

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Specialistica in
Ingegneria Meccanica Orientamento Trasporti



**SVILUPPO DI LOGICHE PER IL PLATOONING DI VEICOLI
STRADALI**

Relatore: Prof. Ing. Francesco BRAGHIN

Co-relatore: Ing. Andrea ZUIN

Tesi di Laurea di:

Luca BASSI Matr. 736215

Gabriele POLITI Matr. 736243

Anno Accademico 2009 – 2010

Ringraziamenti

Ringraziamo le nostre famiglie per il continuo supporto ricevuto negli ultimi cinque anni; Ringraziamo il Professor Braghin, l'Ingegner Zuin e l'Ingegnere Marco Sbrosi per averci seguito in questi mesi nello svolgimento della Tesi. Ringraziamo infine tutte le persone che ci hanno fornito un consiglio utile per il nostro lavoro.

Indice Generale

Introduzione	11
1 Stato dell'arte: automazione dei veicoli stradali	15
1.1 Introduzione ai sistemi di automazione dei veicoli stradali	15
1.2 Sistemi di assistenza alla guida (ADAS) attualmente in commercio ...	17
1.3 Intelligent Vehicle	21
1.3.1 USA: NAHSC e California PATH.....	21
1.3.2 USA: Intelligent Vehicle Initiative (IVI)	22
1.3.3 USA: Carnegie Mellon University Navigation Laboratory (CMU NavLab).....	22
1.3.4 USA: DARPA Grand Challenge e Urban Challenge	23
1.3.5 GIAPPONE	24
1.3.6 EUROPA: PROMETHEUS	25
1.3.7 EUROPA: Progetti nell'ambito dei Programmi Quadro per la ricerca e lo sviluppo tecnologico.....	26
1.3.8 EUROPA (Olanda): TNO	27
1.3.9 EUROPA: Altre ricerche.....	28
1.4 Automated Highway System (AHS)	29
1.4.1 Physical layer	31
1.4.2 Regulation layer: controllo longitudinale.....	32
1.4.3 Regulation layer: controllo laterale	33
1.4.4 Coordination layer.....	34
1.4.5 Link layer	36
1.4.6 Network layer.....	37
2 Vantaggi del platooning	39
2.1 Riduzione della resistenza aerodinamica.....	39
2.2 Incremento della capacità stradale.....	46
2.2.1 Capacità stradale con veicoli indipendenti.....	46
2.2.2 Capacità stradale con il platooning	54
3 Metodologia innovativa di analisi delle logiche di platooning	61
4 Modello del veicolo.....	67
4.1 Descrizione del modello	67
4.2 Dettagli d'implementazione del modello	75
4.2.1 Punto 1: Calcolo dei carichi verticali sugli assi	76
4.2.2 Punto 2: Calcolo delle forze longitudinali di contatto	76
4.2.3 Punto 3: Calcolo resistenze all'avanzamento.....	77
4.2.4 Punto 4: Calcolo azione di controllo	77
4.2.5 Punto 5: Calcolo coppia motrice	79

4.2.6	Punto 6: Calcolo coppie frenanti	80
4.2.7	Punto 7: Determinazione delle condizioni di bloccaggio delle ruote 85	
4.2.8	Punto 8: Calcolo equazioni di stato	86
4.2.9	Punto 9: Calcolo del trasferimento di carico	87
5	Leggi di controllo longitudinale dei veicoli del platoon.....	89
5.1	Metodologia di analisi delle leggi di controllo	89
5.1.1	Relazioni e calcolo FDT	91
5.1.2	Taratura delle leggi di controllo: determinazione delle costanti di guadagno tramite prove di sweep up in frequenza con riferimento di velocità cosinusoidale.....	93
5.1.3	Analisi dell'errore di distanziamento a regime.....	96
5.1.4	Analisi della string stability	96
5.2	Analisi della legge di controllo autonoma	97
5.2.1	Relazioni e calcolo FDT	98
5.2.2	Taratura della legge di controllo autonoma	99
5.2.3	Analisi dell'errore di distanziamento a regime.....	102
5.2.4	Analisi della string stability	105
5.3	Analisi della legge di controllo semi-autonoma	109
5.3.1	Relazioni e calcolo FDT	110
5.3.2	Taratura della legge di controllo semi-autonoma	111
5.3.3	Analisi dell'errore di distanziamento a regime.....	114
5.3.4	Analisi della string stability	116
5.4	Analisi della legge di controllo AICC (Autonomous Intelligent Cruise Control).....	123
5.4.1	Relazioni e calcolo FDT	124
5.4.2	Taratura della legge di controllo AICC	125
5.4.3	Analisi dell'errore di distanziamento a regime.....	129
5.4.4	Analisi della string stability	133
6	Prove di frenata in condizioni di aderenza variabile (μ -jump).....	141
6.1	Risultati delle simulazioni.....	144
6.2	Validazione dei risultati	151
6.2.1	Schematizzazione del veicolo come corpo rigido	152
6.2.2	Legge Autonoma	162
6.2.3	Legge Semi-autonoma	163
6.2.4	Legge AICC (Autonomous Intelligent Cruise Control)	165
6.3	Analisi critica delle leggi di controllo.....	166
6.3.1	Legge autonoma.....	167
6.3.2	Legge semi-autonoma.....	169
6.3.3	Legge AICC.....	171

6.4	Possibilità di miglioramento del metodo di ricerca del distanziamento interveicolare obiettivo.....	174
7	Conclusioni	175
	Allegati.....	181
Allegato I.	Componentistica per l'automazione dei veicoli stradali	181
I.1.	Sensori.....	182
I.2.	Attuatori	189
I.3.	Sistemi di telecomunicazione.....	192
I.4.	Sistemi di elaborazione dati	193
Allegato II.	Dimostrazione analitica della string stability	195
II.1.	Calcolo delle norme	195
II.2.	Schema del platoon	195
II.3.	Analisi della string stability	196
Allegato III.	Leggi di controllo longitudinale del platooning esistenti.....	199
III.1.	Strategie constant spacing	200
III.2.	Strategie variable spacing	207
III.3.	Strategie ibride	208
	Nomenclatura e lista degli acronimi	209
	Bibliografia	211

Sommario

Il platooning riguarda il controllo automatico di una fila di veicoli stradali che viaggiano ad un ridotto distanziamento longitudinale l'uno dall'altro. Tale distanziamento, che non può essere mantenuto in sicurezza da un guidatore umano, permette di ottenere i vantaggi di una maggiore capacità stradale, e di minori consumi di carburante rispetto al trasporto stradale tradizionale. La determinazione del distanziamento sicuro fra i veicoli componenti un platoon è quindi un problema di primaria importanza, e viene generalmente affrontato con simulazioni di frenata d'emergenza. Gli approcci proposti finora in letteratura considerano veicoli dotati di differenti capacità frenanti, differenti condizioni del fondo stradale e l'effetto dei ritardi presenti nel controllo automatico.

Questo elaborato propone una procedura innovativa per la determinazione del distanziamento interveicolare obiettivo, la quale considera uno schema di aderenza pneumatico-strada complesso, chiamato μ -jump. Questa condizione, nella quale l'aderenza fra pneumatici e manto stradale si alterna ripetutamente fra valori alti e bassi, è presa in considerazione in simulazioni di frenata di emergenza che coinvolgono due veicoli, al fine di trovare quale minimo distanziamento longitudinale fra i veicoli garantisca di evitare collisioni.

Parole chiave:

Platooning, μ jump, distanziamento interveicolare, string stability, frenata.

Abstract

Platooning deals with the automatic control of a line of road vehicles travelling with small longitudinal spacing among each other. Such small spacing, that can't be safely achieved by a human driver, bring the advantages of higher road capacity and lower fuel consumptions than traditional travelling. Therefore the determination of the safe target spacing between platoon vehicles is an important concern, that is usually faced via emergency braking simulations. Literature approaches proposed so far consider vehicles with different braking capabilities, different road conditions and the effect of automatic control delays. This paper proposes an innovative procedure for the determination of the target intervehicular spacing, which considers complex tire-road friction pattern, called μ -jump. This condition, where tire-road friction switches repeatedly between high and low, is taken into account in emergency braking simulations involving two vehicles, to find out what inter-vehicular spacing guarantees to avoid collisions.

Keywords:

Platooning, μ jump, intervehicular spacing, string stability, braking.

Introduzione

Oggi vi è il consenso diffuso che molte delle nostre attività sulla terra non sono sostenibili, compresi i sistemi di trasporto stradale attuali.

Ci sono diverse definizioni del termine “sviluppo sostenibile”: in generale significa "sviluppo che soddisfa i bisogni del presente senza compromettere la capacità delle generazioni future di soddisfare le proprie esigenze”, come affermato in [1].

Gli attuali sistemi di trasporto stradale, includendo veicoli privati e pubblici, risultano congestionati e non sostenibili, a causa del loro grande consumo di energia, di emissioni di sostanze dannose inquinanti e gas serra (vedere [2]).

Per ridurre l’impatto ambientale, economico e sociale del trasporto stradale sarebbe auspicabile che una quota della domanda venisse soddisfatta da altri modi di trasporto (diverse combinazioni di infrastrutture e veicoli) maggiormente sostenibili, come ad esempio il modo ferroviario. Sugli spostamenti a medio e corto raggio, però, i modi alternativi al trasporto su gomma spesso non sono paragonabili a quest’ultimo per flessibilità e velocità commerciale. Si presenta quindi la necessità di aumentare la sostenibilità del trasporto stradale, ad esempio sfruttando le opportunità offerte dai controlli automatici.

Nel Capitolo 1 verranno presentati in dettaglio i principali progetti che nel corso degli anni, a livello mondiale, hanno contribuito alla realizzazione e allo sviluppo di logiche d’automazione dei veicoli stradali.

Un particolare impiego dell’automazione, delle tecnologie informatiche e delle comunicazioni per migliorare la sicurezza e l’efficienza dei sistemi di trasporto è costituito dal *platooning*.

Il *platooning* consiste nella formazione di convogli di veicoli stradali, che vengono detti *platoon*, all’interno dei quali i veicoli viaggiano a breve distanza longitudinale fra loro, dell’ordine di grandezza di 3÷4 lunghezze del veicolo (o meno). Il basso distanziamento longitudinale è reso possibile dal controllo automatico dei veicoli, in quanto un guidatore umano non potrebbe viaggiare in sicurezza in tali condizioni, a causa dei suoi maggiori tempi di reazione (in realtà questo comportamento è spesso riscontrabile in molti guidatori).

Uno schema di platoon, tratto da [3], è presentato in Figura 0.1.

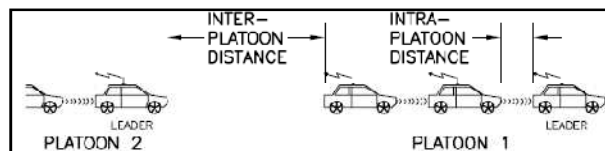


Figura 0.1: Distanze intra-platoon ed inter-platoon (tratta da [1])

L'implementazione del platooning, grazie al ridotto distanziamiento interveicolare, comporta potenzialmente due vantaggi principali, che verranno dettagliatamente analizzati nel Capitolo 2: l'accrescimento della capacità stradale e la riduzione della resistenza aerodinamica all'avanzamento dei veicoli.

Il primo vantaggio può essere facilmente esplicito assumendo particolari semplificazioni. Si supponga che il sistema sia costituito da una colonna di veicoli viaggiante lungo una corsia stradale rettilinea, e che tutti i veicoli che la compongono viaggino alla medesima velocità costante. Si deduce che la riduzione del distanziamiento interveicolare comporti un aumento del massimo flusso veicolare attraversante una sezione della corsia stradale considerata. Tale flusso massimo è definito capacità stradale, ed il suo aumento consente di diradare il verificarsi di fenomeni di congestione (almeno nel breve periodo, a parità di domanda di mobilità).

Grazie al platooning è perciò possibile ottenere un aumento della capacità stradale senza intervenire sulle infrastrutture, il che richiederebbe forti investimenti ed andrebbe a occupare suolo spesso non disponibile nelle aree metropolitane e limitrofe.

Il secondo vantaggio prospettato dall'impiego del platooning consiste nella riduzione della resistenza aerodinamica che si oppone all'avanzamento longitudinale dei veicoli. Come spiegato in [4], per distanze interveicolari inferiori a 5 volte la lunghezza dei veicoli, si ottiene una riduzione della resistenza aerodinamica media sofferta dai veicoli componenti il platoon, generalmente tanto più marcata quanto più ravvicinati viaggiano gli stessi.

Una minor resistenza aerodinamica comporta una riduzione della potenza richiesta al motore, il che rende possibile ridurre i consumi (vedere [5]).

La realizzazione del platooning richiede perlomeno l'implementazione di un sistema di controllo longitudinale dei veicoli componenti il platoon, costituito da acquisizione dati, legge di controllo ed attuazione.

La legge di controllo longitudinale del veicolo ha il compito di controllarne nel tempo il moto longitudinale; in particolare, deve stabilire l'intensità delle azioni di accelerazione longitudinale e frenatura per poterne controllare nel tempo la posizione e la velocità istantanea. Le informazioni sulle quali la legge di controllo si basa riguardano la dinamica longitudinale del veicolo controllato e di quello che lo precede, ed in alcuni casi di altri veicoli del platoon. Queste informazioni sono raccolte tramite sensori di bordo del veicolo (ad esempio radar) o telecomunicazioni fra i veicoli.

Questo elaborato è incentrato sulla determinazione di alcuni aspetti della legge di controllo longitudinale, ed in particolare sul distanziamiento obiettivo da

interporre fra i veicoli. Per la determinazione di quest'ultimo valore viene qui proposta una metodologia innovativa, che considera l'effetto di variazioni dell'aderenza fra pneumatici e fondo stradale.

Dato che gli effetti di aumento della capacità e di riduzione della resistenza aerodinamica sono tanto più marcati quanto minore è il distanziamento interveicolare d_0 , si desidera trovare il minimo valore di d_0 che permetta di effettuare il platooning in sicurezza, cioè in assenza di collisioni tra i veicoli. Nella ricerca di tale valore viene generalmente considerata la condizione di frenata di emergenza, che viene ritenuta la più critica per quanto riguarda il pericolo di tamponamento.

In [6] e [7] vengono effettuate considerazioni cinematiche riguardanti la condizione di frenata d'emergenza, prendendo in esame gli effetti dei tempi di reazione del controllo automatico e delle dinamiche del sistema frenante. In altri casi sono stati considerati veicoli caratterizzati da differenti coefficienti di aderenza fra strada e pneumatico, come ad esempio in [7]. La ricerca del valore di d_0 è stata infine svolta anche con simulazioni basate su un modello di veicolo, come in [3].

In letteratura però non è stato trovato alcun caso in cui, nella ricerca del distanziamento d_0 , l'aderenza fra pneumatici e strada venisse supposta variabile lungo il percorso di prova. In questo documento viene dunque sviluppata una metodologia innovativa per la determinazione della minima distanza interveicolare sicura che consideri tale variabilità, chiamata μ -jump.

Per poter eseguire le simulazioni di frenata d'emergenza e quelle destinate ad altre analisi, è stato creato e implementato in Matlab un modello di veicolo stradale che verrà descritto nel Capitolo 4.

Nel Capitolo 5 vengono esposte ed analizzate le tre leggi di controllo longitudinale alle quali è stato scelto di applicare il procedimento di ricerca del distanziamento obiettivo d_0 . Queste leggi, estratte da [8], sono state inserite nel modello di veicolo e successivamente tarate.

Inoltre, nel Capitolo 6, viene presentata la metodologia per determinare il minimo distanziamento interveicolare sicuro in condizioni di frenata di emergenza su μ -jump, che prevede di impiegare il modello di veicolo sviluppato per simulare un platoon di due veicoli. Sempre nel Capitolo 6 vengono presentati i risultati di tali simulazioni per le tre leggi di controllo longitudinale considerate.

Per poter validare i risultati proposti, vengono ripetute le prove di frenata d'emergenza in condizioni di μ -jump simulando il platoon con un modello semplificato, in cui i veicoli sono schematizzati come corpi rigidi. I risultati ottenuti vengono confrontati con quelli ricavati con il primo modello di veicolo. Infine, nel Capitolo 7, vengono riportate le conclusioni finali.

1 Stato dell'arte: automazione dei veicoli stradali

1.1 Introduzione ai sistemi di automazione dei veicoli stradali

Il concetto di Intelligent Transportation System (ITS) concerne l'impiego dell'automazione e di tecnologie informatiche e delle comunicazioni per migliorare la sicurezza e l'efficienza dei sistemi di trasporto.

Il principale motivo per automatizzare i veicoli stradali è l'incremento della sicurezza attiva (capacità di evitare incidenti): allo stato attuale la principale causa di incidenti è l'errore umano (riportato da [9]). Infatti, il cervello umano, nonostante sia un controllore molto efficiente, è condizionato nelle sue reazioni e nella sua rapidità da vari elementi: stanchezza, cali di concentrazione, mancanza di informazioni, imperizia, ...

L'ausilio alla guida dei veicoli fornito da questi sistemi permette inoltre d'ottenere benefici riguardanti lo stress sofferto dai conducenti, poiché semplifica la complessità delle operazioni richieste ad essi.

La possibilità di limitare le accelerazioni longitudinali e laterali del veicolo permette inoltre una riduzione dell'affaticamento degli occupanti.

Le prime ricerche sugli Intelligent Transportation Systems (ITS) stradali risalgono agli anni '60 negli Stati Uniti (Ohio State University) e in Giappone. L'interesse a riguardo è divenuto però significativo negli anni '80, quando le pubbliche amministrazioni, come ad esempio il California Department of Transportation (Caltrans), hanno iniziato a cercare una soluzione all'incombente problema della crescente domanda di mobilità. Le valutazioni effettuate mostrarono come l'espansione delle infrastrutture non sarebbe stata sostenibile economicamente e ambientalmente, così diversi progetti legati agli ITS furono finanziati in tutto il mondo.

Gli ITS possono essere sommariamente classificati in base al loro ambito di applicazione: infrastruttura o veicoli. Secondo [10], questa classificazione determina le seguenti definizioni:

- Intelligent Infrastructure: sistemi lato infrastruttura per la gestione del traffico, l'informazione ai viaggiatori, la riscossione automatica dei pedaggi, la gestione delle flotte di veicoli, la gestione del trasporto intermodale, altre applicazioni.

- Intelligent Vehicle (IV): sistemi di bordo di assistenza alla guida e guida automatica.

La dotazione di apparati tecnologici può essere anche ripartita fra infrastruttura e veicoli, come ad esempio in un Automated Highway System (AHS), come descritto al Titolo 1.4.

La categoria degli Intelligent Vehicle comprende dunque tutti i sistemi automatici installati a bordo veicolo deputati ad assistere o sostituire il conducente nelle operazioni di guida.

Gli Intelligent Vehicle possono, a loro volta, essere classificati in base al ruolo del sistema automatico nella guida del veicolo:

1. Informazione al conducente: il sistema assiste il conducente nelle operazioni di guida, per mezzo di informazioni riguardanti le scelte di viaggio o le manovre da effettuare, o allarmi riguardanti pericoli, come ad esempio una collisione imminente (Collision Avoidance System);
2. Azioni automatiche di correzione: il sistema corregge le manovre del conducente, per mantenere la stabilità e la controllabilità del veicolo (ad esempio ABS ed ESC);
3. Guida parzialmente automatica: il sistema si sostituisce al conducente in alcune operazioni di guida, ad esempio mantenendo il distanziamento dal veicolo precedente (Adaptive Cruise Control), oppure interviene autonomamente in caso di emergenza, ad esempio azionando i freni in condizioni d'impatto imminente (Collision Avoidance System);
4. Guida integralmente automatica del veicolo: il sistema effettua autonomamente la guida del veicolo, sostituendo il guidatore in tutte le attività di guida.

I sistemi compresi nei primi tre gruppi sono generalmente identificati con il termine ADAS (Advanced Driver Assistance System). Gli ADAS hanno il compito di coadiuvare il conducente nelle numerose attività di guida.

Un esempio di ADAS è rappresentato dal Collision Warning/Collision Avoidance (CW/CA) System (vedere [11]), che racchiude funzioni sia informative che d'intervento automatico. Se il tempo mancante alla collisione col veicolo precedente è inferiore ad una certa soglia, il sistema dà un allarme al guidatore, così che possa intervenire prontamente. Se il tempo residuo scende al di sotto di un'ulteriore soglia, i freni vengono attivati automaticamente.

Al Titolo 1.2 sono riportati diversi esempi di ADAS attualmente disponibili in commercio per i veicoli stradali, mentre al Titolo 1.3 sono presentati diversi programmi riguardanti gli Intelligent Vehicle.

Un'altra possibile classificazione degli Intelligent Vehicle riguarda il grado di cooperazione interveicolare (come riportato in [12]):

1. Veicoli autonomi: i veicoli operano individualmente, senza comunicare fra loro e senza costituire platoon;
2. Veicoli che operano con basso livello di cooperazione: i veicoli comunicano fra loro solo durante il coordinamento delle manovre ed in caso d'emergenza;
3. Veicoli che operano con alto livello di cooperazione: i veicoli si scambiano continuamente informazioni sul loro stato (velocità, accelerazione,...), oltre a comunicare i messaggi di coordinamento delle manovre e quelli di emergenza.

Una particolare applicazione degli Intelligent Vehicle è costituita dal platooning, che consiste nel formare convogli, detti platoon, nei quali i veicoli stradali viaggiano a breve distanza longitudinale fra loro (distanza intra-platoon). Fra i vari platoon c'è invece un distanziamento maggiore (distanza inter-platoon).

Uno schema è presentato in Figura 1.1.

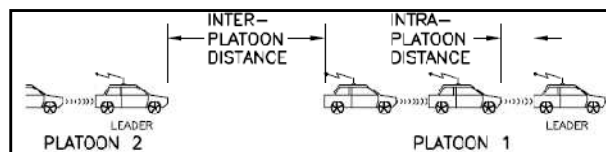


Figura 1.1: Distanze intra-platoon ed inter-platoon (tratta da [1])

1.2 Sistemi di assistenza alla guida (ADAS) attualmente in commercio

Sono attualmente in commercio, sia per le autovetture che per i veicoli pesanti, diversi sistemi di ausilio alle operazioni di guida del veicolo, i cosiddetti ADAS (Advanced Driver Assistance System). Lo scopo principale di questi sistemi è incrementare la sicurezza attiva dei veicoli, ed in alcuni casi anche su quella passiva.

L'Anti-lock Braking System (ABS) è un sistema di sicurezza che evita il bloccaggio delle ruote in fase di frenata, garantendo maggiore stabilità del veicolo e la controllabilità da parte del pilota della sterzata. L'ABS può ridurre le distanze di arresto del veicolo, specialmente su strade sdruciolevoli.

Il sistema ABS monitora la velocità di rotazione delle ruote, e nel caso in cui rilevi l'incipiente bloccaggio di una di esse, riduce la relativa coppia frenante, per poi ripristinarla una volta che la ruota giri più veloce delle altre.

La prima autovettura in commercio dotata di un sistema ABS elettronico è stata la Mercedes Classe S nel 1978 (fonte [13]).

L'ABS, attraverso la funzione Electronic Brake-force Distribution (EBD), si occupa anche di adeguare la ripartizione della potenza frenante fra gli assi del veicolo, in base alle variazioni del carico verticale gravante sugli assi stessi. In genere si parla di EBD in caso di impianti freni idraulici e di EBL (Electronic Brake-force Limitation) per impianti freni pneumatici.

L'Anti-Slip Regulation (ASR), o controllo di trazione, è un sistema che permette di evitare lo slittamento delle ruote motrici, permettendo così al guidatore di mantenere sempre il controllo del veicolo.

Se il sistema rileva che le ruote motrici girano ad una velocità superiore a quella delle ruote trainate, viene ridotta la coppia motrice e può anche essere applicata un'azione frenante. Se il pattinamento interessa una sola ruota motrice (ad esempio la ruota interna in curva in fase di accelerazione) questa viene frenata.

L'ASR elettronico è stato introdotto in commercio dalla Buick nel 1971 (tratto da [13]).

Il sistema ESC (Electronic Stability Control), noto anche con il nome commerciale di ESP (Electronic Stability Program), ha l'obiettivo di ridurre il pericolo di sbandata laterale del veicolo, sia che si manifesti come sovrasterzo o come sottosterzo.

In base alle misure dell'angolo di sterzo e dell'angolo di imbardata, il sistema determina se il veicolo si muove effettivamente nel modo desiderato dal guidatore e, se necessario, ne corregge la traiettoria applicando automaticamente delle azioni frenanti sulle singole ruote.

La prima casa automobilistica al mondo ad aver introdotto l'ESC sui suoi modelli è stata Mercedes nel 1995 (fonte [13]).

Sui veicoli pesanti può essere impiegato il sistema EBS (Electronic Brake System), che gestisce in modo integrato l'impianto frenante dell'autotreno o dell'autoarticolato. Questo sistema integra le funzioni di ABS, EBL, ASR ed ESC, e, oltre ad impiegare gli impianti freni di motrice e rimorchio/semirimorchio, sfrutta l'azione frenante dei dispositivi di freno motore e retarder.

Recentemente alcune case produttrici di autovetture (ad esempio Mercedes, Volkswagen, Volvo, Honda) e di veicoli industriali (ad esempio Volvo, Scania, Mercedes, MAN, DAF) hanno introdotto nuovi sistemi per avvisare il conducente riguardo a situazioni di pericolo e per coadiuvarlo nella guida del veicolo stesso.

In seguito sono elencati questi sistemi di assistenza alla guida, con le denominazioni utilizzate da Volkswagen (vedere [14]).

Il sistema Lane assist, noto anche come Lane Keeping Support, rileva mediante un sistema di visione le demarcazioni della corsia di marcia e la posizione relativa del veicolo. Nel caso in cui venga riconosciuta una situazione nella quale il veicolo devii non intenzionalmente dalla corsia di marcia, il sistema allerta il conducente (esempio: Volvo Truck) o applica una controsterzata correttiva (esempio: Volkswagen).

L'Adaptive Cruise Control (ACC) adegua automaticamente la velocità di crociera del veicolo, tramite attuatori di acceleratore e freni, in modo da mantenere la distanza di sicurezza dal veicolo precedente. Questa distanza viene misurata tramite un radar posto nel frontale del veicolo; i sistemi ACC in commercio permettono al guidatore di impostare una distanza spaziale indipendente dalla velocità (esempio: Volkswagen), oppure di definire una distanza temporale fissa dal predecessore (esempio: Volvo Truck).

Il sistema Front Assist riconosce situazioni in cui la distanza dal veicolo precedente, misurata tramite il radar frontale, si riduce troppo rapidamente, rendendo probabile una collisione. Nel caso in cui venga rilevata una condizione critica, il sistema emette segnali acustici e visivi, ed incrementa la sensibilità del sistema idraulico di assistenza alla frenata.

Il sistema sviluppato da Honda, denominato CMBS (Collision Mitigation Brake System), aziona automaticamente i freni se la risposta del guidatore non è sufficiente ad evitare l'impatto. Nel caso in cui la collisione diventi inevitabile, vengono azionati i pretensionatori delle cinture di sicurezza.

Entrambi questi sistemi rientrano nella categoria dei Collision Warning/Collision Avoidance (CW/CA) System, presentati in [11]. In un sistema CW/CA completo, se il tempo mancante alla collisione col veicolo precedente è inferiore ad una certa soglia, viene dato un allarme al guidatore, così che possa intervenire prontamente. Se il tempo residuo scende al di sotto di un'ulteriore soglia, i freni vengono attivati automaticamente.

Nei sistemi CW/CA le soglie di allarme ed intervento devono essere attentamente calibrate:

- allarmi troppo frequenti desensibilizzano il guidatore;
- allarmi troppo rari spaventano il guidatore in condizioni critiche;
- gli interventi non devono interferire con le normali operazioni di guida.

Il sistema Side Assist, noto anche come Lane Change Support (Volvo Truck), avvisa il guidatore della presenza di veicoli o altri oggetti posti lateralmente al veicolo, nelle zone corrispondenti ai cosiddetti angoli ciechi (blind spot), grazie ad avvisatori visivi, acustici o tattili. Gli oggetti negli angoli ciechi vengono rilevati tramite sensori radar. Questo sistema incrementa la sicurezza attiva soprattutto nelle manovre di cambio corsia.

Nei sistemi tradizionali d'ausilio alle manovre di parcheggio, si impiegano sensori ultrasonici integrati nel paraurti posteriore o anche in quello anteriore, ed eventualmente anche telecamere, per permettere al guidatore di conoscere con precisione l'ambiente circostante al veicolo.

Il sistema Park Assist semplifica ulteriormente le manovre di parcheggio in condizioni di spazio limitato. Nella ricerca del parcheggio, i sensori ad ultrasuoni laterali rilevano se lo spazio disponibile è sufficiente per il veicolo. A partire da una posizione iniziale ottimale, il sistema controlla automaticamente lo sterzo del veicolo e richiede al guidatore di azionare opportunamente i pedali di acceleratore e freno, secondo i dati rilevati dai sensori ad ultrasuoni anteriori e posteriori.

Il sistema di monitoraggio della pressione dei pneumatici, definito anche con l'acronimo inglese TPMS (Tire Pressure Monitoring System), è un sistema elettronico che controlla la pressione dell'aria all'interno degli pneumatici.

Il TPMS migliora la sicurezza del veicolo, aiuta i conducenti nella manutenzione degli pneumatici e contribuisce a ridurre i consumi di carburanti.

Vi possono essere due modalità di funzionamento di questo sistema:

- Il TPMS diretto, che utilizza sensori di pressione all'interno di ogni pneumatico;
- Il TPMS indiretto, che misura la pressione dell'aria indirettamente.

Sono inoltre in commercio ulteriori sistemi di ausilio alla guida, riportati anche in [15], come:

- Il sistema di sorveglianza dell'attenzione del conducente (Driver drowsiness detection), che può rilevare la stanchezza o distrazione del conducente monitorando l'espressione del viso ed eventualmente i suoi parametri motori;
- Il sistema di riconoscimento dei segnali stradali, che ripete su un display i segnali rilevati tramite un sistema di visione;
- L'eCall, che avvisa automaticamente i servizi di soccorso in caso d'incidente rilevato da appositi sensori della vettura;
- Il navigatore GPS;
- L'indicatore luminoso di cambiata, che avvisa e suggerisce al conducente il momento adeguato per cambiare marcia, ai fini della riduzione dei consumi di combustibile;
- L'indicatore di superamento del limite di velocità;
- I fari adattivi, che orientano i fasci di luce in funzione della traiettoria desiderata della vettura;
- Il sistema di visione notturna, basato su tecnologie ad infrarossi, che permette una visione in profondità senza l'impiego dei fari abbaglianti;

- L'Hill Holder, che permette un'agevole partenza in salita;
- L'Hill Descent Control, che aiuta a rallentare il veicolo in discesa in caso di pendenze elevate (ad esempio del 15%).

1.3 Intelligent Vehicle

Come già mostrato nel Titolo 1.1, gli Intelligent Vehicle (IV) possono essere classificati in base al ruolo del sistema automatico nella guida del veicolo:

1. Informazione al conducente;
2. Azioni automatiche di correzione del comportamento del veicolo;
3. Guida parzialmente automatica del veicolo;
4. Guida integralmente automatica del veicolo;

Una panoramica della componentistica necessaria per la realizzazione di sistemi Intelligent Vehicle è presentata nell'Allegato I.

Nel seguito della Sezione, vengono presentati i programmi ed i progetti di maggior rilievo mondiale che nel tempo hanno riguardato gli Intelligent Vehicle ed eventualmente la loro integrazione con sistemi Intelligent Infrastructure.

1.3.1 USA: NAHSC e California PATH

Nel 1986 è stato fondato il programma California PATH (Partners for Advanced Transit and Highways) dal California Department of Transportation (Caltrans) e dall'Institute of Transportation Studies dell'Università della California di Berkeley (UCB-ITS).

PATH si occupa tuttora di ricerche nell'ambito degli Intelligent Vehicle, ed in generale degli Intelligent Transportation System.

In particolare PATH ha contribuito allo sviluppo del concetto di Automated Highway System (AHS), che indica un sistema complesso ed ampio in cui tutti i veicoli sono controllati automaticamente. Nel sistema AHS i veicoli cooperano fra loro e possono formare platoon. L'infrastruttura può essere dotata di boe magnetiche disposte nell'asfalto per il rilevamento della posizione laterale dei veicoli, e di sistemi di gestione del traffico che comunicano con essi. Questo sistema, per il quale è stata definita una precisa architettura, viene descritto in maggiore dettaglio al Titolo 1.4.

Il primo prototipo di veicolo a guida automatica realizzato dal programma PATH è stato provato nel 1989, mentre il primo esperimento di platooning su strada risale al 1994, con un convoglio di 4 veicoli (vedere [16]).

Si è presto verificata la necessità di allargare il progetto a livello dell'intero territorio degli Stati Uniti, al fine di garantire l'interoperabilità dei veicoli e per

disporre di un mercato più ampio per i nuovi prodotti e servizi in via di sviluppo.

Nel 1994 è nato il National Automated Highway Systems Consortium (NAHSC), come struttura di collaborazione fra PATH, Caltrans e la United States Federal Highway Administration (FHWA), a cui ha partecipato anche General Motors, per lo sviluppo del concetto di AHS.

Dopo la dimostrazione del 1997 sull'autostrada I-15 di San Diego, nel quale fu provato un platooning di 8 veicoli (vedere [17] e [18]), il programma NAHSC venne interrotto (vedere [16]).

La ricerca sul sistema AHS è tuttavia continuata nell'ambito di PATH.

1.3.2 USA: Intelligent Vehicle Initiative (IVI)

Nel 1997 l'US-DOT (Department of Transportation) ha lanciato l'Intelligent Vehicle Initiative (IVI), al fine di accelerare lo sviluppo, la disponibilità e l'utilizzo di sistemi di ausilio alla guida per i veicoli stradali.

L'Intelligent Vehicle Initiative è un programma di ricerca che coinvolge diverse agenzie dell'US-DOT:

- Federal Highway Administration (FHWA);
- National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA);
- Federal Transit Administration (FTA).

L'IVI si propone di sviluppare i seguenti aspetti degli Intelligent Vehicle (vedere [19]):

- Capacità dei sistemi individuali dei veicoli: informazioni ed allarmi al guidatore, indicazioni stradali, guida automatica;
- Interfaccia guidatore-veicolo;
- Comunicazioni veicolo-veicolo e veicolo-infrastruttura;
- Cooperazione con l'industria nello sviluppo di standard.

1.3.3 USA: Carnegie Mellon University Navigation Laboratory (CMU NavLab)

A partire dal 1984 il Carnegie Mellon University Navigation Laboratory (CMU NavLab) ha studiato e realizzato autovetture, camion e autobus equipaggiati con sistemi computerizzati per l'implementazione di sistemi di guida automatica e di assistenza alla guida. Le ricerche sono state finanziate dall'US Department of Transportation e dall'US Department of Defense. Fino al 2000 il laboratorio ha prodotto una serie di 11 veicoli, da Navlab1 a Navlab11.

Le applicazioni oggetto delle ricerche sono state (vedere [20] e [21]):

- Guida fuoristrada;
- Automated Highways;
- Prevenzione dalle uscite di strada;

- Assistenza alla guida in ambienti urbani.

Nel luglio del 1995, ricercatori del CMU NavLab hanno effettuato un viaggio di prova di circa 4800 km dalla città di Pittsburgh in Pennsylvania a quella di San Diego in California, impiegando il veicolo NavLab 5 (come riportato in [22]).

Sulla vettura, una Pontiac Trans Sport, era installato un sistema in grado di gestire autonomamente il controllo laterale del veicolo, mentre il controllo longitudinale del veicolo (accelerazione e frenatura) rimaneva appannaggio del conducente.

L'ultimo modello preparato dal CMU Navlab è stato il Navlab11 del 2000, derivato da una "Jeep Wrangler Sport".

Più recentemente l'impegno della CMU nel campo dei veicoli a guida automatica è stato correlato alla partecipazione ai DARPA Challenge (vedere Titolo 1.3.4).

Il Red Team ha partecipato al DARPA Grand Challenge del 2004 col veicolo Sandstorm (HMMWV 998), e poi al DARPA Grand Challenge del 2005 coi veicoli Sandstorm e H1lander (Hummer H1), classificatisi rispettivamente secondo e terzo (informazioni tratte da [21]).

Nel 2007 il team Tartan Racing della CMU ha vinto il DARPA Urban Challenge con il veicolo Boss, caratterizzato dalle seguenti abilità (vedere [23]):

- Localizzare gli altri veicoli a grande distanza;
- Trovare un posto auto ed effettuare la manovra di parcheggio;
- Rispettare le precedenza alle intersezioni stradali;
- Seguire altri veicoli a distanza di sicurezza;
- Reagire a situazioni atipiche come strade bloccate o presenza sulla strada di veicoli guasti o in avaria.

1.3.4 USA: DARPA Grand Challenge e Urban Challenge

DARPA (Defense Advanced Research Projects Agency) è un'agenzia creata nel 1958 dall'US Department of Defense (DoD), il cui scopo è la ricerca e lo sviluppo di tecnologie avanzate per impieghi militari. Come indicato in [24], fra i risultati dei programmi di ricerca di DARPA si possono ricordare gli aerei Stealth (aerei "invisibili"), gli aerei senza pilota ed anche la rete Arpanet, con la correlata suite di protocolli TCP/IP, da cui è derivata Internet.

I DARPA Challenge sono competizioni per veicoli terrestri autonomi a guida automatica, organizzate con la finalità di ricavare tecnologie per impieghi militari. I veicoli partecipanti, che devono superare una fase di selezione, non possono essere guidati manualmente o da remoto, e devono eseguire una missione specificata poco prima della gara.

Il DARPA Grand Challenge del 2004 (vedere [24]) prevedeva che i veicoli partecipanti coprissero in meno di 10 ore le circa 200 miglia (circa 320 km) del percorso assegnato nel deserto del Mojave, fra California e Nevada. Nonostante vi partecipassero 25 squadre, la gara si concluse senza un vincitore.

Il percorso nel deserto del Mojave previsto nel DARPA Grand Challenge del 2005 era lungo circa 130 miglia (circa 210 km), e doveva essere percorso in meno di 10 ore. La gara è stata vinta dallo Stanford Racing Team, con il veicolo Stanley (Volkswagen Touareg), che ha completato il percorso in meno di 7 ore (vedere [25] e [26]).

Nel 2007 si è svolto il DARPA Urban Challenge, su un percorso stradale a Victorville, in California. Come indicato in [27], la gara richiedeva ai veicoli di effettuare autonomamente le seguenti operazioni:

- Guida nel traffico (composto dagli altri veicoli partecipanti, dai veicoli di supporto delle squadre e da veicoli di “disturbo” a guida manuale);
- Inserimento nel traffico;
- Sorpasso di altri veicoli;
- Parcheggio;
- Coordinamento con altri veicoli alle intersezioni.

La gara è stata vinta dalla squadra Tartan Racing, della Carnegie Mellon University, con il veicolo Boss.

1.3.5 GIAPPONE

In Giappone, come riportato in [28], le attività di ricerca relative agli Intelligent Vehicle ed agli Automated Highway System iniziarono negli anni '60, ad opera del Mechanical Engineering Laboratory (MEL), che fu poi sostituito del National Institute of Advanced Industrial Science and Technology (AIST).

Il primo sistema adottato negli anni '60 impiegava un cavo induttivo disposto al di sotto della superficie stradale: il veicolo rilevava la sua posizione laterale tramite una coppia di magnetometri montati nella parte inferiore del paraurti anteriore.

La seconda versione, proposta negli anni '70, era basata su un sistema di visione. Il segnale video, proveniente da telecamere montate sulla carrozzeria del veicolo, veniva elaborato da un sistema in logica cablata, in quanto all'epoca un computer non era adatto per l'elaborazione dati a bordo veicolo.

Come riportato in [29], alla fine degli anni '90, la funzione di navigazione autonoma dei veicoli automatici è stata migliorata con l'utilizzo del sistema DGPS (Differential Global Positioning System), mentre per le comunicazioni

interveicolari, necessarie per la cooperazione fra i veicoli, è stato sviluppato un protocollo DSRC (Dedicated Short Range Communication).

Su tali veicoli autonomi, nel 2000 sono state condotte le seguenti prove di guida cooperativa in pista (vedere [29]):

- Arresto e partenza di un platoon;
- Platooning;
- Divisione (split) di un platoon in due platoon su corsie parallele;
- Fusione di due platoon paralleli (merge);
- Sorpasso del platoon da parte dell'ultimo veicolo del platoon stesso (simulazione di veicolo d'emergenza);
- Rilevamento di un ostacolo e cambiamento di corsia dell'intero platoon per evitarlo;
- Aggregazione al platoon e separazione dal platoon di un veicolo.

Nel 2008 è nato il progetto "Energy ITS", finalizzato al risparmio energetico e alla prevenzione del riscaldamento globale, finanziato dal Ministero dell'Economia, del Commercio e dell'Industria Giapponese. Il progetto prevede l'implementazione di sistemi per il platooning di veicoli pesanti in autostrada e di veicoli leggeri su strade urbane, in condizioni di traffico misto (presenza di diverse tipologie di veicoli all'interno della rete).

Oltre a queste attività, dal 1995 al 1996, il Ministero delle Infrastrutture Giapponese ha sperimentato un sistema AHS caratterizzato dall'utilizzo di marcatori magnetici disposti sulla superficie stradale. Inoltre una flotta di autobus automatici costruiti da Toyota (IMTS, Intelligent Multimodal Transit System) è stata impiegata su corsie riservate all'Expo 2005 di Aichi.

1.3.6 EUROPA: PROMETHEUS

Il primo progetto in Europa nel campo degli Intelligent Vehicle è stato PROMETHEUS; il progetto PROMETHEUS (PROgramme for a European Traffic of Highest Efficiency and Unprecedented Safety) è stato gestito da EUREKA dal 1986 al 1995. EUREKA è un organismo intergovernativo europeo, fondato nel 1985 per supportare progetti di ricerca e sviluppo orientati al mercato, in collaborazione con industrie, centri di ricerca e università.

L'obiettivo di PROMETHEUS (vedere [30]) era rendere il traffico stradale più sicuro, economico, ambientalmente sostenibile, confortevole ed efficiente, mediante l'impiego di nuove tecnologie informatiche e di sistemi d'automazione a bordo dei veicoli stradali.

Le tecnologie sviluppate si possono suddividere in:

- Sistemi di bordo di assistenza alla guida;
- Sistemi di comunicazione interveicolare;

- Sistemi di comunicazione veicolo-infrastruttura.

Il più celebre risultato del progetto PROMETHEUS è la prova effettuata nel 1995, in cui il veicolo a guida automatica VaMP è stato provato su un percorso autostradale da Monaco (Germania) a Odense (Danimarca) e ritorno (vedere [22]). Le funzionalità di guida automatica sperimentate sono state:

- Lane keeping (mantenimento corsia di marcia);
- Controllo longitudinale;
- Collision avoidance;
- Manovre di cambio corsia.

1.3.7 EUROPA: Progetti nell'ambito dei Programmi Quadro per la ricerca e lo sviluppo tecnologico

Sempre in Europa, diversi progetti riguardanti gli Intelligent Vehicle, e più in generale gli Intelligent Transportation System, sono stati svolti nell'ambito dei Programmi Quadro per la ricerca e lo sviluppo tecnologico della Comunità Europea.

I progetti DRIVE (Dedicated Road Infrastructure for Vehicle Safety in Europe) e DRIVE II si sono svolti rispettivamente nell'ambito del 2° Programma Quadro (1988-1991) e del 3° Programma Quadro (1991-1994), ed hanno riguardato in generale gli Intelligent Transportation System.

Come riportato in [31], il lavoro dei progetti DRIVE e DRIVE II comprendeva 7 aree di interesse:

1. Gestione della domanda di trasporto;
2. Informazioni di viaggio e sul traffico;
3. Gestione integrata del traffico urbano;
4. Gestione integrata del traffico inter-urbano;
5. Assistenza al guidatore e guida cooperativa (Intelligent Vehicle);
6. Monitoraggio e gestione della flotta e del carico (fleet & freight management);
7. Gestione del trasporto pubblico.

Nell'ambito del successivo 4° Programma Quadro (1994-1998) si è svolto il progetto CHAUFFEUR, nel quale è stato sviluppato un sistema d'accoppiamento elettronico di due veicoli industriali, definito "Tow-bar" (vedere [32]). In questo sistema il primo veicolo era guidato manualmente dall'autista, mentre il secondo era automatizzato sia nel controllo longitudinale che in quello laterale. Grazie al controllo automatico ed alle comunicazioni interveicolari, i due veicoli potevano viaggiare con un distanziamento ridotto, che comportava una minore resistenza aerodinamica e quindi minore consumo di carburante per il veicolo di coda.

Come riportato in [33], il sistema “Tow-bar” è stato sperimentato con due prototipi sull'Autostrada del Brennero. Sono stati inoltre condotti studi di fattibilità per progetti di:

- “Platooning”: accoppiamento elettronico di più di due veicoli industriali, dei quali il primo era guidato manualmente;
- “Automated platooning”: accoppiamento elettronico di più di due veicoli industriali, tutti guidati automaticamente.

Nell'ambito del 6° Programma Quadro (2002-2006) si è svolto il progetto PREVENT (Preventive and Active Safety Applications Integrated Project), il cui obiettivo era finalizzato alla creazione di una serie di funzioni complementari di sicurezza attiva, tali da generare una zona sicura intorno al veicolo (vedere [34]).

Le funzioni per Intelligent Vehicle sviluppate in PREVENT si possono raggruppare in:

- Controllo preciso della velocità istantanea dei veicoli e mantenimento della distanza longitudinale interveicolare;
- Supporto al controllo laterale dei veicoli;
- Funzioni per la sicurezza alle intersezioni stradali;
- Attenuazione delle collisioni e protezione degli utenti deboli della strada (pedoni e ciclisti).

Infine il 7° Programma Quadro, previsto per il periodo dal 2007 al 2013, comprende alcuni progetti relativi all'automazione dei veicoli stradali, ancora in corso. Si possono citare i progetti SARTRE (Safe Road Trains for the Environment) e ASSET-ROAD (Advanced Safety and driver Support in Essential road Transport).

1.3.8 EUROPA (Olanda): TNO

Il TNO è un'organizzazione indipendente di ricerca nel campo della scienza applicata. La sua sede principale si trova a Delft (Olanda).

Il TNO conduce anche ricerche nel campo dell'automazione automobilistica. In particolare ha finanziato dal 2004 al 2006 il progetto IRSA (Integrated Full-range Speed Assistant), che consisteva in una collezione di funzioni atte a supportare il conducente nel controllo del veicolo, come riportato in [35].

Diversi algoritmi di controllo longitudinale del veicolo, cioè di controllo degli attuatori di acceleratore e freni, sono stati implementati aggiungendo delle funzionalità di cooperazione interveicolare e sensori basati su diverse tecnologie ad un sistema Adaptive Cruise Control (ACC).

L'influenza dei diversi algoritmi di controllo sulle prestazioni globali di un sistema di Intelligent Vehicle risulta complessa, a causa dei vari aspetti

d'interazione fra i singoli elementi del sistema stesso, che si manifestano nelle reali condizioni del traffico. Per questo TNO ha sviluppato un insieme di strumenti di valutazione dei sistemi per Intelligent Vehicle e per sistemi ITS in generale: SUMMITS Tool Suite (vedere [35]).

La SUMMITS Tool Suite è costituita dai seguenti strumenti:

- ITS Modeller: fornisce come output gli effetti del sistema analizzato e simulato sul flusso di traffico, sicurezza e ambiente;
- Driving Simulator: simulatore di guida che permette di valutare l'accettabilità da parte dei conducenti dei sistemi automatici;
- MARS (Multy Agent Real-time Simulator) Technology: ottiene in tempo reale prestazioni e indici d'affidabilità del sistema analizzato, permettendo un confronto tra diverse architetture del sistema;
- PreScan: simulatore per valutare la fattibilità e le prestazioni degli Intelligent Vehicle nell'ambiente stradale;
- VeHIL (Vehicle Hardware In the Loop): macchinario per la valutazione dei componenti hardware per Intelligent Vehicle; VeHIL è un passo intermedio fra la simulazione ed i test su strada;
- Veicoli di prova.

La SUMMITS Tool Suite è stata impiegata nello sviluppo del progetto IRSA.

1.3.9 EUROPA: Altre ricerche

Il principale progetto italiano nel campo degli Intelligent Vehicle è stato ARGO, sviluppato dal Dipartimento di Ingegneria dell'Informazione dell'Università di Parma (vedere [36] e [22]). L'Università di Parma ha svolto attività di ricerca sui veicoli autonomi dal 1989, quando i primi algoritmi di visione e le prime architetture di calcolo furono sviluppate e testate sul MOB-LAB, il MOBILE LABORATORY a disposizione delle unità di ricerca italiane coinvolte nel progetto europeo PROMETHEUS (Fonte[37]). Il veicolo ARGO era una Lancia Thema 2000, dotata di sistema di visione stereoscopico (2 telecamere montate agli angoli superiori del parabrezza) ed un attuatore di sterzo. Oltre alla funzione di mantenimento del veicolo all'interno di una determinata corsia, era possibile comandare con un pulsante una manovra di cambio corsia.

Nel 1998 il veicolo è stato provato in un viaggio di 7 tappe sulla rete autostradale italiana, denominato "Mille Miglia in automatico", per una distanza complessiva di quasi 2000 km. In media, il 94% della distanza è stato percorso in automatico. Il sistema doveva essere spento in corrispondenza dei caselli autostradali e delle gallerie, ed in caso di code e segnaletica orizzontale fortemente usurata.

Infine è possibile citare le ricerche francesi del laboratorio LASMEA (Laboratoire des Sciences et Matériaux pour l'Electronique et d'Automatique).

In [38] e [39] vengono discusse le leggi di controllo e le tecnologie impiegate per realizzare il platooning dei veicoli elettrici sperimentali Cycab. Questi veicoli basano il loro sistema di localizzazione su un sistema di visione o su RTK-GPS (Real Time Kinematic – Global Positioning System), e comunicano fra loro tramite una rete Wi-Fi.

1.4 Automated Highway System (AHS)

Un Automated Highway System (AHS) è un sistema complesso in cui i veicoli presenti sulla rete stradale sono automaticamente controllati; solo poche decisioni di guida sono lasciate al conducente (ad esempio: scelta della destinazione).

Il concetto di AHS è stato fortemente sviluppato nell'ambito dei programmi California PATH e NAHSC, descritti nel Titolo 1.3.1. All'interno di questi programmi sono stati studiati ed anche testati numerosi aspetti di un sistema AHS.

In un sistema AHS l'infrastruttura è dotata di impianti tecnologici che permettono, attraverso particolari caratteristiche, la realizzazione di un sistema di guida automatico.

La rete AHS è formata da diversi segmenti interconnessi fra loro, e confina con altre reti non automatizzate attraverso dei "gate" (come illustrato in [40]). Quando un veicolo entra da un gate, comunica la sua destinazione al sistema, che gli risponde indicandogli un percorso da seguire all'interno della rete.

In un sistema AHS è possibile prevedere un traffico misto, con la compresenza di veicoli automatici ed a guida manuale. Questo però comporta maggiori complicazioni dal punto di vista della sicurezza e minor efficienza del flusso veicolare.

Il sistema AHS è strutturato in diversi layer (livelli), organizzati gerarchicamente. Ogni livello interloquisce con quelli sovrastanti e sottostanti, che vede come "scatole chiuse".

I livelli differiscono per (come illustrato in [40]):

1. scala temporale;
2. grado di aggregazione delle informazioni;
3. scala spaziale di influenza (veicolo, sezione stradale, rete, ...).

In Tabella 1.1 viene esposta l'architettura a 5 layer adottata nel progetto California PATH (Partners for Advanced Transit and Highways) [9].

I layer si possono suddividere in base al campo d'azione e dalla localizzazione delle apparecchiature che li compongono:

- lato strada (roadside): livelli che hanno l'obiettivo di ottimizzare la capacità stradale;
- lato veicolo (on-board): livelli che hanno la finalità di controllare in sicurezza il veicolo.

Tabella 1.1. Layer (livelli) che compongono l'architettura AHS

Layer	Funzioni	Lato
Network	Controllo del traffico entrante e instradamento del flusso veicolare nella rete	Strada
Link	Calcolo e trasmissione dei piani d'attività (percorsi, manovre da eseguire, velocità, dimensioni del platoon) per ogni tipo di veicolo in ogni sezione stradale	Strada
Coordination	Comunicazione e coordinamento fra pari livelli dei veicoli adiacenti, selezione della manovra da eseguire	Veicolo
Regulation	Esecuzione di manovre come join, split e lane change	Veicolo
Physical	Disaccoppiamento dei controlli laterale e longitudinale	Veicolo

Uno schema dell'architettura dell'AHS è riportato in Figura 1.2.

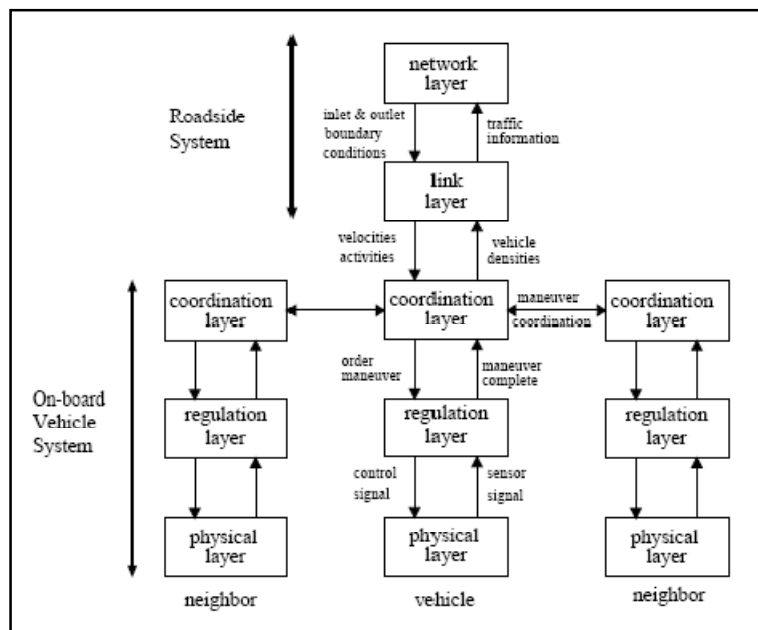


Figura 1.2. Schema dell'architettura AHS (tratta da [9])

Nell'AHS i veicoli sono suddivisi in base al loro ruolo:

- Leader: veicolo in testa ad un platoon;
- Follower: veicolo inserito in un platoon, che non sia un Leader;

- Free-agent: veicolo che non fa parte di un platoon; si può definire come Leader di un platoon di dimensione 1.

Uno schema è riportato in Figura 1.3. Ruoli dei veicoli nel sistema AHS (tratta da).

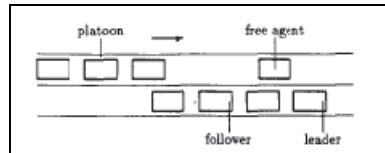


Figura 1.3. Ruoli dei veicoli nel sistema AHS (tratta da [40])

In seguito vengono illustrate le caratteristiche dei singoli livelli componenti l'architettura AHS del progetto California PATH [9].

1.4.1 Physical layer

Il Physical layer comprende tutti i controllori di bordo dei componenti fisici del veicolo: motore, trasmissione, freni, sterzo, sensori dei controlli longitudinale e laterale, sistemi di comunicazione interveicolare.

Le prestazioni dei sistemi di controllo sono limitate dai vincoli tecnici di sensori, dispositivi di comunicazione e di elaborazione, attuatori, e dai limiti fisici del veicolo.

La funzione principale di questo livello consiste, se possibile, nel disaccoppiare i controlli longitudinale e laterale e linearizzare le dinamiche del veicolo.

Il controllo longitudinale del veicolo consiste nel mantenere una distanza di sicurezza dal veicolo precedente, controllandone il moto di avanzamento lungo una traiettoria curvilinea. Questo viene realizzato tramite gli attuatori di freni ed acceleratore. Le informazioni necessarie possono essere ottenute da radar, telecamere e comunicazioni dagli altri veicoli.

Il controllo laterale consiste nel mantenere il veicolo centrato rispetto alla corsia di percorrenza, ed eventualmente effettuare la manovra di cambio corsia; viene realizzato utilizzando un attuatore di sterzo. La posizione rispetto alla corsia viene rilevata grazie a tracce magnetiche o strisce radar-rilettenti posizionate sul manto stradale, a sistemi basati su GPS (Global Positioning System) o tramite sistemi di visione (telecamere).

Nel Physical layer può essere implementato solo il controllo longitudinale o possono essere implementati entrambi i controlli.

I controlli longitudinale e laterale possono essere disaccoppiati o accoppiati. Gli equilibri dinamici longitudinale e laterale sono comunque accoppiati.

Il disaccoppiamento dei controlli si ottiene trascurando gli effetti di accoppiamento, e questa particolare configurazione viene impiegata in presenza di basse velocità, come in [38], o in presenza di elevati raggi di curvatura.

L'accoppiamento delle dinamiche longitudinale e laterale è dovuto a tre gruppi di effetti [41]:

1. accoppiamento dinamico:
 - a. in sterzata c'è una proiezione longitudinale della forza trasversale di contatto;
 - b. l'accelerazione centripeta dipende dalla velocità longitudinale;
2. accoppiamento delle forze di contatto: il vincolo di aderenza dello pneumatico si impone sulla risultante delle forze di contatto longitudinale e laterale, e non sulle singole componenti;
3. accoppiamento dovuto al trasferimento di carico:
 - a. l'accelerazione longitudinale redistribuisce il carico normale fra le ruote anteriori e posteriori;
 - b. l'accelerazione laterale redistribuisce il carico normale fra ruote destre e sinistre.

Lo scopo del disaccoppiamento fra i controlli longitudinale e laterale è quello di semplificare il lavoro del Regulation layer.

Il modello del veicolo a questo livello è composto da equazioni differenziali non lineari di ordine elevato.

1.4.2 Regulation layer: controllo longitudinale

Il Regulation layer è responsabile della guida longitudinale e laterale del veicolo per l'esecuzione delle manovre ordinate dal Coordination layer.

A questo livello il veicolo è modellato come un punto, con leggi di retroazione lineari. Per ogni movimento del veicolo è quindi implementato un controllo ad anello chiuso.

Il controllo longitudinale del veicolo consiste nel regolarne la velocità e la distanza dal veicolo precedente. Questo non include solo l'inseguimento del veicolo precedente, ma anche cambi intenzionali di distanziamento.

Attività del controllo longitudinale:

1. Veicoli follower: esecuzione della Follower law, che consiste nel mantenere nel tempo la distanza longitudinale prescritta dal veicolo precedente (distanza intra-platoon).
2. Veicoli Leader e Free-agent: esecuzione delle manovre ordinate dal Coordination layer:

- a. Leader law: regolazione della velocità ad un valore desiderato e mantenimento della distanza di sicurezza dal platoon precedente;
- b. Join: esecuzione di una legge di accelerazione finalizzata al congiungimento col platoon precedente;
- c. Split: suddivisione di un platoon (si crea un secondo platoon);
- d. Split-to-change-lane: scissione di un platoon al fine del cambio di corsia, mantenendo una distanza longitudinale di sicurezza dai platoon eventualmente presenti nella corsia adiacente;

Le strategie d'inseguimento rispetto ad un veicolo precedente, su cui si basano Leader law e Follower law, si dividono principalmente in (vedere [9]):

- A distanza temporale costante (constant time headway): il distanziamento obiettivo è funzione lineare della velocità del veicolo stesso;
- A distanza spaziale costante (constant spacing): la distanza interveicolare obiettivo è indipendente dalla velocità dei veicoli.

Le diverse strategie di inseguimento possono richiedere solo dati misurati dai sensori di bordo (ad esempio la distanza dal veicolo precedente, misurabile da un radar), o anche dati comunicati da altri veicoli (ad esempio l'accelerazione del leader del platoon).

I requisiti principali del controllo longitudinale sono l'accuratezza di inseguimento e la qualità di guida (ride quality).

L'accuratezza permette di ridurre le distanze interveicolari, pur mantenendo la sicurezza. Come verrà spiegato nel Capitolo 2, la diminuzione delle distanze interveicolari comporta l'aumento della capacità stradale e la riduzione della resistenza aerodinamica (e di conseguenza dei consumi di combustibile).

La qualità di guida incide sull'accettabilità del sistema da parte degli occupanti del veicolo. Un moto più regolare del veicolo permette inoltre di limitare le accelerazioni, e quindi diminuire i consumi di combustibile.

All'interno di un platoon deve essere garantita, oltre alla stabilità del moto del singolo veicolo, anche la string stability. Secondo [42], la string stability consiste nel garantire che l'errore di distanziamento fra due veicoli, generato ad esempio da un'accelerazione del leader, non si amplifichi lungo il platoon (dalla testa alla coda).

1.4.3 Regulation layer: controllo laterale

Attività del controllo laterale:

1. Mantenere il veicolo nella corsia assegnata (Lane tracking);
2. Cambio di corsia (Lane changing);
3. Manovre di entrata ed uscita dalla rete AHS.

Mantenere una corsia consiste nel guidare il veicolo sulla traiettoria individuata al centro della corsia stessa. Lo svolgimento di questa attività è condizionato dal trade-off fra accuratezza e qualità di guida (ride quality).

Un'elevata accuratezza del posizionamento laterale del veicolo permette di ottenere una maggior sicurezza e di ridurre la larghezza delle corsie. Un'alta precisione del controllo, però, comporta maggiori accelerazioni e jerk laterali (vedere [43]), riducendo così la qualità di viaggio degli occupanti del veicolo.

