POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea

Dinamica del rollio e stabilità di veicoli industriali



Relatore

Prof. Mauro Velardocchia

Correlatore

Prof. Alessandro Vigliani

Ing. Antonio Tota

Candidato

Federico Tomatis

Anno Accademico 2021/2022

"La funzione overshootta"

Ringraziamenti

Sono giunto al termine di un lungo cammino. Guardandomi indietro mi stupisco delle esperienze e del percorso che ho avuto in questi anni all'università. Ricordo come se fosse ieri il mio primo giorno: era l'otto ottobre e abituato ad aule di 20/30 persone sono entrato in un auditorium con 200/300 colleghi. Non posso negare che all'epoca non avessi paure e dubbi sul mio futuro e sulle mie capacità. Il politecnico aveva la fama di essere una delle università più difficili e selettive d'Italia, quindi, non sapevo se fossi pronto. Devo ammettere che questo viaggio ha assunto numerose sfumature man mano che l'ho vissuto. Ogni anno ho incontrato persone che mi hanno permesso di maturare e di crescere sia dal punto di vista universitario che da quello personale. Il mio primo compagno di avventura è stato Giacomo, con il quale ho condiviso gran parte del mio viaggio. Ci siamo incontrati il secondo anno di triennale e ci siamo supportati fino all'ultimo di magistrale. Dopo di lui si è unito Simone, il quale però a metà percorso ha intrapreso un altro cammino. Poi sono arrivati Marco, Gino, Davide e Matthias, i quali hanno successivamente continuato altri indirizzi. Una volta superati gli anni di triennale, pensavo che tutto fosse in discesa, in realtà la magistrale si è rivelata una sfida ancora più complicata delle precedenti: gli esami erano più difficili e le lezioni più complesse. Questa seconda fase mi ha permesso di conoscere persone che provenivano da regioni diverse dalla mia. In questo modo ho potuto incontrare Aksinia, Lucrezia e Luciano, che mi hanno permesso di non sentire lo stress e di godermi questi splendidi anni universitari. Nell'ultimo anno il gruppo è cresciuto con l'aggiunta di Filippo, grazie al quale siamo riusciti a superare numerose difficoltà con il sorriso. Nel mio percorso universitario non ho avuto la possibilità di affrontare numerosi corsi sulla progettazione dei veicoli, per questo devo ringraziare il prof. Velardocchia e l'ing. Tota per tutto l'aiuto ricevuto per la realizzazione di questa tesi.

Senza il loro continuo supporto non avrei avuto le conoscenze ed il materiale per poter realizzare questa trattazione. Ultimi, ma non per importanza, voglio ringraziare i miei genitori. Grazie ai loro sacrifici e al loro supporto sono riuscito a intraprendere e a finire questo splendido percorso di studi che spero mi permetta realizzare i miei sogni.

Indice

Introduzione	
Dinamica a rollio del veicolo	
Equazioni	
Modello virtuale	
Analisi della sensitività	
Studio stabilità	
Comportamento del veicolo al cambiare delle condizioni	
Variazione della rigidezza della barra anteriore	
Differente distribuzione peso sull'assale anteriore	
Modifica velocità del veicolo	
Indici di Rollover	
	12
Load transfer ratio (LTR)	42
Contour Line Rollover Index (CLRI)	
Load transfer ratio (LTR) Contour Line Rollover Index (CLRI) Rollover index (RI)	
Load transfer ratio (LTR) Contour Line Rollover Index (CLRI) Rollover index (RI) Paragone tra RI e CLRI	
Load transfer ratio (LTR) Contour Line Rollover Index (CLRI) Rollover index (RI) Paragone tra RI e CLRI Prove effettuate	
Load transfer ratio (LTR) Contour Line Rollover Index (CLRI) Rollover index (RI) Paragone tra RI e CLRI Prove effettuate Identificazione coefficienti CLRI	
Load transfer ratio (LTR) Contour Line Rollover Index (CLRI) Rollover index (RI) Paragone tra RI e CLRI Prove effettuate Identificazione coefficienti CLRI Manovra di Fish-hook	
Load transfer ratio (LTR) Contour Line Rollover Index (CLRI) Rollover index (RI) Paragone tra RI e CLRI Prove effettuate Identificazione coefficienti CLRI Manovra di Fish-hook Manovra colpo di sterzo (CDS)	42
Load transfer ratio (LTR) Contour Line Rollover Index (CLRI) Rollover index (RI) Paragone tra RI e CLRI Prove effettuate Identificazione coefficienti CLRI Manovra di Fish-hook Manovra colpo di sterzo (CDS) Paragone RI e CLRI	42 44 49 53 55 55 55 59 65 71
Load transfer ratio (L1R) Contour Line Rollover Index (CLRI) Rollover index (RI) Paragone tra RI e CLRI Prove effettuate Identificazione coefficienti CLRI Manovra di Fish-hook Manovra colpo di sterzo (CDS) Paragone RI e CLRI Sistema di controllo basato sul CLRI	42 44 49 53 55 55 55 59
Load transfer ratio (LTR) Contour Line Rollover Index (CLRI) Rollover index (RI) Paragone tra RI e CLRI Prove effettuate Identificazione coefficienti CLRI Manovra di Fish-hook Manovra di Fish-hook Manovra colpo di sterzo (CDS) Paragone RI e CLRI Sistema di controllo basato sul CLRI Regolatore lineare quadratico (LQR)	44
Load transfer ratio (LTR) Contour Line Rollover Index (CLRI) Rollover index (RI) Paragone tra RI e CLRI Prove effettuate Identificazione coefficienti CLRI Manovra di Fish-hook Manovra di Fish-hook Manovra colpo di sterzo (CDS) Paragone RI e CLRI Sistema di controllo basato sul CLRI Regolatore lineare quadratico (LQR) Implementazione LQR nel modello Simulink	42 44 49 53 55 55 55 59 65 65 71 76 76 77

Manovra Fish-hook	79
Manovra CDS	85
Conclusioni	89
Bibliografia	91

Introduzione

Il ribaltamento del veicolo è un importante problema, di natura statica e dinamica, che comporta pesanti ripercussioni in termini di sicurezza alla guida. Sebbene i rollover costituiscano una piccola percentuale di tutti gli incidenti, contribuiscono in maniera sproporzionata a lesioni gravi e mortali [4-6]. I contributi che condizionano prevalentemente il rovesciamento sono tre: deviazione repentina della traiettoria, spesso in combinazione con brusche frenate, alta velocità e trasferimento di carico. Questo fenomeno negli ultimi

20 anni ha subito un incremento costante. Nel 2000 solo il 3% degli incidenti ha coinvolto fenomeni di rollover con percentuali di decesso del 20% [1]. Osservando i dati, i veicoli maggiormente soggetti a questo evento sono stati Suv e furgoni di piccole dimensioni. Oggigiorno



1.Andamenti incidenti anni 2000. Fonte "Characteristics of fatal rollover crashes" [1]

questi veicoli rappresentano la maggioranza delle vetture su strada, i loro carichi sospesi elevati combinati con gli alti centri di gravità lì rendono fortemente soggetti al fenomeno del rollover. A causa della loro esagerata presenza, gli incidenti con ribaltamento sono aumentati repentinamente. Le analisi statistiche della National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) mostrano che nel 2014 circa il 33% di tutti i decessi stradali è correlato ad un ribaltamento [7].

Dal 2004, la resistenza al ribaltamento del veicolo fa parte del New Car Assessment Program (NCAP) del NHTSA [8], con test dinamici standard per valutare la capacità di un veicolo di prevenire ribaltamenti, anche ricorrendo al controllo attivo della dinamica agendo sui sistemi di autotelaio [9].

Gli indici di rollover studiati sono numerosi [2,3,10-12], tra tutti, i più rilevanti sono:

- il rapporto di trasferimento del carico Load Transfer Ratio nel seguito LTR;
- l'indice di ribaltamento Rollover Index RI;
- il tempo che rimane prima che si verifichi il ribaltamento Time To Rollover.

RI [2,10] e LTR [2,12] forniscono un'indicazione sulla tendenza istantanea del veicolo a ribaltarsi. Tuttavia, non mostrano alcuna informazione sulla evoluzione dinamica del rollio della vettura, questo non ne permette l'utilizzo in sistemi di controllo attivo o in un veicolo a guida autonoma. La metrica Time To Rollover (TTR) [11] si basa principalmente sulla stima degli stati di rollio tramite un modello di veicolo lineare, fornendo una previsione in tempo reale del rischio di ribaltamento del veicolo. Ciononostante, poiché le significative non linearità intrinseche della vettura vengono trascurate, l'intervallo di lavoro e la precisione di TTR sono limitati.

Lo scopo di questa tesi è quello di presentare e sfruttare un indice alternativo studiato da Xinjie Zhang, Yi Yang, Konghui Guo, Jiming Lv & Tao Peng [3], in grado di analizzare preventivamente eventuali condizioni di rischio ribaltamento superando le mancanze dei coefficienti precedentemente elencati. Una volta introdotto, questo coefficiente è stato testato in una serie di simulazioni tipiche per il controllo del comportamento a rollio di una vettura (manovra di fish-hook e CDS) ed è stato testato all'interno di un sistema a controllo predittivo in modo da verificarne l'efficacia nella prevenzione del fenomeno del ribaltamento.

Dinamica a rollio del veicolo

Per poter comprendere le caratteristiche e la validità dell'indice proposto è stato sfruttato un modello virtuale Simulink che simula il comportamento di un veicolo reale. All'interno di questo capitolo verranno descritte le equazioni e i blocchi che rappresentano la dinamica a rollio della vettura.

Equazioni

Un veicolo reale viene modellizzato attraverso due elementi: massa sospesa e massa non sospesa. Analizzando le forze presenti in ogni modello è possibile ricavare le

equazioni che descrivono il comportamento al rollio della vettura. La massa sospesa rappresenta tutte quelle componenti solidali alla cassa del veicolo (telaio e carrozzeria) mentre la massa non sospesa descrive gli elementi al di sotto delle sospensioni. Entrambe le componenti hanno un ruolo fondamentale per poter comprendere il comportamento a rollio di un veicolo.



In genere la massa non sospesa rappresenta

1. Modello rollio di un veicolo

circa il 10% del peso, tuttavia influenza in modo diretto il comportamento a rollover della vettura.

Per poter ricavare le funzioni della dinamica a rollio del veicolo sono state sfruttate una serie di ipotesi semplificative:

- Pendenza longitudinale e trasversale della strada nulle;

- Baricentro nella mezzeria del veicolo, eccentricità nulla;
- Asse di rollio fisso.

Per la massa sospesa si ricava che:

$$ma_{y,G}H_{roll}\cos\vartheta + (ma_{z,G} + mg)H_{roll}\sin\vartheta = I_{x,G}\ddot\vartheta + C\dot\vartheta + K\vartheta$$
(1)

Dopo una serie di elaborazioni matematiche è possibile arrivare all'equazione del moto di rollio:

$$\ddot{\vartheta} = \frac{mH_{roll}(a_{y,g}\cos\vartheta + g\sin\vartheta) - K - C\dot{\vartheta}}{I_{x,G} + mH_{roll}^2}$$

Dove ϑ , $\dot{\vartheta}$, $\ddot{\vartheta}$ rappresentano rispettivamente l'angolo di rollio, la velocità di rollio e l'accelerazione di rollio, m è la massa sospesa, Hroll la distanza tra baricentro massa sospesa e centro di rollio, ay,g è



2. Schema massa sospesa

l'accelerazione laterale, g è l'accelerazione di gravità, $I_{x,G}$ l'inerzia intorno all'asse di rollio mentre K e C sono la rigidezza e lo smorzamento a rollio totali. Attraverso l'equilibrio delle forze agenti sull a massa non sospesa è possibile ottenere le equazioni che descrivono l'andamento del trasferimento di carico laterale sulla vettura. Le formule ottenute sono:



3. Schema massa non sospesa

$$\Delta F_{z,lat} = \Delta F_{z,lat,F} + \Delta F_{z,lat,R} \tag{2}$$

In cui:

$$\Delta F_{z,lat,F} = \frac{1}{D_F} \left[H_{RC,F} \left(F_{y,FL} + F_{y,FR} \right) + \left(K_{spring,F} + K_{ARB,F} \right) \vartheta + C_{damp,F} \dot{\vartheta} \right] \quad (3)$$

$$\Delta F_{z,lat,R} = \frac{1}{D_R} \left[H_{RC,R} \left(F_{y,RL} + F_{y,RR} \right) + \left(K_{spring,R} + K_{ARB,R} \right) \vartheta + C_{damp,R} \dot{\vartheta} \right] \quad (4)$$

Dove $H_{RC,F}$, $H_{RC,R}$ sono rispettivamente l'altezza del centro di rollio da terra frontale e posteriore, $F_{y,FL}$, $F_{y,FR}$, $F_{y,RL}$, $F_{y,RR}$ sono le forze laterali agenti sulle 4 ruote, D_F e D_R sono la carreggiata frontale e posteriore del veicolo, $K_{spring,F}$, $K_{ARB,F}$, $K_{spring,R}$, $K_{ARB,R}$ sono le rigidezze a rollio delle molle delle barre antirollio frontali e posteriori mentre $C_{damp,F}$ e $C_{damp,R}$ sono gli smorzamenti a rollio frontali e posteriori.

Modello virtuale

Per simulare il comportamento del veicolo è stato sfruttato un modello virtuale Simulink integrato con uno script di Matlab. Questo software è un ambiente di diagrammi a blocchi per la progettazione Model-Based, al suo interno sono state inserite le equazioni descritte nel capitolo precedente. Il programma matlab è stato sfruttato per ottenere successivamente i coefficienti e per impostare le caratteristiche del veicolo e della prova. Nell'immagine seguente è possibile osservare lo schema del modello Simulink:



4. Modello Simulink veicolo

I blocchi principali sono i seguenti:

- Pilota

- Sterzo
- Impianto frenante
- Motore e trasmissione
- Veicolo e terreno

Ognuno di questi blocchi simula un elemento reale della vettura. Il gruppo pilota contiene al suo interno tutti i dati di input necessari al modello per eseguire precise traiettorie. Al suo interno sono inserite sette differenti tipologie di simulazioni:

- Colpo di sterzo (CDS)
- Sweep
- Ramp-steer (chiocciola)
- Steering-pad acceleration
- Steering-pad release
- Straight line
- Manovra di Fish-hook

Ognuno di questi blocchi fornisce come output un andamento dall'angolo volante e dell'accelerazione in funzione del tempo. Inoltre, sono presenti gli schemi dei breaks e del gear, il cui obbiettivo è quello di simulare la pressione sul pedale del freno e le caratteristiche delle marce inserite in modo tale da far rispettare al veicolo le velocità impostate.

