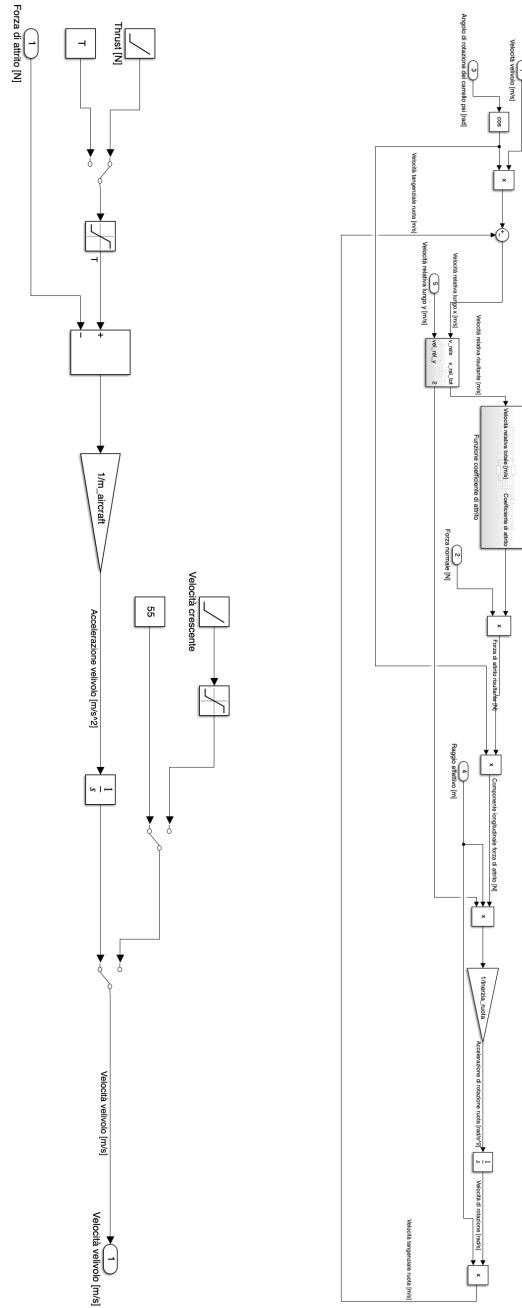


Figura 5.6: Schema Simulink dinamica longitudinale

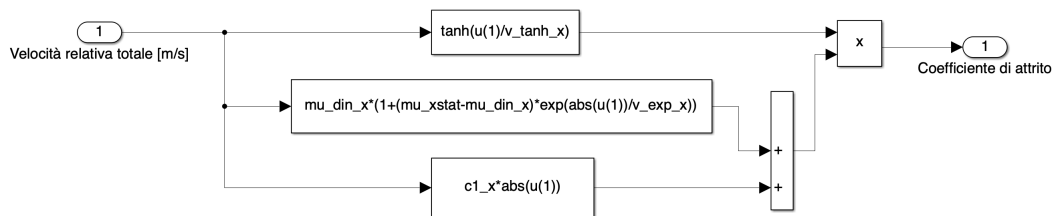


Figura 5.7: Schema Simulink della funzione di attrito

## 5.1 Statica del carrello

Partendo dalla statica, si analizza inizialmente lo spostamento della massa della fusoliera e lo spostamento del centro di rotazione della ruota, sottoposta a circa il 10% del peso totale del velivolo.

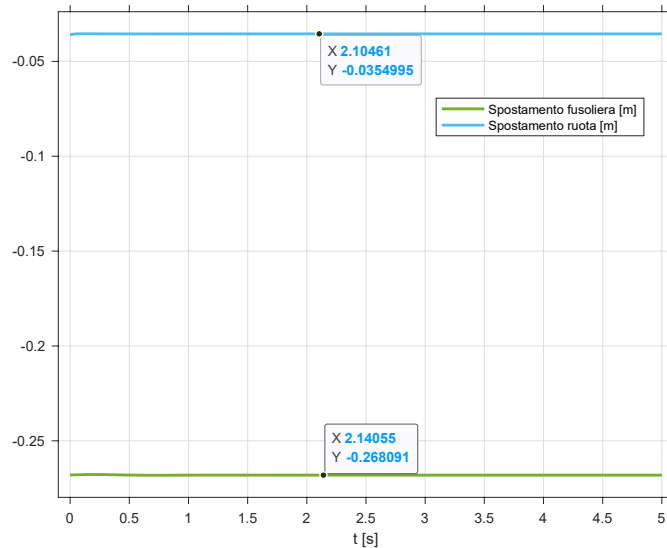


Figura 5.8: Abbassamento fusoliera e della ruota

Come è possibile notare dai grafici 5.9, il carico verticale applicato sul carrello, provoca la compressione dell'ammortizzatore, con il conseguente abbassamento della fusoliera di circa 27 cm e una compressione della ruota pari a circa 4 cm. È interessante notare come il valore dell'accorciamento della ruota corrisponde al raggio effettivo calcolato in precedenza, proprio perchè il centro della ruota si sposta esattamente di quella quantità dalla sua posizione di riposo.

Anche la forza elastica, nel grafico 5.10, contrasta la forza peso applicata, il cui modulo è uguale ma con verso opposto. Il segno negativo è dato dal verso della forza elastica, che ha verso opposto a quello scelto inizialmente per trovare le equazioni di moto, infatti la molla comprimendosi sotto l'azione della frazione forza peso del velivolo, esercita una forza elastica di richiamo che punta verso l'alto e non verso il basso, come è presente nel diagramma di corpo libero.

La forza viscosa dovuta all'olio dell'ammortizzatore si annulla quando il sistema si porta in equilibrio statico. Il valore di tale forza dipende dalla velocità di traslazione delle due masse, che è pari a zero quando il sistema è in quiete.

La forza normale generata dal contatto tra pneumatico e terreno assume esattamente il valore del carico verticale applicato, con verso opposto.

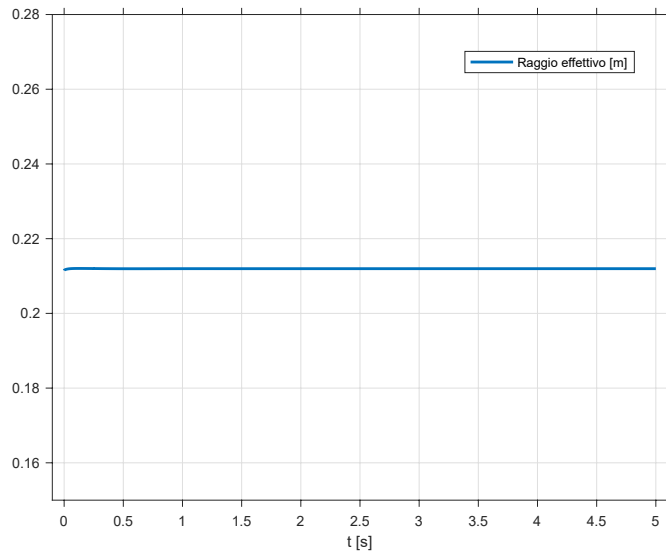


Figura 5.9: Raggio effettivo

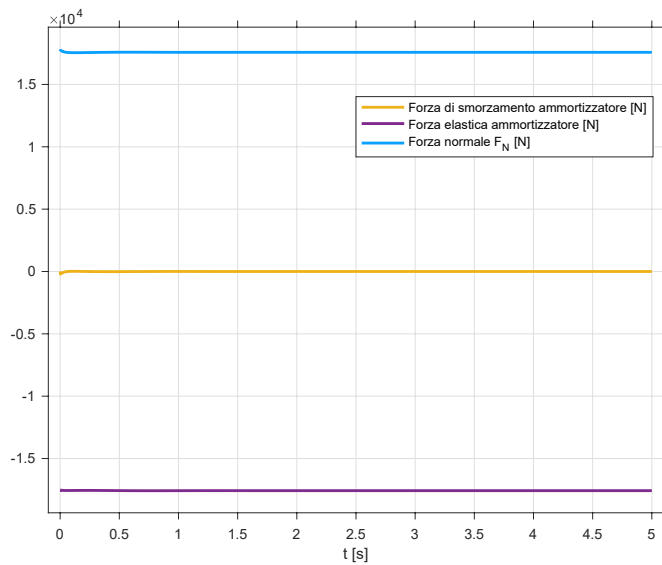


Figura 5.10: Forza elastica e smorzante dell'ammortizzatore e forza normale sullo pneumatico

## 5.2 Simulazione taxiing rettilineo senza perturbazioni laterali

Supponiamo di voler mettere in movimento il sistema e quindi di voler variare la velocità del velivolo o lasciarla costante, simulando con una buona approssimazione la situazione di taxiing, ovvero di movimento a terra del velivolo. La dinamica longitudinale è indipendente dalla dinamica verticale in questo modello, per questo motivo la dinamica verticale, non subisce grandi variazioni per quanto riguarda le forze e gli spostamenti in gioco.

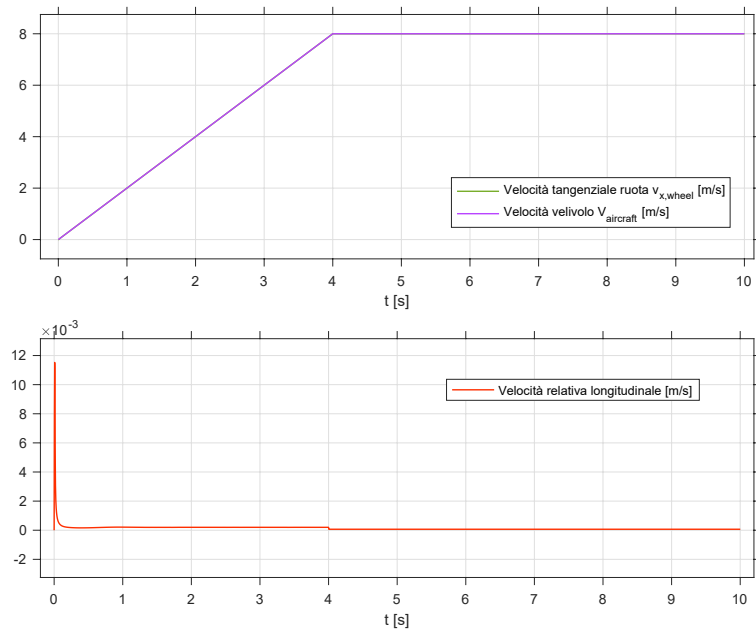


Figura 5.11: Velocità di taxiing

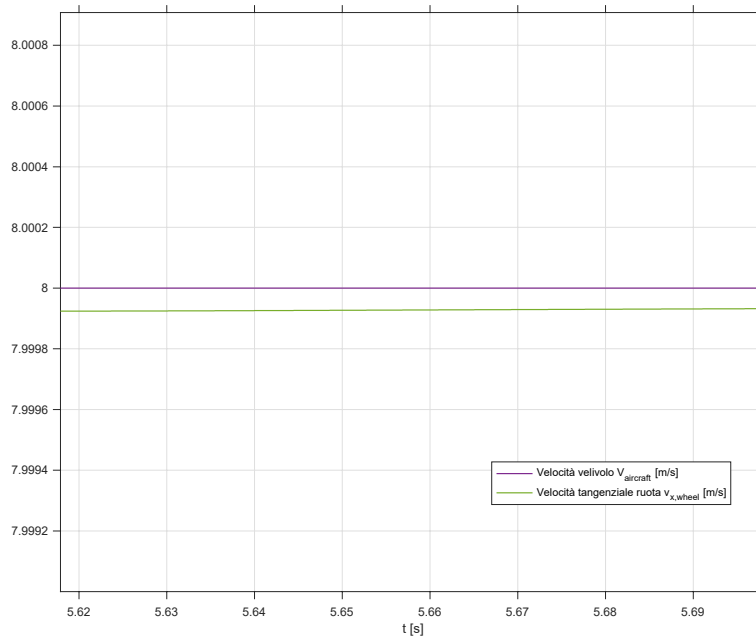


Figura 5.12: Velocità di taxiing zoom

È molto interessante notare la lieve differenza di velocità presente tra la ruota e la velocità longitudinale del velivolo. Ciò è dovuto alla funzione di attrito considerata e alla costruzione del modello, che pur essendo in condizione di puro rotolamento, quindi in una situazione in cui non si verifica strisciamento e si ha idealmente una forza di attrito nulla, si ha una velocità relativa infinitesima tra ruota e asfalto che genera una forza di attrito trascurabile che permette di far ruotare lo pneumatico. Le velocità relative in gioco risultano comunque

minori della velocità di soglia di attrito statico, per questo motivo trascurabili e considerare il sistema in assenza di strisciamento.

Inoltre il picco iniziale della velocità relativa è dovuto alla risposta alla rampa dello pneumatico, dovuto al ritardo che si ha tra la velocità del velivolo e la rotazione dello pneumatico, come è possibile osservare in figura 5.13.

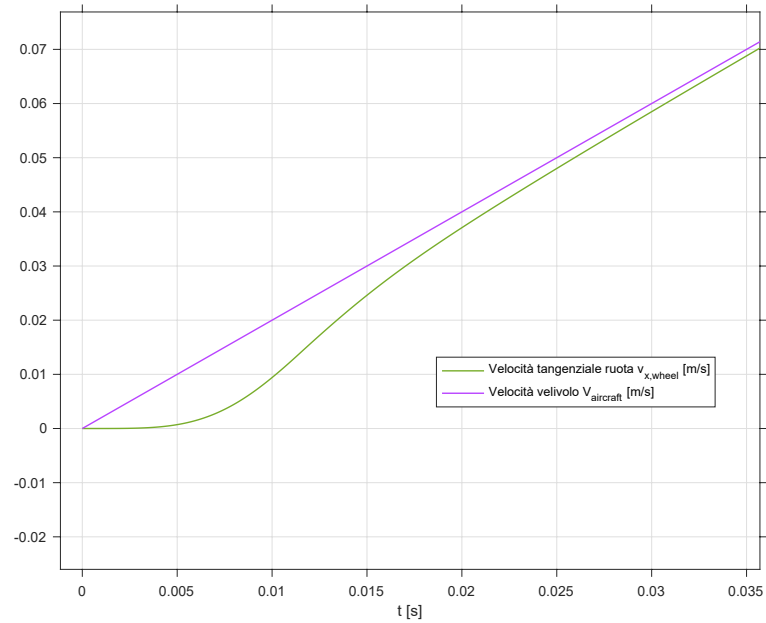


Figura 5.13: Velocità di taxiing zoom istanti iniziali

### 5.3 Simulazione di atterraggio

Supponiamo di voler simulare un atterraggio del velivolo, in condizioni ideali, trascurando possibili perturbazioni laterali che possono dare vita a fenomeni di oscillazioni indesiderate. Durante le manovre di atterraggio il velivolo deve rallentare per poter scendere di quota, diminuendo così la forza di thrust applicata in modo da frenare il velivolo. Per simulare tale situazione è necessario approssimare la forza di thrust a una funzione rampa decrescente che parte da un valore di thrust che i motori generano in volo, e decresce fino ad annullarsi dopo un certo intervallo di tempo.