1.4.4 Coordination layer

Il Coordination layer (che in [40] è chiamato Planning layer) è responsabile della scelta delle attività da fare eseguire al Regulation layer, definite all'interno del Piano delle attività che gli viene assegnato dal Link layer.

Il Coordination layer di un veicolo comunica e coordina le azioni con i suoi corrispondenti dei veicoli adiacenti. A questo livello vengono altresì scambiate informazioni sulle condizioni del traffico e della strada.

Secondo [43], l'obiettivo del coordinamento delle manovre dei veicoli è quello di evitare conflitti (cioè che due veicoli cerchino di occupare la stessa posizione allo stesso momento), massimizzando così l'efficienza nell'uso dell'infrastruttura (alta capacità e ridotti tempi di viaggio) e la sicurezza.

Le manovre vengono iniziate solo se possono essere completate in sicurezza, altrimenti non vengono effettuate.

I principali compiti di questo livello sono (vedere [40]):

1. decidere quale manovra eseguire per realizzare il piano assegnato;
2. coordinare le manovre con i Coordination layer dei veicoli vicini, assicurando che due veicoli non cerchino di occupare la stessa posizione nello stesso momento;
3. supervisionare l'esecuzione delle manovre da parte del Regulation layer.

In base al Piano delle attività ricevuto ed al coordinamento con i suoi pari, il Coordination layer comanda al Regulation layer l'esecuzione o la cancellazione delle manovre atomiche, quali sono:

- Leader law;
- Follower law;
- Join law;
- Split law;
- Split-to-change-lane law;
- Change lane law;
- AHS entry;
- AHS exit.

Il comportamento del veicolo al Coordination layer è descritto da un sistema dinamico ad eventi discreti, detto macchina a stati finiti.

Una macchina a stati finiti, o automa a stati finiti, è un sistema dinamico, invariante, discreto nell'avanzamento e nelle interazioni nel quale gli insiemi dei possibili valori di ingresso, uscita e stato sono insiemi finiti (definizione da [13]).

Una macchina a stati finiti viene realizzata attraverso la programmazione ad eventi, per cui il flusso del programma è determinato dal verificarsi di eventi esterni. Le transizioni fra gli stati sono abilitate solo se le uscite di tutte le macchine a stati finiti coinvolte soddisfano le condizioni richieste.

L'esecuzione di una manovra da parte del veicolo, che nel Regulation layer è descritta da un comportamento in tempo continuo, nel Coordination layer è rappresentata da un singolo stato.

Il Coordination layer memorizza ed aggiorna tutte le informazioni riguardanti lo stato attuale del veicolo (vedere [9] e [40]):

1. Identità:
 - a. Identificativo del veicolo (es. numero di targa);
 - b. Identificativo e dimensione del platoon di appartenenza;
 - c. Tipo di veicolo (bus, auto, veicolo d'emergenza,...);
 - d. Origine/Destinazione.
2. Localizzazione attuale:
 - a. Link (segmento) e corsia (sezione) in cui il veicolo si trova;
 - b. Posizione all'interno del platoon.
3. Attività attuale.
4. Piano delle attività assegnato dal Link layer:
 - a. Leader e Free-agent: velocità desiderata, dimensioni massime del platoon, permesso di effettuare manovre di join o change lane;
 - b. Follower: mantenere la follower law, effettuare manovre di split o split-to-change lane (diventando così un Leader).

Per garantire la sicurezza e semplificare i protocolli delle manovre, vengono in genere adottate delle restrizioni alle operazioni effettuate dai veicoli (vedere [43]):

- Un platoon può essere impegnato in una sola manovra alla volta;
- Un veicolo deve separarsi dal platoon prima di cambiare corsia;
- Un veicolo deve completare il cambio corsia prima di unirsi a un platoon;
- Le manovre di Join e Split devono coprire l'intera transizione fra le distanze intra-platoon ed inter-platoon.

Queste restrizioni tendono ad ostacolare l'ingresso e l'uscita dalle corsie AHS, e il deflusso veicolare alla confluenza di due corsie, riducendo quindi l'efficienza nell'uso dell'infrastruttura. Nuovi protocolli per le manovre prevedono minori vincoli (ad esempio [29]), permettendo quindi una maggiore efficienza.

1.4.5 Link layer

All'interno di un'infrastruttura AHS, il Link layer viene implementato introducendo un link controller per ogni segmento stradale (link); ogni segmento può essere lungo 0,5÷5 km, e deve essere suddiviso in sezioni, corrispondenti alle corsie.

Un link riceve e scarica i flussi di traffico dai/ai link confinanti, dalle entrate AHS e alle uscite AHS.

Il compito del Link layer è controllare il flusso veicolare in modo da massimizzare la capacità, minimizzare il tempo di viaggio ed evitare fenomeni di congestione. Questo viene ottenuto suddividendo il traffico fra le corsie, limitando l'ingresso di veicoli ed assegnando adeguati limiti di velocità a ciascuna corsia (come riportato in [43]). La gestione del flusso può essere adattata in risposta ad incidenti, per limitare il disagio che ne deriva.

Il Link layer è descritto da un modello a conservazione di flusso; a questo livello non vengono quindi identificati i singoli veicoli.

Il Link layer misura le densità spaziali e temporali di veicoli in ognuna delle sezioni (corsie) del segmento. Tali densità sono suddivise per categorie di flusso:

- Tipo di veicolo (bus, auto,...);
- Origine/Destinazione;
- Ruolo (Leader, Free-agent, Follower);
- Eventuale manovra di change lane.

I Piani delle attività che vengono inoltrati ai Coordination layer dei veicoli presenti nel segmento sono differenziati in base alla categoria di flusso.

I comandi provenienti dal Network layer sono:

- richieste inerenti a flussi di traffico agli ingressi AHS;
- limitazioni del flusso alle uscite AHS;
- ripartizione di flusso (con stesse O/D) fra possibili percorsi alternativi.

Secondo diversi studi, i cui risultati sono sintetizzati in [43], i conflitti che si generano quando diversi flussi veicolari convergono (merging) provocano una significativa riduzione della capacità stradale. Anche con una disciplina di merging ad alte prestazioni, si nota una riduzione di capacità del 10÷15%.

È stato inoltre mostrato che rampe di accesso automatizzate (che quindi costituiscono link autonomi) permettono di accomodare molto più traffico delle rampe convenzionali.

1.4.6 Network layer

Il compito del Network layer è quello di controllare il traffico entrante ed instradare il flusso veicolare nella rete AHS, al fine di ottimizzare la capacità ed il tempo medio di viaggio dei veicoli, riducendo al minimo i fenomeni di congestione; un altro compito è quello di ripristinare rapidamente il servizio in seguito ad incidenti o guasti, come affermato in [43].

A questo livello il sistema è interpretato tramite un grafo con capacità.

Il Network layer è allo stato attuale il livello dell'architettura AHS meno studiato; questo perché finché non ci sarà una rete AHS, nella quale sia possibile scegliere fra più percorsi alternativi per spostarsi da un'origine ad una destinazione, non ci sarà necessità di impiegare questo livello (vedere [43]).

La presenza di soli veicoli completamente automatizzati sulla rete ne semplifica il controllo, dato che ai veicoli possono essere assegnati i percorsi in maniera deterministica. Infatti, in questo caso, quando un veicolo entra nella rete deve indicare la sua destinazione, ed il sistema gli assegna un percorso.

Occorre verificare sia gli effetti del sistema sul traffico, sia l'interazione fra la rete AHS e la rete stradale convenzionale, specialmente alle interconnessioni. Questo può essere fatto impiegando modelli di micro simulazione del traffico.

2 Vantaggi del platooning

2.1 Riduzione della resistenza aerodinamica

La resistenza all'avanzamento complessiva incontrata da un veicolo può essere espressa dalla seguente relazione (vedere [4]):

$$T = D + R_R + R_g + R_{in} \quad (2.1)$$

Dove (utilizzando la simbologia espressa in Tabella 2.1):

- D rappresenta la resistenza aerodinamica longitudinale (drag), assumendo la totale assenza di vento:

$$D = \frac{1}{2} C_D \rho A V^2 \quad (2.2)$$

- R_R rappresenta la resistenza al rotolamento degli pneumatici:

$$R_R = r_0 M g \quad (2.3)$$

- R_g rappresenta la resistenza dovuta alla pendenza stradale longitudinale:

$$R_g = \sin(\Phi) \cdot M g \quad (2.4)$$

- R_{in} rappresenta la forza d'inerzia dovuta all'accelerazione longitudinale:

$$R_{in} = M(1 + \varepsilon_i) \frac{dV}{dt} \quad (2.5)$$

La potenza richiesta al motore è quindi:

$$P = \frac{T \cdot V}{\eta_{T,i}} \quad (2.6)$$

Tabella 2.1: simbologia impiegata nelle equazioni (2.1) - (2.6)

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
T	Resistenza all'avanzamento complessiva del veicolo	$[N]$
D	Resistenza aerodinamica longitudinale (drag)	$[N]$
R_R	Resistenza al rotolamento degli pneumatici	$[N]$
R_g	Resistenza dovuta alla pendenza longitudinale	$[N]$
R_{in}	Forza d'inerzia longitudinale	$[N]$
P	Potenza richiesta al motore	$[W]$
C_D	Coefficiente di resistenza aerodinamica	$[-]$
ρ	Densità dell'aria	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
V	Velocità del veicolo	$\left[\frac{m}{s}\right]$
A	Massima sezione trasversale del veicolo	$[m^2]$
r_0	Coefficiente di resistenza al rotolamento	$[-]$
M	Massa del veicolo	$[kg]$
g	Accelerazione di gravità	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
Φ	Angolo d'inclinazione longitudinale della strada	$[rad]$
ε_i	Coefficiente che tiene conto dell'inerzia delle masse rotanti, dipendente dalla marcia innestata (i)	$[-]$
$\frac{dV}{dt}$	Accelerazione longitudinale del veicolo	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
$\eta_{T,i}$	Rendimento complessivo della trasmissione, dipendente dalla marcia inserita (i)	$[-]$

Riducendo la potenza richiesta al motore (eq. (2.6)) è possibile ridurre il consumo di carburante. A parità di velocità del veicolo e di rendimento della trasmissione, questo si può ottenere diminuendo la resistenza all'avanzamento del veicolo T (eq. (2.1)).

Per ridurre T si può agire sulle sue componenti D ed R_{in} , essendo R_R ed R_g indipendenti dall'implementazione del platooning.

La forza d'inerzia R_{in} può essere diminuita riducendo l'entità delle accelerazioni longitudinali del veicolo; questo aspetto però è fortemente dipendente dalla legge di controllo adottata.

Si può infine ridurre la resistenza aerodinamica D , sfruttando la possibilità di diminuire il coefficiente C_D a fronte della minore distanza longitudinale presente fra i veicoli di un platoon.

Nell'ambito del progetto California PATH (per una descrizione di tale progetto si rimanda al Titolo 1.3.1) è stata indagata l'influenza della distanza intra-platoon (distanza longitudinale fra i veicoli membri di un platoon) sul coefficiente C_D (vedere [4]), effettuando prove in galleria del vento con modelli in scala 1:8 di minivan (GM Lumina APV). Dato che la lunghezza dei minivan era di 4,952 m, i modelli avevano lunghezza pari a 0,619 m.

Queste prove sono state condotte per platoon costituiti da 2, 3, 4 veicoli con diverse distanze intra-platoon e con una velocità del flusso d'aria pari a 25 m/s. Le misure del C_D per ogni veicolo sono state corrette rispetto alla posizione relativa nella galleria del vento e normalizzate rispetto al valore determinato per il veicolo isolato ($C_{D\infty}$). Essendo la lunghezza massima del platoon limitata dalla lunghezza della galleria del vento, il massimo valore della distanza interveicolare provato per il platoon di 3 veicoli risulta minore rispetto al caso con 2 veicoli, ed ancora più basso per il platoon di 4 veicoli.

Separatamente per ogni classe di platoon (2, 3, 4 veicoli), è stato calcolato il rapporto $\left(\frac{C_D}{C_{D\infty}}\right)_i$ di ogni veicolo (dove i indica la posizione relativa del veicolo all'interno del platoon), come media fra i diversi set di prova.

I risultati sono riportati in Figura 2.1, Figura 2.2 e Figura 2.3, dove le distanze intra-platoon (d) sono misurate in rapporto alla lunghezza dei modelli (L), e coprono il campo delle misure effettuate.

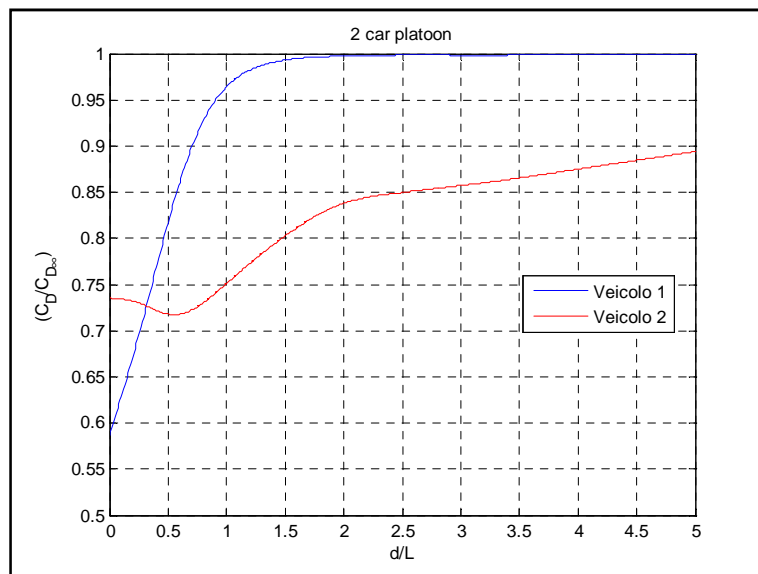


Figura 2.1: coefficiente di resistenza aerodinamica normalizzato al caso di veicolo isolato, in funzione della distanza intra-platoon, per i veicoli di un platoon di 2 elementi.

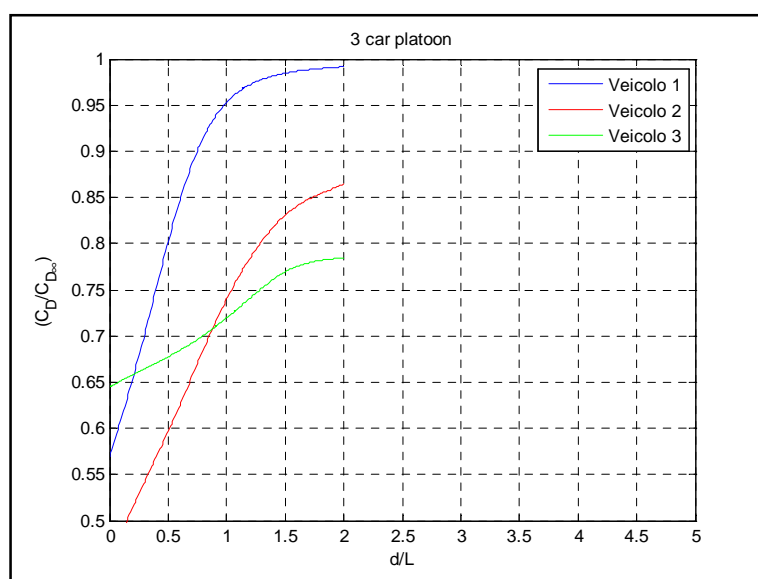


Figura 2.2: coefficiente di resistenza aerodinamica normalizzato al caso di veicolo isolato, in funzione della distanza intra-platoon, per i veicoli di un platoon di 3 elementi.

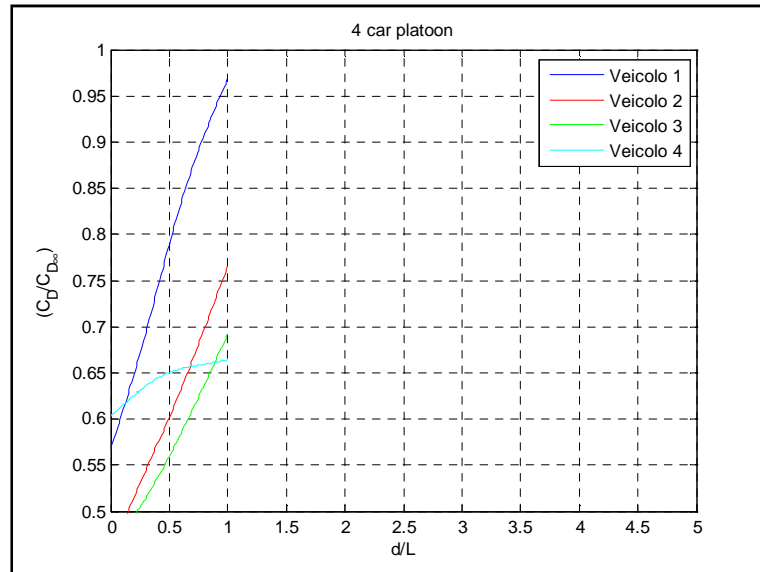


Figura 2.3: coefficiente di resistenza aerodinamica normalizzato al caso di veicolo isolato, in funzione della distanza intra-platoon, per i veicoli di un platoon di 4 elementi.

Osservando quanto mostrato in Figura 2.1, Figura 2.2 e Figura 2.3, si possono trarre le seguenti conclusioni:

- Generalmente, ad una minor distanza intra-platoon corrisponde un minor coefficiente di resistenza aerodinamica per ogni veicolo del platoon.
- Il rapporto $\left(\frac{C_D}{C_{D_{\infty}}}\right)_i$ di un veicolo i nel platoon è indipendente dal numero di veicoli del platoon (n), se $n \geq i + 1$.
- In genere, ogni veicolo del platoon sente una riduzione della resistenza aerodinamica, ma può essere soggetto ad acuti cambiamenti della stessa: questo effetto si nota per il secondo veicolo di un platoon di 2 veicoli, il cui coefficiente di resistenza aerodinamica relativo supera quello del primo veicolo per distanze minori di circa $0,4L$.
- L'ultimo veicolo di un platoon vede la minor variazione della resistenza aerodinamica al variare della distanza intra-platoon.
- È stato stimato in [4], per estrapolazione dei dati acquisiti in galleria del vento, che l'effetto di riduzione della resistenza aerodinamica diventa trascurabile per distanze intra-platoon superiori a $10L$.

È stato poi calcolato, per ogni classe di platoon, il valore medio del coefficiente di resistenza aerodinamica normalizzato fra i veicoli del platoon (eq. (2.7)).

$$\left(\frac{C_D}{C_{D\infty}}\right)_{avg} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{C_D}{C_{D\infty}}\right)_i \quad (2.7)$$

I risultati sono mostrati nelle figure seguenti (Figura 2.4, Figura 2.5, Figura 2.6).

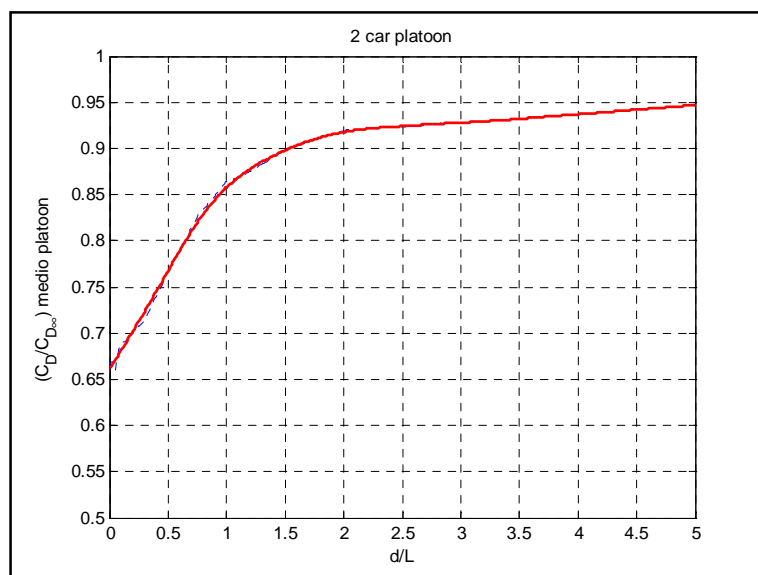


Figura 2.4: coefficiente di resistenza aerodinamica normalizzato al caso di veicolo isolato, in funzione della distanza intra-platoon, medio fra i veicoli di un platoon di 2 elementi.

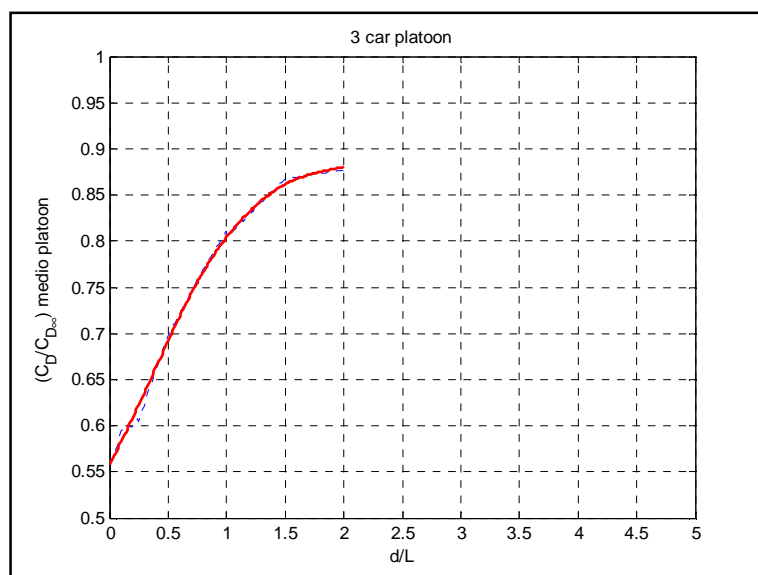


Figura 2.5: coefficiente di resistenza aerodinamica normalizzato al caso di veicolo isolato, in funzione della distanza intra-platoon, medio fra i veicoli di un platoon di 3 elementi.

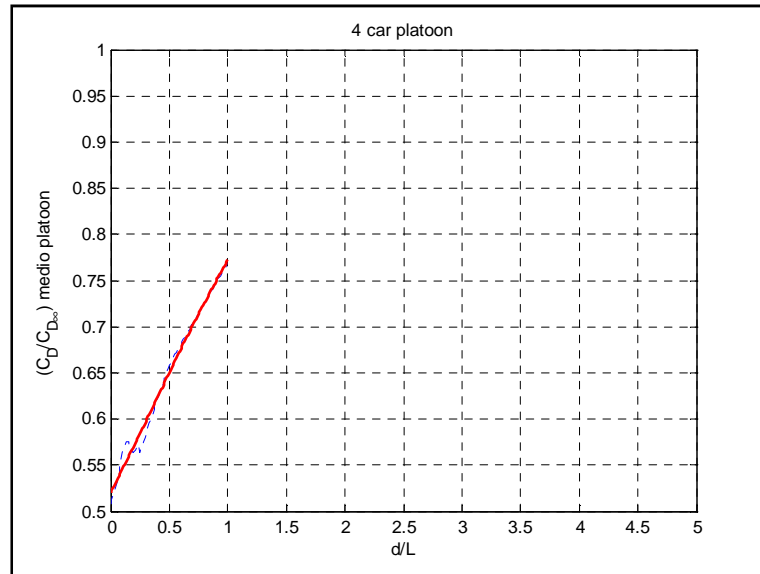


Figura 2.6: coefficiente di resistenza aerodinamica normalizzato al caso di veicolo isolato, in funzione della distanza intra-platoon, medio fra i veicoli di un platoon di 4 elementi.

Da Figura 2.4, Figura 2.5, Figura 2.6 si può osservare che la dipendenza del rapporto $\left(\frac{C_D}{C_{D_{\infty}}}\right)_{avg}$ dalla riduzione della distanza intra-platoon, per ogni

lunghezza del platoon, è così caratterizzata:

- Per distanze interveicolari maggiori di $1,5L$ (L : lunghezza del modello) si ha una discreta riduzione, limitata al 10÷15%.
- Per distanze interveicolari inferiori a $1,5L$ il rapporto ha una forte riduzione; all'annullarsi della distanza, la riduzione è del 30÷45%.

La diminuzione dei consumi di carburante associata alla riduzione della resistenza aerodinamica è stata sperimentata anche su strada, sempre nell'ambito del progetto California PATH (vedere [5]); i veicoli, organizzati in platoon, hanno percorso una distanza autostradale di 2,4 km a velocità costante, pari a 96,6 km/h (la densità e la temperatura dell'ambiente esterno e la velocità del vento erano costantemente monitorati). I risultati sono qualitativamente concordanti con quelli ricavati in galleria del vento ([4]).

Dai risultati di [5] si può affermare che:

- il consumo dei singoli veicoli generalmente si riduce al crescere del numero di veicoli appartenenti al platoon.
- le auto interne al platoon hanno i maggiori risparmi di carburante (dell'ordine del 10%);
- il consumo dei singoli veicoli generalmente si riduce al diminuire della distanza interveicolare;

- il veicolo leader (il primo) è caratterizzato dal consumo maggiore; esso può addirittura subire un aumento del consumo rispetto al caso isolato.

Bisogna infine considerare che gli effetti della distanza interveicolare sul coefficiente di resistenza aerodinamica dipendono fortemente dalla geometria dei veicoli.

2.2 Incremento della capacità stradale

La capacità stradale è definita come la massima portata veicolare oraria di una corsia stradale; si misura in veicoli/ora/corsia, traducibile in inglese con l'unità di misura vphpl (vehicles per hour per lane).

2.2.1 Capacità stradale con veicoli indipendenti

La capacità stradale con veicoli indipendenti e condotti manualmente può essere valutata con un approccio semplificato. I veicoli sono considerati omogenei per dimensioni, masse e prestazioni, e dotati di moto uniforme (a velocità costante). Lo schema di riferimento è riportato in Figura 2.7, e la simbologia impiegata è riportata in Tabella 2.2.

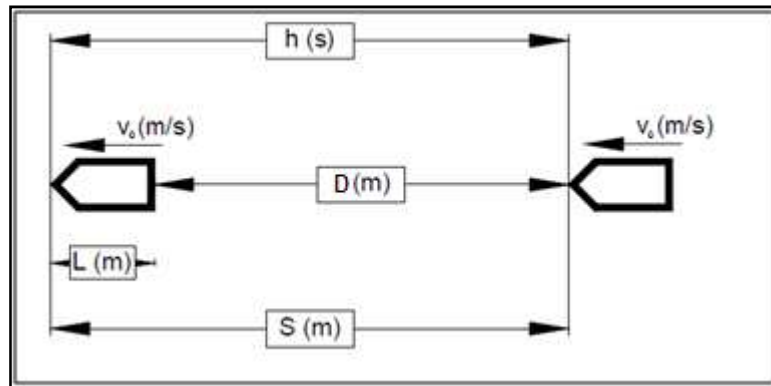


Figura 2.7: Schema per la valutazione semplificata della capacità; i veicoli seguono tutti un moto a velocità costante (tratta da [44]).

Tabella 2.2: Simbologia impiegata nello schema di Figura 2.7 e negli sviluppi successivi del presente titolo.

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
h	Distanza temporale fra le teste dei veicoli	$[s]$
S	Distanza spaziale fra le teste dei veicoli	$[m]$
D	Distanza spaziale fra coda e testa dei veicoli (distanza interveicolare)	$[m]$
L	Lunghezza dei veicoli	$[m]$
v_0	Velocità dei veicoli	$\left[\frac{m}{s}\right]$
P	Flusso veicolare	$[vphpl]$
m	Massa dei veicoli	$[kg]$
a	Decelerazione dei veicoli	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
g	Accelerazione di gravità	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
μ_{\max}	Massimo coefficiente di aderenza longitudinale	$[-]$
T	Tempo complessivo di reazione (percezione, riflessione, reazione ed attuazione)	$[s]$
s_{fren}	Spazio di frenata (effettiva decelerazione)	$[m]$
s_{reaz}	Spazio percorso durante il tempo di reazione	$[m]$

Nelle equazioni seguenti viene sviluppato il modello.

$$S = D + L \quad (2.8)$$

$$h = \frac{S}{v_0} = \frac{D + L}{v_0} \quad (2.9)$$

$$P = \frac{3600 \left[\frac{s}{ora} \right]}{h \left[\frac{s}{veic} \right]} = \frac{3600 \cdot v_0}{D + L} \quad (2.10)$$

Per determinare il minimo valore di sicurezza per D si calcola lo spazio necessario per l'arresto completo del veicolo, comprensivo dello spazio percorso durante il tempo di reazione e dello spazio di frenata (effettiva decelerazione del veicolo).

La decelerazione del veicolo viene considerata funzione delle sole forze di contatto pneumatici-strada; con ciò si vanno a trascurare, in favore della sicurezza, le resistenze al rotolamento ed aerodinamica, le quali, essendo forze che si oppongono al moto, aiuterebbero il veicolo a rallentare dissipando energia. La strada viene considerata rettilinea e priva di pendenza longitudinale. La decelerazione del veicolo, secondo le ipotesi effettuate, è limitata come in eq. (2.11).

$$m \cdot a \leq \mu_{\max} \cdot m \cdot g \Rightarrow a \leq \mu_{\max} \cdot g \quad (2.11)$$

Nel seguito si intende sempre impiegata la decelerazione massima:

$$a = a_{\max} = \mu_{\max} \cdot g \quad (2.12)$$

L'eq. (2.13) definisce la decelerazione costante.

$$\frac{dv}{dt} = -a \Rightarrow dt = -\frac{dv}{a} \quad (2.13)$$

In eq. (2.14) viene calcolato lo spazio necessario per rallentare il veicolo da una velocità iniziale v_0 ad una velocità finale v_f .

$$s_{fren} = \int_{t_0}^{t_f} v \cdot dt = -\frac{1}{a} \cdot \int_{v_0}^{v_f} v \cdot dv = \frac{v_0^2 - v_f^2}{2 \cdot a} \quad (2.14)$$

Ponendo nell'eq. (2.14) il valore della velocità finale pari a zero (veicolo arrestato), si ottiene l'eq. (2.15).

$$v_f = 0 \Rightarrow s_{fren} = \frac{v_0^2}{2 \cdot a} \quad (2.15)$$

L'eq. (2.16) esprime lo spazio percorso durante il tempo complessivo di reazione.

$$s_{reaz} = T \cdot v_0 \quad (2.16)$$

Sommando le eq. (2.15) e (2.16) si ottiene il valore di D .

$$D = s_{fren} + s_{reaz} = \frac{v_0^2}{2 \cdot a} + T \cdot v_0 \quad (2.17)$$

Inserendo l'eq. (2.17) nell'eq. (2.10), si ottiene l'eq. (2.18).

$$P = \frac{3600 \cdot v_0}{\frac{v_0^2}{2 \cdot a} + T \cdot v_0 + L} = \frac{3600}{\frac{v_0}{2 \cdot a} + T + \frac{L}{v_0}} \quad (2.18)$$

Per analizzare P in funzione di v_0 si può valutare il comportamento ai limiti.

$$\begin{cases} v_0 \rightarrow 0 \Rightarrow P \cong 3600 \cdot \frac{v_0}{L} \\ v_0 \rightarrow \infty \Rightarrow P \cong 3600 \cdot \frac{2 \cdot a}{v_0} \end{cases} \quad (2.19)$$

Dal comportamento asintotico di P in funzione di v_0 (eq. (2.19)) si può ricavare l'andamento qualitativo mostrato in Figura 2.8.

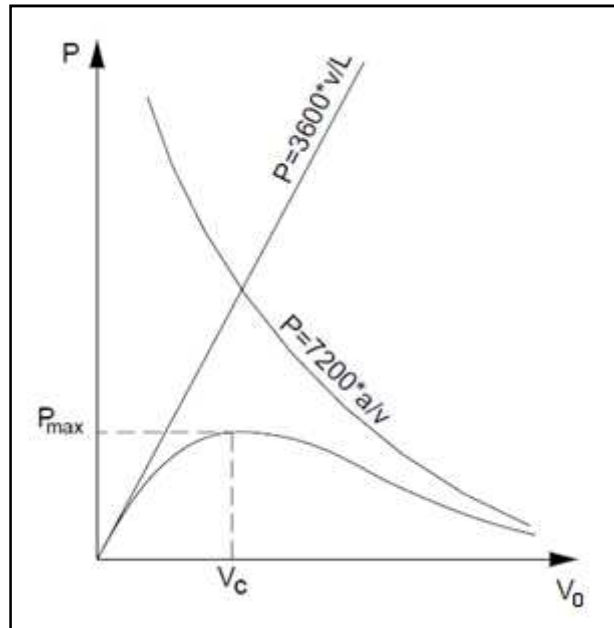


Figura 2.8: Andamento qualitativo del flusso veicolare in funzione della velocità (tratta da [44]).

Come si può osservare dalla Figura 2.8, il flusso presenta un massimo per una certa velocità (v_c): questo valore rappresenta la capacità. Al massimo di P corrisponde il minimo di h , che viene determinato nell'eq. (2.20) e seguenti.

$$h = \frac{v_0}{2 \cdot a} + T + \frac{L}{v_0} \quad (2.20)$$

$$\min(h) \Rightarrow \frac{dh}{dv} = 0 \quad (2.21)$$

$$\frac{dh}{dv} = 0 \Rightarrow \frac{1}{2 \cdot a} = \frac{L}{v_0^2} \Rightarrow v_c = \sqrt{2 \cdot a \cdot L} \quad (2.22)$$

La distanza complessiva di arresto D ed il flusso veicolare P possono essere calcolati in condizioni di strada asciutta o in condizioni di strada bagnata. Per le considerazioni effettuate in seguito, si assumerà la condizione di strada asciutta. Assumendo dei valori verosimili riferiti ad autovetture (vedere Tabella 2.3) per le grandezze del modello, vengono stimati D (Figura 2.9) e P (Figura 2.12).

Tabella 2.3: Valori dei parametri impiegati per la stima della distanza complessiva di arresto (D) e del flusso veicolare (P).

Grandezza	Commenti	Valore
L		$4[m]$
μ_{\max}	Strada asciutta Fonte: [45]	$1[-]$
a	Eq. (2.12)	$\mu_{\max} \cdot g = 1 \cdot 9,81 = 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$
T	Fonte: [3]	$1,2[s]$

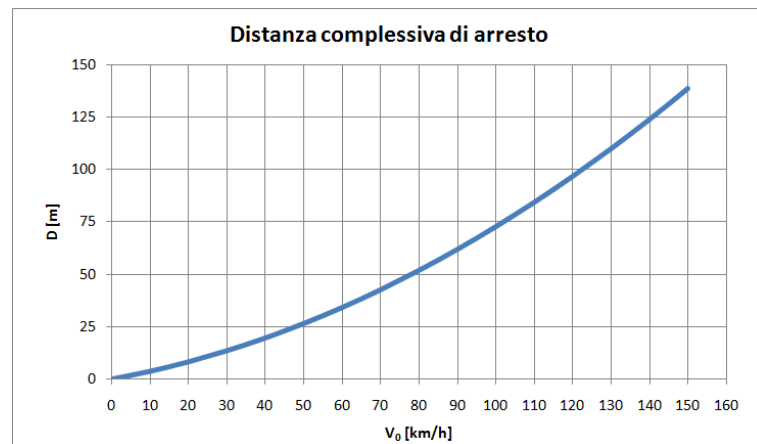


Figura 2.9: Distanza complessiva di arresto del veicolo, comprensiva del tempo di reazione e della frenata.

La Figura 2.9 mostra la dipendenza della distanza interveicolare di sicurezza dalla velocità iniziale dei veicoli, in condizioni di strada asciutta. Alla velocità autostradale di 130 km/h si calcola una distanza di arresto di circa 110 m.

I valori ottenuti appaiono molto prudentiali.

Per validare i risultati della stima appena effettuata si possono impiegare dati sperimentali.

Sulla base di 333 prove su strada di autovetture effettuate dalle riviste “Quattroruote” e “Auto” (vedere [46] e [47]) è stata ricavata la distribuzione di probabilità della distanza di frenata per autovetture dotate di una velocità iniziale pari a 100 km/h, con strada piana e manto stradale asciutto. Le distanze vengono misurate a partire dall’istante in cui il pilota preme il pedale del freno; dunque non tengono conto del tempo di reazione del pilota stesso. Per questo motivo i dati sperimentali vanno confrontati con la stima della sola distanza di frenata (eq. (2.15)), che alla velocità di 100 km/h risulta pari a 39,3 m.

In Figura 2.10 è riportata la distribuzione di probabilità delle suddette misure sperimentali di frenata, suddivise in classi di ampiezza pari a 0,5 m. In ascissa si trova il valore medio di spazio di frenata per ogni classe considerata, in ordinata la corrispondente frequenza relativa.

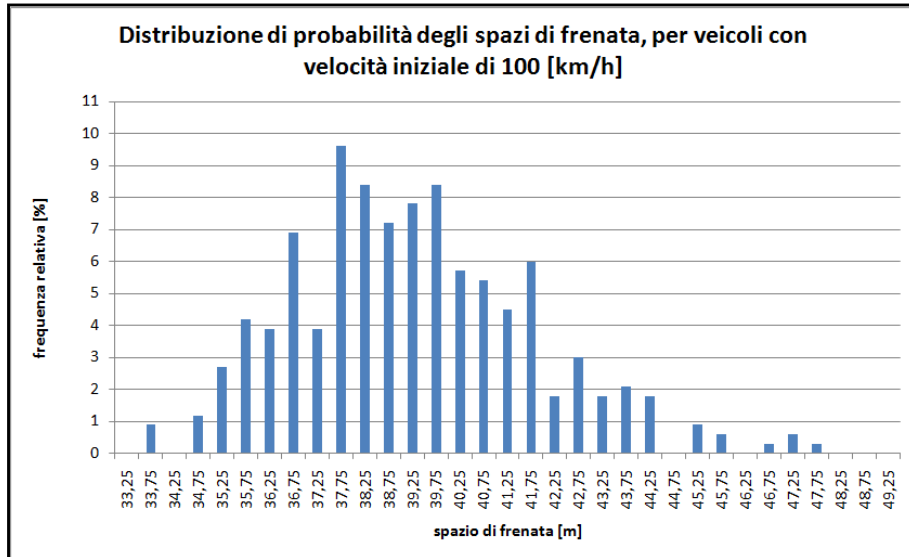


Figura 2.10: Distribuzione di probabilità delle distanze di frenata con velocità iniziale di 100 km/h, per 333 veicoli. Dati tratti da [46] e [47].

La distanza media di frenata per l'intero campione di 333 veicoli preso in considerazione risulta essere pari a 39,2 m. Impiegando l'approccio analitico, con i dati di Tabella 2.3, si ottiene quindi una stima attendibile della distanza di frenata, che risulta pari a 39,3 m.

In Figura 2.11 viene confrontata la curva analitica, calcolata con l'eq. (2.15), con i dati sulle distanze di frenata ottenuti da diverse fonti:

- Misure della distanza di frenata rilevate da “Quattoruote” (vedere [46]), per una velocità iniziale dei veicoli pari a 100 km/h (campione costituito da 31 autovetture);
- Misure della distanza di frenata rilevate da “Auto” (vedere [47]), per una velocità iniziale dei veicoli pari a 100 km/h (campione costituito da 302 autovetture);
- Misure della distanza di frenata ricavate da Safe Drive Training (SDT è un'azienda che fornisce servizi di educazione ed addestramento alla guida, come indicato in [48]) per velocità iniziali dei veicoli pari a 90 km/h ed a 120 km/h (dati relativi a 17 autovetture);
- Valori delle distanze di frenata (tempo di reazione escluso) stimati dalla Driving Standards Agency (DSA) dell'UK Department for Transport (vedere [49]) per diverse velocità iniziali del veicolo.

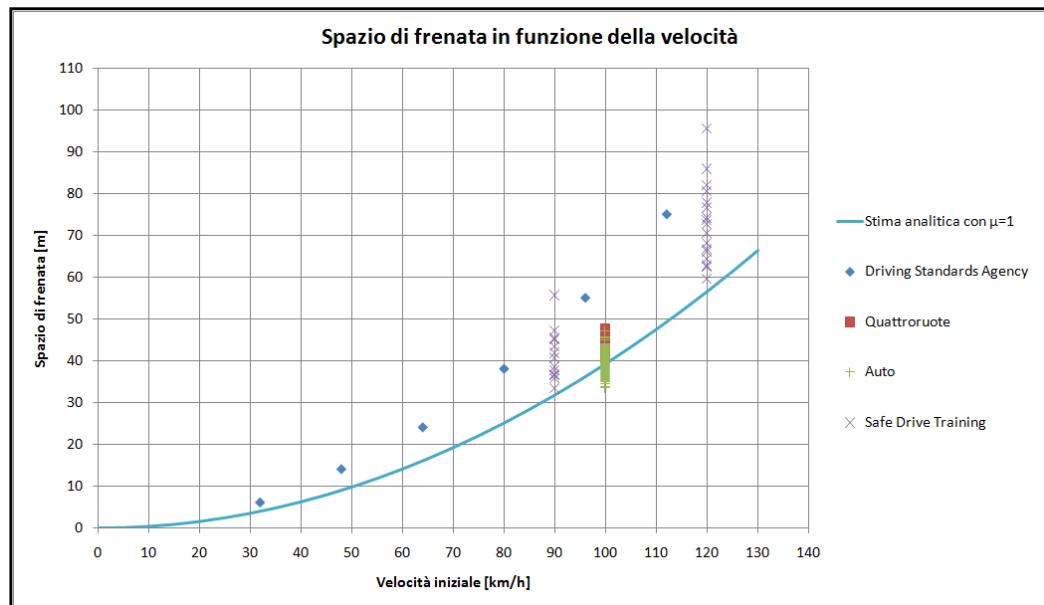


Figura 2.11: Spazio di frenata in funzione della velocità, su strada piana ed asciutta. Confronto fra curva analitica e dati sperimentali forniti da diverse fonti.

Come si può notare in Figura 2.11, lo spazio di frenata ricavato analiticamente con l'eq. (2.15), in corrispondenza della velocità iniziale di 100 km/h, è vicino alla media dei dati sperimentali di "Quattroruote" ed "Auto".

La curva analitica è invece inferiore ai valori ricavati da Safe Drive Training per le velocità iniziali pari a 90 e 120 km/h.

Infine, si nota che la stima della Driving Standards Agency risulta più conservativa di quella effettuata nel presente Titolo. Dai dati pubblicati in [49] si può però determinare, sfruttando l'eq. (2.16), che il tempo di reazione del guidatore (T) considerato dalla DSA risulta essere pari a 0,675 s, quindi inferiore a quello impiegato nella stima qui effettuata, pari a 1,2 s. In complesso la stima del presente Titolo risulta paragonabile a quella della DSA.

In Figura 2.12 è riportato il flusso veicolare in funzione della velocità dei veicoli, calcolato con l'eq. (2.18), impiegando i dati riportati in Tabella 2.3.

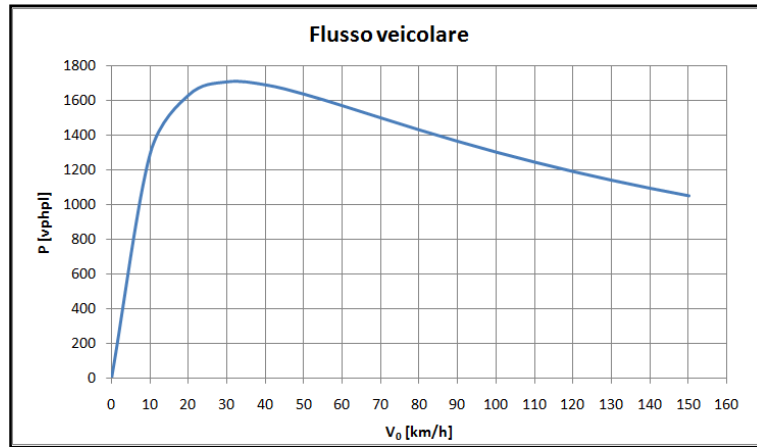


Figura 2.12: Flusso veicolare in funzione della velocità dei veicoli.

Esaminando la Figura 2.12 si può osservare che:

- il massimo del flusso, cioè la capacità, è pari a circa 1710 vphpl in corrispondenza di una velocità pari a 30 km/h;
- il flusso ad una velocità di 90 km/h è pari a circa 1360 vphpl, mentre ad una velocità di 130 km/h è pari a circa 1140 vphpl;
- alle velocità più alte il flusso è ridotto dall'aumento delle distanze interveicolari.

L'Highway Capacity Manual [50], sulla base di misure sperimentali dei flussi su corsie autostradali, in condizioni di traffico ininterrotto, indica un flusso massimo di 2400 vphpl (vedere [50], pag.108). Da questo valore si può intuire che i veicoli non mantengono fra loro un distanziamento sicuro, secondo i criteri indicati in precedenza.

Le stime precedentemente presentate non tengono conto della presenza di diverse categorie di veicoli (autovetture, autocarri, autobus,...), caratterizzate da diverse dimensioni e prestazioni, dalla disuniformità del flusso veicolare (non tutti i veicoli viaggiano alla stessa velocità), dalla presenza di fattori di disturbo (corsie adiacenti, rampe di accesso/egresso,...).

Inoltre le condizioni atmosferiche influiscono fortemente sulla distanza di arresto del veicolo: in condizioni di strada bagnata, ad esempio, il coefficiente di aderenza si riduce rispetto al caso di strada asciutta, comportando un aumento della distanza d'arresto.

2.2.2 Capacità stradale con il platooning

L'organizzazione dei veicoli in platoon prevede un distanziamento ridotto fra i veicoli di uno stesso platoon (distanza intra-platoon), ed una distanza maggiore

fra il primo veicolo (leader) di un platoon e l'ultimo veicolo del platoon precedente (distanza inter-platoon).

Le distanze sopra citate vengono così determinate [3]:

- Distanza inter-platoon: definita imponendo il “brick wall concept”, cioè mantenendo una distanza tale da consentire l'arresto del primo veicolo del platoon anche in caso di arresto istantaneo dell'ultimo veicolo del platoon precedente.
- Distanza intra-platoon: definita in modo da impedire la collisione tra veicoli, o in ogni caso limitare la velocità relativa di impatto (es. 4 km/h); in entrambi i casi si considerano anche gli spazi di frenata del veicolo precedente.

La distanza inter-platoon viene di conseguenza stabilita secondo lo stesso approccio visto nel Titolo 2.2.1. Per poter ottenere un confronto più significativo col caso di veicoli indipendenti a guida manuale, visto nel Titolo precedente, si assume che il veicolo leader di ogni platoon sia guidato manualmente.

Per valutare la capacità ottenibile con l'impiego del platooning si prende in considerazione il modello schematizzato in Figura 2.13.

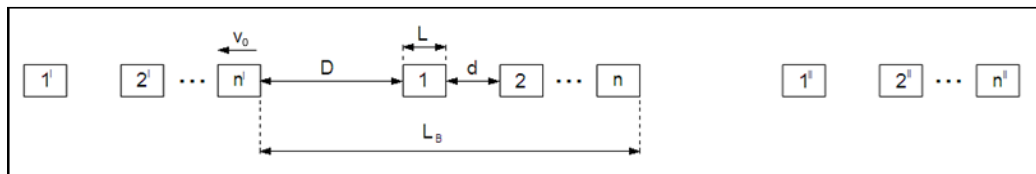


Figura 2.13: Schema per la valutazione semplificata della capacità stradale ottenibile con il platooning.

La formula per determinare il flusso veicolare, mostrata in [40], viene ricavata nelle equazioni seguenti. Si considerano platoon composti da un medesimo numero di veicoli omogenei per dimensioni, masse e prestazioni, e dotati di moto uniforme (a velocità costante). La simbologia impiegata è mostrata in Tabella 2.4.

Tabella 2.4: Simbologia utilizzata negli sviluppi del presente titolo.

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
D	Distanza inter-platoon	$[m]$
d	Distanza intra-platoon	$[m]$
L	Lunghezza dei veicoli	$[m]$
L_B	Lunghezza unità di flusso	$[m]$
n	Numero di veicoli componenti un platoon	$[veic]$
$\bar{\rho}$	Densità spaziale media di veicoli	$\left[\frac{veic}{m}\right]$
v_0	Velocità dei veicoli	$\left[\frac{m}{s}\right]$
P	Flusso veicolare	$[vphpl]$
a	Decelerazione dei veicoli	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
g	Accelerazione di gravità	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
μ_{max}	Massimo coefficiente di aderenza longitudinale	$[-]$
T	Tempo complessivo di reazione (guidatore umano)	$[s]$
τ	Tempo complessivo di reazione dell'automatismo	$[s]$

Il flusso si può scomporre in “blocchi” omogenei (unità di flusso), di lunghezza L_B , che attraversano una generica sezione a velocità v .

$$L_B = D + n \cdot L + (n - 1) \cdot d \quad (2.23)$$

All'interno di ogni “blocco” sono contenuti n veicoli.

$$\bar{\rho} = \frac{n}{L_B} \quad (2.24)$$

Il flusso su una singola corsia è quindi dato dall'eq.(2.25), che si sviluppa nell'eq.(2.26).

$$P = 3600 \cdot v_0 \cdot \bar{\rho} \quad (2.25)$$

$$P = 3600 \cdot v_0 \cdot \frac{n}{D + n \cdot L + (n-1) \cdot d} \quad (2.26)$$

Il caso particolare di platoon di lunghezza unitaria coincide con il caso di veicoli individuali (vedere eq. (2.10)).

$$n = 1 \Rightarrow P = 3600 \cdot v_0 \cdot \frac{n}{D + L} \quad (2.27)$$

La distanza inter-platoon D viene calcolata come spazio complessivo di arresto del primo veicolo del platoon, comprensivo dello spazio percorso nel tempo di reazione del conducente (T) e dello spazio di frenata. Il risultato è il medesimo dell'eq. (2.17).

$$D = \frac{v_0^2}{2 \cdot a} + T \cdot v_0 \quad (2.28)$$

La distanza intra-platoon d viene invece determinata considerando il solo tempo di reazione dell'automatismo responsabile dell'azione frenante, come riportato in eq. (2.29). Questo criterio è valido se due veicoli consecutivi possono sviluppare la stessa decelerazione.

$$d = \tau \cdot v_0 \quad (2.29)$$

Nel caso in cui due veicoli consecutivi possano sviluppare due decelerazioni diverse, con $a_2 < a_1$, la distanza intra-platoon fra quella coppia di veicoli deve essere calcolata (eq. (2.30) e (2.31)) come differenza fra:

- la distanza complessiva di arresto del veicolo seguente (2);
- la distanza di frenata del veicolo precedente (1).

$$d_{12} = (s_{\text{reaz},2} + s_{\text{fren},2}) - s_{\text{fren},1} \quad (2.30)$$

$$d_{12} = \tau \cdot v_0 + \frac{v_0^2}{2 \cdot a_2} - \frac{v_0^2}{2 \cdot a_1} = \tau \cdot v_0 + \frac{v_0^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{a_2} - \frac{1}{a_1} \right) \quad (2.31)$$

Le equazioni viste nel presente Titolo sono valide se tutti i veicoli viaggiano alla stessa velocità.

Considerando tutti i veicoli in grado di sviluppare la stessa decelerazione (impiegando quindi l'eq. (2.29)), si può procedere a una stima del flusso con diverse dimensioni dei platoon (Figura 2.14). I dati utilizzati per la stima sono riportati in Tabella 2.5.

Tabella 2.5: Valori dei parametri impiegati per la stima del flusso veicolare (P) con platooning.

Grandezza	Commenti	Valore
L		$4[m]$
μ_{\max}	Strada asciutta Fonte: [45]	$1[-]$
a	Eq. (2.12)	$\mu_{\max} \cdot g = 1 \cdot 9,81 = 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$
T	Fonte: [3]	$1,2[s]$
τ	Fonte: [51]	$0,12[s]$
n		$1 \div 5 \div 10 \div 15 \div 20[veic]$

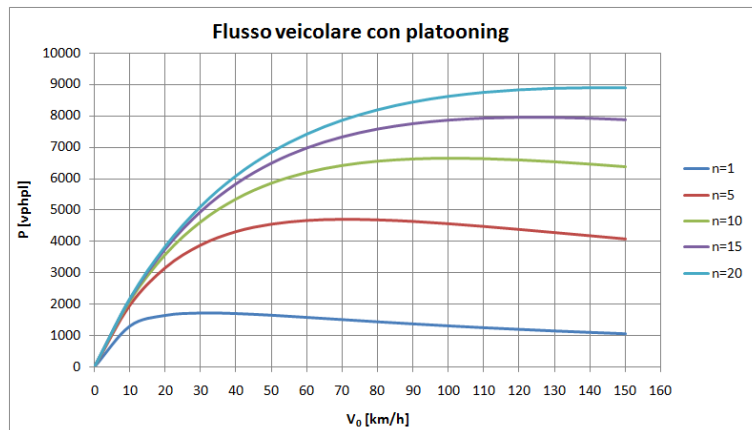


Figura 2.14: Flusso veicolare in funzione della velocità dei veicoli, su strada asciutta, per diverse dimensioni dei platoon.

Osservando i risultati della stima riportati in Figura 2.14 si nota che:

- il caso con $n=1$ coincide con quello di veicoli indipendenti (vedere Figura 2.12);
- il flusso, per ogni velocità, è tanto maggiore quanti più veicoli compongono i platoon;

- il flusso massimo (capacità) si ottiene a velocità maggiori al crescere del numero di veicoli nel platoon.

In Tabella 2.6 e in Figura 2.15 è riportato il flusso veicolare, per lunghezze dei platoon da 1 a 100 veicoli, alla velocità di 130 km/h.

Tabella 2.6: Flusso veicolare stimati a $V_0=130$ km/h, per diverse dimensioni dei platoon, su strada asciutta

n [veic]	P [vphpl]
1	1142
5	4291
10	6548
15	7939
20	8882
30	10081
40	10810
50	11300
75	12028
100	12428

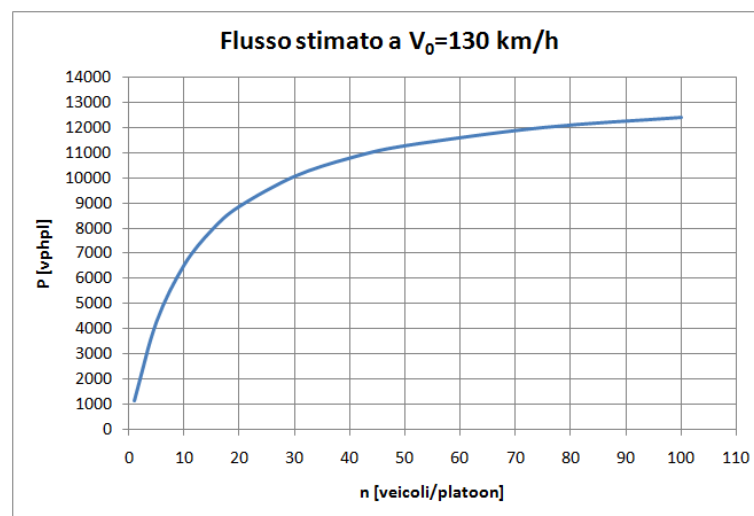


Figura 2.15: Flusso veicolare stimato a $V_0=130$ km/h, in funzione della dimensione del platoon, su strada asciutta.

Come si può osservare in Figura 2.15, la curva del flusso (stimato per una velocità dei veicoli pari a 130 km/h) in funzione della dimensione del platoon aumenta con pendenza decrescente. Oltre una dimensione dei platoon di 50 veicoli, l'incremento del flusso a 130 km/h è modesto.

3 Metodologia innovativa di analisi delle logiche di platooning

Come mostrato nel Capitolo 2, i vantaggi derivanti dall'applicazione di logiche di platooning aumentano (generalmente) al diminuire della distanza intra-platoon. Per questo motivo si vuole determinare il minimo distanziamento obiettivo d_0 (vedere Figura 3.1) da interporre tra i veicoli componenti il platoon, compatibilmente con considerazioni sulla sicurezza che garantiscano l'assenza di collisioni, almeno in determinate condizioni. Per questo scopo è stata ideata la metodologia di analisi oggetto di questo testo.

In questo Capitolo viene presentata la procedura per l'analisi e la taratura di logiche di controllo longitudinale dei veicoli componenti il platoon, e la successiva fase di scelta del distanziamento obiettivo relativo a ciascuna legge di controllo considerata.

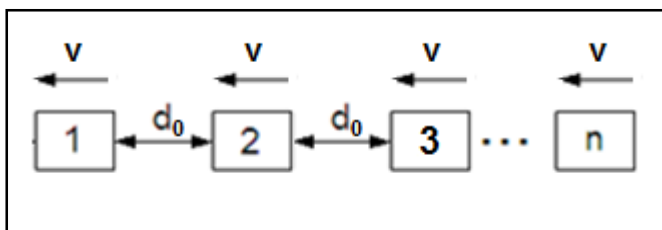


Figura 3.1: Veicoli in formazione di platoon, viaggianti alla medesima velocità e disposti al distanziamento obiettivo

Il distanziamento obiettivo d_0 dipende dalla logica di controllo longitudinale dei veicoli considerata e dalla velocità di crociera che ci si prefigge, fissata in questo lavoro a 120 km/h. Il valore "sicuro" di d_0 è influenzato pure dalle prestazioni del veicolo considerato e dalle condizioni di aderenza fra pneumatici e fondo stradale.

Occorre dunque definire una metodologia e delle ipotesi per stabilire il distanziamento interveicolare per ogni legge di controllo, in modo da escludere per quanto possibile collisioni fra i veicoli appartenenti ad un platoon. La metodologia proposta in questo lavoro consiste nella simulazione di frenate di emergenza in condizioni di aderenza variabile fra pneumatici e strada, impiegando un platoon composto da due veicoli. Tale variabilità dell'aderenza offerta dal fondo stradale è definita μ -jump.

Per valutare correttamente la dinamica dei veicoli nella manovra di frenata di emergenza, si è scelto di modellare l'interazione tra le forze di contatto longitudinali degli pneumatici e il fondo stradale avvalendosi delle Magic

Formulae di Pacejka [45]. Le "Magic Formulae" di Pacejka, sono il modello empirico che, pur non avendo nessun legame con la realtà fisica e quindi con il comportamento effettivo del pneumatico stesso, cerca di approssimare in modo semplice ma accurato gli andamenti rilevati sperimentalmente di forze e momenti.

L'impiego delle Magic Formulae di Pacejka per determinare le forze di contatto longitudinali richiede di conoscere lo scorrimento longitudinale degli pneumatici, esposto in eq. (3.1), in cui v rappresenta la velocità longitudinale istantanea del mozzo, ω_i rappresenta la velocità di rotazione istantanea dell'asse i -esimo, R_i è il raggio di rotolamento delle ruote dell'asse i -esimo ed infine χ_i è il valore dello scorrimento longitudinale istantaneo delle ruote dell'asse i -esimo.

$$\chi_i = \frac{-(v - R_i \cdot \omega_i)}{|v|} \quad (3.1)$$

La relazione che lega forza longitudinale di contatto e scorrimento longitudinale di uno pneumatico, determinata a parità di carico verticale agente sullo pneumatico e velocità longitudinale del mozzo secondo le Magic Formulae di Pacejka, è mostrata a titolo d'esempio in Figura 3.2.

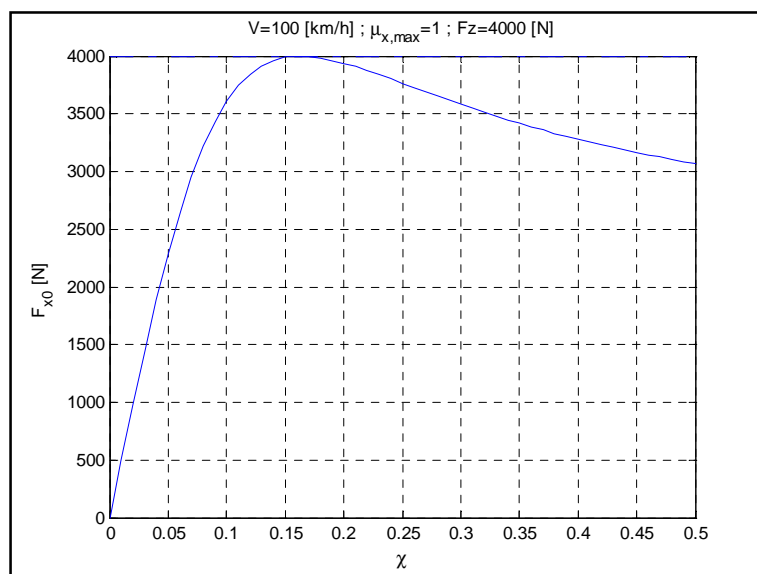


Figura 3.2: Curva caratteristica forza longitudinale di contatto/scorrimento longitudinale di uno pneumatico determinata con le MF di Pacejka. F_{x0} = forza longitudinale, F_z = forza verticale, χ = scorrimento longitudinale, V = velocità longitudinale del mozzo, $\mu_{x,max}$ = massimo coefficiente d'aderenza longitudinale

La necessità di determinare lo scorrimento longitudinale richiede di escludere a priori l'ipotesi di puro rotolamento delle ruote, introducendo i relativi gradi di

libertà. Dato che le dinamiche d'interesse sono quelle longitudinali, si possono considerare le velocità di rotazione delle ruote di un medesimo asse identiche. Per quanto detto sopra, è stato sviluppato un modello del veicolo dotato di tre gradi di libertà:

- lo spostamento longitudinale della cassa;
- la rotazione delle ruote dell'asse anteriore;
- la rotazione delle ruote dell'asse posteriore.

