POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Implementazione di indici predittivi per la prevenzione del ribaltamento nei veicoli militari tattici

Relatore
Chiar.mo Prof. Mauro Velardocchia

Co-Relatori
Ing. Antonio Tota
Cap. ing. Elio Sestili

Candidato
Ten. Lorenzo Lamberti

Anno Accademico 2021-2022

Alla mia famiglia tutta.

Sommario

Il presente elaborato si pone l'obiettivo di analizzare e individuare indici analitici in grado di prevedere il ribaltamento di un veicolo militare tattico sia durante la normale guida su strada, sia sul terreno sconnesso tipico del fuori strada. Le peculiarità dell'ambiente off-road in cui tali mezzi si muovono accentuano, infatti, la probabilità che si verifichi il rollover comportando un concreto rischio per l'incolumità dell'equipaggio.
A partire da modelli di dinamica veicolare di complessità crescente vengono individuati gli indici analitici la cui accuratezza, misurata tramite simulazione virtuale, è giudicata sufficiente ad un'efficace previsione del ribaltamento. Il confronto tra i vari indici presi in esame tiene conto della loro precisione e della complessità di calcolo legata a ciascuno di essi. La simulazione modellistico-numerica viene svolta tramite l'utilizzo del software IPG CarMaker, in grado di ricostruire uno scenario operativo, di parametrizzare in modo completo un veicolo e di raccogliere i dati utili allo studio del comportamento dinamico dello stesso. Tali dati vengono a loro volta elaborati e analizzati attraverso l'utilizzo del software Matlab e confrontati con quelli, relativi a modelli di veicoli militari, forniti dal Centro Polifunzionale di Sperimentazione dell'Esercito.
Il risultato finale di questo documento è un indice analitico che, una volta implementato a bordo di un veicolo militare corredato della necessaria sensoristica, possa garantire la puntuale previsione del rischio di ribaltamento causato sia dalle manovre del driver (untripped) che dagli ostacoli del terreno (tripped). La prevenzione del fenomeno del ribaltamento risulta, inoltre, fondamentale in vista del progressivo utilizzo dei Robotic Autonomous Systems anche in ambito militare, per i quali il ribaltamento diventa ancora più probabile a causa della guida da remoto e delle conseguenti latenze di segnale.

Ringraziamenti

Il primo ringraziamento va al Professore Mauro Velardocchia e all'Ingegnere Antonio Tota grazie alla passione e alla dedizione dei quali ho potuto scoprire e apprezzare il complesso mondo della Meccanica del Veicolo in cui questa tesi affonda le radici. La loro disponibilità e competenza sono state fondamentali per raggiungere i risultati ottenuti.
Un ringraziamento particolare va al Tenente Colonnello Paola Tiberi e al Capitano Genny Paciullo del Centro Polifunzionale di Sperimentazione dell'Esercito per essersi subito dimostrate estremamente disponibili nel richiedere alla propria linea di comando i permessi necessari a fornire i modelli virtuali utilizzati in questo documento. Scoprire di poter fare pieno e totale affidamento su ufficiali del Corpo degli Ingegneri più esperti è un'ottima e solida premessa per chi sta per apprestarsi a muovere i primi passi al di fuori dell'ambiente formativo.
Un ringraziamento più ampio va a tutti i colleghi ingegneri del 199° Corso "Osare", i quali hanno rappresentato uno stimolo, un supporto e, spesso, un esempio. È stato un onore poter intraprendere dall'inizio alla fine, spalla a spalla, con ognuno di voi tutte le attività di questi lunghi 5 anni e mezzo che ci hanno permesso di giungere al termine del percorso di formazione militare e universitaria. In particolare, ringrazio Gaetano, il coppio, con il quale ho condiviso anche l'onere dello stesso indirizzo di studi. Sapere di affrontare ogni esame e difficoltà con un alleato come te accanto ha alleggerito di gran lunga il carico e ha creato innumerevoli episodi di pura ilarità che non potrò mai dimenticare.
Infine, un grazie smisurato va a tutta la mia famiglia e alla mia fidanzata Carola per avermi supportato e sopportato in questi intensi anni di sacrifici. Ogni mia soddisfazione e traguardo lo devo alla serenità e all'appoggio che non mi avete mai fatto mancare. Grazie.

Indice

Elenco delle figure **VII**

Elenco delle tabelle **XI**

Elenco delle equazioni **XIII**

Introduzione **1**
Presentazione del problema 3
Analisi della Letteratura 6

1 Studio dei modelli dinamici **15**
1.1 Modello a tre gradi di libertà 16
1.1.1 Descrizione del modello 16
1.1.2 Equazioni di equilibrio 17
1.1.3 Indice LTR 19
1.2 Modello a tre gradi di libertà fuori strada 20
1.2.1 Descrizione del modello 20
1.2.2 Equazioni di equilibrio 21
1.2.3 Indice LTR 23
1.3 Modello a undici gradi di libertà 24
1.3.1 Descrizione del modello 24
1.3.2 Equazioni di equilibrio 26
1.3.3 Indice LTR 30

2 Sviluppo della simulazione virtuale **33**
2.1 Manovre adottate 33
2.2 Modello virtuale 42

3 Analisi dei risultati ottenuti **53**
3.1 Untripped Rollover 63
3.1.1 Double Lane Change 63
3.1.2 Step Steer 65

3.1.3 Ramp Steer 67
3.1.4 Sweep Steer 69
3.1.5 Fishhook 71
3.2 Tripped Rollover 73
3.2.1 Unsymmetrical Shifted Bumps 73

Conclusione **77**

Bibliografia **80**

Elenco delle figure

1 Un Humvee dell'esercito americano durante una manovra volta a sollecitare il ribaltamento [3] 1
2 Diverse tipologie di ribaltamento [8] 2
3 Incidenza del ribaltamento nelle conseguenze degli incidenti che hanno coinvolto veicoli passeggeri e autocarri leggeri [13] 3
4 Numero delle vittime a bordo di SUV in funzione della tipologia di incidente negli anni [13] 4
5 Manovre scelte per valutare la resistenza al ribaltamento dalla NHTSA [7] 7
6 Principali forze coinvolte nel ribaltamento statico di un veicolo [5] . 9
7 Andamento dell'indice LTR nel piano delle fasi individuato da manovre di ramp steer condotte a diverse velocità [12] 11
8 Principio di funzionamento dell'indice CLRI [12] 12

1.1 Diagramma di corpo libero del modello a 3 gradi di libertà 16
1.2 Diagramma di corpo libero della massa sospesa del modello a 3 gradi di libertà 18
1.3 Diagramma di corpo libero del modello a 3 gradi di libertà off-road 20
1.4 Diagramma di corpo libero della massa sospesa del modello a 3 gradi di libertà off-road 22
1.5 Diagramma di corpo libero del modello a 11 gradi di libertà 24
1.6 Diagramma di corpo libero dalla massa sospesa del modello a 11 gradi di libertà 27
1.7 Diagramma di corpo libero dalla massa non sospesa frontale destra (FR) del modello a 11 gradi di libertà 29

2.1 Angolo di sterzo durante la manovra di Double Lane Change 34
2.2 Angolo di sterzo durante la manovra di Step Steer 35
2.3 Angoli di sterzo durante la manovra di Ramp Steer 36
2.4 Angolo di sterzo durante la manovra di Sweep Steer 37
2.5 Ribaltamento del modello virtuale durante una manovra Fishhook condotta a 70 km/h 38
2.6 Angolo di sterzo durante la manovra di Fishhook 38

2.7 Accelerazione laterale durante la manovra di Fishhook 39
2.8 Dossi asimmetrici utilizzati per la manovra di valutazione del rollover tripped 40
2.9 Veste grafica del modello virtuale di VTLM Lince fornito dal Centro Polifunzionale di Sperimentazione dell'Esercito 42
2.10 Posizione dei diversi corpi che costituiscono il modello virtuale . . . 43
2.11 Posizione dei sensori montati sul modello virtuale 44
2.12 Schema per comprendere il calcolo dei parametri delle sospensioni anteriori 47
2.13 Schema per comprendere il calcolo dei parametri delle sospensioni posteriori 48
2.14 Schema per comprendere il calcolo dei parametri delle sospensioni nel modello a 11 gradi di libertà 50

3.1 Forze verticali scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Double Lane Change 53
3.2 Forze verticali scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Step steer 54
3.3 Forze verticali scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Ramp steer 54
3.4 Forze verticali scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Sweep steer 54
3.5 Forze verticali scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra Fishhook 55
3.6 Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di double Lane change 56
3.7 Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra del Step steer 56
3.8 Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Ramp steer 57
3.9 Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Sweep steer 57
3.10 Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra Fishhook 58
3.11 Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra Unsymmetrical Shifted Bumps 58
3.12 Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra di double Lane change . . 59
3.13 Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra del Step steer 60

3.14 Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra di Ramp steer 60
3.15 Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra di Sweep steer 61
3.16 Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra Fishhook 61
3.17 Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra Unsymmetrical Shifted Bumps 62
3.18 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Double Lane Change condotta a 90 km/h 63
3.19 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Double Lane Change condotta a 120 km/h 64
3.20 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra Step Steer condotta a 80 km/h 65
3.21 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra Step Steer condotta a 120 km/h 66
3.22 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Ramp Steer condotta a 10°/s 67
3.23 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Ramp Steer condotta a 20°/s 68
3.24 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Sweep Steer condotta a 80 km/h 69
3.25 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Sweep Steer condotta a 120 km/h 70
3.26 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra Fishhook condotta a 55 km/h 71
3.27 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra Fishhook condotta a 65 km/h 72
3.28 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto sulla manovra Unsymmetrical shifted bumps condotta a 10 km/h . 73
3.29 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto sulla manovra Unsymmetrical shifted bumps condotta a 15 km/h . 74
3.30 Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto sulla manovra Unsymmetrical shifted bumps condotta a 20 km/h . 75

Elenco delle tabelle

2.1 Riepilogo delle manovre analizzate e dei parametri modificati tra un test e l'altro 41
2.2 Dati geometrici del modello virtuale implementato su IPG CarMaker 45
2.3 Dati dei componenti elastici e smorzanti del modello virtuale implementato su IPG CarMaker 46

Elenco delle equazioni

1 Definizione di Static Stability Factor 8
2 Definizione dell'indice Load Transfer Ratio 9
3 Definizione dell'indice Load Transfer Ratio 10
4 Equazione della Contour line di LTRx 12
5 Equazione della retta tangente alla curva del piano delle fasi in A . . . 13
6 Coefficiente angolare della retta tangente in A alla curva del piano delle fasi 13
8 Condizione di esistenza del punti Bi nel piano delle fasi 13
9 Definizione dell'indice CLRI 13
1.1 Equazioni di equilibrio del modello a tre gradi di libertà 18
1.2 Equazioni di equilibrio della massa sospesa del modello a tre gradi di libertà 19
1.3 Denominatore dell'indice LTR per il modello a tre gradi di libertà . . . 19
1.4 Numeratore con termine inerziale dell'indice LTR per il modello a tre gradi di libertà 19
1.6 Indice LTR ricavato dal modello a tre gradi di libertà 19
1.7 Traslazione verticale della ruota per ricavare l'angolo di rollio della massa non sospesa 20
1.8 Definizione di angolo di rollio relativo 21
1.9 Scomposizione delle coppie elastiche e smorzanti 21
1.10 Equazioni di equilibrio del modello a tre gradi di libertà off-road 22
1.11 Equazioni di equilibrio della massa sospesa del modello a tre gradi di libertà off-road 23
1.12 Denominatore dell'indice LTR per il modello a tre gradi di libertà off-road 23
1.13 Numeratore con termine inerziale dell'indice LTR per il modello a tre gradi di libertà off-road 23
1.16 Indice LTR estratto dal modello a tre gradi di libertà off-road 24
1.17 Distanza tra centro di rollio e centro di massa della massa sospesa . . . 26
1.18 Equazioni di equilibrio del modello a undici gradi di libertà 26
1.19 Termine G 26
1.20 Termine Lu 26
1.21 Risultanti forze elastiche e smorzanti di ciascuna sospensione 27

1.23 Quote e velocità di spostamento delle quote dei punti di attacco delle sospensioni alla massa sospesa 28
1.24 Equazioni di equilibrio della massa sospesa del modello a undici gradi di libertà 28
1.25 Equazioni di equilibrio delle masse non sospese del modello a undici gradi di libertà 29
1.26 Denominatore dell'indice LTR per il modello a undici gradi di libertà . 30
1.27 Numeratore dell'indice LTR contentente il termine inerziale per il modello a undici gradi di libertà 30
1.29 Indice LTR completo estratto per il modello a undici gradi di libertà . . 30
1.30 Termine Fr-Fl 30
1.31 Indice LTR semplificato estratto per il modello a undici gradi di libertà 31
2.1 Definizione di Installation Ratio 47
2.2 Calcolo dei parametri della sospensione anteriore se fosse posizionata sull'asse di simmetria verticale della ruota 48
2.3 Calcolo delle rigidezze e smorzamenti anteriori a rollio 48
2.4 Calcolo dei parametri della sospensione posteriore se fosse posizionata sull'asse di simmetria verticale della ruota 49
2.5 Calcolo delle rigidezze e smorzamenti posteriori a rollio 49
2.6 Calcolo delle rigidezze complessive anteriori e posteriori 49
2.7 Calcolo delle rigidezze e smorzamenti complessivi a rollio 49
2.8 Calcolo delle rigidezze e smorzamenti lineari del modello a 11 gradi di libertà 50

Introduzione

Questa tesi nasce dall'incontro di due diverse esigenze, una di carattere prettamente ingegneristico, legata alla dinamica veicolare e alla continua ed instancabile ricerca di una maggior sicurezza a bordo, l'altra di carattere militare e cioè volta a riconoscere, prevenire e, auspicabilmente, risolvere quello che è uno dei principali problemi dei veicoli militari tattici ruotati e che è stato causa di numerosissimi incidenti, talvolta anche fatali: il ribaltamento.

Figura 1: Un Humvee dell'esercito americano durante una manovra volta a sollecitare il ribaltamento [3]

Il ribaltamento laterale, in inglese rollover, consiste nel simultaneo sollevamento delle due ruote di un fianco del veicolo in seguito alla rotazione attorno all'asse longitudinale, così come mostrato in figura 1. Tale fenomeno è il risultato dell'interazione di diversi fattori come la manovra del conduttore, la tipologia e le

caratteristiche del veicolo e dell'ambiente circostante.

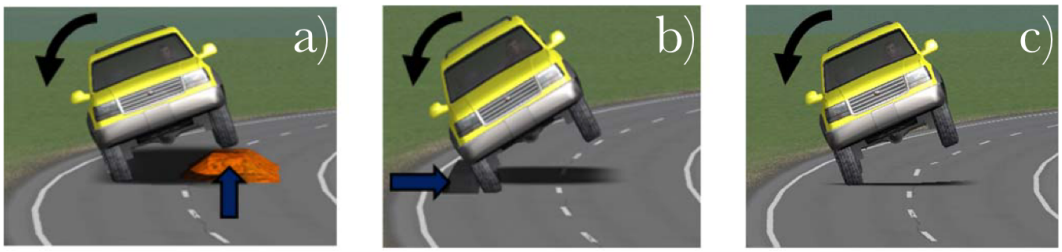

Figura 2: Diverse tipologie di ribaltamento [8]

Per questo motivo risulta sempre piuttosto complicato risalire a quale possa essere la causa dell'avvenuto ribaltamento di un mezzo, mentre per quanto riguarda le sue conseguenze: il ribaltamento, tra le varie tipologie, è senza dubbio uno degli incidenti stradali più pericolosi per la gravità dei danni riportati dai veicoli e dai loro passeggeri. Normalmente il fenomeno del ribaltamento viene suddiviso in due macrocategorie in base alla causa che lo provoca:

- Ribaltameno untripped, ossia senza impuntamento del veicolo. Questo tipo di ribaltamento è genericamente provocato da una manovra azzardata del conducente, spesso effettuata ad elevata velocità, o con condizioni di bassa aderenza del manto stradale dovute a pioggia o ghiaccio, oppure in corrispondenza di curve o cambi di direzione come mostrato nell'immagine *c)* della figura 2.

- Ribaltamento tripped, ossia con impuntamento del veicolo. Questo tipo di ribaltamento, invece, si verifica in seguito all'improvviso impatto di uno degli pneumatici con ostacoli stradali quali il gradino di un marciapiede, un guardrail, o un dosso che applicano al veicolo una forza laterale o verticale tanto elevata da ribaltarlo come mostrato nelle immagini *a) e b)* della figura 2.

L'obiettivo di questo elaborato è, dunque, individuare un indice analitico in grado di riconoscere se e quando il veicolo si sta avvicinando ad una situazione di incipiente ribaltamento, in modo tale da poter prevenire tale rischio e, attraverso gli oramai obbligatori sistemi avanzati di assistenza alla guida (ADAS), impedirne o almeno limitarne l'insorgenza sia su strada che in ambiente off-road dove la probabilità di innescare il ribaltamento tripped è resa ancora maggiore dalle caratteristiche dei veicoli fuori strada e dal terreno tipicamente sconnesso in cui questi si muovono. Il terreno, infatti, diventa di cruciale importanza quando si parla di veicoli destinati all'impiego off-road perchè questo non è più una superficie rigida e piatta come quello stradale, ma un aggregato più o meno deformabile caratterizzato da notevoli gradienti altimetrici e ostacoli di varia natura.

Per raggiungere lo scopo, dopo una breve introduzione al problema del ribaltamento e un'analisi della letteratura già esistente, si è diviso il corpo centrale di questa tesi in tre capitoli in cui verranno presentati rispettivamente i diversi modelli dinamici adottati, il modello virtuale e le manovre a cui è stato sottoposto e, infine, i risultati ottenuti con la relativa analisi.
Si procede ora a presentare l'oggetto di questo lavoro, legato alle considerazioni che hanno reso urgente un approfondimento del fenomeno del ribaltamento tanto a livello accademico quanto a livello delle istituzioni in materia di sicurezza stradale.