Pa Ve	colo_Completo_A	A2018_19/Pilota	1 - Simulink acade	emic use		-	D	×
SI	NULATION	DEBUG	MODELING	FORMAT	APPS	ਹ ਵੱ 🚬 -	? -	٠
New	Copen	Library Browser	Log Signals	Add Signal Viewer Table	Stop Time t.end, sim Step Run Step Stop Data Bird's-Eye Stop Tax Restart Back + Forward		•	-
4	Adello C	assa 3 GdL X	Cassa 3 GdL X	PREPARE	SIMULATE REVIEW RESULTS	ollio X Pilota	1 × \$ is	
۲	Veicolo_Comp	leto_AA2018_19	Pilota1					-
0 II 11					PRENO PRENO			
All					Salacione Miscours			
84								
					5			
₩ ₩								

5. Gruppo pilota

L'andamento dell'angolo volante è l'input del gruppo sterzo, l'obbiettivo di questo blocco è quello di trasformare l'angolo del volante in rotazione delle ruote in base al valore del rapporto di sterzo impostato. I valori di pressione sul pedale freno ottenuti nel sottogruppo pilota sono i dati di input per il blocco sistema frenante, il quale li converte in coppie agenti sulle ruote. La conversione avviene moltiplicando la pressione per la superficie del freno e per una serie di coefficienti di proporzionalità. Il gruppo motore e trasmissione simula il comportamento reale di questi elementi, trasformando i valori di accelerazione, cambio, rotazione delle ruote e forze verticali coppia motrice generata sul terreno in dal propulsore della vettura.



6. Gruppo motore e trasmissione

Il blocco engine ricrea il comportamento di un motore a combustione interna fornendo come output la coppia emessa dal motore. Il gruppo gearbox riproduce il comportamento di un cambio fornendo come output la coppia uscente in funzione al rapporto di trasmissione della marcia inserita. Inoltre, in base alla velocità uscente dal blocco driveline, restituisce la velocità di rotazione del motore. Il blocco driveline simula la parte finale, trasformando gli output dei sottogruppi Engine e Gearbox in coppia motrice in funzione della trazione impostata (FWD, RWD o AWD) e del differenziale. L'ultimo gruppo del modello virtuale è il Veicolo e terreno, il suo obbiettivo è quello di utilizzare le equazioni descritte nel paragrafo precedente per simulare il comportamento reale della vettura su strada. Questo gruppo fornisce tutti gli output necessari per comprendere le caratteristiche a rollio del veicolo.



7. Sottoblocco simulink Veicolo-terreno

Al suo interno è possibile evidenziare differenti elementi:

- Modello cassa rollio
- Calcolo forze normali
- Deformazione radiale ruote
- Dinamica rotazionale ruote
- Velocità centri ruota e angolo di deriva
- Interazione pneumatici terreno
- Modello cassa tre Gdl
- Calcolo traiettoria

Il primo sfrutta la dinamica della massa non sospesa per calcolare i valori di accelerazione, velocità ed angolo di rollio del veicolo usufruendo come input dell'accelerazione laterale a_y . Vengono utilizzati parametri della vettura preimpostati tramite script di Matlab: altezza del centro di rollio, massa totale, rigidezza a rollio, smorzamento a rollio ed inerzia attorno all'asse di rollio.



8. Gruppo modello cassa rollio

Il secondo contiene le formule per il calcolo del trasferimento di carico evidenziati sulla massa non sospesa.

Oltre agli output del gruppo precedente, sfrutta come dati di ingresso i valori di forza laterale, forza aerodinamica e accelerazione longitudinale calcolati in altri sotto blocchi.



9. Gruppo calcolo forze normali

Al suo interno è stata inserita la funzione per il calcolo di uno dei coefficienti fondamentali per lo studio del ribaltamento di un veicolo. Una volta calcolate le forze verticali, queste vengono sfruttate nel gruppo deformazione ruote radiali per ottenere i raggi sotto carichi normali.

Simobrinoit	DEBUG	MODELING	FORMAT	APPS	
	Library Browser UBRARY Engine C	Eug Signals Fz_lat × Pneuma	Add Signal Viewer Table PREPARE tico FL X Driveline and		W RESULTS
e vecongeoni	pretoj e 6.0 roj 1	record e le	inche F alberonnazie		
e.					
±.#					
A					
2					
				Prz. RN	
				Ritorit Ritorit - uKv Ritorit - uKv Ritorit - UKv Ritorit - UKv	
				[F2_FR] Rfront - uKv	
Gen .					
900 En					

10. Gruppo deformazione radiale ruote

Quest'ultimi risultano fondamentali per i calcoli dell'interazione pneumatico terreno attraverso le formule di Pajeika.



11. Gruppo centri ruota e angoli di deriva

Il blocco velocità centri ruota ed angoli di deriva sfrutta i valori di rotazione delle ruote calcolato nel gruppo sterzo e i valori di forza laterale, velocità laterale e longitudinale per ottenere i valori di angoli di deriva delle ruote e i valori di velocità a centro ruota. Gli output di questo blocco insieme ai valori di deformazione radiale delle ruote, alle forze verticali, ai coefficienti contatto pneumatico terreno, agli angoli di deriva e alle velocità di rotazione delle ruote vengono sfruttati come dati di ingresso per il gruppo interazioni pneumatici terreno.



12. Gruppo interazione pneumatici-terreno

Al suo interno, attraverso le formule di Pajeika, vengono calcolati i valori di forze laterali e longitudinali. L'ultimo gruppo fondamentale per il calcolo dei parametri del veicolo è quello del modello cassa 3 GDL.

Al suo interno viene sfruttata la dinamica di una cassa a 3 gradi di libertà insieme agli output di tutti i sotto blocchi precedenti per calcolare i valori di velocità (laterale e longitudinale), accelerazioni (laterale e longitudinale), angoli di imbardata e le forze aerodinamiche.

I blocchi traiettoria e calcolo grafici vengono sfruttati per rappresentare graficamente gli andamenti delle varie grandezze che descrivono le caratteristiche della vettura.



13. Gruppo Cassa 3 GDL

Lo script di Matlab svolge il compito di interfaccia uomo-computer, permettendo di impostare le caratteristiche della prova (velocità, marcia, tipologia di manovra), le caratteristiche fisiche e geometriche della vettura (peso, dimensioni, rigidità, smorzamenti, inerzie) e rappresenta graficamente gli andamenti delle varie grandezze.

Analisi della sensitività

Una volta realizzato il modello virtuale, sono state svolte una serie di simulazioni per testarne la validità. In questa parte della trattazione verranno sfruttate delle prove per comprendere quali aspetti (fisici e geometrici) condizionano la dinamica a rollio della vettura. I risultati ottenuti saranno utilizzati nei capitoli successivi per ricavare gli indici che descrivono la tendenza al ribaltamento di un veicolo.

Studio stabilità

Per poter svolgere le simulazioni è necessario impostare le caratteristiche del veicolo. Siccome Suv e furgoni sono le vetture maggiormente soggette al fenomeno del rollio, si è deciso di sfruttare un veicolo con dimensioni simili alle loro:

- Altezza centro di rollio: 0.2 [m]
- Altezza baricentro massa non sospesa: 0.7 [m]
- Massa sospesa: 1800 [kg]
- Massa totale: 2000 [kg]
- Carreggiata veicolo: 1.54 [m]
- Passo veicolo: 2.60 [m]
- Trazione FWD
- Momento inerzia Iz: 3575
- Momento inerzia Ix. 750
- Smorzamento rollio complessivo: 15000 [Nms/rad]

Per comprendere la sensitività del modello è stata sfruttata una manovra Ramp-Steer, questa tipologia di prova consiste nel mantenere l'angolo volante inclinato costantemente in modo da far assumere al veicolo una traiettoria a chiocciola. Le caratteristiche della simulazione sono:

- Velocità: 30 km/h
- Marcia 2°
- Inclinazione volante 15°/s

L'input in ingresso al modello Simulink viene descritto dalla figura 19. Come è possibile osservare, l'angolo volante risulta essere costante per i primi 3 secondi; superata questa fase iniziale, la curva procede con inclinazione uniforme per permettere al veicolo di seguire l'andamento impostato.



14. Andamento dati input Rampsteer 30 km/h

Il pedale dell'acceleratore viene utilizzato nella fase inziale per permettere al veicolo di raggiungere la velocità di inizio manovra e viene mantenuto costante per il resto della prova. Per questa simulazione è stata scelta una velocità bassa (30 km/h), in modo che il veicolo fosse in grado di seguirla per tutta la durata evitando fenomeni transitori. Quest'ultimi avrebbero interagito con la vettura andando a peggiorarne il

comportamento, essendo una fase iniziale della trattazione il cui obbiettivo è quello di

testare la validità del modello, si è deciso di sfruttare prove in semplice condizione di regime. Osservando l'andamento della velocità nel tempo è possibile notare come questa venga mantenuta costante durante tutta la simulazione.



La traiettoria del veicolo è

rappresentata in figura 21, il tipico andamento a "chiocciola" della manovra Rampsteer risulta essere limitato dalla durata della simulazione.



16. Traiettoria veicolo 30 km/h

Avendo percorso la traiettoria a bassa velocità, le grandezze fisiche che descrivono la caratteristica al rollio del veicolo assumono valori piccoli. L'accelerazione laterale possiede un andamento simile all'angolo sterzo: per i primi 3 secondi è costante a 0, dopodiché possiede un andamento uniforme con valore massimo che non supera gli 0.4g (3.924 m/s²). Questo può essere considerato come una prima prova che dimostra la validità del modello virtuale sfruttato.



17. Andamento accelerazione laterale prova Rampsteer 30 km/h

Una seconda dimostrazione della correttezza del programma virtuale la si può osservare guardando gli andamenti delle forze verticali. Compiendo una curva verso sinistra durante la simulazione, le ruote interne risultano avere carichi minori rispetto alle altre due ruote. Questo fenomeno è correlato al trasferimento di carico laterale, infatti i due pneumatici esterni hanno forze verticali che aumentano di intensità durante la manovra. Anche la differenza iniziale rispecchia un comportamento reale, avendo impostato una ripartizione di carico pari al 60% sull'anteriore, le ruote frontali risultano essere maggiormente sollecitate ad inizio prova.



18. Andamento forze verticali manovra Rampsteer 30 km/h

L'ultima grandezza fisica osservata per comprendere il comportamento del modello virtuale è l'angolo di rollio. Avendo svolto una prova in condizioni non critiche ci si

aspetta un massimo basso con un andamento simile all'accelerazione laterale. Osservando la figura 24 è possibile notare come per i primi 3 secondi, l'angolo di rollio risulti essere pari a 0 (coincide con il tratto rettilineo della prova), superato questo primo intervallo, prosegue con inclinazione costante con massimo fine un а



simulazione. Il suo comportamento segue l'andamento che si supponeva prima della manovra.

Comportamento del veicolo al cambiare delle condizioni

Una volta testata la validità del modello virtuale, sono state effettuate una serie di simulazioni per poter comprendere quali parametri geometrici e fisici condizionano il comportamento della vettura. Come svolto nel capitolo precedente, i dati ottenuti sono stati paragonati ad un tipico andamento reale per osservare se il modello virtuale rappresentasse in maniera corretta un veicolo. Osservando numerosi studi, i parametri che condizionano maggiormente il comportamento di un veicolo sono tre:

- Rigidezza della barra anteriore
- Distribuzione del peso
- Velocità

Sono state svolte una serie di simulazioni Rampsteer per capire come queste modifiche condizionino il comportamento del programma Simulink sfruttato.

Variazione della rigidezza della barra anteriore

Ogni veicolo possiede delle barre il cui compito è quello di migliorare il comportamento a rollio della vettura posizionandole sull'anteriore e sul posteriore. Nei casi reali un aumento della rigidezza di un assale porta ad una maggiore differenza tra le forze verticali sulle due ruote. Il modello virtuale permette la modica della ripartizione della rigidezza totale tra l'avantreno e il retrotreno del veicolo condizionando la dinamica laterale. Sono state svolte 3 prove differenti in cui la rigidezza della barra è stata ripartita tra anteriore e posteriore in 3 modi differenti:

- 40% anteriore 60% posteriore
- 50% anteriore 50% posteriore
- 60% anteriore 40% posteriore

Le caratteristiche della prova Rampsteer effettuata variano leggermente, nelle simulazioni reali gli effetti di una variazione della distribuzione di rigidezza si osservano ad elevati valori di accelerazione laterale, per poter avere ciò si è allungata la durata della prova:

- Velocità 30 km/h
- Marcia 2°
- Inclinazione 15°/s
- Durata 20 s

Non avendo modificato la manovra (oltre alla durata), gli andamenti degli input e della velocità lungo la simulazione rimangono inalterati. Come per la prova precedente si è sfruttata una velocità bassa in modo che le differenze nel comportamento della vettura risultino essere condizionate esclusivamente dalle modifiche delle rigidezze della barra. In tutte e tre le prove l'andamento della velocità risulta essere uguale per tutta la durata della simulazione. Anche per quanto riguarda la traiettoria del veicolo, questa risulta essere la stessa in tutti i test, una variazione della rigidità delle barre non provoca grandi differenze nei fenomeni di sovra o sottosterzo. L'unica modifica osservabile riguarda la durata, un suo aumento ha generato un andamento maggiormente a chiocciola della vettura.



20. Traiettoria Rampsteer durata 20 secondi

L'accelerazione laterale è simile in tutte e tre le simulazioni, solo nella parte finale della manovra è possibile osservare delle piccole differenze nel comportamento. Aumentando la rigidezza sulla barra anteriore si nota una leggera diminuzione dei valori di accelerazione laterale con un lieve miglioramento nel comportamento della vettura.



ripartizione di rigidezza

L'andamento delle forze normali subisce un significativo cambiamento; osservando la figura 22 è possibile notare come un aumento della rigidezza della barra anteriore porti ad una maggiore separazione tra le curve dei carichi verticali delle ruote anteriori.