Un altro parametro da inizializzare, è la posizione iniziale dell'aereo rispetto al suolo, impostando come condizione iniziale nei blocchi di integrazione di Simulink, un valore pari all'altezza iniziale che si vuole simulare e che si vuole far percorrere. In questo caso, si imposta come valore iniziale 1 m di altezza, come è possibile notare dai grafici di spostamento della fusoliera e della ruota, con un tempo di simulazione di 35 secondi, dal momento in cui l'aereo diminuisce la sua velocità longitudinale, fino all'arresto completo sulla pista.

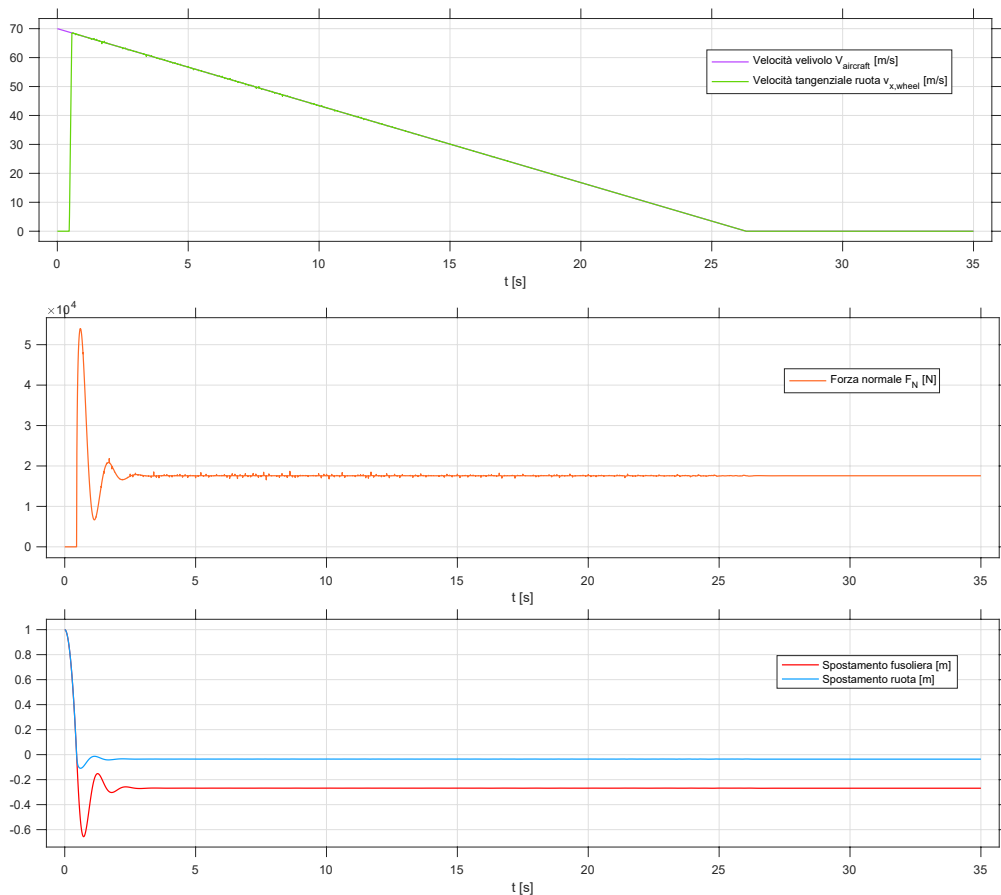


Figura 5.14: Forza normale, velocità e spostamenti verticali

Si nota come l'altezza della fusoliera ha un valore a  $t = 0$  s pari a quello impostato, per poi diminuire fino a un minimo, in cui si ha la compressione dell'ammortizzatore, per poi raggiungere un valore pari a quello che si ha in statica, con un abbassamento della fusoliera

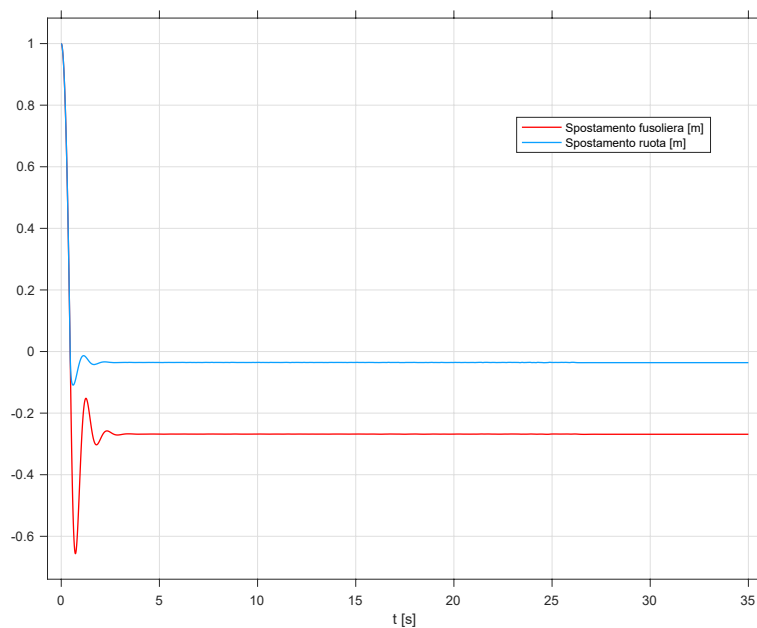


Figura 5.15: Spostamenti verticali

26 cm. Anche la ruota subisce l'impatto della forza generata dall'impatto con il suolo, da cui è possibile notare inizialmente una leggera oscillazione e in seguito un valore circa costante di 4 cm di compressione.

Lo spostamento verticale della fusoliera presenta un minimo dovuto alla compressione dell'ammortizzatore nel momento in cui lo pneumatico entra in contatto con il terreno. Appena l'ammortizzatore non risulta completamente compresso, la fusoliera si abbassa di circa 26 cm, pari al valore statico.

Il centro della ruota in figura 5.14 ha un andamento simile a quello della fusoliera, con un picco meno accentuato e lo spostamento a regime è pari alla differenza tra il raggio della ruota e il raggio effettivo. Osservando proprio il grafico del raggio effettivo, si nota una zona iniziale costante pari al raggio totale non compresso, con velivolo ancora in volo, per poi subire un'oscillazione iniziale durante il momento di contatto con il terreno, raggiungendo un minimo di circa 19.5 cm nel momento dell'impatto e stabilizzarsi al valore di regime, statico di circa 21,5 cm.

È di notevole importanza il diagramma delle velocità, sia del velivolo, che della velocità tangenziale della ruota, che permettono di capire la dinamica del sistema. Negli istanti iniziali, quando l'aereo si trova ancora in volo, la ruota non risulta in moto, a differenza del intero sistema che viaggia a circa 70 m/s. La velocità tangenziale della ruota infatti, è nulla inizialmente, perché la velocità di rotazione dello pneumatico è pari a 0,  $\dot{\theta} = 0 \text{ m/s}$ .

Nel momento in cui, lo pneumatico entra in contatto con il suolo, la ruota subisce uno strisciamento iniziale, per poi ruotare istantaneamente e portarsi a una velocità prossima a quella assunta dal velivolo, seguendo lo stesso andamento decrescente, fino al totale arresto nella fase finale dell'atterraggio. Nel momento del contatto, la differenza di velocità è così elevata tale da far inizialmente slittare la ruota, come è possibile notare anche dagli istanti iniziale del grafico del coefficiente di attrito. Infatti, nel momento in cui si supera una certa

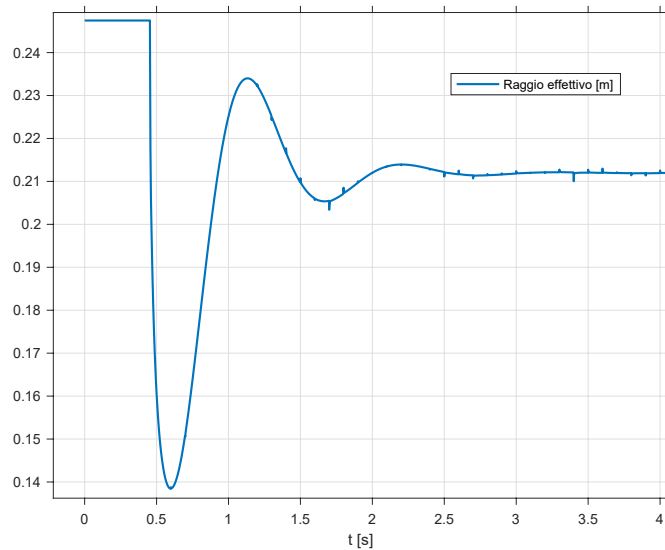


Figura 5.16: Raggio effettivo

velocità di soglia, la ruota slitta per poi continuare la rotazione in condizioni simili a quelle di puro rotolamento.

È interessante studiare anche l'andamento della forza normale agente sullo pneumatico; inizialmente la forza è nulla perchè il velivolo è ancora in volo, non esercitando nessuna azione premente. Nel momento in cui si ha l'interazione suolo-pneumatico, la forza normale cresce vertiginosamente, comprimendo l'ammortizzatore, il cui compito è quello di smorzare il picco di forza, come è possibile notare dal grafico. Successivamente dopo delle piccole oscillazioni, la forza assume il valore costante pari al carico verticale applicato sul velivolo.

Le forze dell'ammortizzatore risultano nulle inizialmente, con l'aereo in volo, in cui non sono presenti forze che agiscono sull'ammortizzatore. Nel momento in cui lo pneumatico entra in contatto con il terreno, si genera una forza smorzante, che presenta un'oscillazione iniziale, dovuta alla velocità dell'impatto, e una forza elastica che presenta anch'essa un'oscillazione e un andamento che tende a bilanciare il carico verticale agente sul carrello del nose. Appena il transitorio si estingue, la forza smorzante tende al valore nullo di regime, le oscillazioni presenti sono probabilmente dovuti al passo temporale utilizzato per effettuare la simulazione, aumentando tale parametro, le oscillazioni tendono ad attenuarsi.



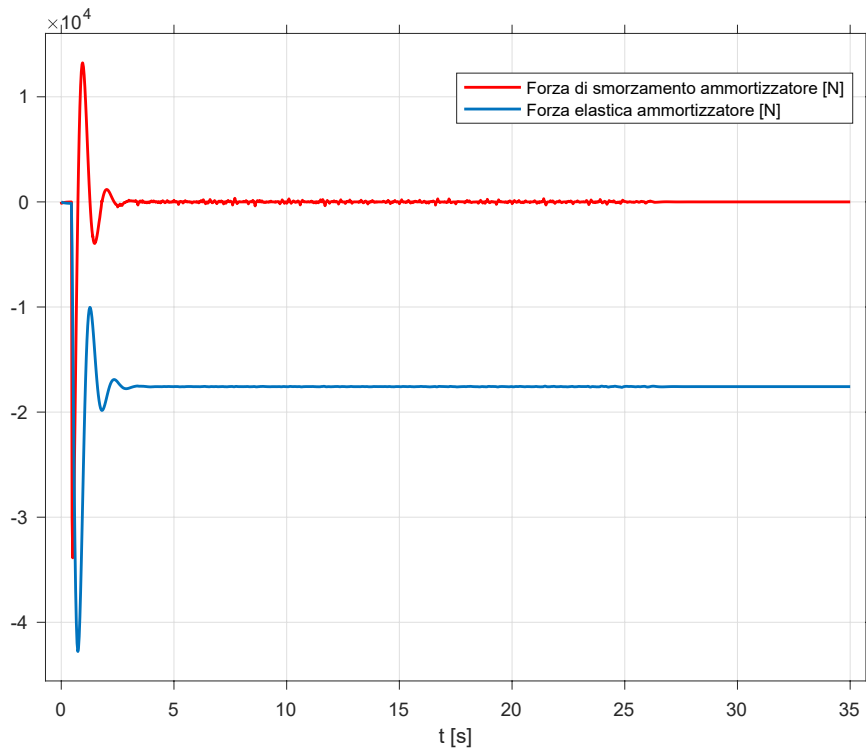


Figura 5.17: Forze dell'ammortizzatore durante l'impatto

## 5.4 Confronto tra modelli di shimmy

L'ultimo sottosistema da analizzare è quello che riguarda la dinamica laterale del sistema, che permette di studiare accuratamente il fenomeno di shimmy e rendere più realistico il modello. All'interno del blocco implementato su Simulink, sono presenti le equazioni dinamiche alla rotazione attorno all'asse del carrello di atterraggio anteriore. A seconda del tipo di modello considerato, cambiano ovviamente le equazioni utilizzate.

### 5.4.1 Modello ruota trascinata

Partendo dallo studio del modello di ruota trascinata sviluppato interamente da zero, le cui equazioni utilizzate sono l'unione di più studi che riguardano sempre l'ambito dell'aeronautica e in particolare dei nose landing gear. Osservando il blocco al suo interno, è possibile notare inizialmente un blocco somma, da cui è possibile ricavare la velocità relativa di rotazione data dalla somma della componente laterale della velocità di traslazione della ruota  $V_{aircraft} \sin \psi$  e la velocità di rotazione della ruota rispetto l'asse del carrello del nose, moltiplicato il suo braccio pari alla lunghezza del caster quindi  $\dot{\psi} e_{caster}$ .

Il calcolo della velocità relativa è molto importante perché permette il calcolo del coefficiente di attrito, descritto in precedenza, attraverso la funzione analitica e quindi permette di trovare la componente laterale della forza di attrito.

Il momento generato dalla componente laterale della forza di attrito è una delle principali cause dello shimmy, che provocano l'oscillazione incontrollata. Le altre grandezze presenti

nell'equazione di momento sono date dall'azione smorzante dello shimmy damper, il cui scopo è diminuire l'ampiezza delle oscillazioni nel tempo e la rigidità torsionale dell'intera struttura, che permette di non raggiungere la rottura a causa delle vibrazioni.

Una grandezza fondamentale da analizzare è l'angolo di deriva  $\alpha$ , che genera un momento auto allineante dello pneumatico e si oppone al momento generato dalla forza di attrito. La continua opposizione dovuta a questi due momenti, potrebbe portare all'auto-alimentazione delle oscillazioni e al movimento incontrollato dell'intero sistema. L'angolo di deriva è possibile ricavarlo geometricamente dal diagramma di corpo libero del carrello, sul piano x-y.

Il risultato che deriva dall'equazione del moto è l'accelerazione di rotazione del carrello  $\ddot{\psi}$ , che grazie alle due integrazioni successive permette di trovare la rotazione del carrello rispetto la sua posizione di riposo.