Presentazione del problema

Il ribaltamento è un problema che comporta pesanti ripercussioni in termini di sicurezza alla guida, infatti, sebbene il rollover costituisca una piccola percentuale di tutti gli incidenti stradali, esso contribuisce in maniera importante al numero di decessi e gravi infortuni registrati. Questo fenomeno negli ultimi trent'anni ha subito un incremento costante tanto che il Dipartimento dei trasporti americano già nel 2000, vista la crescente necessità di studiarlo, ha commissionato un report [13] alla National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) riguardante le caratteristiche degli incidenti stradali mortali che hanno visto coinvolto il rollover. L'analisi è stata effettuata sui dati degli incidenti raccolti tra il 1991 e il 2000 e si è concentrata sul ribaltamento di veicoli passeggeri, furgoni e Sport Utility Vehicles (SUV). Ciò che è emerso è che, sebbene il numero di morti dovuti ad incidenti stradali è rimasto circa costante intorno a 42.000 tra il 1991 e il 2000, è aumentata di oltre il 6% la percentuale di questi provocata dal ribaltamento.

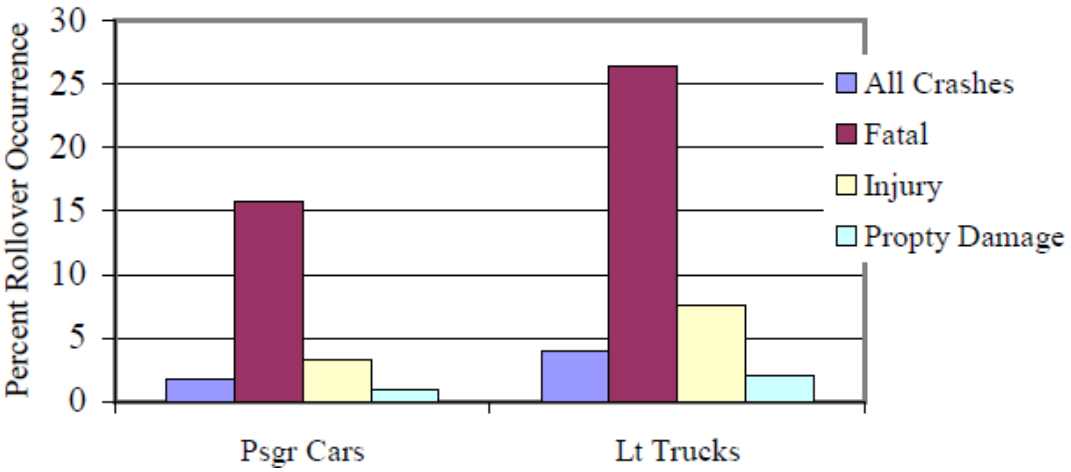

Figura 3: Incidenza del ribaltamento nelle conseguenze degli incidenti che hanno coinvolto veicoli passeggeri e autocarri leggeri [13]

Come si evince dalla figura 3, la probabilità di incorrere in un incidente mortale quando si parla di ribaltamento è decisamente più alta rispetto agli altri tipi di incidente a causa della natura particolarmente violenta dell'impatto. Nel 2000 circa un terzo dei morti per incidente stradale è stato coinvolto nel ribaltamento della propria vettura. Ad aggravare ulteriormente questo dato si ha che, nonostante solo il 3% degli incidenti totali ha coinvolto fenomeni di rollover, oltre il 20% delle vittime totali è stato causato da questi.

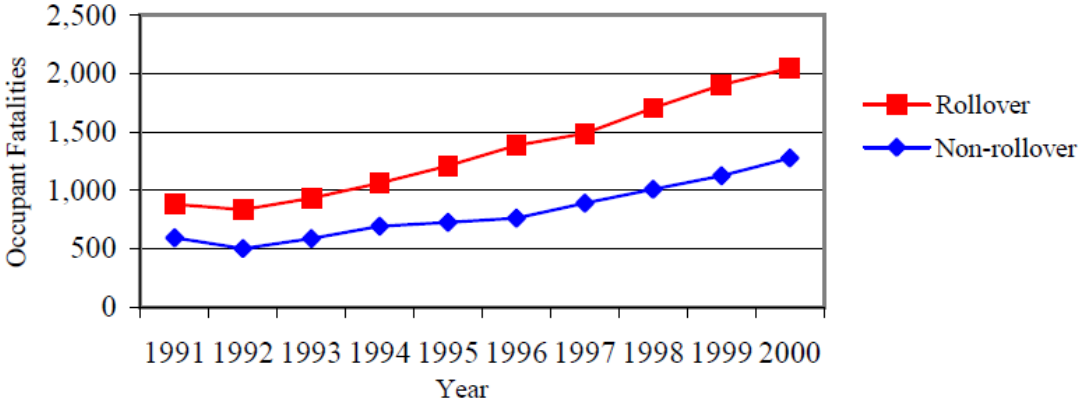

Figura 4: Numero delle vittime a bordo di SUV in funzione della tipologia di incidente negli anni [13]

Inoltre, la crescente popolarità di SUV o veicoli sempre più grandi e alti, è stata accompagnata da un aumento del 35% negli incidenti mortali dovuti al ribaltamento che ha coinvolto questa tipologia di vetture. Nella figura 4 viene mostrato come proprio la categoria dei SUV sia l'unica nella quale il numero di vittime provocate dal ribaltamento supera il numero di quelle provocate da altri tipi di incidenti. Nel 2000, ad esempio, i due terzi delle vittime a bordo di un SUV sono state causate dal ribaltamento e questo dato è in forte crescita anno dopo anno. Questo può essere spiegato con il maggior peso della massa sospesa e il baricentro tendenzialmente più elevato, rendendo questa tipologia di veicolo ideale per il fenomeno del rollover.
Il report della NHTSA [13] ha quindi potuto evidenziare come gli incidenti dovuti al ribaltamento sono maggiormente inclini a provocare morti e feriti gravi rispetto a qualunque altra tipologia di incidente, contando circa un quinto delle vittime complessive. In Europa non esiste ancora un'organizzazione in grado di raccogliere tutti i dati relativi agli incidenti stradali avvenuti durante l'anno nei diversi stati, ma sulla base dei dati di Stati Uniti e Gran Bretagna la Commissione Europea ha stimato che solo nel 2003 gli incidenti causati da rollover hanno costituito per

l'Unione Europea un costo di oltre 17 miliardi di euro. Questo dimostra come la sicurezza dei veicoli e dei loro passeggeri sia rilevante anche da un punto di vista più meramente economico per le istituzioni che, con adeguati investimenti nella ricerca, possono garantirsi un ritorno in termini di vite umane e di bilancio.
Anche il numero di incidenti dovuti al rollover a bordo di mezzi militari presenta numeri importanti, infatti, come riportato nell'articolo [3], tra il 2010 e il 2019 si sono regitrati circa 4.000 incidenti e 123 morti durante esercitazioni dell'esercito e della marina degli Stati Uniti, due terzi dei quali hanno visto coinvolto il ribaltamento. Ciò che stupisce è che la maggioranza di questi sono avvenuti di giorno e su strade regolari a causa di conducenti non adeguatamente addestrati e veicoli spesso non scrupolosamente manutenuti. Per ridurre il numero di incidenti e di vittime è necessaria la prevenzione e la limpida comprensione delle cause e delle circostanze che possono portare al ribaltamento:

a. La guida aggressiva e l'eccesso di velocità: la troppa velocità, come è risaputo, è un fattore di rischio non indifferente perchè riduce il controllo del veicolo da parte del conducente, rendendo anche una curva o un semplice cambio di corsia una manovra pericolosa. Questo è vero soprattutto se si parla di un mezzo militare per via del baricentro normalmente piuttosto alto.

b. Il conducente con scarsa familiarità con il terreno: questa causa è altamente prevenibile con l'adeguato addestramento del personale nel riconoscere i fattori di rischio che possono portare al rollover, come carreggiate profondamente danneggiate, margini di strada ripidi e canali o corsi d'acqua paralleli alla strada. La comunicazione tra il mitragliere che ha un punto di vista privilegiato con il conducente può aiutare a ridurre il rischio di incidenti.

c. L'addestramento non adeguato del personale: i comandanti devono essere in grado di riconoscere i punti di forza e di debolezza dei conducenti dei mezzi durante il periodo di addestramento perchè questi devono essere totalmente a loro agio con il veicolo sia su strada che in fuori strada e con condizioni climatiche anche avverse. Le abilità del personale devono, inoltre, essere aggiornate e mantenute ogni anno con corsi di addestramento ad hoc.

d. Il centro di gravità molto elevato: è la causa principale di ribaltamento per i veicoli militari perchè, sebbene nascano con il baricentro già molto alto, quest'ultimo si alza ulteriormente con il personale a bordo. Spesso i mezzi militari vengono, infatti, sovraccaricati e questo aspetto non solo accentua il normale processo di usura dei componenti, ma compromette anche l'handling del veicolo rendendolo lento nella risposta a manovre improvvise. Bisogna ricordare e tenere in conto che nella capacità di carico di ciascun mezzo devono rientrare le armi, il personale, l'equipaggiamento e i sistemi radio. Ciascun

carico deve essere posizionato in modo tale da mantenere la simmetricità e ridurre il più possibile l'altezza del baricentro.

e. Le condizioni stradali: l'atteggiamento di guida deve essere modificato a seconda delle condizioni stradali perchè se questo non avviene il risultato finale potrebbe portare proprio al ribaltamento. La pioggia, la neve, il ghiaccio e il vento sono tutte condizioni che favoriscono l'uscita di strada del veicolo e devono essere affrontate con consapevolezza e le dovute precauzioni.

f. Le operazioni vicino corsi d'acqua: fiumi, canali e laghi possono trasformarsi in vere e proprie trappole per alcuni mezzi militari per cui è di vitale importanza ridurre la velocità e vigilare sulle condizioni della strada e dell'argine in prossimità di questa.

g. La detonazione di ordigni esplosivi come gli Improvised Explosive Devices (IED): è la causa di rollover più pericolosa non essendoci alcuna possibilità di prevenirla o di reagire. In queste circostanze solo le misure di sicurezza preventive e l'addestramento del personale possono salvare la vita all'equipaggio.

Con questa carrellata di dati relativi al numero di ribaltamenti e ai danni provocati da questi si è voluto mettere in evidenza come la ricerca di un metodo per riconoscere e prevenire il rischio di rollover sia tutt'oggi molto attuale sia in ambito automotive che in ambito militare ed è proprio in seguito a questa esigenza che nasce questo lavoro di tesi.

Analisi della Letteratura

In questa sezione si mostra quali sono i metodi per prevenire il ribaltamento già presenti in letteratura e da questi viene ricavato quello scelto per questo elaborato. In seguito ai risultati mostrati dal report del NHTSA [13] e a quanto affermato all'interno del Transportation Recall Enhancement Accountability and Documentation (TREAD) act del novembre 2000 la resistenza al ribaltamento è entrata a far parte dal 2004 del New Car Assessment Program (NCAP), ossia il programma che prevede di sottoporre ogni modello di autoveicolo che entra in commercio ad una serie di test che gli conferiscono un punteggio sulla sicurezza misurato da 1 a 5 stelle. Le vetture in commercio prima di quella data semplicemente non venivano testate nella resistenza al rollover. La NHTSA, come mostrato nel documento [7], ha confrontato ben quattro diversi modelli di autovetture in tre diverse configurazioni:

1. Configurazione con peso nominale: driver, strumentazione e outriggers, ossia quei pali orizzontali montati sia anteriormente che posteriormente al veicolo

per evitare che si ribalti durante le manovre sperimentali e che sono visibili in figura 1;

2. Configurazione a ridotta resistenza a rollover: con dei pesi posizionati sulla parte superiore del veicolo in modo tale da ridurre lo Stability Static Factor (SSF) di 0.05 rispetto alla versione base, ma facendo attenzione a modificare soltanto la quota verticale del centro di gravità, quindi senza apportare modifiche alla sua posizione longitudinale e laterale;

3. Configurazione a tenuta di strada modificata: ottenuta a seconda del veicolo caricando sull'assale posteriore il Gross Axle Weight Rating (GAWR), ossia il massimo carico sopportabile da un assale comunicato dalla casa produttrice, e contemporaneamente caricando l'intero veicolo del Gross Vehicle Weight Rating (GVWR), ossia il massimo peso sopportabile dal veicolo per potersi muovere in sicurezza, facendo attenzione a non modificare la posizione verticale e laterale del centro di gravità, ma soltanto quella longitudinale.

	NHTSA J-Turn	**J-Turn with Pulse Braking**	**Fixed Timing Fishhook**	**Roll Rate Feedback Fishhook**	**Nissan Fishhook**	**Ford Path Corrected Limit Lane Change**	**ISO 3888 Part 2 Double Lane Change**	**Consumers Union Short Course Double Lane Change**	**Open-Loop Pseudo -Double Lane Change**
Objectivity and Repeatability	Advantage	Advantage	Advantage	Advantage	Advantage	Disadvantage	Disadvantage	Disadvantage	Advantage
Performability	Advantage	Disadvantage	Advantage	Advantage	Disadvantage	Disadvantage	Advantage	Advantage	Disadvantage
Discriminatory Capability	Advantage*	Unacceptable	Advantage	Advantage	Advantage	Advantage	Unacceptable	Unacceptable	Unacceptable
Realistic Appearance	Disadvantage	Disadvantage	Disadvantage	Disadvantage	Disadvantage	Advantage	Advantage	Advantage	Advantage

Figura 5: Manovre scelte per valutare la resistenza al ribaltamento dalla NHTSA [7]

I veicoli selezionati sono stati testati in ciascuna delle tre configurazioni su otto diverse manovre, illustrate in figura 5. Le manovre elencate si dividono in:

- Manovre a circuito chiuso: sono la manovra Ford Path Corrected Limit Lane Change, la manovra ISO 3888 Part 2 Double Lane Change e la Consumers Union Short Course Double Lane Change, in queste i veicoli testati sono guidati da un driver professionista che tenta di riprodurre più precisamente possibile uno stesso percorso;

- Manovre a circuito aperto: sono la manovra NHTSA J-Turn, le tre manovre Fishhook e la Open Loop Pseudo Lane Change, in queste i veicoli testati sono guidati da uno steering robot programmabile che riceve i medesimi input.

Ciascuna manovra è stata valutata in base a quattro fattori di giudizio che, come riportato nella figura 5, sono l'oggettività e la ripetibilità, la fattibilità, la capacità discriminatoria e la vicinanza alla realtà. Ogni manovra ha ricevuto per ciascuno dei fattori di giudizio un voto tra eccellente e molto scarso e alla fine di tutte le valutazioni la NHTSA ha scelto come la più rappresentativa della resistenza al ribaltamento proprio la manovra Roll Rate Feedback Fishhook, anche indicata come Fishhook 1b o la NHTSA Road-Edge Recovery manouver, poichè è stata in grado di raccogliere votazioni eccellenti in ciascuno dei fattori di giudizio. A questa manovra si è affiancata la manovra NHTSA J-Turn che corrisponde ad un singolo colpo di sterzo, in modo da poter avvalorare i risultati ottenuti con la prima.
Una volta spiegato come sono nati i primi test per verificare la resistenza di un autoveicolo al ribaltamento è opportuno introdurre gli indici predittivi che sono stati ampiamente studiati in letteratura [11, 6, 9, 10, 12, 4, 2]. Negli anni si è cercato di misurare la resistenza al rollover attraverso un indice che oggettivamente potesse confrontare tra di loro diversi veicoli e stilarne una classifica esattamente come viene fatto con le stelle della NCAP. Il primo indice che è stato utilizzato per questo scopo è lo Static Stability Factor (SSF) per la sua semplicità. Questo, infatti, può essere calcolato semplicemente conoscendo la posizione del baricentro del veicolo e facendo il rapporto tra la semicarreggiata $T/2$ e l'altezza del baricentro HCG:

$$SSF = \frac{T}{2\,HCG} \tag{1}$$

Lo Static Stability Factor aumenta, quindi, all'aumentare della carreggiata e al diminuire della quota del centro di massa per cui i veicoli con un SSF più alto sono veicoli maggiormente resistenti al ribaltamento e, viceversa, veicoli con un SSF più basso saranno meno resistenti. Valori tipici di SSF per veicoli passeggeri comuni stanno al di sopra di SSF=1.3, mentre diventano decisamente più bassi per veicoli fuoristrada e mezzi pesanti che possono anche raggiungere valori di SSF=0.6.