22. Forze verticali all'anteriore al variare della ripartizione di rigidità

In contemporanea gli andamenti dei carichi sulle ruote posteriori subiscono un miglioramento, le due curve si avvicinano man mano che la rigidezza al posteriore viene diminuita.



23. . Forze verticali al posteriore al variare della ripartizione di rigidità

L'ultima grandezza che è stata osservata nel dominio del tempo è l'angolo di rollio;

questo in tutte e tre le prove effettuate possiede un andamento uguale, come rappresentato in figura 24.

Le grandezze descritte in queste simulazioni seguono il tipico comportamento di un veicolo reale. La modifica della ripartizione della rigidità tra le barre non genera delle grandi



differenze nel comportamento laterale della vettura. Questa modifica non viene tipicamente sfruttata per testare la dinamica laterale di un veicolo, ma può essere usata come metodo per migliorare la dinamica a rollio della vettura (le forze verticali raggiungono valori minimi più alti). Per poter verificare il comportamento sotto o sovrasterzante di un veicolo al variare delle sue condizioni, sono stati osservati tre grafici: angolo rollio/ay, angolo assetto/ay e angolo volante cinematico/ay.



25. Angolo rollio/ a_v , angolo assetto/ a_v e angolo volante cinematico/ a_v al variare della ripartizione di rigidezza

Come è possibile osservare dai tre grafici in figura 25, non si presentano grandi differenze tra gli andamenti, questo indica un comportamento sottosterzante costante in tutti i test effettuati.

Differente distribuzione peso sull'assale anteriore

Modificando il posizionamento degli elementi di un veicolo è possibile spostare longitudinalmente il baricentro di una vettura. Questo cambiamento ha un impatto sulla dinamica a rollio di un veicolo reale, la differente posizione cambia i carichi verticali sulle ruote generando sotto o sovra sterzo. Per poter testare il comportamento del modello virtuale, sono state sfruttate 3 differenti prove in cui si è andato a variare la distribuzione di peso tra i due assali:

- 50% anteriore 50% posteriore
- 60% anteriore 40% posteriore
- 70% anteriore 30% posteriore

Le caratteristiche della manovra di Rampsteer effettuata rimangono inalterate rispetto alla prima prova:

- Velocità 30 km/h
- Marcia 2°
- Inclinazione 15°/s
- Durata 12 s

Non avendo modificato la prova, gli andamenti degli input in ingresso al modello risultano essere uguali alle simulazioni precedenti. Per ogni manovra effettuata l'andamento della velocità risulta essere uguale per tutta la durata della prova, in questo modo eventuali modifiche del comportamento della vettura risultano essere associate esclusivamente alle differenti distribuzioni del peso. A differenza delle barre antirollio, la modifica della ripartizione del carico genera una alterazione delle traiettorie. Avendo sfruttato un veicolo a trazione FWD, un aumento del carico al posteriore rende la parte finale del veicolo più stabile evitando fenomeni di "drifting" e favorendo la traiettoria curvilinea diminuendo il sottosterzo della vettura. Viceversa, un incremento del carico all'anteriore diminuisce il carico verticale scambiato con il terreno dalle ruote posteriori. In questo modo si favorisce lo scivolamento dello pneumatico sul terreno facendo sì che il veicolo derivi maggiormente rispetto alle prove precedenti. In figura 26 è possibile osservare questa condizione: in verde il veicolo con maggiore carico al posteriore riesce a percorrere meglio la curva mentre in viola l'eccessivo carico all'anteriore costringe la vettura a percorrere una curvatura maggiore.



26. Andamento traiettoria in funzione della ripartizione di peso

Anche l'andamento dell'accelerazione laterale subisce delle modifiche in ogni prova.

Aumentando il sottosterzo, le della vettura ruote tendono maggiormente a scivolare, questo delle comporta sollecitazioni laterali inferiori. Come è possibile osservare dal grafico 27, la prova con una ripartizione del peso al 70% sull'anteriore possiede valori di accelerazione laterale più bassi rispetto alle altre. Questo comportamento



del peso

rispecchia il caso reale di un veicolo e fornisce un ulteriore conferma sulla correttezza

del modello virtuale utilizzato. Un altro effetto osservabile riguarda le forze verticali. Come detto in precedenza, lo spostamento del baricentro lungo l'asse longitudinale della vettura genera una modifica sui valori di carico normale agente sulle ruote. La prima grande differenza riguarda le forze ad inizio simulazione: una distribuzione di peso del 50% porta lo stesso carico su tutti e quattro i pneumatici ad inizio manovra, mentre una ripartizione del 60% o del 70% genera valori differenti sui due assali. Un'altra grande differenza riguarda i singoli valori sull'avantreno e sul retrotreno. Sulle ruote frontali, man mano che si aumenta il peso sull'anteriore, salgono i carichi normali rendendo più difficile il sollevamento delle ruote.



28. Forze normali anteriori al variare della ripartizione di peso

Sugli pneumatici posteriori si presenta un comportamento opposto, man mano che si sposta il baricentro sulla parte frontale del veicolo, i valori di carichi normali sulle ruote vanno a diminuirsi. La ruota posteriore sinistra rimane quella più sollecitata con un rischio maggiore al distaccamento all'aumentare del peso sull'asse anteriore; tuttavia, il veicolo non modifica la sua tendenza al sollevamento delle ruote dello

stesso lato in quanto ad una diminuzione dei carichi sull'assale posteriore corrisponde un aumento su quello anteriore.



29. Carichi verticali ruote posteriore al variare della ripartizione di peso

L'ultima grandezza fisica osservata nel dominio del tempo è l'angolo di rollio.

Quest'ultima segue le caratteristiche evidenziate per l'accelerazione laterale: l'aumento di sottosterzo condiziona il comportamento in curva della vettura favorendo lo scivolamento degli pneumatici, il quale comporta una diminuzione dei valori di angolo di rollio. A differenza dell'effetto delle barre antirollio, 10 spostamento



30. Andamento angolo rollio al variare della ripartizione di peso

longitudinale del baricentro genera dei maggiori effetti sulla dinamica laterale della

vettura. Tuttavia, non è possibile sfruttarlo come metodo per testare il comportamento al rollover di un veicolo, in quanto non risulta essere una metodologia pratica e rapida come la variazione di velocità. Inoltre, non viene nemmeno utilizzato come metodo per il controllo del comportamento a rollio della vettura siccome spostare il baricentro di un veicolo durante il movimento risulta essere assai complicato. Per poter osservare più nel dettaglio la modifica del comportamento sotto/sovra sterzante della vettura si sono osservati gli stessi tre grafici trattati nel capitolo precedente: angolo rollio/a_y, angolo assetto/a_y e angolo volante cinematico/a_y.



31. Angolo rollio/ay, angolo assetto/ay e angolo volante cinematico/ ay al variare della ripartizione del peso

Osservando i tre grafici di figura 31 si ha la conferma di quello che si era evidenziato dalla traiettoria. Man mano che aumento il peso all'anteriore vario l'inclinazione delle rette, questo rappresenta un incremento del comportamento sottosterzante del veicolo.
È interessante notare dal grafico angolo volante cinematico/ a_y come in condizioni di ripartizione al 50% il mio veicolo si comporti in condizioni di quasi neutralità.

Modifica velocità del veicolo

A differenza delle prove precedenti, la modifica della velocità di un veicolo non comporta nessuna variazione delle caratteristiche della vettura rispetto alla sua configurazione standard. I cambiamenti che vengono apportati riguardano la manovra effettuata, aumentando la velocità di approccio si genera una modifica dei valori dei carichi laterali di un veicolo. Sono state eseguite tre prove differenti:

- Velocità: 20 km/h Marcia: 1°
- Velocità: 30 km/h Marcia: 2°
- Velocità: 40 km/h Marcia: 3°

Per quanto riguarda gli input in ingresso al modello, l'angolo voltante risulta essere identico in tutte e tre le prove in quanto la simulazione effettuata è sempre la stessa. Tuttavia, l'andamento dell'acceleratore varia leggermente siccome si raggiungono

velocità differenti. In tutte le prove sono state sfruttate velocità basse in modo da rimanere in condizione di regime evitando fenomeni transitori. Osservando la figura 32 è possibile notare come in ogni prova le velocità risultino essere pressoché costanti. In queste condizioni, le modifiche del comportamento a rollio della vettura sono dettate



32. Andamenti velocità durante simulazione Rampsteer

esclusivamente dalla variazione di velocità e non da effetti inerziali. La modifica delle caratteristiche della manovra ha cambiato l'andamento della traiettoria lungo la simulazione. L'aumento della velocità ha favorito il comportamento sottosterzante della vettura, facendole espandere il raggio di curvatura.

L'incremento dei carichi laterali ha amplificato la tendenza allo scivolamento delle ruote, in particolare di quelle più soggette al sollevamento.



33. Andamento traiettorie al variare della velocità

Anche l'accelerazione laterale subisce delle variazioni modificando le condizioni della

prova. А differenza dei casi precedenti, il comportamento sottosterzante della vettura non genera minori valori di accelerazione laterale; l'aumento della velocità durante la traiettoria a chiocciola ha generato valori maggiori di trasferimento di carico laterale bilanciando gli effetti del sottosterzo (minore aderenza terreno pneumatico) e peggiorando il



34. Andamento a_y al variare della velocità

comportamento del veicolo in curva. È possibile osservare il degrado dell'atteggiamento della vettura dal grafico a 40 km/h: oltre ad una maggiore inclinazione dell'andamento, l'accelerazione laterale subisce un plafonamento osservato precedentemente nelle simulazioni con durata maggiore.

L'aumento della velocità di approccio incrementa la differenza di carico normale tra gli pneumatici dello stesso assale. Come è possibile notare da figura 35, gli effetti sono simili a quelli descritti durante la variazione di rigidità della barra anteriore. A differenza di quei test, i valori di carico verticale alterano maggiormente il proprio comportamento, mostrando come la variazione di velocità generi più facilmente situazioni problematiche a livello di forze normali.



35. Andamento carichi verticali anteriori al variare della velocità

È possibile descrivere la stessa condizione osservando gli pneumatici posteriori. In questo caso il contributo della velocità risulta essere più pericoloso rispetto all'assale frontale. La ruota posteriore sinistra è quella con minori carichi verticali, se le prove fossero state effettuate a velocità maggiori avrebbe avuto valori di forza normale sempre più vicini allo zero. Una volta raggiunta questa condizione limite lo pneumatico risulta essere completamente sollevato da terra e non riesce ad interagire con l'asfalto, la condizione di ribaltamento del veicolo si ha quando tutte e due le ruote sullo stesso lato si sollevano (forze verticali nulle). Gli andamenti descritti dal modello virtuale seguono il tipico comportamento ipotizzato di un veicolo reale ipotizzato.



36. Andamento carichi verticali posteriori al variare della velocità

Come in tutte le prove svolte precedentemente, l'ultima grandezza osservata nel

dominio del tempo è l'angolo di rollio. Guardando figura 37 è possibile notare che i valori di roll angle aumentano, incrementando la velocità di approccio alla traiettoria. Questo effetto è dovuto all'intensificazione dei carichi laterali (ay sale) ed è correlato ad una diminuzione dei carichi verticali da un lato vettura. Rispetto a tutte le



37. Andamento angolo rollio in funzione della velocità

variazioni precedenti, la modifica della velocità risulta essere quella più semplice da applicare e soprattutto quella più efficace nel far variare le caratteristiche a rollio del veicolo. Nei capitoli successivi sfrutteremo questo metodo per poter testare il comportamento del nostro veicolo e per ricavare il coefficiente controllo rollio.

Come nelle prove svolte in precedenza per poter osservare in maniera precisa una modifica nel comportamento sovra/sotto sterzante del veicolo sono stati osservati tre grafici finali: angolo rollio/a_y, angolo assetto/a_y e angolo volante cinematico/a_y.



38. Andamenti angolo rollio/ay, angolo assetto/ay e angolo volante cinematico/ay in funzione della velocità

Osservando i tre grafici di figura 38 è possibile notare come non ci sia un effettivo cambiamento nel comportamento della vettura (che rimane pressoché costante sottosterzo) e che l'aumento del raggio di curvatura delle traiettorie è dovuto principalmente all'incremento dei carichi laterali.

Indici di Rollover

Per poter comprendere il rischio a ribaltamento di un veicolo è necessario usufruire di indici. Negli anni sono stati studiati una numerosa quantità di coefficienti, ognuno di questi presenta delle problematiche che non li rende facilmente applicabili nelle vetture. All'interno di questo capitolo vengono presentati i principali parametri per il controllo rollover di un veicolo fornendo un coefficiente alternativo in grado di sopperire alle mancanze dei precedenti.

Load transfer ratio (LTR)

Il Load Transfer Ratio (LTR) è un parametro che fornisce una indicazione sul trasferimento di carico laterale in un determinato istante della simulazione. Viene considerato uno degli indicatori di ribaltamento più affidabili; fornisce una informazione preliminare sulla tendenza al rollover del veicolo senza tener conto della configurazione o delle condizioni operative. Le sue caratteristiche fisiche lo rendono fondamentale per ricavare l'indice alternativo che si vuole presentare in questa trattazione. Non è possibile utilizzare questo coefficiente in sistemi di controllo predittivo in quanto non fornisce alcuna indicazione sulla evoluzione dinamica del rollio di una vettura. Viene definito come [2]:

$$LTR = \frac{F_{ZS} - F_{ZD}}{F_{ZS} + F_{ZS}}$$
(5)

Dove F_{ZS} , F_{ZD} sono rispettivamente, il carico totale verticale applicato alle ruote del lato sinistro e del lato destro del veicolo. Ne consegue che, in condizioni di perfetta simmetria di applicazione del carico, il valore del LTR sia pari a zero. Come

condizione estrema, al verificarsi del completo distacco da terra delle ruote di uno dei due lati del veicolo, LTR può valere -1 oppure +1.

Un interessante studio svolto da Yoon J, Kim D, Yi K. [10], mostra una distribuzione lineare di questo coefficiente nel piano delle fasi angolo di rollio ϕ - velocità di rollio $\dot{\phi}$. Per poterlo verificare è possibile sfruttare una prova a Ramp-steer variando le velocità tra 40 km/h e 80 km/h [3].

La figura 39 presenta l'angolo di rollio, la velocità di rollio e i diversi valori di LTR ottenuti nelle simulazioni. Uguali misure di LTR appartengono agli stessi tratti rettilinei e possono essere utilizzati come valore-soglia per rilevare la minaccia di ribaltamento del veicolo.