Il modello di veicolo sviluppato è inoltre caratterizzato dalle seguenti limitazioni:

- Massima coppia motrice erogabile all'asse anteriore (il veicolo è considerato a trazione anteriore) dalla catena cinematica motore - trasmissione, dipendente dalla velocità di rotazione delle ruote anteriori. Tale limitazione deriva dall'inviluppo delle curve di coppia massima alle ruote relative ai diversi rapporti di trasmissione.
- Massima coppia frenante esercitabile sulle ruote dall'impianto frenante, determinata dalla massima pressione sopportabile dal circuito idraulico dei freni. È considerata anche la ripartizione delle pressioni frenanti fra asse anteriore ed asse posteriore, mentre non è stata implementata la logica ABS.

Il veicolo è dunque soggetto nel complesso alle limitazioni di coppia motrice, coppia frenante e aderenza massima fra pneumatici e fondo stradale.

I dati impiegati per il modello del veicolo, esposto in maggior dettaglio nel Capitolo 4, sono relativi ad un'autovettura Alfa Romeo Sportwagon 1.8 JTS (vedere [52]), mentre i coefficienti impiegati nelle MF di Pacejka sono tratti da [45].

Una volta sviluppato il modello del veicolo si può procedere all'implementazione delle leggi di controllo longitudinale. Una legge di controllo longitudinale di un veicolo ha lo scopo di mantenere nel tempo un dato distanziamento obiettivo d_0 dal veicolo che lo precede, comandando gli attuatori di freni, acceleratore ed eventualmente trasmissione. In questo modello l'output della legge di controllo è dato da una coppia, motrice se positiva o frenante se negativa, da ripartire fra gli assi del veicolo secondo le considerazioni esposte sopra.

In questo lavoro sono state implementate tre leggi di controllo longitudinale del veicolo, ricavate da bibliografia (vedere [8]) ed adattate al modello di veicolo sviluppato.

Lo studio delle leggi di controllo longitudinale dei veicoli prevede innanzitutto la loro taratura, che consiste nella scelta dei valori delle costanti di guadagno in base a determinati requisiti. Occorre poi individuare la minima distanza

interveicolare che, per ogni legge esaminata, non comporti la collisione tra gli elementi di un platoon.

Secondo quanto esposto in [53], si esige che una legge di controllo assicuri:

- La stabilità del moto longitudinale del singolo veicolo controllato;
- L'annullamento dell'errore di distanziamento tra veicoli a regime;
- La non amplificazione degli errori di distanziamento da un veicolo al successivo nel platoon; questa proprietà, chiamata String Stability, è spiegata nell'Allegato II.

Nel Capitolo 5 è esposta la procedura ideata ed attuata per la taratura e l'analisi delle leggi di controllo considerate. Questa procedura inizia con la valutazione della funzione di trasferimento G_x fra la posizione del veicolo di riferimento, cioè il predecessore nel platoon, e quella del veicolo controllato, determinata in condizioni ideali, cioè in assenza di saturazioni delle limitazioni che caratterizzano il modello del veicolo.

Dall'analisi della funzione di trasferimento G_x è possibile innanzitutto ricercare le condizioni che garantiscono la stabilità del moto longitudinale del singolo veicolo e verificare l'assenza di errore di distanziamento a regime. Per quest'ultimo requisito occorre anche che la risposta del sistema sia non oscillante dato che, non essendo desiderabile il moto in retromarcia, eventuali sovra elongazioni rispetto ad un riferimento di posizione non potrebbero essere recuperate.

Successivamente si procede alla taratura dei guadagni della legge di controllo, effettuata impiegando il modello del veicolo; la scelta dei guadagni avviene tramite una prova in cui al veicolo viene fornito un riferimento di velocità cosinusoidale con valor medio pari a 60 km/h ed ampiezza di 5 km/h, con frequenza di oscillazione crescente da 0 ad 1 Hz (modalità sweep-up). Si desidera trovare la combinazione di guadagni che, non portando il veicolo a saturare alcuno dei suoi limiti di prestazione (coppia motrice, coppia frenante, aderenza) e non portando ad una risposta oscillante, garantisca la massima banda passante nella funzione di trasferimento G_x .

Una volta tarati i guadagni, si verifica la non sovra elongazione della posizione del veicolo rispetto ad un gradino di posizione di ampiezza pari a 25 m.

Successivamente viene studiata la string stability, prima ricavando analiticamente la funzione di trasferimento ideale fra l'errore di distanziamento di un veicolo e quello del veicolo successivo G_e ; l'analisi viene poi completata stimando la medesima funzione di trasferimento dai risultati di simulazioni di platooning basate sul modello del veicolo, nelle quali vengono forniti al primo veicolo riferimenti cosinusoidali di velocità di diversi valor medio ed ampiezza,

in modalità sweep-up e sweep-down. Questo permette di evidenziare l'effetto delle saturazioni sulla string stability.

Quest'ultimo aspetto è rilevante perché se una legge di controllo non garantisce la string stability significa che, durante i transitori di marcia, gli errori di distanziamento tra i veicoli si amplificano percorrendo il platoon dal veicolo leader all'ultimo follower. Questo pone una limitazione alla lunghezza massima del platoon in quanto l'ampiezza dell'errore di distanziamento deve essere inferiore al distanziamento obiettivo fra i veicoli.

Dopo avere studiato le caratteristiche delle leggi di controllo considerate ed averne tarato i guadagni, occorre determinare per ognuna di esse il minimo distanziamento interveicolare d_0 che permetta di effettuare il platooning in sicurezza, cioè in assenza di collisioni tra i veicoli.

Questo distanziamento obiettivo viene generalmente scelto con considerazioni cinematiche riguardanti la condizione di frenata d'emergenza, considerata come la più critica. In tali considerazioni vengono presi in esame gli effetti dei tempi di reazione del controllo automatico e delle dinamiche del sistema frenante (vedere [6] e [7]). In altri casi sono stati considerati veicoli caratterizzati da differenti coefficienti di aderenza fra strada e pneumatico, come può essere il caso di veicoli dotati di pneumatici con diversi gradi di usura (vedere [7]). La ricerca del distanziamento sicuro è infine stata svolta impiegando, oltre a ciò, modelli di veicolo, come in [3].

In letteratura non è stato trovato però alcun caso in cui l'aderenza fra pneumatici e strada venisse supposta variabile lungo il percorso di prova, sempre riguardo la determinazione del distanziamento interveicolare obiettivo.

Nel presente studio si determina il distanziamento interveicolare tramite simulazioni di frenata di emergenza su fondo stradale caratterizzato da μ -jump, effettuate considerando un platoon di due veicoli. La velocità iniziale di entrambi i veicoli è assunta pari a 120 km/h, poiché la si considera appropriata per andature autostradali. L'errore di distanziamento interveicolare viene considerato inizialmente nullo, il che equivale a ipotizzare una condizione iniziale di moto a regime del platoon.

Le diverse condizioni di μ -jump, che consistono nella variazione discontinua del coefficiente di aderenza fra pneumatico e strada lungo il percorso, vengono modellizzate tramite un profilo ad onda quadra caratterizzato da diverse lunghezze d'onda $\lambda_{\mu\text{-jump}}$. Il valore del coefficiente di aderenza passa ogni semiperiodo da alto (strada asciutta) a basso (strada bagnata) o viceversa. Un esempio è mostrato in Figura 3.3.

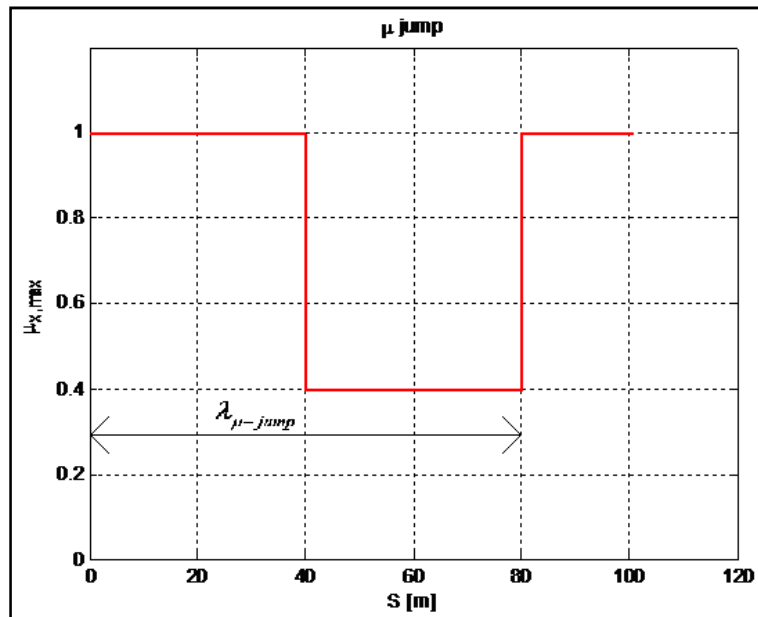


Figura 3.3: Variazione ad onda quadra del coefficiente di aderenza pneumatico-strada lungo la via di prova

Per ogni lunghezza d'onda del μ -jump provata si effettuano diverse prove di frenata dei due veicoli, variando la posizione iniziale del secondo veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ -jump (p_0) ed il distanziamento iniziale tra i due veicoli (d_0).

Per ogni combinazione dei tre parametri $\{\lambda_{\mu\text{-jump}}, d_0, p_0\}$ la relativa simulazione permette di ricavare il distanziamento minimo tra i due veicoli nel tempo di prova (d_{min}). Per ogni valore di $\lambda_{\mu\text{-jump}}$ è quindi possibile ricavare il minimo valore di d_0 che, per qualsiasi p_0 , permetta di ottenere d_{min} positivo, e quindi escludere collisioni fra i veicoli. Tale valore di d_0 è perciò il minimo distanziamento intra-platoon da imporre.

Le analisi qui brevemente spiegate sono esposte, assieme ai risultati, nel Capitolo 6.

4 Modello del veicolo

Per la taratura delle leggi di controllo longitudinale esaminate per il platooning di veicoli stradali, la valutazione del comportamento dei platoon e l'effettuazione delle prove di frenata in condizioni di aderenza variabile, è stato sviluppato un modello di veicolo, poi trascritto in codice Matlab.

I dati relativi alle grandezze del modello sono riferiti ad un'automobile del modello Alfa Romeo 159 Sportwagon 1.8 JTS.

4.1 Descrizione del modello

Dato che per il presente lavoro le dinamiche veicolari di interesse sono quelle longitudinali, e che per simulare opportunamente il comportamento in frenata occorre considerare lo scorrimento longitudinale delle ruote, si è scelto un modello a 3 gradi di libertà:

- x : posizione assoluta della cassa della vettura;
- ϑ_1 : rotazione delle ruote dell'asse anteriore;
- ϑ_2 : rotazione delle ruote dell'asse posteriore;

Le resistenze all'avanzamento considerate sono la forza longitudinale aerodinamica e il momento di resistenza al rotolamento degli pneumatici. Non è considerata nessuna componente dovuta alla pendenza longitudinale della strada, in quanto si assume che sia perfettamente piana.

Uno schema del modello è riportato in Figura 4.1 in forma composta, mentre in Figura 4.2 è riportato lo stesso modello in forma scomposta, in modo da mettere in evidenza le forze scambiate fra i corpi.

La simbologia impiegata è esposta in Tabella 4.1. Il pedice i viene impiegato per distinguere le grandezze relative ad asse anteriore ed asse posteriore:

- $i = 1$: asse anteriore;
- $i = 2$: asse posteriore;

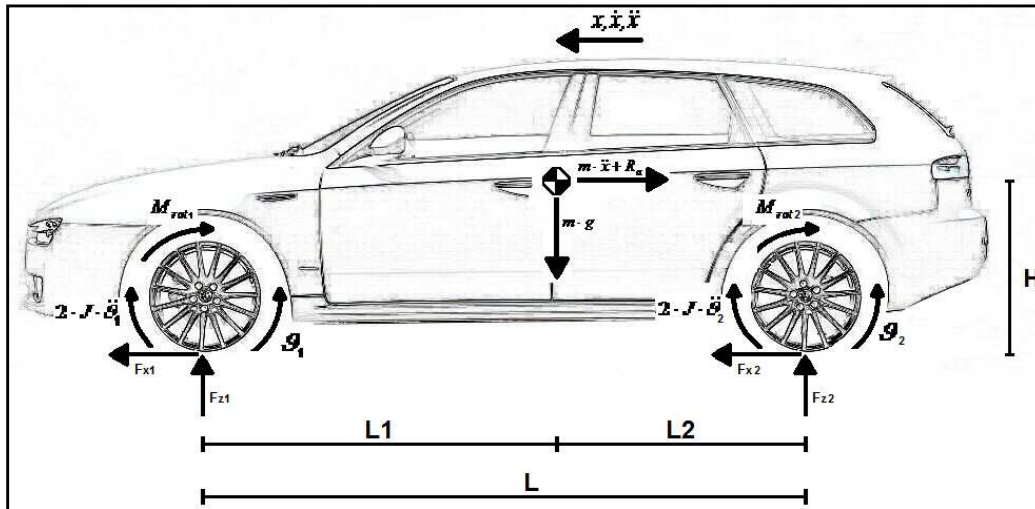


Figura 4.1: Schema in forma composta del modello di veicolo a 3 gdl sviluppato per le simulazioni.

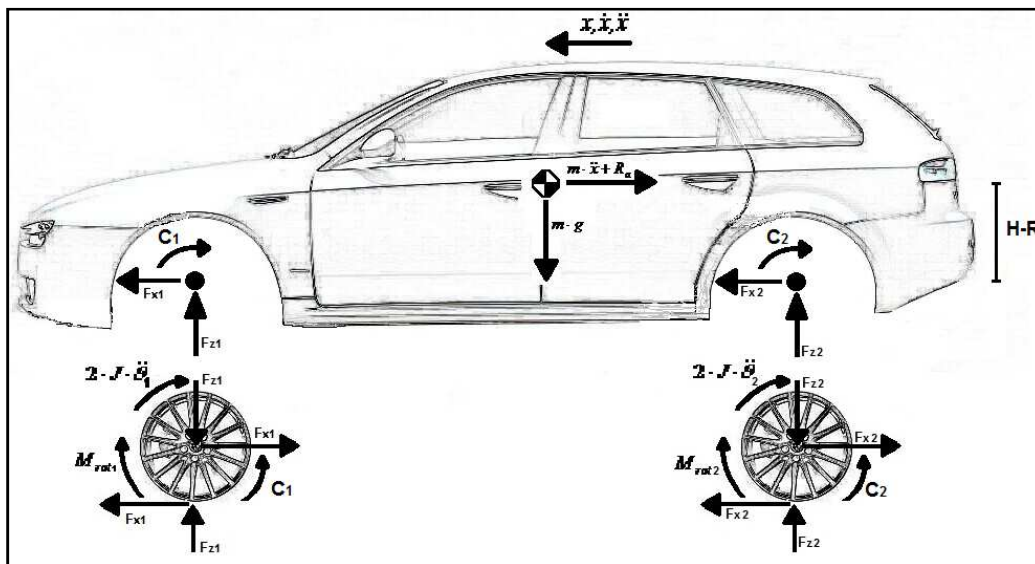


Figura 4.2: Schema in forma scomposta del modello di veicolo a 3 gdl sviluppato per le simulazioni.

Tabella 4.1: Simbologia impiegata nel presente Capitolo per l'esposizione del modello del veicolo. L'indice i è impiegato per distinguere gli assi del veicolo: 1=anteriore, 2=posteriore.

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
x	Posizione longitudinale della cassa del veicolo rispetto al sistema di riferimento fisso globale	$[m]$
\dot{x}	Velocità longitudinale assoluta della cassa del veicolo	$[m/s]$

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
\ddot{x}	Accelerazione longitudinale assoluta della cassa del veicolo	$[m/s^2]$
ϑ_i	Angolo di rotazione delle ruote dell'asse i-esimo, rispetto ad un riferimento arbitrario	$[rad]$
$\dot{\vartheta}_i$	Velocità angolare di rotazione assoluta delle ruote dell'asse i-esimo	$[rad/s]$
$\ddot{\vartheta}_i$	Accelerazione angolare assoluta delle ruote dell'asse i-esimo	$[rad/s^2]$
m	Massa della cassa del veicolo (la massa delle ruote vi si considera inclusa)	$[kg]$
J	Momento d'inerzia delle singole ruote	$[kg \cdot m^2]$
R	Raggio delle ruote	$[m]$
L	Passo del veicolo (distanza fra l'asse anteriore e l'asse posteriore)	$[m]$
L_1	Distanza fra l'asse anteriore ed il baricentro della cassa	$[m]$
L_2	Distanza fra l'asse posteriore ed il baricentro della cassa	$[m]$
H	Altezza da terra del baricentro della cassa	$[m]$
S	Massima superficie frontale del veicolo	$[m^2]$
C_x	Coefficiente di resistenza aerodinamica	$[-]$
ρ	Densità dell'aria in condizioni normali	$[kg/m^3]$
f_v	Coefficiente di attrito volvente degli pneumatici	$[-]$
C_i	Coppia applicata all'asse i-esimo (positiva se motrice, negativa se frenante)	$[N \cdot m]$
$M_{rot,i}$	Momento di resistenza al rotolamento agente sull'asse i-esimo	$[N \cdot m]$
R_a	Forza di resistenza aerodinamica all'avanzamento del veicolo	$[N]$
F_{xi}	Forza longitudinale di contatto fra pneumatici e strada sull'asse i-esimo	$[N]$
F_{zi}	Forza normale di contatto fra pneumatici e strada sull'asse i-esimo (carico gravante sull'asse i-esimo)	$[N]$
F_{zis}	Componente statica della forza normale di contatto fra pneumatici e strada sull'asse i-esimo (carico gravante sull'asse i-esimo)	$[N]$
T_z	Trasferimento di carico verticale fra asse anteriore ed asse posteriore (positivo se scarica l'asse anteriore e carica maggiormente quello posteriore).	$[N]$

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
χ_i	Scorrimento degli pneumatici dell'asse i-esimo	[-]

Si specifica innanzitutto che le velocità dei tre gradi di libertà del modello sono vincolate ad essere non negative, come espresso in eq. (4.1).

$$\begin{cases} \dot{x} \geq 0 \\ \dot{\vartheta}_1 \geq 0 \\ \dot{\vartheta}_2 \geq 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

È possibile, osservando gli schemi in Figura 4.1 e Figura 4.2, calcolare:

- l'equilibrio alla traslazione longitudinale della cassa:

$$F_{x1} + F_{x2} = m \cdot \ddot{x} + R_a \quad (4.2)$$

- l'equilibrio alla rotazione dell'asse i-esimo:

$$C_i - F_{xi} \cdot R - M_{rot,i} - 2 \cdot J \cdot \ddot{\vartheta}_i = 0 \quad (4.3)$$

Occorre poi introdurre alcune relazioni.

La resistenza aerodinamica all'avanzamento del veicolo è calcolata in eq. (4.4).

$$R_a [N] = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot S \cdot \dot{x}^2 = C_d \cdot \dot{x}^2 \quad (4.4)$$

In eq. (4.5) è invece calcolato il momento di resistenza al rotolamento complessivo degli pneumatici dell'asse i-esimo.

$$M_{rot,i} [N \cdot m] = F_{zi} \cdot f_v \cdot R \quad (4.5)$$

Entrambe le coppie C_1 e C_2 applicate rispettivamente all'asse anteriore e all'asse posteriore possono essere frenanti, e quindi negative. Dato che il veicolo su cui si basa il modello è a trazione anteriore, solo la coppia agente sull'asse anteriore può essere positiva, cioè motrice. Tali condizioni sono espresse in eq. (4.6).

$$\begin{cases} C_1 \leq 0 \\ C_2 \geq 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

Per il calcolo delle forze longitudinali di contatto F_{xi} fra pneumatici dell'asse i-esimo e strada vengono impiegate le Magic Formulae di Pacejka, riportate da [45]. I coefficienti impiegati sono sempre tratti da [45].

Tali formule calcolano la caratteristica della forza longitudinale di contatto fra uno pneumatico e il fondo stradale, in funzione dello scorrimento dello pneumatico stesso. Lo scorrimento degli pneumatici dell'asse i-esimo è espresso in eq. (4.7), dove la costante ε_{vx} occorre per evitare singolarità, ed è di valore trascurabile.

$$\chi_i = \frac{-V_{sxi}}{|V_{cx}| + \varepsilon_{vx}} = \frac{-(V_{cx} - R \cdot \dot{\vartheta}_i)}{|V_{cx}| + \varepsilon_{vx}} = \frac{-(\dot{x} - R \cdot \dot{\vartheta}_i)}{|\dot{x}| + \varepsilon_{vx}} \quad (4.7)$$

Dato che le formule di Pacejka si riferiscono ad una singola ruota, occorre definire le forze di contatto longitudinale e normale per la singola ruota dell'asse i-esimo:

$$F_{zi,ruota} = \frac{F_{zi}}{2} \quad (4.8)$$

$$F_{xi,ruota} = \frac{F_{xi}}{2} \quad (4.9)$$

In estrema sintesi, le formule di Pacejka relative alla forza di contatto longitudinale fra pneumatico e strada consistono nella seguente relazione:

$$F_{xi,ruota} = PACEJKA (\chi_i, F_{zi,ruota}) \quad (4.10)$$

Le forze normali di contatto compressive dell'asse i-esimo F_{zi} sono considerate invece come somma di due componenti:

- F_{zis} : componente statica, determinata dall'azione della forza peso agente sul baricentro del veicolo;
- T_z : componente dinamica, legata all'azione delle altre forze esterne.

Le forze normali totali per entrambi gli assi sono espresse in eq. (4.11). Sono riportati anche i vincoli di non negatività delle forze normali totali stesse (dato che il fondo stradale costituisce un vincolo monolatero in direzione verticale).

$$\begin{cases} F_{z1} = F_{z1s} - T_z \geq 0; \\ F_{z2} = F_{z2s} + T_z \geq 0; \end{cases} \quad (4.11)$$

$$F_{z1} + F_{z2} = F_{z1s} + F_{z2s} = m \cdot g$$

Il valore di F_{z_i} viene ricavato per sovrapposizione degli effetti dell'equilibrio statico e dell'equilibrio dinamico alla rotazione del veicolo.

Come già detto, l'equilibrio statico tiene conto del solo effetto della forza peso, e corrisponde a quello che si verifica quando il veicolo e le sue ruote sono immobili rispetto a un sistema di riferimento globale fissato a terra. Lo schema di riferimento è riportato in Figura 4.3.

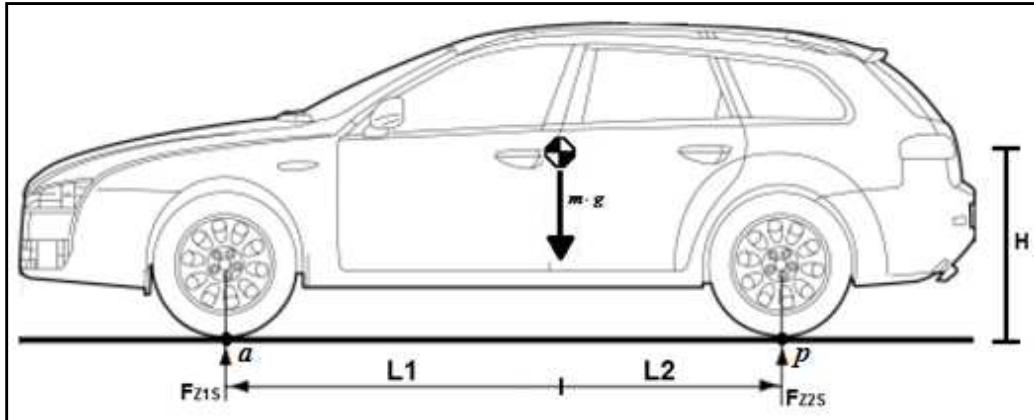


Figura 4.3: Schema di riferimento per il calcolo dell'equilibrio statico alla rotazione del veicolo.

Calcolando l'equilibrio alla rotazione attorno al punto a in Figura 4.3 si ottiene:

$$\Sigma M_a = -m \cdot g \cdot L_1 + F_{z2s} \cdot L = 0 \Rightarrow F_{z2s} = m \cdot g \cdot \frac{L_1}{L} \quad (4.12)$$

Mentre calcolando l'equilibrio alla rotazione attorno al punto p sempre in Figura 4.3 si ricava:

$$\Sigma M_p = m \cdot g \cdot L_2 - F_{z1s} \cdot L = 0 \Rightarrow F_{z1s} = m \cdot g \cdot \frac{L_2}{L} \quad (4.13)$$

Lo schema riportato in Figura 4.4 è relativo all'equilibrio dinamico alla rotazione del veicolo, che considera invece tutte le forze, esclusa la forza peso. Sovrapponendo poi gli equilibri statico e dinamico è possibile ricostruire l'equilibrio complessivo del veicolo.

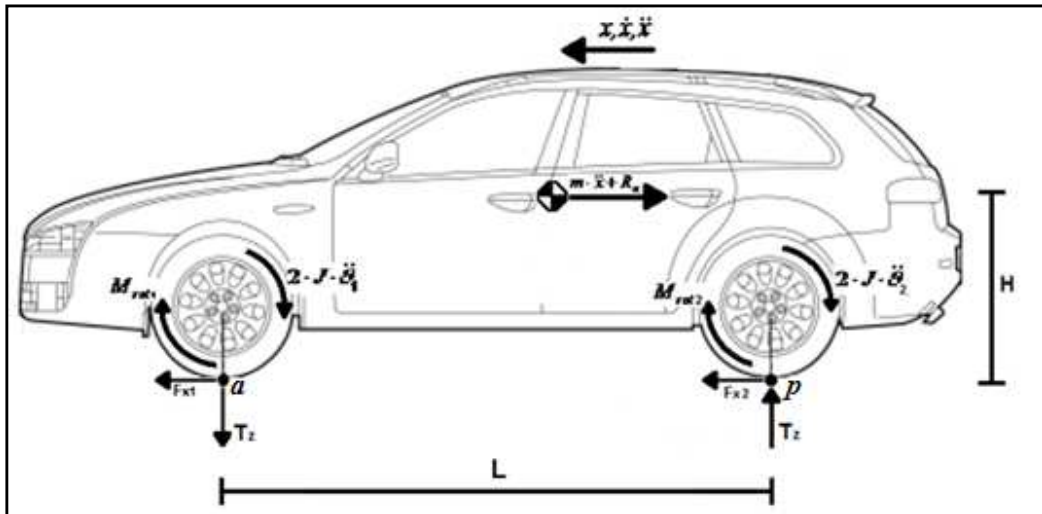


Figura 4.4: Schema di riferimento per il calcolo dell'equilibrio dinamico alla rotazione del veicolo.

Calcolando l'equilibrio alla rotazione del veicolo attorno al punto p in Figura 4.4 si ricava l'eq. (4.14), dalla quale è possibile ricavare il trasferimento di carico verticale T_z fra asse anteriore ed asse posteriore, riportato in eq. (4.15).

$$\begin{aligned} \Sigma M_p &= T_z \cdot L - 2 \cdot J \cdot \ddot{\vartheta}_1 - M_{rot,1} + \\ &- (m \cdot \ddot{x} + R_a) \cdot H - 2 \cdot J \cdot \ddot{\vartheta}_2 - M_{rot,2} = 0 \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$T_z = \frac{(m \cdot \ddot{x} + R_a) \cdot H + 2 \cdot J \cdot (\ddot{\vartheta}_1 + \ddot{\vartheta}_2) + M_{rot,1} + M_{rot,2}}{L} \quad (4.15)$$

Si può però osservare che, in realtà, la cassa di un veicolo possiede anche il grado di libertà di beccheggio attorno al proprio asse trasversale, che crea un momento d'inerzia che va ad incidere sull'equilibrio alla rotazione dinamico, e quindi sul trasferimento di carico.

È possibile pensare che tale momento d'inerzia di beccheggio andrebbe ad equilibrare i momenti d'inerzie delle ruote. Per non andare dunque a sovrastimare il trasferimento di carico, si introduce una semplificazione per il solo calcolo dello stesso:

$$\vartheta_i = \frac{x}{R} \Rightarrow \dot{\vartheta}_i = \frac{\dot{x}}{R} \Rightarrow \ddot{\vartheta}_i = \frac{\ddot{x}}{R} \quad (4.16)$$

La semplificazione indicata in eq. (4.16) corrisponde al caso di puro rotolamento delle ruote, ed è verosimile nel caso di ridotti scorrimenti delle ruote anteriori e posteriori.

Applicando tale semplificazione all'energia cinetica del veicolo, riportata in eq. (4.17), si ottiene l'eq. (4.18).

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot J \cdot \dot{\vartheta}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot J \cdot \dot{\vartheta}_2^2 \quad (4.17)$$

$$E_c^* = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot J \cdot \frac{\dot{x}^2}{R^2} + \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot J \cdot \frac{\dot{x}^2}{R^2} = m^* \cdot \dot{x}^2 \quad (4.18)$$

Dall'eq. (4.18) è possibile ricavare la massa complessiva del veicolo semplificato m^* . Lo schema del veicolo semplificato è riportato in Figura 4.5.

$$m^* = m + \frac{4 \cdot J}{R^2} \quad (4.19)$$

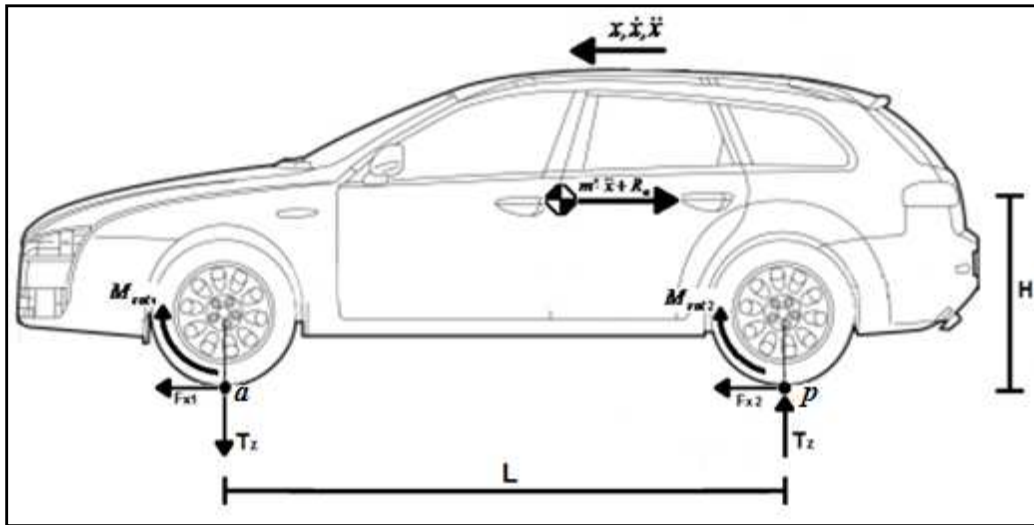


Figura 4.5: Schema del modello semplificato di veicolo, impiegato per il calcolo del trasferimento di carico verticale.

Effettuando l'equilibrio dinamico alla rotazione del veicolo semplificato attorno al punto p in Figura 4.5 si ottiene:

$$-(m^* \cdot \ddot{x} + R_a) \cdot H - M_{rot,1} - M_{rot,2} + T_z \cdot L = 0 \quad (4.20)$$

Dall'eq. (4.20) è quindi possibile ricavare il trasferimento di carico T_z :

$$T_z = (m^* \cdot \ddot{x} + R_a) \cdot \frac{H}{L} + (M_{rot,1} + M_{rot,2}) \cdot \frac{1}{L} \quad (4.21)$$

Una volta calcolato il trasferimento di carico verticale fra asse anteriore ed asse posteriore, occorre verificare che siano rispettate le condizioni di non negatività poste sui carichi verticali totali F_{zi} , già espresse nell'eq. (4.11). Tali condizioni sono sviluppate nell'eq. (4.22).

$$\begin{cases} F_{z1} \geq 0 \\ F_{z2} \geq 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{z1s} - T_z \geq 0 \\ F_{z2s} + T_z \geq 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} T_z \leq F_{z1s} \\ T_z \geq -F_{z2s} \end{cases} \quad (4.22)$$

Dal modello semplificato di Figura 4.5 si può ricavare l'equilibrio alla traslazione longitudinale del veicolo:

$$F_{x1} + F_{x2} = m^* \cdot \ddot{x} + R_a \quad (4.23)$$

Sostituendo l'eq. (4.23) nell'eq. (4.21) si può scrivere:

$$T_z = (F_{x1} + F_{x2}) \cdot \frac{H}{L} + (M_{rot,1} + M_{rot,2}) \cdot \frac{1}{L} \quad (4.24)$$

Si può anticipare che, con i dati impiegati, i vincoli esposti nell'eq. (4.22) sono sempre rispettati.

4.2 Dettagli d'implementazione del modello

In Figura 4.6 è mostrato la logica di funzionamento del modello implementato in Matlab. Ogni blocco del diagramma è spiegato nel seguito.
Per la simbologia impiegata si rimanda alla Tabella 4.1.

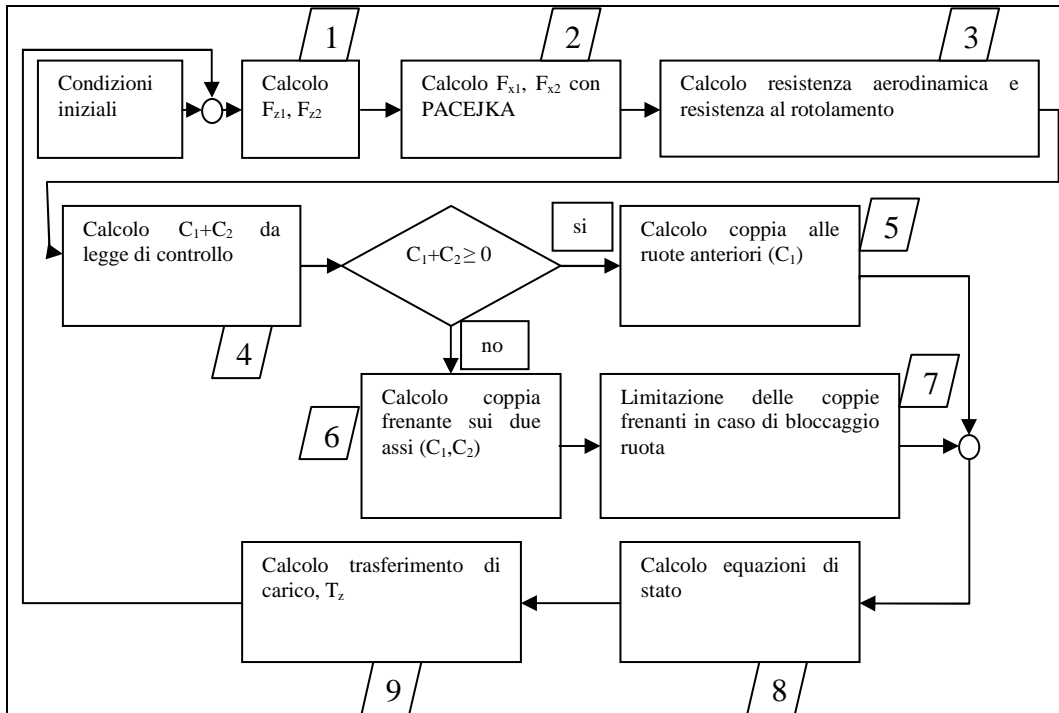


Figura 4.6: Logica di funzionamento del modello implementato in Matlab.

4.2.1 Punto 1: Calcolo dei carichi verticali sugli assi

Il carico verticale sugli assi anteriore e posteriore del veicolo viene calcolato con le equazioni (4.11), qui ripetute:

$$\begin{cases} F_{z1} = F_{zis} - T_z \\ F_{z2} = F_{z2s} + T_z \end{cases} \quad (4.25)$$

Il trasferimento di carico T_z impiegato è quello calcolato all'iterazione precedente, o quello determinato grazie alle condizioni iniziali se ci si trova alla prima iterazione.

4.2.2 Punto 2: Calcolo delle forze longitudinali di contatto

Come spiegato nel Titolo 4.1, le forze longitudinali di contatto vengono determinate impiegando le Magic Formulae di Pacejka (vedere [45]). In sintesi, le forze F_{xi} sono calcolate come segue:

$$\begin{cases} F_{x1} = 2 \cdot \text{PACEJKA}(\chi_1, \frac{F_{z1}}{2}) \\ F_{x2} = 2 \cdot \text{PACEJKA}(\chi_2, \frac{F_{z2}}{2}) \end{cases} \quad \text{con} \quad \chi_i = \frac{-(\dot{x}_i - R \cdot \dot{\vartheta}_i)}{|\dot{x}| + \varepsilon_{vx}} \quad (4.26)$$

4.2.3 Punto 3: Calcolo resistenze all'avanzamento

All'avanzamento del veicolo si oppongono:

- la forza resistente aerodinamica R_a :

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot S \cdot \dot{x}^2 \quad (4.27)$$

- i momenti di resistenza al rotolamento di entrambi gli assi $M_{rot,i}$:

$$\begin{cases} M_{rot,i} = F_{zi} \cdot f_v \cdot R & \text{se } \dot{\vartheta}_i \neq 0 \\ M_{rot,i} = 0 & \text{se } \dot{\vartheta}_i = 0 \end{cases} \quad (4.28)$$

4.2.4 Punto 4: Calcolo azione di controllo

Il controllo longitudinale del veicolo è gestito secondo una determinata legge, basata su informazioni riguardanti lo stato del veicolo controllato e quello dei veicoli precedenti nel platoon. Le leggi di controllo longitudinale del modello di platoon esaminate saranno espone nel Capitolo 5. L'output di tali leggi è una variabile u :

$$u = f([x, \dot{x}, \ddot{x}]_{veic}, [x, \dot{x}, \ddot{x}]_{veic-1}, \dots) \quad (4.29)$$

Come effettuato in [8], occorre ricavare l'azione frenante o motrice a partire dall'output u della legge di controllo. Per fare questo si procede a ricavare una relazione sintetica che rappresenti il modello.

Si può calcolare la somma delle equazioni di equilibrio degli assi del veicolo (vedere eq.(4.30)):

$$\begin{aligned} & \begin{cases} C_1 - F_{x1} \cdot R - M_{rot,1} - 2 \cdot J \cdot \ddot{\vartheta}_1 = 0 \\ C_2 - F_{x2} \cdot R - M_{rot,2} - 2 \cdot J \cdot \ddot{\vartheta}_2 = 0 \end{cases} \\ & + \begin{cases} C_1 + C_2 - (F_{x1} + F_{x2}) \cdot R - (M_{rot,1} + M_{rot,2}) + \\ - (2 \cdot J \cdot \ddot{\vartheta}_1 + 2 \cdot J \cdot \ddot{\vartheta}_2) = 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (4.30)$$

Nell'eq. (4.30), considerando l'equilibrio del veicolo alla traslazione longitudinale (vedere eq. (4.2)), si sostituisce la somma delle forze longitudinali F_{xi} :

$$\begin{aligned} F_{x1} + F_{x2} &= m \cdot \ddot{x} + R_a \Rightarrow \\ \Rightarrow C_1 + C_2 - (m \cdot \ddot{x} + R_a) \cdot R - (M_{rot,1} + M_{rot,2}) + & \quad (4.31) \\ - (2 \cdot J \cdot \ddot{\vartheta}_1 + 2 \cdot J \cdot \ddot{\vartheta}_2) &= 0 \end{aligned}$$

A questo punto si introduce la semplificazione di puro rotolamento, esposta nell'eq. (4.32), all'interno dell'eq. (4.31), ottenendo così l'eq. (4.33).

$$\ddot{\vartheta}_1 = \frac{\ddot{x}}{R} ; \ddot{\vartheta}_2 = \frac{\ddot{x}}{R} ; \quad (4.32)$$

$$\begin{aligned} C_1 + C_2 &= \\ = (m \cdot \ddot{x} + R_a) \cdot R + (M_{rot,1} + M_{rot,2}) + 2 \cdot J \cdot \left(\frac{\ddot{x}}{R} + \frac{\ddot{x}}{R} \right) & \quad (4.33) \\ = R_a \cdot R + (M_{rot,1} + M_{rot,2}) + \left(m + 4 \frac{J}{R^2} \right) \cdot R \cdot \ddot{x} \end{aligned}$$

All'interno dell'eq. (4.33) si definisce la massa semplificata :

$$m^* = m + 4 \frac{J}{R^2} \quad (4.34)$$

Dato l'obiettivo di ottenere un'accelerazione del veicolo pari alla variabile di controllo u , si può impiegare l'eq. (4.33) per calcolare la coppia totale CC , motrice o frenante, da applicare in modo continuo nel tempo agli assi anteriore e posteriore del veicolo:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= u \Rightarrow \\ \Rightarrow CC &= C_1 + C_2 = & \quad (4.35) \\ = R_a \cdot R + (M_{rot,1} + M_{rot,2}) + m^* \cdot R \cdot u \end{aligned}$$

Questa operazione richiede di conoscere la resistenza aerodinamica e i momenti di resistenza al rotolamento. È necessario tenere presente che l'uguaglianza $\ddot{x} = u$ è ottenuta solo se il controllo, supponendo che possa conoscere istante per istante queste grandezze, non richieda al veicolo di saturare la coppia motrice, la coppia frenante e lo scorrimento longitudinale delle ruote.

A questo punto occorre esercitare:

- una coppia motrice sull'asse anteriore se $CC > 0$;
- coppie frenanti su entrambi gli assi se $CC < 0$.

4.2.5 Punto 5: Calcolo coppia motrice

Se la coppia totale desiderata CC , ricavata dall'eq. (4.35), è maggiore di zero, allora occorre applicare una coppia motrice all'asse anteriore; l'asse posteriore è invece trainato. Occorre però verificare che tale coppia possa essere erogata dal motore, attraverso la trasmissione, al regime di rotazione corrente:

$$\begin{cases} C_1 = CC \leq C_{1,\max}(\dot{\vartheta}_1) \\ C_2 = 0 \end{cases} \quad (4.36)$$

Nell'eq. (4.36) $C_{1,\max}(\dot{\vartheta}_1)$ indica la massima coppia erogabile all'asse dalla catena cinematica motore-trasmissione, dato il regime di rotazione delle ruote dell'asse $\dot{\vartheta}_1$. Coppia erogata all'asse anteriore e velocità di rotazione dell'asse stesso sono legate a coppia e velocità di rotazione all'albero motore attraverso il rapporto di trasmissione τ_J , dipendente dalla marcia j -esima innestata:

$$\begin{cases} C_1 = \frac{C_m}{\tau_J} \\ \dot{\vartheta}_1 = \dot{\vartheta}_m \cdot \tau_J \end{cases} \quad \text{con } \tau_J = \tau_{\text{cambio},J} \cdot \tau_{\text{ponte}} \quad (4.37)$$

Conoscendo la curva limite della coppia erogabile all'albero motore in funzione del regime di rotazione del motore, è stato possibile ricavare, per ognuna delle marce del veicolo, la curva di coppia massima all'asse anteriore in funzione della velocità di rotazione dell'asse stesso (curve $C_{1,\max}(\dot{\vartheta}_1) - \dot{\vartheta}_1$). Tali curve e il loro involuppo sono mostrate in Figura 4.7. L'involuppo delle curve di coppia massima alle ruote può essere quindi utilizzato per effettuare la verifica dell'eq. (4.36).

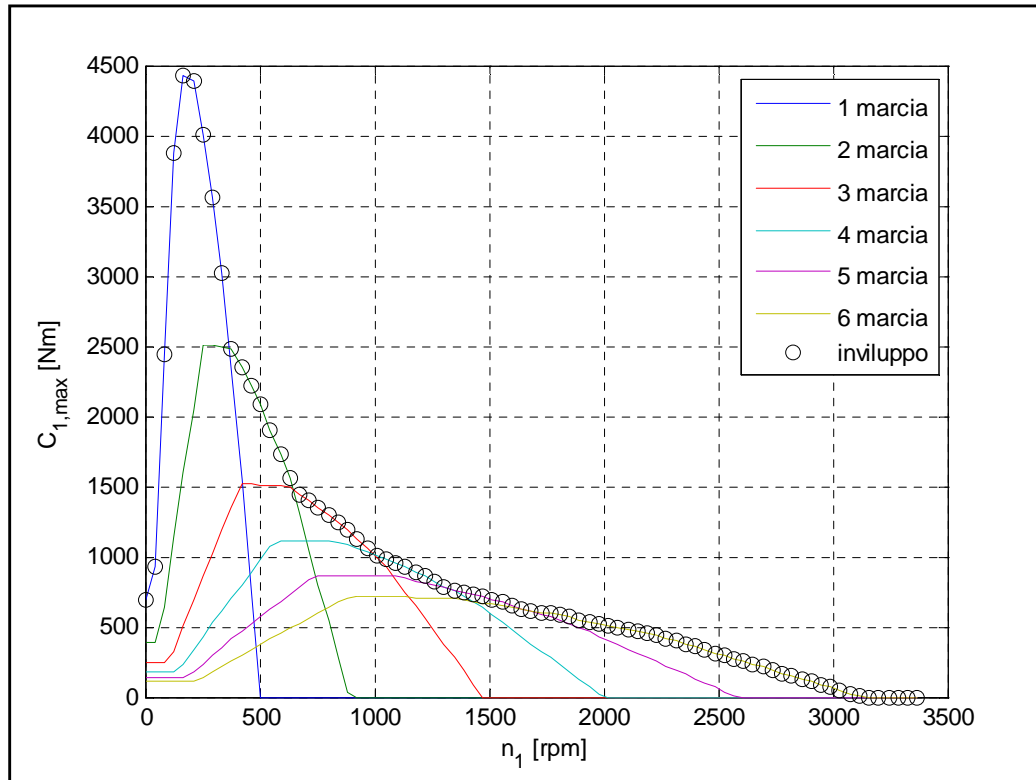


Figura 4.7: Curve di coppia massima [Nm] alle ruote dell'asse anteriore, per ogni marcia innestata, in funzione della velocità di rotazione delle ruote n_1 [giri/min]. È mostrato anche l'involuppo di tali curve, che costituisce la curva di coppia massima all'asse anteriore.

Nel caso in cui la coppia richiesta CC superi la coppia massima erogabile alla corrente velocità di rotazione delle ruote, ricavata dalla curva di involuppo di Figura 4.7, allora occorre introdurre la seguente limitazione:

$$\text{Se } CC > C_{1,\max}(\dot{\vartheta}_1) \Rightarrow C_1 = C_{1,\max}(\dot{\vartheta}_1) \quad (4.38)$$

4.2.6 Punto 6: Calcolo coppie frenanti

Nel caso in cui la coppia totale desiderata alle ruote CC , calcolata con l'eq. (4.35), sia minore di zero, e quindi frenante, occorre determinare la sua ripartizione fra gli assi anteriore e posteriore. Nel determinare questa ripartizione occorre fare in modo che le ruote anteriori arrivino al bloccaggio prima di quelle posteriori per garantire la stabilità del veicolo.

Per determinare la curva di ripartizione ideale di frenata si ricorre a un modello di veicolo molto semplificato, il cui schema è riportato in Figura 4.8. Le forze e le coppie si suppongono positive nel verso indicato.

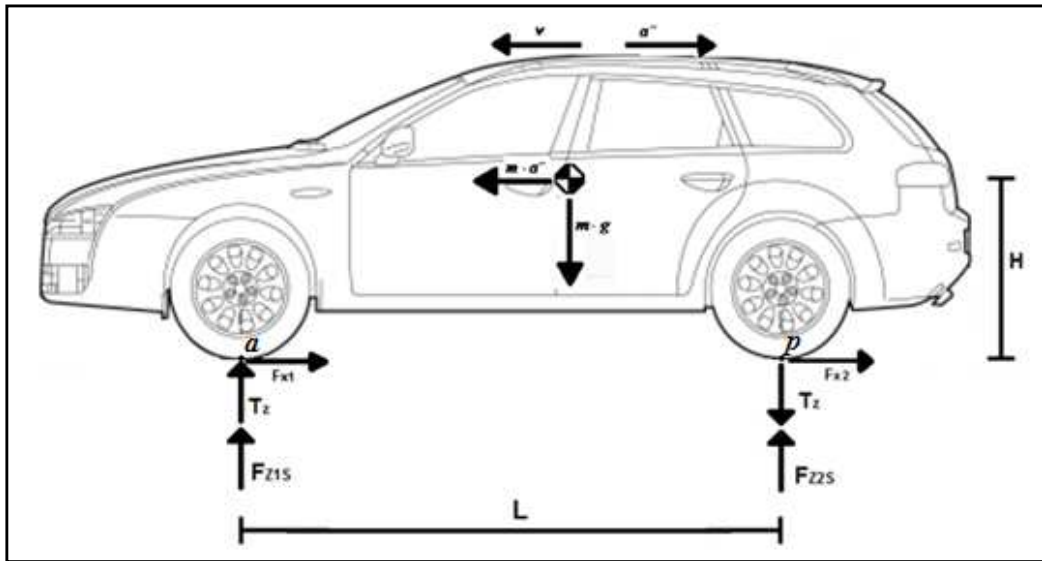


Figura 4.8: Modello semplificato di veicolo impiegato per il calcolo della curva di ripartizione ideale di frenata.

Nel modello semplificato di Figura 4.8 sono trascurate la resistenza aerodinamica ed i momenti di resistenza al rotolamento degli pneumatici, che sono di modesta entità rispetto all'inerzia dovuta a una manovra di frenata intensa, e che andrebbero ad avvantaggiare l'asse posteriore nel trasferimento di carico, riducendone dunque il pericolo di bloccaggio.

Viene inoltre considerato il solo grado di libertà di traslazione orizzontale del veicolo, e viene trascurata l'inerzia delle ruote.

Si può quindi calcolare l'equilibrio alla traslazione longitudinale del veicolo, riportato in eq. (4.39), dove a^- è la decelerazione.

$$m \cdot a^- = F_{x1} + F_{x2} \quad (4.39)$$

Il trasferimento di carico verticale T_z si calcola facendo l'equilibrio alla rotazione del veicolo attorno al punto p in Figura 4.8, considerando le sole componenti dinamiche:

$$m \cdot a^- \cdot H - T_z \cdot L = 0 \Rightarrow T_z = m \cdot a^- \cdot \frac{H}{L} \quad (4.40)$$

Si possono così ricavare le forze normali di contatto fra gli pneumatici degli assi anteriore e posteriore e la strada:

$$\begin{cases} F_{z1} = F_{z1s} + T_z \\ F_{z2} = F_{z2s} - T_z \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{z1} = F_{z1s} + m \cdot a^- \cdot \frac{H}{L} \\ F_{z2} = F_{z2s} - m \cdot a^- \cdot \frac{H}{L} \end{cases} \quad (4.41)$$

Indicando con μ_x il coefficiente di aderenza limite fra pneumatici e strada, si ha:

$$\begin{cases} F_{x1} \leq \mu_x \cdot F_{z1} \\ F_{x2} \leq \mu_x \cdot F_{z2} \end{cases} \quad (4.42)$$

Si vuole ottenere una ripartizione delle forze di contatto longitudinali F_{xi} fra gli assi proporzionata alla ripartizione dei carichi verticali F_{zi} . Si scrive dunque, per l'asse i-esimo:

$$\begin{aligned} \frac{F_{xi}}{F_{x1} + F_{x2}} &= \frac{F_{zi}}{F_{z1} + F_{z2}} \Rightarrow \frac{F_{xi}}{m \cdot a^-} = \frac{F_{zi}}{m \cdot g} \Rightarrow \\ \Rightarrow F_{xi} &= \frac{a^-}{g} \cdot F_{zi} \Rightarrow \frac{a^-}{g} \leq \mu_x \end{aligned} \quad (4.43)$$

Considerando l'eq. (4.41) è possibile riscrivere l'eq. (4.43) come:

$$\begin{cases} F_{x1} = \frac{a^-}{g} \cdot F_{z1} = \frac{a^-}{g} \cdot (F_{z1s} + m \cdot a^- \cdot \frac{H}{L}) \\ F_{x2} = \frac{a^-}{g} \cdot F_{z2} = \frac{a^-}{g} \cdot (F_{z2s} - m \cdot a^- \cdot \frac{H}{L}) \end{cases} \quad (4.44)$$

L'eq. (4.44) descrive l'ottima ripartizione delle forze longitudinali di contatto F_{xi} in funzione della decelerazione a^- .

Sull'asse i-esimo, date le semplificazioni esposte, si può considerare:

$$C_i = F_{xi} \cdot R \quad (4.45)$$

Il veicolo considerato è dotato di quattro freni a disco. La coppia frenante sull'asse i-esimo può quindi essere calcolata anche in funzione della pressione agente nelle corrispondenti pinze, come esposto in eq. (4.46). La simbologia impiegata è esposta in Tabella 4.2.

$$C_i = 2 \cdot n_s \cdot p_i \cdot A_{fi} \cdot \mu_f \cdot R_{fi} \quad (4.46)$$

Tabella 4.2: Simbologia riguardante l'impianto frenante.

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
n_s	Numero di superfici attive per ogni disco	[-]
p_i	Pressione agente sulle pinze dell'asse i-esimo	[Pa]
A_{fi}	Area dei pistoncini agenti sulla singola pastiglia dell'asse i-esimo	[m ²]
μ_f	Coefficiente di attrito fra pastiglie e disco	[-]
R_{fi}	Raggio efficace dei dischi frenanti dell'asse i-esimo	[m]

Uguagliando le equazioni (4.45) e (4.46) si può ricavare la pressione frenante ideale sull'asse i-esimo, come riportato in eq. (4.47). La curva di ripartizione ideale della pressione frenante è mostrata in Figura 4.9.

$$p_{i,ideale} = \frac{F_{xi} \cdot R}{2 \cdot n_s \cdot A_{fi} \cdot \mu_f \cdot R_{fi}} \quad (4.47)$$

L'impianto frenante ideale ha però delle limitazioni. Innanzitutto la pressione richiesta deve essere inferiore ad un valore limite sopportabile dall'impianto p_{lim} , che viene assunta pari a 150 bar:

$$p_i \leq p_{lim} = 150 [bar] = 150 \cdot 10^5 [Pa] \quad (4.48)$$

In secondo luogo la ripartizione della pressione frenante fra asse anteriore ed asse posteriore avviene con una valvola di taglio, che interviene alla pressione di taglio p_t nel modo indicato in eq. (4.49).

$$\begin{cases} p_2 = p_1 & \text{se } p_1 \leq p_t \\ p_2 = p_t & \text{se } p_1 > p_t \end{cases} \quad (4.49)$$

La curva di ripartizione effettiva della pressione frenante è riportata in Figura 4.9. La pressione di taglio p_t è stata scelta in modo da rimanere sempre al di sotto della curva ideale, in maniera da portare al bloccaggio le ruote anteriori prima di quelle posteriori. Tale valore di p_t è di 25 bar.

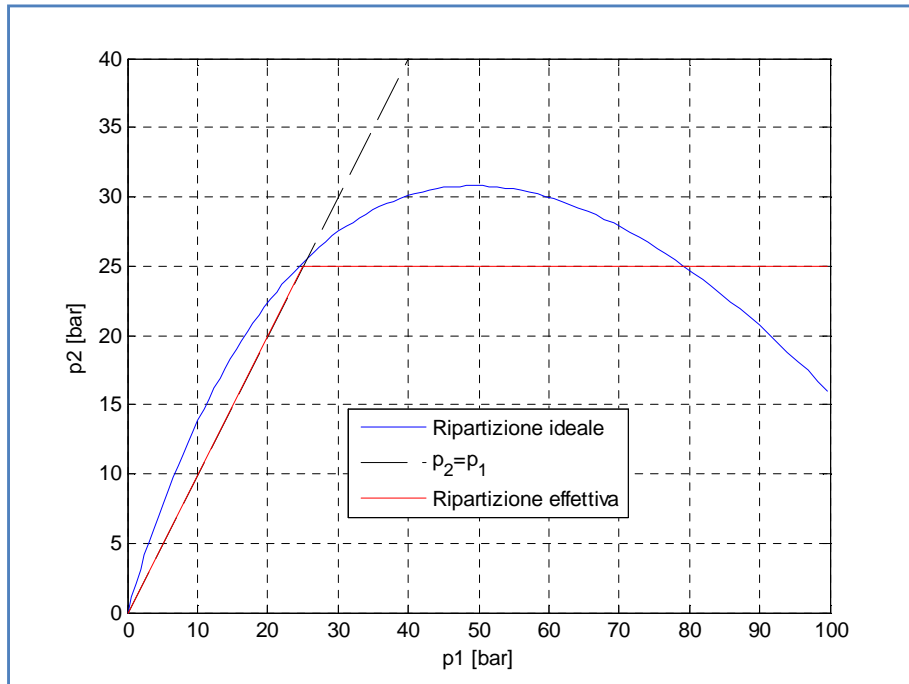


Figura 4.9: Ripartizione delle pressioni frenanti fra asse anteriore ed asse posteriore.

Il controllo dei freni deve operare in modo da ottenere, compatibilmente con la pressione massima del circuito frenante p_{lim} , la coppia frenante totale richiesta dalla legge di controllo longitudinale. Inizialmente si suppone:

$$p_1 = p_2 = p \quad (4.50)$$

Considerando le equazioni (4.46) ed (4.50), e tenendo conto che la coppia totale richiesta CC è negativa, si può scrivere:

$$\begin{aligned} |CC| &= p \cdot (2 \cdot n_s \cdot A_{f1} \cdot \mu_f \cdot R_{f1} + 2 \cdot n_s \cdot A_{f2} \cdot \mu_f \cdot R_{f2}) \\ \Rightarrow p &= \frac{|CC|}{2 \cdot n_s \cdot A_{f1} \cdot \mu_f \cdot R_{f1} + 2 \cdot n_s \cdot A_{f2} \cdot \mu_f \cdot R_{f2}} \end{aligned} \quad (4.51)$$

La pressione p calcolata nell'eq. (4.51) viene impiegata secondo lo schema di Figura 4.10 per calcolare le pressioni frenanti degli assi anteriore e posteriore.

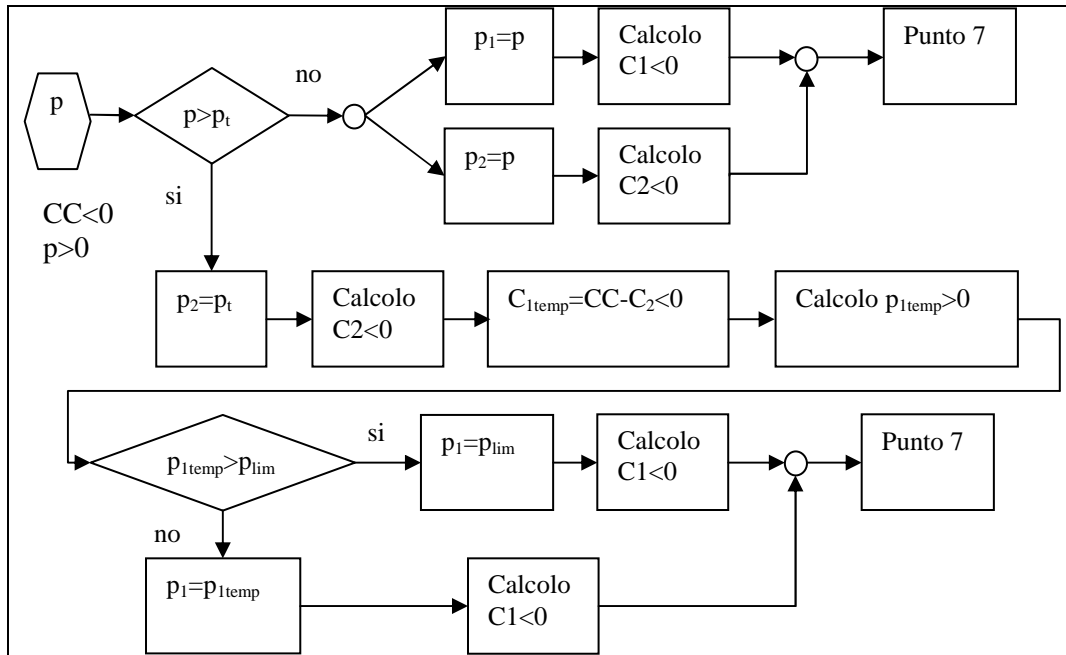


Figura 4.10: Logica di ripartizione della pressione frenante fra gli assi implementata in Matlab.