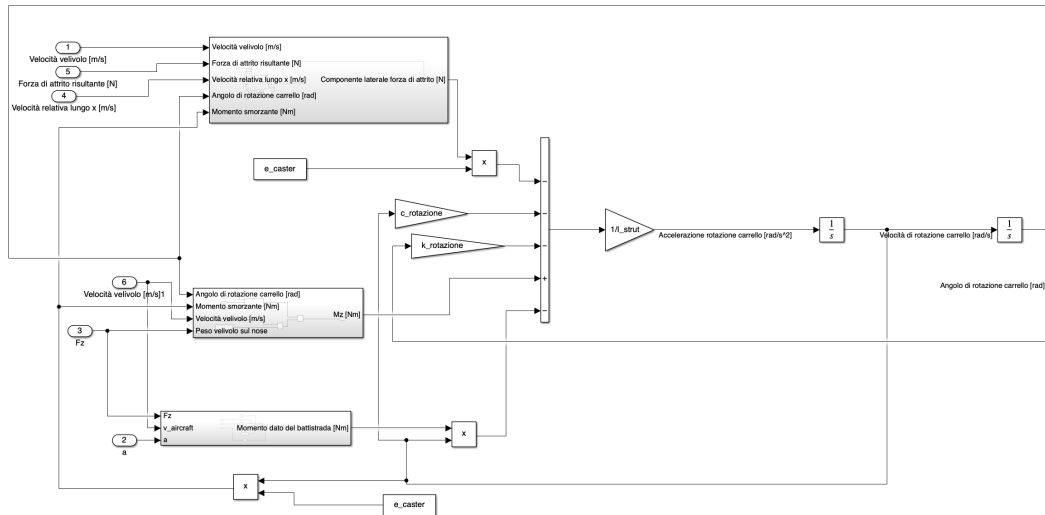


Figura 5.18: Modello ruota trascinata

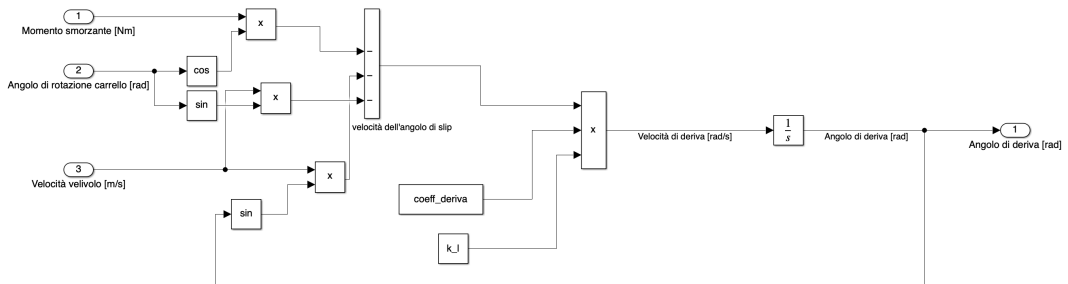


Figura 5.19: Blocco angolo di deriva

### 5.4.2 Modello di Somieski

L'altro modello matematico che descrive la dinamica laterale del sistema, che è stato implementato in ambiente Simulink è il modello di Somieski, descritto nei capitoli precedenti.

Il modello è molto simile al precedente, l'unica differenza è data dalle funzioni della forza laterale e dal momento auto-allineante, dipendenti da due angoli critici. Le funzioni sono definite a tratti proprio dalle condizioni dell'angolo di slip critici. Per definire le condizioni, si inseriscono all'interno dei blocchi Simulink della forza laterale e del momento di auto-allineamento dei blocchi *if, else*, che permettono di calcolare la grandezza in base alle condizioni imposte. Prendendo come esempio la forza laterale, si considera il primo blocco, che presenta come input l'angolo di deriva  $\alpha$ , se tale angolo risulta minore a  $5^\circ$ , il valore della forza sarà calcolato dal primo blocco *if action*, in caso contrario il risultato si ottiene attraverso il secondo blocco.

In questo modello è presente il blocco che misura lo spostamento laterale rispetto la posizione di riposo del punto di attacco anteriore della ruota con il terreno, per osservare l'ampiezza dello spostamento della ruota durante il movimento oscillatorio. In questo caso non è possibile definire il valore dell'angolo di deriva, che è sostituito da un angolo di deriva equivalente, pari al rapporto tra lo spostamento  $y_1$  e la lunghezza di rilassamento dello pneumatico  $\sigma$ .

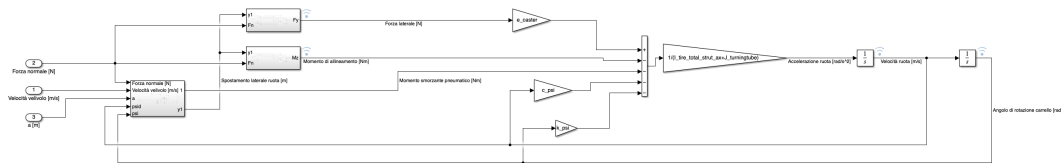


Figura 5.20: Modello Simulink di Somieski

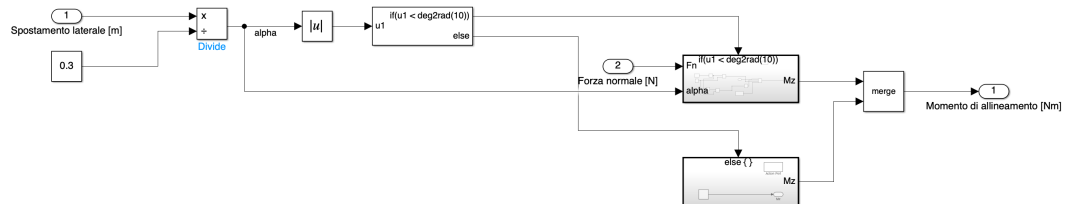


Figura 5.21: Modello Simulink di Somieski, sottosistema del momento allineante

### 5.4.3 Modello quasi-steady

Il modello quasi-steady descrive la dinamica del nose landing gear utilizzando le forze che derivano dal *brush model* e l'equazione della deformazione elastica per la deformazione dello pneumatico durante il contatto con il terreno.

La struttura all'interno del blocco della dinamica laterale del carrello, presenta due sottosistemi che corrispondono alla forza laterale generata dal contatto e al momento di auto allineamento. Sono entrambe delle funzioni definite a tratti, all'interno dei sottosistemi, infatti, sono presenti dei blocchi *if, else, action* che si attivano solo se la condizione dell'angolo di slip è soddisfatta.

Il calcolo dell'angolo di deriva si ha nel terzo sottosistema, ed è ricavato dalle seguenti equazioni:

$$\dot{q}_L(t) = V_{aircraft} \sin \psi - (a - e_{caster})\dot{\psi} + \frac{qL}{\sigma} (qL\dot{\psi} - V_{aircraft} \cos \psi) \quad (5.1)$$

$$\alpha = \arctan \frac{qL}{\sigma} \quad (5.2)$$

Dalla velocità di spostamento del punto del bordo di attacco anteriore dell'area di contatto, è possibile ricavare l'angolo di deriva che permette di conoscere la condizione di aderenza o slittamento in base al suo valore.

La somma algebrica dei momenti generati nella dinamica laterale, permette di calcolare l'angolo di rotazione del carrello di atterraggio anteriore  $\psi$ .

Anche in questo caso la dinamica verticale e longitudinale sono le stesse utilizzate negli altri modelli descritti in precedenza.

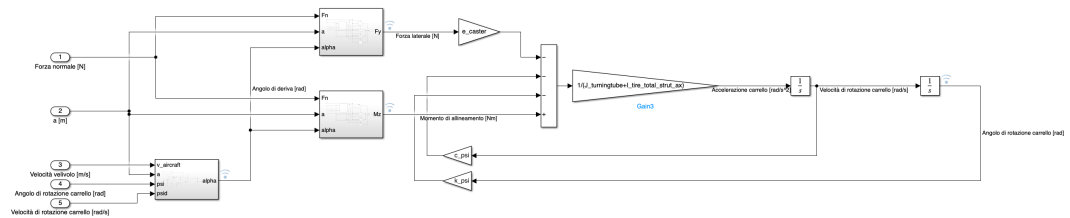


Figura 5.22: Modello Simulink quasi-steady

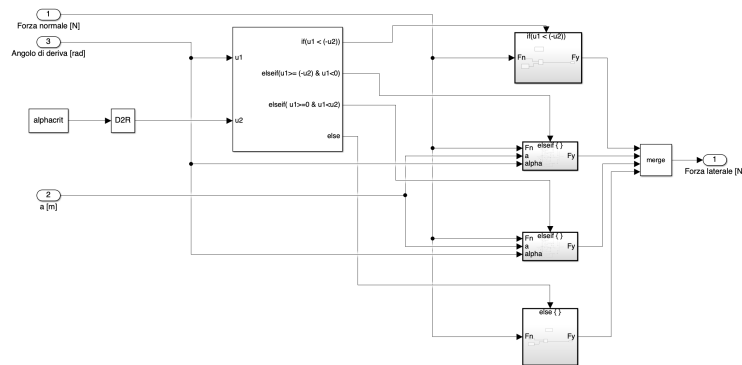


Figura 5.23: Modello Simulink quasi-steady, sottosistema della forza laterale

#### 5.4.4 Simulazione dei modelli

Si effettua una simulazione con i diversi modelli presentati in precedenza, imponendo la velocità dell'aereo pari a 15 m/s e un angolo di rotazione del nose landing gear iniziale pari a 2°. Per tutti i modelli si utilizzano gli stessi parametri, con smorzamento alla rotazione pari a  $90 \frac{Nm}{rad/s}$  e rigidezza pari a  $1e5 \frac{Nm}{rad}$ . Per il modello di Somieski si utilizzano i valori presenti in [19], per i modelli quasi steady e di ruota trascinata si utilizzano i valori presenti in [9] e [19].

Si nota come tutti i modelli smorzano lo shimmy in circa 1 secondo, allineando velocemente l'asse del nose, inoltre le curve della forza laterale e del momento auto-allineante, presentano dei picchi opposti, causati dalla dinamica del sistema, infatti la forza laterale generata dal contatto ruota asfalto, che causa la rotazione del carrello, innesca un momento che tende ad allineare la ruota, generando un movimento opposto a quello della forza. Il moto oscillatorio che si sviluppa, può smorzarsi come in questo caso o divergere, portando il sistema in risonanza.

Come si può notare dai grafici le forme delle grandezze come ad esempio la forza laterale, risultano corrette, i valori differiscono perchè le equazioni per calcolare le forze sono diverse per ogni modello. Infatti, Somieski utilizza un modello molto semplice ma efficace, che descrive completamente la dinamica di shimmy. La forza laterale generata dipende dall'angolo di deriva generato dalla ruota ma considera anche la deformabilità laterale della ruota, data dal coefficiente derivativo della forza laterale  $c_{F,\alpha}$ , che rappresenta la pendenza del tratto lineare della funzione della forza generata dal contatto. Il valore di forza del modello di ruota trascinata considera solo la componente laterale di attrito, senza tener conto dell'elasticità laterale dello pneumatico. Aggiungendo il valore di forza elastica laterale dello pneumatico, considerando ad esempio la formulazione di Somieski, si avrebbero delle forze dello stesso ordine di grandezza. Aggiungendo alla forza laterale di attrito, la forza elastica dello pneumatico data dall'equazione del tratto lineare della forza di Somieski:

$$F_y = c_{F,\alpha} \alpha F_N \quad (5.3)$$

con  $\alpha$  angolo di deriva e  $F_N$  pari alla forza normale e modificando il parametro di rigidezza torsionale  $\mu_0$  a 2.5 m/rad, si ottengono valori di forza e momento di allineamento come in figura 5.27.

Il modello quasi-steady presenta dei valori inferiori ai due modelli, poichè si considera in questo caso la dinamica del punto del bordo di attacco superiore dell'area di contatto dello pneumatico. La risposta del carrello risulta corretta per tutti i modelli, anche grazie ai valori di rigidezza e smorzamento alla rotazione del carrello corretti.

La risposta di tutti i modelli, risulta comunque accettabile a parità di condizioni.