39. Andamento LTR nel piano delle fasi [3]

L'equazione sfruttata per definire LTR non può essere utilizzata facilmente, risulta difficile inserire all'interno di una vettura sensori per il calcolo delle forze normali scaricate a terra [4]. Bisogna usufruire di una formulazione alternativa analizzando il

modello a rollio del veicolo. L'equazione di equilibrio, ottenuta non considerando le importanti differenze che possono esistere tra rigidezze e smorzamenti dell'avantreno e del retrotreno, vale:

$$I_X \ddot{\phi} + c_\phi \dot{\phi} + k_\phi \phi = m_s h_R (a_y + g\phi)$$

Dove $\ddot{\phi}, \dot{\phi}, \phi$ sono, rispettivamente, accelerazione, velocità e angolo di rollio, m_s è la massa sospesa, a_y è l'accelerazione laterale, h_R è l'altezza dal baricentro CG della massa sospesa al centro di rollio



40. Modello al rollio veicolo 1 GDL [3]

(RC), g è l'accelerazione di gravità, I_X è il momento d'inerzia attorno all'asse di rollio, $c_{\phi} e k_{\phi}$ sono, rispettivamente, lo smorzamento e la rigidezza a rollio della sospensione e d è la carreggiata del veicolo. LTR può essere stimato come [4]:

$$LTR = 2\frac{m_s h_R (a_y + g\phi) - I_X \ddot{\phi}}{m_s gd}$$
(6)

L'equazione che descrive la dinamica a rollio della vettura può essere trasformata per aumentarne l'utilità [3]:

$$\ddot{\phi} + 2\zeta \omega_n \dot{\phi} + \omega_n^2 \phi = J a_y \tag{7}$$

Dove:

$$\omega_n = \sqrt{\left(k_{\phi} - m_s g h_R\right)/I_X}$$
$$\zeta = c_{\phi}/2 \,\omega_n I_X$$
$$J = m_s h_R/I_X$$

L'accelerazione laterale a_y è considerata un ingresso per l'analisi della dinamica di rollio.

Contour Line Rollover Index (CLRI)

Il Contour Line Rollover Index (CLRI) è l'indice alternativo proposto da Xinjie Zhang, Yi Yang, Konghui Guo, Jiming Lv & Tao Peng, tutte le equazioni e le considerazioni di natura fisica fanno riferimento alla loro pubblicazione [3]. Questo parametro permette di tenere sotto controllo i valori di trasferimento di carico laterale fornendo una accurata previsione sul comportamento a rollio della vettura. Per poterlo sfruttare bisogna identificare una coppia di punti sul diagramma delle fasi. Il primo è ottenuto imponendo un'accelerazione laterale di ingresso a rampa costante, fino al raggiungimento della condizione limite di inizio ribaltamento quasi-statico del veicolo.

L'equazione descrittiva dell'andamento dell'accelerazione laterale è:

$$a_{yr} = k_{ar}t \tag{8}$$

dove k_{ar} è un semplice coefficiente di proporzionalità tra l'accelerazione laterale e il tempo. Applicando l'accelerazione laterale si ottengono le seguenti espressioni per le variabili $\ddot{\phi}, \dot{\phi}, \phi$:

$$\phi_r(t) = p_1 t + p_2 + 2e^{-\zeta \omega_n t} (p_3 \cos \omega_d t + q_3 \sin \omega_d t)$$

$$\dot{\phi_r}(t) = p_1 - 2\zeta \omega_n e^{-\zeta \omega_n t} (p_3 \cos \omega_d t + q_3 \sin \omega_d t) + 2\omega_d e^{-\zeta \omega_n t} (-p_3 \sin \omega_d t + q_3 \cos \omega_d t)$$

$$\dot{\phi_r}(t) = 2\omega_n^2 (2\zeta^2 - 1)e^{-\zeta \omega_n t} (p_3 \cos \omega_d t + q_3 \sin \omega_d t) - 4\zeta \omega_n \omega_d e^{-\zeta \omega_n t} (-p_3 \sin \omega_d t + q_3 \cos \omega_d t + 7)$$
(9)

Dove:

$$p_{1} = J k_{ar} / \omega_{n}^{2}$$

$$p_{2} = -2\zeta J k_{ar} / \omega_{n}^{3}$$

$$p_{3} = \zeta J k_{ar} / \omega_{n}^{3}$$

$$q_{3} = (2\zeta^{2} - 1)J k_{ar} / 2\omega_{n}^{2} \omega_{d}^{2}$$

$$\omega_{d} = \omega_{n} \sqrt{1 - \zeta^{2}}$$

Con l'attenuazione nel tempo del termine $e^{-\zeta \omega_n t}$, le risposte stazionarie di rollio $\phi_{rs,} \dot{\phi_{rs,}}, \ddot{\phi_{rs,}}$ sono:

$$\phi_{rs}(t) = p_1 t + p_2$$

$$\phi_{rs}(t) = p_1$$

$$\phi_{rs}^{"}(t) = 0$$
(10)

Sostituendo a_{yr} , ϕ_{rs} , $\ddot{\phi_{rs}}$ nell'equazione che consente di calcolare il LTR, si ha:

$$\frac{gd}{2h_R}LTR_x = (p_1g + k_{ar})t_{rx} + p_2g = \frac{k_{\phi}}{k_{\phi} - m_sgh_R}k_{ar}t_{rx} + p_2g$$

dove LTR_x è una soglia imposta alla grandezza LTR entro [-1,1] per definire, arbitrariamente, oltre quale valore di LTR si ritiene che il veicolo sia a rischio di rollover. La variabile t_{rx} definisce il tempo a cui il rapporto di trasferimento di carico adimensionato LTR raggiunge la soglia LTR_x . Si ottiene di conseguenza l'accelerazione laterale a_{yr} a cui si determina il valore limite LTR_x in funzione del tempo t_{rx} :

$$a_{yr}(t_{rx}) = k_{ar}t_{rx} = \left(\frac{gd}{2h_R}LTR_x - p_2g\right)\frac{k_\phi - m_sgh_R}{k_\phi}$$
(11)

Inoltre, l'angolo di rollio ϕ_{rs} presente nella (10) all'istante t_{rx} vale:

$$\phi_{rs}(t_{rx}) = (p_1 t_{rx} + p_2) = \frac{m_s g d}{2k_\phi} LTR_x - \frac{2\zeta m_s h_R}{\omega_n k_\phi} k_{ar}$$
(12)

Quando l'accelerazione laterale a_{yr} varia poco, il che implica $k_{ar} \rightarrow 0$, anche la velocità di rollio $\dot{\phi}_{rs}(t)$ tende a zero, mentre l'angolo di rollio $\phi_{rs}(t_{rx})$ è costante:

$$\lim_{\phi_{rs}(t)\to 0} \phi_{rs}(t_{rx}) = \phi_{rs}(\infty) = \frac{m_s g d}{2k_\phi} LTR_x$$
(13)

Il risultato della (13) stabilisce un valore di rollio quasi-statico ($\phi_{rs}(\infty),0$) che nel piano delle fasi angolo di rollio ϕ - velocità rollio $\dot{\phi}$ costituisce il primo punto situato nella linea di contorno di $LTR = LTR_x$.

Il secondo punto è ottenuto imponendo un'accelerazione laterale a gradino, provocando in questo modo una risposta caratterizzata da un significativo contenuto dinamico. L'obiettivo è eseguire una brusca sterzata per provocare un ribaltamento dinamico del veicolo.

L'accelerazione laterale assume pertanto la forma seguente:

$$a_{yd} = \begin{cases} k_{ad}, & t \ge 0\\ 0, & t < 0 \end{cases}$$

dove k_{ad} è una costante. Sostituendo la a_{yd} nella (7), si ottiene:

$$\phi_{d}(t) = \frac{Jk_{ad}}{\omega_{n}^{2}} - \frac{Jk_{ad}}{\omega_{n}^{2}\omega_{d}}e^{-\zeta\omega_{n}t}(\omega_{d}\cos\omega_{d}t + \zeta\omega_{d}\sin\omega_{d}t)$$
$$\dot{\phi_{d}}(t) = \frac{Jk_{ad}}{\omega_{d}}e^{-\zeta\omega_{n}t}\sin\omega_{d}t$$
(14)
$$\dot{\phi_{d}}(t) = Jk_{ad}e^{-\zeta\omega_{n}t}\cos\omega_{d}t - \frac{Jk_{ad}\zeta\omega_{n}}{\omega_{d}}e^{-\zeta\omega_{n}t}\sin\omega_{d}t$$

Quando l'ingresso a gradino a_{yd} è uguale a un'accelerazione laterale critica a_{ydcx} , il valore massimo di LTR potrà raggiungere ma non superare una soglia predeterminata pari a LTR_x . In tal caso si ottengono l'accelerazione laterale critica a_{ydcx} e così il secondo punto della Contour Line (CL). Per stabilire analiticamente questa condizione, si determina anzitutto la condizione in cui LTR raggiunge LTR_x imponendo a zero la derivata del primo ordine dell'equazione (6):

$$\frac{dLTR}{dt} = \frac{2h_R}{gd} \left(g\dot{\phi} + a_{yd} - \frac{\ddot{\phi}}{J} \right) = 0$$
(15)

dove $\ddot{\phi}$ può essere ottenuta per derivazione della $\ddot{\phi_d}(t)$ che compare in (14). La soluzione dell'equazione (15) che ne consegue è:

$$\tan \omega_d t_{dx} = \frac{2\zeta \omega_d}{(2\zeta^2 - 1)\omega_n} = \frac{2\zeta\sqrt{1 - \zeta^2}}{2\zeta^2 - 1}$$
(16)

dove t_{dx} è l'istante in cui LTR raggiunge il valore LTR_x . Tale istante si può esprimere come:

$$t_{dx} = \begin{cases} \frac{\pi + \arctan\frac{2\zeta\sqrt{1-\zeta^{2}}}{2\zeta^{2}-1}}{\omega_{d}}, & 0 < \zeta < \frac{\sqrt{2}}{2} \\ \frac{\arctan\frac{2\zeta\sqrt{1-\zeta^{2}}}{2\zeta^{2}-1}}{\omega_{d}}, & \frac{\sqrt{2}}{2} < \zeta < 1 \end{cases}$$
(17)

Sostituendo t_{dx} nell'equazione (15), l'accelerazione laterale critica a_{ydcx} a cui si raggiunge il valore limite LTR_x vale:

$$a_{ydcx} = \frac{gdLTR_x}{2h_R \left\{ 1 + e^{-\zeta \omega_n t_{dx}} + \frac{Jg}{\omega_n^2} [1 - (4\zeta^2 - 1)e^{-\zeta \omega_n t_{dx}}] \right\}}$$
(18)

Sia l'angolo di rollio sia la velocità di rollio all'istante t_{dx} si ottengono come:

$$\phi_d(t_{dx}) = \frac{Ja_{ydcx}}{\omega_n^2} \left[1 - (4\zeta^2 - 1)e^{-\zeta\omega_n t_{dx}} \right]$$
$$\dot{\phi_d}(t_{dx}) = \frac{Ja_{ydcx}}{\omega_d} 2\zeta\sqrt{1 - \zeta^2}e^{-\zeta\omega_n t_{dx}}$$
(19)

La coppia di valori $\phi_d(t_{dx})$, $\dot{\phi_d}(t_{dx})$, definiti dalla (19), costituisce il secondo punto della Contour Line (CL) sul piano delle fasi ϕ - $\dot{\phi}$, corrispondente alla condizione LTR=*LTR_x*.

Una volta ottenuti questi 2 punti caratteristici è possibile scrivere l'equazione della contourn line:

$$CL - X: f((\widehat{\phi_x}, \widehat{\phi_x})) = k_{c1}k_d(\widehat{\phi_x} - k_{c2}\phi_{rs(\infty)}) - \widehat{\phi_x} = 0$$
(20)

dove $k_d = \frac{\dot{\phi_d}(t_{dx})}{\phi_d(t_{dx}) - \phi_{rs(\infty)}}$, k_{c1} , k_{c2} sono parametri del modello, ottenibili tramite prove sperimentali condotte direttamente sul veicolo, o tramite simulazioni.

Una volta identificati i 2 punti caratteristici e i coefficienti dell'equazione di CLRI è possibile tracciare sul diagramma delle fasi le due linee caratteristiche del coefficiente.

Osservando figura 41, si assume che lo stato di rollio del veicolo in un istante sia rappresentato dal punto A nel piano delle fasi $\phi - \dot{\phi}$. La tangente nel punto A della traiettoria della fase di rollio è $\overrightarrow{AB_i}$, dove B_i e B_j sono punti di incrocio della retta tangente e della retta CL-x. Più il punto A è vicino a CL-x, maggiore è il LTR istantaneamente raggiunto dal veicolo.



Pertanto, il tempo necessario perché la

41. Diagramma delle fasi con curve CL-x per un valore soglia LTR_x [3]

condizione operativa corrispondente al punto A raggiunga l'incrocio tra la retta CL-x e la tangente alla traiettoria in A è definito come il valore CLRI, utile per prevedere la prossimità temporale alla minaccia di ribaltamento del veicolo.

L'equazione della tangente in A alla traiettoria nel piano delle fasi vale:

$$\dot{\varphi} = k_A(\varphi - \varphi_A) + \dot{\varphi}_A \tag{21}$$

dove φ_A e $\dot{\varphi}_A$ sono rispettivamente l'angolo di rollio e la velocità di rollio nel punto A e k_A è la pendenza della tangente. k_A è dato da:

$$k_A = \frac{d\dot{\varphi}_A}{d\varphi_A} = \frac{\ddot{\varphi}_A}{\dot{\varphi}_A}$$
(22)

dove $\dot{\varphi_A}$ è l'accelerazione di rollio nella condizione A. I punti di intersezione B_i e B_j della tangente con le linee di contorno limite CL-x sono:

$$\varphi_{Bi} = \frac{k_A \varphi_A - \dot{\varphi}_A - k_{c1} k_{c2} k_d |\phi_{rs(\infty)}|}{k_A - k_{c1} k_d}$$

$$\varphi_{Bi} = k_{c1} k_d \frac{k_A \varphi_A - \dot{\varphi}_A - k_A k_{c2} |\phi_{rs(\infty)}|}{k_A - k_{c1} k_d}$$

$$\varphi_{Bj} = \frac{k_A \varphi_A - \dot{\varphi}_A + k_{c1} k_{c2} k_d |\phi_{rs(\infty)}|}{k_A - k_{c1} k_d}$$

$$\varphi_{Bj} = k_{c1} k_d \frac{k_A \varphi_A - \dot{\varphi}_A + k_A k_{c2} |\phi_{rs(\infty)}|}{k_A - k_{c1} k_d}$$
(23)

Ci sono due possibili punti di intersezione, Bi e Bj, per una generica tangente.