4.2.7 Punto 7: Determinazione delle condizioni di bloccaggio delle ruote

In caso di frenata occorre considerare con attenzione la condizione di bloccaggio delle ruote. Quando una ruota è in rotazione, fra pastiglie e disco si ha attrito radente, dunque la coppia scambiata fra di essi è univocamente determinata, secondo l'eq. (4.46). Quando invece la ruota è bloccata, fra dischi e pastiglie si ha attrito statico, perciò la coppia scambiata fra disco e pastiglie è indeterminata. In condizioni di bloccaggio la coppia frenante sulla singola ruota assume il valore che permette di mantenere la ruota bloccata a fronte delle altre forze agenti, come espresso ponendo nell'eq. (4.3) l'accelerazione angolare pari a zero:

$$C_i = F_{xi} \cdot R + M_{rot,i} \quad (4.52)$$

Questo succede a meno che il rapporto fra le forze tangenziale e normale agenti fra disco e pastiglie non superi il limite di attrito statico, cosa che si potrebbe verificare se si riduce la pressione frenante. La coppia frenante sull'asse i-esimo mantiene cioè le ruote bloccate finché è rispettata la condizione espressa in eq. (4.53), dove si considerano uguali i coefficienti di attrito statico e radente fra pastiglie e dischi. Lo stesso concetto è espresso in Figura 4.11.

$$\begin{aligned} |C_i| \leq C_i^*(p_i) &= 2 \cdot n_s \cdot p_i \cdot A_{fi} \cdot \mu_f \cdot R_{fi} \\ \text{se } \dot{\vartheta}_i &= 0 \end{aligned} \quad (4.53)$$

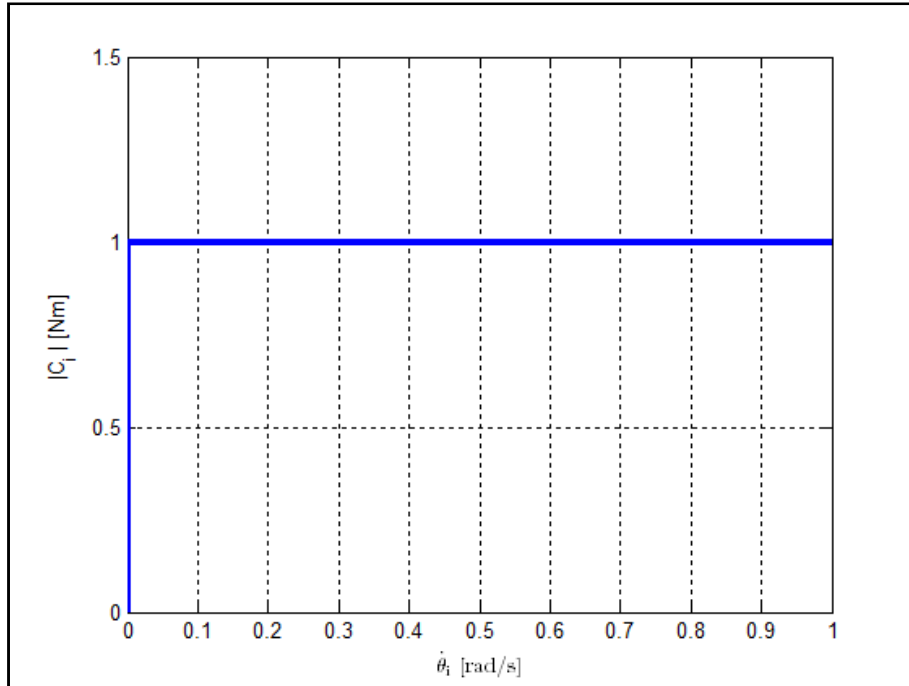


Figura 4.11: Andamento della coppia frenante sull'asse i-esimo in funzione della velocità di rotazione delle ruote

Il modello impone dunque che la coppia frenante sull'asse i-esimo valga:

$$C_i = \max(-2 \cdot n_s \cdot p_i \cdot A_{fi} \cdot \mu_f \cdot R_{fi}, F_{xi} \cdot R + M_{rot,i}) < 0 \quad (4.54)$$

4.2.8 Punto 8: Calcolo equazioni di stato

Le equazioni di stato (4.55), occorrono all'integratore per calcolare lo stato del veicolo al successivo istante temporale. Chiaramente c'è un set di equazioni di stato per ogni veicolo del platoon.

La prima delle equazioni di stato è ricavata dall'eq. (4.2), mentre la seconda e la terza dall'eq. (4.3). Infine la quarta equazione di stato è la definizione di velocità.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\dot{x}}{dt} = \ddot{x} = \frac{1}{m} \cdot (F_{x1} + F_{x2} - R_a) \\ \frac{d\dot{\vartheta}_1}{dt} = \ddot{\vartheta}_1 = \frac{1}{2 \cdot J} \cdot (C_1 - M_{rot1} - F_{x1} \cdot R) \\ \frac{d\dot{\vartheta}_2}{dt} = \ddot{\vartheta}_2 = \frac{1}{2 \cdot J} \cdot (C_2 - M_{rot2} - F_{x2} \cdot R) \\ \frac{dx}{dt} = \dot{x} \end{array} \right. \quad (4.55)$$

4.2.9 Punto 9: Calcolo del trasferimento di carico

Il trasferimento di carico da utilizzare nel passo di integrazione successivo viene calcolato con la formula ricavata dal modello semplificato di veicolo (vedere Titolo 4.1):

$$T_z = (F_{x1} + F_{x2}) \cdot \frac{H}{L} + (M_{rot,1} + M_{rot,2}) \cdot \frac{1}{L} \quad (4.56)$$

5 Leggi di controllo longitudinale dei veicoli del platoon

In questo capitolo vengono esaminate alcune leggi dedicate al controllo longitudinale dei veicoli componenti un platoon. Una legge di controllo longitudinale di un veicolo ha lo scopo di mantenere nel tempo un dato distanziamento obiettivo dal veicolo precedente, comandando gli attuatori di freni, acceleratore ed eventualmente trasmissione (vedere Allegato I).

Le diverse leggi di controllo possono considerare gli errori di distanziamento e velocità rispetto al veicolo precedente o ad altri veicoli del platoon, ed anche velocità ed accelerazione del veicolo controllato, del veicolo precedente, o di altri veicoli componenti il platoon. Tali informazioni devono essere ricavate tramite sensori di bordo del veicolo controllato o comunicate dagli altri veicoli del platoon (vedere Allegato I).

Il distanziamento obiettivo fra i veicoli può essere costante rispetto alla velocità del veicolo controllato o variabile con essa. Nel secondo caso esso può essere formato da una componente fissa ed una componente crescente con la velocità (in genere linearmente).

Lo studio delle leggi di controllo longitudinale dei veicoli si compone di due parti: la prima prevede la determinazione dei valori delle costanti di guadagno che soddisfano determinati requisiti, mentre la seconda si prefigge di individuare la minima distanza interveicolare che, per ogni legge esaminata, non comporti la collisione tra gli elementi di un platoon.

La prima parte dello studio delle leggi di controllo verrà esplicitata nelle sezioni sottostanti mentre il processo seguito per la formulazione del distanziamento interveicolare verrà determinato nel capitolo μ -jump.

5.1 Metodologia di analisi delle leggi di controllo

Un aspetto fondamentale per la valutazione delle leggi di controllo longitudinale applicabili a logiche di platooning è la determinazione dei criteri da utilizzare per l'analisi delle stesse.

È importante trovare una procedura che permetta di poter affermare che determinate leggi di controllo possano essere implementate come logiche di platooning.

Per questo è necessario esaminare in dettaglio tutte le leggi e poter trovare il modo di paragonarle tra loro tramite la visualizzazione di indici e proprietà.

La procedura ideata e attuata per l'analisi delle leggi di controllo si compone dei seguenti passaggi:

- Determinazione per via analitica delle funzioni di trasferimento ideali (cioè in assenza di saturazioni) che caratterizzano la legge di controllo;
- Taratura delle costanti di guadagno della legge di controllo tramite prova con riferimento di velocità in modalità sweep up;
- Verifica dei guadagni trovati riguardo la non sovraelongazione di un riferimento di posizione a gradino di 25 m;
- Determinazione analitica dell'errore di distanziamento a regime nel caso ideale;
- Analisi della String Stability del platoon:
 - Approccio analitico nel caso ideale;
 - Approccio numerico in condizioni di saturazione.

La simbologia impiegata nel presente Capitolo è introdotta in Figura 5.1 ed in Tabella 5.1.

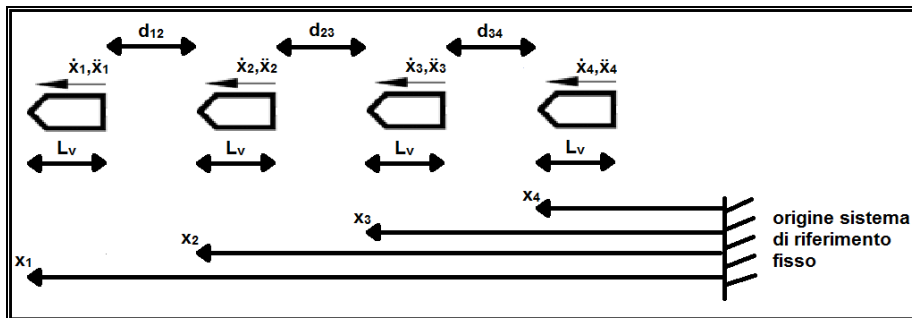


Figura 5.1: Schema di un platoon

Tabella 5.1 : Simbologia impiegata in Figura 5.1 e successive equazioni.

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
x_i	Distanza longitudinale del veicolo i-esimo rispetto al sistema di riferimento fisso globale	[m]
\dot{x}_i	Velocità longitudinale assoluta del veicolo i-esimo	[m/s]
\ddot{x}_i	Accelerazione longitudinale assoluta del veicolo i-esimo	[m/s ²]
d_{ij}	Distanza effettiva tra i veicoli (paraurti anteriore veicolo j-esimo – paraurti posteriore veicolo precedente i-esimo)	[m]
d_0	Distanza obiettivo fra i veicoli (paraurti anteriore – paraurti posteriore di due veicoli consecutivi)	[m]
L_v	Lunghezza veicoli (ipotesi che gli stessi abbiano tutti le medesime dimensioni)	[m]
L	Distanziamento obiettivo fra i veicoli (paraurti anteriore – paraurti anteriore di due veicoli consecutivi)	[m]
m^*	Massa del modello semplificato di veicolo	[Kg]
R	Raggio ruote (ipotesi che tutti i veicoli siano dotati delle medesime ruote)	[m]

Con i dati impiegati: $m^* R \cong 510 [Kg \cdot m]$.

5.1.1 Relazioni e calcolo FDT

Tramite l'operato di un sensore di prossimità (radar, lidar), si suppone di misurare la distanza d_{12} ; questa è lo spazio calcolato in eq. (5.1) come:

$$d_{12} = x_1 - x_2 - L_v \quad (5.1)$$

Per ogni legge di controllo esaminata verranno definiti per ogni veicolo i-esimo:

- distanziamento obiettivo (paraurti anteriore-paraurti anteriore):

$$L = L_v + d_0 \quad (5.2)$$

- riferimento di posizione per il veicolo i-esimo:

$$x_{i,rf} = x_{i-1} - L \quad (5.3)$$

- errore di distanziamento:

$$\varepsilon_i = x_i - x_{i-1} + L = x_i - x_{i,rif} \quad , \text{ con } i \geq 2 \quad (5.4)$$

- errore di velocità:

$$\dot{\varepsilon}_i = \frac{d}{dt}(\varepsilon_i) = \dot{x}_i - \dot{x}_{i-1} = \dot{x}_i - \dot{x}_{i,rif} \quad (5.5)$$

- errore di accelerazione:

$$\ddot{\varepsilon}_i = \frac{d}{dt}(\dot{\varepsilon}_i) = \ddot{x}_i - \ddot{x}_{i-1} = \ddot{x}_i - \ddot{x}_{i,rif} \quad (5.6)$$

Per il primo veicolo ($i=1$), si possono definire questi errori non rispetto al veicolo precedente, bensì rispetto a un riferimento costituito da una legge di moto. In questo caso si pone $L_1 = 0$, il che comporta eq. (5.7):

$$\varepsilon_1 = x_1 - x_{rif} \quad (5.7)$$

Per alcune leggi, la distanza interveicolare obiettivo è composta da una parte fissa e una parte variabile, in particolare funzione della velocità del veicolo. In questi casi, al posto degli errori di posizione, velocità e accelerazione indipendenti dalle velocità dei veicoli $[\varepsilon_i, \dot{\varepsilon}_i, \ddot{\varepsilon}_i]$, verranno definite altre variabili facenti riferimento ad errori variabili con la velocità $[\delta_i, \dot{\delta}_i, \ddot{\delta}_i]$.

Una volta definiti questi errori, si procede con la determinazione della variabile di controllo u per le diverse leggi esaminate e le si introducono nel modello di veicolo esposto nel Capitolo 3 (rivedere Tabella 4.1). Si definisce innanzitutto:

$$U_i = m^* R \cdot u_i \quad [N \cdot m] \quad (5.8)$$

Dall'equilibrio alla rotazione semplificato del veicolo si ottiene:

$$CC = C_1 + C_2 = U_i + R_a \cdot R + M_{ROT1} + M_{ROT2} \quad (5.9)$$

Non considerando la saturazione della coppia motrice, della coppia frenante e dell'aderenza degli pneumatici (caso ideale), risulta che:

$$U_i + R_a \cdot R + M_{ROT1} + M_{ROT2} = m^* R \cdot \ddot{x}_i + R_a \cdot R + M_{ROT1} + M_{ROT2} \quad (5.10)$$

Facendo le opportune semplificazioni si ottiene il comando di accelerazione desiderato:

$$\ddot{x}_i = \frac{U_i}{m^* R} = u_i \quad (5.11)$$

Questo risultato si può ottenere solo se non si arriva alla saturazione di:

- Massima coppia motrice erogabile dal motore;
- Massima coppia frenante esercitabile dal circuito di cui è provvisto il veicolo;
- Massima forza longitudinale scambiabile tra pneumatico e manto stradale;

Per valutare il comportamento “ideale” del singolo veicolo, quindi non caratterizzato da fenomeni di saturazione, si ricavano analiticamente le seguenti funzioni di trasferimento:

$$G_x = \frac{\hat{x}_i(s)}{\hat{x}_{i,rif}(s)} \quad (5.12)$$

$$G_{err} = \frac{\hat{\epsilon}_i(s)}{\hat{x}_{i,rif}(s)} \quad (5.13)$$

In caso di distanziamento obiettivo variabile con la velocità, si ridefinisce la G_{err} come:

$$G_{err} = \frac{\hat{\delta}_i(s)}{\hat{x}_{i,rif}(s)} \quad (5.14)$$

Se invece si considerassero i fenomeni di saturazione, le FDT riportate sopra non descriverebbero il reale comportamento del veicolo, in quanto potrebbero nascere alcuni poli o zeri che ne modificherebbero il comportamento. In questi casi non sarebbe possibile calcolare analiticamente le funzioni di trasferimento e si dovrebbe ricorrere ad una stima numerica con Matlab.

5.1.2 Taratura delle leggi di controllo: determinazione delle costanti di guadagno tramite prove di sweep up in frequenza con riferimento di velocità cosinusoidale

Per la taratura delle leggi di controllo si determinano le costanti di guadagno che permettono al modello del veicolo di non saturare le coppie motrici e frenanti e

l'aderenza degli pneumatici nella prova di sweep up in seguito descritta, e di non sovraelongare rispetto ad un riferimento a gradino di posizione di 25 m.

Inoltre per discriminare i valori di taratura, si preferisce la combinazione di guadagni che, non portando a nessuna saturazione nella prova, garantisce la massima banda passante possibile.

Infine durante la taratura delle costanti di guadagno bisogna garantire la stabilità della legge di controllo; per far ciò si valuta la parte reale dei poli del denominatore della funzione di trasferimento G_x .

La prova di sweep up si effettua fornendo al veicolo controllato un riferimento di velocità cosinusoidale in sweep up (cioè che aumenta la propria frequenza d'oscillazione da 0 ad 1 Hz) con valor medio pari a 60 km/h ed ampiezza pari a 5 km/h, come mostrato in Figura 5.2.

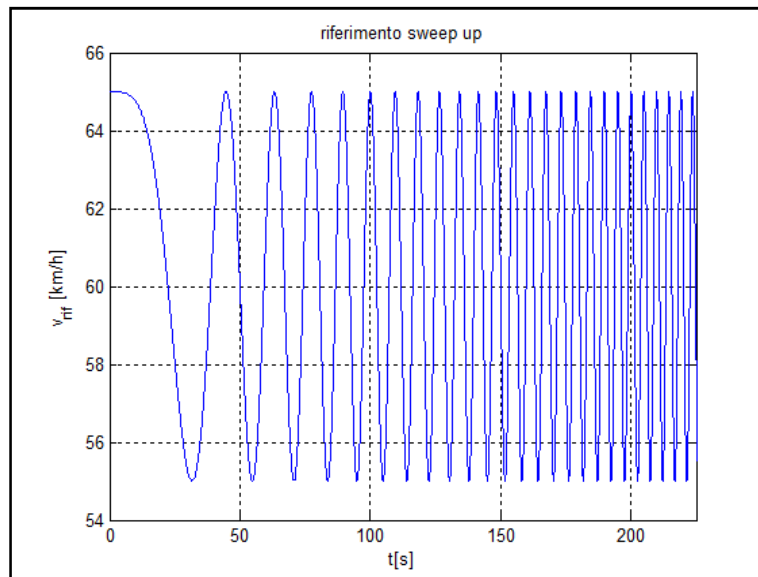


Figura 5.2: Esempio di ingresso di riferimento di velocità cosinusoidale in modalità sweep-up, con valor medio pari a 60 km/h ed ampiezza d'oscillazione pari a 5 km/h

La durata della prova di sweep up è pari a 1000 s, mentre la frequenza del riferimento di velocità cosinusoidale viene incrementata linearmente nel tempo da 0 Hz ad 1 Hz.

Nel caso in cui si verifichi una saturazione di una coppia o dell'aderenza nel modello si può calcolare, conoscendo esattamente l'istante temporale in cui si presenta, a quale frequenza questa avviene tramite l'eq.(5.15).

$$t_{sat} : 1000 = f_{sat} : 1 \quad (5.15)$$

Il risultato di quest'ultimo calcolo dipende dal valore medio e dall'ampiezza del riferimento di velocità.

Dalla FDT analitica tra la posizione del veicolo i -esimo e quella del veicolo precedente G_x (vedere eq. (5.12)) si può inoltre ricavare la banda passante del sistema. Questa è definita come quel range di frequenze all'interno della quale sono accettate al massimo perdite di 3 dB rispetto all'amplificazione ideale, che in questo caso è 0 dB.

Effettuando lo sweep up col modello implementato in Matlab si ricavano:

- Eventuale saturazione della coppia motrice o frenante (90% del valore limite);
- Eventuale saturazione dell'aderenza (il picco della forza trasmessa a terra si ha per uno scorrimento di circa il 15% in modulo come si può osservare in Figura 5.3).

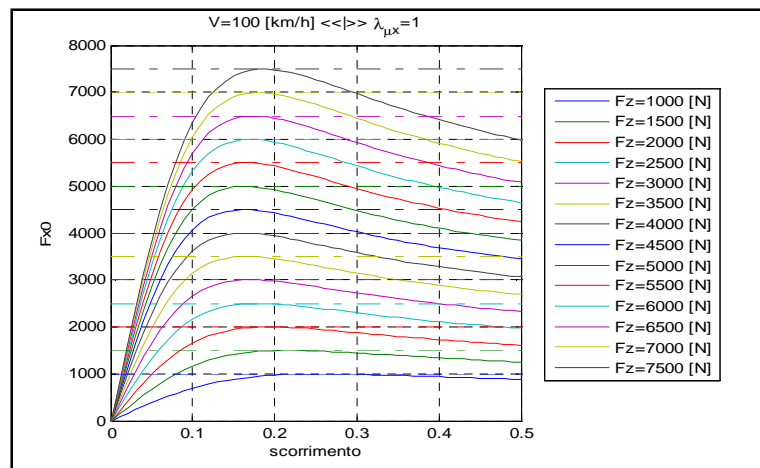


Figura 5.3: Relazione tra forza longitudinale scambiata tra pneumatico e manto stradale e scorrimento longitudinale dello pneumatico stesso.

Si può osservare in Figura 5.3 che lo scorrimento a cui si può riscontrare la massima aderenza è sempre maggiore o uguale al 15% circa. Non si satura l'aderenza se si sta al di sotto del 15% dello scorrimento.

Una volta ricavate le costanti di guadagno con la prova di sweep up, si effettua una seconda verifica che valuta, fornito un ingresso a gradino di posizione di 25 m, che il sistema non vada a sovraelongare. Questa verifica è importante in quanto il veicolo dovrebbe poi procedere in retromarcia per portarsi ad errore nullo, cosa che sarebbe poco desiderabile. In questo caso occorre procedere a ritroso nella taratura fino al soddisfacimento della prova di gradino.

5.1.3 Analisi dell'errore di distanziamento a regime

Il successivo passaggio è la valutazione dell'errore di distanziamento a regime, quindi ad un tempo tendente ad infinito, rispetto ad un riferimento di posizione arbitrario. Questo viene effettuato analiticamente per ogni legge di controllo esaminata, impiegando come riferimenti:

- Gradino o di posizione;
- Rampa di posizione a velocità costante.

5.1.4 Analisi della string stability

Una volta definite le costanti di guadagno che caratterizzano le leggi di controllo longitudinale dei veicoli, s'introduce un criterio fondamentale per l'analisi delle politiche di platooning.

Il punto centrale è che, durante i transitori di marcia, gli errori di distanziamento non devono amplificarsi da un veicolo al successivo, verso la coda del platoon.

Se una legge di controllo non garantisce la string stability, significa che durante i transitori di marcia, gli errori di distanziamento tra i veicoli si amplificano percorrendo il platoon dal veicolo leader all'ultimo follower. Questo pone una limitazione alla lunghezza massima del platoon in quanto l'ampiezza dell'errore di distanziamento deve essere inferiore al distanziamento obiettivo fra i veicoli.

Per esaminare il problema della string stability nel caso ideale, (senza considerare cioè i limiti imposti dal modello del veicolo) si valuta analiticamente la funzione di trasferimento tra l'errore di distanziamento di un veicolo e quello del suo predecessore.

$$G_\varepsilon = \frac{\hat{\varepsilon}_i(s)}{\hat{\varepsilon}_{i-1}(s)} \quad (5.16)$$

Dove necessario, questa funzione di trasferimento viene sostituita da:

$$G_\delta = \frac{\hat{\delta}_i(s)}{\hat{\delta}_{i-1}(s)} \quad (5.17)$$

Per ottenere la string stability deve, in sintesi, essere garantito che il modulo di della funzione di trasferimento G_ε (o G_δ) sia minore o uguale ad 1 (eq. (5.18)), come spiegato in [8]. Questa condizione è necessaria ma non sempre sufficiente: come dimostrato nell'Allegato II, la condizione sopra esposta è necessaria e sufficiente se il modulo della funzione di trasferimento G_ε (o G_δ) alla frequenza zero è uguale al valore di picco della stessa.

$$\left| \frac{\hat{\varepsilon}_i(s)}{\hat{\varepsilon}_{i-1}(s)} \right| \leq 1 \quad \forall \omega, \text{ con } s = i\omega; \quad (5.18)$$

Sarebbe preferibile che il modulo di G_e fosse sempre minore di 1 per ottenere una diminuzione dell'ampiezza dell'errore di distanziamento lungo il platoon.

Per verificare il comportamento reale del platoon è necessario considerare l'effetto delle saturazioni e non linearità presenti nel modello Matlab sulla funzione di trasferimento che caratterizza la string stability. Per far ciò, si effettuano delle simulazioni con un platoon di quattro veicoli, fornendo al primo veicolo riferimenti di velocità sinusoidali con diversi valori medi e diverse ampiezze, in modalità sweep up e sweep down.

Dai risultati delle simulazioni vengono stimate (tramite la funzione di Matlab "TFESTIMATE") le funzioni di trasferimento tra gli errori di distanziamento dei veicoli componenti il platoon. La durata delle prove di sweep viene allungata finché le funzioni di trasferimento stimate nei due casi (sweep up e sweep down) vanno a sovrapporsi apprezzabilmente.

Per un platoon di 4 veicoli ci sono tre funzioni di trasferimento da stimare con questo metodo: rispettivamente $\varepsilon_2/\varepsilon_1$, $\varepsilon_3/\varepsilon_2$ e $\varepsilon_4/\varepsilon_3$. Si osserva però che la prima funzione di trasferimento non è significativa, in quanto il primo veicolo (il leader del platoon) deve seguire un riferimento (legge di moto) che non ha limiti di alcun genere, il che potrebbe indurre un errore di distanziamento elevato nel primo veicolo. Si andrà perciò a valutare la sola funzione di trasferimento $\varepsilon_3/\varepsilon_2$, mentre la $\varepsilon_4/\varepsilon_3$ sarà impiegata solo per verificare la precedente.

I moduli delle funzioni di trasferimento stimate si confrontano tra loro solo in quelle bande di frequenza nelle quali la loro coerenza risulta essere maggiore o pari al 95%.

5.2 Analisi della legge di controllo autonoma

La legge autonoma, molto simile ad una legge proporzionale derivativa, viene definita in questo modo per il veicolo i -esimo:

$$U_i = m^* R \cdot u_i = -K_p \cdot \varepsilon_i - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (5.19)$$

Dall'output della legge di controllo occorre ricavare la coppia motrice o frenante che deve essere fornita alle ruote.

Questa prima legge di controllo autonoma è funzione degli errori di velocità e distanziamento dei singoli veicoli opportunamente pesati. La determinazione dei

pesi da applicare a queste due grandezze equivale alla taratura delle costanti di guadagno K_p e K_d .

Riprendendo le equazioni (5.8), (5.9) e (5.19) si ottiene che:

$$CC = C_1 + C_2 = -K_p \cdot \varepsilon_i - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i + R_a \cdot R + M_{ROT1} + M_{ROT2} \quad (5.20)$$

Quest'ultimo passaggio fa si che la legge esaminata non sia una legge proporzionale derivativa vera e propria, in quanto si aggiunge un elemento di feed-forward. Facendo le opportune semplificazioni si ottiene il comando di accelerazione desiderato:

$$\ddot{x}_i = \frac{U_i}{m^* R} = u_i \quad (5.21)$$

5.2.1 Relazioni e calcolo FDT

Per valutare il comportamento "ideale" del singolo veicolo, quindi non caratterizzato da fenomeni di saturazione, si ricavano determinate funzioni di trasferimento. Riprendendo l'eq.(5.19) e sostituendovi all'interno le eq. (5.4) e (5.5) si ottiene l'eq. (5.22)

$$\begin{aligned} U_i &= m^* R \cdot u_i = m^* R \cdot \ddot{x}_i = -K_p \cdot \varepsilon_i - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i \Rightarrow \\ \Rightarrow m^* R \cdot \ddot{x}_i &= -K_d \cdot \dot{x}_i - K_p \cdot x_i + K_d \cdot \dot{x}_{i,rif} + K_p \cdot x_{i,rif} \Rightarrow \\ \Rightarrow m^* R \cdot \ddot{x}_i + K_d \cdot \dot{x}_i + K_p \cdot x_i &= K_d \cdot \dot{x}_{i,rif} + K_p \cdot x_{i,rif} \end{aligned} \quad (5.22)$$

Passando alla trasformata di Laplace si ottiene:

$$\begin{aligned} (m^* R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{x}_i &= (K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{x}_{i,rif} \Rightarrow \\ \Rightarrow G_x = \frac{\hat{x}_i(s)}{\hat{x}_{i,rif}(s)} = \frac{v_i(s)}{v_{i,rif}(s)} &= \frac{K_d \cdot s + K_p}{m^* R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p} \end{aligned} \quad (5.23)$$

Inoltre sempre partendo dall'eq. (5.19) si può ottenere la funzione G_{err} :

$$\begin{aligned} m^* R \cdot \ddot{x}_i &= -K_p \cdot \varepsilon_i - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i \Rightarrow \\ m^* R \cdot (\ddot{\varepsilon}_i + \ddot{x}_{i,rif}) &= -K_p \cdot \varepsilon_i - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i \Rightarrow \\ \Rightarrow m^* R \cdot \ddot{\varepsilon}_i + K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i + K_p \cdot \varepsilon_i &= -m^* R \cdot \ddot{x}_{i,rif} \end{aligned} \quad (5.24)$$

Passando alla trasformata di Laplace:

$$\begin{aligned} (m^* R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{\varepsilon}_i &= (-m^* R \cdot s^2) \cdot \hat{x}_{i,rif} \\ \Rightarrow G_{err} &= \frac{\hat{\varepsilon}_i(s)}{\hat{x}_{i,rif}(s)} = \frac{-m^* R \cdot s^2}{m^* R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p} \end{aligned} \quad (5.25)$$

5.2.2 Taratura della legge di controllo autonoma

Il comportamento ideale del veicolo è descritto da:

$$m^* R \cdot \ddot{x}_i + K_d \cdot \dot{x}_i + K_p \cdot x_i = K_d \cdot \dot{x}_{i,rif} + K_p \cdot x_{i,rif} \quad (5.26)$$

Nell'effettuare la taratura delle costanti di guadagno bisogna garantire la stabilità della legge di controllo; per far ciò si valuta la parte reale dei poli del denominatore delle due funzioni di trasferimento G_x e G_{err} , che risulta essere il medesimo. Osservando questo denominatore si nota che è sufficiente che i guadagni siano maggiori o uguali a zero per garantire che le parti reali dei poli siano negative. Quindi se i guadagni K_p e K_d sono positivi si ottengono poli con parte reale negativa (stabilità).

Per evitare le sovraelongazioni, si fissa per ogni prova di sweep up un valore di K_d che renda il sistema sovrasmorzato e pari a $1,1 \cdot K_{d,critico}$, funzione a sua volta del K_p assunto per la prova come mostrato in eq. (5.27).

$$K_d = 1,1 \cdot K_{d,critico} = 1,1 \cdot 2 \cdot \sqrt{m^* R \cdot K_p} = f(K_p) \quad (5.27)$$

Per ogni valore di K_p viene effettuata una prova di sweep up per determinare a quale frequenza si arriva a saturare uno dei tre limiti presenti nel modello (coppia motrice, coppia frenante, aderenza degli pneumatici). Lo scopo della taratura è inoltre quello di ottenere una risposta del sistema che sia stabile e non oscillante nel tempo.

Dalla funzione di trasferimento analitica G_x (eq. (5.25)) si può inoltre ricavare la banda passante del sistema. La relazione che è stata trovata tra K_p e banda passante è di proporzionalità diretta: se K_p aumenta la banda passante aumenta.

I risultati delle simulazioni di sweep up per la determinazione delle costanti di guadagno sono riportati in Tabella 5.2. La saturazione della coppia frenante non è riportata in quanto è stata raggiunta in nessuna prova.

Tabella 5.2: Risultati della prove di sweep up e banda passante analitica occorrenti per la taratura delle costanti di guadagno della legge autonoma.

		Frequenza [Hz]		
Guadagni provati		Banda passante	Risultati prova sweep up	
K_p	K_d	f (-3dB) [Hz]	Saturazione coppia motrice	$ \chi_1 , \chi_2 > 0.15$
200	703,33	0,263	/	/
300	861,40	0,322	/	/
400	994,66	0,372	/	/
450	1055	0,394	/	/
500	1112	0,416	/	/
550	1166	0,436	0,796	/
600	1218	0,455	0,604	/
750	1362	0,509	0,438	/
1000	1573	0,588	0,363	/

Si può osservare in Tabella 5.2 che nelle simulazioni effettuate si arriva a saturare la coppia motrice per $K_p > 500$. Si scelgono quindi i guadagni mostrati in Tabella 5.3:

Tabella 5.3: Valore delle costanti di guadagno scelte per la legge autonoma.

K_p	500
K_d	1112

Una volta ricavate le costanti di guadagno con la prova di sweep up, si effettua una seconda verifica che valuta, fornito in ingresso un gradino di posizione di 25 m, che il veicolo non vada a sovraelongare. La simulazione in Matlab mostra che nel caso reale, dove esistono vincoli di saturazione di alcune grandezze, il veicolo non va a sovraelongare il gradino di posizione (Figura 5.4).

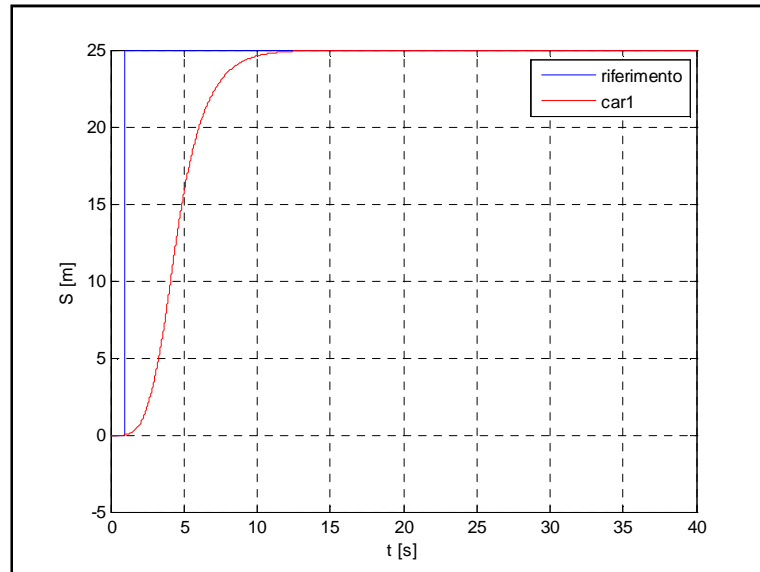


Figura 5.4: Simulazione in Matlab della risposta del sistema a un ingresso a gradino di posizione di 25 metri implementando la legge autonoma.

Tramite simulazioni in Simulink si è potuto constatare che la FDT analitica sovraelonga un gradino di posizione pari a 25 metri se non si considerano le saturazioni dei limiti di coppia motrice (Figura 5.5).

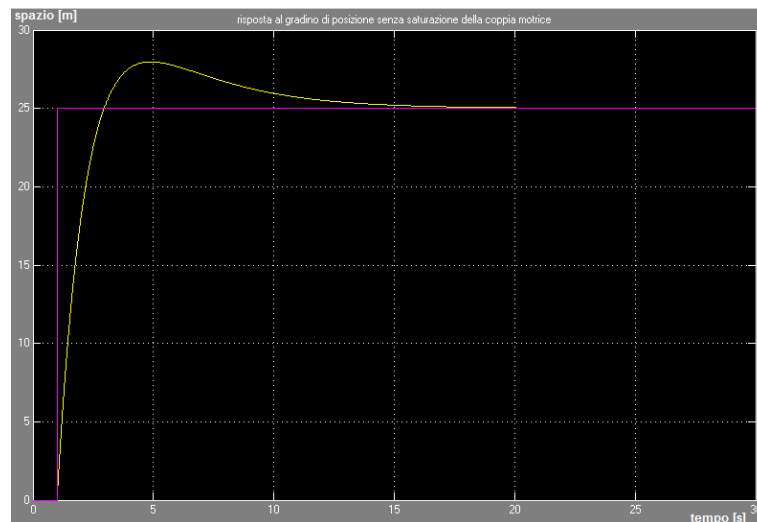


Figura 5.5: Simulazione in Simulink della risposta del sistema a un ingresso a gradino di posizione di 25 metri implementando la legge autonoma nel caso ideale (senza saturazione di alcuna grandezza).

Se invece si introducono anche nel modello in Simulink le limitazioni delle coppie si osserva che non si supera il gradino di posizione imposto come ingresso (Figura 5.6).

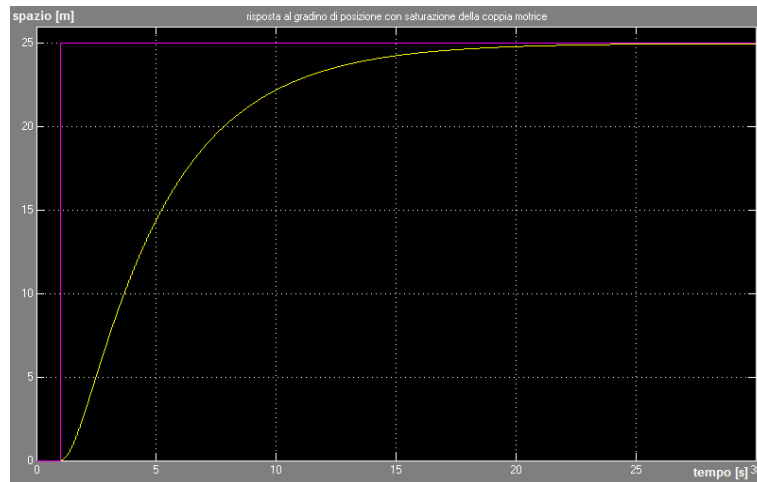


Figura 5.6: : Simulazione in Simulink della risposta del sistema a un ingresso a gradino di posizione di 25 metri implementando la legge autonoma nel caso reale (con saturazione di coppie motrici e frenanti).

5.2.3 Analisi dell'errore di distanziamento a regime

- Ingresso a gradino di posizione ($x_{i,rif} = \text{costante}$, $\dot{x}_{i,rif} = 0$)

Osservando Figura 5.4, Figura 5.5 e Figura 5.6, si può osservare che l'errore di distanziamento a regime va ad annullarsi. Qui di seguito viene presentata la dimostrazione analitica che conferma i risultati delle simulazioni effettuate.

Riprendendo l'equazione differenziale (5.26) che descrive l'andamento nel tempo della posizione del singolo veicolo (equazione di moto), effettuando opportuni passaggi, se ne determina il valore ad un tempo molto elevato. In seguito si calcola la differenza tra questo e il valore dell'ingresso di posizione al medesimo istante temporale; questa differenza è l'errore di distanziamento del veicolo a regime. L'errore a regime si calcola quindi tramite come differenza tra $x(t)$ e x_{rif} ad un tempo tendente ad infinito.

Sostituendo in eq. (5.26) i valori di un ingresso a gradino di posizione si ottiene:

$$\dot{x}_{i,rif} = 0 \Rightarrow m^* R \cdot \ddot{x}_i + K_d \cdot \dot{x}_i + K_p \cdot x_i = K_p \cdot x_{i,rif} \quad (5.28)$$

Il secondo membro di eq.(5.28) viene visto come una forzante.

La soluzione è la somma dell'integrale generale più l'integrale particolare:

$$x_i(t) = x_g(t) + x_p(t) \quad (5.29)$$

Si assume come soluzione test per l'integrale generale:

$$x_g(t) = X \cdot e^{\lambda t}; \dot{x}_g(t) = \lambda \cdot X \cdot e^{\lambda t}; \ddot{x}_g(t) = \lambda^2 \cdot X \cdot e^{\lambda t}; \quad (5.30)$$

Sostituendo la soluzione test e le sue derivate nell'equazione dell'omogenea associata di eq.(5.28) si ottiene:

$$(m^* R \cdot \lambda^2 + K_d \cdot \lambda + K_p) \cdot X \cdot e^{\lambda t} = 0 \Rightarrow e^{\lambda t} > 0 \quad \forall \lambda \quad (5.31)$$

Dove $X = 0$ è la soluzione banale, mentre la soluzione non banale è (con $i =$ unità immaginaria):

$$\begin{aligned} m^* R \cdot \lambda^2 + K_d \cdot \lambda + K_p &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow \lambda_1; \lambda_2 &= \frac{-K_d \pm \sqrt{K_d^2 - 4 \cdot K_p \cdot m^* R}}{2 \cdot m^* R} = \frac{-K_d}{2 \cdot m^* R} \pm \sqrt{\left(\frac{K_d}{2 \cdot m^* R}\right)^2 - \frac{K_p}{m^* R}} \\ &= \frac{-K_d}{2 \cdot m^* R} \pm i \cdot \sqrt{-\left(\frac{K_d}{2 \cdot m^* R}\right)^2 + \omega_n^2} = \frac{-K_d}{2 \cdot m^* R} \pm i \cdot \omega_1 \end{aligned} \quad (5.32)$$

Con opportuni passaggi l'integrale generale risulta essere pari a:

$$x_g(t) = X_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + X_2 \cdot e^{\lambda_2 t} = X \cdot e^{-\frac{K_d}{2 \cdot m^* R} t} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t + \varphi) \quad (5.33)$$

Nel quale X e φ sono da determinare tramite le condizioni iniziali.

Per l'integrale particolare si considera la soluzione test:

$$x_p(t) = c; \dot{x}_p(t) = 0; \ddot{x}_p(t) = 0; \quad (5.34)$$

In cui $c =$ costante in quanto la forzante è costante nel tempo; sostituendo la soluzione test nell'eq.(5.28) si ottiene:

$$K_p \cdot c = K_p \cdot x_{i,rif} \Rightarrow c = x_{i,rif} \quad (5.35)$$

Prendendo le eq. (5.33) e (5.35) e sostituendole all'interno dell'eq.(5.29), si ottiene:

$$x_i(t) = x_g(t) + x_p(t) = X \cdot e^{-\frac{K_d}{2m^*R}t} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t + \varphi) + x_{i,rif} \quad (5.36)$$

Infine si determina l'errore a regime come:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{i,regime} &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (x_i - x_{i,rif}) = \\ &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (X \cdot e^{-\infty} \cdot \sin(+\infty) + x_{i,rif} - x_{i,rif}) = 0 \end{aligned} \quad (5.37)$$

Analiticamente si ottiene quindi lo stesso risultato della simulazione, cioè un errore a regime nullo a fronte di un riferimento di posizione a gradino.

- Ingresso a rampa di posizione ($x_{i,rif} = v \cdot t$; $\dot{x}_{i,rif} = \frac{d}{dt}(x_{i,rif}) = v$)

Riprendendo l'equazione (5.26), che descrive la legge di moto del sistema, si effettuano i medesimi passaggi effettuati per l'ingresso a gradino di posizione avendo in questo caso una forzante diversa. Infatti al secondo membro si trova una forzante che ha l'andamento nel tempo di una retta a pendenza positiva. La soluzione dell'equazione differenziale è la somma dell'integrale generale più l'integrale particolare. Come nel caso del riferimento a gradino l'integrale generale è ottenibile con l'eq. (5.33).

Per l'integrale particolare si assume invece la soluzione test:

$$x_p(t) = c \cdot t; \dot{x}_p(t) = c; \ddot{x}_p(t) = 0 \quad (5.38)$$

Sostituendola nell'eq.(5.28) si ottiene:

$$\begin{aligned} K_d \cdot c + K_p \cdot c \cdot t &= K_d \cdot v + K_p \cdot v \cdot t \Rightarrow \\ (K_d + K_p \cdot t) \cdot c &= (K_d + K_p \cdot t) \cdot v \Rightarrow c = v \Rightarrow x_p(t) = v \cdot t \end{aligned} \quad (5.39)$$

La soluzione è perciò:

$$x_i(t) = x_g(t) + x_p(t) = X \cdot e^{-\frac{K_d}{2m^*R}t} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t + \varphi) + v \cdot t \quad (5.40)$$

Si può infine calcolare l'errore di distanziamento a regime come:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{i,regime} &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (x_i - x_{i,rif}) = \\ &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (X \cdot e^{-\infty} \cdot \sin(+\infty) + v \cdot t - v \cdot t) = 0\end{aligned}\quad (5.41)$$

5.2.4 Analisi della string stability

Per esaminare il problema della string stability idealmente (senza considerare cioè i limiti imposti dal modello del veicolo) inizialmente si valuta analiticamente la funzione di trasferimento tra l'errore di distanziamento di un veicolo e quello del suo predecessore. Per il veicolo i -esimo si ha:

$$m^* R \cdot \ddot{x}_i = -K_p \cdot \varepsilon_i - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i \quad (5.42)$$

Mentre per il predecessore si ha:

$$m^* R \cdot \ddot{x}_{i-1} = -K_p \cdot \varepsilon_{i-1} - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_{i-1} \quad (5.43)$$

Sottraendo membro a membro l'eq. (5.43) alla (5.42) si ottiene:

$$\begin{aligned}m^* R \cdot \ddot{\varepsilon}_i &= -K_p \cdot (\varepsilon_i - \varepsilon_{i-1}) - K_d \cdot (\dot{\varepsilon}_i - \dot{\varepsilon}_{i-1}) \Rightarrow \\ \Rightarrow m^* R \cdot \ddot{\varepsilon}_i + K_p \cdot \varepsilon_i + K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i &= K_p \cdot \varepsilon_{i-1} + K_d \cdot \dot{\varepsilon}_{i-1}\end{aligned}\quad (5.44)$$

Effettuando la trasformata di Laplace si ottiene la funzione di trasferimento desiderata (eq. (5.45)):

$$\begin{aligned}(m^* R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{\varepsilon}_i &= (K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{\varepsilon}_{i-1} \Rightarrow \\ G_\varepsilon = \frac{\hat{\varepsilon}_i(s)}{\hat{\varepsilon}_{i-1}(s)} &= \frac{K_d \cdot s + K_p}{m^* R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p};\end{aligned}\quad (5.45)$$

Una condizione necessaria per garantire la string stability è che il modulo di questa FDT sia minore o nella peggiore delle ipotesi, uguale a 1.

$$\left| \frac{\hat{\varepsilon}_i}{\hat{\varepsilon}_{i-1}} \right| \leq 1 \quad \forall \omega, \text{ con } s = i\omega;$$

Con questa legge di controllo si ha che il modulo considerato risulta essere maggiore di 1 quando $\omega < \sqrt{2} \cdot \omega_n$, con ω_n = pulsazione naturale del sistema. Disegnando i diagrammi di Bode (vedere Figura 5.7) si può osservare che il modulo della funzione di trasferimento risulta essere > 1 per questo campo di frequenze; ciò significa che se l'errore di distanziamento del veicolo

predecessore ha una pulsazione inferiore rispetto a quella “critica” pari a $\omega_{cr} = \sqrt{2} \cdot \omega_n$; il veicolo seguente avrà un errore di distanziamento d’ampiezza maggiore (rispetto al precedente). Di conseguenza la string stability non è garantita.

Quando si valutano i diagrammi di modulo e fase di questa funzione di trasferimento, è necessario porre attenzione anche al secondo: l’ampiezza d’oscillazione del veicolo seguente può essere in modulo maggiore rispetto a quella del veicolo precedente, però istantaneamente può essere inferiore a causa dello sfasamento negativo.

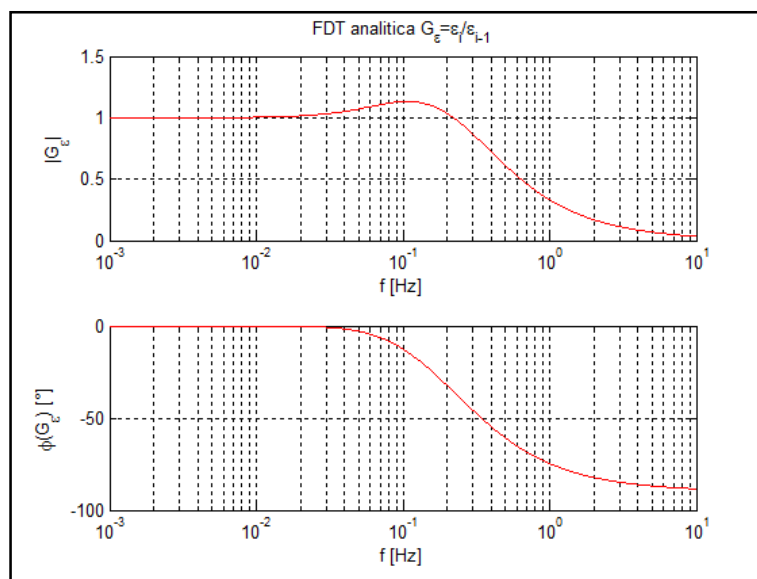


Figura 5.7: Diagrammi del modulo e della fase della funzione di trasferimento che determina la string stability della legge autonoma.

Per verificare l’effetto delle saturazioni e non linearità presenti nel modello Matlab sulla funzione di trasferimento G_e che caratterizza la string stability, si effettuano delle simulazioni con un platoon di quattro veicoli, fornendo al primo veicolo riferimenti di velocità con diversi valori medi e diverse ampiezze (vedere Titolo: 5.1.4, Analisi della string stability). Questi riferimenti sinusoidali variano nel dominio del tempo e della frequenza in modalità sweep up e sweep down. Dai risultati delle simulazioni vengono stimate (tramite la funzione di Matlab “TFESTIMATE”) le funzioni di trasferimento tra gli errori dei veicoli componenti il platoon.

I parametri impiegati nelle simulazioni sono riassunti in Tabella 5.4.

Tabella 5.4: Parametri utilizzati per la determinazione delle funzioni di trasferimento reali tra gli errori di distanziamento di due veicoli successivi per la legge di controllo autonoma.

Velocità media del riferimento	[60,80,100] km/h
Ampiezza d'oscillazione del riferimento	$\pm [5,10,15,20]$ km/h
Distanza obiettivo tra veicoli ($L = L_v + d_0$)	5 m = 5 + 0 m

I diagrammi della funzione di trasferimento $\varepsilon_3/\varepsilon_2$, stimati per diversi valori medi ed ampiezze del riferimento, sono presentati in Figura 5.8, Figura 5.9 e Figura 5.10. Per chiarezza vengono mostrati solo i risultati delle prove in sweep up.

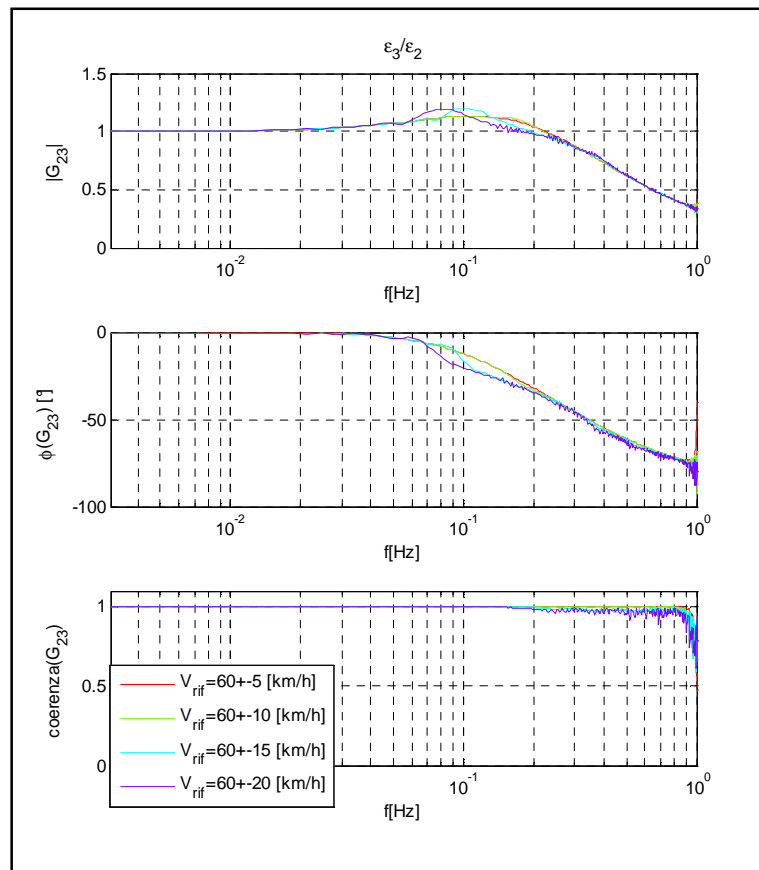


Figura 5.8: Diagramma di modulo, fase e coerenza delle funzioni di trasferimento reali stimate tra gli errori di distanziamento del terzo e del secondo veicolo di un platoon al variare dell'ampiezza di oscillazione del riferimento (velocità media dello stesso pari a 60 km/h) per la legge di controllo autonoma.

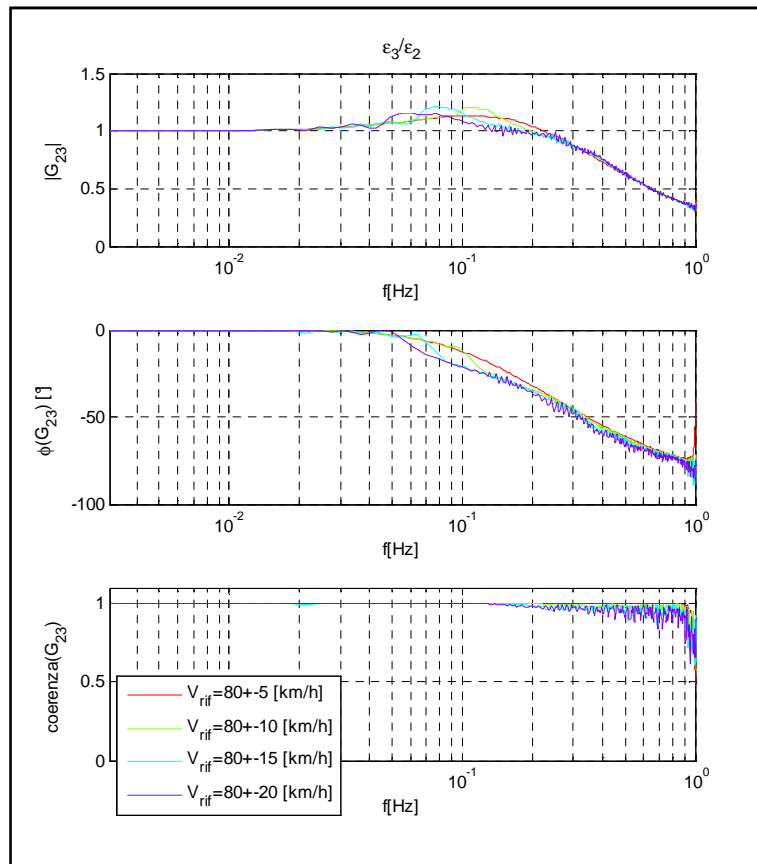


Figura 5.9: Diagramma di modulo, fase e coerenza delle funzioni di trasferimento reali stimate tra gli errori di distanziamento del terzo e del secondo veicolo di un platoon al variare dell'ampiezza di oscillazione del riferimento (velocità media dello stesso pari a 80 km/h) per la legge di controllo autonoma.

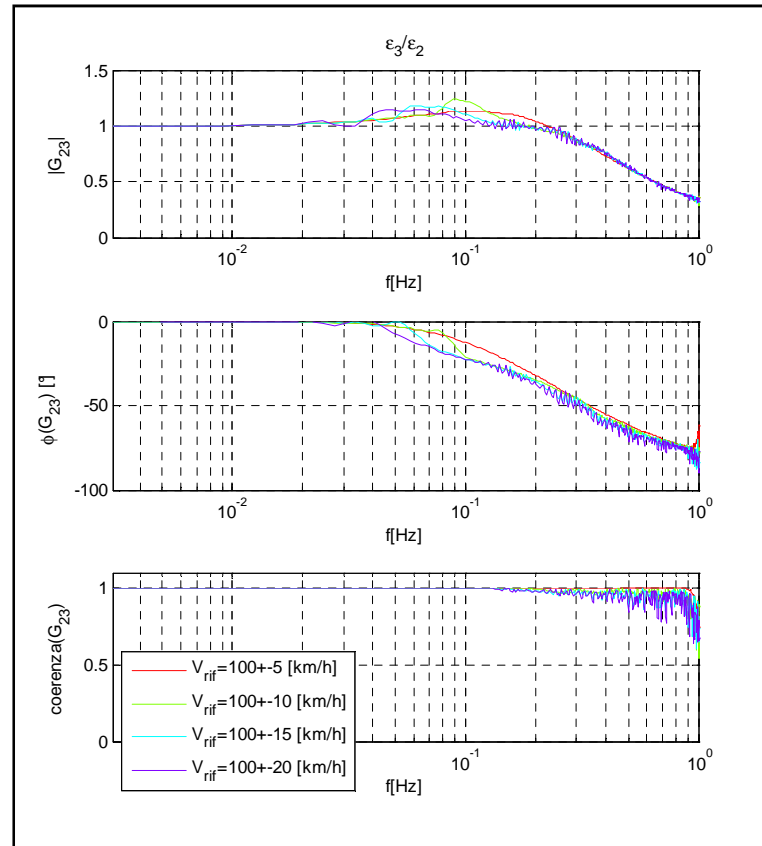


Figura 5.10: Diagramma di modulo, fase e coerenza delle funzioni di trasferimento reali stimate tra gli errori di distanziamento del terzo e del secondo veicolo di un platoon al variare dell'ampiezza di oscillazione del riferimento (velocità media dello stesso pari a 100 km/h) per la legge di controllo autonoma.

Confrontando in Figura 5.8, Figura 5.9 e Figura 5.10 i diagrammi del modulo si può osservare che l'aumento del valore medio del riferimento di velocità o della sua ampiezza provoca:

- lo spostamento del picco del diagramma del modulo verso frequenze minori, mentre la frequenza di taglio si mantiene circa costante;
- la riduzione della frequenza limite alla quale lo sfasamento tra le funzioni di trasferimento stimate si mantiene nullo.

5.3 Analisi della legge di controllo semi-autonoma

La legge di controllo semi-autonoma viene definita come:

$$U_i = m^* R \cdot u_i = K_a \cdot \ddot{x}_{i-1} - K_p \cdot \varepsilon_i - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (5.46)$$

Questa legge di controllo è funzione dell'accelerazione istantanea del veicolo precedente e degli errori di velocità e distanziamento del veicolo controllato, opportunamente pesati. La determinazione dei pesi da applicare a queste tre grandezze equivale alla taratura delle costanti di guadagno K_a , K_p e K_d .

Riprendendo le equazioni (5.8), (5.9) e (5.46) si ottiene che:

$$\begin{aligned} CC &= C_1 + C_2 = \\ &= K_a \cdot \ddot{x}_{i-1} - K_p \cdot \varepsilon_i - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i + R_a \cdot R + M_{ROT1} + M_{ROT2} \end{aligned} \quad (5.47)$$

Facendo le opportune semplificazioni si ottiene il comando di accelerazione desiderato:

$$\ddot{x}_i = \frac{U_i}{m^* R} = u_i \quad (5.48)$$

5.3.1 Relazioni e calcolo FDT

Per valutare il comportamento “ideale” del singolo veicolo, quindi non caratterizzato da fenomeni di saturazione, si ricavano determinate funzioni di trasferimento. Riprendendo l'eq (5.46) e sostituendovi all'interno le eq. (5.4) e (5.5) si ottiene l'eq. (5.49)

$$\begin{aligned} U_i &= m^* R \cdot u_i = m^* R \cdot \ddot{x}_i = K_a \cdot \ddot{x}_{i-1} - K_p \cdot \varepsilon_i - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i \Rightarrow \\ &\Rightarrow m^* R \cdot \ddot{x}_i = K_a \cdot \ddot{x}_{i,rif} - K_p \cdot x_i + K_p \cdot x_{i,rif} - K_d \cdot \dot{x}_i + K_d \cdot \dot{x}_{i,rif} \quad (5.49) \\ &\Rightarrow m^* R \cdot \ddot{x}_i + K_d \cdot \dot{x}_i + K_p \cdot x_i = K_a \cdot \ddot{x}_{i,rif} + K_d \cdot \dot{x}_{i,rif} + K_p \cdot x_{i,rif} \end{aligned}$$

Passando alla trasformata di Laplace si ottiene:

$$\begin{aligned} (m^* R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{x}_i &= (K_a \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{x}_{i,rif} \\ \Rightarrow G_x &= \frac{\hat{x}_i(s)}{\hat{x}_{i,rif}(s)} = \frac{K_a \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p}{m^* R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p} \end{aligned} \quad (5.50)$$

Dall'eq. (5.50) si può inoltre ricavare:

$$\begin{aligned}\hat{x}_i &= \hat{\varepsilon}_i + \hat{x}_{i,rif} \Rightarrow \\ (m^*R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p) \cdot (\hat{\varepsilon}_i + \hat{x}_{i,rif}) &= (K_a \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{x}_{i,rif} \quad (5.51) \\ \Rightarrow (m^*R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{\varepsilon}_i &= (K_a \cdot s^2 - m^*R \cdot s^2) \cdot \hat{x}_{i,rif}\end{aligned}$$

È quindi possibile calcolare:

$$G_{err} = \frac{\hat{\varepsilon}_i(s)}{\hat{x}_{i,rif}(s)} = \frac{(K_a - m^*R) \cdot s^2}{m^*R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p} \quad (5.52)$$

5.3.2 Taratura della legge di controllo semi-autonoma

Nell'effettuare la taratura delle costanti di guadagno bisogna garantire la stabilità della legge di controllo. Per far ciò si valuta la parte reale dei poli del denominatore delle due funzioni di trasferimento G_x e G_{err} , che risulta essere il medesimo. Osservando questo denominatore si nota che è sufficiente che le costanti di guadagno K_p e K_d siano maggiori o uguali a zero per garantire che le parti reali dei poli siano negative.

Dalla funzione di trasferimento analitica G_x si può inoltre ricavare la banda passante del sistema. Questo indice sarà molto importante, in quanto discriminerà fra le combinazioni delle costanti di guadagno accettabili. Come nel caso della legge di controllo autonoma (Titolo 5.2), si sceglierà quella combinazione di guadagni che assicura la massima banda passante del sistema.

Il guadagno K_a deve essere posto maggiore di zero per sicurezza: occorre, infatti, che la componente della legge di controllo legata all'accelerazione del veicolo precedente sia negativa (e quindi porti alla decelerazione) se quest'ultimo decelera.

Per evitare sovra elongazioni, come fatto per la legge di controllo autonoma, si fissa un valore di K_d che renda il sistema sovrasmorzato. Si pone allora $K_d = 1,1 \cdot K_{d,critico}$, funzione a sua volta del K_p assunto per la prova come mostrato in eq. (5.27) nel Titolo 5.1.2.

Per tarare le tre costanti di guadagno (K_a , K_d , K_p) si provano diverse combinazioni di K_a e K_p (K_d è fissato per un dato K_p) effettuando una prova di sweep up (riferimento di velocità cosinusoidale di valor medio 60 km/h ed ampiezza 5 km/h), per verificare quali di queste combinazioni non portino il modello a saturare le coppie motrici o frenanti o l'aderenza degli pneumatici. Inoltre è possibile, nel caso in cui si presenta una saturazione, la frequenza alla quale questa si verifica (vedere eq. (5.15)).