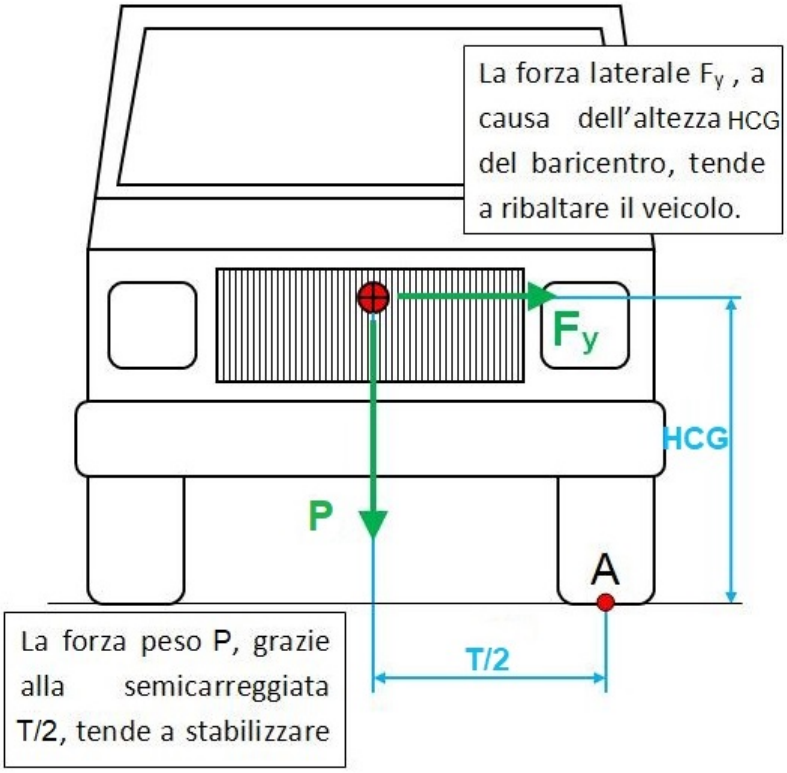

Figura 6: Principali forze coinvolte nel ribaltamento statico di un veicolo [5]

In sostanza l'indice SSF è un indice di ribaltamento statico, in quanto mette a confronto quelli che sono i bracci delle due principali coppie che ostacolano e favoriscono il ribaltamento. La semicarreggiata $T/2$ corrisponde al braccio del momento generato dalla forza peso P che agisce sul baricentro e ostacola il moto di sollevamento delle ruote dal terreno tipico del rollover, mentre l'altezza del baricentro HCG corrisponde al braccio del momento ribaltante generato dalla forza laterale F_y che tende a far ribaltare il veicolo attorno al punto A. Però questo indice, per la sua natura statica e poichè considera il veicolo come un corpo rigido privo di rigidezze e smorzamenti delle sospensioni, non tiene conto di diversi fattori piuttosto importanti che influiscono certamente nella dinamica del ribaltamento. Tra gli indici dinamici in grado di riconoscere il ribaltamento i più rilevanti sono:

- L'indice Load Transfer Ratio (LTR):

$$LTR = \frac{F_{z,R} - F_{z,L}}{F_{z,R} + F_{z,L}} \tag{2}$$

dove:

$$\begin{cases} F_{z,R} = F_{z,FR} + F_{z,RR} \\ \\ F_{z,L} = F_{z,FL} + F_{z,RL} \end{cases} \tag{3}$$

L'indice LTR fornisce indicazioni sul trasferimento di carico laterale istante per istante, infatti al denominatore è presente la somma delle forze verticali scambiate con il suolo da ciascun pneumatico, mentre al numeratore vi è la differenza tra le forze verticali scambiate dagli pneumatici di destra e quelle scambiate da quelli di sinistra. In questo modo l'indice sarà pari a 0 quando il veicolo è fermo o si muove su strada piana a velocità costante, mentre sarà positivo o negativo a seconda che il trasferimento di carico laterale vada a sollecitare rispettivamente gli pneumatici di destra (curva a sinistra e rollio a destra) o di sinistra (curva a destra e rollio a sinistra). L'indice LTR sarà pari a 1 o -1 quando una delle due risultanti a numeratore sarà pari a 0 e questo avviene quando entrambi gli pneumatici di un lato del veicolo perdono contatto con il terreno, ovvero quando si ha il Lift-off. Poichè a livello accademico si concorda nell'indicare la condizione di incipiente ribaltamento di un veicolo come quella in cui lo stesso presenta il Lift-off, ecco che se l'indice LTR diventa uguale a 1 o -1 allora il veicolo si sta ribaltando o è a rischio di ribaltamento. L'indice LTR è tra i più affidabili e permette di riconoscere il ribaltamento senza tenere in considerazione la configurazione o le condizioni operative del veicolo, inoltre, nonostante non dia informazioni predittive circa l'evoluzione del comportamento a rollio del veicolo, è possibile utilizzarlo come valore di soglia per riconoscere quando il trasferimento di carico sta assumendo valori tanto critici da poter portare al rollover. Per esempio assumendo un valore di LTR pari a 0.8 come soglia sarà possibile adottare strategie di contenimento per evitare che questo aumenti ancora. Il grande difetto di questo indice è il fatto che sia difficile da misurare a bordo vettura, in quanto non esistono sensori economici in grado di misurare accuratamente le forze verticali scambiate istante per istante da ciascuna ruota con il terreno. Per questo motivo attraverso un adeguato modello di dinamica del rollio, come si vedrà al capitolo 1, è possibile riscrivere l'equazione dell'indice LTR in modo tale che sia composta da fattori facilmente misurabili attraverso sensori, accelerometri e tutte le informazioni riguardanti la geometria del veicolo. Questo sarà l'approccio portato avanti in questo documento per individuare e prevedere il ribaltamento di un veicolo.

- Il Time To Rollover (TTR): permette di avere un'ottima predizione in tempo reale del rischio di ribaltamento per il veicolo e di quanto tempo sia necessario prima che questo avvenga, ma per ottenerla sfrutta una stima del rollio che

si basa su modelli di veicolo lineare. Per questo motivo, trascurando tutte le non linearità del veicolo, risulta attendibile e accurato in uno stretto range di situazioni ed è, di fatto, poco utilizzato.

- Il Contour Line Rollover Index (CLRI) [12] è basato sul fatto che nel piano delle fasi angolo di rollio φ - velocità di rollio $\dot{\varphi}$ l'indice LTR mostra una distribuzione lineare.

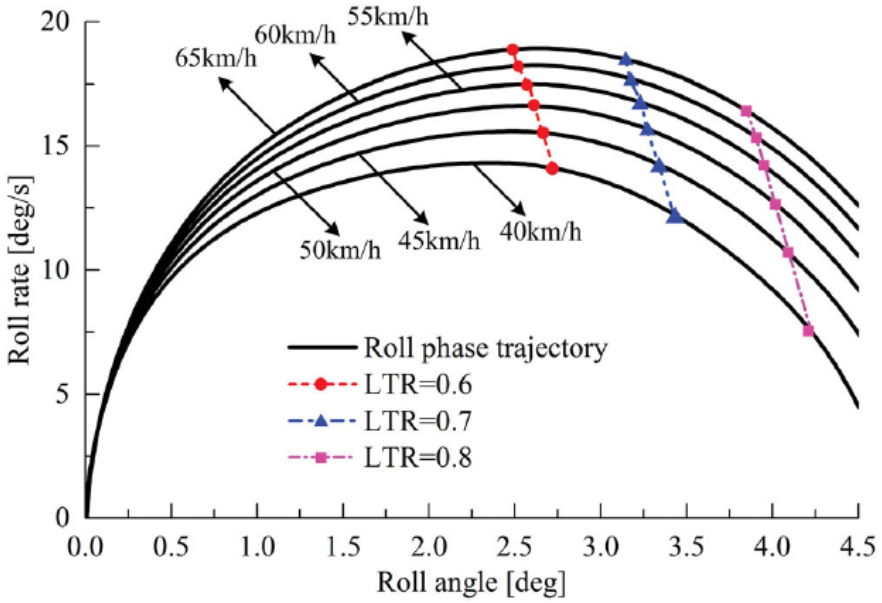

Figura 7: Andamento dell'indice LTR nel piano delle fasi individuato da manovre di ramp steer condotte a diverse velocità [12]

Come è possibile vedere in figura 7 le linee iso-LTR possono essere utilizzate come soglia per individuare la minaccia di ribaltamento prima che questo accada e quindi riuscire a prevederlo.

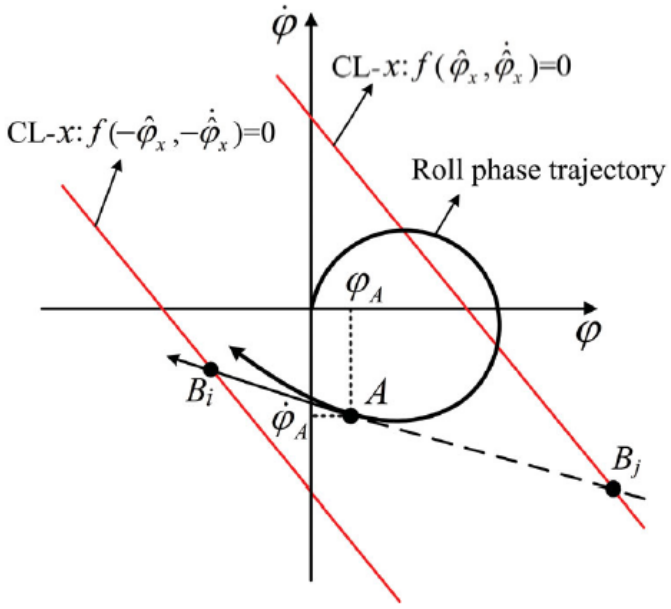

Figura 8: Principio di funzionamento dell'indice CLRI [12]

Questo indice, basato sul LTR, è in grado di predire in tempo reale il rischio di ribaltamento una volta stabilito un valore soglia di LTR, trasformato le equazioni di equilibrio del modello in equazioni differenziali di secondo ordine e individuati il punto di rollover statico e dinamico che permettono di tracciare le contour lines attraverso l'equazione 4.

$$CL - x : f(\widehat{\varphi_x}, \widehat{\dot{\varphi}_x}) = k_{C1} k_d (\widehat{\varphi_x} - k_{C2} \varphi_{rs(\infty)}) - \widehat{\dot{\varphi}_x} \tag{4}$$

Dove k_{C1} e k_{C2} sono dei parametri del modello e possono essere ricavati da test sul veicolo, mentre k_d e $\varphi_{rs(\infty)}$ sono estratti dalle soluzioni dell'equazione differenziale passanti per i punti di rollover statico e dinamico, il cui procedimento di calcolo non viene riportato perchè non adottato in questo testo.
Individuato il punto A corrispondente all'istante t_A sul piano delle fasi, sarà possibile tracciare da questo la tangente alla curva che incontrerà le due contour lines nei punti B_i e B_j. Preso il segmento orientato nella direzione della traiettoria AB_i: più piccolo è tale segmento minore è il tempo che ci impiegherà il veicolo a raggiungere tale valore di LTR soglia e quindi una condizione di incipiente ribaltamento. L'equazione 5 descrive la tangente alla curva passante per il punto A.

$$\dot{\varphi} = k_A (\varphi - \varphi_A) + \dot{\varphi}_A \tag{5}$$

Il coefficiente angolare della 5 si calcola come:

$$k_A = \frac{\mathrm{d}\dot{\varphi}_A}{\mathrm{d}\varphi_A} = \frac{\ddot{\varphi}_A}{\dot{\varphi}_A}. \tag{6}$$

Per individuare, invece, i valori dei punti di intersezione tra la tangente passante per A e le contour lines bisogna risolvere le equazioni 7.

$$\begin{cases} \varphi_{Bi} = \frac{k_A\varphi_A - \ddot{\varphi}_A - k_{C1}k_{C2}k_d\left|\varphi_{rs(\infty)}\right|}{k_A - k_{C1}k_d} \\ \\ \dot{\varphi}_{Bi} = k_{C1}k_d\frac{k_A\varphi_A - \ddot{\varphi}_A - k_{C2}k_d\left|\varphi_{rs(\infty)}\right|}{k_A - k_{C1}k_d} \end{cases} \tag{7}$$

Dalle equazioni 7 si ricava la condizione di esistenza per il punto B_i, espressa nell'equazione 8.

$$(\varphi_B - \varphi_A)\,\dot{\varphi}_A > 0 \tag{8}$$

Una volta verificata anche la condizione di esistenza del punto sarà allora possibile calcolarsi l'indice CLRI attraverso l'equazione 9:

$$CLRI = \frac{[1 - sign(w)]}{2}\sqrt{\frac{(\varphi_{Bi} - \varphi_A)^2 + (\dot{\varphi}_{Bi} - \dot{\varphi}_A)^2}{\dot{\varphi}_A^2 - \ddot{\varphi}_A^2}} \tag{9}$$

dove w è uguale a:

$$w = f(\varphi_A, \dot{\varphi}_A) \cdot f(-\varphi_A, -\dot{\varphi}_A). \tag{10}$$

L'indice CLRI mostrato all'equazione 9 necessita solamente dell'angolo, della velocità e dell'accelerazione di rollio che possono essere semplicemente forniti da sensori. Risulta importante sottolineare che l'indice CLRI altro non è che un intervallo di tempo entro il quale si prevede che il veicolo raggiunga la condizione limite di ribaltamento e in quanto tale è possibile stabilire un tempo di previsione T_p che indichi quanto impiega il pilota o un sistema ADAS ad adottare le contromisure per evitare di incorrere nel ribaltamento. In questo modo, se l'indice CLRI è minore di T_p il veicolo è a rischio di ribaltamento, altrimenti è sicuro.

Tra tutte queste tipologie di indici di ribaltamento si è scelto di studiare tre diversi modelli dinamici a complessità crescente per estrarre da questi un indice LTR che possa essere facilmente calcolato anche sperimentalmente a bordo di un veicolo. Nel prossimo capitolo saranno presentati i passaggi e gli schemi che permettono di comprendere quanto è stato fatto.

Capitolo 1

Studio dei modelli dinamici

In questo capitolo verranno mostrati in sequenza i passaggi che hanno portato alle equazioni che descrivono i modelli di dinamica veicolare utilizzati nell'elaborato. Da queste equazioni verranno estratti gli indici che, una volta implementati, permettono di capire se un veicolo si avvicina ad una situazione di incipiente ribaltamento oppure no. Per la modellazione dinamica verranno utilizzati tre diversi modelli di complessità crescente:

1. Modello di dinamica del rollio di un veicolo a tre gradi di libertà semplice per l'individuazione del solo ribaltamento untripped;
2. Modello di dinamica del rollio di un veicolo a tre gradi di libertà con angolo di rollio della massa non sospesa come valore di input per tenere in considerazione l'andamento della strada simulando l'ambiente off-road;
3. Modello di dinamica del rollio di un veicolo a undici gradi di libertà per l'individuazione di entrambi i tipi di ribaltamento.

Per ciascuno di questi modelli il procedimento seguito è stato il seguente:

a. Identificazione del corpo o dei corpi che costituiscono il modello e individuazione dei gradi di libertà;
b. Posizionamento delle forze e delle coppie agenti sul corpo o sui corpi;
c. Estrazione delle equazioni di equilibrio per ciascuno dei movimenti concessi dai gradi di libertà.
d. Calcolo dell'indice LTR derivato dal modello studiato.

Per ragioni di chiarezza, si adotterà il medesimo ordine sopra illustrato per la descrizione di ciascuno dei tre modelli in modo da evidenziare come all'aumento dei

gradi di libertà del modello sia strettamente legato anche un importante aumento della complessità analitica e di calcolo che necessariamente comporta l'utilizzo di un maggior numero di sensori e di un computer di bordo più potente.

1.1 Modello a tre gradi di libertà

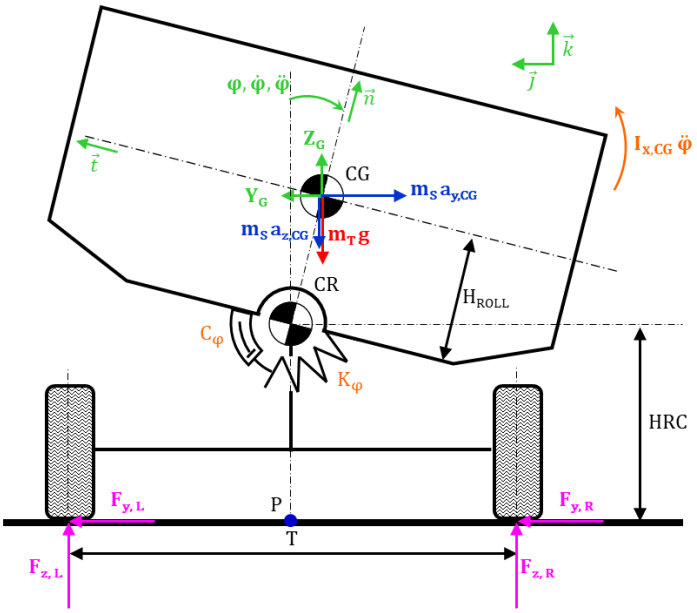

Figura 1.1: Diagramma di corpo libero del modello a 3 gradi di libertà

1.1.1 Descrizione del modello

In questo modello l'unico corpo tenuto in considerazione è quello della massa sospesa, mentre i gradi di libertà, evidenziati in verde nella figura 1.1, sono i seguenti:

1. Traslazione verticale della massa sospesa (Z_G);
2. Traslazione orizzontale della massa sospesa (Y_G);
3. Angolo di rollio della massa sospesa(φ).

Dal momento che la massa complessiva del veicolo (m_T) è concentrata nel baricentro della massa sospesa (m_S), in quest'ultimo punto, indicato in figura 1.1 come CG, vengono collocate la forza peso complessiva del veicolo ($m_T g$) e le forze di inerzia orizzontale ($m_S a_{y,CG}$) e verticale ($m_S a_{z,CG}$) riguardanti, però, la sola

massa sospesa. Questo particolare risulta importante perchè, nonostante si stia trascurando la dinamica delle masse non sospese, queste ultime non sono trascurabili da un punto di vista prettamente statico e, quindi, sarebbe errato considerare la sola porzione di forza peso dovuta alla massa sospesa. In figura 1.1 sono anche indicate la coppia d'inerzia relativa al baricentro ($I_{x,CG}\,\ddot{\varphi}$) e le forze scambiate tra gli pneumatici e il terreno ($F_{y,R}, F_{y,L}, F_{z,R}\,e\,F_{z,L}$). In questo caso i due pneumatici di sinistra e i due di destra verranno considerati concentrati in un unico pneumatico al fine di rendere il modello in questione il più semplice possibile. Il centro di rollio del veicolo, indicato in figura 1.1 come *CR*, rappresenta il punto di intersezione tra l'asse di rollio, ovvero l'asse passante per i centri di rollio dei due assali ed intorno al quale rolla la massa sospesa durante il moto di rollio, e il piano sagittale baricentrico del veicolo. In tale punto vengono concentrati la rigidezza e lo smorzamento a rollio delle sospensioni di ciascuna delle quattro masse non sospese. L'altezza da terra e la distanza dal baricentro del centro di rollio sono indicate in figura 1.1 rispettivamente come $HRC\,e\,H_{ROLL}$ e risultano essere parametri progettuali di notevole importanza per l'assetto dinamico del modello. I sistemi di riferimento, indicati in verde in figura 1.1, che vengono utilizzati per modellare il veicolo sono due:

- Il sistema di riferimento, indicato con t e n, solidale alla massa sospesa, cioè che trasla, ruota e rolla con quest'ultima;
- Il sistema di riferimento, indicato con j e k, fisso, cioè che non segue il veicolo nel suo moto e che è orientato in modo tale da avere gli assi orizzontali laterale e longitudinale paralleli al terreno e l'asse verticale orientato secondo quanto previsto da una terna destrorsa con i primi due.

Terminata la descrizione del modello si procede con la scrittura delle equazioni di equilibrio che lo governano.