Il vincolo all'equazione per determinare il punto Bi vale:

$$(\varphi_B - \varphi_A)\dot{\varphi}_A > 0 \tag{24}$$

Applicando tale condizione, si determina univocamente il punto B_i. Pertanto, il valore del CLRI è:

$$CLRI = \frac{[1 - sign(w)]}{2} \sqrt{\frac{(\varphi_{Bi} - \varphi_A)^2 + (\dot{\varphi}_{Bi} - \dot{\varphi}_A)^2}{\dot{\varphi}_A^2 + \dot{\varphi}_A^2}}$$
(25)

dove:

$$w = f(\phi_A, \dot{\phi}_A) \cdot f(-\phi_A, -\dot{\phi}_A)$$
(26)

Il calcolo del CLRI richiede la misura, o la stima (attraverso stimatori funzionali, reti neurali, ecc.), dell'angolo di rollio, della velocità di rollio e della accelerazione di rollio. Per prevedere la minaccia di ribaltamento del veicolo, si imposta per il CLRI un tempo di previsione (T_p). Quando il CLRI supera il T_p , il veicolo è sicuro, poiché il tempo calcolato dall'indice supera quella necessario affinché un pilota o un sistema attivo agisca preventivamente per impedire che il veicolo effettivamente si ribalti. Viceversa, se il tempo calcolato dal CLRI è inferiore a T_p , il veicolo è in effettivo pericolo di imminente ribaltamento.

Rollover index (RI)

Il Rollover index è un indice in grado di esprimere il trasferimento di carico attraverso variabili di stato del veicolo (angolo di rollio, velocità di rollio, accelerazione laterale, ecc.) senza fare ricorso alla stima diretta del LTR [2]. Quest'ultima risulta essere complessa a causa della sostanziale impossibilità di disporre dei carichi verticali istantanei sulle ruote in maniera ragionevolmente economica ed affidabile. Uno dei principali pregi di questo coefficiente è la stima di contributi potenzialmente importanti trascurati nei coefficienti precedenti: angoli di inclinazione laterale e longitudinale della strada. Risulterà inoltre rilevante ed esplicito il contributo dell'altezza da terra dell'asse di rollio, parametro essenziale in fase di impostazione del veicolo.



Si consideri il seguente schema come riferimento per le equazioni successive:

L'indice RI in condizioni di rischio ribaltamento senza che la ruota si sia ancora effettivamente staccata da terra, può essere scritto come [2]:

$$RI = \frac{2}{D} \frac{mH(a_y + g\sin\varphi_r) + m_s gh_s \phi\cos\varphi_r - I_{xx}\ddot{\phi}}{mg\cos\varphi_r\cos\vartheta_r}$$
(27)

Questa espressione di RI include alcuni parametri del veicolo che devono essere determinati preliminarmente. Inoltre, è presente l'inclinazione laterale (φ_r) e la pendenza longitudinale (ϑ_r) della strada, che devono essere misurate o stimate (ad esempio a partire dalla cartografia della strada) in tempo reale. L'indice di ribaltamento RI richiede inoltre di acquisire o stimare l'angolo di rollio ϕ , l'accelerazione laterale a_y e l'accelerazione di rollio $\ddot{\phi}$. A causa di quest'ultima grandezza, l'RI non può essere utilizzato direttamente ed efficacemente per sistemi di controllo attivo finalizzato all'antiribaltamento, in particolare se di natura *modelbased*. Per aggirare questo problema, utilizzando la dinamica del moto di rollio del veicolo, l'RI viene riscritto in termini di angolo di rollio e velocità di rollio del veicolo invece che in funzione delle accelerazioni laterali e di rollio. La procedura analitica per ottenere l'indice RI che ne deriva è spiegata di seguito.

Si può osservare che solo la massa sospesa ha un effettivo moto di rollio, di conseguenza, gli effetti sul trasferimento di carico verticale dovuti alle masse sospese e a quelle non sospese possono essere separati. Si indichino con h_u l'altezza del baricentro della massa non sospesa e con h_R la distanza del centro di rollio dal suolo. Nell'ipotesi che l'angolo di rollio ϕ sia piccolo, l'equazione per la distanza H del baricentro dell'intero veicolo dal terreno è:

$$H = \frac{m_u h_U + m_s (h_s + h_R)}{m_U + m_s}$$
(28)

$$m = m_U + m_s$$

Pertanto, nell'equazione (27) si può sostituire mH con $m_uh_U + m_s(h_s + h_r)$, ottenendo [2]:

$$RI = \frac{2}{mg D\cos\varphi_r \cos\vartheta_r} (m_s h_s a_y + m_s h_R a_y + m_u h_u a_y + m_s g h_s \sin\varphi_r + m_s g h_R \sin\varphi_r + m_U g h_R \sin\varphi_r + m_s g h_s \phi \cos\varphi_r - I_{xx} \ddot{\phi})$$
(29)

Considerato che l'equazione di equilibrio dinamico a rollio vale:

$$(I_{0_{xx}} + m_s h_s^2)\ddot{\phi} + c_\phi \dot{\phi} + k_\phi \phi = m_s h_s[a_y \cos \phi + g \sin(\phi + \varphi_r)]$$

e che

$$a_y = \dot{v} + u\psi$$
$$\sin(\phi + \varphi_r) \cong \phi \cos \varphi_r + \sin \varphi_r$$

Si può scrivere:

 $I_{xx}\ddot{\phi} + C_{\varphi}\dot{\phi} + (k_{\phi}\phi - m_{s}g \cdot h_{s}\cos\varphi_{r})\phi = m_{s}h_{s}(\dot{v} + u\dot{\psi}) + m_{s}gh_{s}\sin\varphi_{r} \quad (30)$ Il contributo della massa sospesa m_{s} può essere esplicitato combinando la (29) con la (28), ottenendo [2]:

$$RI = \frac{2}{mg D \cos \varphi_r \cos \vartheta_r} (c_{\phi} \dot{\phi} + k_{\phi} \phi + m_s h_R a_y + m_u h_u a_y + m_s g h_s \sin \varphi_r + m_u g h_R \sin \varphi_r)$$

$$(31)$$

Dove sono ben esplicitati i termini che influiscono sull'indice di ribaltamento dovuti alla massa sospesa, alla massa non sospesa e all'effetto dell'impostazione di rigidezza e smorzamento a rollio del veicolo. Oltre a questo, come prevedibile, si conferma rilevante l'effetto dovuto all'impostazione della posizione dell'asse di rollio da terra. In generale l'effetto della massa non-sospesa sul ribaltamento è considerevolmente inferiore all'effetto dovuto alla massa non sospesa.

Analogamente, anche l'accelerazione del rollio è considerevolmente inferiore come effetto rispetto all'accelerazione laterale ed agli angoli di inclinazione laterale della strada e di pendenza longitudinale. Per un veicolo, pertanto, il termine $I_{xx}\ddot{\phi}$ può in prima battuta essere trascurato ai fini del calcolo degli effetti della massa non sospesa sul ribaltamento.

Questa considerazione, valida per le vetture di medio e piccole dimensioni, non può a priori essere ritenuta altrettanto valida per un veicolo speciale (blindati, da cantiere, da movimento-terra, ecc.). Per questa tipologia di mezzi deve essere considerata: la notevole massa non sospesa rispetto alla totale, gli effetti rilevanti dovuti all'altezza da terra dei baricentri e l'effetto della coppia di inerzia, genericamente valore molto elevato, che pur in presenza di accelerazioni di rollio contenute, può assumere un valore estremamente grande.

Detto ciò, in condizioni di progetto che consentano di trascurare la coppia di inerzia $I_{xx}\ddot{\phi}$, si può ottenere dall'equazione (27):

$$(a_y + g\sin\varphi_r)(m_sh_R + m_uh_u) = \frac{m_sh_R + m_uh_u}{m_sh_s}(c_\phi\dot{\phi} + k_\phi\phi - m_sgh_s\phi\cos\varphi_r)$$
(32)

Di conseguenza, i termini a secondo membro della (32) sono scritti in funzione di angolo di rollio ϕ e velocità di rollio $\dot{\phi}$. L'indice di ribaltamento RI può essere semplificato in termini di dipendenza dall'angolo di rollio e dalla velocità di rollio come [2]:

$$RI = C_1 \phi + C_2 \dot{\phi} \tag{33}$$

Dove C_1, C_2 dipendono sia dai parametri di impostazione e allestimento (persone, materiale, equipaggiamenti, ecc.) del veicolo sia dall'inclinazione laterale e longitudinale del terreno [2]:

$$C_{1} = \frac{2}{mg D\cos\varphi_{r} \cos\vartheta_{r}} \left[k_{\phi} \left(1 + \frac{m_{u}h_{U} + m_{s}h_{R}}{m_{s}h_{s}}\right) - (m_{s}h_{R} + m_{u}h_{u})g\cos\varphi_{r}\right)\right]$$

$$C_{2} = \frac{2c_{\phi}}{mg D\cos\varphi_{r} \cos\vartheta_{r}} \left(1 + \frac{m_{u}h_{U} + m_{s}h_{R}}{m_{s}h_{s}}\right)$$
(34)

Paragone tra RI e CLRI

L'RI è l'indice che viene più comunemente usato in ambito del controllo del rollio di una vettura. La sua più grande problematica è quella di non avere nessuna capacità predittiva del fenomeno del ribaltamento fornendo esclusivamente un'informazione istantanea. Lo scopo di questo capitolo è quello di mostrare (seguendo le indicazioni dello studio [3]) come il coefficiente alternativo proposto in questa tesi riesca a sopperire alle mancanze di RI. I principi di base utili per prevedere il rischio di imminente ribaltamento, applicati agli indici CLRI e PLTR (ulteriore parametro con capacità predittive) [13], possono essere riassunti dall'equazione:

Future LTR
$$\approx$$
 LTR $(t_1) + LTR(t_1) \cdot \Delta t$ (35)

dove LTR(t_1) è il valore istantaneo del LTR di un veicolo, *LTR* (t_1) è la derivata del LTR calcolata nello stesso istante $t_1 e \Delta t$ è il tempo di previsione. È difficile ottenere una espressione analitica accurata di *LTR* (t_1), mentre l'indice PLTR è definito come:

$$PLTR = LTR(t_1) + LTR_{Lateral}(t_1) \cdot \Delta t$$
(36)

dove $L\dot{T}R_{Lateral}(t_1)$ rappresenta una sostituzione approssimativa di $LT\dot{R}(t_1)$, ottenuta dalla dinamica laterale del veicolo lineare [13]. Considerando i movimenti di rollio e caratteristiche non lineari del veicolo, si può esprimere $LT\dot{R}(t_1)$ come:

$$LTR(t_1) = LTR_{Lateral}(t_1) + LTR_{Roll}(t_1) + LTR_{Nonlinear}(t_1)$$
(37)

dove $L\dot{T}R_{Roll}(t_1)$ e $L\dot{T}R_{Nonlinear}(t_1)$ sono contributi previsti per tenere conto del comportamento dinamico di rollio in transitorio e delle caratteristiche nonlineari del veicolo. Ai fini dell'analisi qualitativa successiva, l'equazione (37) può essere considerata equivalente all'equazione (22), attraverso il trattamento delle traiettorie di

rollio e della Linea di Contorno corrispondente a un CL-0.9 (LTR pari a 0.9), così come le risposte LTR e la soglia LTR_x , ottenendo la derivata $LTR'(t_1)$.

Si esemplifica di seguito, Figura 42, una soluzione grafica utile sia per determinare l'indice CLRI ed il valore del LTR applicati al veicolo, sia per dimostrare l'accuratezza del calcolo di $LTR(t_1)$ tramite il metodo CL-LTR.

Due punti, indicati rispettivamente con C e L, sono localizzati con riferimento alle risposte CLRI e LTR al tempo t₁. La retta tangente nel punto L del LTR attraversa la soglia LTR_x all'istante t₂ e la sua pendenza è $LTR'(t_1)$. Nel frattempo, il



CLRI vale 0.5s all'istante t_1 , il che indica che il LTR ha bisogno di 0.5 s per raggiungere la soglia LTR_x (stabilita nell'esempio pari a 0.9), nell'ipotesi di una velocità costante della sua variazione, corrispondente al valore $LTR'(t_1)$. Ovviamente, risulta un intervallo di tempo $t_2 - t_1 = 0,5$ s, il che conferma la buona accuratezza del valore di $LTR'(t_1)$ calcolato.

In breve, il CL-LTR proposto descrive la soglia LTR proprio nel piano delle fasi ϕ - $\dot{\phi}$, e l'indice CLRI mostra una previsione accurata della minaccia di ribaltamento.

Prove effettuate

All'interno di questo capitolo verranno verificate tutte le descrizioni teoriche precedentemente trattate attraverso delle simulazioni sul modello virtuale presentato inizialmente. Prima di ricavare l'indice CLRI nei test, è necessario svolgere delle prove per ottenere i coefficienti che descrivono le caratteristiche del programma virtuale in funzione del valore di soglia LTR_x impostato.

Identificazione coefficienti CLRI

In accordo con lo studio [3], i coefficienti da ricavare sono (equazione 20):

- K_d
- K_{1c}
- K_{2c}

Questi parametri descrivono il comportamento a rollio della vettura e permettono l'identificazione della curva CL-x. Impostando un valore di soglia pari a LTR_x = 0.9 sono state svolte una serie di simulazioni Ramp-steer per identificare i valori di questi coefficienti. Per peggiorare il comportamento a rollio del veicolo (ed aumentare quindi i valori di LTR) è stato incrementato volta per volta il valore di velocità approccio traiettoria (metodo migliore identificato nell'analisi sensitività). La vettura sfruttata è uguale a quella nel capitolo Studio Stabilità-Analisi sensitività, mentre le caratteristiche della prova sono:

- Durata: 12 s
- Inclinazione angolo volante: 60° (incrementato per favorire sollevamento ruote)
- Velocità: 3 prove differenti 100 km/h, 120 km/h e 140 km/h

Per ogni manovra sono stati osservati i valori di LTR, identificando eventuali punti di superamento soglia. I risultati ottenuti sono rappresentati in figura 43. Come è

possibile osservare, i valori di LTR sono bassi anche se le simulazioni sono state svolte a velocità elevate. La spiegazione di questi valori la si ottiene osservando il modello virtuale utilizzato. Il veicolo è stato schematizzando attraverso delle semplificazioni che in condizioni estreme (a velocità elevate) hanno permesso di rappresentare in maniera pressoché corretta il





fenomeno del sotto/sovrasterzo a discapito del trasferimento laterale del carico che presenta alcune lacune.