I valori delle costanti di guadagno simulati sono stati:

- $K_a = [0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1] \cdot m^* \cdot R \cong [51; 102; 153; 204; 255; 306; 357; 408; 459; 510]$
- $K_p = [1; 10; 25; 50; 75; 100; 125; 150; 175; 200; 225; 250; 275; 300; 350; 400; 450; 500]$

Sono state pertanto trovate diverse combinazioni di guadagni al limite della saturazione nella prova di sweep up. Per discriminare tra le diverse soluzioni accettabili, è stato scelto di calcolare la banda passante volte per volta e scegliere quella terna di costanti di guadagno che la massimizzano. I risultati delle simulazioni di sweep up ed il valore analitico della banda passante per le combinazioni di guadagni che non hanno portato a saturazione, sono riportati in Tabella 5.5.

Tabella 5.5: Risultati della prove di sweep up per la taratura delle costanti di guadagno della legge semi-autonoma.

Guadagni provati			Frequenza [Hz]		
			Banda passante	Risultati prova sweep up	
K_a	K_p	K_d	$f(-3dB)$ [Hz]	Saturazione coppia motrice	$ \chi_1 , \chi_2 > 0.15$
51	450	1055	0.38	/	/
102	350	930	0.34	/	/
153	125	556	0.2	/	/

Si sceglie quindi la combinazione di guadagni che, pur non comportando alcuna saturazione nella prova di sweep up, garantisce la maggior banda passante. Tali valori sono mostrati in Tabella 5.6.

Tabella 5.6: Valore delle costanti di guadagno della legge semi-autonoma.

K_a	51
K_p	450
K_d	1055

Una volta ricavate le costanti di guadagno con la prova di sweep up, si verifica che, fornito in ingresso un gradino di posizione di 25 m, il sistema non vada a sovraelongare.

La simulazione col modello in Matlab mostra che nel caso reale, dove esistono vincoli di saturazione di alcune grandezze, il veicolo non va a sovraelongare il gradino di posizione (Figura 5.11).

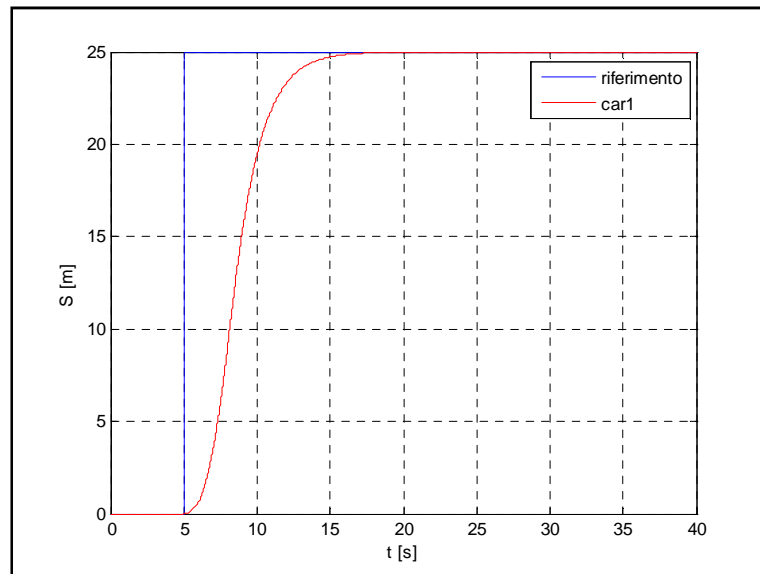


Figura 5.11: Simulazione in Matlab della risposta del sistema a un ingresso a gradino di posizione di 25 metri implementando la legge semi-autonoma.

La FDT analitica, simulata con Simulink, sovravelonga il gradino di posizione di 25 metri se non si considerano le saturazioni delle coppie e dell'aderenza (Figura 5.12).

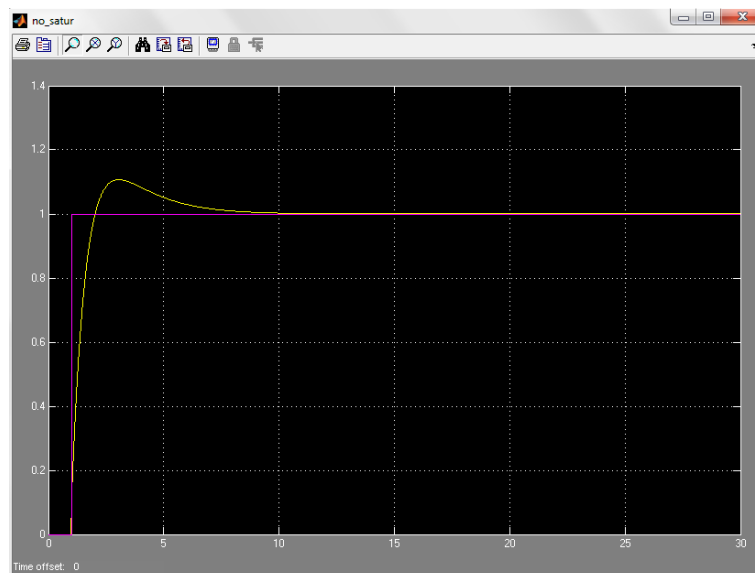


Figura 5.12: Simulazione in Simulink della risposta del sistema a un ingresso a gradino di posizione di 25 metri implementando la legge semi-autonoma nel caso ideale (senza saturazione di alcuna grandezza).

Se invece si introducono nel modello in Simulink le limitazioni delle coppie e dell'aderenza si osserva che non si supera il gradino di posizione imposto come ingresso (Figura 5.6).

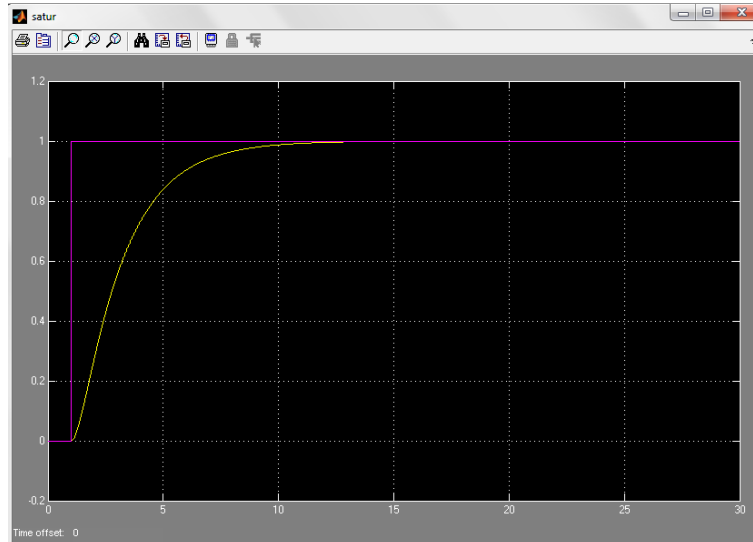


Figura 5.13: Simulazione in Simulink della risposta del sistema a un ingresso a gradino di posizione di 25 metri implementando la legge semi-autonoma nel caso reale (con saturazione di coppie motrici e frenanti).

5.3.3 Analisi dell'errore di distanziamento a regime

- Ingresso a gradino di posizione ($x_{i,rif} = \text{costante}$; $\dot{x}_{i,rif} = 0$; $\ddot{x}_{i,rif} = 0$)

Analizzando Figura 5.11, Figura 5.12 e Figura 5.13 si può osservare che l'errore di distanziamento a regime va ad annullarsi. Qui di seguito viene presentata la dimostrazione analitica che conferma i risultati delle simulazioni.

Si sostituiscono nell'eq. (5.49) i valori di un ingresso a gradino di posizione si ottiene:

$$\begin{aligned} x_{i,rif} = \text{costante}; \dot{x}_{i,rif} = 0; \ddot{x}_{i,rif} = 0 &\Rightarrow \\ \Rightarrow m^* R \cdot \ddot{x}_i + K_d \cdot \dot{x}_i + K_p \cdot x_i = K_p \cdot x_{i,rif} &\quad (5.53) \end{aligned}$$

Il secondo membro di eq.(5.53) viene visto come una forzante. La soluzione è la somma dell'integrale generale più l'integrale particolare

$$x_i(t) = x_g(t) + x_p(t) \quad (5.54)$$

Si assume come soluzione test per l'integrale generale:

$$x_g(t) = X \cdot e^{\lambda t}; \dot{x}_g(t) = \lambda \cdot X \cdot e^{\lambda t}; \ddot{x}_g(t) = \lambda^2 \cdot X \cdot e^{\lambda t} \quad (5.55)$$

Sostituendo la soluzione test e le sue derivate nell'equazione dell'omogenea associata di eq. (5.53) si ottiene:

$$(m^* R \cdot \lambda^2 + K_d \cdot \lambda + K_p) \cdot X \cdot e^{\lambda t} = 0 \Rightarrow e^{\lambda t} > 0 \quad \forall \lambda \quad (5.56)$$

$X = 0$ è la soluzione banale, mentre la soluzione non banale è (con $i =$ unità immaginaria):

$$\begin{aligned} m^* R \cdot \lambda^2 + K_d \cdot \lambda + K_p &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow \lambda_1; \lambda_2 &= \frac{-K_d \pm \sqrt{K_d^2 - 4 \cdot K_p \cdot m^* R}}{2 \cdot m^* R} = \frac{-K_d}{2 \cdot m^* R} \pm \sqrt{\left(\frac{K_d}{2 \cdot m^* R}\right)^2 - \frac{K_p}{m^* R}} = \\ &= \frac{-K_d}{2 \cdot m^* R} \pm i \cdot \sqrt{-\left(\frac{K_d}{2 \cdot m^* R}\right)^2 + \omega_n^2} = \frac{-K_d}{2 \cdot m^* R} \pm i \cdot \omega_1 \end{aligned} \quad (5.57)$$

Con opportuni passaggi l'integrale generale risulta essere pari a:

$$x_g(t) = X_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + X_2 \cdot e^{\lambda_2 t} = X \cdot e^{-\frac{K_d}{2 \cdot m^* R} t} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t + \varphi) \quad (5.58)$$

X e φ sono da determinare tramite le condizioni iniziali. Si sceglie poi la soluzione test per l'integrale particolare:

$$x_p(t) = c; \dot{x}_p(t) = 0; \ddot{x}_p(t) = 0 \quad (5.59)$$

In cui $c =$ costante in quanto la forzante è costante nel tempo. Sostituendo nell'eq.(5.53) si ottiene:

$$K_p \cdot c = K_p \cdot x_{i,rif} \Rightarrow c = x_{i,rif} \quad (5.60)$$

Prendendo le eq. (5.58) e (5.60) e sostituendole all'interno dell'eq.(5.54), si ottiene:

$$x_i(t) = x_g(t) + x_p(t) = X \cdot e^{-\frac{K_d}{2 \cdot m^* R} t} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t + \varphi) + x_{i,rif} \quad (5.61)$$

Infine si determina l'errore a regime come:

$$\begin{aligned}\mathcal{E}_{i,regime} &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (x_i - x_{i,rif}) = \\ &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (X \cdot e^{-\infty} \cdot \sin(+\infty) + x_{i,rif} - x_{i,rif}) = 0\end{aligned}\quad (5.62)$$

Analiticamente si ottiene quindi lo stesso risultato della simulazione.

- Ingresso a rampa di posizione ($x_{i,rif} = v \cdot t$; $\dot{x}_{i,rif} = \frac{d}{dt}(x_{i,rif}) = v$; $\ddot{x}_{i,rif} = 0$)

Riprendendo l'equazione (5.49), che descrive la legge di moto del sistema, si effettuano i medesimi passaggi effettuati per l'ingresso a gradino di posizione, avendo in questo caso una forzante diversa. Infatti, a secondo membro si trova una forzante che ha l'andamento nel tempo di una retta a pendenza positiva.

La soluzione dell'equazione differenziale è la somma dell'integrale generale più l'integrale particolare. Come nel caso del riferimento a gradino, l'integrale generale è ottenibile con l'eq.(5.58).

La soluzione test per l'integrale particolare è invece:

$$x_p(t) = c \cdot t; \dot{x}_p(t) = c; \ddot{x}_p(t) = 0 \quad (5.63)$$

Sostituendo nell'eq. (5.49) si ottiene:

$$\begin{aligned}K_d \cdot c + K_p \cdot c \cdot t &= K_a \cdot 0 + K_d \cdot v + K_p \cdot v \cdot t \Rightarrow \\ (K_d + K_p \cdot t) \cdot c &= (K_d + K_p \cdot t) \cdot v \Rightarrow c = v \Rightarrow x_p(t) = v \cdot t\end{aligned}\quad (5.64)$$

Quindi la soluzione è:

$$x_i(t) = x_g(t) + x_p(t) = X \cdot e^{-\frac{K_d}{2 \cdot m \cdot R} \cdot t} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t + \varphi) + v \cdot t \quad (5.65)$$

Successivamente si ottiene:

$$\begin{aligned}\mathcal{E}_{i,regime} &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (x_i - x_{i,rif}) = \\ &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (X \cdot e^{-\infty} \cdot \sin(+\infty) + v \cdot t - v \cdot t) = 0\end{aligned}\quad (5.66)$$

5.3.4 Analisi della string stability

Per esaminare il problema della string stability nel caso ideale, (senza considerare cioè i limiti imposti dal modello del veicolo) si valuta analiticamente la funzione di trasferimento tra l'errore di distanziamento di un veicolo e quello del suo predecessore.

Per il veicolo i-esimo si ha:

$$m^* R \cdot \ddot{x}_i = K_a \cdot \ddot{x}_{i,rif} - K_p \cdot \varepsilon_i - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i \quad (5.67)$$

Mentre per il suo predecessore si ha:

$$m^* R \cdot \ddot{x}_{i-1} = K_a \cdot \ddot{x}_{i-1,rif} - K_p \cdot \varepsilon_{i-1} - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_{i-1} \quad (5.68)$$

Sottraendo membro a membro l'eq. (5.68) alla (5.67) si ottiene:

$$\begin{aligned} m^* R \cdot \ddot{\varepsilon}_i &= K_a \cdot \ddot{\varepsilon}_{i-1} - K_p \cdot (\varepsilon_i - \varepsilon_{i-1}) - K_d \cdot (\dot{\varepsilon}_i - \dot{\varepsilon}_{i-1}) \Rightarrow \\ m^* R \cdot \ddot{\varepsilon}_i + K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i + K_p \cdot \varepsilon_i &= K_a \cdot \ddot{\varepsilon}_{i-1} + K_d \cdot \dot{\varepsilon}_{i-1} + K_p \cdot \varepsilon_{i-1} \end{aligned} \quad (5.69)$$

Effettuando la trasformata di Laplace dell'eq. (5.69) si ottiene la funzione di trasferimento desiderata:

$$\begin{aligned} (m^* R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{\varepsilon}_i &= (K_a \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p) \cdot \hat{\varepsilon}_{i-1} \Rightarrow \\ G_\varepsilon &= \frac{\hat{\varepsilon}_i(s)}{\hat{\varepsilon}_{i-1}(s)} = \frac{K_a \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p}{m^* R \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p} \end{aligned} \quad (5.70)$$

Per la string stability, come visto al Titolo 5.1.4, deve essere garantito che il modulo di questa funzione di trasferimento sia minore o uguale a 1:

$$\left| \frac{\hat{\varepsilon}_i(i\omega)}{\hat{\varepsilon}_{i-1}(i\omega)} \right| = \left| \frac{(K_p - K_a \cdot \omega^2) + i \cdot (K_d \cdot \omega)}{(K_p - m^* R \cdot \omega^2) + i \cdot (K_d \cdot \omega)} \right| \leq 1 \quad \forall \omega \quad (5.71)$$

Si ricercano quei valori di K_a che, a parità di K_p e K_d , permettono di garantire la string stability. Si ha:

$$\left| \frac{\hat{\varepsilon}_i}{\hat{\varepsilon}_{i-1}} \right| = \sqrt{\frac{[(K_p - K_a \cdot \omega^2)^2 + (K_d \cdot \omega)^2]}{[(K_p - m^* R \cdot \omega^2)^2 + (K_d \cdot \omega)^2]}} \leq 1 \quad (5.72)$$

Con opportune semplificazioni dall'eq. (5.72) si ottiene:

$$\begin{aligned} (K_p - K_a \cdot \omega^2)^2 + (K_d \cdot \omega)^2 &\leq (K_p - m^* R \cdot \omega^2)^2 + (K_d \cdot \omega)^2 \\ \Rightarrow (K_p - K_a \cdot \omega^2)^2 &\leq (K_p - m^* R \cdot \omega^2)^2 \end{aligned} \quad (5.73)$$

Effettuando i quadrati di entrambi i membri eq. (5.73) si ottiene:

$$\begin{aligned}
 K_p^2 - 2 \cdot K_p \cdot K_a \cdot \omega^2 + K_a^2 \cdot \omega^4 &\leq K_p^2 - 2 \cdot K_p \cdot m^* R \cdot \omega^2 + (m^* R)^2 \cdot \omega^4 \\
 \Rightarrow (K_a^2 - (m^* R)^2) \cdot \omega^4 - 2 \cdot K_p \cdot (K_a - m^* R) \cdot \omega^2 &\leq 0 \\
 \Rightarrow \omega^2 \cdot (K_a - m^* R) \cdot [(K_a + m^* R) \cdot \omega^2 - 2 \cdot K_p] &\leq 0
 \end{aligned} \tag{5.74}$$

Risolvendo la disequazione si ottiene:

$$\omega^2 \geq 0 \tag{5.75}$$

$$\begin{cases} K_a - m^* R \leq 0 \\ (K_a + m^* R) \cdot \omega^2 - 2 \cdot K_p \geq 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} K_a \leq m^* R \\ \omega^2 \geq \omega_1^2 \end{cases} \tag{5.76}$$

Oppure:

$$\begin{cases} K_a - m^* R \geq 0 \\ (K_a + m^* R) \cdot \omega^2 - 2 \cdot K_p \leq 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} K_a \geq m^* R \\ \omega^2 \leq \omega_1^2 \end{cases} \tag{5.77}$$

Si ha inoltre il caso particolare:

$$K_a - m^* R = 0 \Rightarrow \left| \frac{\hat{\epsilon}_i}{\hat{\epsilon}_{i-1}} \right| \leq 1 \quad \forall \omega \tag{5.78}$$

Come condizione necessaria per la string stability (al limite) deve risultare quindi che $K_a = m^* R$;

I diagrammi di modulo e fase della funzione di trasferimento G_e ricavati per diversi valori di K_a sono mostrati in Figura 5.14.

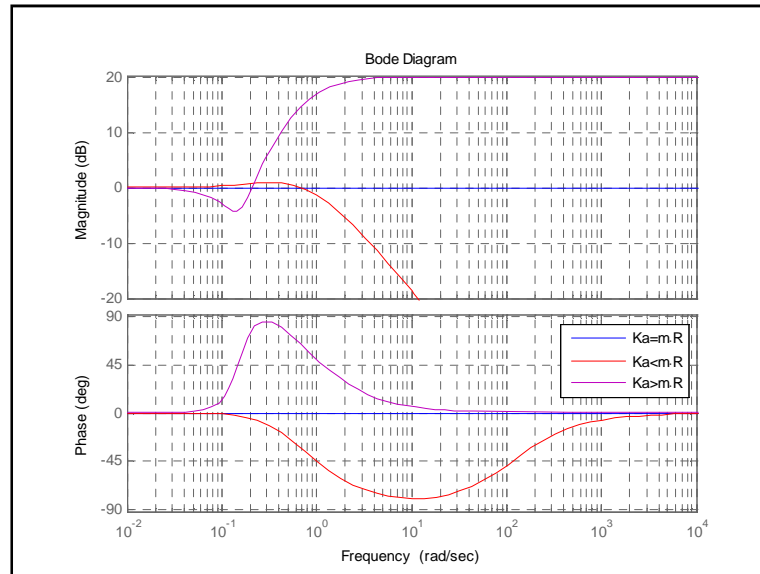


Figura 5.14: Modulo e fase della funzione di trasferimento ideale calcolata analiticamente tra gli errori di distanziamento di due veicoli consecutivi al variare del guadagno K_a per la legge di controllo semi-autonoma

Sarebbe preferibile che G_e fosse minore di 1 per ottenere una diminuzione dell'ampiezza dell'errore di distanziamento lungo il platoon. Tale risultato non è però ottenibile su tutte le pulsazioni con la legge di controllo semi-autonoma.

L'unico valore di K_a che assicura la string stability è $K_a = m \cdot R$. Il procedimento di taratura ha però mostrato che tale valore porterebbe sicuramente alla saturazione della coppia motrice o frenante o dell'aderenza degli pneumatici. Per quanto detto, la combinazione di guadagni precedentemente scelta non garantisce la String Stability per frequenze sufficientemente basse. Questo si può chiaramente osservare in Figura 5.15.

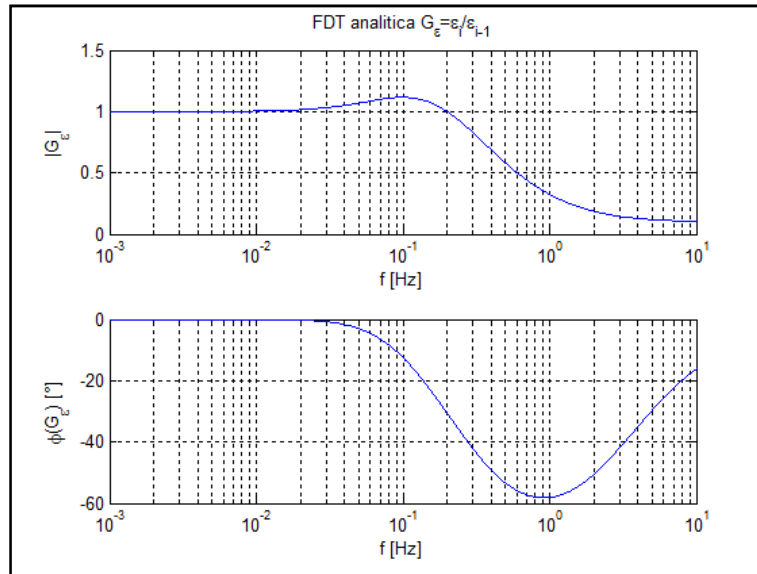


Figura 5.15: Analisi in frequenza del modulo e della fase della funzione di trasferimento ideale tra gli errori di distanziamento di due veicoli consecutivi, calcolata analiticamente, con le costanti di guadagno determinate per soddisfare i criteri di taratura per la legge di controllo semi-autonoma.

Per verificare l'effetto delle saturazioni e non linearità presenti nel modello Matlab sulla funzione di trasferimento che caratterizza la string stability, si effettuano delle simulazioni con un platoon di 4 veicoli fornendo al primo veicolo riferimenti di velocità con diversi valori medi e diverse ampiezze, in modalità sweep up e sweep down (vedi Titolo: 5.1.4). Dai risultati delle simulazioni vengono stimate (tramite la funzione di Matlab "TFESTIMATE") le funzioni di trasferimento tra gli errori dei veicoli componenti il platoon. I diagrammi delle funzioni di trasferimento stimate si confrontano tra loro solo in quei range di frequenze per i quali la loro coerenza risulta essere maggiore o pari al 95%.

Per valutare queste funzioni di trasferimento si confrontano i diagrammi di Bode delle stesse per i parametri riassunti in Tabella 5.7:

Tabella 5.7: Parametri utilizzati per la determinazione delle funzioni di trasferimento reali tra gli errori di distanziamento di due veicoli consecutivi per la legge di controllo semi-autonoma

Velocità media del riferimento	[60,100] km/h
Ampiezza d'oscillazione del riferimento	\pm [5,10] km/h
Distanza obiettivo tra veicoli ($L = L_v + d_0$)	5 m = 5 + 0 m

I diagrammi della funzione di trasferimento ϵ_3/ϵ_2 , stimati per diversi valori medi ed ampiezze del riferimento, sono presentati in Figura 5.16 e Figura 5.17. Per chiarezza vengono mostrati solo i risultati delle prove in sweep up.

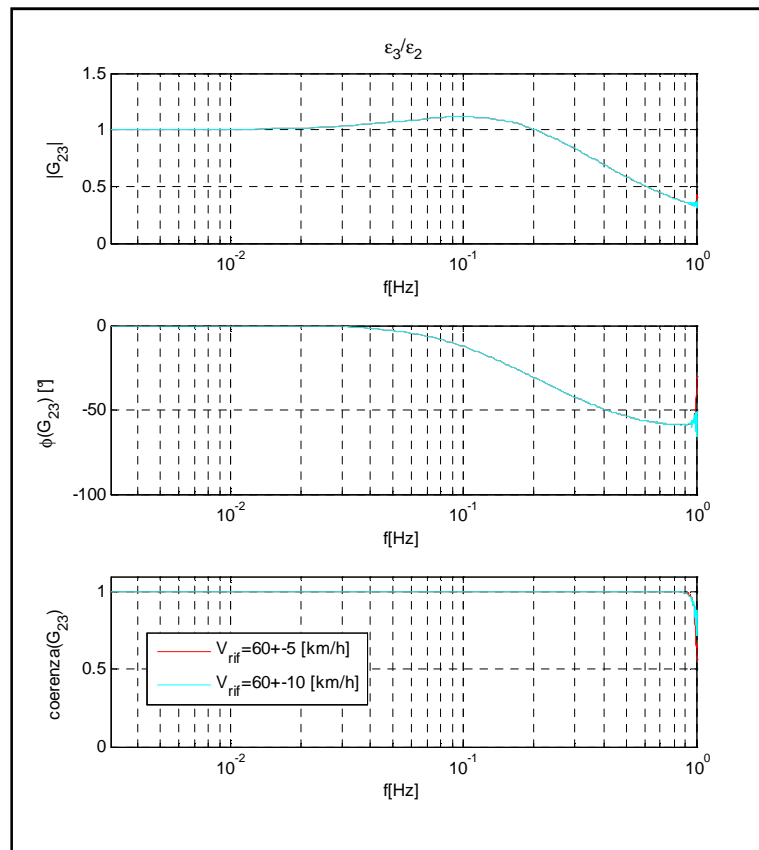


Figura 5.16: Diagramma di modulo, fase e coerenza delle funzioni di trasferimento reali stimate tra gli errori di distanziamento del terzo e del secondo veicolo di un platoon al variare dell'ampiezza di oscillazione del riferimento (velocità media dello stesso pari a 60 km/h) per la legge di controllo semi-autonoma

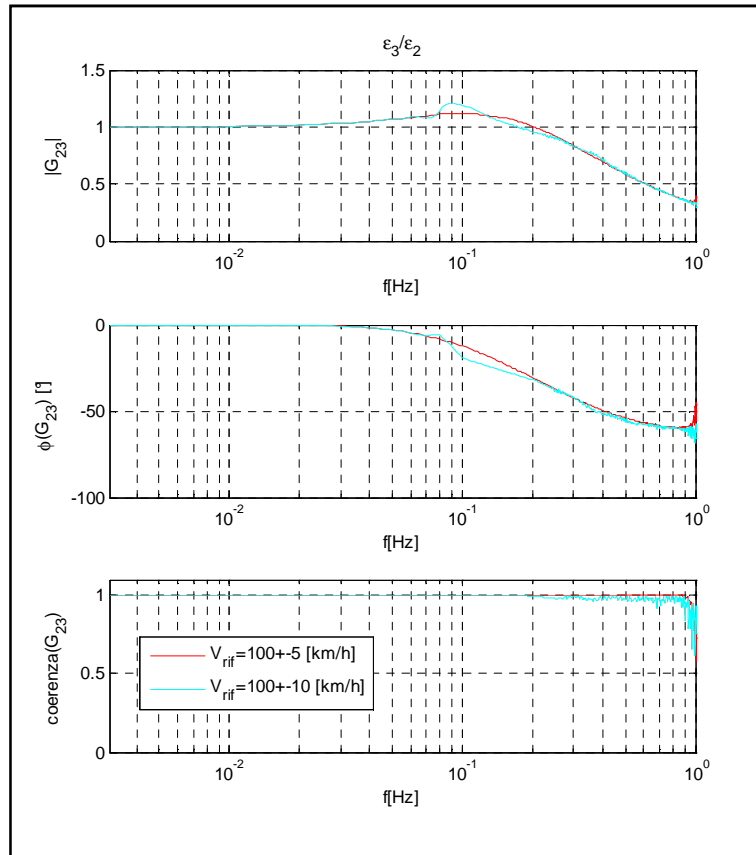


Figura 5.17: Diagramma di modulo, fase e coerenza delle funzioni di trasferimento reali stimate tra gli errori di distanziamento del terzo e del secondo veicolo di un platoon al variare dell'ampiezza d'oscillazione del riferimento (velocità media dello stesso pari a 100 km/h) per la legge di controllo semi-autonoma

Osservando i grafici dei moduli delle funzioni di trasferimento degli errori di distanziamento, presentati in Figura 5.16 e Figura 5.17, si può notare che:

- Con un riferimento di velocità di valor medio pari a 60 km/h l'aumento dell'ampiezza d'oscillazione da 5 a 10 km/h non provoca variazioni sensibili;
- Quando invece il valor medio di velocità imposto è di 100 km/h, aumentando l'ampiezza d'oscillazione da 5 a 10 km/h, si riduce la frequenza a cui si presenta il fenomeno della risonanza ed aumenta il valore del picco della stessa; questo andamento può suggerire che sia frequenza propria sia smorzamento adimensionale siano diminuiti.

5.4 Analisi della legge di controllo AICC (Autonomous Intelligent Cruise Control)

La legge AICC viene definita in questo modo:

$$U_i = m^* \cdot R \cdot \left(-\frac{\dot{\varepsilon}_i + \lambda \cdot \delta_i}{h_w} \right) [Nm] \quad (5.79)$$

La particolarità di questa legge è che il distanziamento obiettivo da interporre con il veicolo precedente è linearmente dipendente dalla velocità del veicolo controllato (*i-esimo*):

$$LL_i = L + h_w \cdot \dot{x}_i \quad (5.80)$$

In cui h_w = componente di distanziamento temporale tra i veicoli (headway time).

Inoltre, in questa legge, viene definito un errore di distanziamento funzione della velocità del veicolo stesso. Infatti, oltre ad una componente fissa pari a ε , nella definizione del nuovo errore di distanziamento viene sommata una componente variabile e crescente con la velocità del veicolo come mostrato in eq. (5.82). Le sue derivate sono mostrate in eq.(5.82) e (5.83).

$$\begin{aligned} \delta_i &= x_i - x_{i-1} + LL_i = x_i - x_{i-1} + L + h_w \cdot \dot{x}_i = \\ &= x_i - x_{i,rif} + h_w \cdot \dot{x}_i = \varepsilon_i + h_w \cdot \dot{x}_i \end{aligned} \quad (5.81)$$

$$\dot{\delta}_i = \dot{x}_i - \dot{x}_{i-1} + h_w \cdot \ddot{x}_i = \dot{\varepsilon}_i + h_w \cdot \ddot{x}_i \quad (5.82)$$

$$\ddot{\delta}_i = \ddot{x}_i - \ddot{x}_{i-1} + h_w \cdot \frac{d}{dt} \ddot{x}_i = \ddot{\varepsilon}_i + h_w \cdot \frac{d}{dt} \ddot{x}_i \quad (5.83)$$

Per il primo veicolo ($i=1$), possiamo definire questi errori non rispetto al veicolo precedente, bensì rispetto a un riferimento costituito da una legge di moto. In questo caso si pone $L_1=0$, il che comporta:

$$\varepsilon_1 = x_1 - x_{rif} \quad (5.84)$$

$$\delta_1 = x_1 - x_{rif} + h_w \cdot \dot{x}_1 \quad (5.85)$$

5.4.1 Relazioni e calcolo FDT

Per valutare il comportamento “ideale” del singolo veicolo, quindi non caratterizzato da fenomeni di saturazione, si ricavano le funzioni di trasferimento desiderate partendo dall’eq. (5.86):

$$\begin{aligned} h_w \ddot{x}_i &= -\dot{\varepsilon}_i - \lambda \cdot \delta_i \Rightarrow \\ u_i = \ddot{x}_i &= -\frac{\dot{\varepsilon}_i + \lambda \cdot \delta_i}{h_w} \end{aligned} \quad (5.86)$$

Si effettuano le opportune sostituzioni:

$$h_w \dot{x}_i = -(\dot{x}_i - \dot{x}_{i,rif}) - \lambda \cdot (x_i - x_{i,rif} + h_w \cdot \dot{x}_i) \quad (5.87)$$

$$h_w \ddot{x}_i + (\lambda \cdot h_w + 1) \cdot \dot{x}_i + \lambda \cdot x_i = \dot{x}_{i,rif} + \lambda \cdot x_{i,rif} \quad (5.88)$$

Passando alla trasformata di Laplace si ottiene:

$$\begin{aligned} (h_w \cdot s^2 + (\lambda \cdot h_w + 1) \cdot s + \lambda) \cdot \hat{x}_i &= (s + \lambda) \cdot \hat{x}_{i,rif} \Rightarrow \\ \Rightarrow G_x &= \frac{\hat{x}_i(s)}{\hat{x}_{i,rif}(s)} = \frac{s + \lambda}{h_w \cdot s^2 + (\lambda \cdot h_w + 1) \cdot s + \lambda} = \\ &= \frac{s + \lambda}{(h_w \cdot s + 1) \cdot (s + \lambda)} = \frac{1}{h_w \cdot s + 1} \end{aligned} \quad (5.89)$$

Inoltre, riprendendo l’eq. (5.85) ed effettuando opportuni passaggi, si può ottenere la funzione di trasferimento tra il nuovo errore di distanziamento del veicolo i-esimo e la posizione del suo riferimento.

$$\delta_i = x_i - x_{i,rif} + h_w \cdot \dot{x}_i \Rightarrow \delta_i + x_{i,rif} = x_i + h_w \cdot \dot{x}_i \quad (5.90)$$

Passando alla trasformata di Laplace si ottiene:

$$\hat{\delta}_i + \hat{x}_{i,rif} = (h_w \cdot s + 1) \cdot \hat{x}_i \Rightarrow \hat{x}_i = \frac{\hat{\delta}_i + \hat{x}_{i,rif}}{h_w \cdot s + 1} \quad (5.91)$$

Dall’eq. (5.89) si ricava l’eq.(5.92):

$$\hat{x}_i = \frac{\hat{x}_{i,rif}}{h_w \cdot s + 1} \quad (5.92)$$

Eguagliando le eq.(5.91) e (5.92) si ottiene la funzione di trasferimento desiderata:

$$\begin{aligned} \frac{\hat{\delta}_i + \hat{x}_{i,rif}}{h_w \cdot s + 1} &= \frac{\hat{x}_{i,rif}}{h_w \cdot s + 1} \Rightarrow \hat{\delta}_i + \hat{x}_{i,rif} = \hat{x}_{i,rif} \Rightarrow \\ \Rightarrow \hat{\delta}_i &= 0 \cdot \hat{x}_{i,rif} \Rightarrow \frac{\hat{\delta}_i}{\hat{x}_{i,rif}} = 0 \end{aligned} \quad (5.93)$$

Se invece si considerassero i fenomeni di saturazione, le due FDT calcolate sopra non descriverebbero il reale comportamento del veicolo, in quanto potrebbero nascere alcuni poli o zeri che ne modificano il comportamento.

5.4.2 Taratura della legge di controllo AICC

Per la taratura di questa legge si sono dovute determinare le combinazioni dei valori di h_w e λ che permettono al modello del veicolo di non saturare le coppie motrici e frenanti, l'aderenza degli pneumatici e di non sovraelongare rispetto ad un riferimento a gradino di posizione. Inoltre, per discriminare i valori di taratura, si preferisce la combinazione di guadagni che, non portando a nessuna saturazione nella prova, garantisce la massima banda passante possibile per la funzione di trasferimento G_x .

Nell'effettuare la taratura delle costanti di guadagno è necessario garantire la stabilità della legge di controllo. Per far ciò si valuta la parte reale dei poli del denominatore della funzione di trasferimento G_x , pari a $h_w \cdot s + 1$. Osservandolo si nota che è sufficiente che il guadagno h_w sia maggiore di zero per garantire che la parte reale dell'unico polo sia negativa.

Il guadagno λ deve essere maggiore di zero per sicurezza, poiché ad un errore di distanziamento $\delta_i > 0$ (distanziamento minore di quello desiderato) deve corrispondere un contributo negativo alla variabile di comando u_i (vedere eq. (5.86)).

La prova di sweep up sul veicolo singolo viene impiegata per tarare le costanti di guadagno λ ed h_w . La prova di sweep up si effettua fornendo al veicolo un riferimento di velocità cosinusoidale con valor medio pari a 60 km/h ed ampiezza pari a 5 km/h, e che aumenta la propria frequenza d'oscillazione da 0 ad 1 Hz.

Dalla funzione di trasferimento analitica G_x si può inoltre ricavare la banda passante del sistema. All'aumentare di h_w ci si allontana dalla saturazione, ma si riduce la banda passante del sistema; quindi si cerca il più basso valore di h_w che garantisca di non superare i vincoli di saturazione delle coppie e aderenza degli pneumatici.

Per le combinazioni di λ e h_w che non portano a saturazione nella prova, si effettua successivamente una simulazione con ingresso a gradino di posizione di 25 m di ampiezza, per verificare la non sovra elongazione rispetto allo stesso. In caso di sovra elongazione, il guadagno λ viene ridotto fino a soddisfare anche la prova del gradino.

I valori provati delle ostanti di guadagno sono stati:

- $h_w = [0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5]$;
- $\lambda = [0; 0,1; 1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 10; 20; 25; 26; 27; 28; 29; 30; 40]$.

I risultati delle prove di taratura sono riportati in Tabella 5.8. Nelle prime due colonne a sinistra sono riportate le combinazioni di valori di λ e h_w ritenute significative tra quelle provate. Nella terza colonna è stato calcolato il valore della banda passante impiegando l'eq. (5.89). Nelle successive quattro colonne sono riportate le frequenze alle quali si è verificata l'eventuale saturazione rispettivamente di: coppia motrice, coppia frenante, aderenza degli pneumatici anteriori, aderenza degli pneumatici posteriori. L'ultima colonna indica se si verifica sovra elongazione nella prova con riferimento di posizione a gradino di 25 m (se la prova è stata effettuata).

Tabella 5.8: Tabella riassuntiva della taratura della legge AICC

		<i>Frequenza [Hz]</i>					<i>Sovra-elongazione gradino 25 m</i>
<i>Guadagni</i>		<i>Banda passante</i>	<i>Sweep up - Saturazione</i>				
h_w	λ	$f (-3dB)$	<i>Coppia motrice</i>	<i>Coppia frenante</i>	$ \chi_1 > 0.15$	$ \chi_2 > 0.15$	
0,1	0	1,59	0,346	/	/	/	
0,2	0	0,79	0,379	/	/	/	
0,3	0	0,53	0,454	/	/	/	
0,4	0	0,39	0,688	/	/	/	
0,5	0	0,31	/	/	/	/	No
0,5	0,1	0,31	/	/	/	/	No
0,5	1	0,31	/	/	/	/	No
0,5	2	0,31	/	/	/	/	No
0,5	2,5	0,31	/	/	/	/	No
0,5	3	0,31	/	/	/	/	Si
0,5	4	0,31	/	/	/	/	Si
0,5	5	0,31	/	/	/	/	Si
0,5	10	0,31	/	/	/	/	Si
0,5	20	0,31	/	/	/	/	Si
0,5	25	0,31	/	/	/	/	Si
0,5	26	0,31	/	/	/	/	Si
0,5	27	0,31	0,976	/	/	/	
0,5	28	0,31	0,929	/	/	/	
0,5	29	0,31	0,885	/	/	/	
0,5	30	0,31	0,840	/	/	/	
0,5	40	0,31	0,573	/	/	/	

Desiderando la massima banda passante e la non sovra elongazione rispetto al gradino di posizione, si scelgono dunque i guadagni riportati in Tabella 5.9.

Tabella 5.9: Valore delle costanti di guadagno della legge AICC

h_w	0,5
λ	2,5

Di seguito sono riportati i diagrammi, riferiti alla taratura scelta, delle simulazioni effettuate in Matlab e Simulink riguardo la risposta del sistema ad un ingresso a gradino di posizione di 25 m.

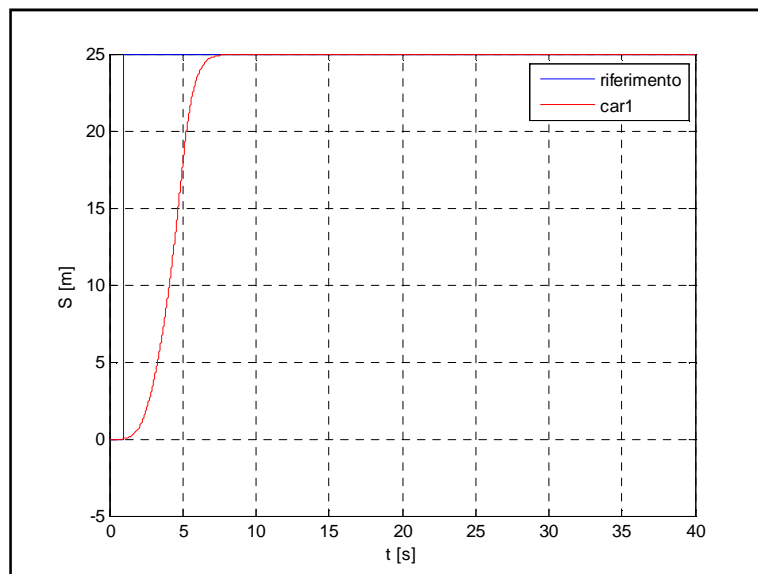


Figura 5.18: Simulazione in Matlab della risposta del sistema a un ingresso a gradino di posizione di 25 metri implementando la legge AICC

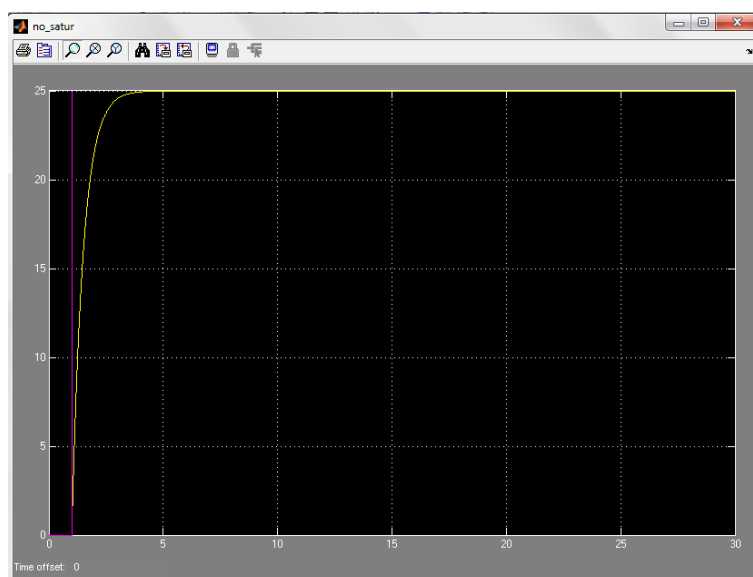


Figura 5.19: Simulazione in Simulink della risposta del sistema a un ingresso a gradino di posizione di 25 metri implementando la legge AICC nel caso ideale (senza saturazione di alcuna grandezza)

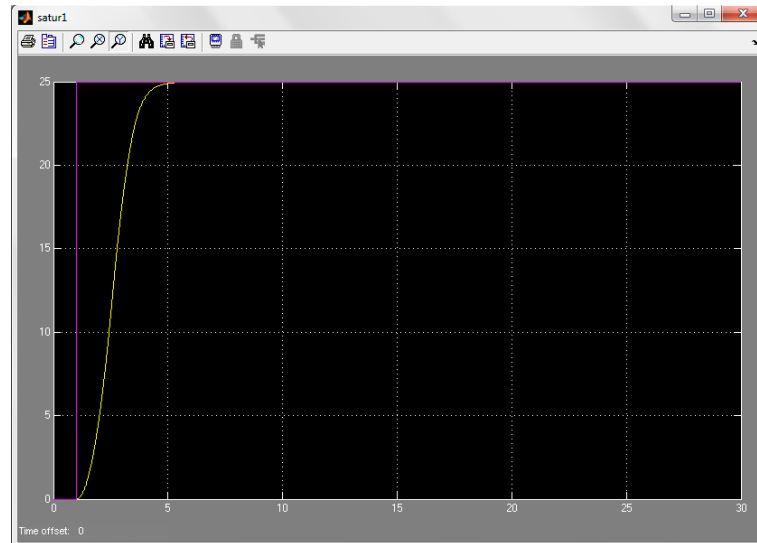


Figura 5.20: Simulazione in Simulink della risposta del sistema a un ingresso a gradino di posizione di 25 metri implementando la legge AICC nel caso reale (con saturazione di coppie motrici e frenanti)

5.4.3 Analisi dell'errore di distanziamento a regime

- Ingresso a gradino di posizione ($x_{i,rif} = \text{costante}$, $\dot{x}_{i,rif} = 0$)

Analizzando Figura 5.18, Figura 5.19 e Figura 5.20 si può osservare che l'errore di distanziamento a regime va ad annullarsi. Qui di seguito viene presentata la dimostrazione analitica che conferma i risultati di tali simulazioni.

Sostituendo nell'eq. (5.88) i valori caratteristici di un ingresso a gradino di posizione si ottiene:

$$\begin{aligned} x_{i,rif} = \text{costante}; \dot{x}_{i,rif} = 0 \Rightarrow \\ h_w \cdot \ddot{x}_i + (h_w \cdot \lambda + 1) \cdot \dot{x}_i + \lambda \cdot x_i = \lambda \cdot x_{i,rif} \end{aligned} \quad (5.94)$$

Il secondo membro di eq. (5.94) viene visto come una forzante.

La soluzione è la somma dell'integrale generale più l'integrale particolare.

$$x_i(t) = x_g(t) + x_p(t) \quad (5.95)$$

Si definisce come soluzione test per l'integrale generale:

$$x_g(t) = X \cdot e^{\alpha t}; \dot{x}_g(t) = \alpha \cdot X \cdot e^{\alpha t}; \ddot{x}_g(t) = \alpha^2 \cdot X \cdot e^{\alpha t} \quad (5.96)$$

Sostituendo la soluzione test e le sue derivate nell'equazione dell'omogenea associata di eq. (5.94) si ottiene:

$$[h_w \cdot \alpha^2 + (h_w \cdot \lambda + 1) \cdot \alpha + \lambda] \cdot X \cdot e^{\alpha \cdot t} = 0 \Rightarrow e^{\alpha \cdot t} > 0 \quad \forall \alpha \quad (5.97)$$

In cui si ha che $X=0$ è la soluzione banale, mentre la soluzione non banale è:

$$\begin{aligned} h_w \cdot \alpha^2 + (h_w \cdot \lambda + 1) \cdot \alpha + \lambda &= 0 \Rightarrow \\ (h_w \cdot \alpha + 1) \cdot (\alpha + \lambda) &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow \begin{cases} \alpha_1 = -\frac{1}{h_w} \\ \alpha_2 = -\lambda \end{cases} & \end{aligned} \quad (5.98)$$

Eseguendo il passaggio successivo, l'integrale generale risulta essere pari a (con X_1 ed X_2 da determinare tramite le condizioni iniziali):

$$x_g(t) = X_1 \cdot e^{\alpha_1 t} + X_2 \cdot e^{\alpha_2 t} \quad (5.99)$$

Si assume come soluzione test per l'integrale particolare:

$$x_p(t) = c ; \dot{x}_p(t) = 0 ; \ddot{x}_p(t) = 0 \quad (5.100)$$

In cui $c =$ costante in quanto la forzante è costante nel tempo; sostituendo la soluzione test nell'eq. (5.94) si ottiene:

$$\lambda \cdot c = \lambda \cdot x_{i,rif} \Rightarrow c = x_{i,rif} \quad (5.101)$$

Prendendo le eq. (5.99) e (5.101) e sostituendole all'interno dell'eq.(5.95), si ottiene:

$$x_i(t) = x_g(t) + x_p(t) = X_1 \cdot e^{\alpha_1 t} + X_2 \cdot e^{\alpha_2 t} + x_{i,rif} \quad (5.102)$$

Al fine di determinare l'errore di distanziamento di un veicolo dal suo predecessore a regime, si deve calcolare la derivata dell'eq.(5.102) rispetto al tempo.

$$\dot{x}_i(t) = X_1 \cdot \alpha_1 \cdot e^{\alpha_1 t} + X_2 \cdot \alpha_2 \cdot e^{\alpha_2 t} \quad (5.103)$$

Infine, l'errore a regime è determinabile con l'eq. (5.104):

$$\begin{aligned} \delta_{i,regime} &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (x_i - x_{i,rif} + h_w \cdot \dot{x}_i) = \\ \lim_{t \rightarrow +\infty} &\left(X_1 \cdot e^{-\infty} + X_2 \cdot e^{-\infty} + x_{i,rif} - x_{i,rif} + \right. \\ &\left. + h_w \cdot X_1 \cdot \alpha_1 \cdot e^{-\infty} + h_w \cdot X_2 \cdot \alpha_2 \cdot e^{-\infty} \right) = 0 \end{aligned} \quad (5.104)$$

- Ingresso a rampa di posizione ($x_{i,rif} = v \cdot t$; $\dot{x}_{i,rif} = \frac{d}{dt}(x_{i,rif}) = v$; $\ddot{x}_{i,rif} = 0$)

Riprendendo l'equazione (5.88) che descrive la legge di moto del sistema si effettuano i medesimi passaggi effettuati per l'ingresso a gradino di posizione, avendo in questo caso una forzante che ha l'andamento nel tempo di una retta con pendenza positiva.

La soluzione è la somma dell'integrale generale più l'integrale particolare. Come nel caso del riferimento a gradino l'integrale generale è espresso dall'eq.(5.99).

Si definisce come soluzione test per l'integrale particolare:

$$x_p(t) = c \cdot t; \dot{x}_p(t) = c; \ddot{x}_p(t) = 0 \quad (5.105)$$

Sostituendo nell'eq. (5.88) si ottiene:

$$\begin{aligned} (h_w \cdot \lambda + 1) \cdot c + \lambda \cdot c \cdot t &= v + \lambda \cdot v \cdot t \Rightarrow \\ [(h_w \cdot \lambda + 1) + \lambda \cdot t] \cdot c &= (1 + \lambda \cdot t) \cdot v \Rightarrow \\ \Rightarrow c &= v \cdot \frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} \end{aligned} \quad (5.106)$$

L'integrale particolare risulta quindi essere pari a:

$$x_p(t) = c \cdot t = \frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} \cdot v \cdot t \quad (5.107)$$

Inoltre, sostituendo i valori determinati con le eq.(5.99) e (5.107) all'interno dell'eq. (5.95) si ottiene:

$$x_i(t) = x_g(t) + x_p(t) = X_1 \cdot e^{\alpha_1 t} + X_2 \cdot e^{\alpha_2 t} + \frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} \cdot v \cdot t \quad (5.108)$$

Al fine della determinazione dell'errore di distanziamento di un veicolo dal suo predecessore a regime, si calcola la derivata rispetto al tempo dell'eq. (5.108).

$$\begin{aligned} \dot{x}_i(t) &= X_1 \cdot \alpha_1 \cdot e^{\alpha_1 t} + X_2 \cdot \alpha_2 \cdot e^{\alpha_2 t} + \frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} \cdot v + \\ &+ \frac{\lambda \cdot (1 + h_w \cdot \lambda + \lambda \cdot t) - (1 + \lambda \cdot t) \cdot \lambda}{(h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t)^2} \cdot v \cdot t \end{aligned} \quad (5.109)$$

Infine, l'errore a regime è determinabile tramite le seguenti equazioni:

$$\begin{aligned} \delta_{i,regime} &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (x_i - x_{i,rif} + h_w \cdot \dot{x}_i) = \\ &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (x_i - v \cdot t + h_w \cdot \dot{x}_i) = \\ &= \lim_{t \rightarrow +\infty} \left(\begin{aligned} &X_1 \cdot e^{\alpha_1 t} + X_2 \cdot e^{\alpha_2 t} + \frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} \cdot v \cdot t - v \cdot t - \\ &+ h_w \cdot X_1 \cdot \alpha_1 \cdot e^{\alpha_1 t} + h_w \cdot X_2 \cdot \alpha_2 \cdot e^{\alpha_2 t} + \\ &+ h_w \cdot \frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} \cdot v + \\ &+ h_w \cdot \frac{\lambda \cdot (1 + h_w \cdot \lambda + \lambda \cdot t) - (1 + \lambda \cdot t) \cdot \lambda}{(h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t)^2} \cdot v \cdot t \end{aligned} \right) \end{aligned} \quad (5.110)$$

Scomponendo il limite di eq. (5.110) si ottiene:

$$\begin{aligned} \delta_{i,regime} &= X_1 \cdot e^{-\infty} + X_2 \cdot e^{-\infty} + h_w \cdot X_1 \cdot \alpha_1 \cdot e^{-\infty} + h_w \cdot X_2 \cdot \alpha_2 \cdot e^{-\infty} + \\ &+ \lim_{t \rightarrow +\infty} \left(\begin{aligned} &\frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} \cdot v \cdot t - v \cdot t + \\ &h_w \cdot \frac{\lambda \cdot (1 + h_w \cdot \lambda + \lambda \cdot t) - (1 + \lambda \cdot t) \cdot \lambda}{(h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t)^2} \cdot v \cdot t \end{aligned} \right) + \\ &+ \lim_{t \rightarrow +\infty} \left(h_w \cdot \frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} \cdot v \right) \end{aligned} \quad (5.111)$$

$$\begin{aligned} \delta_{i,regime} &= 0 + \lim_{t \rightarrow +\infty} \left[v \cdot t \cdot \left(\begin{aligned} &\frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} - 1 + \\ &+ h_w \cdot \frac{\lambda \cdot (1 + h_w \cdot \lambda + \lambda \cdot t) - (1 + \lambda \cdot t) \cdot \lambda}{(h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t)^2} \end{aligned} \right) \right] + \\ &+ \lim_{t \rightarrow +\infty} \left(h_w \cdot \frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} \cdot v \right) = \frac{\infty}{\infty} \end{aligned} \quad (5.112)$$

Applicando il teorema di De L'Hopital sul secondo limite rimasto si ha:

$$\begin{aligned} \delta_{i,regime} &= \lim_{t \rightarrow +\infty} \left[v \cdot t \cdot \left(\frac{1 + \lambda \cdot t}{h_w \cdot \lambda + 1 + \lambda \cdot t} - 1 + \frac{\lambda^2 \cdot h_w^2}{(1 + h_w \cdot \lambda + \lambda \cdot t)^2} \right) \right] \\ &+ \lim_{t \rightarrow +\infty} \left(h_w \cdot \frac{\lambda}{\lambda} \cdot v \right) = \lim_{t \rightarrow +\infty} \left[\frac{v \cdot t \cdot (-\lambda \cdot h_w - \lambda^2 \cdot h_w \cdot t)}{(1 + h_w \cdot \lambda + \lambda \cdot t)^2} \right] + h_w \cdot v = \frac{\infty}{\infty} \end{aligned} \quad (5.113)$$

Applicando due volte il teorema di De L'Hopital sul limite si ottiene:

$$\lim_{t \rightarrow +\infty} [-h_w \cdot v] + h_w \cdot v = -h_w \cdot v + h_w \cdot v = 0 \quad (5.114)$$

5.4.4 Analisi della string stability

Per esaminare il problema della string stability ideale (senza considerare cioè i limiti imposti dal modello del veicolo) si valuta analiticamente la funzione di trasferimento tra l'errore di distanziamento di un veicolo e quello del suo predecessore. Per il veicolo i -esimo si ha:

$$h_w \cdot \ddot{x}_i = -\dot{\epsilon}_i - \lambda \cdot \delta_i \quad (5.115)$$

Mentre per il veicolo $(i-1)$ -esimo si ha:

$$h_w \cdot \ddot{x}_{i-1} = -\dot{\epsilon}_{i-1} - \lambda \cdot \delta_{i-1} \quad (5.116)$$

Sottraendo membro a membro l'eq.(5.116) alla (5.115) si ottiene:

$$h_w \cdot \ddot{\epsilon}_i = -\dot{\epsilon}_i - \lambda \cdot \delta_i + \dot{\epsilon}_{i-1} + \lambda \cdot \delta_{i-1} \quad (5.117)$$

Effettuando la sostituzione proposta in eq. (5.118) nell'eq. (5.117) si ottiene:(5.119).

$$\ddot{\delta}_i = \ddot{\epsilon}_i + h_w \cdot \frac{d}{dt} \ddot{x}_i \Rightarrow \ddot{\epsilon}_i = \ddot{\delta}_i - h_w \cdot \frac{d}{dt} \ddot{x}_i \quad (5.118)$$

$$h_w \cdot \ddot{\delta}_i - h_w^2 \cdot \frac{d}{dt} \ddot{x}_i = -\dot{\epsilon}_i - \lambda \cdot \delta_i + \dot{\epsilon}_{i-1} + \lambda \cdot \delta_{i-1} \quad (5.119)$$

Considerando nuovamente la legge di controllo si ha:

$$\ddot{x}_i = -\frac{\dot{\varepsilon}_i + \lambda \cdot \delta_i}{h_w} \Rightarrow \frac{d}{dt} \dot{x}_i = -\frac{\ddot{\varepsilon}_i + \lambda \cdot \dot{\delta}_i}{h_w} \quad (5.120)$$

Mettendo a questo punto in relazione tra loro le eq. (5.119) e (5.120) si ha (5.121).

$$h_w \cdot \ddot{\delta}_i + h_w \cdot \ddot{\varepsilon}_i + h_w \cdot \lambda \cdot \dot{\delta}_i = -\dot{\varepsilon}_i - \lambda \cdot \delta_i + \dot{\varepsilon}_{i-1} + \lambda \cdot \delta_{i-1} \quad (5.121)$$

Si ha inoltre che:

$$\dot{\delta}_i = \dot{\varepsilon}_i + h_w \cdot \ddot{x}_i \Rightarrow \dot{\varepsilon}_i = \dot{\delta}_i - h_w \cdot \ddot{x}_i \quad (5.122)$$

Mettendo in relazione le equazioni (5.121) e (5.122) si ottiene:

$$\begin{aligned} h_w \cdot \ddot{\delta}_i + h_w \cdot \ddot{\varepsilon}_i + h_w \cdot \lambda \cdot \dot{\delta}_i &= \\ = -\dot{\delta}_i + h_w \cdot \ddot{x}_i - \lambda \cdot \delta_i + \dot{\delta}_{i-1} - h_w \cdot \ddot{x}_{i-1} + \lambda \cdot \delta_{i-1} \end{aligned} \quad (5.123)$$

Considerando che $\ddot{\varepsilon}_i = \ddot{x}_i - \ddot{x}_{i-1}$ si ha infine:

$$\begin{aligned} h_w \cdot \ddot{\delta}_i + h_w \cdot \lambda \cdot \dot{\delta}_i &= -\dot{\delta}_i - \lambda \cdot \delta_i + \dot{\delta}_{i-1} + \lambda \cdot \delta_{i-1} \Rightarrow \\ \Rightarrow h_w \cdot \ddot{\delta}_i + (h_w \cdot \lambda + 1) \cdot \dot{\delta}_i + \lambda \cdot \delta_i &= \dot{\delta}_{i-1} + \lambda \cdot \delta_{i-1} \end{aligned} \quad (5.124)$$

Effettuando la trasformata di Laplace si ottiene la funzione di trasferimento desiderata:

$$\begin{aligned} \Rightarrow (h_w \cdot s^2 + (\lambda \cdot h_w + 1) \cdot s + \lambda) \cdot \hat{\delta}_i &= (s + \lambda) \cdot \hat{\delta}_{i-1} \Rightarrow \\ \Rightarrow G_\delta = \frac{\hat{\delta}_i(s)}{\hat{\delta}_{i-1}(s)} &= \frac{s + \lambda}{h_w \cdot s^2 + (\lambda \cdot h_w + 1) \cdot s + \lambda} = \\ \frac{s + \lambda}{(h_w \cdot s + 1) \cdot (s + \lambda)} &= \frac{1}{h_w \cdot s + 1} \end{aligned} \quad (5.125)$$

Come condizione necessaria alla string stability deve essere garantito che il modulo di G_δ sia minore o, nella peggiore delle ipotesi, uguale a 1. Questo implica che:

$$\left| \frac{\hat{\delta}_i(s)}{\hat{\delta}_{i-1}(s)} \right| \leq 1 \quad \forall \omega, \text{ con } s = i\omega; \quad (5.126)$$

$$\left| \frac{\hat{\delta}_i}{\hat{\delta}_{i-1}} \right| = \left| \frac{1}{h_w \cdot j \cdot \omega + 1} \right| = \sqrt{\frac{1^2}{h_w^2 \cdot \omega^2 + 1^2}} \leq 1 \Rightarrow \quad (5.127)$$

Che si può riscrivere come:

$$1 \leq h_w^2 \cdot \omega^2 + 1 \Rightarrow h_w^2 \cdot \omega^2 \geq 0 \quad (5.128)$$

La disequazione (5.128) è sempre vera, dunque per questa legge di controllo longitudinale del platooning è soddisfatta la condizione necessaria $G_\delta \leq 1$. Questa condizione è anche sufficiente, in quanto:

$$\max(G_\delta(j \cdot \omega)) = G_\delta(0) = 1 \quad (5.129)$$

Questo si può osservare nel diagramma del modulo della funzione di trasferimento G_δ riportati in Figura 5.21.