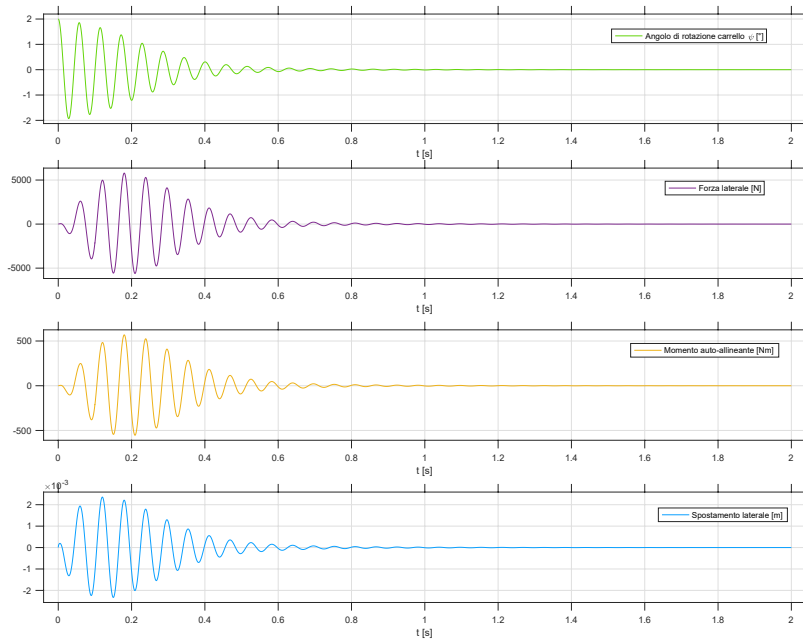


Figura 5.24: Simulazione modello di Somieski

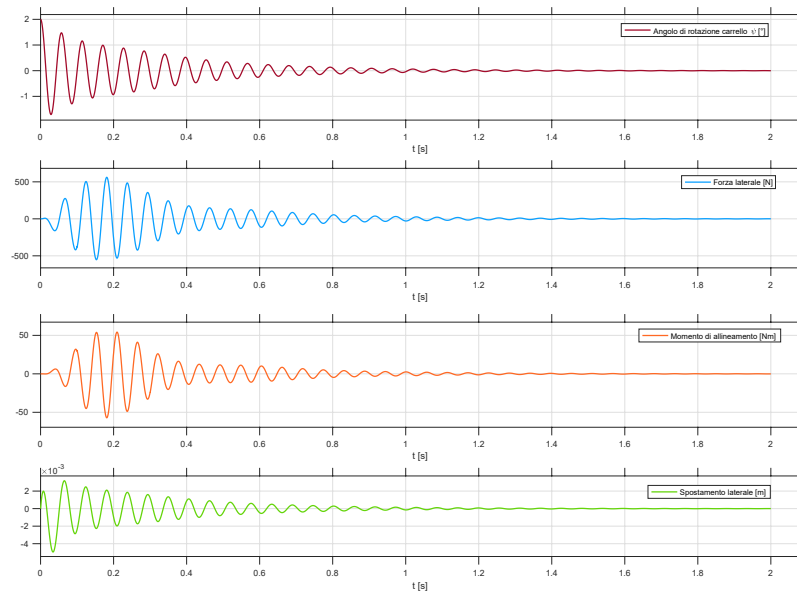


Figura 5.25: Simulazione modello quasi-steady

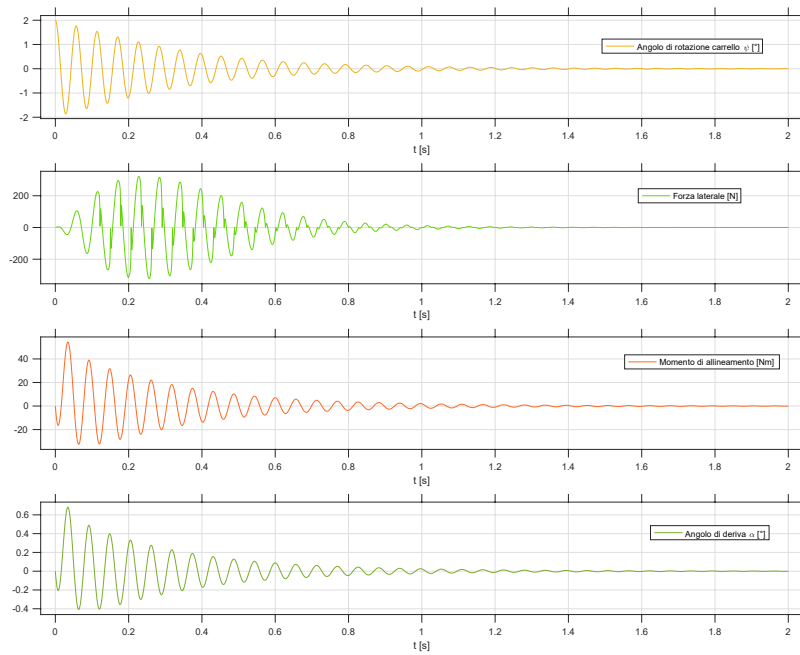


Figura 5.26: Simulazione modello ruota trascinata

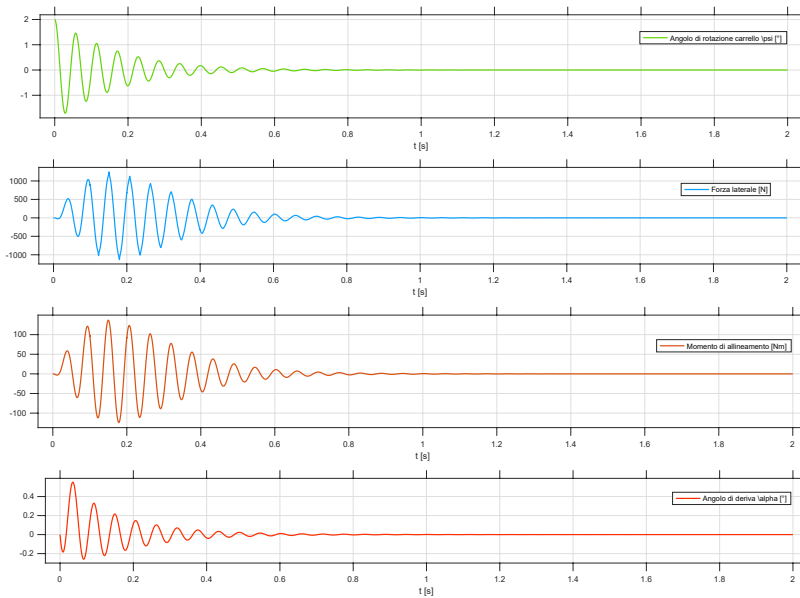


Figura 5.27: Simulazione modello ruota trascinata con elasticità laterale



## 5.5 Simulazione e analisi del modello di ruota trascinata

### 5.5.1 Variazione della velocità del velivolo

Per lo studio del fenomeno di shimmy si considera il modello di "ruota trascinata", per valutare l'influenza della velocità del velivolo sulla stabilità del sistema, quando è sottoposto a un disallineamento iniziale del carrello di  $2^\circ$  e un angolo di deriva iniziale pari a  $-2^\circ$  con un valore di smorzamento viscoso alla rotazione pari a  $90 \frac{Nm}{rad/s}$ . Inizialmente si scelgono tre valori di velocità da cui si ottengono i seguenti risultati.

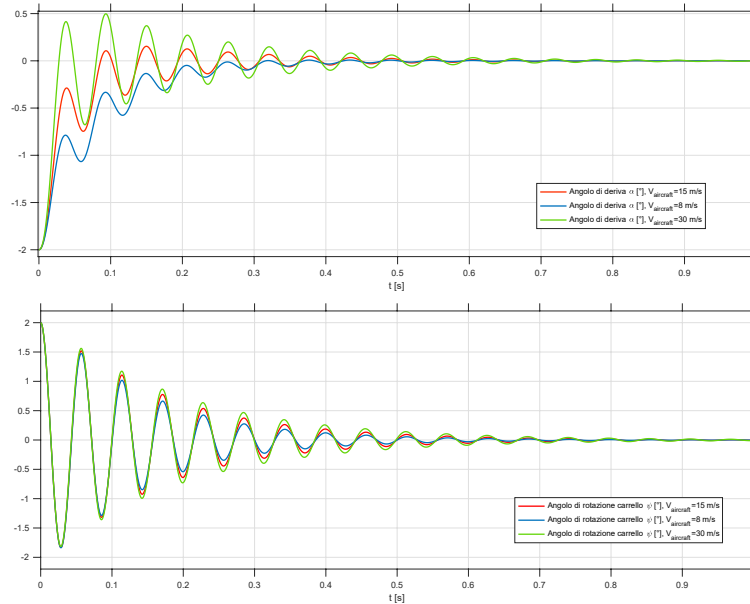


Figura 5.28: Angolo di rotazione del carrello e di deriva della ruota al variare della velocità

Dal grafico 5.28 si nota come il valore di smorzamento è corretto ed estingue le oscillazioni in pochi istanti, anche con valori di smorzamento di  $70$  e  $80 \frac{Nm}{rad/s}$ , si avrebbero risultati simili, con una durata dello shimmy maggiore. In questo caso, il comportamento del sistema è stabile, infatti la rotazione del carrello diminuisce molto velocemente e tende a riallinearsi immediatamente. A velocità basse l'angolo di deriva non subisce oscillazioni, ma tende a riallineare immediatamente la ruota nella direzione della traiettoria, Solo a  $30$  m/s si inizia a notare una leggera oscillazione dell'angolo di deriva con un'ampiezza di  $0.5^\circ$ .

Per osservare il comportamento instabile dello shimmy si aumenta il valore della velocità, prendendo in considerazione i valori di [9] e [19], diminuendo il valore di smorzamento a  $10 \frac{Nm}{rad/s}$ . Si scelgono tre valori di velocità  $35,45$  e  $55$  m/s a cui viaggia l'aereo e si ottengono i seguenti risultati.

L'aumento della velocità ha effetti diversi sulla rotazione del carrello di atterraggio anteriore, si può notare come a basse velocità le oscillazioni diminuiscano con il passare del tempo e convergano verso la posizione stabile di allineamento del carrello. L'angolo di deriva assume dei valori di circa  $1^\circ$  e alla velocità di  $55$  m/s amplifica il moto di rotazione del nose landing gear, in cui le oscillazioni divergono nel tempo verso angoli crescenti.

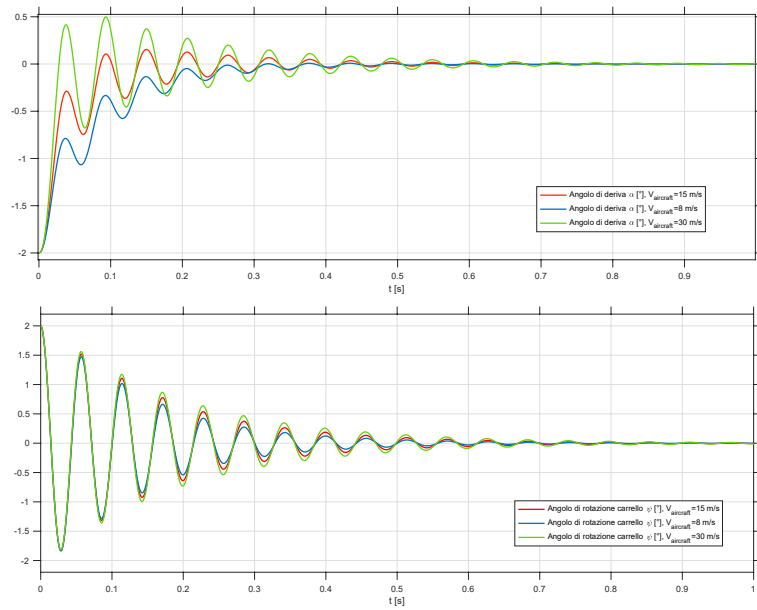


Figura 5.29: Angolo di rotazione del carrello e di deriva della ruota

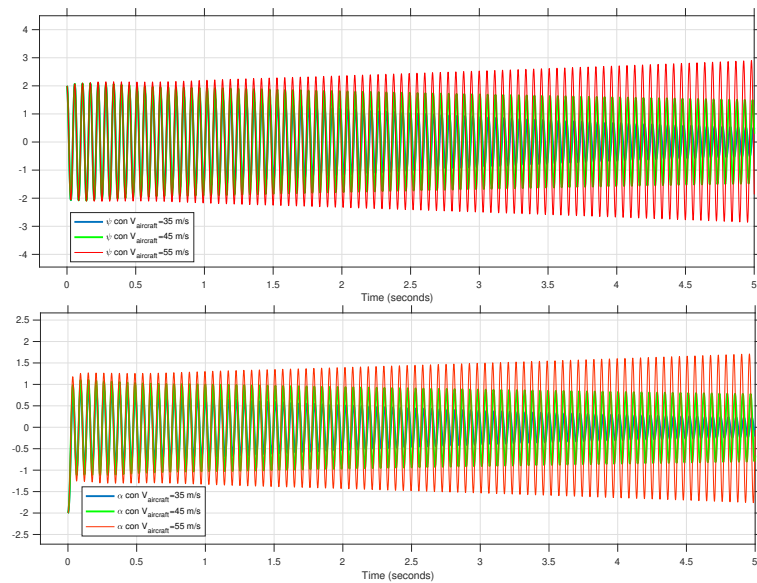


Figura 5.30: Angolo di rotazione del carrello e di deriva della ruota

Si osserva dalla figura 5.31 che aumentando il valore della velocità del velivolo, la pendenza delle oscillazioni aumenta, raggiungendo più velocemente il valore massimo, causato dalle forze laterali che si generano.

Lo studio della variazione di velocità sulla dinamica del sistema, permette di individuare le zone di stabilità, in cui la risposta del sistema converge verso il valore nullo di rotazione del carrello, allineandolo nella sua posizione. In caso di zone di instabilità, la risposta diverge verso angoli maggiori, portando all'insorgenza di possibili guasti per il sistema di atterraggio.

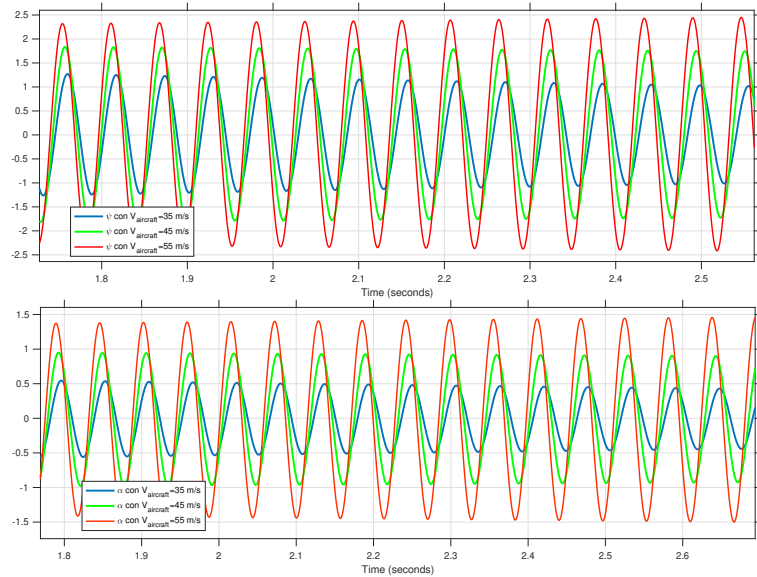


Figura 5.31: Angolo di rotazione del carrello e di deriva della ruota

### 5.5.2 Variazione dello smorzamento

Prendendo in considerazione il modello matematico di ruota trascinata, descritto nei capitoli precedenti, dotato di angolo di deriva, si effettua un'analisi per studiare l'influenza della variazione dello smorzamento sulla risposta del sistema. I parametri della simulazione sono gli stessi utilizzati per le altre prove, con l'aereo che viaggia alla velocità costante di 35 m/s in direzione longitudinale e una lunghezza di caster pari a 0.1 m.

Si impongono  $\psi_0 = 2^\circ$  e  $\alpha_0 = 2^\circ$  come condizioni iniziali, rispettivamente all'angolo di rotazione del carrello e all'angolo di deriva della ruota, ottenendo i seguenti grafici.

Dal grafico presente in figura 5.32 si nota come l'ampiezza degli angoli di rotazione e deriva tende a diminuire all'aumentare del valore di smorzamento. È interessante osservare come in assenza di smorzamento, il sistema è in condizioni di risonanza, con le oscillazioni che si amplificano nel tempo, divergendo.

Analizzando le curve con 10 e 20  $\frac{Nm}{rad/s}$ , si nota come la curva con smorzamento maggiore, estingua in tempi minori le oscillazioni presenti, con ampiezze che decrescono più velocemente nel tempo, come si osserva in figura 5.33. Le oscillazioni si smorzano nel tempo, poiché la forza di smorzamento viscoso è proporzionale al coefficiente di smorzamento, un valore maggiore di tale grandezza, genera una forza maggiore che si oppone allo shimmy che si potrebbe generare sul carrello. Nella realtà, si tende a contrastare le oscillazioni attraverso l'uso di *shimmy damper*, simili ai martinetti idraulici, che aumentano lo smorzamento del sistema.

Dall'analisi effettuata, è possibile intuire l'importanza del valore di smorzamento, che influenza in maniera significativa la stabilità del sistema, infatti bassi valori di smorzamento, possono essere la causa di amplificazioni di vibrazioni e di possibili guasti del sistema carrello.