44 . Andamento traiettorie ad elevate velocità con $\mu=1$

Si ha conferma di questa tendenza dal diagramma delle traiettorie; anche se si è impostato un andamento volante di 60°/s il veicolo traccia delle curvature piccole a causa dell'elevato sottosterzo. Per poter superare questa problematica, si è innalzato il valore del coefficiente aderenza pneumatico-terreno (μ) a 1.5. La manovra di Rampsteer non viene spesso usata per osservare il comportamento a rollio della vettura in quanto gli effetti dello scivolamento dello pneumatico sul terreno risultano essere notevoli. Per poter raggiungere le condizioni limite sì è dovuto innalzare la velocità a valori elevati, in questo momento non si è interessati all'effettiva fattibilità della simulazione ma all'identificazione dei punti fondamentali. Le manovre sono state

effettuate a tre differenti velocità: 170 km/h, 200 km/h e 230 km/h.

Come è possibile osservare in figura 45, nei nuovi test si supera la soglia impostata (0.9). L'aumento dell'aderenza ha portato ad una netta diminuzione del fenomeno di sottosterzo generando carichi laterali maggiori. In queste nuove condizioni si



45. Andamento LTR μ =1 ad elevate velocità

sono identificati i due istanti di tempo in cui LTR supera il valore soglia:

- $T_1 = 5.192 \text{ s}$
- $T_2 = 5.396 \text{ s}$

Dopo di che sono stati ricavati i valori di $\phi \in \dot{\phi}$ che la vettura assume in quegli istanti:

- $\phi_1 = 1.7349$ [deg] $\phi_1 = 0.0617$ [deg/s] - $\phi_2 = 1.7430$ [deg]

 $\phi_2 = 0.0054 \, [deg/s]$



46. Punti incrocio Ltrx e Ltr 230 km/h

Una volta ottenuti, i valori di angolo di rollio e velocità di rollio sono stati sfruttati per poter ricavare l'equazione della retta passante e di conseguenza i coefficienti K_{1c} e K_{2c} :

- K_{1c}:

Per quanto riguarda il valore di K_d viene calcolato tramite le formule descritte precedentemente ottenendo:

- $K_d = -67.76$

Una volta ricavati questi valori, si è tracciata la curva CL-x paragonandola con il diagramma delle fasi della prova a 140 km/h, i risultati ottenuti sono rappresentati in figura 47.



47. Diagramma prova Ramp-steer 230 km/h con rette CL-x

Come è possibile notare, tutto il diagramma angolo di rollio/ velocità di rollio risulta essere contenuto all'interno delle due contourn line. Come ulteriore conferma della correttezza dei valori ottenuti si è ingrandito il grafico soffermandosi sull'intersezione tra le curve. Il diagramma interseca solo due volte la retta CL come ci si aspettava



osservando l'andamento di LTR. Una volta testata la validità dei coefficienti ottenuti, si è proseguita la trattazione applicando questo metodo ai principali test controllo rollio svolti su una vettura:

- Manovra di Fish-hook
- Manovra Colpo di Sterzo (CDS)

Manovra di Fish-hook

Questa tipologia di traiettoria sollecita estremamente la dinamica laterale della vettura. La caratteristica principale della prova consiste nello sfruttare due inclinazioni angolo volante con stesso modulo ma segno differente, in questo modo il veicolo percorre una traiettoria simile ad un amo da pesca (da cui si ispira il nome della manovra). Per poter svolgere queste simulazioni è stato sfruttato una vettura con le stesse caratteristiche di quelle presentate nell'analisi sensitività (pagina 16). Sono stati attuati tre differenti test in cui si è fatto variare il valore di velocità di approccio in modo da avere differenti valori di LTR:

- Velocità: 50 km/h Marcia: 3°
- Velocità: 60 km/h Marcia: 3°
- Velocità: 70 km/h Marcia: 4°

Non avendo modificato altre caratteristiche, l'andamento dell'angolo volante delle tre

simulazioni è uguale ed è rappresentato in figura 49. Osservando il grafico si nota che per i primi 2 secondi il veicolo procede con una traiettoria rettilinea. Dopodiché, il volante viene inclinato con un andamento di () fino al raggiungimento di un valore massimo. Una volta superata questa fase, l'inclinazione subisce una variazione di segno mantenendo il modulo costante.



Poco prima dei 4 secondi si raggiunge un nuovo valore di massimo che viene mantenuto costante fino a fine prova. La traiettoria conseguente a questo input la si può osservare in figura 50. Come per tutte le prove precedenti, l'aumento di velocità

genera un incremento del fenomeno del sottosterzo che porta ad una diminuzione della curvatura della traiettoria del veicolo.



50. Traiettoria Fish-hook in funzione della velocità

L'effetto della variazione dell'angolo volante lo si osserva anche a livello di

accelerazione laterale. Nella parte iniziale della simulazione, l'inclinazione positiva genera un andamento positivo del a_y, mentre nella seconda, si genera un andamento negativo a causa della variazione di segno dell'input. Come è possibile osservare da figura 51, nell'intorno dei 4 secondi si ha il punto con accelerazione laterale massima (in valore



assoluto), di conseguenza, può essere ipotizzato come istante con maggiore rischio ribaltamento di tutta la simulazione. Un'ulteriore conferma di questa supposizione la si può ottenere dal grafico dell'angolo di rollio. Essendo questa grandezza derivante da a_y, i loro due andamenti risultano essere simili, con minimi e massimi che si presentano negli stessi istanti di tempo.

Una volta ottenuti questi valori, si è ricavato il primo indice per il controllo del rollio (LTR). risulta Quest'ultimo avere per definizione (equazione 5), in relazione diretta con gli andamenti delle forze verticali sulle quattro ruote. Questo legame non è l'unico che condiziona il comportamento di questo coefficiente. Osservando



51. Andamento angolo di rollio manovra Fish-hook

equazione 6 è possibile identificare una correlazione tra angolo di rollio, accelerazione laterale e LTR; questo giustifica gli andamenti simili di tutte e tre le grandezze.



52 Andamento LTR manovra Fish-hook

Osservando figura 52 è possibile notare che nell'intorno di 4 secondi è presente il momento più pericoloso della simulazione (come inizialmente supposto). Il valore soglia LTR_x viene superato, di conseguenza, ci si aspetta un'intersezione tra la curva CL-x e il diagramma angolo di rollio/ velocità di rollio. Come ulteriore verifica della correttezza degli andamenti di LTR sono stati osservati i valori delle forze verticali sugli pneumatici durante la simulazione a 70 km/h.



53. Andamento forze verticali manovra Fish-hook a 70 km/h

Analizzando figura 53, è possibile notare che nella prima parte della traiettoria (inclinazione positiva dell'angolo volante) la ruota maggiormente a rischio sollevamento è la posteriore sinistra. Modificando l'andamento dell'input lo pneumatico più pericoloso diventa quello posteriore destro; per un notevole intervallo della simulazione questo risulta essere sollevato. Nell'intorno dei 4 secondi si ha la combinazione di minore carico verticale sia sulla ruota posteriore destra (sollevata) sia sulla ruota anteriore destra (carico verticale vicino allo 0). In questo modo si ha la conferma che i valori e le informazioni descritte dal coefficiente LTR risultano essere corrette. Dopodiché, si sono sovrapposti i grafici delle curve CL-x e del diagramma

 $\phi/\dot{\phi}$ in modo da ricavare l'indice CLRI. A differenza delle manovre di Ramp-Steer, i valori di angolo di rollio e velocità di rollio si avvicinano ad entrambe le countorn line. Non superando il valore di soglia nel primo tratto della simulazione, l'intersezione tra le curve si ha nel tratto –(CL-x).



54. Diagrammi e countorn line manovre Fish-hook a differenti velocità

In figura 54 sono stati inseriti i diagrammi angolo di rollio/velocità di rollio per tutte e tre le manovre effettuate, in questo modo si ha un paragone e si verificano ulteriormente le curve CL-x identificate nel capitolo precedente. Nella prova a 50 km/h i valori di LTR non superano mai quello di soglia avvicinandosi leggermente nel tratto iniziale della manovra e in quello finale. Una conferma di questi andamenti la si può osservare guardando il diagramma; non si presenta nessuna intersezione per la curva verde. Aumentando la velocità, si sono generati dei valori di LTR crescente. La prova a 60 km/h assume un coefficiente simile a LTR_x per un breve tratto ed è possibile osservare questa condizione nella parte sinistra della curva blu in figura 54. La prova più pericolosa delle tre effettuate è stata quella a 70 km/h. Come ipotizzato

precedentemente, è possibile osservare un'intersezione tra la countourn line negativa e il diagramma di questa manovra. Una volta ottenuti questi grafici si è ricavato l'andamento dell'indice CLRI.



55. CLRI manovra Fish-hook a differenti velocità

Come descritto nella teoria, questo indice rappresenta un intervallo temporale. Minore è il suo valore, maggiore sarà il rischio ribaltamento del veicolo in quelle condizioni. Il valore 0.5 (T_p) è stato inserito come tempo di riferimento, cioè come instante che separa le condizioni pericolose da quelle sotto controllo. Osservando figura 55 è possibile trarre le stesse conclusioni dei grafici precedenti. La prova a 50 km/h è quella meno rischiosa ma non priva di pericoli: subito dopo i 2 secondi si ha un tratto in cui CLRI assume valori inferiori rispetto a Tp, la stessa condizione si ottiene nell'intorno dei 3 secondi dove l'indice ha il proprio minimo. Aumentando la velocità si ha un incremento della pericolosità della manovra con una diminuzione di CLRI. A 60 km/h oltre ai tratti precedentemente citati, si presenta un minimo nell'intorno dei 4 secondi. La pericolosità di questo tratto la si può osservare nel test a velocità massima. La curva CLRI raggiunge il valore 0 descrivendo la condizione in cui il diagramma angolo di rollio/velocità di rollio interseca e poi supera la countorn line.

Manovra colpo di sterzo (CDS)

La manovra colpo di sterzo (detta anche CDS) fa parte, insieme alla Fish-hook, dei test effettuati su un veicolo per comprendere il suo comportamento a rollio. La peculiarità di questa manovra consiste nella dinamica laterale che si genera: gli elevati valori di velocità di rollio e accelerazione di rollio rendono a rischio ribaltamento istanti di tempo in cui l'angolo di rollio risulta essere basso. Il veicolo sfruttato per questa manovra è lo stesso delle prove precedenti. Sono stati svolti tre differenti test in cui si è fatto variare il valore di velocità di approccio in modo da avere differenti valori di LTR:

- Velocità: 100 km/h Marcia: 5°
- Velocità: 120 km/h Marcia: 5°
- Velocità: 140 km/h Marcia: 5°

Non avendo modificato altre caratteristiche, l'andamento dell'angolo volante delle tre

simulazioni è uguale ed è rappresentato in figura 56. La curva sottesa dall'input risulta essere simile a quella della manovra a Ramp-steer. L'unica differenza consiste nell'andamento del tratto obliquo che in questo caso vale (). Questo breve intervallo di tempo nel quale bisogna generare una variazione dell'inclinazione angolo volante,



genera condizioni critiche su velocità e accelerazione a rollio. Anche per quanto riguarda la traiettoria, gli andamenti risultano essere simili alle simulazioni a chiocciola. L'aumento della velocità tra una prova e l'altra genera fenomeni di sottosterzo che incrementano lo scivolamento dello pneumatico sul terreno generando delle diminuzioni sulla curvatura. Analizzando figura 57 è possibile notare le differenti

traiettorie sostenute dallo stesso veicolo al variare della velocità di approccio alla manovra.



57. Traiettorie manovra CDS al variare della velocità

La prima grandezza osservata nel dominio del tempo è l'accelerazione laterale. A differenza delle manovre precedenti, in queste simulazioni non si è osservata una

grande differenza tra i valori di av delle prove. In tutti e tre i casi gli andamenti risultano essere simili: superata una parte costante, coincidente con il tratto rettilineo della traiettoria, l'accelerazione laterale prosegue con un andamento obliquo costante fino al raggiungimento del punto massimo. Qui inizia un andamento oscillatorio



con frequenze differenti in base alla velocità di approccio alla prova. Questo comportamento è dovuto al repentino cambio di direzione dell'input che si osserva

superati i 2 secondi dall'inizio della prova. Maggiore risulta essere la velocità di ingresso, più grande sarà l'ampiezza e la frequenza delle oscillazioni finali. Le stesse caratteristiche sono osservabili

nel grafico dell'angolo di rollio. Essendo una grandezza fisica che dipende dall'andamento

dell'accelerazione laterale, il suo comportamento lungo tutte le prove risulta essere simile a quello descritto nella figura precedente. Per quanto riguarda la manovra CDS gli



andamenti di velocità di rollio e accelerazione di rollio risultano importanti per poter comprendere le caratteristiche della prova.



60. Andamenti velocità di rollio (a) e accelerazione di rollio (b) manovra CDS

Come è possibile osservare da figura 60, in ogni prova i valori di queste due grandezze risultano essere elevati subito dopo i 2 secondi. Questo va a generare una dinamica laterale del veicolo pericolosa che può portare a fenomeni di sollevamento. In tutte e 3 i test gli andamenti risultano essere simili, solo i valori minimi e massimi risultano essere leggermente differenti. Osservando l'andamento di LTR non si nota il contributo di questi due aspetti dinamici del veicolo.