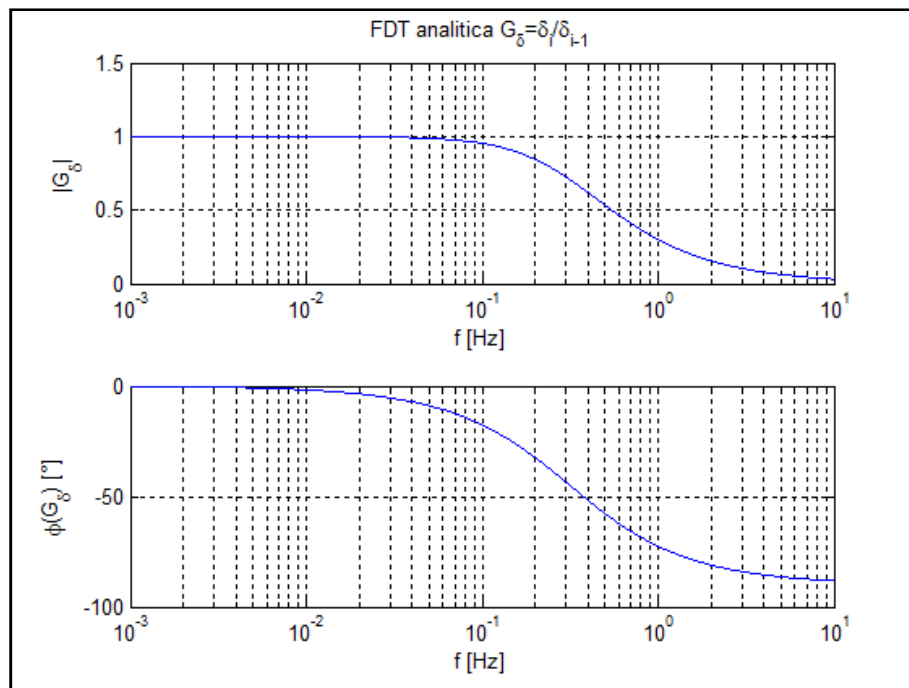


Figura 5.21: Modulo e fase della funzione di trasferimento ideale tra gli errori di distanziamento di due veicoli consecutivi per la legge di controllo AICC

Per verificare l'effetto delle saturazioni e non linearità presenti nel modello Matlab sulla funzione di trasferimento G_δ , si effettuano delle simulazioni con un platoon di 4 veicoli, fornendo al primo veicolo riferimenti di velocità con diversi

valori medi e diverse ampiezze. Questi riferimenti cosinusoidali variano nel dominio del tempo e della frequenza in modalità sweep up e sweep down.

Dai risultati delle simulazioni vengono stimate (tramite la funzione di Matlab “TFESTIMATE”) le funzioni di trasferimento tra gli errori di distanziamento dei veicoli componenti il platoon. Per un platoon di 4 veicoli ci sono tre funzioni di trasferimento da stimare con questo metodo: rispettivamente δ_2/δ_1 , δ_3/δ_2 , δ_4/δ_3 .

Si osserva però che la prima funzione di trasferimento non è significativa, in quanto il primo veicolo (il leader del platoon) deve seguire un riferimento che non ha limiti di saturazione delle coppie motrici o frenanti. Si andranno perciò a valutare le funzioni di trasferimento δ_3/δ_2 , mentre le δ_4/δ_3 verranno impiegate come verifica delle precedenti.

Per valutare le funzioni di trasferimento δ_3/δ_2 si confrontano i diagrammi di Bode delle stesse per i i parametri riportati in Tabella 5.10. I moduli delle funzioni di trasferimento stimate si confrontano tra loro solo in quei campi di frequenze per i quali la coerenza risulta essere maggiore o pari al 95%.

Tabella 5.10: Parametri utilizzati per la determinazione delle funzioni di trasferimento reali tra gli errori di distanziamento di due veicoli consecutivi per la legge AICC

Velocità media del riferimento	[60, 100] km/h
Ampiezza d'oscillazione del riferimento	\pm [5,10,] km/h
Distanza obiettivo tra veicoli ($L = L_v+d_0$)	5 m = 5 + 0 m

I diagrammi della funzione di trasferimento $\varepsilon_3/\varepsilon_2$, stimati per diversi valori medi ed ampiezze del riferimento, sono presentati in Figura 5.22 e Figura 5.23. Per chiarezza vengono mostrati solo i risultati delle prove in sweep up.

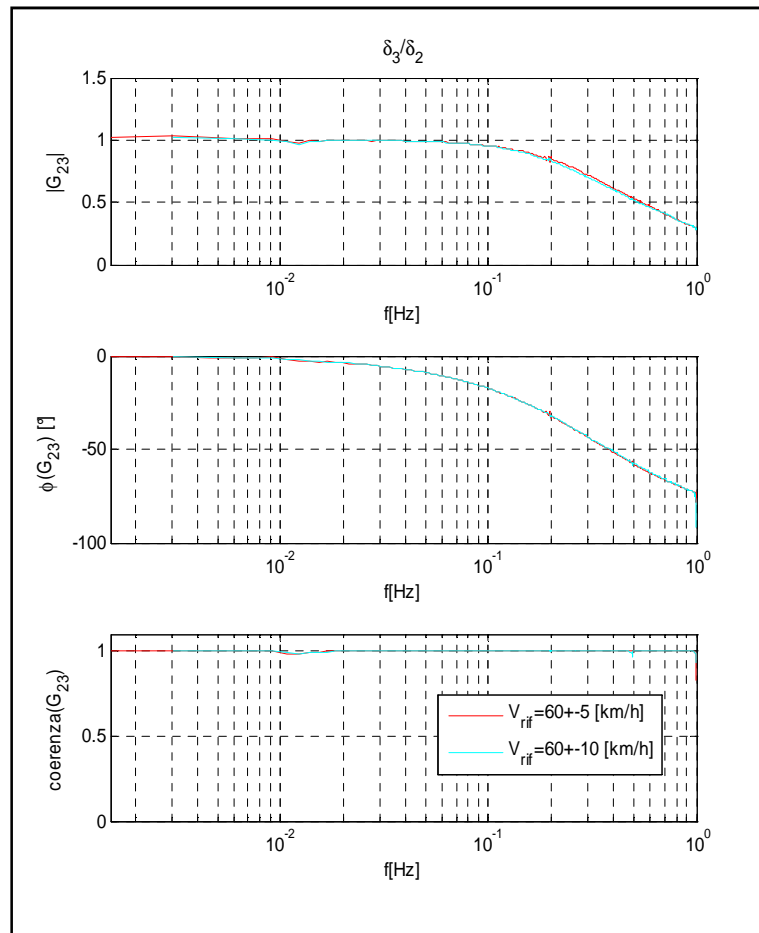


Figura 5.22: Diagramma di modulo, fase e coerenza delle funzioni di trasferimento reali stimate tra gli errori di distanziamento del terzo e del secondo veicolo di un platoon al variare dell'ampiezza di oscillazione del riferimento (velocità media dello stesso pari a 60 km/h) per la legge di controllo AICC

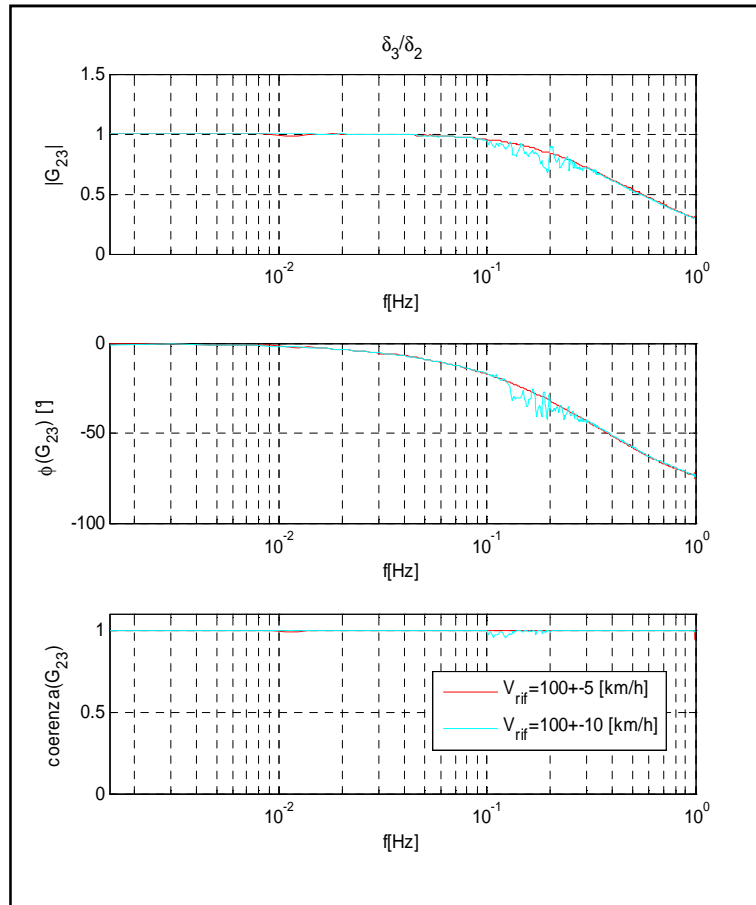


Figura 5.23: Diagramma di modulo, fase e coerenza delle funzioni di trasferimento reali stimate tra gli errori di distanziamento del terzo e del secondo veicolo di un platoon al variare dell'ampiezza di oscillazione del riferimento (velocità media dello stesso pari a 100 km/h) per la legge di controllo AICC

Osservando i diagrammi del modulo delle funzioni di trasferimento fra gli errori di distanziamento, riportati in Figura 5.22 e Figura 5.23, si può notare che:

- Per tutte e quattro le combinazioni di valore medio ed ampiezza d'oscillazione del riferimento cosinusoidale di velocità, a basse frequenze il modulo supera l'unità; questo comporta una perdita, seppur lieve, della proprietà di string stability rispetto al caso ideale;
- Con un riferimento di velocità di valor medio pari a 60 km/h, l'aumento dell'ampiezza d'oscillazione da 5 a 10 km/h non provoca variazioni sensibili nei grafici;
- Quando invece il valor medio di velocità imposto è di 100 km/h, aumentando l'ampiezza d'oscillazione da 5 a 10 km/h si ha un comportamento "seghettato" del diagramma del modulo in una banda di frequenze fra 0,1 e 0,3 Hz. Questo si nota anche dall'oscillazione della

coerenza in tale banda. Una spiegazione a questo fenomeno si può trovare nell'asimmetria della saturazione delle coppie motrice e frenante.

6 Prove di frenata in condizioni di aderenza variabile (μ -jump)

Dopo avere tarato i guadagni delle leggi di controllo considerate ed averne studiato le caratteristiche, occorre determinare per ognuna di esse il minimo distanziamento interveicolare complessivo L che permetta di operare il platooning in sicurezza (assenza di collisione tra i veicoli). Per la legge AICC, che opera con un distanziamento interveicolare variabile con la velocità del veicolo controllato, si tratta di determinare la componente fissa di tale distanziamento.

Il distanziamento deve essere il minimo possibile, compatibilmente con la sicurezza delle operazioni, per massimizzare i vantaggi offerti dal platooning di incremento della capacità stradale e di riduzione della resistenza aerodinamica all'avanzamento di veicoli (vedere Titolo 2.1 e Titolo 2.2)

Nel presente studio si è scelto di determinare il distanziamento interveicolare mediante una prova di frenata di emergenza che coinvolge due veicoli in formazione di platoon, a partire da una velocità elevata. Tale prova viene effettuata considerando molteplici condizioni di aderenza fra gli pneumatici e il fondo stradale.

In particolare viene considerata la condizione di μ -jump, che consiste nella variazione discontinua del coefficiente di aderenza pneumatico-strada lungo la via prova. Un possibile esempio reale di tale schema di aderenza è riscontrabile nella variabilità del tipo e delle condizioni di usura del fondo stradale: un caso potrebbe essere la presenza di tratti stradali alternati ad asfalto drenante e non drenante in condizioni climatiche di pioggia.

Per simulare questo effetto, il coefficiente di aderenza pneumatico-strada viene variato nelle prove con una data lunghezza d'onda $\lambda_{\mu-jump}$. Un esempio di tale comportamento dell'aderenza è mostrato in Figura 6.1.

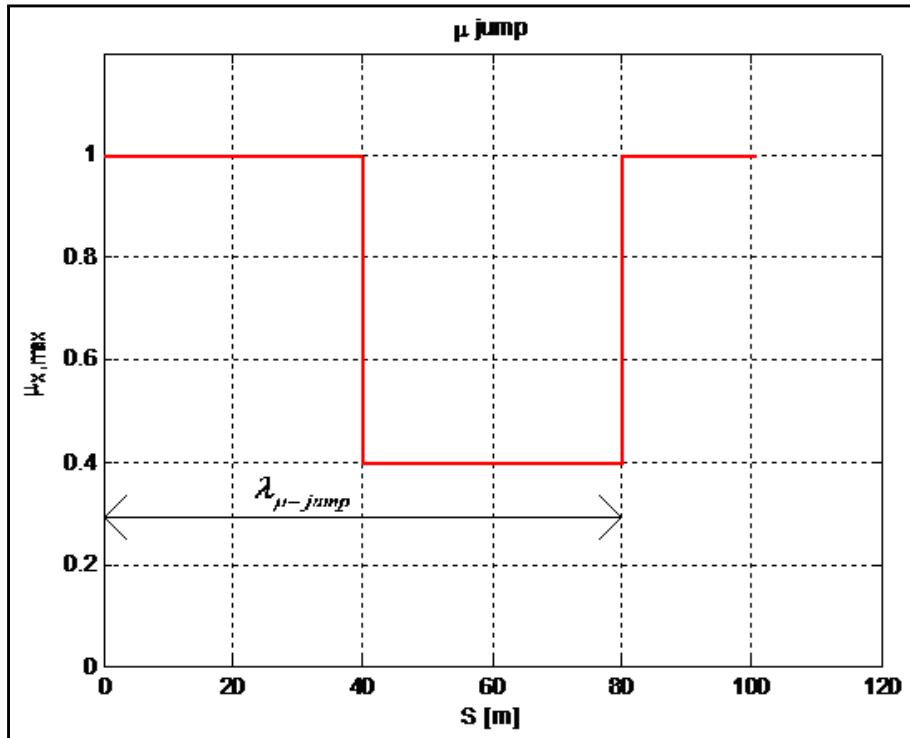


Figura 6.1: Variazione ad onda quadra del coefficiente di aderenza pneumatico-strada lungo la via di prova

Il distanziamento interveicolare obiettivo L è inteso misurato fra i paraurti anteriori del 1° e del 2° veicolo. Esso è dato dalla somma della lunghezza del 1° veicolo (L_v) e della distanza fra il paraurti posteriore del 1° veicolo ed il paraurti anteriore del 2° veicolo (d_0). Lo scopo delle prove di μ -jump è quindi quello di determinare la minima distanza interveicolare d_0 che non comporti collisioni veicolari durante la simulazione della frenata d'emergenza del platoon.

La notazione impiegata è sinteticamente esposta in Tabella 6.1.

Tabella 6.1: Notazione impiegata nell'esposizione delle prove di frenata in condizioni di μ -jump

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
μ_{alto}	Coefficiente d'attrito radente dinamico tra pneumatici e tratti di strada asciutta = 1; fonte: [45]	[-]
μ_{basso}	Coefficiente d'attrito radente dinamico tra pneumatici e tratti di strada bagnata= 0,4; fonte: [54]	[-]
L	Distanza interveicolare obiettivo = lunghezza veicolo + spazio aggiuntivo = $L_v + d_0$	[m]
L_v	Lunghezza veicoli (ipotesi che gli stessi abbiano tutti le medesime dimensioni) = 5	[m]
d_0	Distanza obiettivo fra i veicoli (distanza tra il paraurti posteriore del primo veicolo e il paraurti anteriore del secondo veicolo)	[m]
p_0	Sfasamento della posizione iniziale del secondo veicolo rispetto all'origine del μ -jump = $[0 ; 0,25 ; 0,5 ; 0,75] \cdot \lambda_{\mu-jump}$	[m]
Φ_0	Sfasamento adimensionale = $\frac{p_0}{\lambda_{\mu-jump}} = [0 ; 0,25 ; 0,5 ; 0,75]$	[-]
$\lambda_{\mu-jump}$	Lunghezza d'onda del μ jump	[m]

Diverse prove di frenata di emergenza vengono effettuate per diverse condizioni iniziali, date dalla combinazione di diversi valori di:

- lunghezza d'onda del μ -jump $\lambda_{\mu-jump}$ (lunghezza d'onda che contraddistingue la variazione del coefficiente d'attrito longitudinale tra pneumatici e manto stradale);
- distanza longitudinale iniziale d_0 (misurata tra il paraurti posteriore del primo veicolo e il paraurti anteriore del secondo veicolo);
- sfasamento p_0 della posizione iniziale del secondo veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ -jump.

Uno schema delle condizioni iniziali di prova è rappresentato in Figura 6.2, mentre lo stato iniziale dei veicoli è esposto in Tabella 6.2.

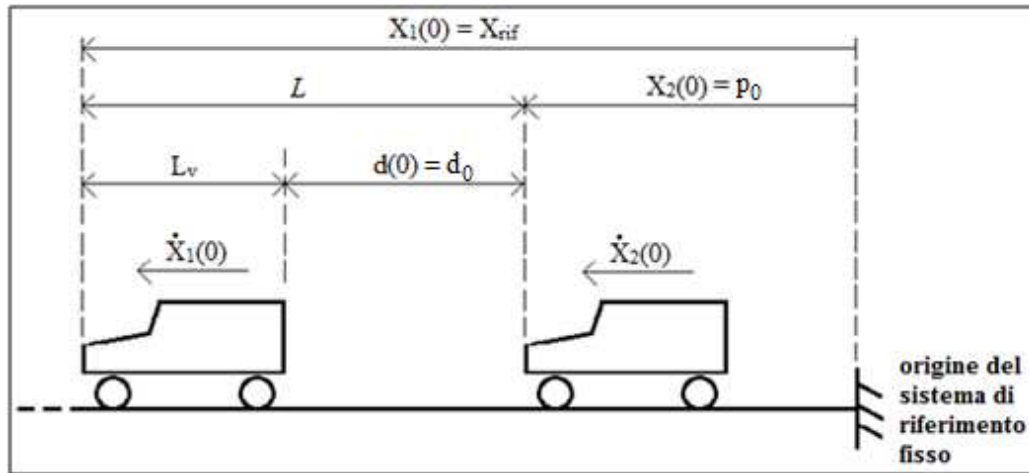


Figura 6.2: Platoon di due veicoli in condizioni di μ -jump all'istante temporale $t=0$

Tabella 6.2: Stato iniziale ($t=0$) dei veicoli impegnati nella simulazione di frenata in condizioni di μ -jump

Veicolo	Posizione	Velocità
1°	$L+p_0 = L_v+d_0+p_0$	120 km/h
2°	p_0	120 km/h

6.1 Risultati delle simulazioni

Nelle simulazioni, entrambi i veicoli hanno inizialmente un errore di distanziamento nullo e viaggiano a regime ad una velocità di 120 km/h. Il primo veicolo viene forzato a frenare repentinamente, il che induce a sua volta il secondo veicolo a frenare. Per ogni simulazione caratterizzata da diverse combinazioni di $\{\lambda_{\mu\text{-jump}}, d_0, p_0\}$, viene registrato il minimo valore assunto dalla distanza interveicolare $d_{12}(t)$ dall'istante temporale iniziale all'istante in cui entrambi i veicoli si sono arrestati. Questo valore è definito nell'eq. (6.1).

$$d_{12\min}(\lambda_{\mu\text{-jump}}, d_0, p_0) = \min(d_{12}(t)) \quad (6.1)$$

Per ogni combinazione di valori di $\lambda_{\mu\text{-jump}}$ e p_0 è quindi possibile ricavare una curva che rappresenta l'andamento di $d_{12\min}$ in funzione di d_0 . Essendo quattro gli sfasamenti iniziali p_0 considerati, per ogni valore di $\lambda_{\mu\text{-jump}}$ si ricavano quattro curve $d_{12\min} - d_0$. Un esempio è riportato in Figura 6.3.

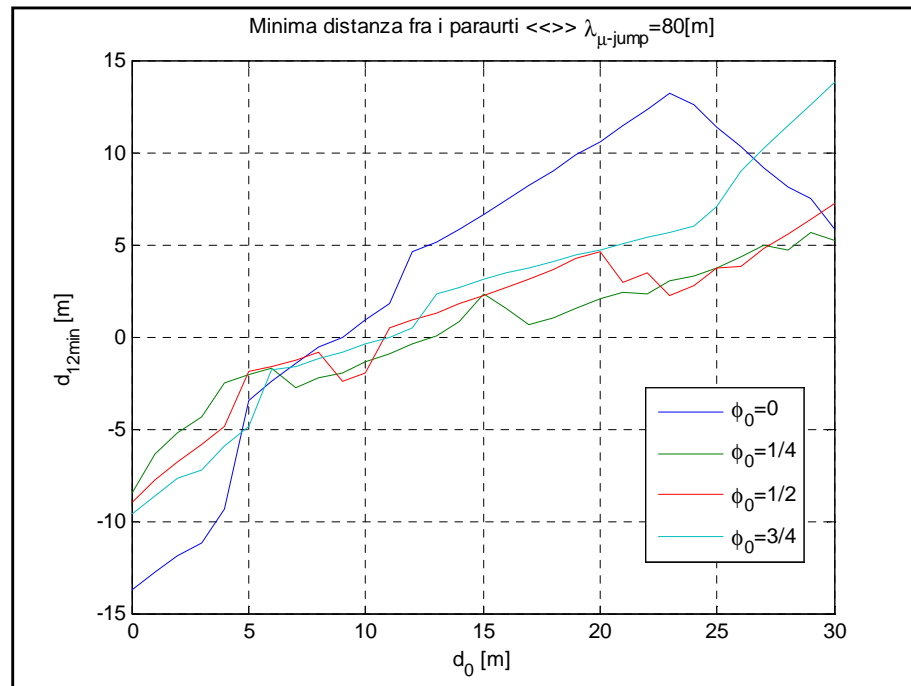


Figura 6.3: Curve $d_{12min} - d_0$ corrispondenti ai diversi valori di sfasamento iniziale adimensionale Φ_0 , con lunghezza d'onda del μ -jump pari ad 80 m

Fissato $\lambda_{\mu\text{-jump}}$, vengono poi calcolati rispetto a d_0 i valori minimi, medi e massimi di d_{12min} fra quelli riportati sulle quattro curve corrispondenti ai diversi sfasamenti iniziali p_0 .

Questo permette di ricavare tre ulteriori curve $d_{12min} - d_0$:

- curva dei valori medi;
- curva dei valori minimi;
- curva dei valori massimi.

Le tre curve appena citate, corrispondenti al caso di esempio di Figura 6.3, sono mostrate in Figura 6.4.

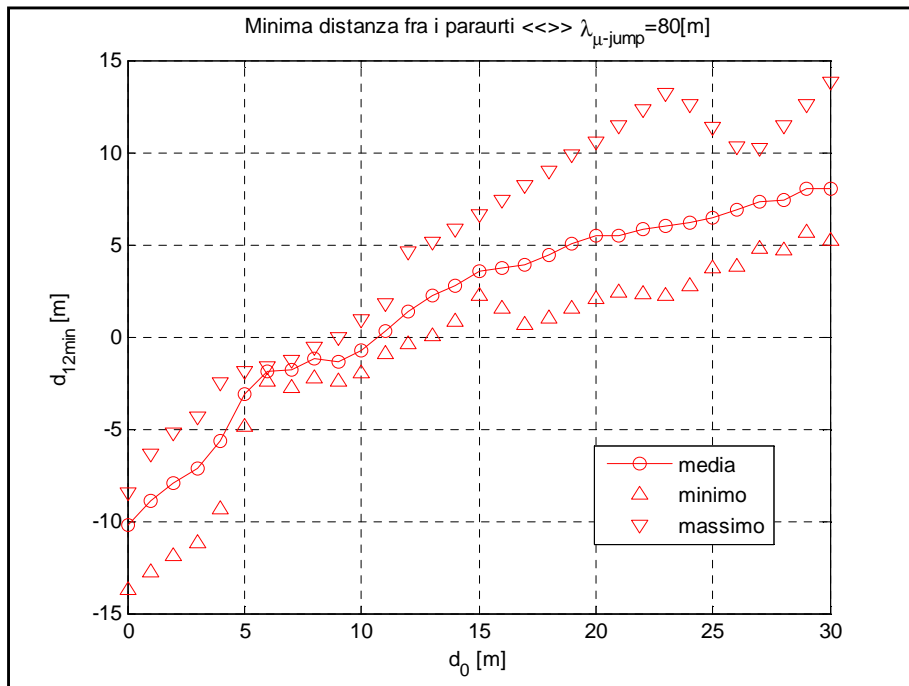


Figura 6.4: Curve $d_{12min} - d_0$ dei valori medi, minimi e massimi, calcolati sulla base dei diversi sfasamenti iniziali, corrispondenti a lunghezza d'onda del μ -jump pari ad 80 m

Su ognuna delle tre curve dei valori massimi, medi e minimi è a questo punto possibile, fissato $\lambda_{\mu-jump}$, ricavare il valore di d_0 minimo oltre il quale d_{12min} è sempre positivo, cioè non avvengono collisioni veicolari. Questi valori di d_0 vengono qui chiamati rispettivamente:

- curva dei valori massimi: d_0^I ;
- curva dei valori medi: d_0^{II} ;
- curva dei valori minimi: d_0^{III} ;

Dove si ha che:

$$d_0^I \leq d_0^{II} \leq d_0^{III} \quad (6.2)$$

d_0^{III} corrisponde alle condizioni iniziali peggiori per la sicurezza, e dunque è il più elevato tra i tre valori. Viceversa d_0^I è il più basso, perché corrisponde alle condizioni iniziali più favorevoli alla sicurezza.

È infine possibile raccogliere i valori di d_0^I , d_0^{II} , d_0^{III} calcolati per le diverse lunghezze d'onda del μ -jump ($\lambda_{\mu-jump}$).

In Figura 6.5 sono presentati i risultati delle simulazioni effettuate con la legge di controllo Autonoma (vedere Titolo 5.2). I due casi estremi di strada

completamente asciutta o completamente bagnata sono rispettivamente indicati con:

- Strada asciutta: $\lambda_{\mu\text{-jump}} = \text{'A'}$;
- Strada bagnata: $\lambda_{\mu\text{-jump}} = \text{'B'}$.

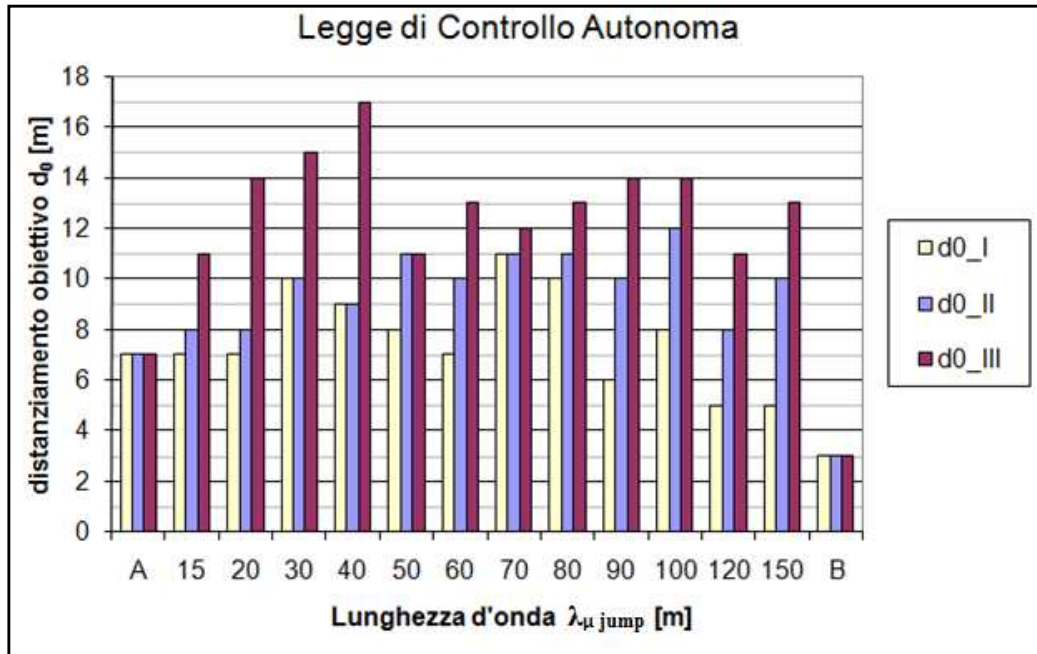


Figura 6.5: Risultati delle simulazioni di frenata in funzione della lunghezza d'onda del μ -jump ('A' = strada asciutta, 'B' = strada bagnata), con legge di controllo longitudinale autonoma

In Figura 6.5 è possibile osservare i picchi assunti dai valori di d_0^I , d_0^{II} , d_0^{III} rispetto alla lunghezza d'onda del μ -jump. Impiegando un approccio conservativo si sceglie il valore di d_0 che permette di far fronte alle condizioni peggiori, determinate dalla combinazione $\{\lambda_{\mu\text{-jump}}, d_0, p_0\}$. Questo significa scegliere il valore di picco di d_0^{III} , che nel caso della legge di controllo autonoma è pari a 17 m e si verifica per $\lambda_{\mu\text{-jump}} = 40$ m.

Questa scelta a favore della sicurezza è però penalizzante dal punto di vista delle prestazioni del platooning, in quanto ad una maggior distanza interveicolare corrisponde una minor capacità stradale e una minor riduzione della resistenza aerodinamica dei veicoli (vedere Titolo 2.1 e Titolo 2.2).

Accettando maggiori rischi si potrebbe fissare d_0 al valore di picco di d_0^{II} o di d_0^I , che sempre nel caso della legge di controllo autonoma valgono rispettivamente 12 m e 11 m. Soprattutto l'ultima scelta pare tuttavia troppo rischiosa, in quanto per determinate condizioni iniziali, date dalla combinazione

dei parametri $\{\lambda_{\mu\text{-jump}}, d_0, p_0\}$, porterebbe alla collisione veicolare durante le manovre di frenata d'emergenza del platoon.

In Figura 6.6 vengono invece mostrati i risultati delle simulazioni relative alla legge di controllo semi-autonoma (vedere Titolo 5.3).

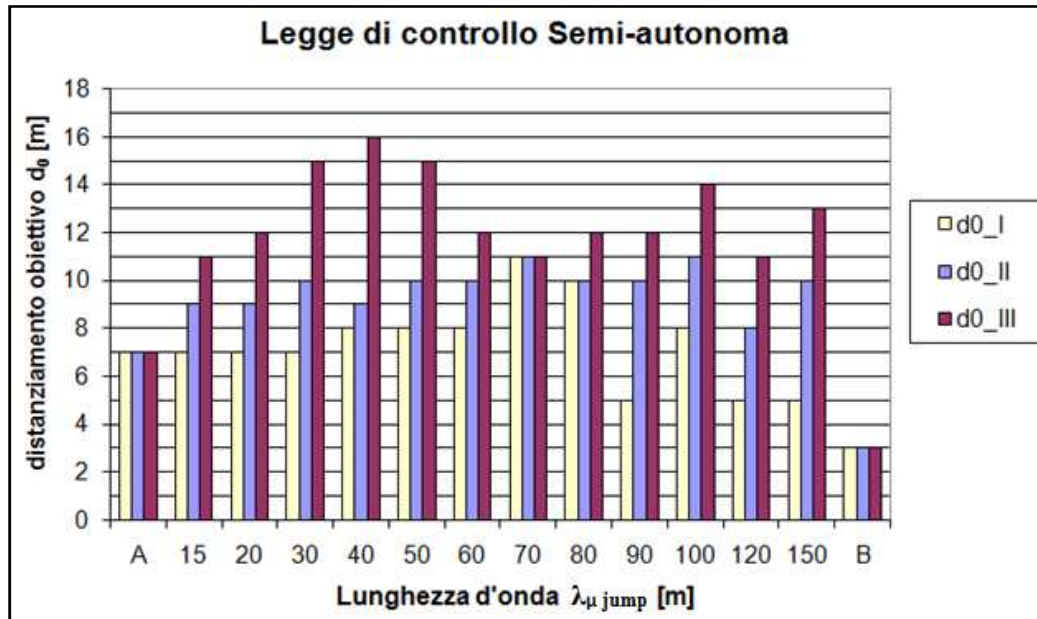


Figura 6.6: Risultati delle simulazioni di frenata in funzione della lunghezza d'onda del μ -jump ('A' = strada asciutta, 'B' = strada bagnata), con legge di controllo longitudinale semi-autonoma

Impiegando la legge di controllo semi-autonoma, come si può vedere in Figura 6.6, il valore di picco assunto da d_0^{III} nei confronti della lunghezza d'onda del μ -jump vale 16 m, e si verifica per $\lambda_{\mu\text{-jump}}$ pari a 40 m.

I valori di picco di d_0^I e d_0^{II} valgono invece entrambi 11 m.

In Figura 6.7 vengono infine mostrati i risultati relativi alla legge di controllo AICC (vedere Titolo 5.4).

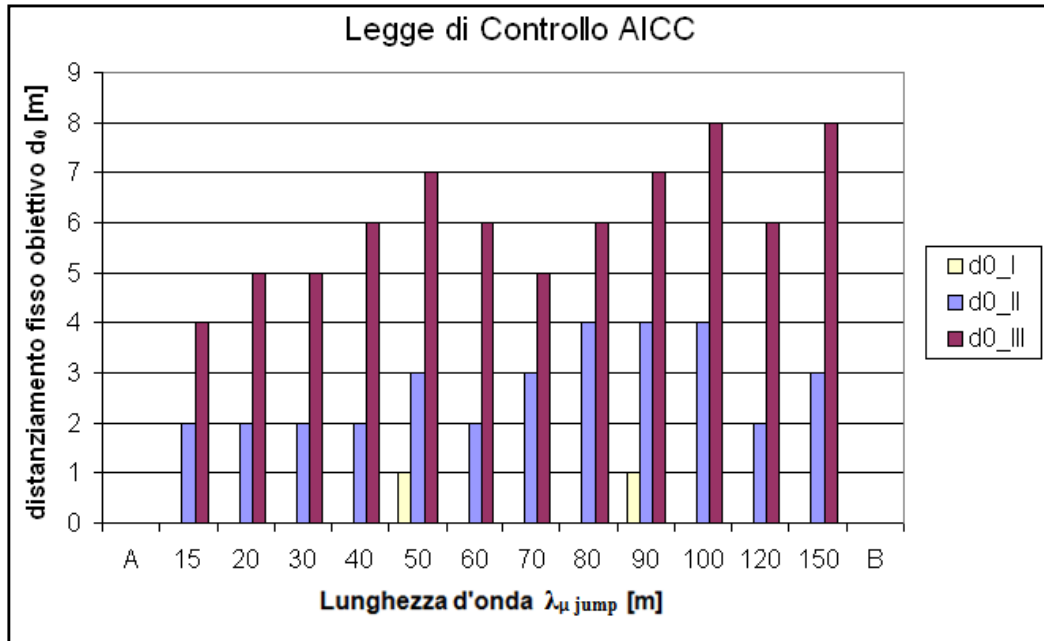


Figura 6.7: Risultati delle simulazioni di frenata in funzione della lunghezza d'onda del μ -jump ('A' = strada asciutta, 'B' = strada bagnata), con legge di controllo longitudinale AICC

È possibile osservare in Figura 6.7 che per la legge di controllo AICC il valore di picco di d_0^{III} , in base al quale si vuole stabilire la componente fissa del distanziamento interveicolare, è pari ad 8 m e corrisponde a lunghezze d'onda del μ -jump di 100 e 150 m.

I valori di picco di d_0^I e d_0^{II} valgono rispettivamente 1 e 4 m.

Si fissa dunque il valore di d_0 per ognuna delle tre leggi di controllo considerate, come espresso in eq. (6.3).

$$d_0 = \max(d_0^{III}(\lambda_{\mu\text{-jump}})) \quad (6.3)$$

È quindi possibile fissare il distanziamento obiettivo tra i paraurti anteriori di due veicoli consecutivi nel platoon. Questo valore, per le leggi di controllo autonoma e semi-autonoma, è costante ed espresso in eq. (6.4).

$$L = L_v + d_0 \quad (6.4)$$

Per la legge di controllo AICC, che impiega un distanziamento variabile con la velocità del veicolo controllato i -esimo, il distanziamento complessivo LL_i è espresso in eq. (6.5).

$$LL_i = L_v + d_0 + h_w \cdot \dot{x}_i \quad (6.5)$$

In Figura 6.8 è possibile osservare i valori dei distanziamenti interveicolari ricavati a diverse velocità per le tre leggi di controllo implementate.

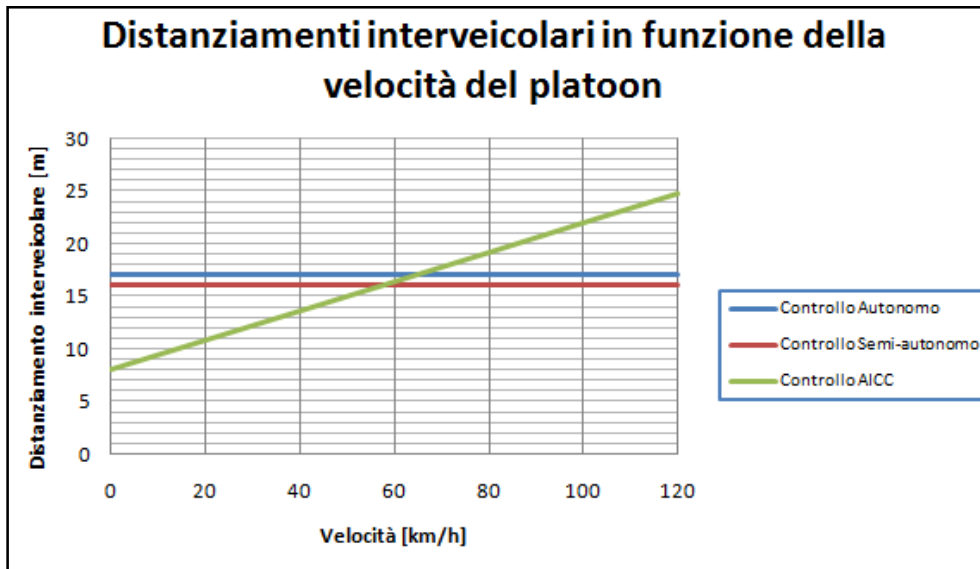


Figura 6.8: Distanziamenti interveicolari individuati per le tre leggi di controllo considerate, in funzione della velocità iniziale longitudinale del platoon

Osservando la Figura 6.8 si può affermare che per velocità inferiori a 50 km/h, implementando la legge di controllo AICC, i veicoli viaggiano ad una distanza longitudinale interveicolare inferiore rispetto a quelle richieste per le altre due leggi di controllo senza il pericolo di collisioni veicolari. In questo campo di velocità, quindi, implementando una legge di controllo longitudinale AICC, si riuscirebbe a massimizzare i benefici ricavabili dal platooning. A basse velocità, tuttavia, tali benefici sono scarsi e risultano più che bilanciati dalla maggior distanza interveicolare richiesta ad alte velocità. Infatti, per le velocità superiori a 50 km /h, le due leggi di controllo autonoma e semi-autonoma permetterebbero di distanziare i veicoli di un'entità inferiore rispetto a quella calcolata con la legge AICC.

A 120 km/h, i distanziamenti interveicolari sicuri (calcolati tra il paraurti posteriore del veicolo leader e il paraurti anteriore del veicolo follower) individuati dalle tre leggi di controllo sono riportati in Tabella 6.3.

Tabella 6.3: Distanziamenti interveicolari sicuri, individuati nelle prove di frenata d'emergenza in condizioni di μ -jump, per le tre leggi di controllo implementate a partire da una velocità iniziale del platoon pari a 120 km/h

Legge di controllo	Parte fissa del distanziamento interveicolare [m]	Parte variabile con la velocità del distanziamento interveicolare [m]	Distanziamento totale interveicolare [m]
Autonoma	17	-	17
Semiautonoma	16	-	16
AICC	8	$=0.5*33.33=16.67$	24.67

Dalla Tabella 6.3 si può osservare che a 120 km/h, il distanziamento interveicolare più basso (pari a 16 metri) si ottiene implementando la legge di controllo semi-autonoma. Assumendo che la lunghezza dei veicoli sia pari a 5 metri, questo distanziamento interveicolare permette d'ottenere un buon beneficio aerodinamico, il che comporta una riduzione dei consumi di carburante del platoon (vedere Sezione 2.1). Anche per la legge autonoma vale questa considerazione, mentre per la legge AICC, che stabilisce che il distanziamento interveicolare sicuro sia pari a quasi 5 volte la lunghezza dei veicoli, il beneficio derivante dalla diminuzione di resistenza aerodinamica che caratterizza il platoon sarebbe inferiore e quasi trascurabile.

È interessante verificare se tali risultati permettano effettivamente di evitare collisioni per velocità iniziali longitudinali del platoon inferiori a 120 km/h. Per tale scopo, è stato sviluppato un modello di veicolo semplificato per verificare i risultati del modello di veicolo a tre gradi di libertà; le nuove prove di frenata d'emergenza in condizioni di μ -jump sono state condotte per velocità longitudinali iniziali del platoon pari a 120 km/h e successivamente inferiori a questa.

6.2 Validazione dei risultati

Per poter analizzare, ma soprattutto validare, i risultati determinati con la prova di frenata d'emergenza nella sezione precedente, nella quale è stato utilizzato il modello di veicolo a tre gradi di libertà esposto nel Capitolo 4, è stato introdotto un ulteriore modello di veicolo, definito "modello di validazione".

L'obiettivo di tutto ciò è dimostrare che, implementando le tre leggi di controllo longitudinale esposte nel Capitolo 5 con il modello di validazione, il distanziamento interveicolare obiettivo, calcolato per una velocità longitudinale iniziale dei veicoli pari a 120 km/h, permetta di evitare fenomeni di collisioni veicolari durante il transitorio di frenata d'emergenza del platoon per tutte le possibili velocità iniziali inferiori a questa.

Nelle manovre d'emergenza proposte nella precedente sezione, i veicoli componenti il platoon effettuano numerose decelerazioni longitudinali arrivando al bloccaggio delle ruote, in quanto non dotati del sistema ABS (sistema esplicito nella Sezione 1.2). A partire da questa caratteristica, è stato sviluppato il nuovo modello di validazione nel quale i veicoli vengono schematizzati come corpi rigidi (vedere Sezione 6.2.1). Con il modello semplificato, per ogni legge di controllo longitudinale implementata, sono stati calcolati gli spazi di frenata dei veicoli e confrontati con quelli ricavati in precedenza con il modello di veicolo esplicito nel Capitolo 4 (modello a tre gradi di libertà). Successivamente, sono stati ricercati i distanziamenti interveicolari sicuri (distanziamenti che permettono di evitare fenomeni di collisioni veicolari durante i transitori di frenata d'emergenza) da interporre tra i veicoli a diverse velocità iniziali.

Ovviamente i due modelli di veicolo si comporteranno in maniera differente; tuttavia, se i risultati ottenuti dalle prove di simulazione delle frenate d'emergenza in condizioni di μ -jump saranno abbastanza paragonabili per i due modelli, vorrà significare che le ipotesi e le assunzioni adottate durante la definizione dei modelli di veicolo si possono ritenere razionali e affidabili.

6.2.1 Schematizzazione del veicolo come corpo rigido

Nelle operazioni di frenata d'emergenza del platoon costituito da modelli di veicolo a tre gradi di libertà, i veicoli arrivano al bloccaggio delle ruote. Per poter validare i risultati, viene introdotta una schematizzazione del veicolo come corpo rigido, il quale durante i transitori di frenata si comporta come una massa strisciante sul piano stradale su cui appoggia.

Il nuovo platoon costituito da due veicoli schematizzati come masse striscianti è raffigurato in Figura 6.9; i due corpi sono dotati della medesima massa sulla base dei dati dell'autovettura Alfa Romeo 159 1.8 JTS, già impiegati per il modello di veicolo a tre gradi di libertà.

Il manto stradale presenta condizioni variabili d'aderenza dovute all'alternanza di tratti ad alto coefficiente d'attrito e basso coefficiente d'attrito (come semplificazione si può assumere che i tratti stradali ad alto coefficiente d'attrito siano composti da asfalto asciutto, mentre quelli che offrono un basso coefficiente d'attrito siano costituiti da asfalto bagnato). La lunghezza di questi tratti è pari a metà della lunghezza d'onda del μ -jump ($\lambda/2$).

I due veicoli, all'istante iniziale, sono dotati della medesima velocità longitudinale e sono distanziati di un'entità pari al distanziamento obiettivo del platoon (questo significa che gli errori di distanziamento e di velocità del secondo veicolo sono nulli). Per poter paragonare i risultati forniti dai due modelli di veicolo sviluppati, è stata introdotta la resistenza aerodinamica anche in questa seconda schematizzazione di veicolo come corpo rigido.

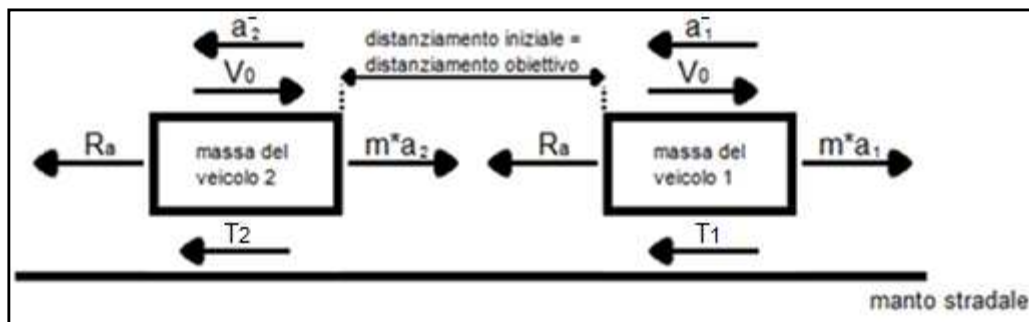


Figura 6.9: Modello di platoon costituito da due veicoli schematizzati come corpi rigidi striscianti sul piano su cui appoggiano, dotati della medesima velocità iniziale.

La simbologia impiegata in Figura 6.9 è riportata in Tabella 6.4.

Tabella 6.4: Simbologia impiegata nella schematizzazione del platoon costituito da due veicoli assunti come corpi rigidi

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
V_0	Velocità longitudinale iniziale dei veicoli	$[m/s]$
m	Massa dei due veicoli	$[kg]$
R_a	Resistenza aerodinamica	$[N]$
a_i^-	Decelerazione longitudinale del veicolo i-esimo	$[m/s^2]$
T_i	Forza scambiata tra massa i-esima e strada	$[N]$

I coefficienti d'attrito radente dinamico tra le masse striscianti e il manto stradale sono stati ricavati in questo modo:

- Si sono ricercati in letteratura i coefficienti d'attrito limite per il contatto pneumatici – manto stradale asciutto e bagnato. Per il primo caso si fa riferimento al coefficiente (pari a 1) fornito da Pacejka (vedere [45]), mentre per il secondo caso si fa riferimento al coefficiente (pari a 0,4) fornito da Guiggiani (vedere [54]);
- Per un determinato carico verticale (pari ad un quarto del peso del veicolo), analizzando la relazione fornita da Pacejka tra la forza longitudinale trasmissibile a terra da un pneumatico e lo scorrimento longitudinale che lo caratterizza, si determinano i fattori di correzione necessari per descriverne il comportamento in condizioni di bloccaggio (scorrimento longitudinale $|\chi| = 1$);
- La formula utilizzata per ricavare il nuovo coefficiente d'attrito in condizioni di bloccaggio, su strada asciutta, è esplicitata in eq. (6.6).

$$\mu_{alto,bloccaggio} = \frac{F_{x,\chi=1}}{F_{x,max}} \cdot \mu_{alto,max} \quad (6.6)$$

Il rapporto tra $\frac{F_{x,\chi=1}}{F_{x,max}}$ è possibile visionarlo in Figura 6.10, dove viene riportata la relazione tra la massima forza trasmissibile tra pneumatico e fondo stradale asciutto e lo scorrimento longitudinale del pneumatico stesso.

Analogamente, si può calcolare il coefficiente d'attrito radente dinamico tra pneumatico e manto stradale bagnato. In Figura 6.11 è possibile osservare la relazione tra la massima forza trasmissibile a terra tra pneumatico e fondo stradale bagnato per diversi valori assumibili dallo scorrimento longitudinale del pneumatico.

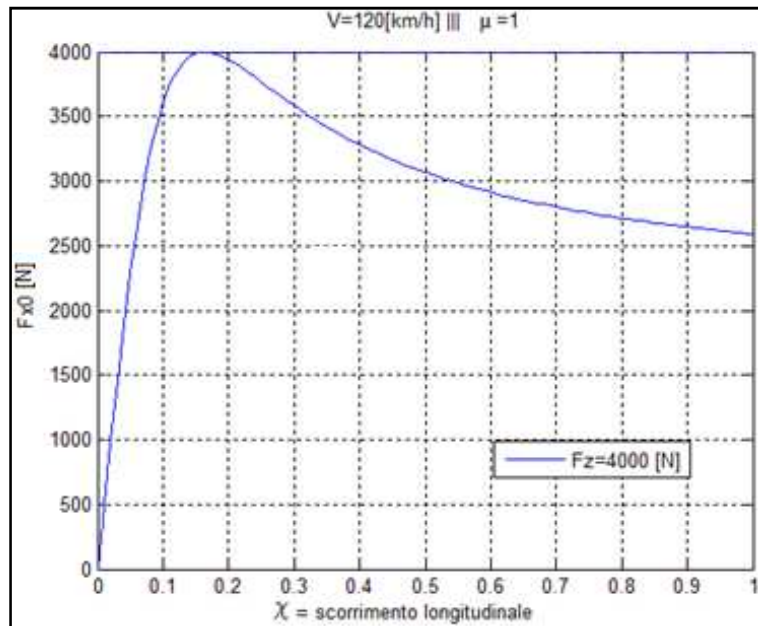


Figura 6.10: Relazione tra forza longitudinale scambiata tra pneumatico e manto stradale asciutto e scorrimento longitudinale dello pneumatico stesso.

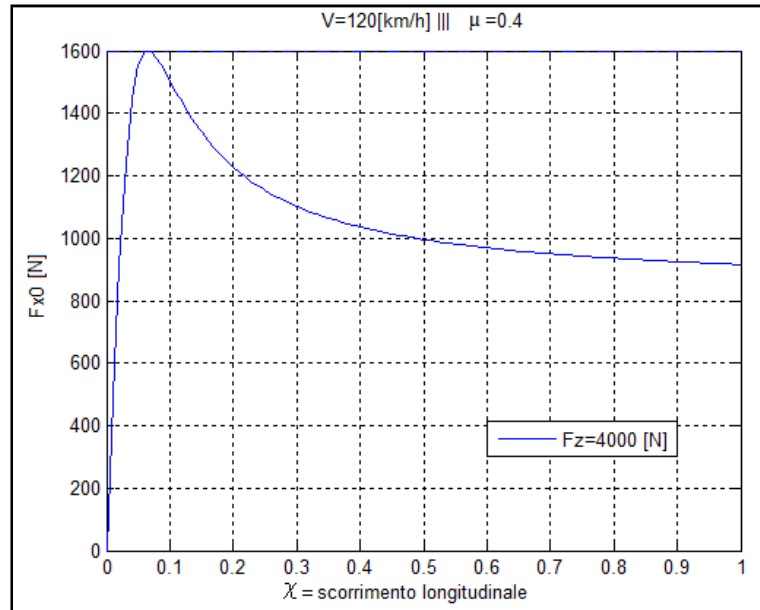


Figura 6.11: Relazione tra forza longitudinale scambiata tra pneumatico e manto stradale bagnato e scorrimento longitudinale dello pneumatico stesso.

Come per il caso del modello a tre gradi di libertà, vengono effettuate diverse prove di frenata di emergenza per diverse condizioni iniziali, date dalla combinazione di diversi valori di:

- lunghezza d'onda del μ -jump $\lambda_{\mu\text{-jump}}$;
- distanza longitudinale iniziale d_0 fra primo e secondo veicolo;
- sfasamento p_0 della posizione iniziale dei veicoli rispetto all'origine dell'onda quadra del μ -jump.

Un esempio di una possibile configurazione del platoon all'istante temporale iniziale del transitorio di frenata d'emergenza è visionabile in Figura 6.12.

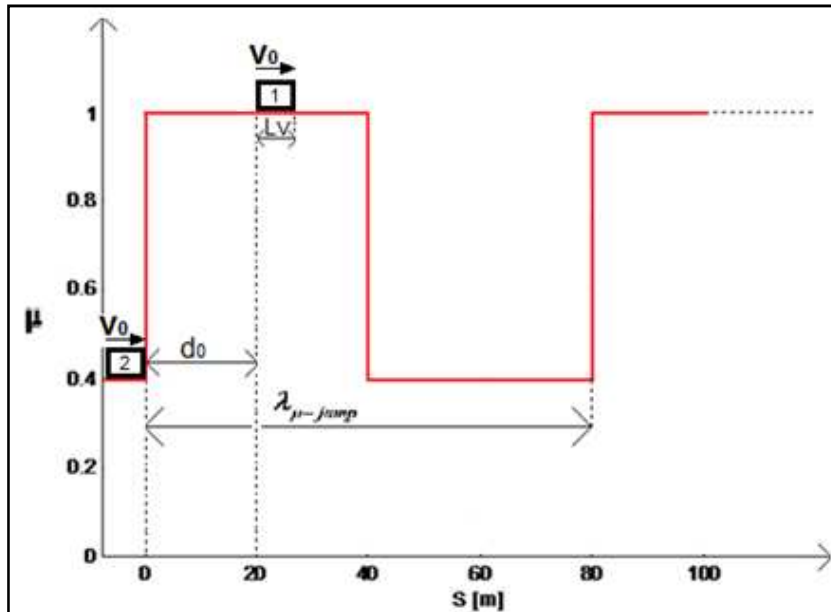


Figura 6.12: Esempio di una particolare condizione di inizio frenata del platoon costituito da corpi rigidi: $\lambda_{\mu\text{-jump}}$ pari a 80 [m], sfasamento iniziale del secondo veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ -jump pari a 0, distanziamento iniziale interveicolare pari a 20 [m].

Al veicolo Leader del platoon (veicolo 1 di Figura 6.12) è richiesto di frenare nel minor spazio possibile sfruttando tutta l'aderenza disponibile sul manto stradale in condizioni di bloccaggio degli pneumatici; questo spazio di frenata è funzione della percentuale di strada ad alto coefficiente d'attrito che incontra il veicolo e la proporzionalità tra le due grandezze è inversa: maggiore è questa percentuale e minore è lo spazio di frenata del veicolo (si può osservare questa relazione in Figura 6.15, Figura 6.16 e Figura 6.17).

Inoltre, lo spazio di frenata e la percentuale di strada ad alto coefficiente d'attrito incontrata durante il transitorio di frenata sono funzione della lunghezza d'onda del μ jump e dello sfasamento del veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ jump.

Per definire lo sfasamento del primo veicolo si procede in questo modo:

- Si calcola il distanziamento esistente all'istante temporale iniziale tra il paraurti anteriore del veicolo e l'origine dell'onda quadra del μ jump;
- Si calcola il rapporto tra il distanziamento precedentemente individuato e la lunghezza d'onda del μ jump.

La relazione esistente tra lo spazio di frenata del primo veicolo e lo sfasamento iniziale di questo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ jump, al variare di λ , è visionabile in Figura 6.13.

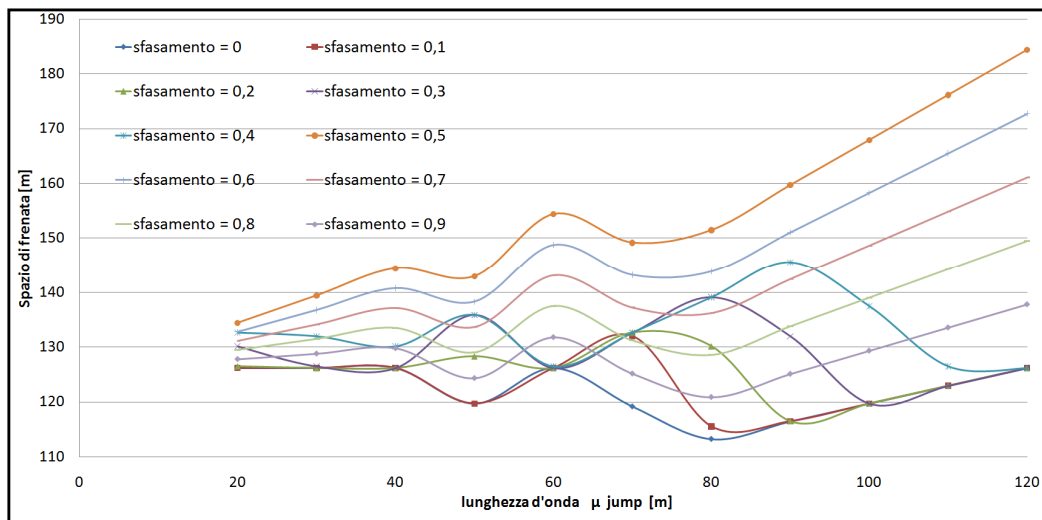


Figura 6.13: Relazione tra spazio di frenata del primo veicolo e lo sfasamento dello stesso rispetto all'origine dell'onda quadra del μ jump, al variare della lunghezza d'onda λ , per una velocità iniziale pari a 120 km/h

Da Figura 6.13 si può notare che i massimi spazi di frenata si ottengono per sfasamento pari a 0,5. Questa particolare configurazione si ottiene quando il veicolo si trova, nell'istante temporale iniziale, all'inizio del tratto stradale che offre un basso coefficiente d'attrito. Questa particolare condizione di partenza massimizza lo spazio di frenata del primo veicolo.

La decelerazione che può avere il primo veicolo è la massima possibile, in condizioni di bloccaggio degli pneumatici, ad ogni istante temporale. Questa, in condizioni di μ jump, è variabile, e precisamente segue l'andamento mostrato dal coefficiente d'attrito radente dinamico offerto dal terreno.

La relazione che lega la percentuale di strada ad alto coefficiente d'attrito incontrata durante il transitorio di frenata all'entità della lunghezza d'onda del μ jump è mostrata in Figura 6.14. È possibile inoltre valutare questa relazione al variare dello sfasamento iniziale del veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ jump sempre in Figura 6.14.

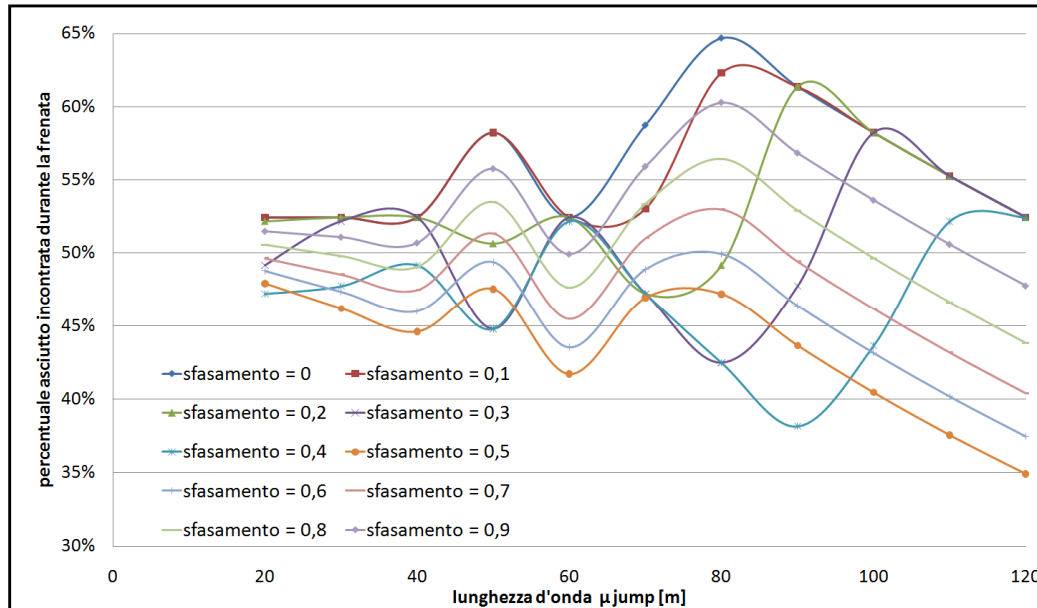


Figura 6.14: Percentuale di strada ad alto coefficiente d’attrito incontrata dal veicolo durante il transitorio di frenata in funzione della lunghezza d’onda del μ jump, al variare della posizione iniziale del veicolo rispetto all’origine dell’onda quadra del μ jump per una velocità iniziale pari a 120 km/h

Lo spazio di frenata del secondo veicolo è controllato dalla legge di controllo longitudinale implementata. Durante il transitorio di frenata, le leggi di controllo hanno l’obiettivo di mantenere inalterato il distanziamento interveicolare presente all’istante iniziale. Questo compito è reso difficoltoso dalla variabilità spaziale del coefficiente d’attrito radente dinamico disponibile sul manto stradale.

Per governare il moto longitudinale del secondo veicolo si utilizzano le tre leggi di controllo precedentemente analizzate e tarate con le prove proposte nel Capitolo 5.

Il modello del veicolo a massa strisciante viene quindi impiegato per analizzare i risultati ottenuti dalla prova di μ jump sul modello del veicolo a tre gradi di libertà. Qui di seguito, sono riportati i grafici relativi agli spazi di frenata del primo veicolo in funzione della percentuale di strada ad alto coefficiente d’attrito incontrata durante il transitorio di frenata per entrambi i modelli realizzati. Questi spazi di frenata del veicolo leader sono indipendenti dalle leggi di controllo longitudinale del platoon implementate, in quanto queste governano il moto longitudinale del secondo veicolo.