1.1.2 Equazioni di equilibrio

Veicolo complessivo

Si procede, dunque, a effettuare l'equilibrio del sistema mostrato in figura 1.1 alla traslazione verticale, alla traslazione orizzontale e alla rotazione attorno al punto corrispondente all'intersezione tra il piano stradale e l'asse di simmetria verticale del modello, indicato in figura 1.1 con la lettera *P*.

$$\begin{cases} F_{z,R} + F_{z,L} - m_S\,a_{z,CG} - m_T\,g = 0 \\ F_{y,R} + F_{y,L} - m_S\,a_{y,CG} = 0 \\ I_{x,CG}\,\ddot{\varphi} + (F_{z,R} - F_{z,L})\,\frac{T}{2} - m_S\,a_{y,CG}(H_{ROLL}\cos\varphi + HRC) + \\ - m_S\,a_{z,CG}H_{ROLL}\sin\varphi - m_T\,gH_{ROLL}\sin\varphi = 0 \end{cases} \tag{1.1}$$

Per poter ricavare l'indice LTR in funzione delle rigidezze e smorzamenti a rollio del sistema, invece che della coppia d'inerzia, difficile da misurare in ambito sperimentale, è necessario ricavare le equazioni di equilibrio della massa sospesa o della massa non sospesa. Si è scelto di ricavare l'equilibrio della massa sospesa sia per questo modello che per quelli a seguire.

Massa sospesa

In questo caso nel diagramma di corpo libero scompare la massa non sospesa, sostituita dalle reazioni vincolari (R_y *e* R_z) e dalle coppie date dalle rigidezze e dagli smorzamenti a rollio della massa non sospesa ($C_\varphi\,\dot{\varphi}$ *e* $K_\varphi\,\varphi$).

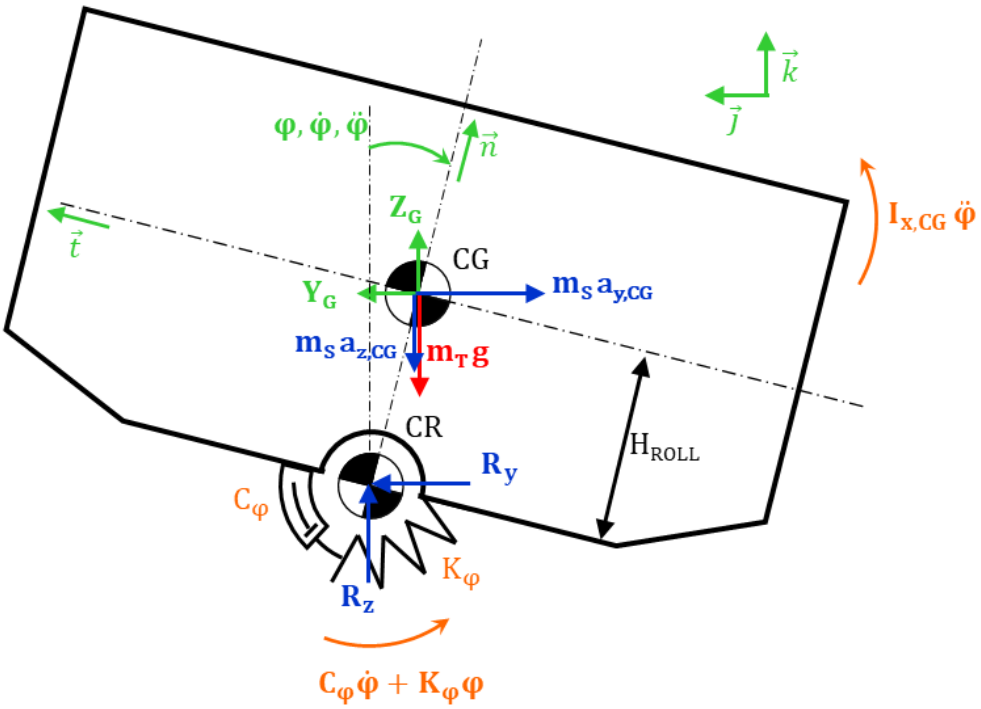

Figura 1.2: Diagramma di corpo libero della massa sospesa del modello a 3 gradi di libertà

Anche in questo caso si effettua l'equilibrio alla traslazione verticale, alla traslazione orizzontale e alla rotazione che, questa volta, sarà effettuata attorno al centro

di rollio (CR):

$$\begin{cases} R_z \,-\, m_S\, a_{z,CG} \,-\, m_T\, g \,=\, 0 \\ R_y \,-\, m_S\, a_{y,CG} \,=\, 0 \\ I_{x,CG}\, \ddot{\varphi} \,+\, C_\varphi\, \dot{\varphi} \,+\, K_\varphi\, \varphi \,-\, m_S\, a_{y,CG} H_{ROLL} \cos\varphi + \\ - m_S\, a_{z,CG} H_{ROLL} \sin\varphi \,-\, m_T\, g H_{ROLL} \sin\varphi \,=\, 0 \end{cases} \tag{1.2}$$

1.1.3 Indice LTR

Per ricavare l'indice Load Transfer Ratio espresso in equazione 2 bisogna ricavare i termini espressi nelle equazioni 1.1 e 1.2. In particolare, il denominatore dell'indice LTR lo si ricava dall'equazione di equilibrio verticale delle equazioni 1.1:

$$F_{z,R} \,+\, F_{z,L} \,=\, m_S\, a_{z,CG} \,+\, m_T\, g. \tag{1.3}$$

Mentre il numeratore lo si ricava dall'equazione di equilibrio alla rotazione delle 1.1:

$$\begin{aligned} F_{z,R} \,-\, F_{z,L} \,=& \frac{2}{T}[- I_{x,CG}\, \ddot{\varphi} \,+\, m_S\, a_{y,CG}(H_{ROLL} \cos\varphi \,+\, HRC) + \\ & + \, m_S\, a_{z,CG} H_{ROLL} \sin\varphi \,+\, m_T\, g H_{ROLL} \sin\varphi]. \end{aligned} \tag{1.4}$$

Nell'equazione 1.4, viene sostituito il termine della coppia d'inerzia ricavato dalle equazioni 1.2:

$$\begin{aligned} - I_{x,CG}\, \ddot{\varphi} \,=& + \, C_\varphi\, \dot{\varphi} \,+\, K_\varphi\, \varphi \,-\, m_S\, H_{ROLL}(a_{y,CG}\, cos\varphi \,+\, a_{z,CG} \sin\varphi) + \\ & - \, m_T\, g H_{ROLL} \sin\varphi \end{aligned} \tag{1.5}$$

Sostituendo l'equazione 1.5 nell'equazione 1.4, si ottiene l'indice LTR ricavato dal modello a tre gradi di libertà espresso dall'equazione 1.6.

$$LTR_{3gdl} \,=\, \frac{\frac{2}{T}(\, C_\varphi\, \dot{\varphi} \,+\, K_\varphi\, \varphi \,+\, m_S\, a_{y,CG} HRC)}{m_S\, a_{z,CG} \,+\, m_T\, g} \tag{1.6}$$

Questo indice verrà successivamente implementato su Matlab e attraverso i dati estratti tramite il software IPG CarMaker darà la possibilità di prevedere attraverso quali manovre e in quali istanti di tempo il veicolo è soggetto a maggior rischio di ribaltamento.

1.2 Modello a tre gradi di libertà fuori strada

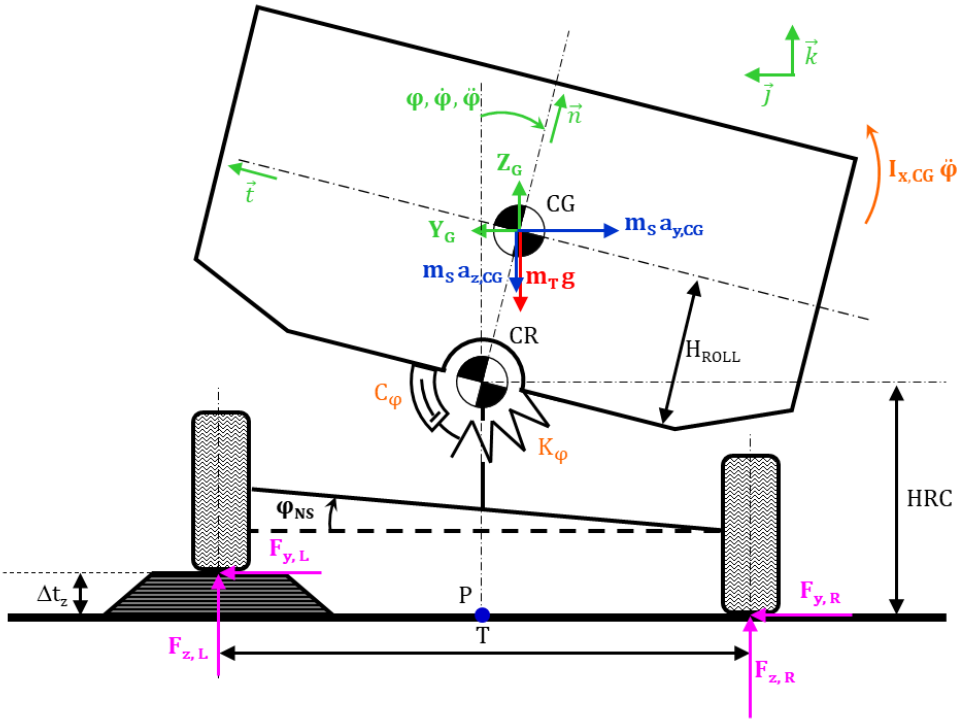

Figura 1.3: Diagramma di corpo libero del modello a 3 gradi di libertà off-road

1.2.1 Descrizione del modello

Il modello in questione è in tutto e per tutto simile a quello precedente, illustrato alla sezione 1.1, e differisce da quest'ultimo solo per la capacità di riconoscere se le masse non sospese giacciono sullo stesso piano o se stanno superando un ostacolo come un dosso, uno scalino o una buca. Questo è reso possibile dalla misurazione della traslazione verticale relativa (Δt_z) delle due masse non sospese che, essendo nota la larghezza della carreggiata T, permette di risalire all'angolo di rollio delle masse non sospese (φ_{NS}).

$$\Delta t_z = T \tan \varphi_{NS} \tag{1.7}$$

Anche in questo modello l'unico corpo che viene tenuto in considerazione è quello della massa sospesa, mentre i gradi di libertà, evidenziati in verde nella figura 1.3, sono sempre gli stessi:

1. Traslazione verticale della massa sospesa (Z_G);

2. Traslazione orizzontale della massa sospesa (Y_G);
3. Angolo di rollio della massa sospesa (φ).

Le forze e le coppie agenti in questo modello sono le medesime già incontrate nel modello a tre gradi di libertà semplice, con l'unica differenza che, quando le masse non sospese non giacciono sullo stesso piano, la forza laterale agente sulla ruota più in alto ha un braccio non nullo rispetto all'equilibrio alla rotazione nel punto P.
Per evitare ripetizioni si rimanda alla sezione 1.1 per la spiegazione di tutte le forze e le coppie agenti sul modello. Mentre è importante sottolineare che la presenza di un angolo di rollio delle masse non sospese determina la presenza di un angolo di rollio relativo (φ_R) dato dalla differenza tra l'angolo di rollio della massa sospesa e l'angolo di rollio delle masse non sospese:

$$\varphi_R = \varphi - \varphi_{NS}. \tag{1.8}$$

L'angolo di rollio relativo espresso nell'equazione 1.8 è l'angolo rispetto al quale devono essere calcolate le coppie della rigidezza e dello smorzamento a rollio delle sospensioni:

$$C_\varphi \dot{\varphi}_R + K_\varphi \varphi_R = C_\varphi \dot{\varphi} + K_\varphi \varphi - C_\varphi \dot{\varphi}_{NS} - K_\varphi \varphi_{NS}. \tag{1.9}$$

Anche in questo modello l'altezza da terra e la distanza dal baricentro del centro di rollio sono indicate in figura 1.3 rispettivamente come HRC e H_{ROLL}. I sistemi di riferimento, indicati in verde in figura 1.3, sono gli stessi già incontrati al modello precedente.
Terminata la descrizione del modello si procede con la scrittura delle equazioni di equilibrio che lo governano.

1.2.2 Equazioni di equilibrio

Veicolo complessivo

Si procede, dunque, a effettuare l'equilibrio del sistema mostrato in figura 1.3 alla traslazione verticale, alla traslazione orizzontale e alla rotazione attorno al punto corrispondente all'intersezione tra il piano stradale e l'asse di simmetria verticale del modello, indicato in figura 1.3 con la lettera P.

$$\begin{cases} F_{z,R} + F_{z,L} - m_S\, a_{z,CG} - m_T\, g = 0 \\ F_{y,R} + F_{y,L} - m_S\, a_{y,CG} = 0 \\ I_{x,CG}\, \ddot{\varphi} + (F_{z,R} - F_{z,L})\, \frac{T}{2} - m_S\, a_{y,CG}(H_{ROLL} \cos\varphi + HRC) + \\ - m_S\, a_{z,CG} H_{ROLL} \sin\varphi - m_T\, g H_{ROLL} \sin\varphi + F_{y,L}\, \Delta t_z = 0 \end{cases} \tag{1.10}$$

Per poter ricavare l'indice LTR in funzione delle rigidezze e smorzamenti a rollio del sistema, invece che della coppia d'inerzia, anche in questo caso è necessario ricavare le equazioni di equilibrio della massa sospesa.

Massa sospesa

In questo caso nel diagramma di corpo libero, analogamente a quanto già visto in figura 1.2, scompare la massa non sospesa sostituita dalle reazioni vincolari (R_y e R_z) e dalle coppie date dalle rigidezze e smorzamenti a rollio delle sospensioni ($C_\varphi\,\dot{\varphi}_R$ e $K_\varphi\,\varphi_R$).

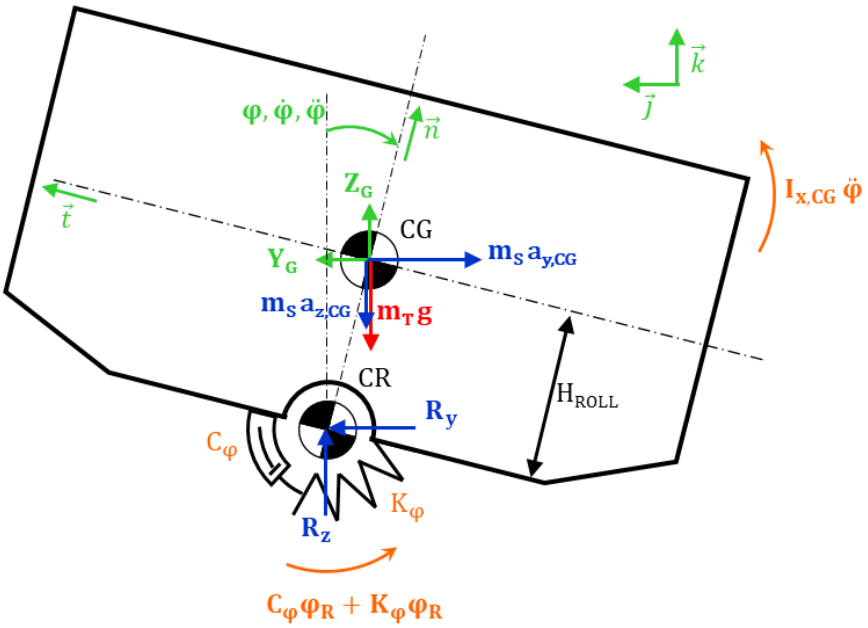

Figura 1.4: Diagramma di corpo libero della massa sospesa del modello a 3 gradi di libertà off-road

Anche in questo caso si effettua l'equilibrio alla traslazione verticale, alla traslazione orizzontale e alla rotazione attorno al centro di rollio (CR):

$$\begin{cases} R_z \, - \, m_S \, a_{z,CG} \, - \, m_T \, g \, = \, 0 \\ R_y \, - \, m_S \, a_{y,CG} \, = \, 0 \\ I_{x,CG} \, \ddot{\varphi} \, + \, C_\varphi \, \dot{\varphi}_R \, + \, K_\varphi \, \varphi_R \, - \, m_S \, a_{y,CG} H_{ROLL} \cos\varphi + \\ - \, m_S \, a_{z,CG} H_{ROLL} \sin\varphi \, - \, m_T \, g H_{ROLL} \sin\varphi \, = \, 0 \end{cases} \tag{1.11}$$

1.2.3 Indice LTR

Per ricavare l'indice Load Transfer Ratio espresso in equazione 2 bisogna ricavare i termini espressi nelle equazioni 1.10 e 1.11. Il denominatore dell'indice LTR lo si ricava dall'equazione di equilibrio verticale delle equazioni 1.10 e sarà identico in tutto e per tutto a quello già visto per il modello a tre gradi di libertà:

$$F_{z,R} \, + \, F_{z,L} \, = \, m_S \, a_{z,CG} \, + \, m_T \, g \tag{1.12}$$

Mentre il numeratore lo si ricava dall'equazione di equilibrio alla rotazione delle 1.10:

$$\begin{aligned} F_{z,R} \, - \, F_{z,L} \, = & \frac{2}{T} [- \, I_{x,CG} \, \ddot{\varphi} \, + \, m_S \, a_{y,CG} (H_{ROLL} \cos\varphi \, + \, HRC) + \\ & + \, m_S \, a_{z,CG} H_{ROLL} \sin\varphi \, + \, m_T \, g H_{ROLL} \sin\varphi \, - \, F_{y,L} \, T \, \tan\varphi_{NS}] \end{aligned} \tag{1.13}$$

Nell'equazione 1.13, viene sostituito il termine della coppia d'inerzia ricavato dalle equazioni 1.11:

$$\begin{aligned} - \, I_{x,CG} \, \ddot{\varphi} \, = & + \, C_\varphi \, \dot{\varphi}_R \, + \, K_\varphi \, \varphi_R \, - \, m_S \, H_{ROLL} (a_{y,CG} \, cos\varphi \, + \, a_{z,CG} \sin\varphi) + \\ & - \, m_T \, g H_{ROLL} \sin\varphi \end{aligned} \tag{1.14}$$

Sostituendo l'equazione 1.14 nell'equazione 1.13, si ottiene l'indice LTR ricavato dal modello a tre gradi di libertà fuori strada espresso nell'equazione 1.15.

$$LTR_{3gdl-off} \, = \, \frac{\frac{2}{T} (\, C_\varphi \, \dot{\varphi}_R \, + \, K_\varphi \, \varphi_R \, + \, m_S \, a_{y,CG} HRC \, - \, F_{y,L} \, T \, \tan\varphi_{NS})}{m_S \, a_{z,CG} \, + \, m_T \, g} \tag{1.15}$$

Dal momento che le forze laterali agenti sullo pneumatico risultano essere molto difficili da misurare in ambito sperimentale si è scelto di adottare manovre dove

queste rimangono abbastanza piccole da poter essere trascurate e quindi poter corredare le simulazioni virtuali dei dovuti dati sperimentali in modo efficace. Bisogna comunque sottolineare come le forze laterali (F_y) non sono trascurabili in assoluto, ma soltanto se la manovra avviene su strada piana o rettilinea. In seguito a queste considerazioni si ottiene:

$$LTR_{3gdl-off} = \frac{\frac{2}{T}(C_\varphi \dot{\varphi} + K_\varphi \varphi - C_\varphi \dot{\varphi}_{NS} - K_\varphi \varphi_{NS} + m_S a_{y,CG} HRC)}{m_S a_{z,CG} + m_T g} \tag{1.16}$$

Questo indice verrà successivamente implementato su Matlab e attraverso i dati estratti tramite il software IPG CarMaker darà la possibilità di prevedere attraverso quali manovre e in quali istanti di tempo il veicolo è soggetto a maggior rischio di ribaltamento anche su fuori strada.