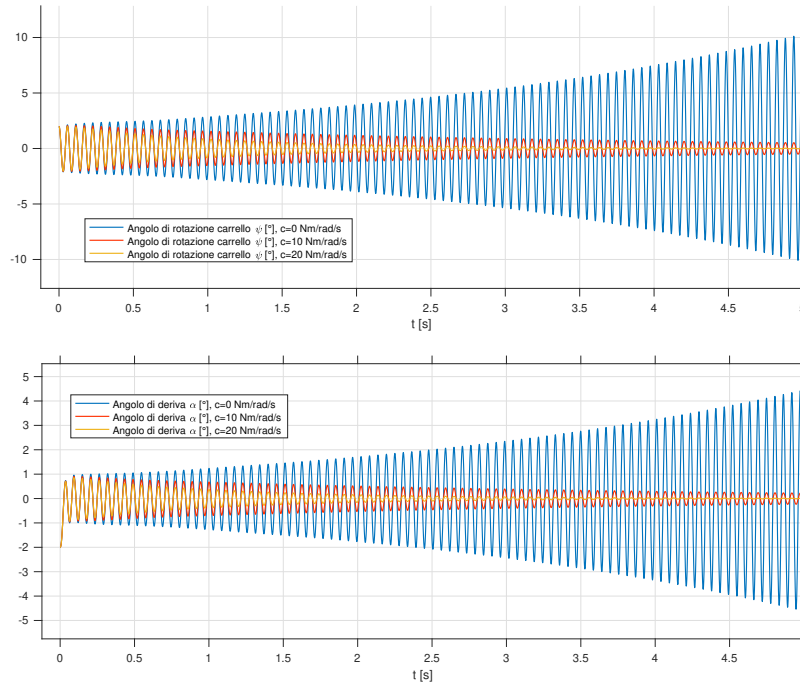


Figura 5.32: Angolo di rotazione carrello e deriva al variare dello smorzamento con  $e_{caster}=0.1$  m

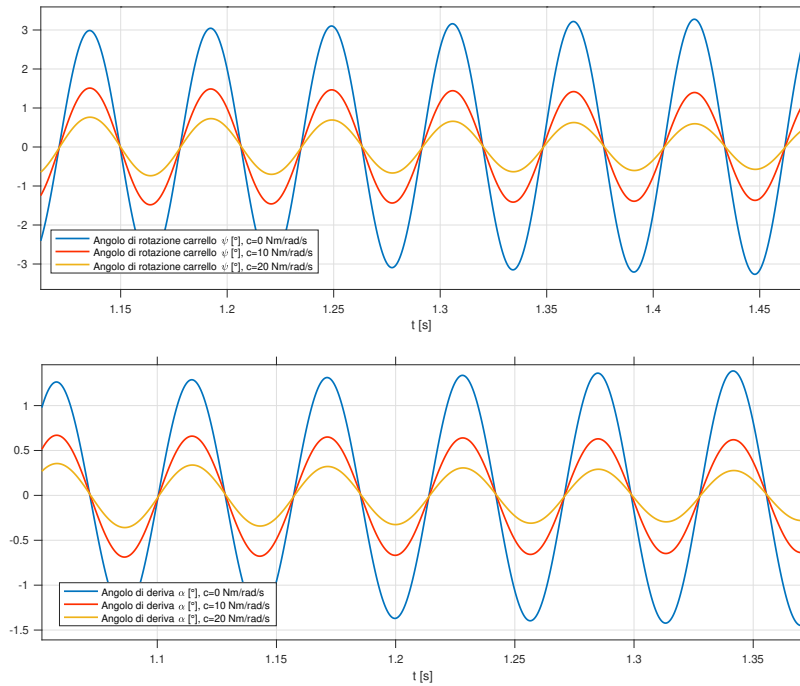


Figura 5.33: Angolo di rotazione carrello e deriva al variare dello smorzamento

### 5.5.3 Variazione del parametro di caster

La lunghezza del braccio che collega lo stelo dell'ammortizzatore al centro della ruota, anche chiamato caster, è un altro parametro che può compromettere la stabilità e variare la risposta

del sistema sottoposto a un disallineamento iniziale.

Per effettuare le simulazioni, si considera una velocità dell'aereo in direzione longitudinale di 8 m/s, con un disallineamento iniziale del carrello di  $2^\circ$  e dell'angolo di deriva di  $-2^\circ$ , si ottengono i seguenti risultati.

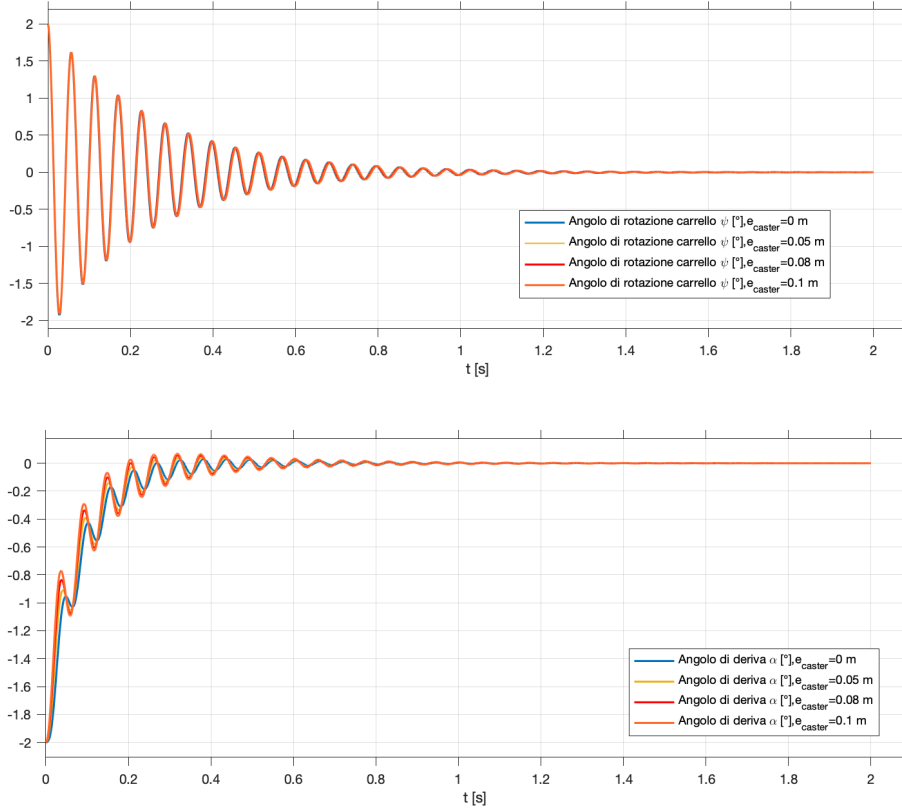


Figura 5.34: Angolo di rotazione carrello e deriva al variare del caster con  $c=90 \frac{Nm}{rad/s}$  e  $V_{aircraft} = 8$  m/s

Dalle figure 5.34 e 5.35 si nota un leggero sfasamento delle curve all'aumentare della lunghezza del caster. A velocità basse, ad esempio in fase di taxiing, la lunghezza del caster non compromette la stabilità del sistema, anche se sottoposto a un disallineamento iniziale. L'unica nota interessante è la l'aumento dell'ampiezza dell'angolo di deriva, all'aumentare del caster. Confrontando questi risultati con i risultati ottenuti con il modello iniziale, in cui non è presente l'angolo di deriva, quindi con la ruota perfettamente allineata alla traiettoria da percorrere, l'ampiezza delle oscillazioni generate risultano costanti nel tempo, al variare della lunghezza di caster, come in figura 5.36. Anche in questo caso, aumentando la velocità del velivolo fino a 30 m/s per apprezzare le differenze che ci possono essere tra le curve, si nota un piccolo ritardo presente tra le diverse configurazioni del sistema di atterraggio. L'aumento dell'inerzia alla rotazione, con l'aumento della lunghezza del braccio, provoca un ritardo della risposta dell'angolo di rotazione, aumentando di conseguenza anche il momento generato dalla forza laterale data dall'interazione pneumatico/terreno.

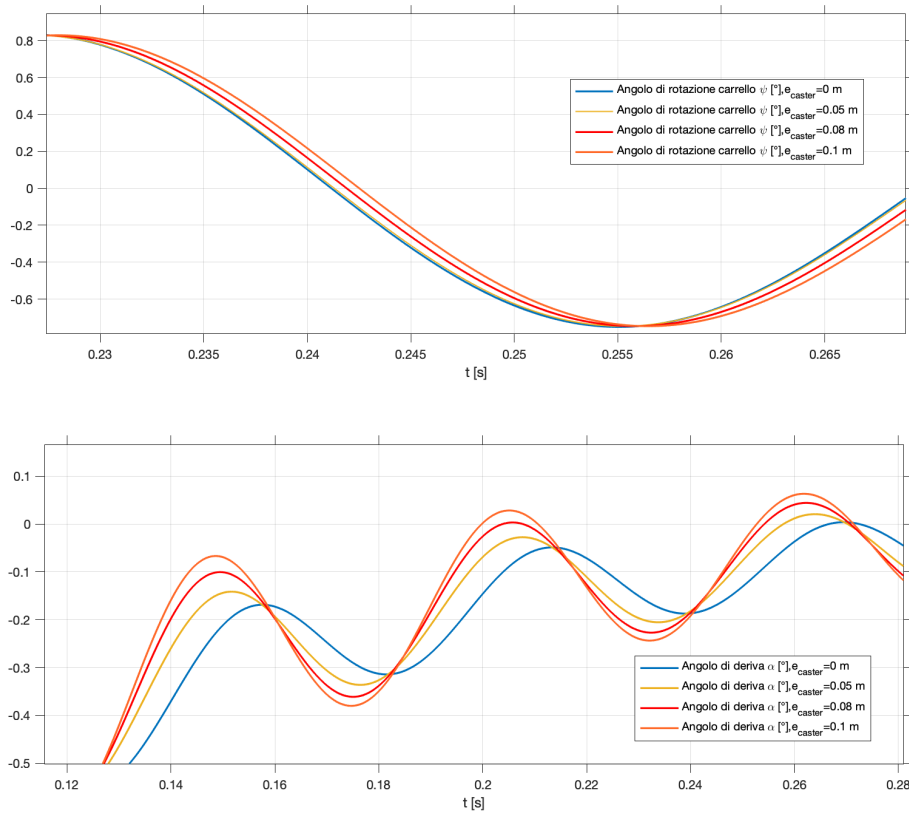


Figura 5.35: Angolo di rotazione carrello e deriva al variare del caster (zoom)

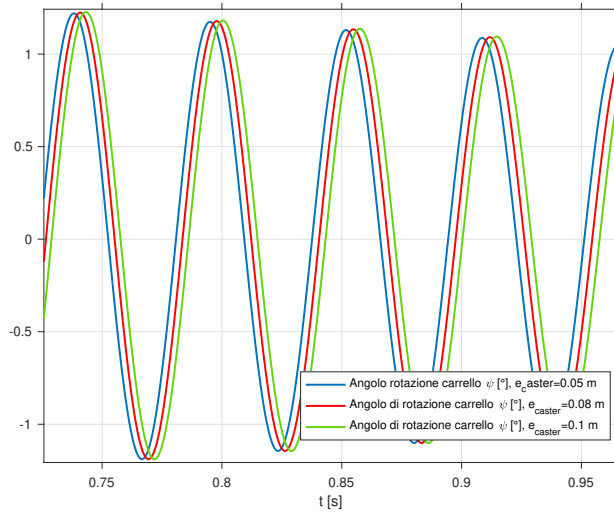


Figura 5.36: Angolo di rotazione carrello con ruota allineata, al variare del caster  $c=10 \frac{Nm}{rad/s}$  e  $V_{aircraft} = 30 \text{ m/s}$  (zoom)

### 5.5.4 Shimmy innescato da perturbazione laterale

Si considera una situazione reale, in cui il fenomeno di shimmy viene innescato da una perturbazione laterale, che nella realtà potrebbe essere generato da un ostacolo, dalle asperità

della superficie, che potrebbero far ruotare l'asse di rotazione del nose landing gear.

Si considera il velivolo inizialmente fermo, che accelera nel tempo fino a una velocità costante impostata a 15 m/s, per simulare un velivolo in accelerazione sulla pista. Inizialmente il carrello e la ruota si considerano perfettamente allineate, quindi con angolo di rotazione e di deriva pari a  $0^\circ$ . Il valore di smorzamento considerato in questo caso è pari a  $90 \frac{Nm}{rad/s}$ .

La perturbazione è simulata su Simulink come un impulso di forza laterale, risultato di una somma di due segnali a gradino opposti, sfasati tra di loro di un istante di  $10^{-4}s$ , che perturba la dinamica verticale del carrello. Si ottengono i seguenti risultati.

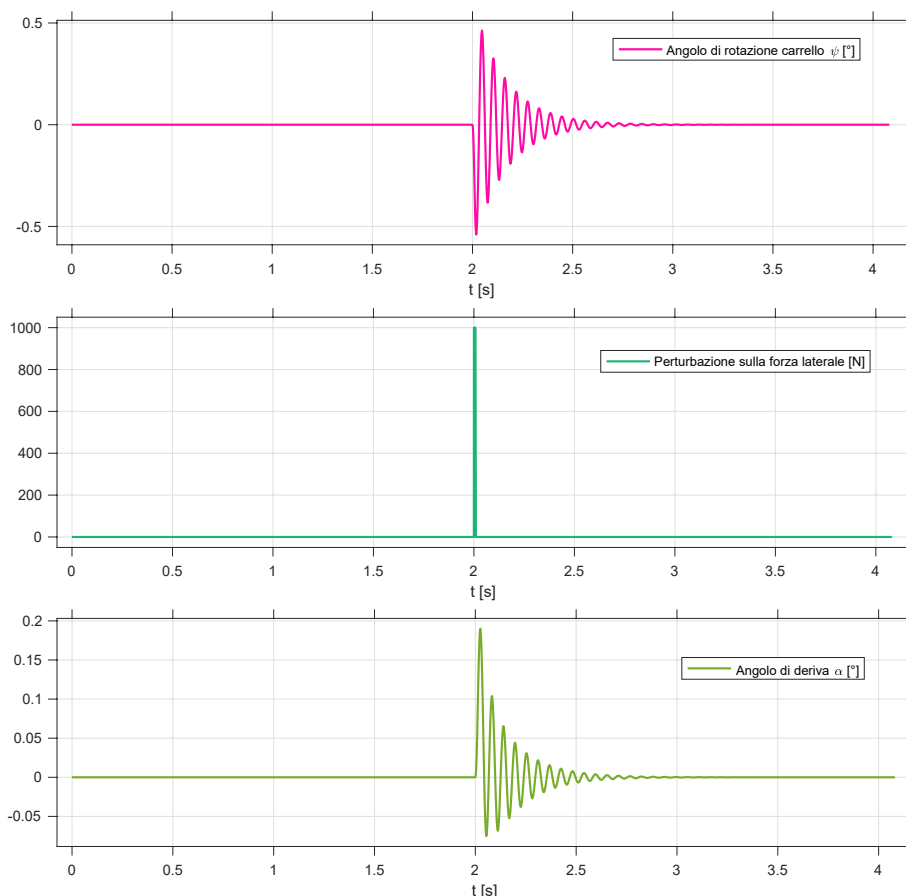


Figura 5.37: Angolo di rotazione carrello e deriva perturbati da un impulso laterale

In figura 5.37 nel primo grafico si nota come l'oscillazione si innesca proprio nel momento in cui si presenta il segnale di impulso, dopo 2 secondi. Nel grafico dell'angolo di deriva, si osserva come la prima oscillazione è in direzione opposta alla rotazione del carrello, causato dalla resistenza dello pneumatico, dovuto al contatto con il suolo, innescando e alimentando lo shimmy.

In questo caso, le oscillazioni vengono smorzate per poi allinearsi molto velocemente, perchè la velocità a cui viaggia il velivolo e il valore di smorzamento utilizzato, non è sufficiente per rendere instabile il sistema, nonostante la perturbazione.