In Figura 6.15 viene presentato tale diagramma ricavato col modello a tre gradi di libertà per una velocità iniziale longitudinale del veicolo pari a 120 km/h.

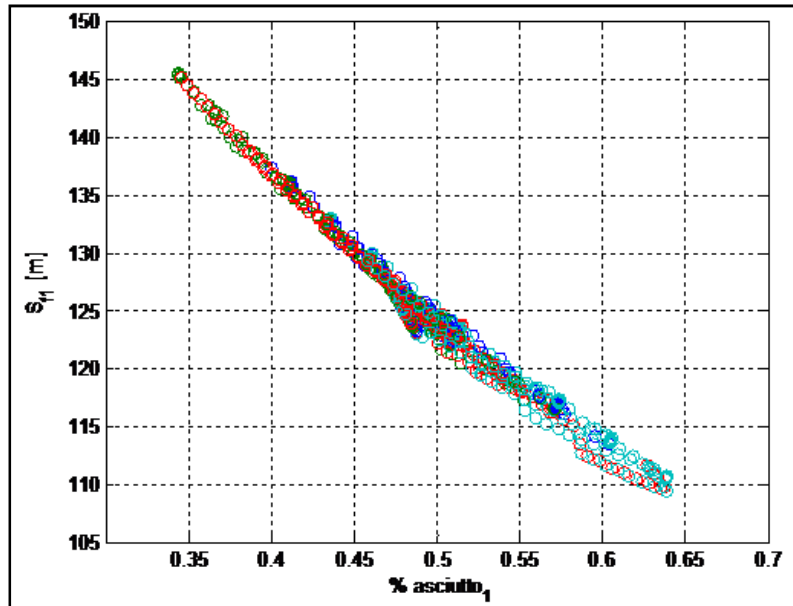


Figura 6.15: Grafico che mostra la relazione tra lo spazio di frenata del veicolo leader e la percentuale di strada ad alto coefficiente d'attrito incontrata durante il transitorio di frenata per una velocità iniziale pari a 120 km/h per un modello di veicolo a tre gradi di libertà

Il diagramma Spazio di frenata – percentuale strada asciutta, relativo al primo veicolo per il modello a massa strisciante, è mostrato in Figura 6.16 per una velocità iniziale longitudinale pari a 120 km/h, ed in Figura 6.17 per una velocità iniziale longitudinale pari a 100 km/h.

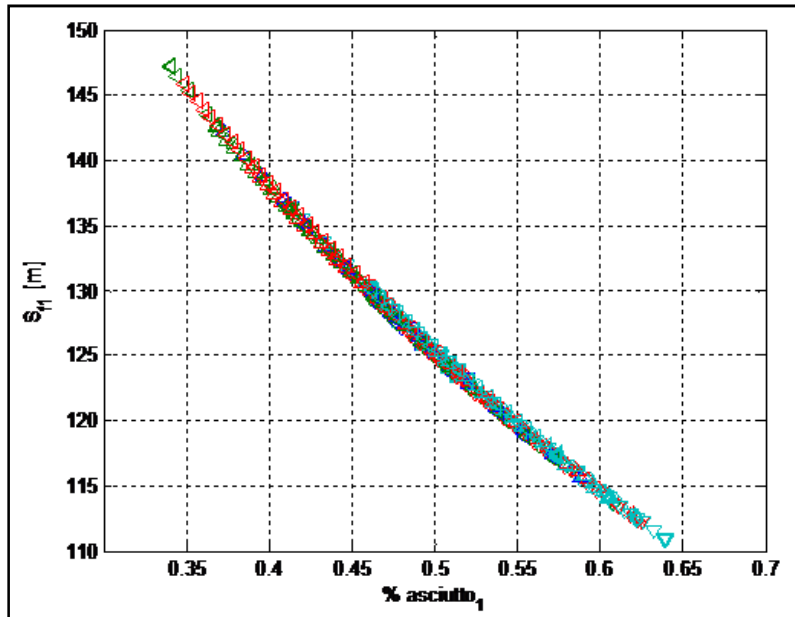


Figura 6.16: Grafico che mostra la relazione tra lo spazio di frenata del veicolo leader e la percentuale di strada ad alto coefficiente d'attrito incontrata durante il transitorio di frenata per una velocità iniziale pari a 120 km/h per un modello di veicolo a massa strisciante

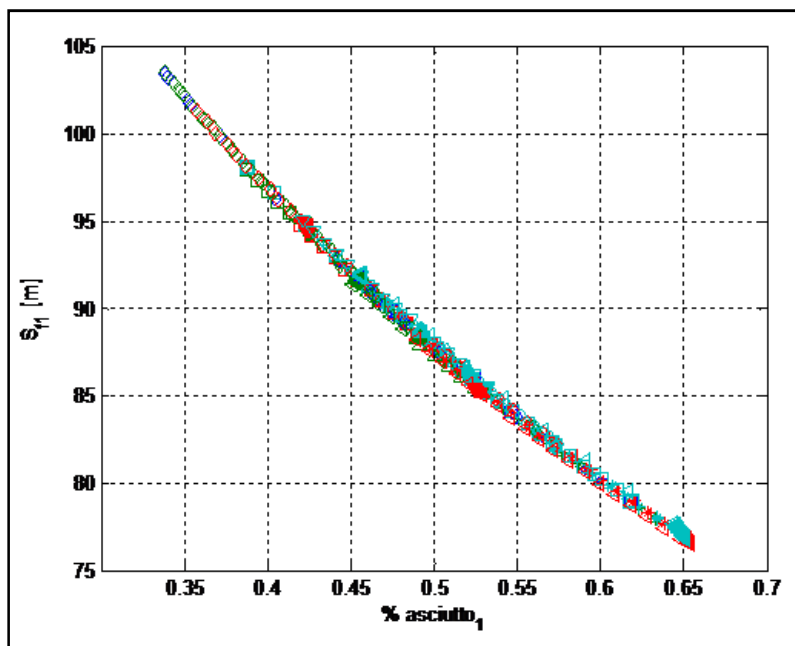


Figura 6.17: Grafico che mostra la relazione tra lo spazio di frenata del veicolo leader e la percentuale di strada ad alto coefficiente d'attrito incontrata durante il transitorio di frenata per una velocità iniziale pari a 100 km/h per un modello di veicolo a massa strisciante

Analizzando i grafici riportati in Figura 6.15 e Figura 6.16, si può notare che nel caso del modello del veicolo a massa strisciante, lo spazio di frenata risulta essere leggermente maggiore, di circa un punto percentuale.

Questa differenza è spiegabile analizzando le dinamiche di frenata del primo veicolo per entrambi i modelli.

Nel modello a tre gradi di libertà, il primo veicolo frena repentinamente e gli pneumatici arrivano velocemente alla condizione di totale bloccaggio, ma esiste un transitorio temporale, seppur breve, durante il quale lo slittamento longitudinale del pneumatico aumenta progressivamente da 0 fino a 1. Analizzando la curva di Pacejka riportata in Figura 6.10 si può osservare che, per $0.06 < |\chi| < 0.95$ la forza massima longitudinale scambiabile tra pneumatico e manto stradale risulta essere maggiore rispetto a quella ottenibile per $|\chi|=1$.

Per il modello a masse striscianti, non esiste questo transitorio temporale: dall'istante iniziale della frenata le ruote sono in condizioni di bloccaggio e $|\chi|$ vale sempre 1; non si presenta quindi la possibilità di scaricare a terra una forza longitudinale maggiore rispetto a quella ottenibile con $|\chi| = 1$, e lo spazio di frenata risulta quindi leggermente maggiore rispetto al caso precedente.

Da questa considerazione, che può essere estesa anche al secondo veicolo, ci si attende che, implementando le tre leggi di controllo longitudinale durante le prove di frenata d'emergenza, in condizioni di μ jump, per il modello del veicolo a massa strisciante, i distanziamenti interveicolari obiettivo sicuri siano leggermente maggiori rispetto a quelli trovati in sezione 6.1.

Confrontando i grafici di Figura 6.16 e Figura 6.17 si può infine notare che al diminuire della velocità longitudinale iniziale del primo veicolo, i suoi spazi di frenata diminuiscono.

Nelle sottosezioni seguenti, per ognuna delle tre leggi di controllo longitudinale del platoon implementate, vengono mostrati i risultati delle simulazioni impieganti il modello di veicolo a masse striscianti. Il distanziamento interveicolare "sicuro" viene ricavato a partire da una velocità longitudinale pari a 120 km/h per essere confrontato con quello ottenuto in Sezione 6.1. Le prove vengono successivamente ripetute per velocità iniziali inferiori, al fine di verificare che il distanziamento sicuro corrispondente sia inferiore a quello individuato per la velocità iniziale del platoon pari a 120 km/h.

6.2.2 Legge Autonoma

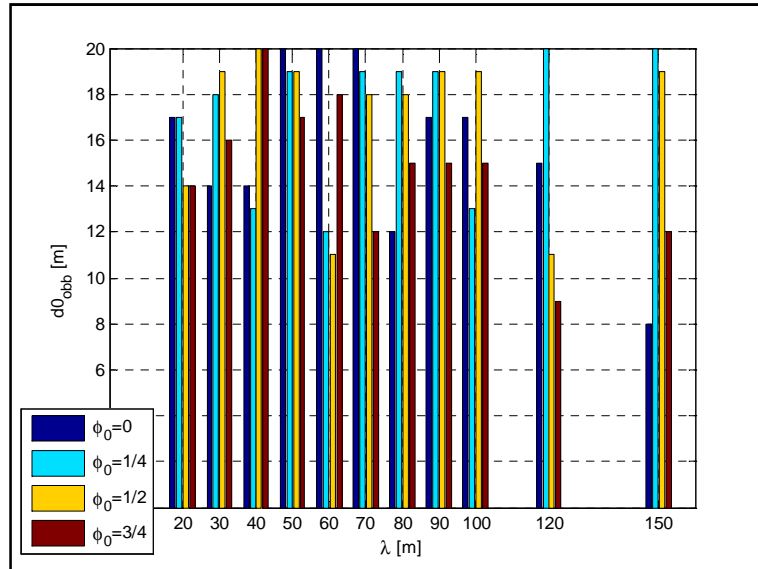


Figura 6.18: distanziamento interveicolare obiettivo sicuro individuato dalle prove di μ jump sul modello a masse striscianti per la legge di controllo autonoma, al variare dello sfasamento del secondo veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ jump per una velocità iniziale pari a 120 km/h

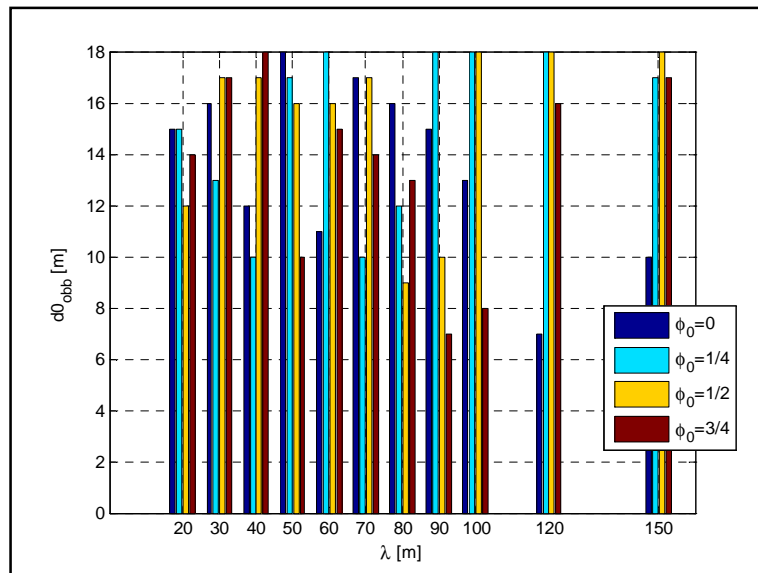


Figura 6.19: distanziamento interveicolare obiettivo sicuro individuato dalle prove di μ jump sul modello a masse striscianti per la legge di controllo autonoma, al variare dello sfasamento del secondo veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ jump per una velocità iniziale pari a 100 km/h

Analizzando Figura 6.18 e Figura 6.19, si possono osservare i picchi assunti dai valori del distanziamento interveicolare obiettivo rispetto alla lunghezza d'onda del μ -jump per diverse velocità iniziali del platoon. Il massimo di questi picchi, nel caso della legge di controllo Autonoma, è pari a 20 metri per una velocità iniziale di 120 km/h, e pari a 18 m nel caso di una velocità longitudinale iniziale pari a 100 km/h. Questi valori sono leggermente superiori al massimo distanziamento obiettivo individuato, per la medesima legge, sul modello del veicolo a tre gradi di libertà, che è pari a 17 m (vedere Figura 6.5). Ricordando che lo spazio di frenata del veicolo leader del platoon è leggermente maggiore in questa nuova configurazione del modello del veicolo, si accetta il fatto che il distanziamento interveicolare obiettivo possa aumentare di una piccola quantità. È necessario inoltre considerare che col modello a tre gradi di libertà gli spazi di frenata del secondo veicolo possono risultare inferiori, a parità di condizioni iniziali, poiché quando il comando di frenata non ha ancora portato le ruote al bloccaggio completo ($|\chi| = 1$), si può avere una maggiore forza longitudinale scambiabile tra pneumatici e strada (vedere la relazione di Pacejka in Figura 6.10).

Il vettore dei possibili distanzamenti veicolari iniziali provato in Matlab è caratterizzato da un passo pari a 1 metro; per questo, la risoluzione dei distanzamenti interveicolari obiettivo riportati nei grafici di questa sotto-sezione risulta essere pari anch'essa a 1 metro.

6.2.3 Legge Semi-autonoma

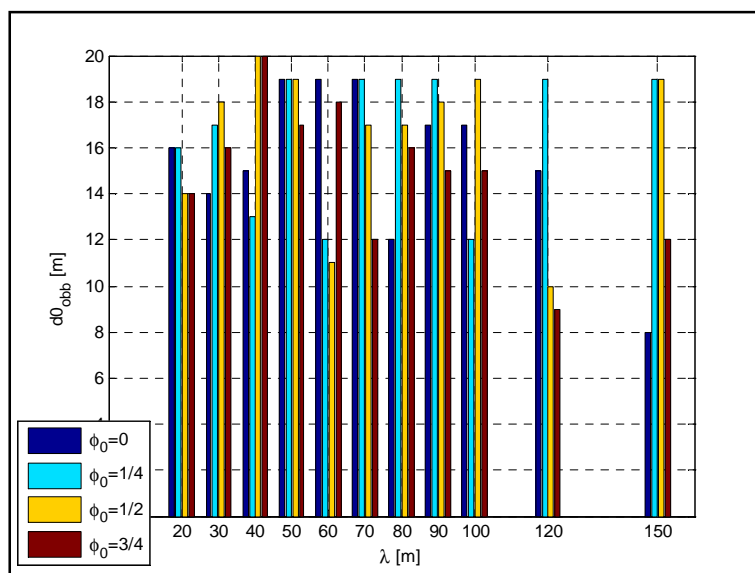


Figura 6.20: distanziamento interveicolare obiettivo sicuro individuato dalle prove di μ jump sul modello a masse striscianti per la legge di controllo semiautonomo, al variare

dello sfasamento del secondo veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ jump per una velocità iniziale pari a 120 km/h

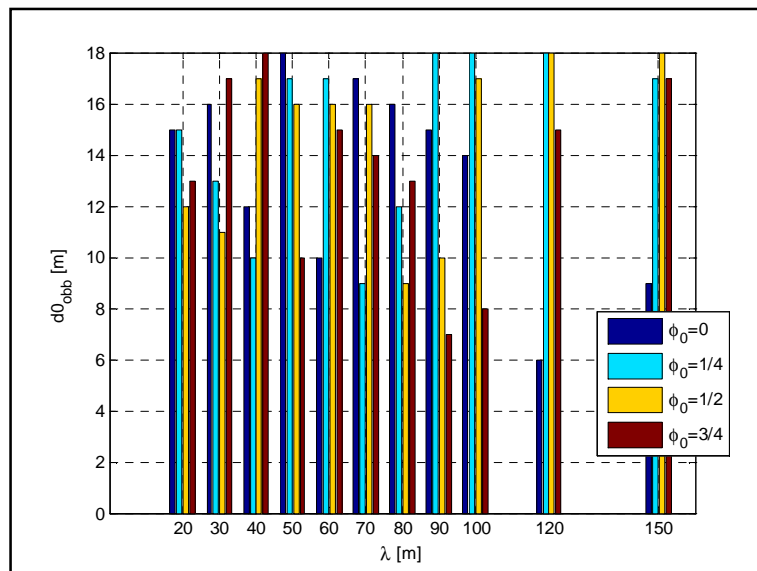


Figura 6.21: distanziamento interveicolare obiettivo sicuro individuato dalle prove di μ jump sul modello a masse striscianti per la legge di controllo semiautonomo, al variare dello sfasamento del secondo veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ jump per una velocità iniziale pari a 100 km/h

Confrontando i grafici riportati in Figura 6.20 e in Figura 6.21, si può osservare che, nel caso della legge di controllo Semi-autonoma, il distanziamento interveicolare “sicuro” individuato dalle prove di frenata d'emergenza in condizioni di μ jump, risulta essere pari a 20 metri per una velocità iniziale di 120 km/h, e pari a 18 m nel caso di una velocità longitudinale iniziale pari a 100 km/h.

Questi valori sono superiori al massimo distanziamento obiettivo individuato, per la medesima legge, col modello del veicolo a tre gradi di libertà, per una velocità iniziale del platoon pari a 120 km/h, che è pari a 16 m (vedere Figura 6.6).

Le motivazioni sono le medesime riportate nella sotto-sezione precedente; questa differenza è dimostrabile valutando le diverse dinamiche di frenata dei veicoli follower nei due modelli di veicolo sviluppati.

6.2.4 Legge AICC (Autonomous Intelligent Cruise Control)

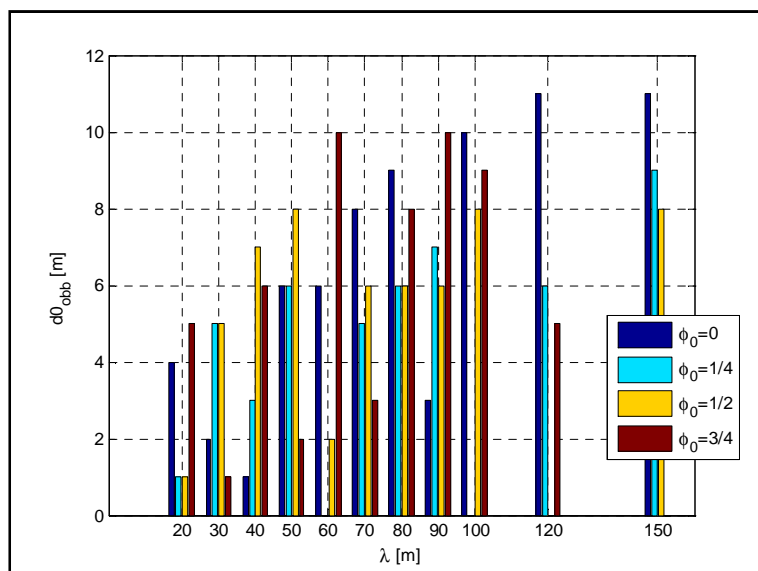


Figura 6.22: distanziamento interveicolare obiettivo sicuro individuato dalle prove di μ jump sul modello a masse striscianti per la legge di controllo AICC, al variare dello sfasamento del secondo veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ jump per una velocità iniziale pari a 120 km/h

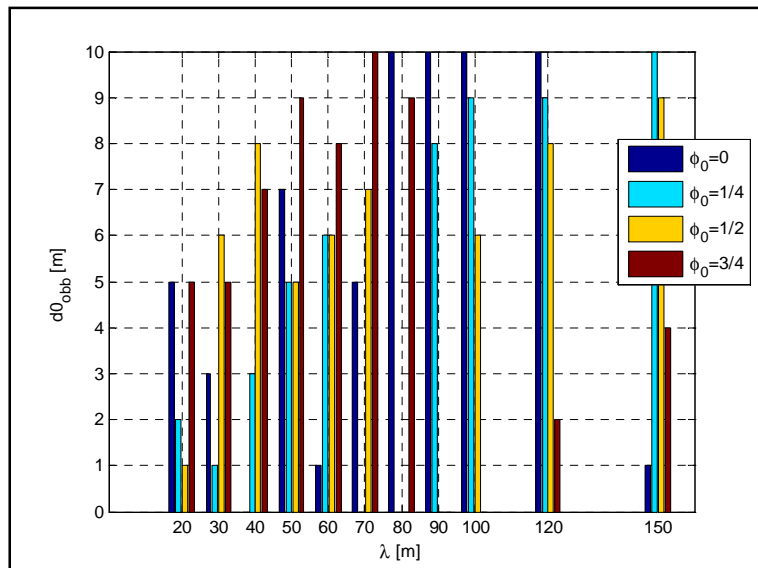


Figura 6.23: distanziamento interveicolare obiettivo sicuro individuato dalle prove di μ jump sul modello a masse striscianti per la legge di controllo AICC, al variare dello sfasamento del secondo veicolo rispetto all'origine dell'onda quadra del μ jump per una velocità iniziale pari a 100 km/h

Paragonando i grafici riportati in Figura 6.22 e Figura 6.23 si può osservare che, nel caso della legge di controllo AICC, la componente fissa del distanziamento interveicolare “sicuro”, individuato dalle prove di frenata d’emergenza in condizioni di μ jump, risulta essere pari a 11 metri per una velocità iniziale di 120 km/h, e pari a 10 m nel caso di una velocità longitudinale iniziale pari a 100 km/h. Questi valori sono superiori alla massima componente fissa del distanziamento interveicolare obiettivo individuato, per la medesima legge, col modello del veicolo a tre gradi di libertà, per una velocità iniziale del platoon pari a 120 km/h, che è pari a 8 m (vedere Figura 6.7).

I motivi sono i medesimi riportati nelle ultime due sotto-sezioni; questa differenza è dimostrabile valutando le diverse dinamiche di frenata dei veicoli follower nei due modelli di veicolo sviluppati.

In Tabella 6.5 sono presentati, per le tre leggi di controllo considerate, i distanziamenti interveicolari obiettivo determinati col modello di veicolo a masse striscianti, per velocità iniziale del platoon di 120 km/h, e verificati per una velocità iniziale pari a 100 km/h

Tabella 6.5: Distanziamenti interveicolari determinati sul modello di veicolo a masse striscianti implementando le tre leggi di controllo, per velocità iniziale del platoon di 120 km/h e verificate per una velocità iniziale pari a 100 km/h

Distanziamento	Velocità iniziale platoon	Legge di controllo longitudinale		
		Autonoma	Semi-autonoma	AICC (solo parte costante)
Obiettivo	120 [km/h]	20 [m]	20 [m]	11 [m]
Di verifica	100 [km/h]	18 [m]	18 [m]	10 [m]

L’obiettivo per il quale è stato introdotto il modello di veicolo semplificato è stato ottenuto: il distanziamento interveicolare determinato per un platoon che viaggia ad una velocità longitudinale pari a 120 km/h non comporta collisioni veicolari se lo stesso effettua una manovra di frenata d’emergenza, in condizioni di μ jump, partendo da una velocità iniziale pari a 100 km/h.

I distanziamenti interveicolari determinati nella Sezione 6.1 si possono ritenere affidabili per velocità inferiori ai 120 km/h.

6.3 Analisi critica delle leggi di controllo

Un’analisi critica alle logiche di controllo può coincidere con la definizione di un indice di prestazione delle leggi esaminate.

Questo indice è stato individuato nella differenza fra lo spazio di frenata d'emergenza del secondo veicolo, in condizioni di μ jump, determinato mediante due metodologie diverse:

- Con l'applicazione della legge di controllo longitudinale e prendendo come riferimento il primo veicolo (vedere sotto-sezione 6.2.1);
- Dall'applicazione della massima forza frenante sfruttando tutta l'aderenza disponibile su manto stradale in condizioni di puro strisciamento (condizione che coincide con il bloccaggio degli pneumatici per il modello di veicolo a tre gradi di libertà).

Il secondo valore è calcolato sostanzialmente imponendo al secondo veicolo di comportarsi come se fosse il primo.

Questi valori s'intendono riferiti ad una velocità iniziale longitudinale del platoon pari a 120 km/h, e sono ricavati impiegando il modello a masse striscianti, descritto nella sottosezione 6.2.1.

La differenza tra tali spazi di frenata viene espressa nell'eq. (6.7).

$$\Delta S_{f2}(\lambda, d_0, \phi_0) = S_{f2} - S_{f2,inc} \quad (6.7)$$

Si possono successivamente ricavare, per ogni valore λ della lunghezza d'onda del μ -jump:

- Il valore medio di ΔS_{f2} ;
- Lo Scarto Medio Assoluto (Mean Absolute Deviation) di ΔS_{f2} .

Il valore medio di ΔS_{f2} descrive la modalità con la quale, per una certa lunghezza d'onda, la legge di controllo è in grado di minimizzare lo spazio necessario per arrestare il veicolo controllato. Tale valore, tuttavia, non è in grado di quantificare il distanziamento interveicolare sicuro d_0 , poiché il distanziamento minimo fra i veicoli si può verificare durante il transitorio di frenata, e non necessariamente a veicoli arrestati.

La media complessiva di ΔS_{f2} al variare dei parametri $\{ \lambda_{\mu\text{-jump}}, d_0, p_0 \}$, fornisce una misura di quanto la legge di controllo sia in grado di sfruttare l'aderenza disponibile; per questo, si desidera che tale valore sia il più basso possibile.

Il MAD (Mean Absolute Deviation) di ΔS_{f2} indica invece la sensibilità della legge di controllo alle discontinuità di aderenza introdotte dal μ -jump.

Qui di seguito, vengono riportate tali analisi per le tre leggi di controllo longitudinale del platoon considerate.

6.3.1 Legge autonoma

In Figura 6.24 viene riportato l'andamento della media di ΔS_{f2} in funzione della lunghezza d'onda del μ jump.

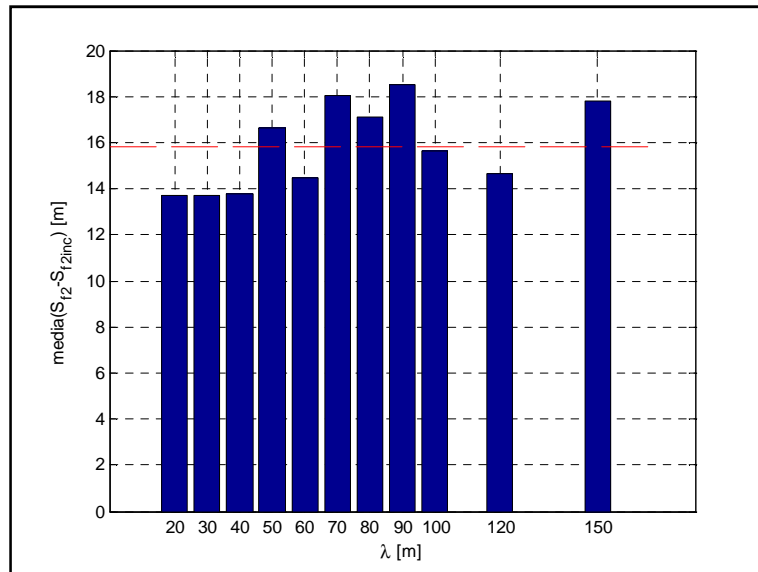


Figura 6.24: Valore medio di ΔS_{f2} al variare della lunghezza d'onda del μ jump (λ) per la legge di controllo autonoma. La linea tratteggiata rossa indica la media complessiva.

Nel caso della legge di controllo autonoma il valore medio di ΔS_{f2} varia, per le diverse lunghezze d'onda, fra circa 13,7 e 18,5 m. I valori di picco si presentano per λ pari a 70, 80, 90 e 150 m. In particolare ci si attende, per questi stessi valori, una maggiore deviazione assoluta, causata da un'alta variabilità della percentuale di strada asciutta incontrata dal secondo veicolo durante in transitorio di frenata.

Il valore medio di ΔS_{f2} fra tutte le lunghezze d'onda (indicato dalla linea tratteggiata rossa in Figura 6.24) è pari a 15,83 m. Si prende pertanto tale valore come indice sintetico della prestazione della legge di controllo autonoma in condizione di frenata di emergenza.

In Figura 6.25 è inoltre possibile visionare i valori del MAD di ΔS_{f2} al variare della lunghezza d'onda del μ jump.

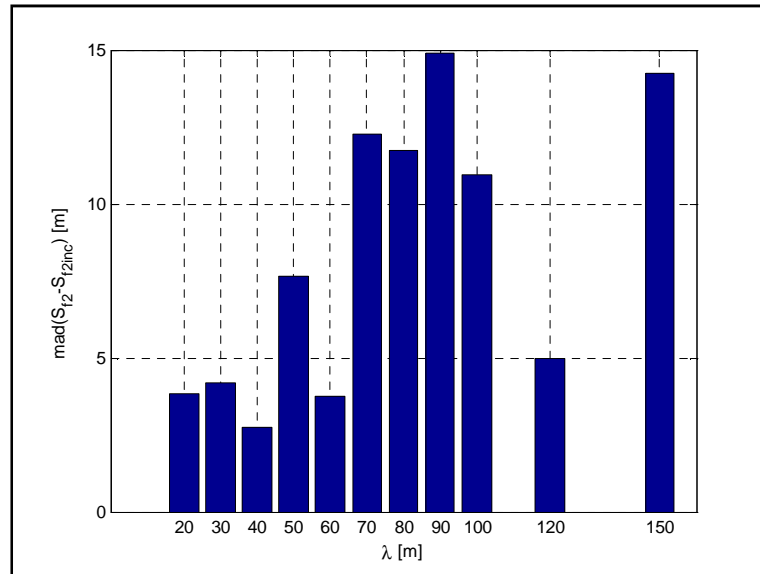


Figura 6.25: Scarto medio assoluto (MAD) di ΔS_{f2} al variare della lunghezza d'onda del μ jump (λ) per la legge di controllo autonoma.

Analizzando Figura 6.25 si può osservare che, come previsto, la deviazione assoluta raggiunge valori massimi di picco in corrispondenza di lunghezze d'onda comprese fra 70 e 100 m, e successivamente per 150 m. Il massimo si ha per $\lambda=90$ m, ed è pari a 14,9 m.

6.3.2 Legge semi-autonoma

In Figura 6.26 viene riportato l'andamento della media di ΔS_{f2} in funzione della lunghezza d'onda del μ jump, per la legge di controllo longitudinale semi-autonoma.

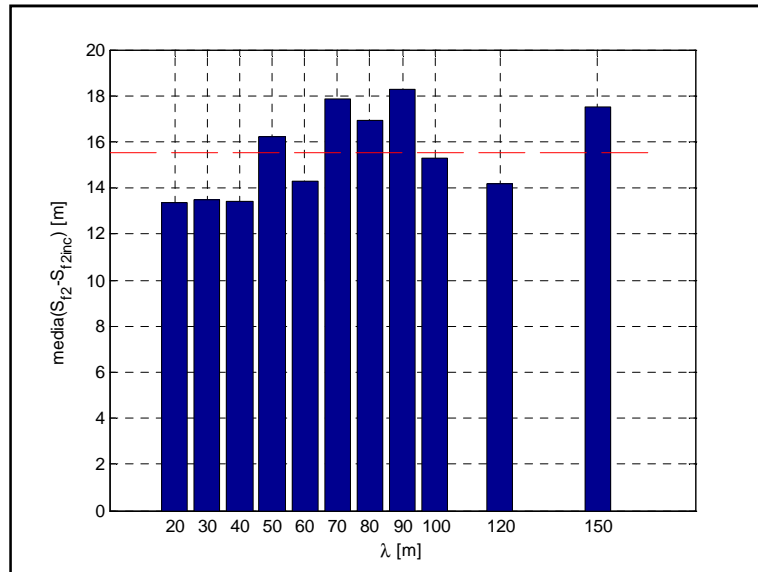


Figura 6.26: Valore medio di ΔS_{f2} al variare della lunghezza d'onda del μ jump (λ) per la legge di controllo semiautonomo. La linea tratteggiata rossa indica la media complessiva.

Nel caso di questa legge di controllo, il valore medio di ΔS_{f2} varia, per le diverse lunghezze d'onda, fra circa 13,4 e 18,3 m. Come per la legge di controllo autonoma, i valori di picco si presentano per λ pari a 70, 80, 90 e 150 m. Il diagramma risulta in effetti molto simile al precedente (vedere Figura 6.24). Anche in questo caso, quindi, ci si attende una maggiore deviazione assoluta in corrispondenza dei valori di $\lambda_{\mu \text{ jump}}$ per i quali si verificano i picchi della media di ΔS_{f2} .

Il valore medio di ΔS_{f2} fra tutte le lunghezze d'onda (indicato in Figura 6.26 dalla linea tratteggiata rossa) è pari a 15,54 m. Si prende tale valore come indice sintetico della prestazione della legge di controllo semi-autonomo in condizione di frenata di emergenza.

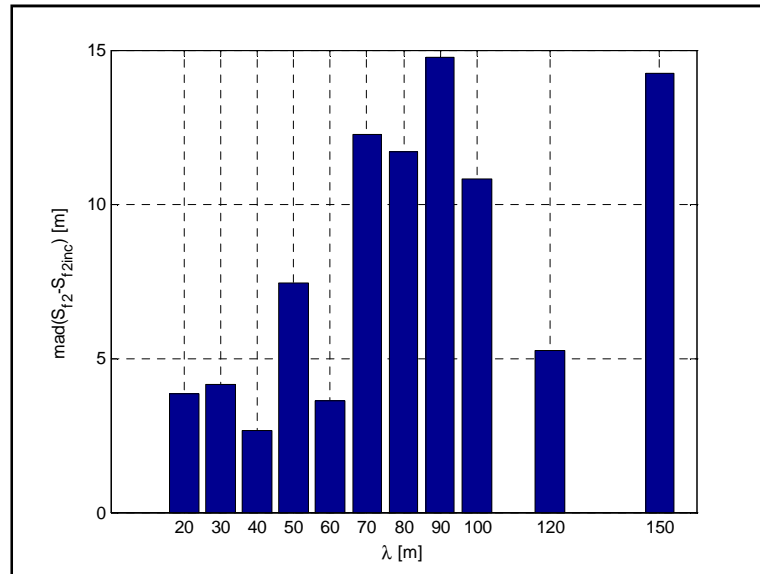


Figura 6.27: Scarto medio assoluto (MAD) di ΔS_{f2} al variare della lunghezza d'onda del μ jump (λ) per la legge di controllo semi-autonoma.

Esaminando Figura 6.27 si può in effetti osservare che, come previsto, la deviazione assoluta raggiunge valori di picco in corrispondenza di lunghezze d'onda comprese tra 70 e 100 m, e poi per 150 m. Il massimo si ha per $\lambda=90$ m, ed è pari a 14,8 m.

6.3.3 Legge AICC

In Figura 6.28 viene riportato l'andamento della media di ΔS_{f2} in funzione della lunghezza d'onda del μ jump per la legge di controllo longitudinale AICC.

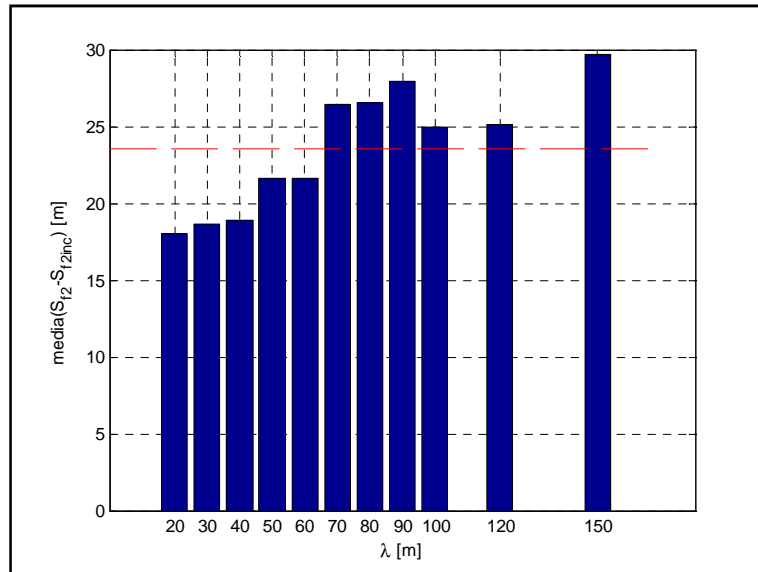


Figura 6.28: Valore medio di ΔS_{f2} al variare della lunghezza d'onda del μ jump (λ) per la legge di controllo AICC. La linea tratteggiata rossa indica la media complessiva.

Per la legge di controllo AICC il valore medio di ΔS_{f2} varia, per le diverse lunghezze d'onda, fra 18,1 e 29,7 m. Tali risultati sono di entità maggiore rispetto a quelli ottenuti con le due leggi di controllo precedenti. I valori di picco, però, si presentano anche in questo caso per λ pari a 70, 80, 90 e 150 m. Il diagramma risulta in effetti di andamento simile ai precedenti (vedere Figura 6.24 e Figura 6.26). Anche in questo caso ci si attende una maggiore deviazione assoluta in corrispondenza dei valori di $\lambda_{\mu \text{ jump}}$ per i quali si verificano i picchi della media di ΔS_{f2} .

Il valore medio di ΔS_{f2} fra tutte le lunghezze d'onda è pari a 23,58 m. Si prende tale valore come indice sintetico della prestazione della legge di controllo AICC in condizione di frenata di emergenza.

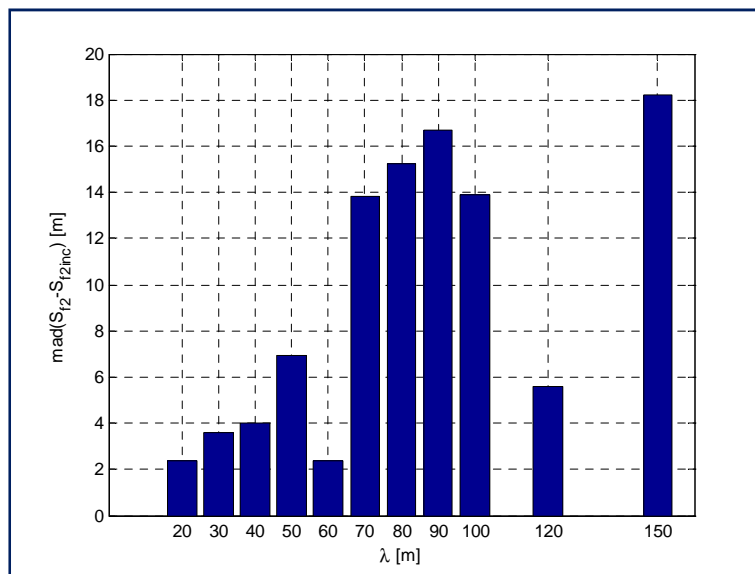


Figura 6.29: Scarto medio assoluto (MAD) di ΔS_{f2} al variare della lunghezza d'onda del μ jump (λ) per la legge di controllo AICC.

Si può in effetti osservare che, come previsto, la deviazione assoluta raggiunge valori di picco in corrispondenza di lunghezze d'onda comprese fra 70 e 100 m, e poi per 150 m. Il massimo si ha per $\lambda=150$ m, ed è pari a 18,2 m.

In Tabella 6.6 sono riportati i valori medi complessivi di ΔS_{f2} per le tre leggi di controllo longitudinale considerate.

Tabella 6.6: Valori medi complessivi di ΔS_{f2} , ricavati per le tre leggi di controllo considerate

Legge di controllo implementata	Valore medio di ΔS_{f2} [m]
Autonoma	15,83
Semi-autonoma	15,54
AICC	23,58

Come si può osservare in Tabella 6.6, sulla base del valore medio di ΔS_{f2} , calcolato al variare dei parametri iniziali $\{\lambda_{\mu\text{-jump}}, d_0, p_0\}$, è possibile affermare che le leggi di controllo autonoma e semi-autonoma hanno una pressoché identica capacità di sfruttare l'aderenza disponibile. Si ricorda che tali risultati sono relativi a prove effettuate con una velocità iniziale dei platoon pari a 120 km/h.

La legge di controllo AICC, invece, mostra un valore medio di ΔS_{f2} nettamente più alto; questo indica una minor capacità di sfruttare l'aderenza disponibile.

È necessario, tuttavia, tener in considerazione che leggi di controllo autonoma e semi-autonoma adottano una politica di distanziamento interveicolare costante

rispetto alla velocità, mentre la legge AICC adotta una politica di distanziamento variabile con la velocità. Questo fatto può determinare tale scostamento nel valor medio di ΔS_{f2} .

6.4 Possibilità di miglioramento del metodo di ricerca del distanziamento interveicolare obiettivo

Il metodo di ricerca del distanziamento interveicolare obiettivo presentato in questo Capitolo, prevede di effettuare prove di frenata d'emergenza in condizioni di μ jump con un platoon di due veicoli. Tale ricerca avviene variando, a passi discreti, i parametri d'ingresso del modello $\{\lambda_{\mu-jump}, d_0, p_0\}$.

Tuttavia, i valori assumibili da questi tre parametri non escludono la possibilità che vi possano essere altre combinazioni che porterebbero a identificare un maggior distanziamento interveicolare sicuro.

Per ricercare le condizioni peggiori, ossia quelle che richiedono la massima distanza iniziale tra i veicoli, sarebbe auspicabile impiegare un metodo di ricerca operativa che riesca ad individuare i punti critici locali.

Una possibilità sarebbe quella di risolvere un problema di minimizzazione di una funzione a più variabili attraverso un ciclo iterativo ed imponendo le opportune condizioni al contorno.

7 Conclusioni

Nel presente documento è stata inizialmente inquadrata la tecnica del platooning nel panorama dell'automazione dei veicoli stradali. Il platooning, in particolare, si presenta come un'applicazione di Intelligent Vehicle (IV) a guida parzialmente automatica (se è presente il solo controllo longitudinale) o completamente automatica (nel caso in cui fosse presente anche il controllo laterale del veicolo).

Il culmine dello stato dell'arte del platooning è presentato dall'Automated Highway System, descritto nella Sezione 1.4. Il complesso delle funzioni necessarie per l'implementazione di un platooning completamente automatico, a livello di regolazione del moto dei veicoli (vedere sotto-sezioni 1.4.2 e 1.4.3), può essere suddiviso principalmente tra controllo longitudinale e controllo laterale.

Il controllo laterale riguarda il governo della sterzata del singolo veicolo, finalizzato a fargli percorrere una traiettoria individuata dall'asse di simmetria longitudinale di una corsia stradale o descritta da un veicolo precedente, oppure ad effettuare una manovra di cambio corsia.

Il controllo longitudinale di un veicolo consiste, invece, nel regolare velocità e distanza dal veicolo precedente, agendo sugli attuatori di freni e motore-trasmissione. I compiti che possono essere attribuiti al controllo longitudinale sono:

- regolazione della velocità longitudinale del veicolo leader del platoon;
- congiungimento col platoon precedente;
- distacco dal platoon precedente;

Tuttavia, il compito principale del controllo longitudinale è il controllo del distanziamento fra il veicolo controllato ed il suo predecessore, indispensabile per la realizzazione del platooning.

In questo documento si è sviluppato esclusivamente il controllo longitudinale, finalizzato ad individuare un determinato distanziamento interveicolare, indagandone gli aspetti principali. L'interesse, in particolare, si è focalizzato sul valore da attribuire al distanziamento longitudinale da tenere fra i veicoli del platoon.

Nel Capitolo 2 sono stati esposti i vantaggi derivanti dal mantenere nel tempo un distanziamento interveicolare inferiore rispetto al caso di veicoli guidati manualmente. Tali vantaggi sono rispettivamente l'aumento della capacità stradale e la riduzione della resistenza aerodinamica che si oppone all'avanzamento dei veicoli componenti il platoon. Definita l'importanza della

riduzione del distanziamento interveicolare ad un valore contenuto, pur rispettando determinati criteri di sicurezza, è stata ideata una metodologia innovativa per fissare un valore adeguato di tale distanziamento.

In particolare, è stata presa in considerazione la condizione in cui l'aderenza fra pneumatici e fondo stradale abbia andamento discontinuo, con alternanza di tratti a bassa aderenza (strada bagnata) ed altri ad alta aderenza (strada asciutta). Tale profilo di aderenza è chiamato μ -jump, e nelle simulazioni di frenata di emergenza effettuate con due veicoli si è dimostrato maggiormente critico rispetto a situazioni in cui il fondo sia interamente asciutto o bagnato.

Per lo svolgimento delle simulazioni di frenata è stato sviluppato un modello di veicolo a tre gradi di libertà, descritto nel Capitolo 4, in grado di descrivere accuratamente le dinamiche longitudinali. Nelle simulazioni di frenata, che comprendono due veicoli, il primo veicolo è forzato a frenare al massimo delle sue capacità. Questo, in conseguenza al fatto che all'interno del modello non è implementata una logica ABS, comporta il bloccaggio delle ruote, quindi il mancato sfruttamento della totale aderenza disponibile.

Il secondo veicolo simulato, invece, agisce sull'impianto frenante sulla base di una legge di controllo longitudinale. Come esposto nel Capitolo 5, tre diverse leggi di controllo longitudinale sono state ricavate da letteratura ed analizzate in base a tre criteri:

- stabilità individuale del veicolo;
- annullamento dell'errore di distanziamento a regime;
- string stability del platoon.

Si è successivamente eseguita la loro taratura, impiegando un metodo ideato allo scopo; infine è stato verificato come le saturazioni delle coppie motrici, delle coppie frenanti e dell'aderenza degli pneumatici influiscano sulle caratteristiche individuate analiticamente.

Una volta effettuata la taratura dei guadagni delle leggi di controllo considerate, l'ultimo valore da stabilire per ognuna di esse è stato il distanziamento interveicolare obiettivo d_0 , o la componente del distanziamento costante rispetto alla velocità per la legge AICC (vedere Sezione 5.4).

Tali valori sono stati determinati impiegando le suddette simulazioni di frenata di emergenza di due veicoli consecutivi, come esposto nel Capitolo 6. In particolare, per ogni legge di controllo sono state eseguite molteplici simulazioni in corrispondenza di diverse condizioni iniziali, date dalla combinazione di lunghezza d'onda del μ -jump, posizione iniziale del secondo veicolo e distanziamento iniziale fra i due veicoli. Nelle simulazioni entrambi i veicoli sono dotati di una velocità iniziale pari a 120 km/h, reputata adeguata per dimensionare un sistema che possa operare in ambito autostradale.

Per ogni legge di controllo, il valore di d_0 è stato scelto il più basso possibile, in modo da non comportare collisioni fra i veicoli durante la simulazione di frenata d'emergenza.

Con lo scopo di validare i risultati ottenuti, è stato sviluppato infine un semplice modello a masse striscianti, con il quale sono state ripetute le prove effettuate con il modello di veicolo, come mostrato nella Sezione 6.2. Per una velocità iniziale longitudinale del platoon pari a 120 km/h, i valori di d_0 "sicuri" sono risultati leggermente maggiori rispetto a quelli ottenuti col modello di veicolo presentato nel Capitolo 4. Questo fatto si spiega evidenziando la maggior raffinatezza con cui nel modello di veicolo, rispetto al modello a masse striscianti, vengono determinate le forze longitudinali di contatto fra pneumatici e manto stradale

Sempre impiegando il modello a masse striscianti, sono stati in seguito individuati i valori "sicuri" di d_0 in corrispondenza di una velocità iniziale dei due veicoli pari a 100 km/h, in modo da verificare che i valori dei distanziamenti considerati "sicuri" per una velocità iniziale di 120 km/h lo fossero anche per velocità iniziali inferiori. Tale verifica ha dato esito positivo per tutte le tre leggi di controllo implementate; in particolare, per la legge AICC che adotta una politica di distanziamento variabile con la velocità del veicolo controllato, la verifica è stata ripetuta anche per velocità iniziali inferiori.

Il metodo innovativo descritto in questo testo, basato su simulazioni di frenata di emergenza di due veicoli consecutivi in condizioni di μ -jump, ha dunque permesso di ricavare i distanziamenti interveicolari desiderati. Tali risultati necessitano tuttavia di essere commentati.

Dato che per le leggi di controllo Autonoma (Sezione 5.2) e Semi-autonoma (Sezione 5.3) non è rispettata la condizione di string stability, è possibile che il distanziamento obiettivo individuato, sufficiente ad evitare collisioni fra il primo ed il secondo veicolo, possa rivelarsi insufficiente per le successive coppie di veicoli del platoon (nell'ipotesi che esso sia costituito da almeno quattro veicoli). La mancanza di string stability comporta infatti la possibilità che gli errori di distanziamento si amplifichino lungo il platoon.

La legge di controllo AICC (Sezione 5.4), che idealmente garantisce la string stability, la perde tuttavia in condizioni di saturazione delle coppie e dell'aderenza, come visto nella sotto-sezione 5.4.4. Per questo motivo anche il distanziamento interveicolare individuato per questa legge di controllo potrebbe rivelarsi insufficiente.

Per far fronte a questo problema si propone, per uno sviluppo futuro, di creare un codice informatico di elaborazione numerica in grado di determinare una dimensione massima del platoon, e di effettuare simulazioni di frenata di emergenza dell'intero platoon. Da tali prove si potrebbe ricavare il valore di

distanziamento interveicolare che permetta di evitare collisioni nell'intero platoon, a fronte di diverse condizioni iniziali.

Un'ulteriore proposta, finalizzata al miglioramento e allo sviluppo di logiche di platooning, consiste nel considerare condizioni in cui gli errori di distanziamento e velocità iniziali fra i veicoli non siano nulli. Tali valori di errore potrebbero essere ricavati osservando la risposta del platoon ad un riferimento di velocità sinusoidale.

I veicoli che, in futuro, eseguiranno manovre in platooning saranno sicuramente dotati del sistema ABS. Per tale motivo, onde non sovrastimare il distanziamento interveicolare sicuro, si propone di introdurre nel modello di veicolo la logica del sistema ABS e di effettuare nuove simulazioni.

Un ulteriore miglioramento del modello e del metodo sarebbe costituito dalla differenziazione dell'aderenza scambiata tra gli pneumatici degli assi anteriore e posteriore del veicolo con il fondo stradale. In tale modo aumenterebbe l'accuratezza dei risultati, e sarebbe possibile considerare lunghezze d'onda del μ -jump di entità paragonabili alla lunghezza del veicolo.

Per ultimare il concetto relativo al controllo longitudinale di inseguimento, sarebbe auspicabile studiare nuove leggi di controllo che garantiscano la string stability, anche in condizioni di saturazione delle coppie motrici e frenanti e dell'aderenza, ed anche a fronte di eventuali ritardi introdotti dal controllo automatico. Il miglioramento delle prestazioni in condizioni di frenata di emergenza potrebbe essere invece ottenuto dall'utilizzo di un sistema EBW (Electronic Brake Warning, vedere [55]), che permetterebbe ad un veicolo che inizia una frenata di emergenza di avvisare i suoi inseguitori, permettendogli di massimizzare la potenza frenante fin dall'istante iniziale della frenata.

Per quanto riguarda le rimanenti funzioni del controllo longitudinale (regolazione della velocità del leader del platoon, congiungimento col platoon precedente, distaccamento dal platoon precedente) e del controllo laterale, sarebbe opportuno studiare e migliorare le logiche esistenti.

Un ultimo aspetto da approfondire riguarda la componentistica necessaria per l'automazione dei veicoli, le cui caratteristiche hanno forte influenza sulle prestazioni dei veicoli controllati, perciò andrebbero tenute in considerazione per tutte le valutazioni future. Tale componentistica, costituita da sensori, attuatori, sistemi di comunicazione e sistemi di elaborazione dati, è brevemente esposta in Allegato I.

In conclusione, lo sviluppo delle tecniche di platooning, e più in generale dell'automazione dei veicoli, richiede di risolvere numerosi problemi, ma la loro graduale implementazione nel trasporto stradale promette di migliorarne i livelli di sostenibilità ambientale, economica e sociale.

Allegati

Allegato I. Componentistica per l'automazione dei veicoli stradali

I componenti fisici che permettono la realizzazione del controllo automatico del veicolo possono essere classificati nel seguente modo:

1. Sensori:
 - a. Ad ultrasuoni;
 - b. Radar;
 - c. Lidar;
 - d. Sistemi di visione basati su:
 - i. Luce visibile;
 - ii. Infrarossi;
 - iii. Onde millimetriche;
 - e. Magnetometrici (per rilevare, se presenti, marcatori magnetici disposti nel fondo stradale);
 - f. GPS;
2. Attuatori per:
 - a. Freni;
 - b. Acceleratore;
 - c. Trasmissione del moto;
 - d. Sterzo;
3. Sistemi di telecomunicazione:
 - a. Radio;
 - b. Microonde;
 - c. Infrarossi;
 - d. Laser;
4. Sistemi di elaborazione dati.

È importante analizzare le caratteristiche dei componenti fisici poiché questi introducono ritardi ed errori nella gestione delle informazioni (riscontrabili nell'operato dei sensori, dei sistema di telecomunicazione e dei sistemi di elaborazione dati) dovuti a limiti di accuratezza, alla presenza di fenomeni di saturazione e transitori (soprattutto per sensori ed attuatori), e perché possono essere soggetti a guasti.

I.1. Sensori

I sensori permettono al sistema di controllo di conoscere l'ambiente circostante al veicolo, per poter stabilire quali manovre far compiere al veicolo stesso nel rispetto dei vincoli di sicurezza. In questa sezione vengono presentate le principali tecnologie adottate in campo automobilistico e alcuni esempi di applicazioni reali. Infine una panoramica generale dei sensori esaminati è riportata in Tabella AI.0.1.

Il veicolo Sandstorm, con il quale il Red Team della Carnegie Mellon University si è classificato secondo al DARPA Grand Challenge del 2005 (vedere i titoli 1.3.3 e 1.3.4), è ad esempio dotato di:

- Sensori lidar a corto e lungo raggio per la mappatura della topologia del terreno e il rilevamento degli ostacoli;
- Sensore radar a 360 gradi per il rilevamento degli ostacoli (l'angolo effettivo della visuale è di 70 gradi);
- Videocamera per la documentazione visiva;
- GPS/INS (Global Positioning System/Inertial Navigation System) per il rilevamento della posizione e della direzione di marcia.

Il campo di percezione di questi sensori è riportato in Figura AI.0.1.

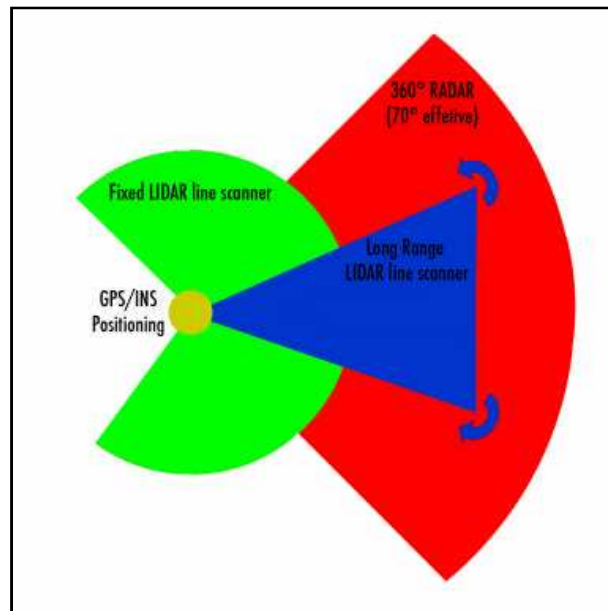


Figura AI.0.1: Campo di percezione dei sensori del veicolo Sandstorm (tratta da [56]).

I.1.1 RADAR

Il termine RADAR è l'acronimo di RAdio Detection And Ranging. Grazie ad un sistema radar è possibile determinare distanza e velocità relative degli oggetti presenti nel suo campo visivo.

Un sistema radar si compone di un trasmettitore di onde radio o microonde, di un ricevitore, di almeno un'antenna e degli apparati elettronici di elaborazione ed eventualmente visualizzazione dei dati (fonte: [13]). Durante il periodo di funzionamento del sistema, il trasmettitore emette periodicamente un segnale di breve durata, mentre nei periodi temporali tra un invio e il successivo, il ricevitore resta in ascolto delle eventuali onde riflesse.

Quando le onde radio o le microonde trasmesse dal radar colpiscono un oggetto, parte di queste vengono riflesse all'indietro (se l'oggetto ha dimensioni maggiori della lunghezza d'onda del segnale), quindi possono essere rilevate dal ricevitore del radar stesso dopo un certo tempo. Essendo conosciuta la velocità di propagazione delle onde elettromagnetiche nell'aria (o attraverso qualsiasi altro mezzo), è possibile calcolare la distanza istantanea a cui si trova l'oggetto dall'antenna.

Se l'onda viene riflessa da un oggetto dotato di velocità relativa diversa da zero rispetto al radar, essa subisce una variazione di frequenza (fenomeno conosciuto come "effetto doppler"), in base alla quale è possibile determinare la velocità dell'oggetto.

Per determinare la posizione angolare relativa degli oggetti occorre operare una scansione dell'area interessata con un'antenna fortemente direzionale. Questa scansione può essere operata meccanicamente (ruotando fisicamente l'antenna) o elettronicamente.

I comuni radar usati nella navigazione aerea o marittima impiegano frequenze della portante del segnale inferiori a 40 GHz, mentre per l'uso a bordo di veicoli stradali le normative internazionali hanno assegnato la banda di frequenze fra 76 e 78 GHz (riportato da [57]). Tipicamente i radar per impieghi automobilistici utilizzano una frequenza della portante del segnale pari a 77 GHz.

Le microonde ad una frequenza di 77 GHz sono praticamente insensibili alla nebbia, come mostrato in [58]. Il radar è inoltre insensibile all'oscurità, ai cambiamenti di luminosità ed alla pioggia, mentre soffre lo sporco (sempre riportato in [58]).

Un radar per impieghi automobilistici è caratterizzato dall'angolo di visuale sul piano parallelo al suolo (angolo azimutale), dall'angolo di visuale sul piano perpendicolare al suolo (angolo di elevazione), e dal raggio di rilevamento.

A titolo di esempio, il radar impiegato dall'Adaptive Cruise Control di Volvo Truck è caratterizzato da un angolo azimutale di $\pm 6^\circ$, un angolo di elevazione di $\pm 2,5^\circ$, un raggio di rilevamento di 180 m. Questo dispositivo è in grado ad esempio di rilevare a 10 metri di distanza longitudinale oggetti che sono disposti

al massimo a 1,05 metri a destra o a sinistra rispetto l'asse di simmetria longitudinale dello strumento e analogamente a 2,1 metri se distanti 20 metri. Generalmente le distanze e le velocità relative misurate da un radar sono molto accurate, mentre la risoluzione angolare è bassa.

Il radar descritto in [59], che impiega anch'esso microonde con una frequenza della portante pari a 77 GHz, è in grado di rilevare anche la posizione angolare azimutale relativa degli oggetti, grazie ad una scansione meccanica in un cono visivo di rilevamento di $\pm 8.5^\circ$, con una risoluzione di 1.5° . Questo significa che a ogni posizione angolare assunta dal dispositivo, a 10 metri di distanza il sistema è in grado di rilevare oggetti disposti al massimo 0,262 metri a destra o a sinistra rispetto l'asse di simmetria del cono di lettura. La frequenza di aggiornamento dei dati è di 10 Hz; questo significa che se il veicolo viaggia a velocità costante pari a 100 km/h, ogni 2,778 metri il dispositivo effettua una lettura.

In prove di rilevamento condotte utilizzando questo radar (vedere [59]) sono stati riscontrati errori di misura della posizione di un oggetto fisso rispetto a un sistema di riferimento globale pari a:

- 0,3 m sulla distanza;
- $0,03^\circ$ sulla posizione angolare.

Il radar impiegato in [60] permette di rilevare oggetti in un campo di rilevamento da 2 a 130 m di distanza longitudinale con una accuratezza di 1,5 m. Un sistema di visione è impiegato per determinare la posizione relativa dei veicoli all'interno delle corsie. La curvatura della traiettoria del veicolo viene stimata grazie ai dati dei sensori dell'ABS.

I radar possono essere impiegati su un veicolo automatizzato per:

- Misurare la distanza e la velocità relative del veicolo precedente;
- Rilevare ostacoli eventualmente presenti di fronte al veicolo;
- Misurare la distanza e la velocità relative di un veicolo che sorraggiunge in una corsia adiacente;
- Rilevare la presenza di altri veicoli o ostacoli in posizione laterale.

I.1.2 LIDAR

Il LIDAR (Light Detection And Ranging) si basa sullo stesso principio di funzionamento del RADAR, ma impiega una sorgente laser anziché onde radio o microonde (fonte: [13]).

Un LASER (Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation) è un fascio di luce coerente e caratterizzato da una precisa lunghezza d'onda. Può essere impiegata anche una radiazione ultravioletta o infrarossa.

Grazie ad un lidar è possibile misurare la distanza relativa di un oggetto. Al pari del radar, è possibile misurare la posizione angolare relativa dell'oggetto, effettuando una scansione meccanica dell'area di interesse (questo sistema è detto laser scanner). La precisione della misura angolare ottenuta col lidar è però migliore rispetto a quella fornita dal radar, poiché il fascio di onde elettromagnetiche è molto stretto (in [61] è riportata una larghezza del fascio di $0,8^\circ$).