1.3 Modello a undici gradi di libertà

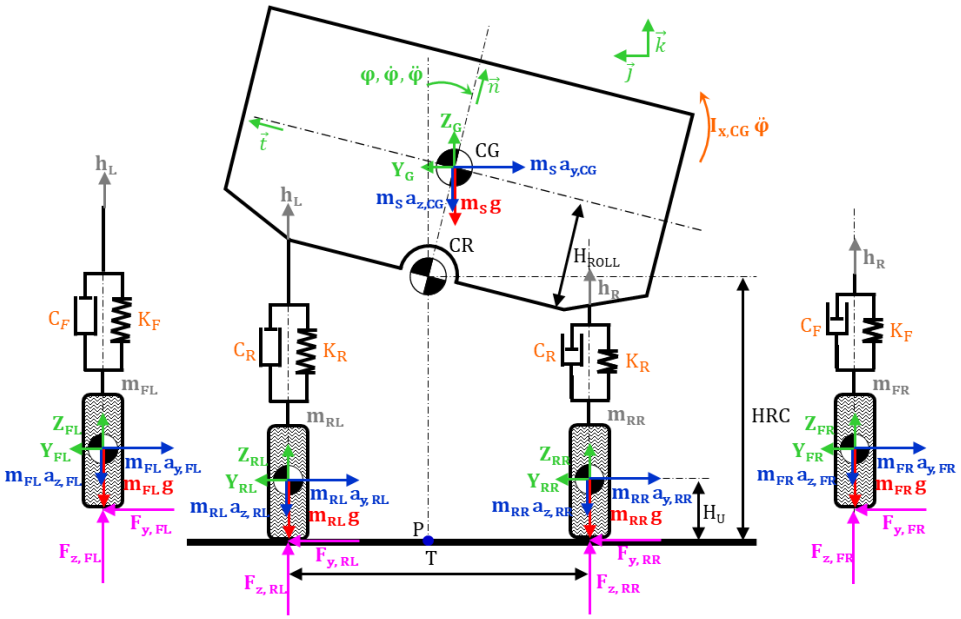

Figura 1.5: Diagramma di corpo libero del modello a 11 gradi di libertà

1.3.1 Descrizione del modello

Questo modello è composto complessivamente da cinque corpi: la massa sospesa che corrisponde alla carcassa del veicolo e le quattro masse non sospese che

coincidono con i quattro gruppi ruota. Il modello a undici gradi di libertà tiene in considerazione molti più movimenti dei corpi che lo compongono rendendolo in generale più complesso e, almeno in previsione, più vicino alla riproduzione attendibile del comportamento del veicolo reale. A ciascun movimento concesso è associato un grado di libertà tra quelli evidenziati in verde nella figura 1.5:

1. Traslazione verticale della massa sospesa (Z_G);
2. Traslazione orizzontale della massa sospesa (Y_G);
3. Angolo di rollio della massa sospesa (φ);
4. Traslazione verticale di ciascuna delle masse non sospese (Z_{FR}, Z_{FL}, Z_{RR} e Z_{RL});
5. Traslazione orizzontale di ciascuna delle masse non sospese (Y_{FR}, Y_{FL}, Y_{RR} e Y_{RL}).

Ciascuna delle masse non sospese è, dunque, libera di traslare verticalmente e lateralmente, quindi sarà possibile studiare il comportamento del modello sia su strada che su fuori strada senza la necessità di misurare un angolo di rollio delle masse non sospese. Oltre al considerevole numero di gradi di libertà rispetto ai due modelli precedenti, si può notare in figura 1.5 che il modello a undici gradi di libertà si sviluppa non più in due dimensioni, ma su tre, essendo dotato di assale anteriore e assale posteriore. Ciascuna delle masse non sospese è, questa volta, dotata di massa e, quindi, ha un baricentro sul quale si applicano le forze di inerzia verticali ($m_{FR}\,a_{z,FR}$, $m_{FL}\,a_{z,FL}$, $m_{RR}\,a_{z,RR}$ e $m_{RL}\,a_{z,RL}$), laterali ($m_{FR}\,a_{y,FR}$, $m_{FL}\,a_{y,FL}$, $m_{RR}\,a_{y,RR}$ e $m_{RL}\,a_{y,RL}$) e le forze peso ($m_{FR}\,g$, $m_{FL}\,g$, m_{RR} g e $m_{RL}\,g$). Per quanto riguarda la massa sospesa, invece, non si hanno differenze rispetto ai modelli precedenti se non per il fatto che, questa volta, la forza peso applicata al baricentro della massa sospesa è solo quella della massa sospesa e non quella totale del modello.
Inoltre, le rigidezze e gli smorzamenti di ciascuna massa non sospesa non sono più torsionali e concentrati nel centro di rollio, ma sono lineari e concentrati su ciascuna sospensione. Questi vengono indicati con K_F, K_R, C_F, e C_R in figura 1.5 perchè normalmente le rigidezze e gli smorzamenti anteriori sono diversi da quelli posteriori. Bisogna sottolineare che il punto di aggancio di ciascun gruppo ruota alla massa sospesa è segnalato da un vettore h_R o h_L in modo tale da tenere traccia del movimento relativo di ciascuna massa non sospesa rispetto alla massa sospesa ai fini dell'equilibrio alla rotazione. Anche in questo modello l'altezza da terra e la distanza dal baricentro del centro di rollio sono indicate in figura 1.5 rispettivamente come HRC e H_{ROLL}. Dove H_{ROLL} questa volta viene calcolato come il rapporto della differenza delle altezze del baricentro e del centro di rollio per il coseno dell'angolo di rollio:

$$H_{ROLL} = \frac{(HCG - HCR)}{\cos\varphi}. \tag{1.17}$$

I sistemi di riferimento, indicati in verde in figura 1.5, sono gli stessi già incontrati nei modelli precedenti. Si può ora procedere con l'individuazione delle equazioni che governano il modello.

1.3.2 Equazioni di equilibrio

Veicolo complessivo

Si procede, dunque, a effettuare l'equilibrio del sistema mostrato in figura 1.5 alla traslazione verticale, alla traslazione orizzontale e alla rotazione attorno al punto corrispondente all'intersezione tra il piano stradale e l'asse di simmetria verticale del modello, indicato in figura 1.5 con la lettera P.

$$\begin{cases} \sum_{i=NS} F_{z,i} \, - \, m_S \, (a_{z,CG} \, + \, g \,) - \sum_{i=NS} m_i \, (a_{z,i} \, + \, g) \, = \, 0 \\ \sum_{i=NS} F_{y,i} \, - \, m_S \, a_{y,CG} \, - \, \sum_{i=NS} m_i \, a_{y,i} \, = \, 0 \\ I_{x,CG} \, \ddot{\varphi} \, + \, (F_{z,FR} \, + \, F_{z,RR} \, - \, F_{z,FL} \, - \, F_{z,RL}) \, \frac{T}{2} \, + \, \sum_{j=F,R} F_{y,j} \, \Delta t_z + \\ - \, m_S \, a_{y,CG} (H_{ROLL} \cos \varphi \, + \, HRC) \, - \, m_S \, (a_{z,CG} \, + \, g) H_{ROLL} \sin \varphi + \\ + \, L_u \, + \, G \, = \, 0 \end{cases} \tag{1.18}$$

Dove il termine G è dato dalle coppie causate dalle forze peso e dalle forze di inerzia verticali delle masse non sospese ed è così espresso:

$$G \, = \, \frac{T}{2} [\sum_{j=F,R} m_j (a_{z,jL} \, + \, g) \, - \, \sum_{j=F,R} m_j (a_{z,jR} \, + \, g)]. \tag{1.19}$$

Mentre il termine L_u è dato dalle coppie generate dalle forze inerziali laterali agenti sulle masse non sospese:

$$L_u \, = \, - \, H_u \sum_{i=NS} m_i \, a_{y,i} \, - \, \sum_{j=F,R} m_j \, a_{y,j} \Delta t_{z,j}. \tag{1.20}$$

Anche in questo caso è necessario ricavare le equazioni di equilibrio della massa sospesa.

Massa sospesa

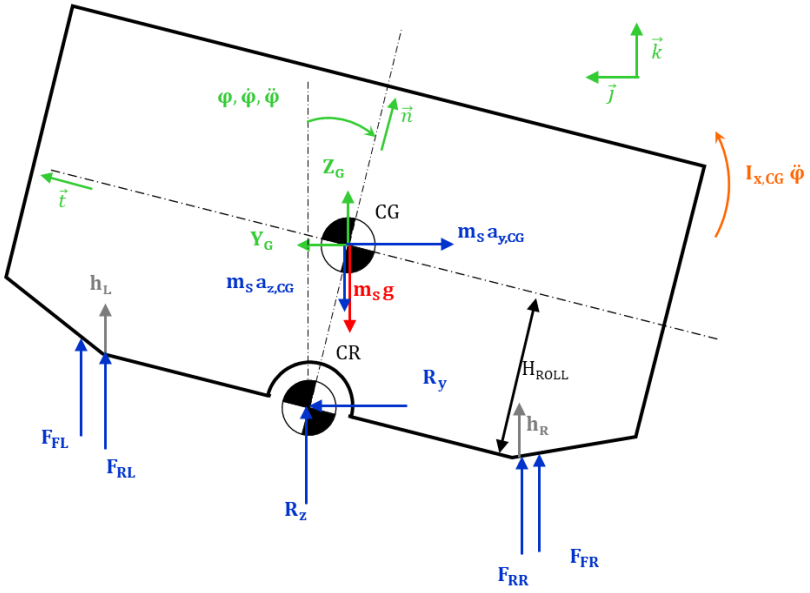

Figura 1.6: Diagramma di corpo libero dalla massa sospesa del modello a 11 gradi di libertà

Nella figura 1.6 le forze F_{FR}, F_{FL}, F_{RR} *e* F_{RL} sono le risultanti delle forze elastiche e smorzanti di ciascuna sospensione delle masse non sospese. Tali forze sono calcolate come di seguito:

$$\begin{cases} F_{FR} = K_F\,(Z_{FR} - h_R) + C_F\,(\dot{Z}_{FR} - \dot{h}_R) \\ F_{RR} = K_R\,(Z_{RR} - h_R) + C_R\,(\dot{Z}_{RR} - \dot{h}_R) \\ F_{FL} = K_F\,(Z_{FL} - h_L) + C_F\,(\dot{Z}_{FL} - \dot{h}_L) \\ F_{RL} = K_R\,(Z_{RL} - h_L) + C_R\,(\dot{Z}_{RL} - \dot{h}_L) \end{cases} \tag{1.21}$$

Per semplificare possiamo accorpare le quattro forze in sole due risultanti, una destra F_R e una sinistra F_L:

$$\begin{cases} F_R = F_{FR} + F_{RR} \\ F_L = F_{FL} + F_{RL} \end{cases} \tag{1.22}$$

Attraverso alcune considerazioni cinematiche dovute al moto di rollio della massa

sospesa si ricavano le quote h_R *e* h_L, e le velocità $\dot{h}_R$ *e* $\dot{h}_L$:

$$\begin{cases} h_R = Z_G - \frac{T}{2}\sin\varphi \\ h_L = Z_G + \frac{T}{2}\sin\varphi \\ \dot{h}_R = \dot{Z}_G - \frac{T}{2}\dot{\varphi}\cos\varphi \\ \dot{h}_L = \dot{Z}_G + \frac{T}{2}\dot{\varphi}\cos\varphi \end{cases} \tag{1.23}$$

In seguito a queste precisazioni è ora possibile ricavare le equazioni di equilibrio della massa sospesa alla traslazione verticale, orizzontale e alla rotazione attorno al punto *CR*:

$$\begin{cases} R_z + F_R + F_L - m_S\, a_{z,CG} - m_S\, g = 0 \\ R_y - m_S\, a_{y,CG} = 0 \\ I_{x,CG}\,\ddot{\varphi} + \frac{T}{2}(F_R - F_L)\cos\varphi - m_S\, a_{y,CG} H_{ROLL}\cos\varphi + \\ - m_S\,(a_{z,CG} + g)\, H_{ROLL}\sin\varphi = 0 \end{cases} \tag{1.24}$$

Si concludono così le equazioni di equilibrio relative alla massa sospesa del modello a undici gradi di libertà.

Masse non sospese

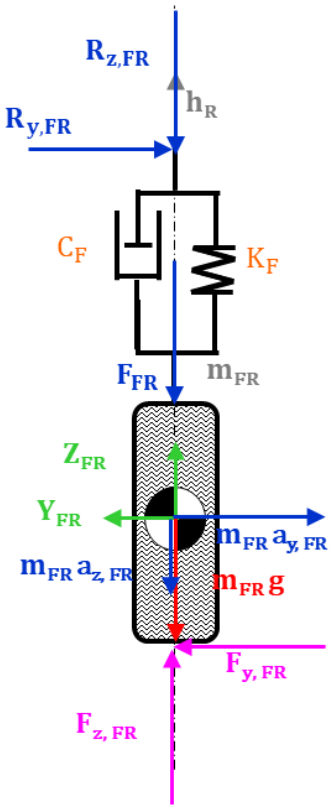

Figura 1.7: Diagramma di corpo libero dalla massa non sospesa frontale destra (FR) del modello a 11 gradi di libertà

Per completezza di narrazione si riportano le equazioni di equilibrio alla traslazione verticale e orizzontale delle masse non sospese essendo dotate di ben due gradi di libertà ciascuna:

$$\begin{cases} F_{z,FR} - m_{FR}\,(a_{z,FR} + g) - F_{FR} - R_{z,FR} = 0 \\ F_{y,FR} - m_{FR}\,a_{y,FR} - R_{y,FR} = 0 \end{cases} \tag{1.25}$$

Ovviamente le equazioni 1.25 sono identiche per ciascuna delle quattro masse non sospese se si cambiano le lettere identificative a pedice (FR, FL, RR, RL).

1.3.3 Indice LTR

Per ricavare il denominatore dell'indice Load Transfer Ratio del modello a undici gradi di libertà bisogna, analogamente a quanto fatto con i modelli a tre gradi di libertà, ricavare i termini delle forze verticali dall'equazione di equilibrio alla traslazione verticale nelle equazioni 1.18:

$$F_{z,R} + F_{z,L} = m_S\, a_{z,CG} + m_T\, g + \sum_{i=NS} m_i\, a_{z,i}. \tag{1.26}$$

Mentre il numeratore lo si ricava dall'equazione di equilibrio alla rotazione delle 1.18:

$$\begin{aligned} F_{z,R} - F_{z,L} =& \frac{2}{T}[- I_{x,CG}\, \ddot{\varphi} - \sum_{j=F,R} F_{y,j}\, \Delta t_z + m_S\, a_{y,CG}(H_{ROLL} \cos\varphi + HRC) + \\ &+ m_S\, (a_{z,CG} + g) H_{ROLL} \sin\varphi - L_u - G]. \end{aligned} \tag{1.27}$$

Nell'equazione 1.27, viene sostituito il termine della coppia d'inerzia ricavato dalle equazioni 1.24:

$$\begin{aligned} - I_{x,CG}\, \ddot{\varphi} =& + \frac{T}{2}(F_R - F_L) \cos\varphi - m_S\, H_{ROLL}(a_{y,CG}\, cos\varphi + a_{z,CG} \sin\varphi) + \\ &- m_T\, g H_{ROLL} \sin\varphi. \end{aligned} \tag{1.28}$$

Sostituendo l'equazione 1.28 nell'equazione 1.27, si ottiene l'indice LTR ricavato dal modello a undici gradi di libertà:

$$LTR_{11gdl} = \frac{\frac{2}{T}(\frac{T}{2}(F_R - F_L)\cos\varphi - \sum_{j=F,R} F_{y,j}\, \Delta t_z + m_S\, a_{y,CG} HRC - L_u - G)}{m_S\, a_{z,CG} + m_T\, g + \sum_{i=NS} m_i\, a_{z,i}}. \tag{1.29}$$

Dove il termine $F_R - F_L$ una volta svolte le dovute sostituzioni e semplificazioni diventa:

$$\begin{aligned} F_R - F_L =& K_R\,(Z_{RR} - Z_{RL} + T\sin\varphi) + C_R\,(\dot{Z}_{RR} - \dot{Z}_{RL} + T\dot{\varphi}\cos\varphi) + \\ &+ K_F\,(Z_{FR} - Z_{FL} + T\sin\varphi) + C_F\,(\dot{Z}_{FR} - \dot{Z}_{FL} + T\dot{\varphi}\cos\varphi). \end{aligned} \tag{1.30}$$

Come già visto nella sezione 1.2, anche in questo modello le forze laterali possono essere trascurate perchè il loro contributo su strada piana o su strada rettilineaè

decisamente piccolo. Per questa ragione l'indice LTR del modello a 11 gradi di libertà diventa:

$$LTR_{11gdl} = \frac{\frac{2}{T}(\frac{T}{2}(F_R - F_L)\cos\varphi + m_S\, a_{y,CG} HRC - L_u - G)}{m_S\, a_{z,CG} + m_T\, g + \sum_{i=NS} m_i\, a_{z,i}}. \tag{1.31}$$

Questo indice, mostrato nell'equazione 1.31, verrà successivamente implementato su Matlab, e attraverso i dati estratti dal software IPG CarMaker verrà confrontato con gli altri due per comprendere quale di questi sia in grado di prevedere meglio se il veicolo è soggetto a rischio di ribaltamento.