Analizzando il grafico della forza laterale, si nota all'inizio un leggero picco dovuto alla perturbazione, che genera un aumento della velocità relativa lungo l'asse  $y$ , che converge

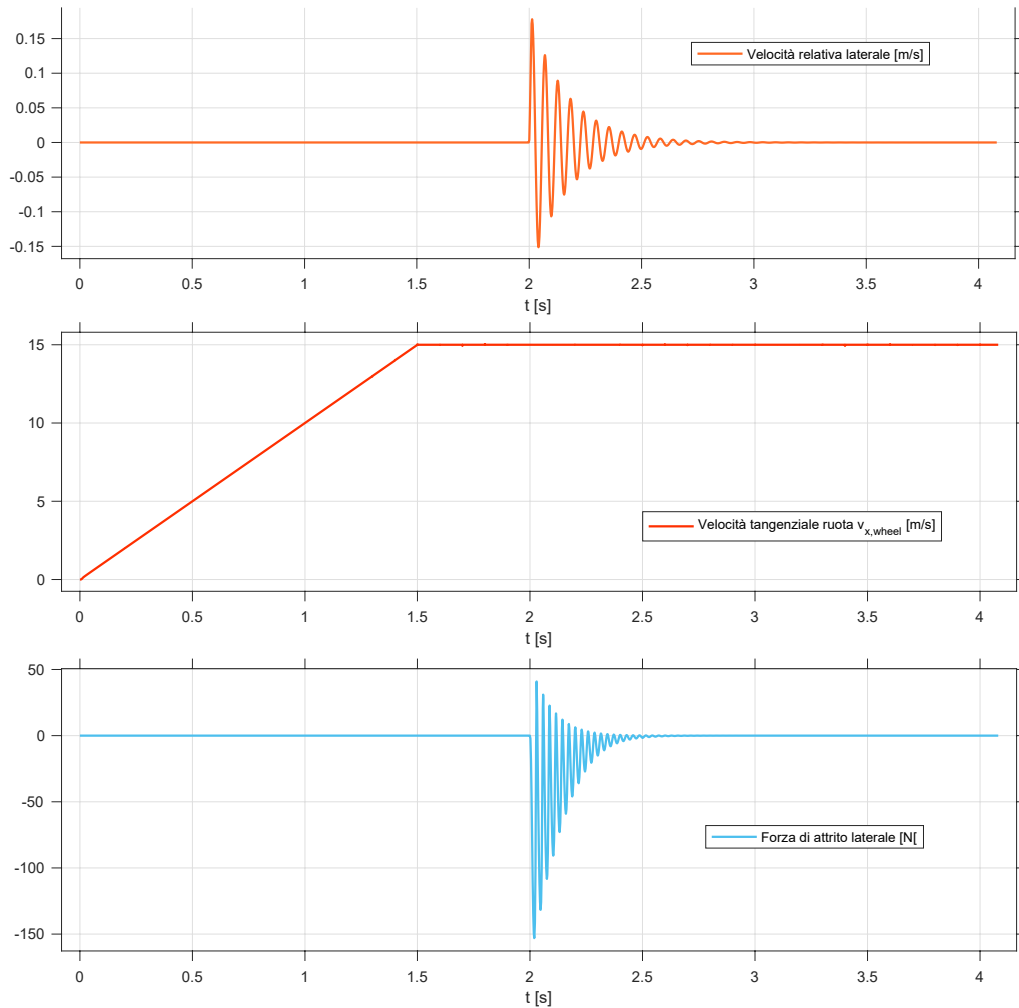


Figura 5.38: Velocità e forza laterale durante la perturbazione

verso lo zero in pochi istanti, riportando il sistema in condizioni stabili.

Si analizza il sistema, cambiando il valore dello smorzamento a 50 e  $10 \frac{Nm}{rad/s}$ , per valutare la risposta del sistema perturbato con parametri diversi.

Diminuendo il valore di smorzamento, si ha un aumento della durata di shimmy, in particolare per  $c=50 \frac{Nm}{rad/s}$ , le oscillazioni della rotazione del carrello si estinguono più lentamente, ma tale valore risulta comunque accettabile perchè il NLG si allinea alla direzione dell'aereo in circa 1 secondo. Per il caso  $c=10 \frac{Nm}{rad/s}$  l'ampiezza delle oscillazioni aumenta leggermente, ma la durata dello shimmy è più elevata, infatti sono necessari 2 secondi affinché il fenomeno si annulli.



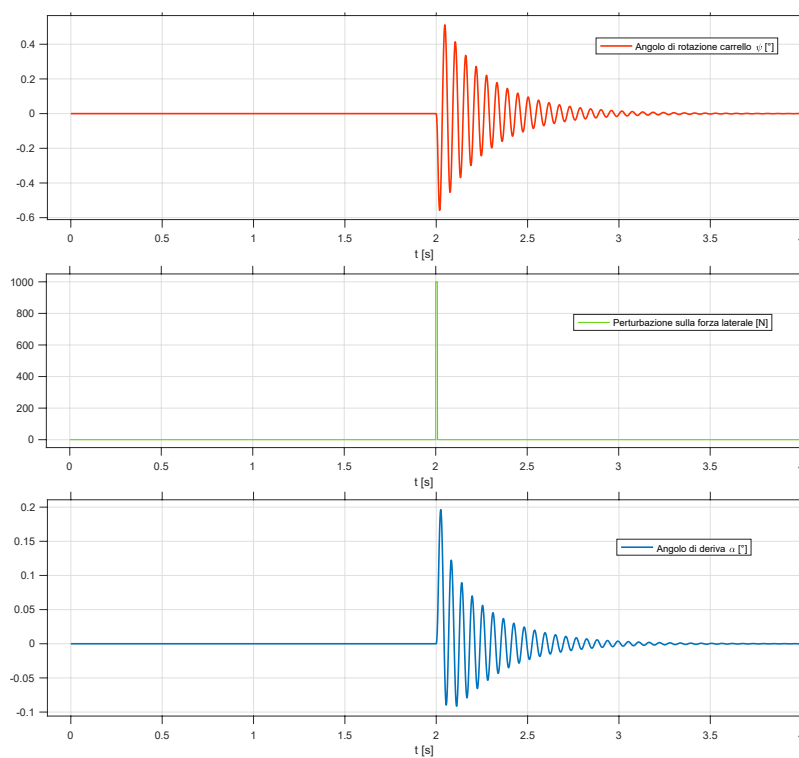


Figura 5.39: Angolo di rotazione e deriva sottoposti a perturbazione, con  $c=50 \frac{Nm}{rad/s}$

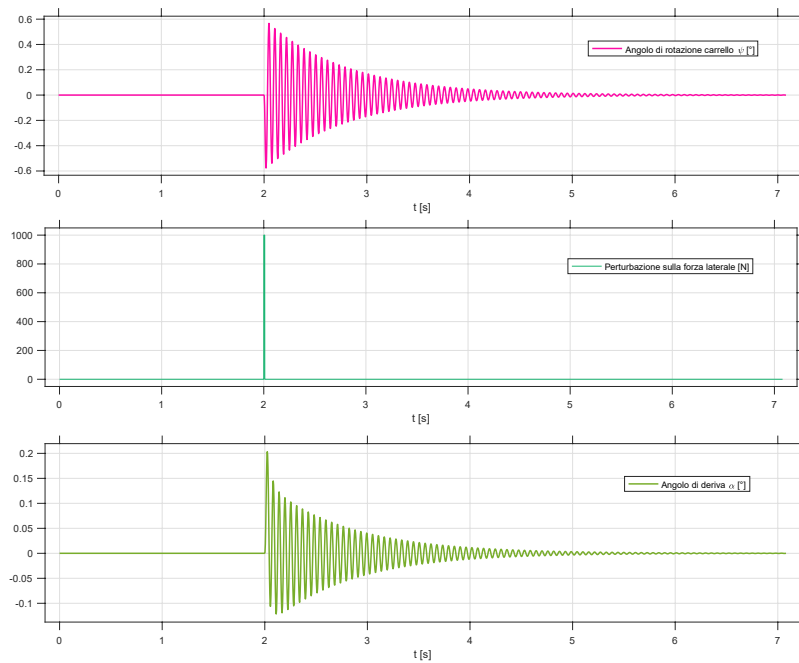


Figura 5.40: Angolo di rotazione e deriva sottoposti a perturbazione, con  $c=10 \frac{Nm}{rad/s}$

## 5.6 Simulazione atterraggio con disallineamento del carrello

L'aggiunta della dinamica laterale del carrello permette di simulare, in maniera quasi realistica, la manovra di atterraggio, per prevedere la risposta del sistema sottoposto a determinate condizioni e parametri.

Le condizioni utilizzate per effettuare le simulazioni sono le medesime utilizzate nella prova di atterraggio bidimensionale, i risultati della dinamica longitudinale e verticale sono identiche per entrambe le prove. In questa sezione, si analizzerà nel dettaglio la risposta

Inizialmente si analizza un atterraggio del carrello da 1 m di quota, il carrello con un angolo di disallineamento iniziale pari a  $2^\circ$  e un angolo di deriva iniziale di  $-2^\circ$  ( $\psi_0=2^\circ$  e  $\alpha_0=-2^\circ$ ). La velocità iniziale dell'aereo in volo è di 70 m/s e attraverso una funzione lineare decrescente, per simulare la frenata di tutto il sistema fino al totale arresto.

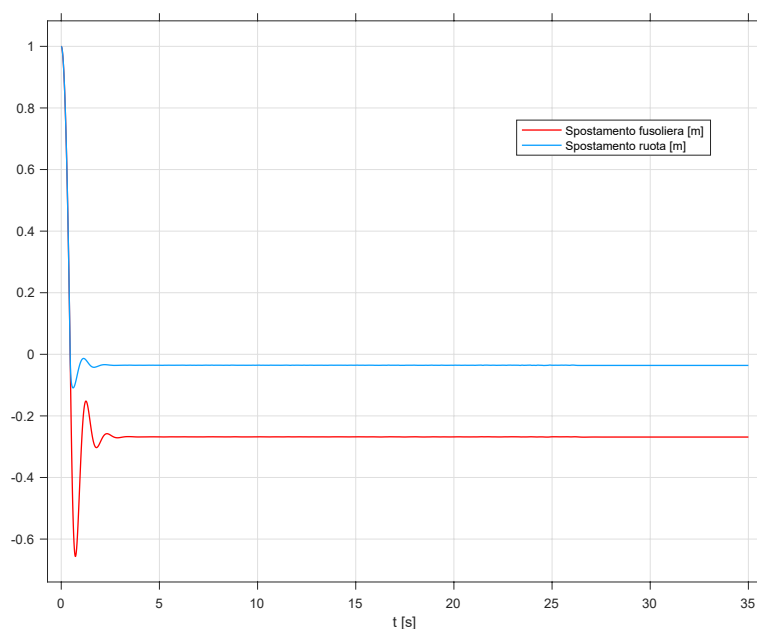


Figura 5.41: Spostamento verticale e raggio effettivo durante l'atterraggio

Analizzando il grafico degli spostamenti della fusoliera e del centro della ruota, inizialmente la curva decresce dalla posizione iniziale pari a 1 m, quando ancora il velivolo è in volo, fino a un abbassamento della fusoliera di circa 26 cm, in cui si ha il massimo della forza normale, dovuto al carico verticale che si scarica sull'ammortizzatore, che si comprime per smorzare l'impatto con il terreno.

Inizialmente come si può notare nel grafico 5.42 la forza normale risulta nulla, a causa dell'assenza di contatto pneumatico-suolo, con l'aereo ancora in volo. Nel momento in cui lo spostamento della fusoliera passa per l'asse delle ascisse, lo pneumatico entra in contatto con la pista, generando una forza normale crescente fino a un massimo, che risulta maggiore alla forza normale generata in condizioni statiche, a causa della maggiore compressione dell'ammortizzatore durante l'impatto.

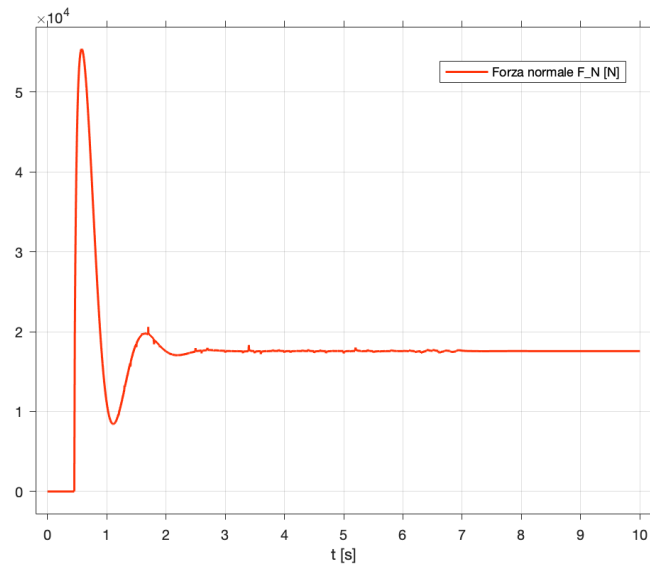


Figura 5.42: Forza normale durante l'atterraggio

In corrispondenza del picco della forza si ha il massimo spostamento verso il basso della fusoliera e il minimo valore del raggio effettivo pari a circa 14 cm, con una compressione della ruota pari a circa 4 cm, che corrisponde allo spostamento del centro della ruota come è possibile notare in figura 5.41.

La velocità iniziale a cui viaggia l'aereo è di 70 m/s ma negli istanti iniziali, quando il carrello è ancora in volo, la velocità tangenziale lungo x della ruota risulta nulla. Nel momento in cui si ha il contatto, la ruota acquista velocità, generando una forza di attrito sufficiente che permette allo pneumatico di ruotare, portando rapidamente la velocità tangenziale allo stesso valore o simile della velocità longitudinale dell'aereo. Anche per quanto riguarda la dinamica laterale, si nota nel primo grafico della figura 5.43, come negli istanti iniziali, il valore dell'angolo di rotazione del carrello e di deriva sono pari a quelli imposti come condizione iniziale, fino al momento del contatto, in cui si genera la forza laterale e il momento di auto-allineamento che rendono instabile il sistema.

Analizzando nel dettaglio le oscillazioni, si nota come all'inizio il sistema tende a smorzare il più possibile le variazioni di angolo, definito da quella piccola convergenza che si nota, dovuto al picco di forza normale, che risulta in quell'istante massima. La compressione dell'ammortizzatore, preme lo pneumatico a terra, permettendo di smorzare le iniziali oscillazioni. Nel momento in cui la forza premente inizia a decrescere, le oscillazioni crescono nuovamente in ampiezza fino a quando il carico agente sullo pneumatico non diventa pari al peso scaricato nella parte anteriore del velivolo. Da questo momento in poi, la rotazione del carrello e l'angolo di deriva convergono verso la posizione di allineamento.