61. Andamento LTR in manovra CDS

Questo coefficiente non tiene conto degli elevati valori di velocità e accelerazione di rollio, considerando come l'intervallo intorno ai 3 secondi come punto in cui si hanno le peggiori condizioni in tutte e tre le prove. Come osservato nelle grandezze precedenti, anche in figura 61, una volta superato il valore di massimo si presenta un

fenomeno oscillatorio con ampiezza e frequenza variabili in base al valore di velocità di approccio alla traiettoria. Come svolto per la manovra Fish-hook si è andato ad osservare il grafico delle forze verticali sugli pneumatici per verificare le indicazioni fornite dal coefficiente LTR. Analizzando i carichi verticali



62. Forze verticali manovra CDS

è possibile notare il fenomeno oscillatorio evidenziato in tutte le grandezze precedenti. In particolare, la ruota posteriore sinistra, quella maggiormente soggetta al fenomeno del sollevamento, passa in modo periodico da aderenza a distaccamento/rischio distaccamento da terra. Una volta ricavati questi andamenti si è ottenuto il diagramma angolo di rollio/ velocità di rollio in relazione con le countorne line.



63. Andamenti diagramma manovra CDS: (a) totale, (b) zoommato

Osservando figura 63, è possibile notare che gli andamenti delle curve risultano essere simili. Questo comportamento è dovuto ai valori di LTR simili in tutte e tre le prove. I fenomeni oscillatori precedentemente descritti, non si notano in questo grafico, in quanto non sono presenti oscillazioni della curva $\phi/\dot{\phi}$. La manovra CDS sfrutta l'inclinazione dell'angolo volante in una sola direzione, questo comporta valori di angolo di rollio di segno uguale. Di conseguenza il diagramma si avvicina solamente alla countourne line di segno positivo. Come osservato dal grafico di LTR, non viene mai superato il valore di soglia LTR_x, questa condizione viene rappresentata in figura 63 non mostrando nessuna intersezione tra le curve e la retta CL-x. Da questo diagramma è possibile ricavare l'andamento del coefficiente CLRI. Come descritto precedentemente, questo parametro tiene conto non solo dei valori di angolo di rollio e LTR ma anche degli aspetti dinamici, quali: velocità di rollio e accelerazione di rollio. È possibile osservare questa caratteristica analizzando i suoi andamenti nelle tre simulazioni.



64. Andamenti CLRI manovra CDS al variare della velocità

Come descritto precedentemente, in tutte e tre le prove non viene mai superato il valore di soglia del coefficiente LTR, di conseguenza, ci si aspetterebbero dei valori di CLRI elevati. Analizzando gli andamenti dell'angolo di rollio e dell'accelerazione laterale, si identificherebbe l'intervallo nell'intorno dei 3 secondi come il punto più rischioso. In figura 64, è possibile invece notare che i grandi valori di velocità laterale e accelerazione laterale rendono l'istante di tempo poco dopo i 2 secondi quello più pericoloso della manovra. Come per le prove di Fish-Hook è stato considerato come istante temporale di soglia il valore 0.5 secondi (T_p). Una volta superati i due punti più pericolosi, il coefficiente CLRI fornisce una descrizione dei fenomeni oscillatori. A 100 km/h questi risultano essere di bassa intensità (non viene superato T_p), aumentando la velocità di approccio alla manovra, aumentano la loro importanza generando delle curve in figura 64. Tutto questo mostra come l'indice CLRI non tenga conto esclusivamente delle indicazioni riguardanti le forze verticali ma che fornisca un'analisi più approfondita del comportamento laterale della vettura e di un suo eventuale rischio ribaltamento.

Paragone RI e CLRI

Per poter comprendere l'utilità e la completezza delle informazioni fornite dal coefficiente CLRI, è necessario paragonarlo ad uno dei coefficienti più sfruttati in ambito di controllo a rollio di una vettura, il Rollover Index (RI). Come descritto nel capitolo teorico a lui dedicato, questo indice è un modo alternativo di ricavare i valori descritti dal LTR. Sono stati descritti i suoi andamenti in ognuna delle 6 prove effettuate: 3 manovra Fish-hook e 3 manovre CDS.



65. Andamento RI in manovra Fish-hook

In figura 65 è stato riportato l'andamento dell'indice RI per quanto riguarda le manovre Fish-Hook. Prima di paragonare il suo andamento con quello del coefficiente CLRI è stata verificata la sua similitudine con il parametro LTR. Analizzando l'immagine 66 è possibile notare come i due valori risultino essere pressoché identici per tutto il tratto della simulazione. Solamente nel tratto intermedio, RI accentua la pericolosità dell'intervallo temporale assumendo valori maggiori. Questo può essere

spiegato come una migliore descrizione da parte di questo indice del rischio a ribaltamento del veicolo. Per il paragone sono stati sfruttati gli andamenti della prova a 50 km/h. Una volta confermata la similitudine, si è proseguito paragonando gli andamenti dei due coefficienti. Come è possibile notare osservando figura 67, entrambi i parametri forniscono le stesse



66. Verifica similitudine LTR e RI manovra Fish-Hook

indicazioni riguardanti la manovra. Superati i due secondi si presenta il primo tratto critico senza però arrivare a condizioni estreme, dopodiché, con la modifica del segno dell'angolo volante si ha un peggioramento della situazione fino al raggiungimento di condizione estremamente pericolose nell'intorno di quattro secondi.



67. Paragone RI e CLRI manovra Fish-Hook

La differenza che si nota tra i due consiste nei valori assunti: CLRI non ha mai valori negativi e ha in 0 un minimo mentre RI assume valori negativi con minimo coincidente con -1. Questo è dovuto alla differente indicazione che questi due parametri vogliono fornire. RI indica esclusivamente un grado istantaneo di pericolo mentre CLRI fornisce un'indicazione temporale che può essere sfruttata in sistemi a controllo predittivo. Prima di verificare la capacità predittiva di questo coefficiente si sono effettuati gli
stessi paragoni per la manovra CDS. I valori di RI ottenuti in questa prova sono rappresentati in figura 68.



68. RI manovra CDS

Come per la simulazione Fish-Hook, l'andamento di RI è stato paragonato a LTR per

conferma della avere una sua correttezza. Entrambi i grafici risultano essere estremamente simili: superati i due secondi si ha un repentino aumento dei valori di LTR e RI, dopo di che una volta raggiunto il massimo, si ha un andamento oscillatorio fino a fine prova. L'ampiezza e la frequenza delle oscillazioni dipendono dai valori di



velocità di approccio manovra. Una volta verificata ulteriormente la validità del

grafico, si sono paragonati gli andamenti dei due indici per il controllo delle caratteristiche a rollio del veicolo (CLRI e RI).



70. Paragone indici RI e CLRI per una manovra CDS

A differenza della manovra Fish-hook questi due coefficienti presentano maggiori differenze. Superati i 2 secondi, RI vale ancora poco mentre, l'indice CLRI rappresenta gli effetti generati dagli elevati valori di velocità e accelerazione di rollio scendendo al di sotto di T_p. Quest'ultimo coefficiente risulta quindi maggiormente adatto a descrivere la dinamica laterale di un veicolo durante delle simulazioni. Come nella prova precedente CLRI assume valori positivi, lo zero non viene raggiunto in quanto non viene superato il valore di soglia. Il suo scopo è quello di fornire un intervallo di

tempo che separa la vettura da un incipit di ribaltamento. Per poter verificare questa capacità si è paragonato il suo andamento con quello di LTR [3]. Ingrandendo l'andamento di CLRI nella manovra Fish-Hook a 70 km/h si è identificato il punto L in cui:

- CLRI: 0.107
- Tempo: 3.542 secondi



71. Andamento CLRI zoommato manovra Fish-hook punto- L

Una volta fatto ciò si sono tracciate sul grafico LTR due rette: quella tangente al punto L e quella orizzontale che descrive il valore di soglia LTR_x . I risultati ottenuti si possono osservare in figura 72.



72. Andamento LTR con dimostrazione capacità predittiva CLRI

Definendo l'intersezione tra le rette come punto W, si identificano i due istanti di tempo:

- t_L (istante di tempo L): 3.542 secondi
- tw (istante di tempo W): 3.649 secondi

Sottraendo questi due istanti di tempo si ottiene il valore di CLRI in L. Questo dimostra che l'indice ha previsto anticipatamente l'intervallo necessario al mio veicolo per raggiungere le condizioni di rischio ribaltamento sfruttando la sua capacità predittiva. Osservando gli andamenti di RI, questo non possiede le stesse capacità di CLRI in quanto fornisce esclusivamente dei valori che definiscono la pericolosità istantaneo, non può quindi essere inserito in un sistema a controllo predittivo.

Sistema di controllo basato sul CLRI

Una volta ottenuti gli andamenti di CLRI e verificate le sue capacità predittive, si è realizzato un sistema di controllo che sfrutta questo indice per prevenire eventuali rischi ribaltamento. Nel capitolo seguente verrà descritto ed analizzato il sistema, svolgendo dei test per verificare le sue capacità.

Regolatore lineare quadratico (LQR)

Il regolatore lineare quadratico (LQR) è un compensatore dinamico appartenente al gruppo delle tecniche di controllo ottimo. L'obbiettivo di questi sistemi è quello di minimizzare il valore di una funzione costo in base alle caratteristiche del modello fisico. Questa funzione può essere definita come [14]:

$$J(t) = \int_{0}^{\infty} \left(x(t)^{T} Q \, x(t) - u(t)^{T} R \, u(t) \right) dt$$
(38)

Dove x(t) è un vettore contenente tutti gli stati del sistema (le variabili che condizionano il modello), u(t) è un vettore contenente le grandezze in ingresso mentre Q e R sono due matrici di ponderazione. Osservando il nome di questo compensatore è possibile notare che non può essere applicato in un qualsiasi sistema. Il suo corretto funzionamento avviene esclusivamente con modelli lineari, dove nel caso particolare di sistemi continui, la struttura di partenza è la seguente [14]:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases}$$
(39)

In cui A è una matrice che descrive il sistema fisico, B e C sono due matrici rappresentati le caratteristiche dell'input e dell'output, x(t) e u(t) sono gli stessi vettori di equazione 38 mentre y(t) è il vettore grandezze in uscita. Una volta identificate tutte queste caratteristiche è possibile risolvere la funzione costo. Essendo un calcolo matematico assai complesso, Matlab fornisce un comando (lqr) in grado di calcolare correttamente i coefficienti una volta impostate le matrici e i vettori.

Implementazione LQR nel modello Simulink

Il sistema di controllo implementato nel modello Simulink ha l'obbiettivo di regolare la dinamica laterale della vettura agendo sulla rigidità della barra antirollio. Questa tipologia di meccanismo è capace di aumentare o diminuire la rigidità in modo da generare un momento di antirollio (M_r) in grado di bilanciare il comportamento del veicolo. Per poter identificare gli intervalli di tempo in cui attivare questo sistema, si è sfruttato l'indice CLRI. Quando questo coefficiente assume un valore inferiore a T_p , il modello attiva in automatico il controllo generando un valore di M_r in grado di regolare il rollio della vettura. In figura 78 è possibile osservare il programma realizzato.



78. Sistema di controllo modello virtuale

Dove K_p e K_{p2} sono i valori che moltiplicati per gli andamenti di angolo di rollio e velocità di rollio, permettono il calcolo del momento M_r. Il programma virtuale Simulink usato nelle prove è un sistema non lineare, di conseguenza non è possibile sfruttarlo. Per poter applicare il regolatore LQR si è identificata un'equazione lineare del fenomeno di rollio in cui è stato inserito il momento generato dal sistema di controllo:

$$I_X \ddot{\phi} + c_\phi \dot{\phi} + k_\phi \phi = m_s h_R (a_y + g\phi) + M_r \tag{40}$$

Ottenuta la funzione, è stata riscritta in modo da seguire il modello (39). Essendo un'equazione del secondo ordine, sono state sfruttate due funzioni:

$$\ddot{\phi} = \frac{m_s h_R}{I_x} a_y + \left(\frac{m_s h_R g - k_\phi}{I_x}\right) \phi - \frac{c_\phi}{I_x} \dot{\phi} + \frac{1}{I_x} M_r$$

$$\dot{\phi} = 1 \cdot \dot{\phi} + 0 \cdot \phi + 0 \cdot a_y + 0 \cdot M_r$$
(41)

Tramite le quali è possibile ricavare i seguenti valori per le matrici e il vettore del sistema:

$$A = \begin{cases} \frac{m_s h_R g - k_\phi}{I_x} & -\frac{c_\phi}{I_x} \\ 0 & 1 \end{cases}$$
$$B = \begin{cases} \frac{1}{I_x} & \frac{m_s h_R}{I_x} \\ 0 & 0 \end{cases}$$
$$C = \begin{cases} 1 \\ 0 \end{cases}$$

Per quanto riguarda le matrici di ponderazione, i valori assunti sono i seguenti:

$$Q = \begin{cases} 10^4 & 0\\ 0 & 10^4 \end{cases}$$
$$R = \begin{cases} 10^{-4} & 0\\ 0 & 10^{-4} \end{cases}$$

Sono stati sfruttati questi valori siccome si vuole evidenziare l'importanza degli stati dando poco valore agli ingressi. Dopo di che, sono stati evidenziati i vettori stati, ingressi e uscite:

vettore stati (x) =
$$\begin{cases} \phi \\ \phi \end{cases}$$

vettore ingressi
$$(u) = \begin{cases} M_r \\ a_y \end{cases}$$

vettore uscite $(y) = \begin{cases} \phi \\ 0 \end{cases}$

Una volta identificati tutti questi elementi, sono stati inseriti come input della funzione *lqr* ottenendo come risultato i seguenti coefficienti proporzionali:

$$Kp = \begin{cases} 30.04 & 31.10\\ 9613.7 & 9953.2 \end{cases}$$

Prove con sistema di controllo

Nei capitoli precedenti sono state sfruttate una serie di simulazioni per poter testare le caratteristiche del coefficiente CLRI. Queste prove hanno evidenziato che le manovre con condizioni peggiori sono:

- Fish-hook a 70 km/h
- CDS a 140 km/h

Per verificare l'efficacia del sistema di controllo realizzato si sono effettuate una serie di simulazioni sfruttando le condizioni che generano maggiormente il rischio di ribaltamento. In questo modo si è voluta testare la capacità di evitare il rollover ma soprattutto quella di prevenire condizioni pericolose agendo sulla barra antirollio. I dati ottenuti nelle nuove simulazioni sono stati paragonati con quelli rilevati in precedenza nelle stesse condizioni, in questo modo si sono potuti evidenziare gli effetti positivi generati dal controllo.