Capitolo 2

Sviluppo della simulazione virtuale

2.1 Manovre adottate

Per evidenziare il rischio di rollover untripped si è scelto di prendere in considerazione cinque manovre diverse, ognuna in grado di sollecitare la dinamica laterale del veicolo in modo peculiare e, se condotte a velocità sostenute, anche di comportare il ribaltamento. Tutte queste manovre sono state implementate attraverso l'utilizzo del software IPG CarMaker, nella galleria del quale erano già strutturate così come sono state utilizzate in questo documento per sottolineare il comportamento dinamico dei modelli virtuali e per sollecitare il ribaltamento degli stessi. Una caratteristica fondamentale per la scelta di tali manovre è l'attuabilità in open loop di gran parte di loro nel caso dovessero essere replicate in una prova sperimentale in pista. Per open loop si intende il poterle replicare programmando uno steering robot che segua una sequenza di input stabiliti a priori piuttosto che un percorso preciso come nelle manovre a circuito chiuso. Questo particolare è di fondamentale importanza perchè garantisce la ripetibilità di ogni test effettuato sia tramite simulazione virtuale che tramite prove sperimentali in pista e su diverse configurazioni o modelli di veicolo. Inoltre, permette un'analisi della vera risposta dinamica del veicolo perché esclude la risposta del driver che percorre la manovra, evitando, quindi, variazioni da test a test o da veicolo a veicolo. Le manovre scelte per garantire un'oggettiva valutazione degli indici implementati per il riconoscimento del rollover untripped sono:

- Cambio di corsia di marcia o Double lane change: è una manovra molto semplice che prevede un doppio e repentino cambio di corsia di un veicolo che viaggia a velocità costante. Questa manovra vuole simulare ciò che avviene in numerosi casi di ribaltamento untripped dove un sorpasso ad alta velocità

effettuato con una guida aggressiva può portare a questo pericoloso evento. Tale manovra viene condotta così come presentata all'interno del software IPG CarMaker, dove il cambio di corsia avviene al termine di un rettilineo di 700 metri e all'interno di uno spazio longitudinale di 30 metri segnalato da un corridoio di coni stradali, superato il quale viene effettuato un ulteriore cambio di corsia, questa volta in uno spazio longitudinale di 25 metri. Si tratta di una manovra ad anello chiuso, in quanto il driver è forzato a seguire una traiettoria imposta dai corridoi di coni stradali. Tale manovra viene condotta a due diverse velocità per osservare come varia la rispondenza degli indici di ribaltamento. Le due velocità adottate sono 90 km/h e 120 km/h. Nella figura 2.1 è possibile osservare l'input angolare attribuito al volante per attuarle.

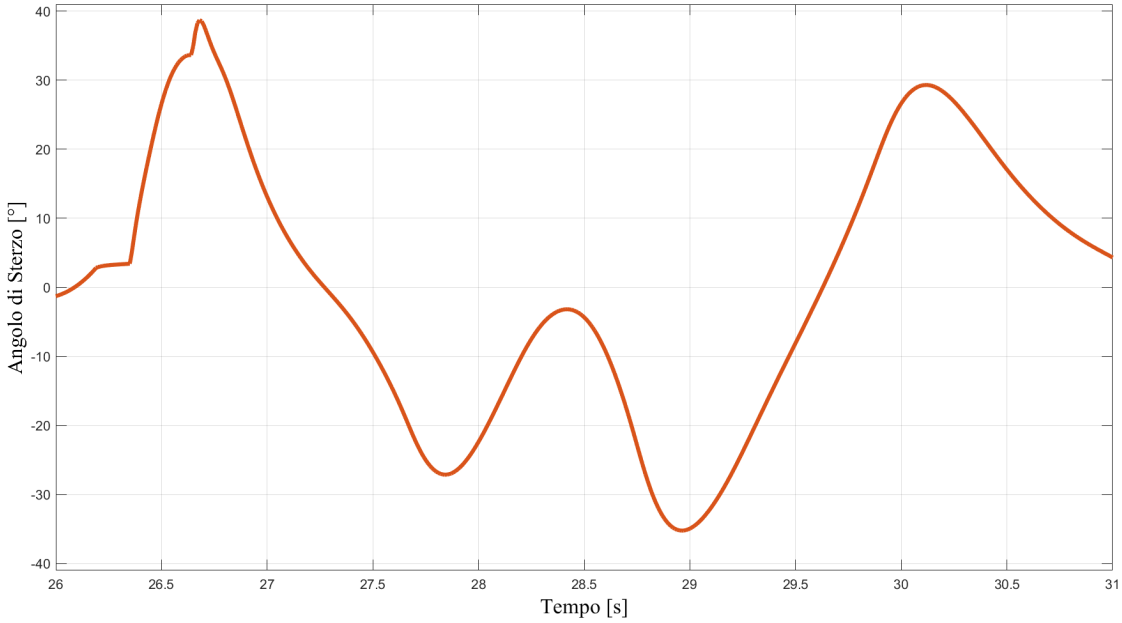

Figura 2.1: Angolo di sterzo durante la manovra di Double Lane Change

- Colpo di sterzo o Step steer: come già detto nell'analisi della letteratura, questa manovra è stata scelta dalla NHTSA per misurare la resistenza al ribaltamento di un veicolo data la sua semplicità e le informazioni che fornisce sia in transistorio che in stazionario. In sostanza, questa manovra consiste in un colpo di sterzo infinitamente rapido, che, tenendo conto delle limitazioni proprie degli attuatori utilizzati comunemente nei test sperimentali, viene considerato della durata di un secondo. La velocità con cui il colpo di sterzo viene attuato ha un limite piuttosto elevato che è noto essere intorno ai

$500\,°/s$.

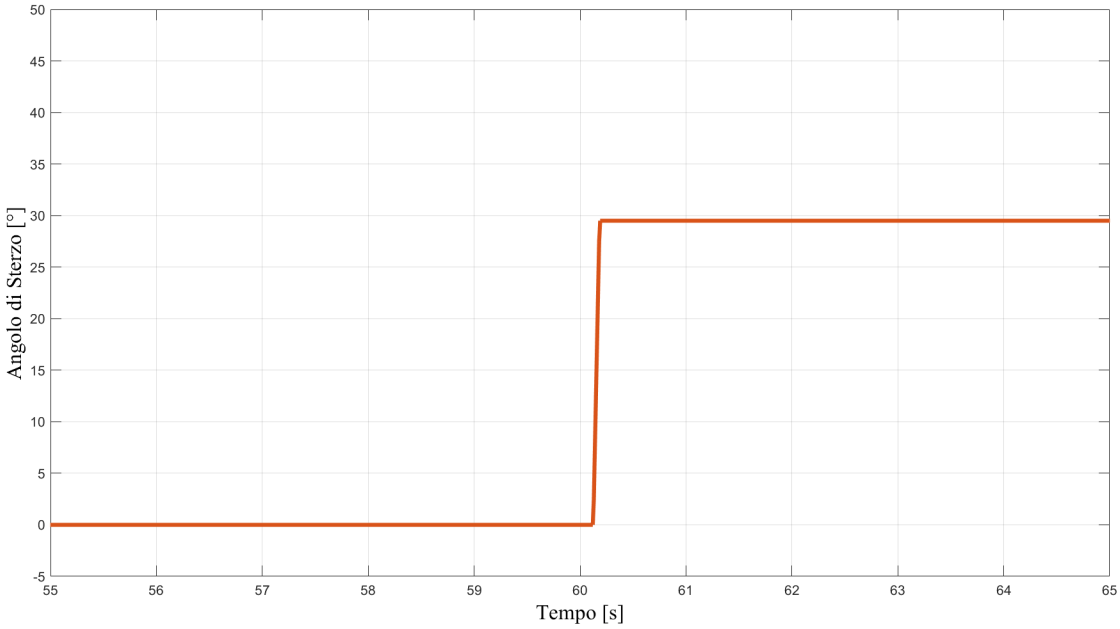

Figura 2.2: Angolo di sterzo durante la manovra di Step Steer

Anche in questo caso si è fatto uso della manovra già implementata sul software IPG CarMaker, il cui valore di angolo di sterzo finale è stato scelto in base all'accelerazione laterale che interesserebbe un veicolo reale nel corso della manovra, quasta infatti non deve essere troppo bassa per non essere sporcata dal rumore della strumentazione e dai disturbi esterni, ma nemmeno troppo alta per garantire la validità dell'assunzione di linearità dei componenti delle sospensioni. Per questo motivo, come mostrato in figura 2.2, si è adottato un valore di angolo di sterzo finale di 30° che mantiene l'accelerazione laterale massima intorno ai $4\,m/s^2$ ossia al di sotto di $0.5\,g$. Tale valore di angolo di sterzo viene mantenuto costante abbastanza a lungo per depurare la misura dai transitori dei componenti.
Per osservare la risposta degli indici di ribaltamento a diverse velocità questa manovra è stata simulata in due condizioni di velocità costante: a 80 km/h, ossia la velocità normalmente mantenuta su strade extraurbane e a 120 km/h, velocità normalmente mantenuta sulle autostrade.

- Chiocciola o Ramp steer: è una manovra condotta aumentando linearmente e lentamente l'angolo di sterzo fino ad un valore finale. Questa manovra permette di apprezzare il comportamento in stazionario del veicolo mentre

si muove in curva e viene utilizzata normalmente per stabilire la massima accelerazione laterale sopportata da un veicolo. Come angolo di sterzo finale raggiunto a partire da una velocità di 80 km/h è stato scelto un angolo di 120°.

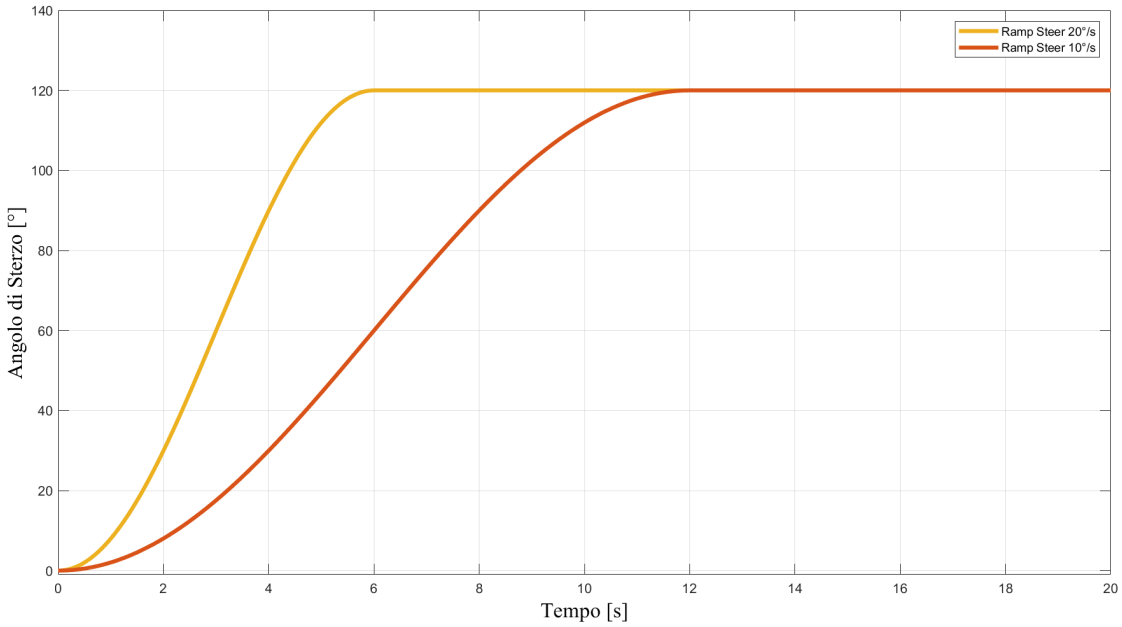

Figura 2.3: Angoli di sterzo durante la manovra di Ramp Steer

Un parametro cruciale per il Ramp Steer è la velocità a cui varia l'angolo di sterzo. Una velocità piuttosto bassa approssima molto bene una curva percorsa in condizioni quasi-stazionarie, ma richiede test molto lunghi e un'importante quantità di spazio per essere condotta in sicurezza. Per garantire una ripetibilità di tale manovra anche sperimentalmente si è scelto di adottare come velocità di variazione dell'angolo di sterzo $10\,°/s$ e $20\,°/s$ come è possibile apprezzare in figura 2.3. Agendo sulla velocità di variazione dell'angolo volante si può studiare anche il comportamento in transitorio, ottenendo informazioni utili a valutare l'aderenza degli indici al variare delle condizioni.

- Oscillazione sinusoidale dello sterzo o Sweep steering: si tratta di una manovra in cui allo sterzo viene imposto un input sinusoidale ad ampiezza crescente e frequenza costante così come suggerito dalla manovra anti-rollover già implementata sul software IPG CarMaker. L'obiettivo dello Sweep Steer è quello di determinare la risposta del modello in regime di moto transitorio in modo da valutare la risposta degli indici in quest'ultima condizione. Per tale ragione la manovra viene condotta a due velocità: 80 km/h e 120 km/h.

Questa è una manovra che può essere guidata sia in anello chiuso, imponendo al driver un'accelerazione laterale massima che in anello aperto impostando la frequenza e l'ampiezza dell'input sinusoidale.

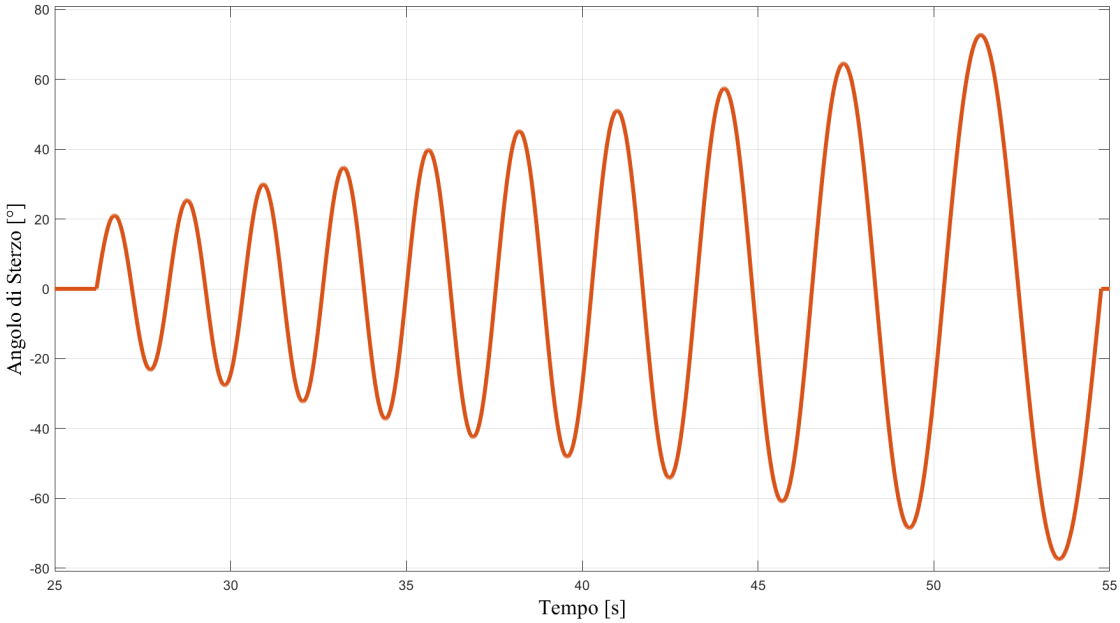

Figura 2.4: Angolo di sterzo durante la manovra di Sweep Steer

In figura 2.4 è possibile osservare l'input sinusoidale attribuito alla manovra di Sweep Steer.

- Manovra Fishhook: chiamata così per la traiettoria disegnata dal veicolo che la percorre, simile ad un amo da pesca. Tale manovra sollecita la dinamica laterale del veicolo sfruttando l'inclinazione dell'angolo volante prima in un verso e poi nel verso opposto. Tale manovra viene condotta a 55 km/h e a 65 km/h. Come si vede in figura 2.5 non è stato possibile effettuare la simulazione a velocità superiori di queste perchè il modello virtuale andava in contro a ribaltamento.

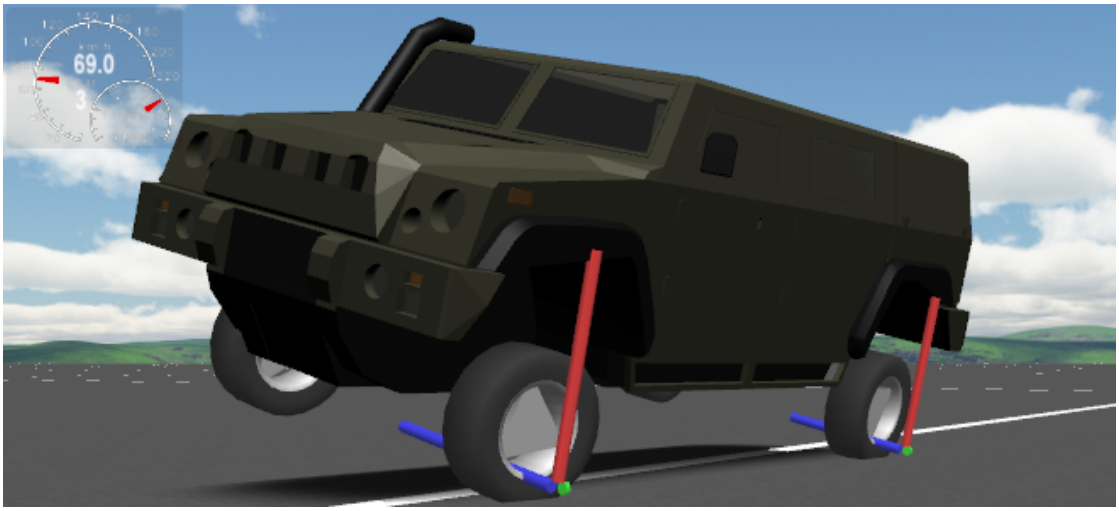

Figura 2.5: Ribaltamento del modello virtuale durante una manovra Fishhook condotta a 70 km/h

Subito prima di operare la vera e propria manovra di Fishhook viene svolta una manovra di Step Steer per individuare l'angolo di sterzo al quale il veicolo raggiunge un accelerazione laterale pari a 0.3 g e poterlo utilizzare nella successiva manovra. Nella figura 2.6 si riporta l'andamento dell'angolo volante della manovra di Fishook che sarà il medesimo per entrambe le simulazioni.