La forza di attrito laterale che si genera nel momento del contatto, è direttamente correlata alla velocità relativa laterale e al disallineamento iniziale del carrello, infatti come è possibile notare dai grafici 5.44, ogni oscillazione causa lo strisciamento dello pneumatico, come si può notare dai picchi del coefficiente di attrito, il cui segno dipende dal verso della velocità. La convergenza della risposta del carrello alla perturbazione, causa la diminuzione

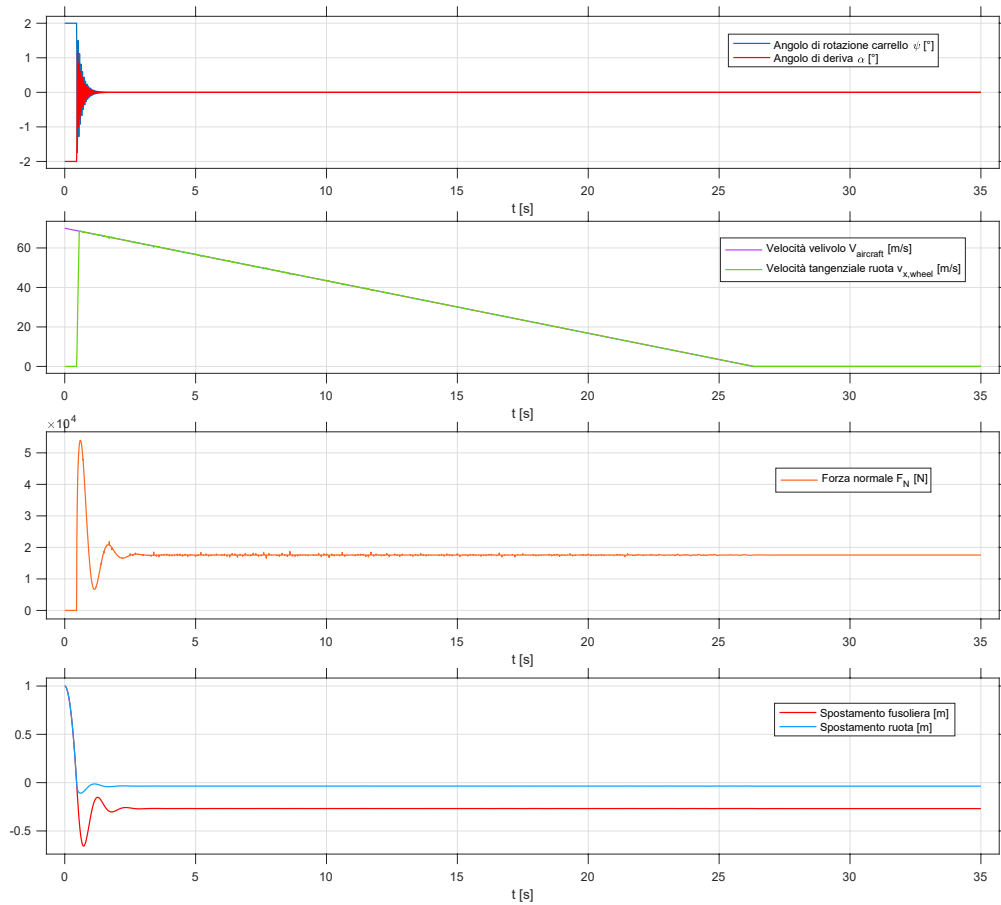


Figura 5.43: Angoli di rotazione e velocità durante l'atterraggio

del coefficiente di attrito, fino all'assenza del moto oscillatorio.

Osservando nel dettaglio il grafico 5.45, il fenomeno di shimmy viene immediatamente smorzato, a causa del valore di smorzamento inserito durante la simulazione, che tende a riportare in asse il carrello di atterraggio, annullando qualsiasi tipo di instabilità. È interessante notare il comportamento dell'angolo di deriva che si oppone al moto del carrello, infatti ad ogni massimo del carrello corrisponde un minimo dello slip angle. Parametri non sufficienti a smorzare tale instabilità, porterebbero all'amplificazione dell'ampiezza delle oscillazioni, che potrebbero causare guasti irreversibili nel sistema di atterraggio. Il fenomeno di amplificazione è dovuto proprio al momento di allineamento della ruota, che cerca di riportare la ruota in asse, ma opponendosi alla forza laterale genera un loop di oscillazioni, che può rendere instabile il sistema.

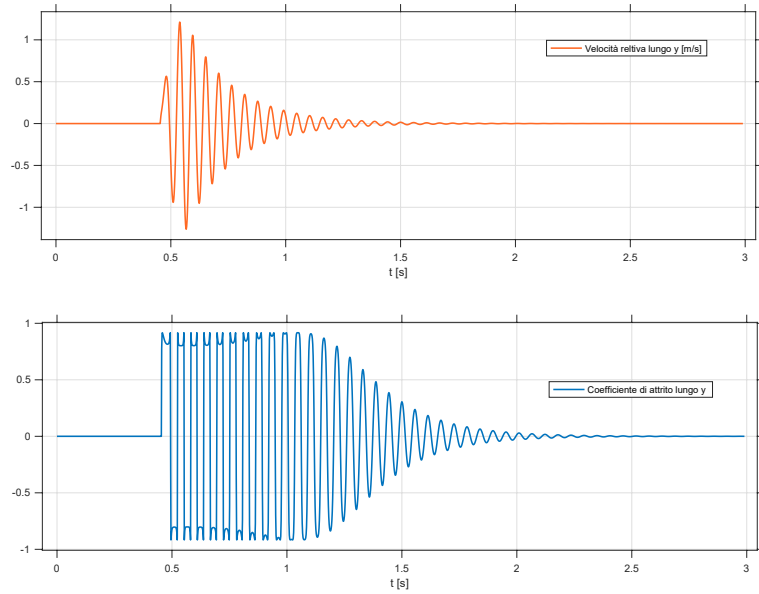


Figura 5.44: Coefficiente di attrito e velocità relativa laterale

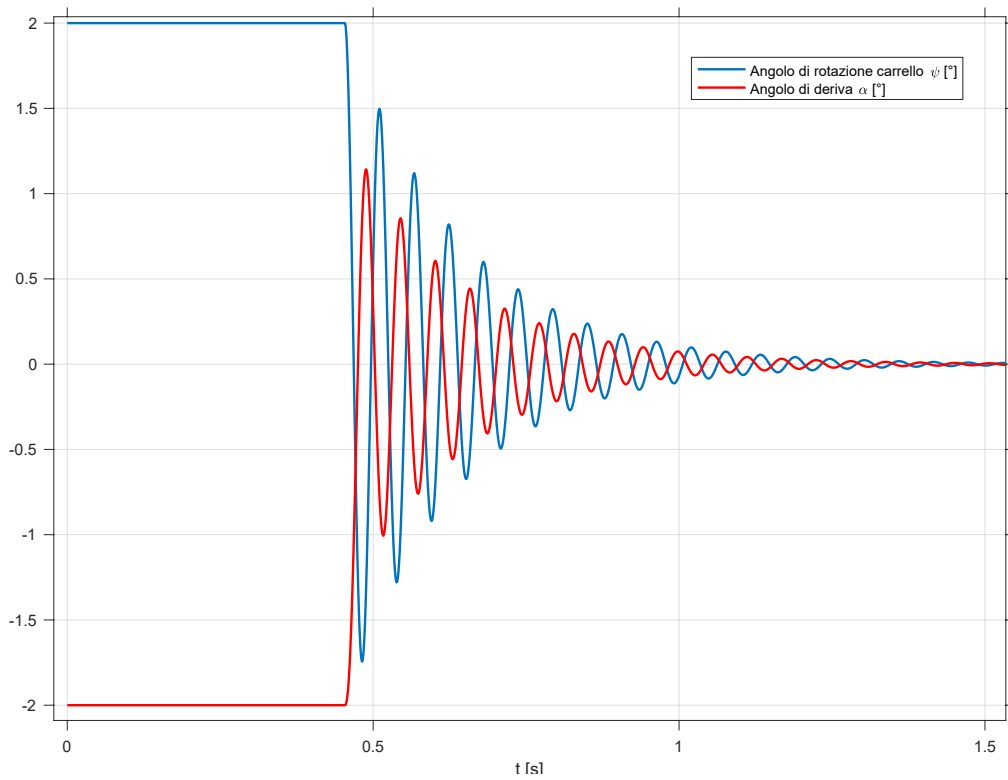


Figura 5.45: Angoli di rotazione e deriva durante l'atterraggio

### 5.6.1 Variazione del coefficiente di smorzamento durante l'atterraggio

Si valuta l'influenza dello smorzamento viscoso per la prova di atterraggio, considerando le condizioni iniziali come nel capitolo precedente, con il carrello che si trova inizialmente

a 1 m di distanza dal suolo. Per la dinamica verticale si presentano nuovamente le stesse condizioni, per questo motivo valgono le considerazioni effettuate nel capitolo precedente.

Si effettuano tre prove, rispettivamente con smorzamento alla rotazione nullo, 50, 10  $\frac{Nm}{rad/s}$ . Lo smorzamento alla rotazione è l'unico elemento che permette di smorzare le oscillazioni dovute allo shimmy. Si ottengono i seguenti risultati.

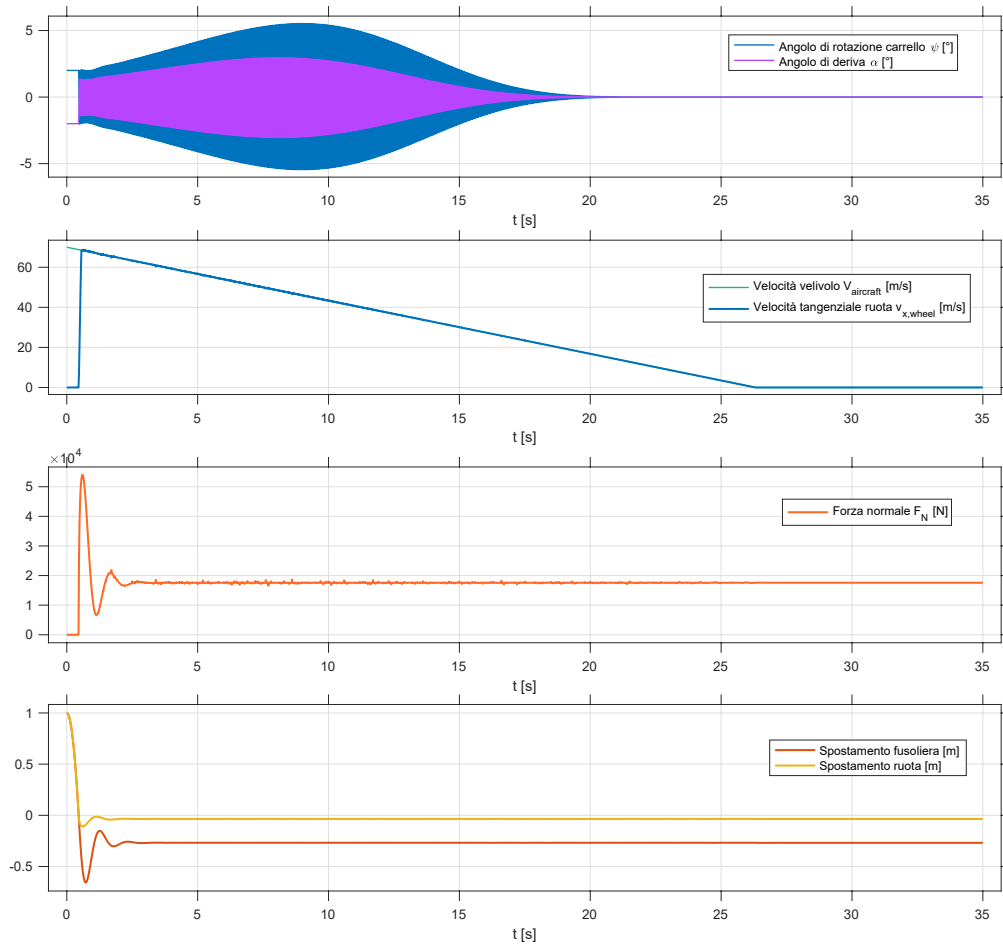


Figura 5.46: Angoli di rotazione, velocità e spostamenti senza smorzamento

La prova con smorzamento nullo, in figura 5.47 presenta un'amplificazione delle oscillazioni nel momento del contatto, a causa dell'alta velocità a cui viaggia l'aereo in quel momento e all'assenza del contributo viscoso fornito dallo shimmy damper. Le ampiezze delle oscillazioni crescono in ampiezza fino a un massimo di circa  $3^\circ$ . Verso la fine della simulazione, le onde iniziano a smorzarsi a causa della riduzione della velocità, ma anche per lo smorzamento dello pneumatico e la rigidezza della struttura del sistema che contribuisce a non raggiungere le condizioni di risonanza. In assenza di questi parametri le oscillazioni tenderebbero ad ampiezze infinite.

Aumentando il valore di smorzamento, come in figura 5.50, si verifica una convergenza della risposta del carrello di atterraggio, con un aumento della durata dello shimmy, di circa 4 secondi.

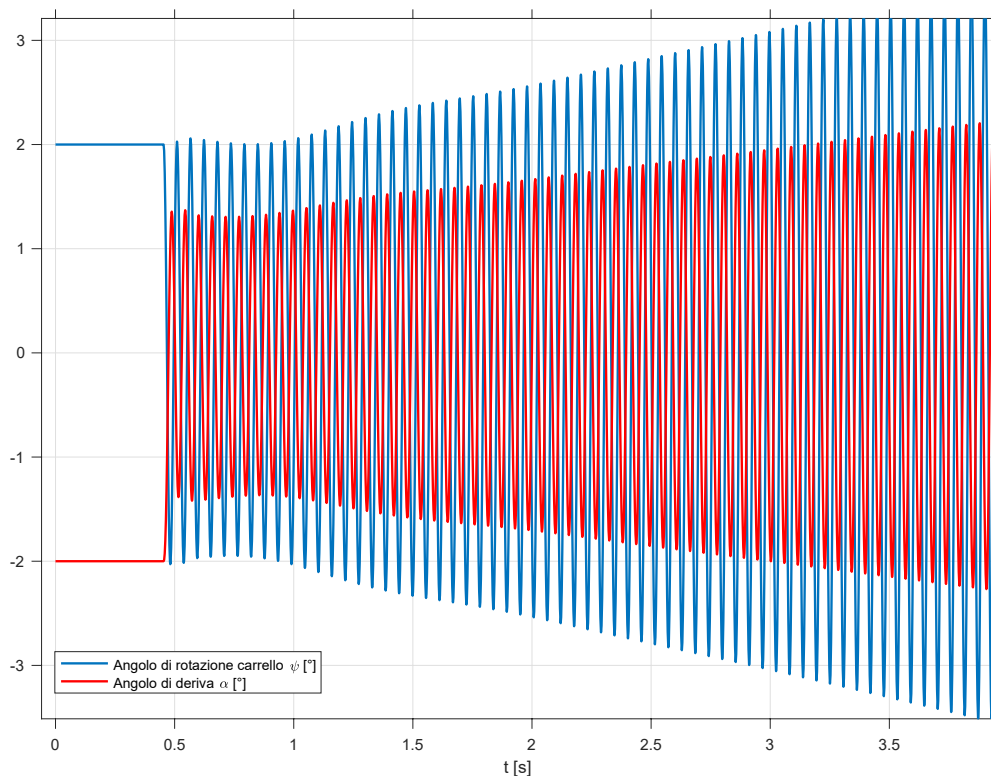


Figura 5.47: Angoli di rotazione senza smorzamento

I tempi di allineamento del carrello risultano estesi, per questo motivo il valore di smorzamento utilizzato non è adeguato alla dinamica presa in esame.

Si aumenta nuovamente il valore di smorzamento fino a  $50 \frac{Nm}{rad/s}$ , per studiare il comportamento del sistema.

I risultati ottenuti con uno smorzamento di  $50 \frac{Nm}{rad/s}$  presentano un angolo di rotazione che tende alla posizione di allineamento molto velocemente, in circa 2 secondi, accettabile rispetto al caso precedentemente analizzato.