Manovra Fish-hook

Come evidenziato nei capitoli precedenti, questa tipologia di manovra genera le condizioni a rollio peggiori per la vettura. Non avendo modificato nessun input in ingresso rispetto alla simulazione senza controllo, i loro andamenti rimangono inalterati. Per osservare la bontà del sistema di controllo, si sono evidenziati gli andamenti di tre grandezze fondamentali per il rollio:

- Angolo di rollio

- Velocità di rollio
- Diagramma delle fasi con countorn line
- CLRI

Per quanto riguarda la prima, il suo andamento è stato rappresentato in figura 79.



79. Andamenti LTR con sistema di controllo attivo, manvora di Fish-hook 70 km/h

Come è possibile osservare, il sistema di controllo limita i valori massimi raggiunti dalla vettura durante la simulazione. Questo andamento è dovuto al fatto che, nelle condizioni più pericolose, il sistema di controllo risulta essere attivo generando un momento che limita l'inclinazione laterale della vettura durante la manovra. Questa condizione permette al veicolo di diminuire la propria tendenza a sollevare le ruote, rendendo la vettura più stabile durante le traiettorie curvilinee. Il sistema LQR non azzera completamente le situazioni pericolose. Negli intorno di tre e quattro secondi, rimangono presenti le condizioni più rischiose. Il controllo riesce a limitarne il valore massimo facendo sì che la vettura non rischi il ribaltamento in quell'istanti della simulazione. Un altro aspetto positivo che si può evidenziare riguarda la guidabilità del mezzo. Un minore angolo di rollio permette un maggiore contatto delle ruote con

il terreno permettendo al guidatore un maggiore controllo della vettura. Come per l'angolo di rollio, anche l'andamento della velocità di rollio cambia rispetto alla simulazione senza controllo. A differenza della grandezza precedente, i suoi andamenti non risultano essere fortemente condizionati. Le modifiche che si possono notare sono minime rispetto all' angolo di rollio.



80. Andamento velocità di rollio con controllo attivo, manovra Fish-hook 70 km/h

Durante tutta la simulazione non si evidenziano eccessive differenze tra i valori misurati con il controllo attivo e quelli ottenuti senza. I punti con modulo maggiore rimangono negli intervalli compresi tra due e quattro secondi. In particolare, il punto più pericoloso rimane nell'intorno dei 3.5 s. Il sistema di controllo agisce fortemente nei valori massimi in questi istanti di tempo. È possibile, infatti, notare come i picchi risultino avere ampiezza notevolmente minore rispetto alle simulazioni senza controllo. Questo andamento mostra come, anche in grandezze poco influenzate dalla barra attiva, il sistema di controllo riesce a limitare i valori massimi facendo sì che la vettura abbia un assetto migliore. Come conseguenza di questi andamenti, anche il

rapporto laterale del trasferimento di carico modifica il proprio andamento. In figura 81 è possibile osservare il paragone tra le due simulazioni.



81. Andamento LTR manora Fish-hook 70 km/h con sistema di controllo attivo

I valori limitati di angolo e velocità di rollio vengono confermati dagli andamenti di LTR. I moduli massimi evidenziati nella prova senza controllo rimangono nei punti precedentemente evidenziati. L'aspetto interessante che si può notare è che i valori risultino essere limitati. Di conseguenza, i carichi verticali che gli pneumatici scambiano con il terreno risultano essere maggiori. Una diminuzione dei valori di questo coefficiente è una prima dimostrazione della bontà del sistema di controllo realizzato. Nei punti più pericolosi il valore di LTR raggiunto risulta essere inferiore a quello di soglia impostato. Di conseguenza, la vettura risulta essere in condizioni non rischiose per tutta la simulazione. Una volta verificate le modifiche degli andamenti delle grandezze precedenti, si è ottenuto il diagramma delle fasi con le countorn line ottenute nei capitoli precedenti. Non avendo modificato le caratteristiche geometriche o fisiche del veicolo ma avendo inserito esclusivamente un elemento aggiuntivo,

l'andamento di questo due rette soglia rimane identico a quello ottenuto nel modello senza il sistema di controllo integrato.



82. Andamento diagramma delle fasi con sistema di controllo attivo

In figura 82 è possibile osservare il paragone del diagramma delle fasi tra le simulazioni effettuati con sistema di controllo attivo e no. I valori rappresentati nel grafico rispecchiano gli andamenti ottenuti nelle grandezze precedenti. Essendo legato all'angolo e alla velocità di rollio, una loro diminuzione ha generato una minore espansione del diagramma. In questo modo, non si evidenzia nessuna intersezione tra le rette di soglia e il grafico. Questa condizione rispecchia gli andamenti del rapporto di trasferimento laterale di carico in cui nessun valore massimo raggiungeva o superava il valore di soglia LTR_x. Come nella manovra senza controllo, questo grafico è stato sfruttato per ottenere gli andamenti del coefficiente CLRI nella nuova configurazione. Essendosi il diagramma allontanato dalle rette di soglia, i valori del coefficiente di controllo risultano essere minori durante tutta la prova. La conferma di questa ipotesi la si può osservare da figura 83.



83. Andamento CLRI con sistema di controllo attivo, manovra Fish-hook a 70 km/h

Tutti i valori inferiori alla soglia T_p risultano essere maggiori rispetto alla simulazione effettuata senza sistema di controllo. Questo andamento risulta essere condizionato dalla diminuzione di tutte le grandezze precedentemente evidenziate. Essendo il CLRI in grado di fornire l'intervallo temporale prima del ribaltamento, un suo aumento mostra come il veicolo si trovi in condizioni nettamente meno pericolose rispetto alla prova svolta in precedenza. L'effetto maggiore del LQR è osservabile nell'intorno dei quattro secondi. In questo intervallo nella manovra senza controllo, la vettura superava il valore di soglia (CLRI= 0), trovandosi in situazioni di estremo rischio ribaltamento. Con l'attivazione del sistema di controllo, questa condizione non si raggiunge e il coefficiente assume come valore minimo 0.1. Anche in quest'ultima simulazione il sistema non cancella completamente le condizioni di rischio ribaltamento. Per poter aumentare gli effetti della barra antirollio sarebbe necessario aumentare i coefficienti proporzionali K_p e K_{p2} del sistema LQR. Questo potrebbe generare delle condizioni di eccessiva correzione del fenomeno che poterebbero a situazione di instabilità. Lo scopo di questo sistema di controllo non è quello di cancellare completamente le

condizioni di pericolo ma di limitarle per diminuire notevolmente il fenomeno di rollover.

Manovra CDS

Come per la manovra precedente, non avendo modificato nessun input in ingresso rispetto alla simulazione senza controllo, gli andamenti di angolo volante e pressione sull'acceleratore rimangono inalterati. Per osservare la bontà del sistema di controllo, si sono evidenziati gli andamenti di quattro grandezze fondamentali per il rollio:

- Angolo di rollio
- Velocità di rollio
- Diagramma delle fasi con countorn line
- CLRI

Per quanto riguarda la prima, in figura 84 è possibile osservare gli andamenti dell'angolo di rollio.



84. Andamento angolo di rollio manovra CDS a 140 km/h con LQR ON

Il sistema di controllo, oltre a limitare i valori di massimo durante la prova, riesce a diminuire l'ampiezza del fenomeno oscillatorio che si presenta a fine simulazione. In questo modo viene migliorato l'handling della vettura non solo nella fase a carico maggiore ma soprattutto nell'intervallo di tempo in cui si osservavano delle oscillazioni pericolose per la sicurezza alla guida. Questo permette di migliorare il comportamento del veicolo ma soprattutto di incrementare il contatto pneumatico-terreno dando al guidatore un maggiore controllo sulla vettura. La seconda grandezza osservata che subisce dei cambiamenti è la velocità di rollio.



85 Andamento velocità di rollio manovra CDS a 140 km/h con LQR attivo

Osservando il grafico che ne descrive gli andamenti durante la prova, è possibile notare una netta differenza rispetto alle modifiche della manovra precedente. Anche per la prova CDS, le modifiche della velocità di rollio risultano essere minime come per la simulazione Fish-hook. A differenza della tendenza evidenziata in precedenza, non si notano differenze tra controllo attivo e disattivo nel primo tratto della manovra. Solamente durante la fase oscillatoria finale è possibile evidenziare dei cambiamenti. Il sistema di controllo diminuisce la frequenza con cui oscilla il valore di velocità di rollio ma allo stesso tempo aumenta la sua ampiezza. Questa condizione può modificare gli andamenti del diagramma con le countourn line, avvicinandoli e quindi rendendo inutile gli effetti del controllo. Per avere una prima conferma della bontà del sistema LQR è necessario osservare il grafico che descrive il comportamento del rapporto del trasferimento laterale del carico durante la prova. Osservando figura 86 è possibile comprendere le modifiche degli andamenti.



86. Andamento LTR manovra CDS a 140 km/h con sistema di controllo attivo

Durante tutta la manovra i valori di questa grandezza risultano diminuiti. Nell'intorno dei tre secondi, rimane la condizione più pericolosa per la vettura. Superati quattro secondi si presenta il fenomeno oscillatorio ma con ampiezza inferiore. Da questo grafico è possibile capire che i dubbi sorti con l'osservazione degli andamenti della velocità di rollio risultano essere sbagliati. Durante tutta la manovra la vettura ci si trova in condizioni non rischiose, aumentando la propria distanza dalle linee di contorno. La conferma di queste conclusioni la si può osservare dal grafico del diagramma angolo di rollio/ velocità di rollio.



87. Andamento diagramma manovra CDS a 140 km/h con sistema di controllo attivo

Come è possibile osservare da figura 87, nella parte iniziale il diagramma possiede una maggiore inclinazione. Questo è dovuto alla diminuzione dei valori di angolo di rollio con il contemporaneo andamento costante della velocità di rollio. Una volta superata questa fase, la netta diminuzione di ϕ genera un restringimento del diagramma, aumentando la distanza con la countorn line. Questi andamenti confermano le ipotesi che si erano fatte osservando i grafici precedenti. Come per la manovra Fish-hook, anche nella simulazione CDS, il sistema di controllo riesce a diminuire l'espansione del diagramma angolo di rollio/velocità di rollio. Questo evidenzia una maggiore stabilità della vettura con un comportamento laterale migliore. In questo modo, oltre a migliore la prestazione del veicolo in una traiettoria curvilinea si riesce ad aumentare la sicurezza alla guida. Tutte le conclusioni ottenute osservando i grafici precedenti hanno conferma negli andamenti del coefficiente CLRI. L'indice assume valori più grandi rispetto alla manovra effettuata senza controllo. Questo evidenzia come durante tutta la prova ci si trovi in condizioni nettamente migliori.



88. Andamento CLRI manovra CDS a 140 km/h con sistema di controllo attivo

Conclusioni

Tramite le varie analisi si è riuscito a dimostrare la bontà dell'indice CLRI. Questo coefficiente nato solo nel 2017 riesce a sopperire le mancanze degli indici maggiormente utilizzati per il controllo del rollio. A differenza di coefficiente come RI e LTR permette una visione predittiva sul comportamento della vettura. Mentre rispetto ad indici più evoluti come TTR, riesce ad essere applicato con semplicità a qualsiasi sistema anche a quelli non lineari. Molti controlli predittivi a causa delle semplificazioni necessarie per poterli ricavare posso essere utilizzati esclusivamente in modelli lineari. Questo ne limita fortemente l'applicazione in quando il sistema vettura è un modello matematico complesso.

Inoltre, il sistema di controllo realizzato prevede le condizioni pericolose per il funzionamento della vettura e interagisce con il veicolo per limitare le situazioni a rischio ribaltamento. La facilità e il suo basso costo lo rendono applicabile a un grande

range di vetture a differenza di sistemi molto più complessi ed onerosi; i quali sfruttano sensori e telecamere per scansionare istante per istante l'ambiente circostante realizzando una mappatura del manto stradale.

Bibliografia

- 1. NCSA (National Center for Statistics and Analysis Research and Development). "Characteristics of fatal rollover crashes".
- 2. Mansour Atei, Amir Khajepour e Soo Jeon. "A general rollover index for tripped and un-tripped rollovers on flat ad sloped roads".
- Xinjie Zhang, Yi Yang, Konghui Guo, Jiming Lv & Tao Peng (2017). "Contour line of load transfer ratio for vehicle rollover prediction". Vehicle System Dynamics, 55:11, 1748-1763.
- 4. Jin ZL, Zhang L, Zhang JL. "Stability and optimised H control of tripped and untripped vehicle rollover". Veh Syst Dyn. 2016; 54(10):1405-1427.
- 5. Czechowicz MP, Mavros G. "Analysis of vehicle rollover dynamics using a high-fidelity model". Veh Syst Dyn. 2014;52(5):608-636.
- Chen S-K, Moshchuk N, Nardi F. "Vehicle rollover avoidance". IEEE Control Syst Mag. 2010;30(4):70-85.
- 7. National Highway Traffic Safety Administration. "*Traffic safety facts 2014: a compilation of motor vehicle crash data from the fatality analysis reporting system and the general estimates system*". Washington (DC):US, Department of Transportation;2014.
- National Highway Traffic Safety Administration. "Laboratory test procedure for dynamic rollover: the fishhook maneuver test procedure". Washington (DC): US, Department of Transportation; 2013.
- Huang H-H, Yedavalli RK, Guenther DA. "Active roll control for rollover prevention of heavy articulated vehicles with multiple-rollover-index minimisation". Veh Syst Dyn. 2012;50(3):471–493.
- 10. Yoon J, Kim D, Yi K. "Design of a rollover index-based vehicle stability control scheme". Veh Syst Dyn. 2007;45(5):459–475.
- Chen B-C, Peng H. "Differential-braking-based rollover prevention for sport utility vehicles with human-in-the-loop evaluations". Veh Syst Dyn. 2001;36(4–5):359–389.

- Solmaz S, Corless M, Shorten R. "A methodology for the design of robust rollover prevention controllers for automotive vehicles with active steering". Int J Control. 2007;80(11):1763–1779.
- Larish C, Piyabongkarn D, Tsourapas V, et al. "A new predictive lateral load transfer ratio for rollover prevention systems". IEEE Trans Veh Technol. 2013;62(7):2928–2936.
- 14. Eric Ostertag "Mono and Multivariable Control and Estimation: Linear, Quadratic and LMI Methods". Springer Heildeberg. 2010