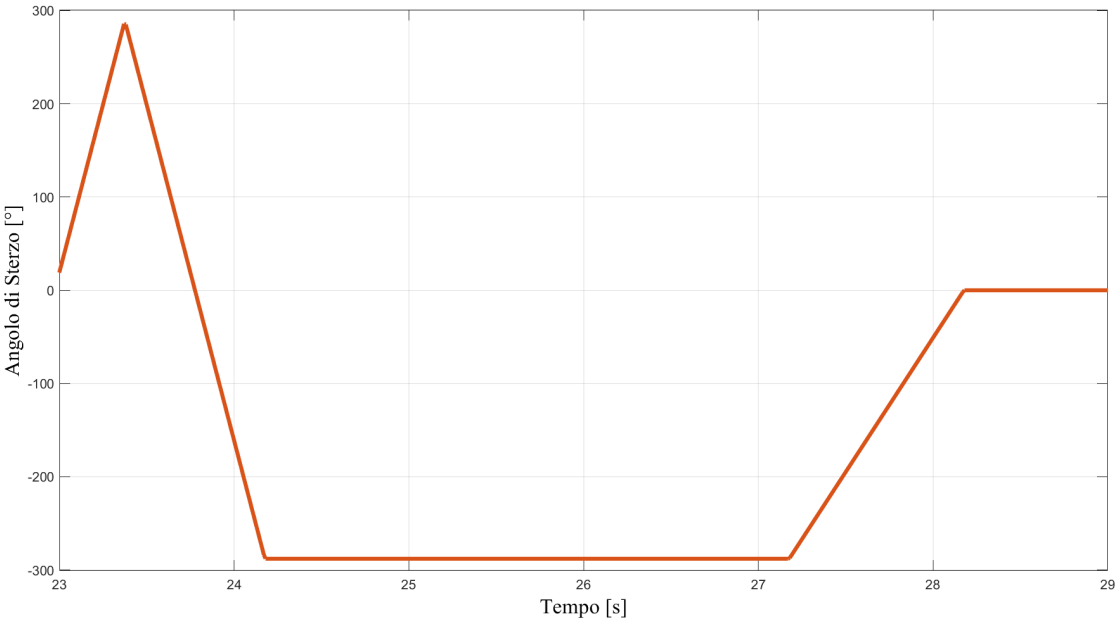

Figura 2.6: Angolo di sterzo durante la manovra di Fishhook

Osservando il grafico è possibile notare che il volante viene ruotato fino al raggiungimento del massimo, posto a 270 °. Dopodiché, questo viene ruotato in senso opposto per raggiungere il minimo che viene mantenuto per qualche secondo prima della fine della prova. L'andamento dell'accelerazione laterale riportato in figura 2.7 dimostra come il picco di quest'ultima venga raggiunto dopo la variazione di segno ed è proprio in tale punto, tra 24 e 25 secondi, che vi è il maggior rischio di ribaltamento. Questa ipotesi potrà essere confermata nel capitolo 3 osservando il grafico dell'indice LTR.

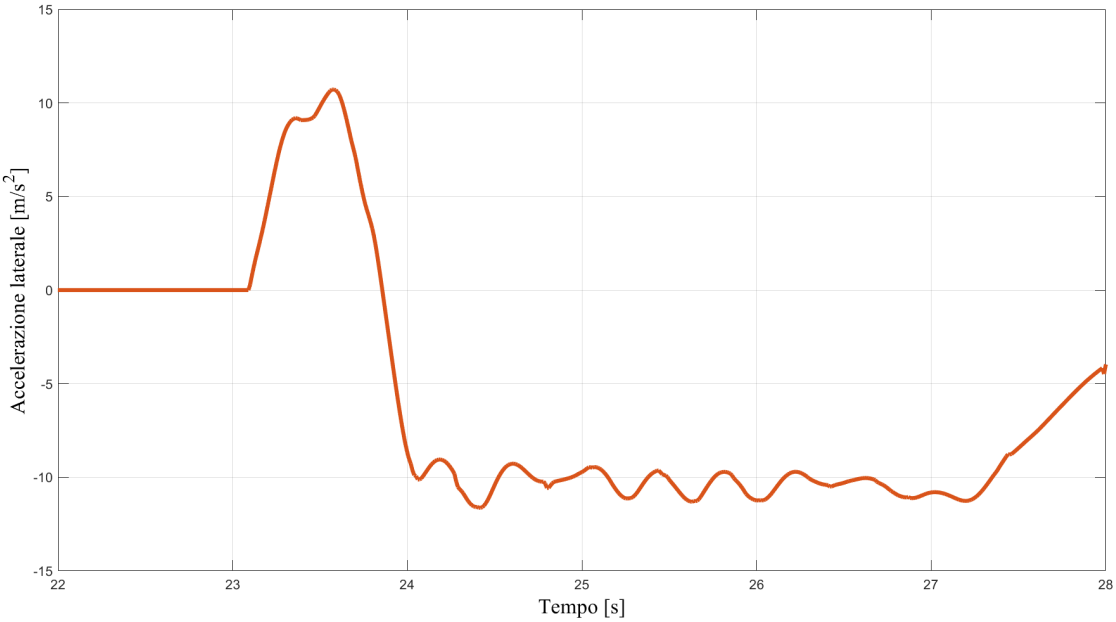

Figura 2.7: Accelerazione laterale durante la manovra di Fishhook

Per sollecitare il rollover tripped si è scelto di utilizzare una manovra con piano stradale a dossi spostati in modo asimmetrico o, in inglese, Unsymmetrical Shifted Bumps, appositamente studiata e costruita per simulare le caratteristiche del terreno fuori strada. Tale manovra viene condotta su strada rettilinea per evitare che le forze laterali agenti sugli pneumatici assumano dimensioni tali da non poter più essere trascurate come si è visto al capitolo 1. Inoltre, si compone di due diverse serie di quattro dossi disposti in modo asimmetrico come mostrato in figura 2.8.

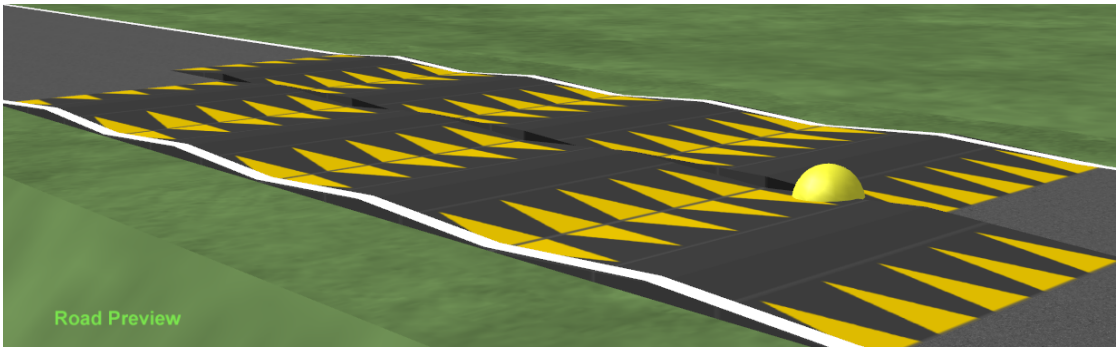

Figura 2.8: Dossi asimmetrici utilizzati per la manovra di valutazione del rollover tripped

L'altezza di ciascun dosso è di 10 cm in modo da simulare il profilo altimetrico di un percorso fuoristrada abbastanza sconnesso. La distanza tra il massimo di un dosso e il successivo corrisponde alla distanza tra assale anteriore e assale posteriore del modello implementato su CarMaker, ovvero 3.2 m. Questo viene fatto per rendere la percorrenza simmetrica per ciascuno degli pneumatici che si trovano sullo stesso lato (incontreranno i massimi e minimi tra un dosso e l'altro contemporaneamente) e asimmetrica per gli pneumatici di uno stesso assale. In questo modo i due assali si inclinano di uno stesso angolo prima positivo e successivamente negativo permettendo al modello virtuale del veicolo di non incorrere in fenomeni di risonanza che comporterebbero risultati errati. Tale manovra viene percorsa a 10 km/h, 15 km/h e 20 km/h per osservare meglio come gli indici implementati riescano a riconoscere il rischio di ribaltamento tripped del veicolo che, nonostante sia meno comune e meno attenzionato di quello untripped, provoca un elevatissimo numero di vittime.
Per fare il punto di tutte le prove effettuate in ciascuna manovra viene riportata la tabella 2.1 riepilogativa.

Double Lane Change	
Prova	Velocità
1	90 km/h
2	120 km/h
Step Steer	
Prova	Velocità
1	80 km/h
2	120 km/h

Ramp Steer	
Prova	Velocità di ramp
1	10 °/s
2	20 °/s
Sweep Steer	
Prova	Velocità
1	80 km/h
2	120 km/h
Fishhook	
Prova	Velocità
1	55 km/h
2	65 km/h
Unsymmetrical shifted bumps	
Prova	Velocità
1	10 km/h
2	15 km/h
3	20 km/h

Tabella 2.1: Riepilogo delle manovre analizzate e dei parametri modificati tra un test e l'altro

Una volta illustrate le manovre a cui sarà sottoposto il modello virtuale per la validazione degli indici di ribaltamento implementati, si passa alla descrizione modellistico-numerica di quest'ultimo.

2.2 Modello virtuale

Figura 2.9: Veste grafica del modello virtuale di VTLM Lince fornito dal Centro Polifunzionale di Sperimentazione dell'Esercito

La modellazione virtuale oggi è una tappa fondamentale del processo di progettazione di un veicolo, essa permette di risparmiare tempo e soldi in prove sperimentali garantendo, allo stesso tempo, un'alta affidabilità. Essa viene svolta attraverso un processo efficiente che integra sulla stessa piattaforma diversi standard e interfacce per tenere contemporaneamente in considerazione tutti i sistemi, in modo da ottenere una riutizzabilità praticamente infinita.
Per la modellazione del veicolo sul quale implementare gli indici preventivi del ribaltamento si è fatto uso del software IPG CarMaker che offre la possibilità di parametrizzare tutti i componenenti dello stesso e di modificarli a seconda della complessità del modello analitico sul quale si fondano. Il Comando Tecnico dell'Esercito ha concesso al Centro Polifunzionale di Sperimentazione dell'Esercito di fornire, per gli scopi espressi in questa tesi, il modello virtuale completo del Veicolo

Tattico Leggero Multiruolo Lince, uno dei veicoli tattici maggiormente diffusi tra le forze armate italiane e acquistato anche da numerose forze armate estere per la sua modularità e affidabilità in teatro operativo. Tale concessione ha permesso al presente documento di mantenere l'intento di indagine duale del ribaltamento tanto nell'ambito civile quanto in quello militare e ha ulteriormente dimostrato lo stretto rapporto di collaborazione che lega il Politecnico di Torino alla Forza Armata e, in particolar modo, alla ricerca e sperimentazione effettuate al Centro Polifunzionale di Sperimentazione dell'Esercito con sede a Montelibretti (RM).
Vista la complessità del modello virtuale fornito e la presenza di informazioni di carattere industriale proprie del mezzo militare e non facilmente divulgabili, si è preferito prendere spunto da questo per la modellazione di un veicolo più piccolo e semplificato e utilizzarne la veste grafica, già mostrata nelle figure 2.5 e 2.9 acquisite dal software IPG CarMaker.
Come struttura di base si è scelto il modello Mercedes Benz Vito Rollover, fornito e suggerito da IPG CarMaker per lo studio delle manovre anti-ribaltamento. Questo è stato semplificato ulteriormente nei componenti delle sospensioni in modo tale da renderlo rispondente alle equazioni ottenute al Capitolo 1. In particolar modo, sono state linearizzate le rigidezze e gli smorzamenti anteriori e posteriori ed è stato modificato l'installation ratio (IR) delle sospensioni che, reso unitario, fa sì che le stesse siano collocate in corrispondenza dell'asse di simmetria verticale di ciascun pneumatico. Questo permette di semplificare notevolmente i calcoli effettuati perchè rende la rigidezza e lo smorzamento della molla e dello smorzatore identici rispettivamente a quelli della sospensione complessiva.

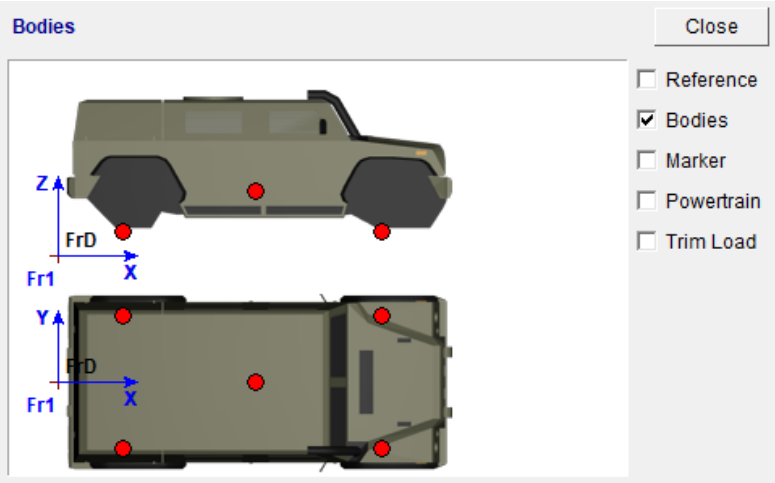

Figura 2.10: Posizione dei diversi corpi che costituiscono il modello virtuale

In figura 2.10 sono mostrati con dei pallini rossi i centri di gravità della massa sospesa e delle quattro masse non sospese ed in questi saranno applicate tutte

le forze e le coppie che regolano il comportamento dinamico del veicolo. Inoltre, si vede la posizione dei sistemi di riferimento Fr1 ed FrD del software che sono solidali al veicolo, quindi traslano, ruotano e rollano con questo e corrispondono al sistema di riferimento già utilizzato nella modellazione analitica, indicato con le lettere t ed n, in quanto, trattandosi di un modello a corpi rigidi, non esistono movimenti tra i punti che lo formano.

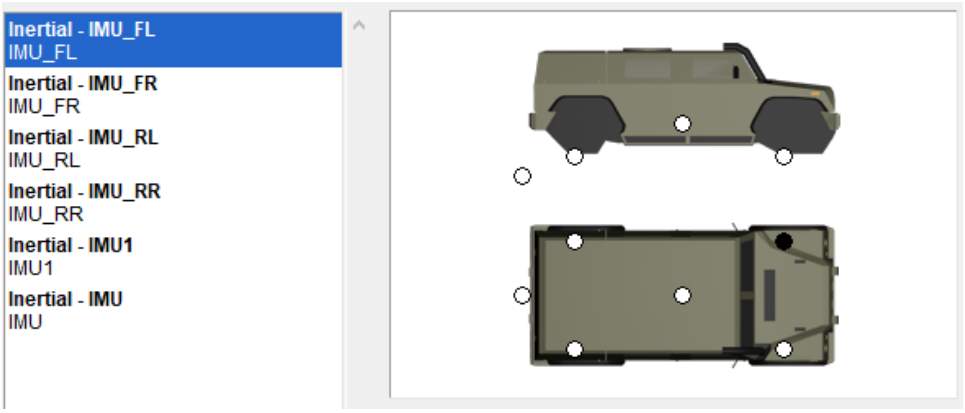

Figura 2.11: Posizione dei sensori montati sul modello virtuale

In figura 2.11 sono mostrete le posizioni dei diversi sensori inerziali utilizzati per raccogliere i dati relativi a posizioni, velocità e accelerazioni dei centri di massa del modello. In questo modo sarà possibile ottenere informazioni istante per istante circa il loro movimento durante le manovre anti-rollover. Va notato che la tipologia di sensori e la loro posizione sono facilmente riproducibili anche nel corso di un test sul veicolo reale, permettendo di confrontare i risultati ottenuti virtualmente e sperimentalmente.
Una volta descritto il modello e come è strutturato si può passare ad elencare i valori che lo caratterizzano e che ne permettono lo studio. Di seguito in tabella 2.2 sono riportati i valori geometrici del modello con il relativo simbolo utilizzato per la scrittura delle equazioni nello script di Matlab.

Dati geometrici		
Massa totale	**mt**	1034.58 kg
Mossa sospesa	**ms**	765.42 kg
Massa non sospesa frontale destra	**mns_FR**	55.90 kg
Massa non sospesa frontale sinistra	**mns_FL**	55.90 kg
Massa non sospesa posteriore destra	**mns_RR**	78.68 kg
Massa non sospesa posteriore sinistra	**mns_RL**	78.68 kg
Massa non sospesa	**msn**	269.16 kg
Accelerazione di gravità	**g**	9.81 m/s^2
Passo del veicolo	**L**	3.2 m
Semi-passo anteriore	**a**	1.635 m
Semi-passo posteriore	**b**	1.565 m
Carreggiata anteriore	**T_F**	1.64 m
Carreggiata posteriore	**T_R**	1.64 m
Altezza del baricentro della massa sospesa	**H_CG**	0.80 m

Tabella 2.2: Dati geometrici del modello virtuale implementato su IPG CarMaker

Le masse sono utilizzate per calcolare le forze agenti sul modello, il passo e i semipassi sono utilizzati per il calcolo della posizione del centro di rollio collocato sul piano baricentrico a partire dalle altezze dei centri di rollio di ciascun assale e la carreggiata viene utilizzata per calcolare i momenti. Il momento d'inerzia della massa sospesa, l'unica a possedere un grado di libertà a rollio, non viene riportato in quanto, come si è visto nel capitolo 1 non rientra nella formulazione finale degli indici LTR individuati.
Di seguito si riporta la tabella 2.3 in cui vengono elencati i dati relativi ai componenti elastici e smorzanti del modello.