I risultati sono presentati nelle pagine seguenti.

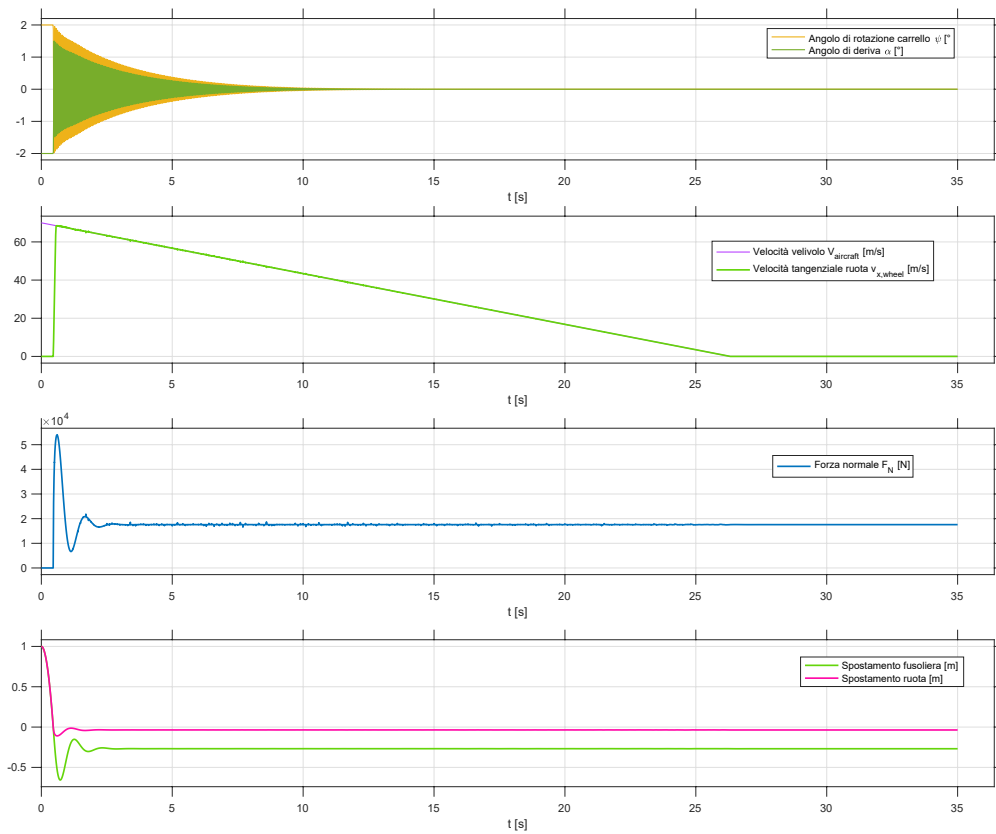


Figura 5.48: Angoli e velocità durante l'atterraggio con  $c=10 \frac{Nm}{rad/s}$

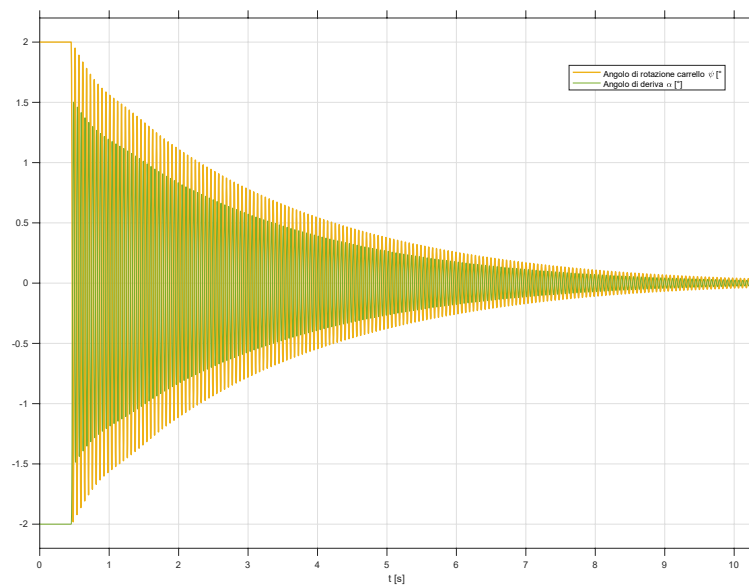


Figura 5.49: Angoli di rotazione con  $c=10 \frac{Nm}{rad/s}$



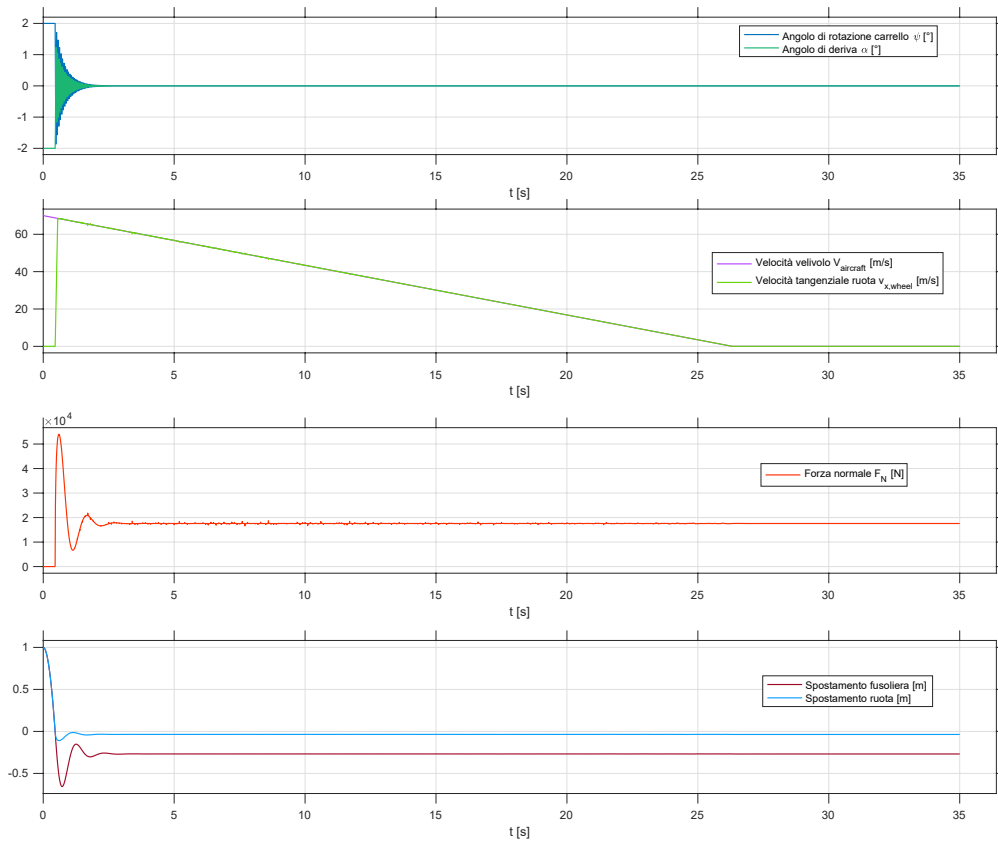


Figura 5.50: Angoli e velocità durante l'atterraggio con  $c=50 \frac{Nm}{rad/s}$

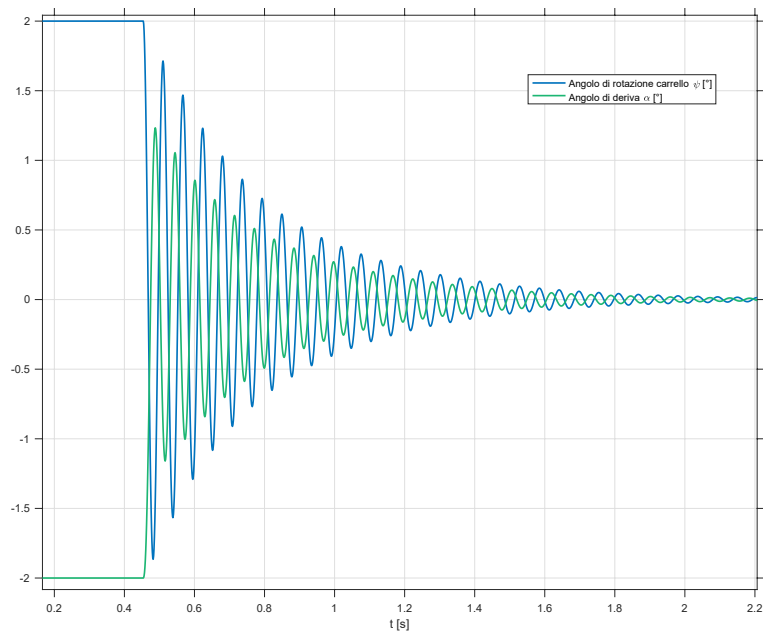


Figura 5.51: Angoli di rotazione con  $c=50 \frac{Nm}{rad/s}$

## Capitolo 6

# Conclusioni e obiettivi futuri

Il dimensionamento e la modellazione del sistema di atterraggio di un velivolo è una fase molto importante per la costruzione dell'aereo. In questa tesi è presentata un dimensionamento preliminare dell'ammortizzatore e della ruota, i passaggi matematici utilizzati per ottenere i parametri di tali componenti. Successivamente, lo studio si è focalizzato sulla modellazione del carrello di atterraggio anteriore, con particolare attenzione alla dinamica del sistema e al fenomeno di shimmy. È stata effettuata un'analisi parametrica, per osservare la risposta dinamica del sistema analizzato in diverse condizioni. È emerso dalle simulazioni come lo smorzamento alla rotazione e la velocità longitudinale del velivolo, siano dei fattori determinanti per la stabilità dell'aereo. Sono state effettuate delle prove di atterraggio, considerando anche il carrello disallineato dalla direzione della traiettoria percorsa e simulazioni di possibili perturbazioni che possano causare problemi per il sistema.

La modellazione è una parte fondamentale per la progettazione di un velivolo, in modo da prevedere situazioni che potrebbero portare a possibili guasti per il sistema di atterraggio.

I modelli sviluppati sono costruiti per poter testare vari tipi di velivolo, infatti inserendo come parametri di input il peso che agisce sul carrello e impostando i valori adatti di smorzamento e rigidità, è possibile effettuare un'analisi dinamica.

In futuro, si potrebbe implementare il modello di sterzata del velivolo e un sistema di controllo che sia in grado di controllare i fenomeni oscillatori come ad esempio lo shimmy. In questo modo, sviluppando altri sottosistemi, è possibile creare un modello unico che possa simulare il comportamento dell'intero velivolo.

# Bibliografia

- [1] Mate Antali e Gábor Stépán. “On the nonsmooth dynamics of towed wheels”. In: *Meccanica* 55 (set. 2020), pp. 1–18. DOI: 10.1007/s11012-020-01232-z.
- [2] Muhammad Ayaz e Syed Shah. “Comprehensive design of an oleo-pneumatic nose landing gear strut”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G Journal of Aerospace Engineering* 235 (dic. 2020). DOI: 10.1177/0954410020979378.
- [3] Sándor Beregi. “Delay Effects and Non-smoothness in the Dynamic Tyre-road Contact and Vehicle Steering”. Tesi di dott. Apr. 2020.
- [4] Sandor Beregi et al. “Theoretical and experimental study on the nonlinear dynamics of wheel-shimmy”. In: *Nonlinear Dynamics* 98.4 (2019), pp. 2581–2593.
- [5] Sándor Beregi, Dénes Takács e Csaba Hós. “Nonlinear analysis of a shimmying wheel with contact-force characteristics featuring higher-order discontinuities”. In: *Nonlinear Dynamics* 90 (2017), pp. 877–888.
- [6] CESSNA. *Citation longitude product card*.
- [7] N.S. Currey. *Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices*. AIAA Education Series. American Institute of Aeronautics & Astronautics, 1988. ISBN: 9781600860188. URL: <https://books.google.it/books?id=XMpd0eWeqq8C>.
- [8] Cristiana Delprete, Alberto Dagna e Eugenio Brusa. “Model-Based Design of Aircraft Landing Gear System”. In: *Applied Sciences* 13.20 (2023). ISSN: 2076-3417. URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/13/20/11465>.
- [9] Giovanna Girini, Marco Sasso et al. “Analisi dello Shimmy nei carrelli di atterraggio”. In: *XXXIV Convegno AIAS*. 2005.
- [10] G. Jacazio e B. Piombo. *Meccanica applicata alle macchine*. Libreria editrice universitaria Levrotto & Bella, 1991. URL: <https://books.google.it/books?id=z2uvzQEACAAJ>.
- [11] Wei Li e J Fielding. “Preliminary study of EMA landing gear actuation”. In: *Proceedings of the 28th International Congress of the Aeronautical Sciences, Brisbane, Australia*. 2012, pp. 23–28.
- [12] William J. Moreland. “The Story of Shimmy”. In: *Journal of the Aeronautical Sciences* 21 (1954), pp. 793–808. URL: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:108262016>.

- 
- [13] Ilie Nicolin e Nicolin Adrian. “Research on the nose landing gear of a military training aircraft”. In: vol. Volume 12. Ott. 2020, pp. 249–259. DOI: 10.13111/2066-8201.2020.12.4.23.
- [14] H. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamics*. Gen. 2012. DOI: 10.1016/C2010-0-68548-8.
- [15] Jocelyn Pritchard. “Overview of landing gear dynamics”. In: *Journal of aircraft* 38.1 (2001), pp. 130–137.
- [16] D.P. Raymer. *Aircraft Design: A Conceptual Approach*. AIAA education series. American Institute of Aeronautics e Astronautics, Incorporated, 2018. ISBN: 9781624104909.
- [17] M.H. Sadraey et al. *Aircraft Design: A Systems Engineering Approach*. Aerospace Series. Wiley, 2012.
- [18] Pasquale Sforza. “Chapter 7 - Landing Gear Design”. In: *Commercial Airplane Design Principles*. A cura di Pasquale Sforza. Boston: Butterworth-Heinemann, 2014, pp. 251–300. ISBN: 978-0-12-419953-8. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-419953-8.00007-3>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780124199538000073>.
- [19] Gerhard Somieski. “Shimmy analysis of a simple aircraft nose landing gear model using different mathematical methods”. In: *Aerospace Science and Technology* 1.8 (1997), pp. 545–555. ISSN: 1270-9638. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1270-9638\(97\)90003-1](https://doi.org/10.1016/S1270-9638(97)90003-1). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1270963897900031>.
- [20] Zhongzhou Sun, Zheng Wu e Fanbiao Li. “Observer based fault diagnosis of aircraft active landing gear system”. In: *Journal of Physics: Conference Series* 2708.1 (feb. 2024), p. 012010. DOI: 10.1088/1742-6596/2708/1/012010. URL: <https://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/2708/1/012010>.
- [21] Jacob Svendenius. “Tire modeling and friction estimation”. Tesi di dott. Lund University, 2007.
- [22] Michelin aircraft tire. *Aircraft tire, Engineering Data*.
- [23] Ming Zhang, Rongmin Jiang e Hong Nie. “Design and test of dual actuator nose wheel steering system for large civil aircraft”. In: *International Journal of Aerospace Engineering* 2016.1 (2016), p. 1626015.