Impiegando simultaneamente più laser scanner, in modo da coprire una regione spaziale, è possibile determinare posizione, dimensione e forma dell'oggetto osservato (riportato da [62]). Questo sistema è detto multilayer laser scanner.

Il lidar risulta molto sensibile a nebbia, pioggia, neve, polvere e spruzzi d'acqua (ad esempio sollevati dalla vettura precedente); questo rende elevato il rischio di falsi rilevamenti di oggetti. Nei lidar più recenti questi difetti vengono ridotti impiegando misure multi-eco (vedere [62]).

Un ulteriore problema del lidar è che l'alta energia del laser può comportare rischi per l'occhio umano (riportato da [61]).

Il lidar descritto in [62], di tipo multilayer laser scanner, presenta le seguenti caratteristiche:

- Angolo di visuale orizzontale (azimuth) pari a 160° , con una risoluzione di 1° ;
- Angolo di visuale verticale (elevazione) pari a $3,2^\circ$;
- Raggio di rilevamento compreso fra 0,3 ed 80 m, con una risoluzione di 0,2 m;
- Frequenza di scansione di 20 Hz.

I.1.3 SISTEMI DI VISIONE

Un sistema di visione si compone di un numero variabile di telecamere e di un sistema di elaborazione delle immagini. Nel caso sia presente una sola telecamera si parla di sistema di visione monoculare, mentre nel caso siano presenti due telecamere il sistema di visione si dice binoculare o stereo (vedere [22]). Nel caso che il sistema disponga di tre telecamere, questo viene detto trinoculare (vedere [60]).

Il sistema di visione può rilevare immagini basandosi su diverse bande dello spettro elettromagnetico (come esposto in [58]) riportate qui di seguito:

- Luce visibile (lunghezza d'onda da 0,40 a $0,70 \mu\text{m}$): in questo caso è possibile rilevare immagini a colori o monocromatiche (bianco/nero);
- Infrarosso vicino (lunghezza d'onda da 0,70 a $1,3 \mu\text{m}$) (come riportato in [63]);
- Infrarosso medio (lunghezza d'onda da 1,3 a $6 \mu\text{m}$);
- Infrarosso lontano o termico (lunghezza d'onda da 7 a $15 \mu\text{m}$);

- Microonde (lunghezza d'onda da 1 a 10 mm).

I sistemi di visione basati sulla luce visibile subiscono malfunzionamenti legati all'eventuale presenza di nebbia, polvere, neve, pioggia, e presentano problemi in caso di transizione fra il giorno e la notte; inoltre potrebbero funzionare in maniera errata quando intercettano la riflessione dei fari degli altri veicoli sul fondo stradale bagnato ed in presenza d'acqua sollevata dal veicolo precedente.

I sistemi di visione basati sulle microonde (vedere [58]) risultano invece praticamente insensibili alla nebbia ed in generale alle condizioni di scarsa visibilità. Le immagini ottenute hanno però bassa risoluzione.

La banda passante che definisce la risoluzione di questi sistemi è proporzionale al rapporto tra il diametro delle lenti e la lunghezza d'onda del segnale. A parità di diametro delle lenti utilizzate, all'aumentare della lunghezza d'onda del segnale si registra una diminuzione della banda passante a causa del problema della diffrazione. Per questo si ricorre a lenti dotate di una superficie molto grande ma molto costose e l'applicazione in campo veicolistico risulta spesso ingiustificata.

Infine, i sistemi di visione basati su infrarossi sono già commercialmente disponibili su diverse automobili come sistemi di visione notturna. Ad esempio il sistema Night Vision disponibile sull'Audi A8 (vedere [64]) permette di rilevare pedoni ad una distanza fra i 15 ed i 90 m.

Un sistema di visione a bordo di un veicolo automatico può avere i seguenti compiti (vedere [22]):

- Individuazione della strada: include la localizzazione della strada, la determinazione della posizione relativa fra veicolo e strada, determinazione della direzione relativa alla strada del veicolo;
- Individuazione degli ostacoli: rilevamento dei possibili ostacoli (altri veicoli o oggetti generici) lungo la traiettoria del veicolo.

I.1.4 SENSORI MAGNETOMETRICI

Il magnetometro è lo strumento di misura del campo magnetico. Esiste una grandissima varietà di strumenti. Essi possono essere suddivisi in due categorie (fonte [13]):

- Magnetometri scalari: misurano il modulo del campo magnetico;
- Magnetometri vettoriali: misurano la componente del campo magnetico lungo una particolare direzione dello spazio.

I magnetometri possono essere impiegati per rilevare la posizione laterale del veicolo relativa al centro corsia. Per tale scopo l'infrastruttura stradale deve essere dotata di marcatori magnetici sepolti sotto il manto stradale ed in corrispondenza dell'asse longitudinale al centro delle corsie.

Nell'ambito del programma California PATH il controllo laterale dei veicoli è stato realizzato impiegando sensori magnetometrici (vedere [5]). Sono infatti state effettuate prove di platooning su strada predisponendo delle boe magnetiche sotto il manto stradale, per circa 3 km di lunghezza, con un passo di 1,2 m, e dotando il veicolo di 2 magnetometri disposti ai lati del paraurti anteriore. La risoluzione della posizione laterale ottenuta è dell'ordine di 1 cm. Inoltre disponendo i magneti sepolti con una sequenza di polarità codificata è possibile estrapolare informazioni relative alla posizione longitudinale del veicolo.

I.1.5 GPS

Il GPS (Global Positioning System) è un sistema di posizionamento su base satellitare, a copertura globale e continua, gestito dal Dipartimento della Difesa Statunitense. Il GPS utilizza un certo numero di satelliti per garantire la visibilità in modo permanente di almeno sei di questi su ogni punto del globo terrestre. Grazie ai dati satellitari, un ricevitore GPS è in grado di calcolare la sua posizione, espressa in coordinate geocentriche di latitudine e longitudine.

Per gli usi civili la precisione è limitata a 10÷20 m, ed il ricevitore può avere una velocità massima di 515 m/s ed una massima altezza sul livello del mare di 18 km (fonte [13]).

Se il ricevitore è dotato di mappe di precisione, è possibile stabilire la posizione del veicolo sulla rete stradale e conoscere quindi in anticipo le caratteristiche geometriche della strada che si sta percorrendo.

Il ricevitore a terra, misurando il tempo di ricezione delle informazioni inviate da un primo satellite, determina la distanza tra satellite e ricevitore. Il tempo di ricezione viene determinato dal ricevitore utilizzando il suo orologio interno, sincronizzato con quello dei satelliti sul GPS-time (tempo del sistema). Con l'osservazione di un secondo e un terzo satellite, sarà possibile individuare la posizione del ricevitore. Infine, per accrescere la precisione della misura e determinare l'altezza sul livello del mare, si dovrà far ricorso ad un quarto satellite (fonte [65]).

Tutti i dati sono trasmessi mediante un codice binario modulato su due frequenze portanti radio, i cui valori sono, rispettivamente, 1575 MHz e 1228 MHz.

A titolo di esempio, sono riportati i parametri di accuratezza del ricevitore GPS U-blox LEA-5 (vedere [66]):

- Accuratezza di posizionamento minore di 2,5 m;
- Accuratezza di velocità pari a 0,1 m/s;
- Accuratezza di direzione pari a 0,5°.

A causa di fenomeni fisici naturali, le misure GPS sono sistematicamente affette da errore. In sostanza le misure di distanza tra ricevitore e satellite risultano

alterate di una certa quantità, che si trasforma in un errore di posizionamento del ricevitore.

Per eliminare questo problema è stata ideata la tecnica differenziale. Un sistema GPS Differenziale (DGPS, acronimo di Differential Global Positioning System) si basa sullo sfruttamento di stazioni differenziali di riferimento (dislocate sulla superficie terrestre) poste in coordinate note che trasmettono un segnale di correzione. Queste stazioni, invece di utilizzare il segnale per calcolare la propria posizione assoluta, utilizzano la conoscenza della propria collocazione per calcolare l'errore di posizione nel tempo. La differenza costituisce il fattore di correzione per gli errori sistematici che la stazione trasmette ai ricevitori vicini. Infatti stazione e ricevitore, se sono ragionevolmente vicini sulla terra (ad una distanza che non superi i 200 Km), riceveranno da ogni satellite un segnale che avrà virtualmente lo stesso errore.

Grazie al sistema DGPS è possibile ottenere una accuratezza di localizzazione minore di 1 m. In [29] è dichiarata una precisione di 2 cm.

Tabella AI.0.1: Vantaggi e svantaggi dei sensori esaminati

sensori	Vantaggi	Svantaggi
RADAR	<ul style="list-style-type: none"> • Performance eccellenti anche in condizioni ambientali avverse; • Compatibilità con le legislazioni sulla salute per quanto concerne i livelli di radiazioni ed energia non ionizzata emessi; • Il sensore può essere montato anche in luoghi nascosti; 	<ul style="list-style-type: none"> • Risoluzione angolare limitata.
LIDAR	<ul style="list-style-type: none"> • Eccellente risoluzione angolare. 	<ul style="list-style-type: none"> • I livelli di energia potrebbero comportare problemi per la salute umana; • Deve essere montato in una posizione visibile; • Performance limitate in condizioni climatiche avverse.
SISTEMI DI VISIONE	<ul style="list-style-type: none"> • Risoluzione angolare eccellente; • Applicazioni d'utilizzo multiple. 	<ul style="list-style-type: none"> • Deve essere montato in una posizione visibile; • Performance limitate in condizioni climatiche avverse; • Elevate richieste di elaborazione segnali (alto costo).
MAGNETO-METRI	<ul style="list-style-type: none"> • Facile e affidabile rilevamento della posizione laterale relativa del veicolo rispetto alla corsia. 	<ul style="list-style-type: none"> • Necessità di marcatori magnetici sepolti lungo il centro delle corsie (costo elevato).
GPS	<ul style="list-style-type: none"> • non è necessaria la visibilità reciproca tra due punti per la determinazione della loro distanza; • non risente delle condizioni 	<ul style="list-style-type: none"> • una stazione GPS richiede l'assenza di ostacoli fisici al di sopra dell'antenna in un cono ad asse verticale con angolo al

sensori	Vantaggi	Svantaggi
	atmosferiche e di visibilità: può operare in condizioni climatiche non ottimali ed anche di notte; • il posizionamento relativo che si ottiene è molto preciso	vertice di 150° circa; • la strumentazione è sensibile ai campi elettromagnetici ed alle interferenze ionosferiche e troposferiche.

I.2. Attuatori

Gli attuatori sono dispositivi di potenza che hanno il compito di trasformare un segnale di input, determinato da una legge di controllo, in un'azione (forza o coppia) su una variabile manipolabile del sistema, per ottenere il comportamento desiderato del sistema stesso.

È possibile suddividere gli attuatori di un veicolo automatico in base a ciò che permette di essere implementato dalla tipologia di controllo (vedere Titolo 1.4.1):

- a) Attuatori per il controllo longitudinale:
 - Freni
 - Acceleratore
 - Trasmissione
- b) Attuatori per il controllo laterale:
 - Sterzo

I.2.1 Attuatore dei freni

L'attuatore dei freni ha il compito di trasformare i comandi di decelerazione del controllo longitudinale del veicolo in azioni adeguate sul sistema frenante, tali per cui è possibile ottenere la decelerazione desiderata. L'attuatore viene controllato in anello chiuso.

Nel caso di sistema frenante idraulico, esistono diverse soluzioni per l'applicazione dell'azione di comando della frenata (riportato da [67]):

- 1) Attuatore agente direttamente sul pedale del freno;
- 2) Attuatore posto fra il servofreno ed il cilindro maestro del circuito frenante;
- 3) Sfruttamento degli attuatori dell'ABS /ASR / ESC.

Un esempio di attuatore agente direttamente sul pedale del freno è riportato in Figura AI.0.2, tratta da [68]. L'attuatore è di tipo idraulico.

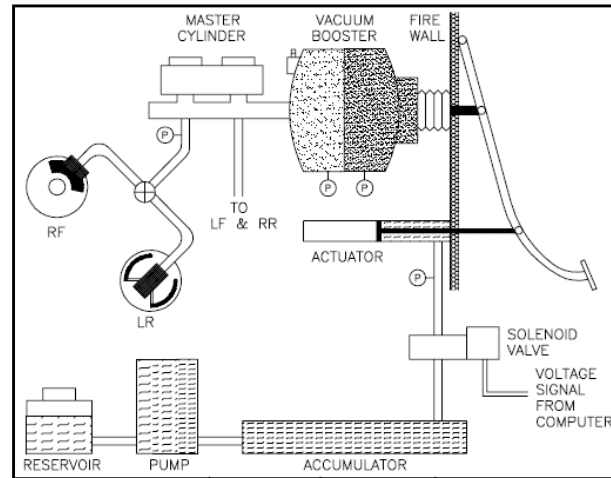


Figura AI.0.2: Attuatore dei freni agente direttamente sul pedale del freno (immagine tratta da [68]).

Dato che il servofreno (vacuum booster) è soggetto a fenomeni di saturazione che potrebbero limitare le prestazioni del controllo, è preferibile applicare l'attuatore a valle del servofreno. In Figura AI.0.3 è riportato un esempio di attuatore posto fra servofreno e cilindro maestro, tratto da [69].

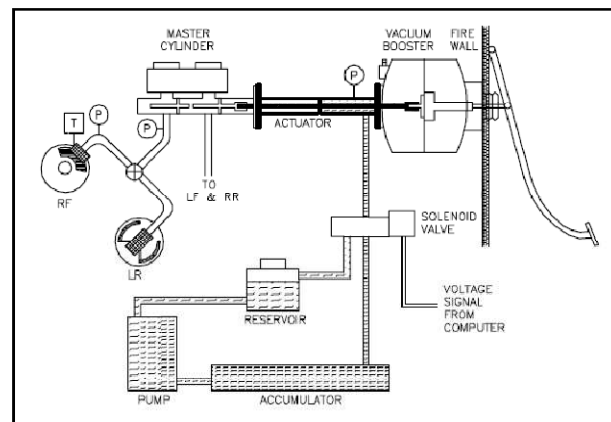


Figura AI.0.3: Attuatore dei freni agente fra il servofreno ed il cilindro maestro (immagine tratta da [69]).

L'ultimo metodo consiste nell'utilizzo degli attuatori dei sistemi ABS, ASR, ESC (vedere Titolo 1.2), che agiscono nei circuiti idraulici a valle del cilindro maestro. Chiaramente questi attuatori devono consentire di aumentare e diminuire la pressione all'interno del circuito. Mentre in tutti i sistemi ASR ed ESC sono presenti queste capacità, alcuni sistemi ABS non ne sono provvisti (riportato da [67]).

I.2.2 Attuatore dell'acceleratore

Il controllo automatico dell'acceleratore si realizza trasmettendo opportuni segnali all'Engine Control Unit (ECU), che è la centralina elettronica di controllo del motore presente su tutte le auto di recente produzione.

Sulle auto con motore Diesel è solo l'ECU ad agire direttamente sul motore, controllando l'iniezione del carburante.

Sulle auto con motore a benzina, dove l'ECU controlla l'iniezione di carburante ed il sistema d'accensione della miscela (tramite l'operato delle candele d'accensione), ci possono essere due casi:

- Se l'afflusso d'aria è comandato tramite una valvola a farfalla, questa dovrà essere azionata tramite un motore elettrico comandato dell'ECU; questo fatto va precisato poiché su molte auto in commercio la valvola a farfalla è azionata meccanicamente tramite un cavo metallico collegato al pedale dell'acceleratore.
- Se l'afflusso d'aria è regolato tramite valvole di aspirazione ad alzata variabile (come ad esempio il sistema Multiair FIAT), queste sono comandate direttamente dall'ECU.

I.2.3 Attuatore della trasmissione

In un veicolo completamente automatico occorre chiaramente impiegare un cambio automatico.

I cambi automatici automobilistici possono essere classificati in (vedere [13]):

- Robotizzati: è sostanzialmente un cambio manuale dotato di attuatori elettrici o idraulici per il governo delle aste di innesto delle marce e per i movimenti della frizione, comandati da una centralina elettronica.
- Automatici (propriamente detti): il rapporto di trasmissione viene variato tramite freni e frizioni che agiscono su un treno di rotismi epicicloidali, comandati idraulicamente da un regolatore. Fra motore e cambio è interposto un convertitore di coppia, che sostituisce la normale frizione.
- Cambi continui (Continuously Variable Transmission, CVT): il rapporto di trasmissione può variare senza soluzione di continuità tra due valori limite.

I.2.4 Attuatore dello sterzo

Il comando di sterzo può essere generato da un controllore PID (Proporzionale, Integrativo, Derivativo) che abbia come ingresso lo scostamento laterale del baricentro del veicolo dalla traiettoria desiderata, con un termine addizionale che tenga conto dell'imbardata del veicolo stesso (vedere ad esempio [26]). Generalmente il comando di sterzo viene realizzato tramite una rotazione del

piantone di sterzo comandato da un motore elettrico. Tale motore elettrico può essere lo stesso impiegato per realizzare il servosterzo elettrico. Uno spaccato di un servosterzo elettrico è riportato in Figura AI.0.4.

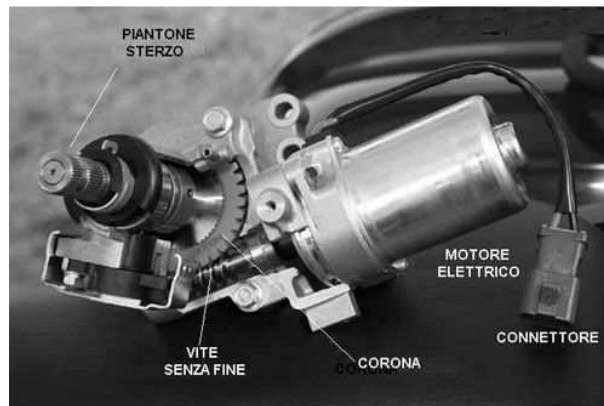


Figura AI.0.4: Spaccato di servosterzo elettrico (immagine tratta da [70])

I.3. Sistemi di telecomunicazione

Nel caso in cui sia previsto un coordinamento fra i veicoli automatici, o lo scambio di informazioni fra infrastruttura e veicoli, occorre un sistema di telecomunicazione.

I sistemi di telecomunicazione senza fili si basano generalmente su diversi tipi di onde elettromagnetiche:

- I. Onde radio;
- II. Microonde;
- III. Infrarossi;
- IV. Laser;

I sistemi basati su microonde, infrarossi e laser hanno lo svantaggio di richiedere la visibilità ottica fra trasmittente e ricevente, dunque permettono la comunicazione diretta solo fra due veicoli consecutivi. Una comunicazione fra due veicoli non consecutivi dovrà essere ricevuta e poi ritrasmessa da tutti i veicoli intermedi. Questa operazione introduce un ritardo sistematico nei tempi complessivi di comunicazione.

Nell'ambito di ognuna delle tipologie elencate esistono diverse tecnologie, che impiegano diverse bande di frequenza con diversi protocolli di telecomunicazione.

La sicurezza e le prestazioni delle operazioni di guida automatiche sono influenzate dalle caratteristiche del sistema di telecomunicazione impiegato:

- Velocità di trasmissione dati;
- Ritardi di comunicazione;

- Perdita di informazioni;
- Campo di ricezione;
- Attitudini alla mobilità (capacità di comunicare in movimento).

La velocità di trasmissione e l'entità dei ritardi di comunicazione vanno a condizionare le prestazioni del controllo automatico, poiché determinano lo scostamento temporale fra lo stato del sistema e le informazioni a disposizione del controllo. Per approfondimenti sull'argomento vedere [71] e [42].

Alcuni standard di telecomunicazione basati su onde radio sono il Wi-Fi (Wireless Fidelity), il Wi-Max (acronimo di Worldwide Interoperability for Microwave Access), l'UMTS (Universal Mobile Telecommunications System) e il GSM (Global System for Mobile Communications).

I.4. Sistemi di elaborazione dati

Le informazioni ricavate dai sensori di bordo, quelle comunicate da altri veicoli o dall'infrastruttura e quelle relative allo stato del sistema devono essere elaborate ai fini della determinazione delle azioni di controllo, che verranno implementate tramite gli attuatori.

Il sistema di elaborazione può spaziare da un semplice controllore PID ad un computer, fino ad un cluster di computer (vedere [56]).

La comunicazione fra i vari elementi del sistema automatico (sensori, attuatori, sistema di telecomunicazione, sistema di elaborazione) può essere realizzata tramite una rete Ethernet (anche conosciuto con il nome di norma IEEE 802.3) o un bus CAN (Controller Area Network). In [56] sono impiegati entrambi i metodi.

Allegato II. Dimostrazione analitica della string stability

II.1. Calcolo delle norme

$$\|f_i\|_{\infty} = \sup_{t \geq 0} |f_i(t)| \quad (\text{AII.1})$$

$$\|f_i(0)\|_{\infty} = \sup_i |f_i(0)| \quad (\text{AII.2})$$

$$\|f_i\|_1 = \int_0^{\infty} |f_i(t)| \cdot dt \quad (\text{AII.3})$$

$$\|f_i(0)\|_1 = \sum_{i=1}^{\infty} |f_i(0)| \quad (\text{AII.4})$$

II.2. Schema del platoon

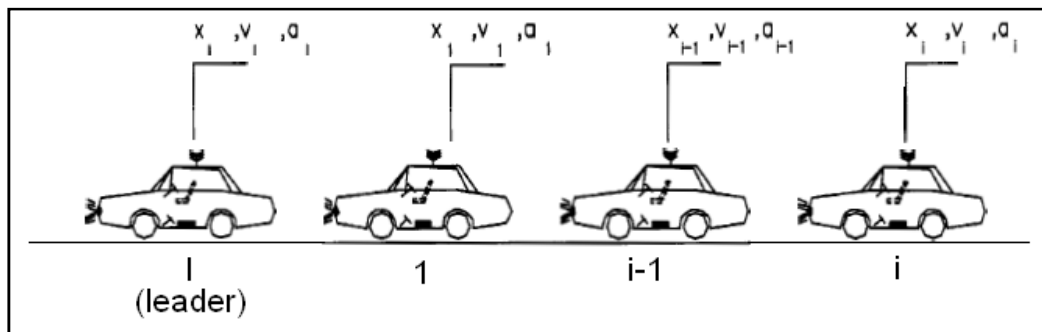


Figura AII.0.1: Modello di platoon veicolare

L'errore di distanziamento è definito dall'eq. (AII.5), utilizzando la simbologia riportata in Tabella AII.0.1.

$$\mathcal{E}_i = x_i - x_{i-1} + L_i \quad (\text{AII.5})$$

Tabella AII.0.1: Simbologia utilizzata nelle equazioni della dimostrazione analitica della string stability

Simbolo	Grandezza
ε_i	errore di distanziamento fra il veicolo i ed il veicolo $(i-1)$
x_i	posizione del veicolo i -esimo
x_{i-1}	posizione del veicolo $(i-1)$ -esimo
L_i	distanza desiderata fra il veicolo $(i-1)$ ed il veicolo i

Attraverso la legge di controllo del moto longitudinale, supponesta uguale per tutti i veicoli del platoon, si trova il legame fra ε_i ed ε_{i-1} , che è rappresentato da un'equazione differenziale. Effettuandone la trasformata di Laplace si ottiene:

$$\hat{\varepsilon}_i(s) = H(s) \cdot \hat{\varepsilon}_{i-1}(s) \quad \text{per } i=2, \dots, n \quad (\text{AII.6})$$

Per il veicolo leader del platoon ($i=1$) si ha invece:

$$\hat{\varepsilon}_1(s) = G(s) \cdot \hat{a}_1(s) \quad (\text{AII.7})$$

Dove $a_1(t)$ definisce la legge di accelerazione del veicolo leader nel dominio del tempo, ed $\hat{a}_1(t)$ ne è la trasformata di Laplace.

II.3. Analisi della string stability

Secondo il Teorema di convoluzione:

$$\mathcal{L}(f) \cdot \mathcal{L}(g) = \mathcal{L}(f * g) \Rightarrow \mathcal{L}^{-1}(\mathcal{L}(f) \cdot \mathcal{L}(g)) = f * g \quad (\text{AII.8})$$

Nell'eq. (AII.8) il simbolo $*$ indica l'operazione di convoluzione, mentre il simbolo \mathcal{L} indica la trasformata di Laplace, ed il simbolo \mathcal{L}^{-1} indica l'antitrasformata di Laplace.

Si definisce inoltre l'impulse response di $H(s)$:

$$h(t) = \mathcal{L}^{-1}(H(s)) \quad (\text{AII.9})$$

Se si applica il Teorema di convoluzione all'equazione (AII.6) si ottiene :

$$\varepsilon_i = h * \varepsilon_{i-1} \quad (\text{AII.10})$$

Si applica poi la norma-infinito (massimo valore nel tempo) ad entrambi i membri dell'eq. (AII.10) e si ottiene l'eq. (AII.11).

$$\|\mathcal{E}_i\|_\infty = \|h * \mathcal{E}_{i-1}\|_\infty \quad (\text{AII.11})$$

A questo punto occorre introdurre la disuguaglianza di Young, che afferma:

$$\|f * g\|_r \leq \|f\|_p \cdot \|g\|_q \quad \text{con} \quad \frac{1}{p} + \frac{1}{q} = \frac{1}{r} + 1 \quad (\text{AII.12})$$

Applicando la disuguaglianza di Young all'eq. (AII.11) si ottiene la seguente disequazione:

$$\|\mathcal{E}_i\|_\infty = \|h * \mathcal{E}_{i-1}\|_\infty \leq \|h\|_1 \cdot \|\mathcal{E}_{i-1}\|_\infty \quad (\text{AII.13})$$

Si definisce a questo punto:

$$\alpha = \|h\|_1 \quad (\text{AII.14})$$

Si ha la String Stability se gli errori di distanziamento non si amplificano lungo il platoon, cioè se:

$$\|\mathcal{E}_i\|_\infty \leq \alpha \cdot \|\mathcal{E}_{i-1}\|_\infty \leq \|\mathcal{E}_{i-1}\|_\infty \Rightarrow \alpha = \|h\|_1 \leq 1 \quad (\text{AII.15})$$

È a questo punto necessario introdurre nelle eq. (AII.16), (AII.17), (AII.18) quanto afferma la teoria dei sistemi lineari.

$$|H(0)| \leq \|H(s)\|_\infty \leq \|h\|_1 \quad (\text{AII.16})$$

$$|H(0)| = \left| \int_0^\infty h(t) \cdot e^{-0t} \cdot dt \right| = \left| \int_0^\infty h(t) \cdot dt \right| \quad (\text{AII.17})$$

$$\|h\|_1 = \int_0^\infty |h(t)| \cdot dt \quad (\text{AII.18})$$

È possibile osservare che se $h(t)$ non cambia segno si ha:

$$\left| \int_0^{\infty} h(t) \cdot dt \right| = \int_0^{\infty} |h(t)| \cdot dt \Rightarrow |H(0)| = \|h\|_1 \quad (\text{AII.19})$$

Come conseguenza dell'eq. (AII.19), se $h(t)$ non cambia segno la disequazione (AII.16) diventa un'equazione:

$$|H(0)| = \|H(s)\|_{\infty} = \|h\|_1 \quad (\text{AII.20})$$

Richiedere che $\alpha = \|h\|_1 \leq 1$ (vedere eq. (AII.15)) coincide in questo caso con richiedere che il picco della funzione di trasferimento $H(s)$ sia minore o uguale a uno:

$$\|H(s)\|_{\infty} \leq 1 \quad (\text{AII.21})$$

Quest'ultima condizione, che generalmente è necessaria, diventa allora necessaria e sufficiente per la String Stability se $h(t)$ non cambia segno.

Come si può intuire dall'eq. (AII.20), $h(t)$ non cambia segno se il picco della funzione di trasferimento $H(s)$ ha lo stesso valore o coincide col modulo della stessa a frequenza nulla. Un tale caso è rappresentato ad esempio da una funzione di trasferimento del 1° ordine.

Allegato III. Leggi di controllo longitudinale del platooning esistenti

Al fine della realizzazione del platooning è necessario che il sistema platoon sia governato da logiche di controllo longitudinale ben precise, che istante per istante governi il moto dei veicoli componenti il platoon stesso. Queste logiche di controllo longitudinale sono state studiate già a partire dagli anni '60 in tutto il mondo.

La configurazione dell'accoppiamento dinamico tra i veicoli è data da questi elementi:

- Disponibilità d'informazioni relative alla statica, cinematica e alla dinamica dei veicoli;
- Politiche di distanziamento interveicolare;
- Leggi di controllo implementate per il platooning.

In funzione delle caratteristiche e proprietà tecnologiche dei veicoli a cui si vuole imporre il moto longitudinale in platooning, si possono definire diverse leggi di controllo del sistema.

Se tutti i veicoli di un platoon fossero dotati di un controllore asintoticamente stabile non necessariamente sarebbe garantita la stabilità dell'intero platoon. Per questo è necessario trovare delle leggi di controllo longitudinale del veicolo che permettano non solo di controllarne nel tempo il moto longitudinale del singolo veicolo in modo stabile, ma anche di controllare e garantire una dinamica stabile dell'intero platoon. Questo significa introdurre il concetto di String Stability, già descritto nell'Allegato II, per il quale tutti i veicoli che procedono longitudinalmente in formazione di platoon riescono a ripetere con grande precisione le manovre effettuate dal proprio veicolo predecessore permettendo quindi, arrivati alle condizioni di regime, una marcia dell'intero platoon stabile e non oscillante nel tempo.

Le leggi di controllo della marcia longitudinale di un veicolo sono attualmente molto numerose, ma solo alcune di esse sono applicabili e implementabili come logiche di platooning per il problema della stabilità dell'intero sistema.

In questo Allegato vengono presentate le leggi di controllo longitudinale di veicoli destinati a viaggiare in formazione di platoon espone in [8]. Queste strategie di controllo possono essere suddivise in base alla politica di distanziamento adottata:

1. Strategie a distanziamento costante (Constant Spacing): in queste strategie, il distanziamento interveicolare desiderato è indipendente dalla velocità dei veicoli controllati. La capacità stradale potenzialmente

ottenibile con l'implementazione di queste strategie risulta essere molto elevata.

2. Strategie a distanziamento variabile (Variable Spacing): la distanza interveicolare desiderata varia con la velocità dei veicoli. I requisiti di rilevamento delle caratteristiche dinamiche dei veicoli non sono così stringenti come per le strategie di controllo a distanziamento costante. La capacità stradale ottenibile risulta essere sempre più limitata all'aumentare della velocità longitudinale del platoon.
3. Strategie ibride: queste strategie sono ottenibili dall'implementazione di una strategia Variable Spacing per alcuni veicoli e da una strategia Constant Spacing per i rimanenti. Queste risultano essere molto complicate dal punto di vista analitico e di difficile analisi ed interpretazione.

Nella progettazione di una logica di controllo per il moto longitudinale dei veicoli, il primo passo consiste nella scelta di una politica di distanziamento longitudinale (costante o variabile).

Segue poi la progettazione della legge di controllo, che avviene ricercando le seguenti caratteristiche (vedere [8] o [53]):

- Stabilità individuale del veicolo: capacità di ogni veicolo di seguire ogni profilo limitato di velocità ed accelerazione del proprio predecessore, con limitati errori di distanziamento e velocità nel tempo;
- Annullamento dell'errore di distanziamento a regime: indipendentemente dalle manovre del veicolo leader, è richiesto che ogni veicolo controllato mantenga il distanziamento desiderato a regime;
- String stability: gli errori di distanziamento tra i veicoli non devono amplificarsi lungo il platoon (vedere Allegato II).

Nel seguito dell'Allegato vengono riportate le strategie di controllo espresse in [8], suddivise in base alla politica di distanziamento adottata. Il valore u_i rappresenta l'accelerazione desiderata per il veicolo i -esimo.

III.1. Strategie constant spacing

III.1.1 Controllo con informazioni sul solo veicolo di riferimento (leader)

$$u_i = \ddot{x}_{leader} - K_d \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{leader}) - K_p \cdot \left(x_i - x_{leader} + \sum_{j=1}^i L_j \right) \quad (\text{AIII.22})$$

In cui L_j è il distanziamento interveicolare desiderato tra il j -esimo veicolo e il

suo predecessore.

Le dinamiche dell'errore di distanziamento vengono analizzate per tutte le leggi di controllo in questo modo:

$$\ddot{\varepsilon}_i = \ddot{x}_i - \ddot{x}_{i-1} = u_i - u_{i-1} \quad (\text{AIII.23})$$

Dalle due equazioni precedenti si ottiene:

$$\ddot{\varepsilon}_i + K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i + K_p \cdot \varepsilon_i = 0 \quad (\text{AIII.24})$$

Gli autori affermano che questa legge di controllo permette di ottenere la String Stability del platoon, ma che essa risulta essere molto pericolosa in quanto non tiene conto delle informazioni riguardanti il veicolo predecessore.

III.1.2 Controllo autonomo

In questa strategia, la legge di controllo è basata solo sull'operato dei sensori di bordo veicolo.

$$u_i = -K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i - K_p \cdot \varepsilon_i \quad (\text{AIII.25})$$

La funzione di trasferimento fra gli errori di distanziamento ddi due veicoli risulta essere pari a:

$$G_\varepsilon(s) = \frac{\hat{\varepsilon}_i}{\hat{\varepsilon}_{i-1}} = \frac{K_d \cdot s + K_p}{s^2 + K_d \cdot s + K_p} \quad (\text{AIII.26})$$

Per l'analisi della String Stability si esamina il modulo della funzione di trasferimento degli errori, che risulta essere pari a:

$$|G_\varepsilon(jw)| = \sqrt{\frac{K_p^2 + K_d^2 \cdot w^2}{(K_p - w^2)^2 + K_d^2 \cdot w^2}} \quad (\text{AIII.27})$$

Per valori positivi delle costanti di guadagno K_d e K_p il modulo riportato in eq. (AIII.27) risulta essere ≥ 1 per frequenze sufficientemente piccole. Questo porta ad affermare che la String Stability non è garantita con la legge di controllo autonoma.

III.1.3 Controllo semi-autonomo

In questa legge di controllo si suppone di conoscere con precisione l'accelerazione istantanea del veicolo precedente.

$$u_i = K_a \cdot \ddot{x}_{i-1} - K_d \cdot \dot{\varepsilon}_i - K_p \cdot \varepsilon_i \quad (\text{AIII.28})$$

Per l'analisi della String Stability si determinano la funzione di trasferimento tra gli errori di distanziamento di due veicoli consecutivi ed il suo modulo:

$$G_\varepsilon(s) = \frac{\hat{\varepsilon}_i}{\hat{\varepsilon}_{i-1}} = \frac{K_a \cdot s^2 + K_d \cdot s + K_p}{s^2 + K_d \cdot s + K_p} \quad (\text{AIII.29})$$

$$|G_\varepsilon(j\omega)| = \left| \frac{(K_p - K_a \cdot \omega^2) + j \cdot K_d \cdot \omega}{(K_p - \omega^2) + j \cdot K_d \cdot \omega} \right| \quad (\text{AIII.30})$$

Per valori di $K_a > 1$, il modulo della G_ε risulta essere maggiore di 1 per frequenze sufficientemente elevate, mentre per valori di $K_a < 1$, il modulo della G_ε risulta essere maggiore di 1 per frequenze sufficientemente piccole. Da ciò risulta che l'errore di distanziamento si amplifica lungo il platoon. Per $K_a = 1$, il modulo della funzione di trasferimento tra due veicoli consecutivi risulta essere pari a 1 per ogni frequenza, garantendo la String Stability al limite (condizione di Weak String Stability).

III.1.4 Controllo con informazioni su leader del platoon e predecessore

$$S_i = \dot{\varepsilon}_i + q_1 \cdot \varepsilon_i + q_3 \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{leader}) + q_4 \cdot \left(x_i - x_{leader} + \sum_{j=1}^i L_j \right) \quad (\text{AIII.31})$$

Il comando S_i incorpora le informazioni del leader e dei veicoli precedenti. Questo è scelto in modo che le dinamiche dell'errore di distanziamento garantiscano la String Stability dell'intero platoon.

Si vuole ottenere $S_i \cdot \dot{S}_i \leq 0$, perciò si pone:

$$\dot{S}_i + \lambda \cdot S_i = 0 \quad \text{con } \lambda > 0 \quad (\text{AIII.32})$$

Dall'eq. (AIII.32) deriva che:

$$\begin{aligned} \dot{S}_i + \lambda \cdot S_i = & \ddot{\varepsilon}_i + (\lambda + q_1) \cdot \dot{\varepsilon}_i + q_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon_i + q_3 \cdot (\ddot{x}_i - \ddot{x}_{leader}) + \\ & + (q_4 + q_3 \cdot \lambda) \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{leader}) + q_4 \cdot \lambda \cdot \left(x_i - x_{leader} + \sum_{j=1}^i L_j \right) = 0 \end{aligned} \quad (\text{AIII.33})$$

Ricordando che per definizione:

$$\ddot{\varepsilon}_i = \ddot{x}_i - \ddot{x}_{i-1} \quad (\text{AIII.34})$$

Si calcola la variabile di controllo u_i dall'eq. (AIII.33).

$$\begin{aligned} u_i = \ddot{x}_i = & \frac{1}{1 + q_3} \cdot \left[\ddot{x}_{i-1} + q_3 \cdot \ddot{x}_{leader} - (\lambda + q_1) \cdot \dot{\varepsilon}_i - q_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon_i + \right. \\ & \left. - (q_4 + q_3 \cdot \lambda) \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{leader}) + \right. \\ & \left. - q_4 \cdot \lambda \cdot \left(x_i - x_{leader} + \sum_{j=1}^i L_j \right) \right] \end{aligned} \quad (\text{AIII.35})$$

Dalla differenza fra u_i ed u_{i-1} è infine possibile ricavare la funzione di trasferimento fra gli errori di distanziamento:

$$G_\varepsilon(s) = \frac{\hat{\varepsilon}_i}{\hat{\varepsilon}_{i-1}} = \frac{s + q_1}{(1 + q_3)s + (q_1 + q_4)} \quad (\text{AIII.36})$$

Si può calcolare che il modulo della funzione di trasferimento G_ε è minore di 1 per ogni frequenza, garantendo così la String Stability se i guadagni sono positivi.

III.1.5 Controllo semi-autonomo con conoscenza della posizione del veicolo nel platoon

Questa legge si ottiene modificando la legge di controllo precedente (III.1.4). Riprendendo l'eq. (AIII.35) ed eliminandone la componente legata all'accelerazione del leader del platoon (\ddot{x}_{leader}) si ottiene:

$$\begin{aligned} u_i = & \frac{1}{1 + q_3} \cdot \left[\ddot{x}_{i-1} - (q_1 + \lambda) \cdot \dot{\varepsilon}_i - q_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon_i + \right. \\ & \left. - (q_4 + \lambda \cdot q_3) \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{leader}) - \lambda \cdot q_4 \cdot \left(x_i - x_{leader} + \sum_{j=1}^i L_j \right) \right] \end{aligned} \quad (\text{AIII.37})$$

Conoscendo la posizione ordinale nel platoon del veicolo controllato, è possibile ricostruire $\dot{x}_{leader} = v_{leader}$ e x_{leader} in base alle informazioni possedute sul veicolo precedente.

Per l'analisi della String Stability si determina la funzione di trasferimento tra gli errori di distanziamento di due veicoli consecutivi:

$$G_\varepsilon(s) = \frac{\hat{\varepsilon}_i}{\hat{\varepsilon}_{i-1}} = \frac{s + q_1}{(1 + q_3)s + (q_1 + q_4)} \quad (\text{AIII.38})$$

La funzione di trasferimento G_ε è uguale al caso della legge di controllo precedente (III.1.4), dunque la String Stability è garantita. Le informazioni sul leader sono in realtà però stimate con la seguente eq. (il leader si trova j posizioni avanti):

$$\hat{\varepsilon}_{i-j} = G_\varepsilon^{-j} \cdot \hat{\varepsilon}_i \quad (\text{AIII.39})$$

Questo nella realtà comporta l'amplificazione del rumore, che riduce l'accuratezza della stima. Per questo con questa legge di controllo la lunghezza del platoon deve essere limitata.

III.1.6 Controllo con informazioni sugli "r" veicoli precedenti

Se il platoon è costituito da un numero elevato di veicoli, i ritardi nelle comunicazioni delle informazioni tra il veicolo leader e i veicoli coda del platoon possono portare ad una significativa diminuzione delle performance dello stesso. Per aggirare tali problemi, una strategia che richiede di conoscere solo le informazioni dei veicoli vicini è auspicabile.

Questa legge si implementa per limitare l'effetto dei tempi di comunicazione lungo il platoon. La legge di controllo è riportata in eq. (AIII.40).

$$u_i = \sum_{j=1}^r \left[\begin{array}{l} K_{aj} \cdot \ddot{x}_{i-j} - K_{dj} \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-j}) - \\ - K_{pj} \cdot \left(x_i - x_{i-j} + \sum_{K=\max[0, i-j+1]}^i L_K \right) \end{array} \right] \text{ con} \quad (\text{AIII.40})$$

$$x_{i-j} \equiv x_{leader} \quad \forall i \leq j$$

Per analizzare la String Stability ricava la funzione di trasferimento G_ε fra gli errori di distanziamento di due veicoli consecutivi.

$$G_{\varepsilon}(s) = \frac{\hat{\varepsilon}_i}{\hat{\varepsilon}_{i-1}} = \frac{K_{aj} \cdot s^2 + K_{vj} \cdot s + K_{pj}}{s^2 + \sum_{j=1}^r (K_{vj} \cdot s + K_{pj})} \quad (\text{AIII.41})$$

In [53] viene affermato che con questa legge di controllo è possibile garantire solamente la Weak String Stability, cioè che l'ampiezza dell'errore di distanziamento si trasmetta lungo il platoon mantenendosi costante.

III.1.7 Strategia mini-platoon

In questa strategia ogni platoon è diviso in mini-platoon, e l'ultimo veicolo di ogni mini-platoon diventa il riferimento per il mini-platoon seguente. Il singolo veicolo riceve perciò informazioni da un leader locale, che è il veicolo di coda del mini-platoon precedente.

La strategia di controllo mini-platoon impiega l'idea di retroazionare le informazioni da più veicoli di riferimento, per migliorare la robustezza della stringa di veicoli nei confronti degli effetti dei ritardi di comunicazione associati alla trasmissione delle informazioni dal veicolo leader. Il controllore fornito nella strategia III.1.4 è modificato in questo modo:

$$S_i = \dot{\varepsilon}_i + q_1 \cdot \varepsilon_i + q_3 \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{i,rif}) + q_4 \cdot \left(x_i - x_{i,rif} + \sum_{j=i,rif+1}^i L_j \right) \quad (\text{AIII.42})$$

Dove con il pedice *rif* ci si riferisce all'indice del veicolo di riferimento per il veicolo controllato.

La variabile di controllo u_i è ricavata ponendo $\dot{S}_i + \lambda \cdot S_i = 0$. Ogni mini-platoon è costituito da r veicoli ed n è la posizione ordinale di ogni mini-platoon nel platoon.

Per $nr + 1 \leq i < (n + 1) \cdot r$, con $n = 0, 1, 2, \dots$, si ha:

$$u_i = \frac{1}{1 + q_3} \cdot \left[\ddot{x}_{i-1} + q_3 \cdot \ddot{x}_{nr} - (q_1 + \lambda) \cdot \dot{\varepsilon}_i - q_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon_i + \right. \\ \left. - (q_4 + \lambda \cdot q_3) \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{nr}) - \lambda \cdot q_4 \cdot \left(x_i - x_{nr} + \sum_{j=nr+1}^i L_j \right) \right] \quad (\text{AIII.43})$$

Mentre per $i = nr$, con $n = 1, 2, \dots$, si ha:

$$\begin{aligned}
 u_i = & \frac{1}{1+q_3} \cdot [\ddot{x}_{i-1} + q_3 \cdot \ddot{x}_{(n-1)r} - (q_1 + \lambda) \cdot \dot{\varepsilon}_i + \\
 & - q_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon_i - (q_4 + \lambda \cdot q_3) \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{(n-1)r}) + \\
 & - \lambda \cdot q_4 \cdot \left(x_i - x_{(n-1)r} + \sum_{j=(n-1)r+1}^i L_j \right)] \quad (\text{AIII.44})
 \end{aligned}$$

L'errore di distanziamento si attenua lungo il singolo mini-platoon, mentre fra i leader dei mini-platoon è garantita solo la non amplificazione degli errori (Weak String Stability).

III.1.8 Strategia mini-platoon con informazioni sul leader

I veicoli leader dei mini-platoon dispongono di informazioni riguardanti il leader globale dell'intero platoon.

La motivazione di questa strategia è quella di migliorare la String Stability del intero platoon rispetto alla strategia precedente (III.1.7), mettendo a disposizione le informazioni sul veicolo leader dell'intero platoon ai veicoli leader di ogni mini-platoon.

Per $nr+1 \leq i < (n+1) \cdot r$, con $n=0,1,2,\dots$, la variabile di controllo è:

$$\begin{aligned}
 u_i = & \frac{1}{1+q_3} \cdot [\ddot{x}_i + q_3 \cdot \ddot{x}_{nr+1} - (q_1 + \lambda) \cdot \dot{\varepsilon}_i + \\
 & - q_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon_i - (q_4 + \lambda \cdot q_3) \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{nr+1}) + \\
 & - \lambda \cdot q_4 \cdot \left(x_i - x_{nr+1} + \sum_{k=nr+2}^i L_k \right)] \quad (\text{AIII.45})
 \end{aligned}$$

Mentre per $i = nr$, con $n=1,2,\dots$ ed $r =$ lunghezza dei mini-platoon, si ha:

$$\begin{aligned}
 u_{nr+1} = & \frac{1}{1+q_3} \cdot [\ddot{x}_{nr} + q_3 \cdot \ddot{x}_1 - (q_1 + \lambda) \cdot \dot{\varepsilon}_{nr+1} + \\
 & - q_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon_{nr+1} - (q_4 + \lambda \cdot q_3) \cdot (\dot{x}_{nr+1} - \dot{x}_1) + \\
 & - \lambda \cdot q_4 \cdot \left(x_{nr+1} - x_1 + \sum_{k=2}^{nr+1} L_k \right)] \quad (\text{AIII.46})
 \end{aligned}$$

Si può ricavare che l'errore di distanziamento decresce lungo il mini-platoon, e lungo il platoon fra i leader dei mini-platoon.

III.2. Strategie variable spacing

III.2.1 Autonomous Intelligent Cruise Control (AICC)

Il distanziamento interveicolare obiettivo per questa legge di controllo è dipendente dalla velocità del veicolo controllato. In particolare tale distanziamento, per il veicolo i -esimo, ha una componente L costante rispetto alla velocità, ed una componente linearmente proporzionale alla velocità del veicolo con un fattore h_w . Questo fattore è chiamato distanziamento temporale. Avendo definito un distanziamento variabile con la velocità del veicolo controllato, si definisce il relativo errore di distanzamento per il veicolo i -esimo:

$$\delta_i = x_i - x_{i-1} + L + h_w \cdot \dot{x}_i \quad (\text{AIII.47})$$

Questa strategia, come in generale tutte quelle Variable Spacing, limita la capacità stradale ottenibile soprattutto ad alte velocità. La variabile di controllo u_i è riportata in eq. (AIII.48).

$$u_i = -\frac{\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1} + \lambda \cdot \delta_i}{h_w} \quad (\text{AIII.48})$$

La funzione di trasferimento fra gli errori di distanzamento di due veicoli consecutivi è riportata in eq. (AIII.49).

$$G_\delta(s) = \frac{\delta_i}{\delta_{i-1}} = \frac{1}{h_w \cdot s + 1} \quad (\text{AIII.49})$$

Si può osservare che il modulo della funzione di trasferimento G_δ è minore o uguale ad 1 per qualsiasi frequenza. Si ha inoltre:

$$\begin{aligned} |G_\delta(0)| = \|G_\delta(s)\|_\infty &\leq 1 \Rightarrow \\ \|g_\delta(t)\|_1 = \|G_\delta(s)\|_\infty &\leq 1 \end{aligned} \quad (\text{AIII.50})$$

Per quanto spiegato nell'Allegato II, questo significa che la String Stability è garantita dalla legge di controllo AICC.

III.3. Strategie ibride

III.3.1 Legge a distanziamento temporale costante con informazioni sugli “r” veicoli precedenti

La variabile di controllo u_i è definita come segue:

$$u_i = \sum_{j=1}^r \left[K_{aj} \cdot \ddot{x}_{i-j} - K_{vj} \cdot (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-j}) + \right. \\ \left. - K_{pj} \cdot \left(x_i - x_{i-j} + \sum_{K=\max[0, i-j+1]}^i L_K \right) \right] - K_v \cdot \dot{x}_i \quad (\text{AIII.51})$$

Nell’eq. (AIII.51) L_K è il distanziamento interveicolare desiderato tra il k-esimo veicolo e il suo predecessore.

Come spiegato in [8], questa strategia di controllo può al massimo garantire la Weak String Stability, cioè che l’ampiezza degli errori di distanziamento si propaghi lungo il platoon mantenendosi uguale in ampiezza.

Questo metodo presenta il difetto di essere pesante per quanto riguarda l’impegno delle telecomunicazioni fra i veicoli.

Nomenclatura e lista degli acronimi

ABS: Anti-lock Braking System
ABS: Anti-Brake System
ACC: Adaptive Cruise Control
ADAS: Advanced Driver Assistance System
AHS: Automated Highway System
AICC: Autonomous Intelligent Cruise Control
AIST: National Institute of Advanced Industrial Science and Technology
ASR: Anti-Slip Regulation
ASSET-ROAD: Advanced Safety and driver Support in Essential road Transport
CALTRANS: California Department of Transportation
CAN: Controller Area Network
CC: Cruise Control
CMBS: Collision Mitigation Brake System
CMU NavLab: Carnegie Mellon University Navigation Laboratory
CVT: Continuously Variable Transmission
CW/CA: Collision Warning/Collision Avoidance System
DARPA: Defense Advanced Research Projects Agency
DGPS: Differential Global Positioning System
DRIVE: Dedicated Road Infrastructure for Vehicle Safety in Europe
DSA: Driving Standards Agency
DSRC: Dedicated Short Range Communication
EBD: Electronic Brake-force Distribution
EBL: Electronic Brake-force Limitation
EBS: Electronic Brake System
EBW: Electronic Brake Warning
ECU: Engine Control Unit
ESC: Electronic Stability Control
ESP: Electronic Stability Program
FDT: Funzione di Trasferimento
FHWA: United States Federal Highway Administration
FTA: Federal Transit Administration
GPS/INS: Global Positioning System/Inertial Navigation System
GPS: Global Positioning System
GSM: Global System for Mobile Communications
HCM: Highway Capacity Manual
IMTS: Intelligent Multimodal Transit System
IRSA: Integrated Full-range Speed Assistant

ITS: Intelligent Transportation System
IV: Intelligent Vehicle
IVI: Intelligent Vehicle Initiative
LASER: Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation
LASMEA: Laboratoire des Sciences et Matériaux pour l'Electronique et d'Automatique
LIDAR: Light Detection And Ranging
MAD: Mean Absolute Deviation
MARS: Multy Agent Real-time Simulator
MEL: Mechanical Engineering Laboratory
MF di Pacejka: Magic Formulae di Pacejka
MOB-LAB: MOBILE LABORATORY
NAHSC: National Automated Highway Systems Consortium
NHTSA: National Highway Traffic Safety Administration
PATH: Partners for Advanced Transit and Highways
PID: Proporzionale Integrativo Derivativo
PREVENT: Preventive and Active Safety Applications Integrated Project
PROMETHEUS: PROgramme for a European Traffic of Highest Efficiency and Unprecedented Safety
RADAR: RADIO Detection And Ranging
RTK-GPS: Real Time Kinematic – Global Positioning System
SARTRE: Safe Road Trains for the Environment
SDT: Safe Drive Training
TPMS: Tire Pressure Monitoring System
UCB-ITS: Institute of Transportation Studies dell'Università della California di Berkeley
UMTS: Universal Mobile Telecommunications System
US-DoD: US Department of Defense
US-DOT: US Department of Transportation
VeHIL: Vehicle Hardware In the Loop
VPHPL: Vehicle per Hour per Lane
Wi-Fi: Wireless Fidelity
Wi-Max: Worldwide Interoperability for Microwave Access

Bibliografia

- [1] G.R. Bruntland, "Our common future," in *Report of the World Commission on Environment and Development*, 1987.
- [2] M. Parent, Y. Zvirin A. Alessandrini, "Evaluation of Advanced Transport Systems for," *International Journal of ITS Research*, vol. 7, no. 1, June 2009.
- [3] J. Karl Hedrick Dragos B. Maciucă, *Brake dynamics effect on AHS lane capacity.*, 1995.
- [4] Stabile, Frascaroli, Browand Zabat, *The aerodynamic performance of platoons: final report.*, 1995.
- [5] Fred Browand Mark Michaelian, *Field Experiments Demonstrate Fuel Savings for Close-Following.*, 2000.
- [6] Petros A. Ioannou, "Autonomous Intelligent Cruise Control," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 42, no. 4, November 1993.
- [7] Alexander Kanaris, Fu-Sheng Ho Petros Ioannou, "Automated Highway System WBS C1 Final Report Appendices - Appendix B," Center for Advanced Transportation Technologies - University of Southern California, 1996.
- [8] D.V.A.H.G. Swaroop, "String Stability of interconnected systems: an application to platooning in Automated Highway Systems," California Partners for Advanced Transit and Highways (PATH) - UC Berkeley, 1997.
- [9] Pravin Varaiya Roberto Horowitz, *Control design of an Automated Highway System.*, 2000.
- [10] US Department of Transportation. RITA (Research and Innovative Technology Administration). [Online]. <http://www.its.dot.gov>
- [11] Bongsob Song, J. Karl Hedrick Peter Seiler, *Development of a Collision Avoidance System.*, 1998.
- [12] D. N. Godbole, J. Lygeros, R. Sengupta J. B. Michael, "Capacity Analysis of Traffic Flow over a Single-Lane Automated Highway System," *Journal of ITS* , 1998.
- [13] Wikipedia. [Online]. <http://www.wikipedia.org>
- [14] Volkswagen. Volkswagen Italia. [Online]. <http://it.volkswagen.com>
- [15] Commissione Europea. Intelligent Car Initiative "i2010". [Online]. http://ec.europa.eu/information_society/activities/intelligentcar/icar/index_it.htm
- [16] S.E. Shladover, "PATH at 20 – History and Major Milestones," 2006.

- [17] California PATH, "Vehicle Platooning and Automated Highways," 1997.
- [18] Todd Jochem, Deam Pomerlau Chuck Thorpe, *The 1997 automated highway free agent demonstration.*, 1998.
- [19] Cheryl Little, "The Intelligent Vehicle Initiative: Advancing "Human-Centered" Smart Vehicles," 1997.
- [20] Carnegie Mellon University. Carnegie Mellon Robotics Institute. [Online]. <http://www.ri.cmu.edu>
- [21] Carnegie Mellon Univeristy. Carnegie Mellon School of Computer Science. [Online]. <http://www.cs.cmu.edu>
- [22] A. Broggi, A. Fascioli M. Bertozzi, "Vision-based intelligent vehicles: State of the art and perspectives," 1999.
- [23] Tartan Racing. [Online]. <http://www.tartanracing.org>
- [24] DARPA, *The DARPA Grand Challenge Commemorative Program.*, 2004.
- [25] DARPA, DARPA Grand Challenge - Frequently Asked Questions, 2006.
- [26] Stanford Racing Team, "Stanford Racing Team's Entry In The 2005 DARPA Grand Challenge," 2005.
- [27] DARPA. DARPA Urban Challenge. [Online]. <http://www.darpa.mil/grandchallenge>
- [28] S. Tsugawa, "A History of Automated Highway Systems in Japan and Future Issues," 2008.
- [29] Sadayuki Tsugawa, Kiyohito Tokuda, Takeshi Matsui, Haruki Fujii Shin Kato, "Vehicle Control Algorithms for Cooperative Driving With Automated Vehicles and Intervehicle Communications," 2002.
- [30] PROMETHEUS office, "PROMETHEUS: The European research programme for optimising the Road Transport System in Europe," 1988.
- [31] COMMISSION OF THE EUROPEAN COMMUNITIES, *Dedicated Road Infrastructure for Vehicle Safety in Europe (DRIVE) Final Report on Performance and Results.*, 1994.
- [32] PROMOTE-CHAUFFEUR Consortium, *Promote CHAUFFEUR - User, safety, and operational requirements.*, 1996.
- [33] Commissione Europea, *Telematics Applications for Transport - Project final reports.*, 2000.
- [34] T. Makinen, J. Irion, M. Flament, T. Kessel M. Schulze, *PReVENT - Final Report (IP_D15).*, 2008.
- [35] H. Driever, P. Feenstra, J. Ploeg, G. Klunder, I. Wilmink, A. Zoutendijk, Z. Papp, B. Netten B. Van Arem, *Design and evaluation of an integrated full-range speed assistant.*, 2007.
- [36] A. Broggi, A. Fascioli M. Bertozzi, *The ARGO autonomous vehicle.*,

1999.

- [37] Dipartimento d'Ingegneria dell'informazione Università di Parma. ARGO. [Online]. <http://www.argo.ce.unipr.it/argo/italian/index.html>
- [38] B. Thuilot, F. Marmoiton and P. Martinet J. Bom, *A Global Control Strategy for Urban Vehicles Platooning relying on Nonlinear Decoupling Laws.*, 2005.
- [39] B. Thuilot, J. Bom P. Martinet, "From autonomous navigation to platooning in urban context," 2005.
- [40] Pravin Varaiya, "Smart cars on smart roads," *IEEE TRANSACTIONS ON AUTOMATIC CONTROL*, 1993.
- [41] Edward Munoz Lim, *Lateral and longitudinal vehicle control coupling in the Automated Highway System.*, 1998.
- [42] Suninder Sonia Mahal, *Effects of communication delays on string stability in an AHS environment.*, 2000.
- [43] S.E. Shladover, *Automated vehicles for highway operations (automated highway systems).*, 2003.
- [44] Brambilla Marco, Questioni di portata e potenzialità delle strade, <http://www.traspol.polimi.it/>.
- [45] Hans B. Pacejka, *Tyre and Vehicle Dynamics.*: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2002.
- [46] Quattroruote. [Online]. <http://www.quattroruote.it/>
- [47] Auto. [Online]. <http://www.auto.it/>
- [48] Safe Drive Training. [Online]. <http://www.sdt.com.au/>
- [49] UK Department for Transport. Driving Standards Agency. [Online]. <http://www.dsa.gov.uk>
- [50] *Highway Capacity Manual.*, 2000.
- [51] NAHSC (National Automated Highway System Consortium), *Automated Highway System - Milestone 2 Report - Task C2: downselect system configurations and workshop#3.*, 1997.
- [52] Alfa Romeo. [Online]. <http://www.alfaromeo.it>
- [53] J. K. Hedrick D. Swaroop, "Constant Spacing Strategies for Platooning in Automated Highway Systems," in *String Stability Of Interconnected Systems: An Application To Platooning In Automated Highway Systems.*, 1997.
- [54] M. Guiggiani, *Dinamica del veicolo.*, 1998.
- [55] D. Caveney, "Cooperative Vehicular Safety Applications," *IEEE CONTROL SYSTEMS MAGAZINE*, August 2010.
- [56] Red Team, *DARPA Grand Challenge 2005 Technical Paper.*, 2005.

- [57] EC Elettronica Srl. [Online]. <http://www.blueyesradar.com>
- [58] C. Arthur MacCarley, "Advanced Imaging Techniques for Traffic Surveillance and Hazard Detection," 1997.
- [59] Bengt-Olof As Lars H Eriksson, "Automotive Radar for Adaptive Cruise Control and Collision Warning / Avoidance," 1997.
- [60] A. Rieder, E. D. Dickmanns U. Hofmann, "Radar and vision data fusion for hybrid adaptive cruise control on highways," 2003.
- [61] P.L. Lowbridge, "Low-cost mm-wave radarfor cruise control," 1995.
- [62] Gerd Wanielik Philipp Lindner, "3D LIDAR Processing for Vehicle Safety and Environment Recognition," 2009.
- [63] IREA-CNR. [Online]. <http://milano.irea.cnr.it/3gloss/termini/i.htm>
- [64] Audi Italia. [Online]. <http://www.audi.it>
- [65] La Sapienza Università di Roma. Sapienza - Università di Roma. [Online]. <http://www.uniroma1.it>
- [66] U-blox. U-blox. [Online]. www.u-blox.com
- [67] Joseph Christian Gerdes, *Decoupled design of robust controllers for nonlinear systems.*, 1996.
- [68] J. Christian Gerdes, J. Karl Hedrick Dragos B. Maciuca, "Automatic Braking Control for IVHS," 1994.
- [69] J. Karl Hedrick Dragos B. Maciuca, "Advanced nonlinear brake system control for vehicle platooning," 1995.
- [70] wroar.net. [Online]. <http://www.wroar.net>
- [71] Yu-Han Chen, *Effect of Communication Delays On the Performance of Vehicle Platoons.*, 1995.
- [72] Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti, *Norme funzionali e geometriche per la costruzione delle strade.*, 2001.
- [73] M. Tomizuka, P. Varaiya J.K. Hedrick, *Control issues in automated highway systems.*, 1994.
- [74] Aimsun. [Online]. www.aimsun.com
- [75] Giancarlo Genta, *Meccanica dell'autoveicolo.*, 1993.
- [76] J. Karl Hedrick Dragos B. Maciuca, "Brake dynamics effect on AHS lane capacity," Department of Mechanical Engineering, University of California, Berkeley, 1995.