Dati componenti elastici e smorzanti		
Installation Ratio	**IR**	1
Rigidezza molla anteriore	**k_spring_F**	65000 N/m
Rigidezza barra anti-rollio anteriore	**k_ar_F**	21004 N/m
Rigidezza molla posteriore	**k_spring_R**	70000 N/m
Rigidezza barra anti-rollio posteriore	**k_ar_R**	11727 N/m
Smorzamento damper anteriore	**c_damp_F**	1156.4 Ns/m
Smorzamento damper posteriore	**c_damp_R**	1601.5 Ns/m

Tabella 2.3: Dati dei componenti elastici e smorzanti del modello virtuale implementato su IPG CarMaker

Tali valori sono utilizzati per il calcolo delle resistenze e degli smorzamenti complessivi della sospensione sia lineare, come quella del modello a 11 gradi di libertà, sia a rollio come quella dei due modelli a 3 gradi di libertà. Le formule, ricavate dal corso di Meccanica del Veicolo, sono riportate di seguito. Si inizia con il riportare le equazioni che permettono di ricavare le rigidezze a rollio utilizzate nei modelli a tre gradi di libertà.
In figura 2.12 sono riportati diversi parametri che si ritrovano nelle equazioni, ciascuno dei quali torna utile nel modello di sospensione ottenuto:

- i parametri in arancione sono la rigidezza della barra anti rollio anteriore (k_{ar_F}) e la rigidezza e lo smorzamento della sospensione anteriore (k_{spring_F} e c_{damp_F}) riconducibili a quelli realmente presenti nel veicolo e i cui valori sono elencati in tabella 2.3;

- i parametri in azzurro sono le rigidezze e gli smorzamenti fittizzi anteriori ($k_{suspension_F}$ e c_F) adoperati per semplificare il modello e per poter rivacare quelli a rollio;

- i parametri in rosso sono la rigidezza e lo smorzamento a rollio delle sospensioni anteriori ($K_{spring_roll_F}$ e C_{roll_F}) e della barra anti rollio anteriore ($K_{ar_roll_F}$);

- i parametri geometrici in verde sono atti a definire l'Installation Ration.

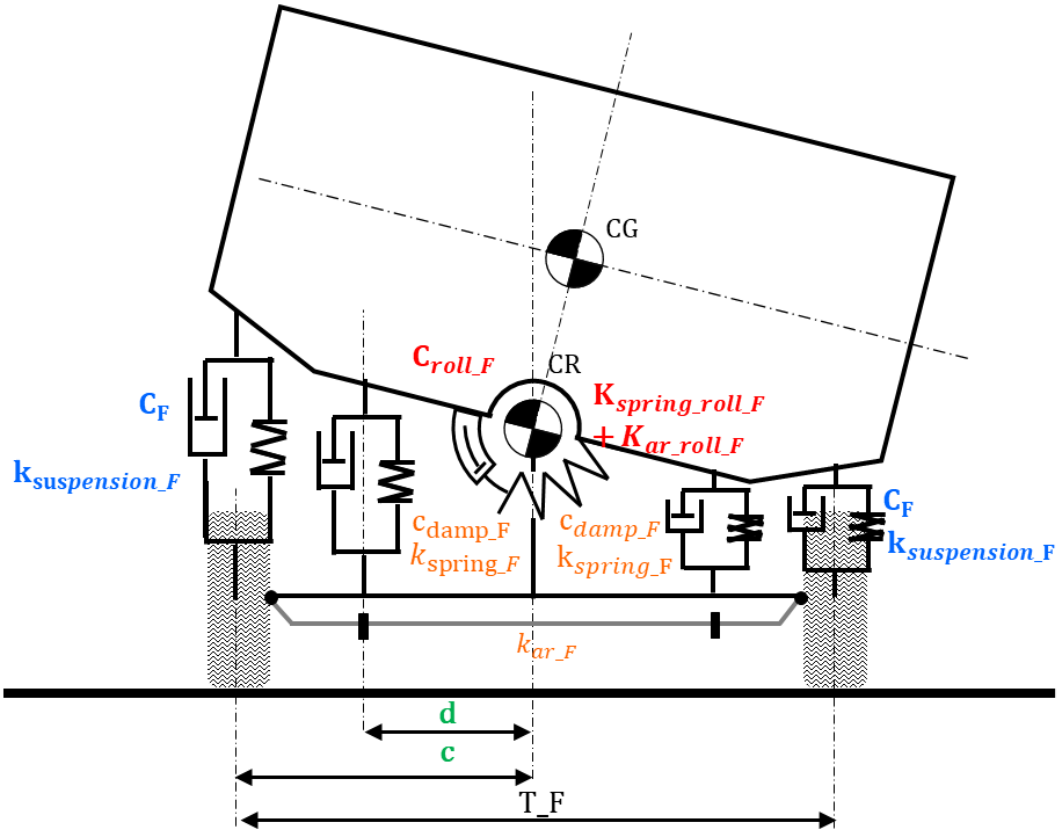

Figura 2.12: Schema per comprendere il calcolo dei parametri delle sospensioni anteriori

La rigidezza lineare delle due sospensioni anteriori deve poter essere considerata coincidente con l'asse di simmetria della ruota per poterne ricavare il contributo a rollio. Per fare ciò interviene la grandezza dell'Installation Ratio che non è altro che un fattore di scala utilizzato per ottenere i valori dei parametri delle sospensioni così come se queste fossero collocate in prossimità dell'asse di simmmetria delle ruote. Nell'equazione 2.1 ne viene indicata la formula.

$$IR = \frac{d}{c} \tag{2.1}$$

Tale formula però non viene utilizzata in questa analisi perchè, per semplicità, si assume un valore di Installation Ratio pari a uno, come riportato in tabella 2.3. Una volta calcolato o assunto un valore di IR si può procedere ad ottenere le rigidezze e gli smorzamenti che la sospensione avrebbe se fosse posizionata sull'asse

di simmetria verticale della ruota, come mostrato in figura 2.12.

$$\begin{cases} k_suspension_F = k_spring_F \cdot IR^2 \\ \\ c_F = c_damp_F \cdot IR^2 \end{cases} \tag{2.2}$$

Per il calcolo della rigidezza e dello smorzamento a rollio bisogna prendere in considerazione anche il valore della rigidezza della barra anti rollio anteriore, come riportato nelle equazioni 2.3.

$$\begin{cases} K_spring_roll_F = k_suspension_F \frac{T_F^2}{2} \\ \\ C_roll_F = c_F \frac{T_F^2}{2} \\ \\ K_ar_roll_F = k_ar_F \frac{T_F^2}{2} \end{cases} \tag{2.3}$$

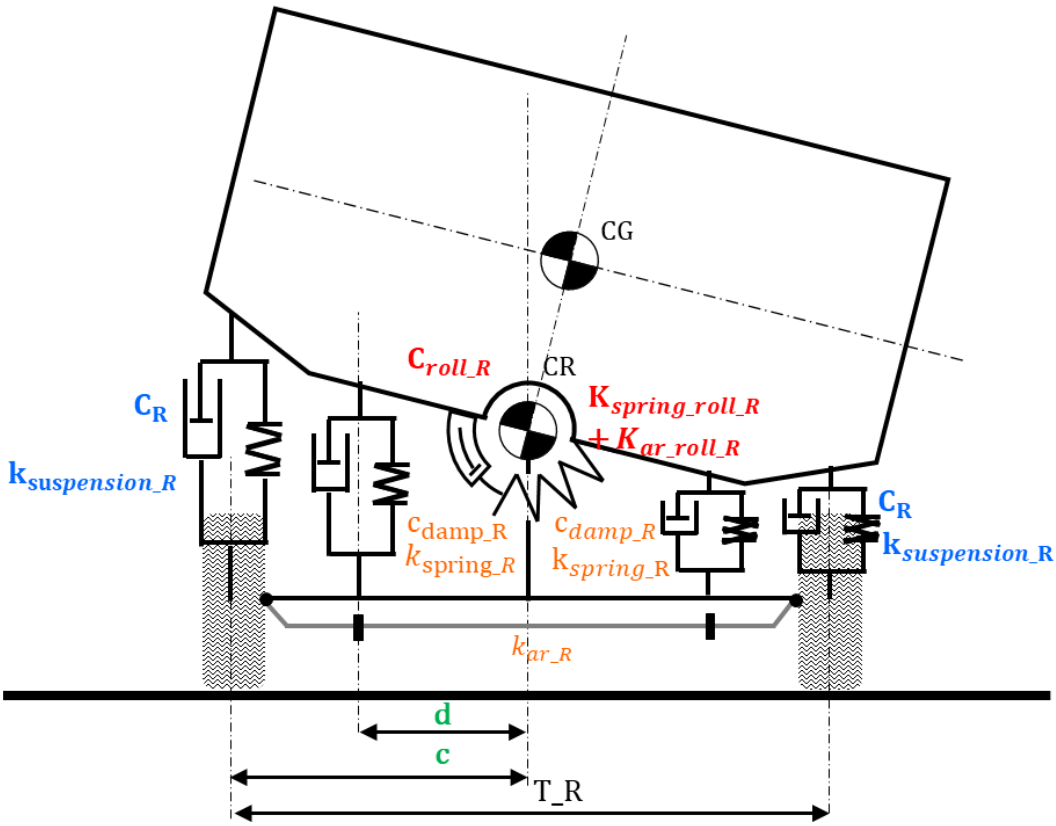

Figura 2.13: Schema per comprendere il calcolo dei parametri delle sospensioni posteriori

Si può ripetere ora il medesimo procedimento per quanto riguarda l'assale posteriore in figura 2.13, quindi, analogamente, si calcolano, a partire dai valori in tabella 2.3, i parametri delle sospensioni come se queste fossero centrate sugli assi verticali di simmetria delle ruote posteriori.

$$\begin{cases} k_suspension_R = k_spring_R \cdot IR^2 \\ \\ c_R = c_damp_R \cdot IR^2 \end{cases} \tag{2.4}$$

Dopo di che si calcolano anche per le sospensioni posteriori le rigidezze e gli smorzamenti a rollio come mostrato nelle equazioni 2.5.

$$\begin{cases} K_spring_roll_R = k_suspension_R \frac{T_R^2}{2} \\ \\ C_roll_R = c_R \frac{T_R^2}{2} \\ \\ K_ar_roll_R = k_ar_R \frac{T_R^2}{2} \end{cases} \tag{2.5}$$

Le rigidezze a rollio anteriori e posteriori delle sospensioni e delle due barre anti rollio vengono concentrate nelle rigidezze complessive dell'assale anteriore e di quello posteriore come riportato nelle equazioni 2.6.

$$\begin{cases} K_susp_F = K_spring_roll_F + K_ar_roll_F \\ \\ K_susp_R = K_spring_roll_R + K_ar_roll_R \end{cases} \tag{2.6}$$

Si può ora procedere con il calcolo della rigidezza e dello smorzamento a rollio complessivi espressi nelle 2.7, utilizzati nelle equazioni di equilibrio dei due modelli a tre gradi di libertà.

$$\begin{cases} K_spring_roll = K_susp_F + K_susp_R \\ \\ C_damp_roll = C_roll_F + C_roll_R \end{cases} \tag{2.7}$$

Per il calcolo dei parametri delle sospensioni del modello a undici gradi di libertà, invece, essendo queste lineari, non è necessario convertire i parametri in quelli a rollio, ma, come si evince dalla figura 2.14, è sufficiente sfruttare quelli già ottenuti dalla traslazione delle sospensioni sull'asse verticale di ciascuna ruota.

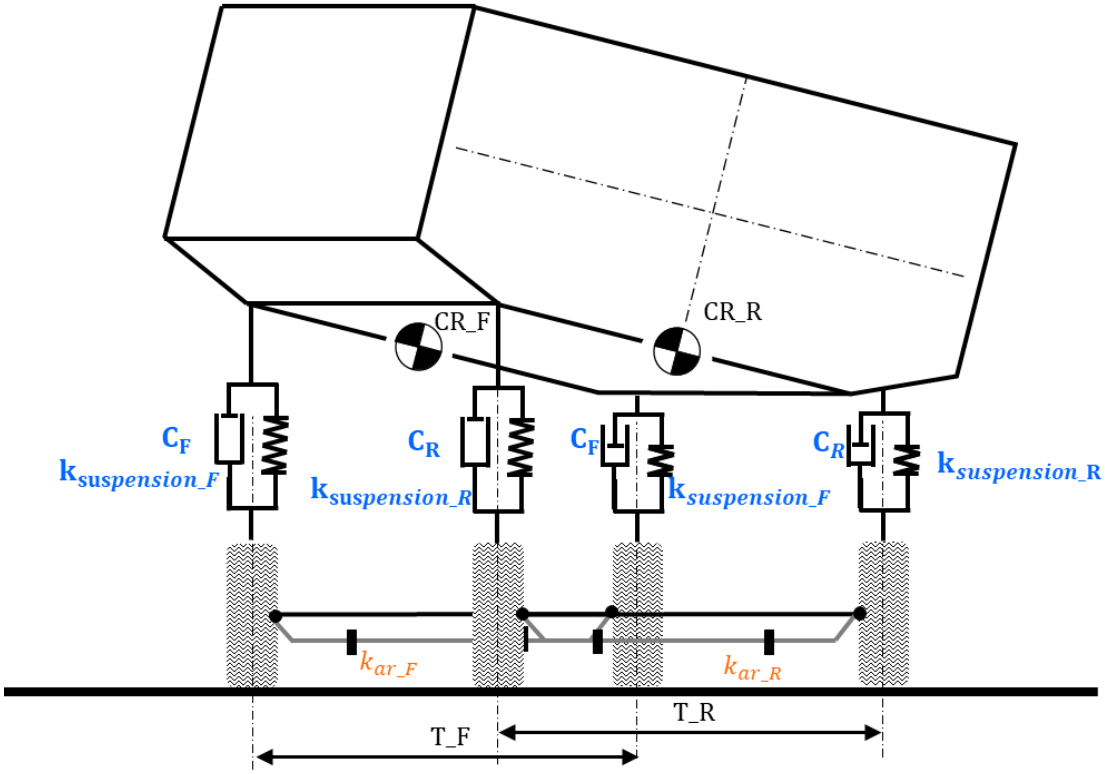

Figura 2.14: Schema per comprendere il calcolo dei parametri delle sospensioni nel modello a 11 gradi di libertà

In questo modo si ottiene che i valori delle rigidezze e degli smorzamenti per il modello a undici gradi di libertà sono quelli riportati nelle equazioni 2.8.

$$\begin{cases} k_F = k_suspension_F + k_ar_F \\ k_R = k_suspension_R + k_ar_R \\ c_F = c_damp_F \cdot IR^2 \\ c_R = c_damp_R \cdot IR^2 \end{cases} \tag{2.8}$$

Con il calcolo delle rigidezze e degli smorzamenti lineari e a rollio terminano anche le costanti che non variano istante per istante durante l'esecuzione delle manovre. Tutte le variabili legate alle posizioni, velocità, forze e accelerazioni devono, quindi, essere prese da CarMaker e, una volta riportate in Matlab, trasformate in vettori.

Per necessità di sintesi non si riporta l'elenco delle numerose variabili estratte dal software di simulazione virtuale grazie all'ausilio del Reference Manual [1] rilasciato dai produttori dello stesso, ma si riportano solamente le formule utilizzate per passare da queste variabili agli indici LTR dei tre diversi modelli studiati.

```
Car_FzL =Car_FzFL+Car_FzRL; % Vertical force on vehicle left side
Car_FzR =Car_FzFR+Car_FzRR; %Vertical force on vehicle right side
Car_Fz =Car_FzL+Car_FzR;  % Total vertical force
Car_LTR =(Car_FzR-Car_FzL)./Car_Fz;  % Load Transfer Ratio actual

Time_manouver = Time %creo il vettore temporale di ciascuna manovra
Steer_whlang =Steer_whlang_rad.*(180/pi);  %vettore dell'angolo di
    sterzo
Roll_manouver = Results.Car_Roll.data; %Angolo di rollio assoluto
RollVel_manouver = Results.Car_RollVel.data;  %Velocita' di rollio
RollAcc_manouver = Results.Car_RollAcc.data; %Accelerazione di
    rollio

HRC_F= (Results.Car_KinRollCenter_F_z.data; %centro di rollio sull'
    assale anteriore
HRC_R= (Results.Car_KinRollCenter_R_z.data; %centro di rollio sull'
    assale posteriore
HRC_CG = HRC_F*b/L+HRC_R*a/L; %calcolo il vettore del centro di
    rollio sul piano baricentrico
H_CG =Results.Car_tz.data; %importo il vettore dell'altezzze del
    baricentro nel tempo
H_roll_CG_manouver =(H_CG-HRC_CG)./cos(Roll_manouver); %vettore
    della distanza tra centro di rollio e baricentro della massa
    sospesa

delta_tz_F =tz_FL-tz_FR;   % traslazione verticale relativa tra i
    due pneumatici anteriori
delta_tz_R =tz_RL-tz_RR;  % traslazione verticale relativa tra i due
     pneumatici posteriori
Roll_manouver_ns_F =atan(delta_tz_F./T_F); % angolo di rollio della
    massa non sospesa sull'assale anteriore
Roll_manouver_ns_R =atan(delta_tz_R./T_R);   % angolo di rollio
    della massa non sospesa sull'assale posteriore
Roll_manouver_ns =(Roll_manouver_ns_F+Roll_manouver_ns_R)./2; %
    angolo di rollio della massa non sospesa
```

```
RollVel_manouver_ns=interp1(Time_new(1:end-1),
    RollVel_manouver_ns_raw, Time,'linear','extrap'); %velocita' di
    rollio della massa non sospesa, ottenuta derivando il vettore
    dell'angolo in funzione del tempo

LTR_3gdl=((2/T_F).*(C_damp_roll.*RollVel_manouver+K_spring_roll.*
    Roll_manouver+ms.*ay_IMU_manouver.*HRC_CG))./(mt.*g+ms.*
    az_IMU_manouver); %LTR relativo al modello a 3 gradi di liberta'

LTR_3gdl_off=((2/T_F).*(C_damp_roll.*RollVel_manouver+K_spring_roll
    .*Roll_manouver-C_damp_roll.*RollVel_manouver_ns-K_spring_roll.*
    Roll_manouver_ns+ms.*ay_IMU_manouver.*HRC_CG))./(mt.*g+ms.*
    az_IMU_manouver); %LTR relativo al modello a 3 gradi di liberta'
    off-road

G= (T_F/2).*(-mns_FR.*(az_FR_B+g)-mns_RR.*(az_RR_B+g)+mns_FL.*(
    az_FL_B+g)+mns_RL.*(az_RL_B+g));
L_u= -((Z_RL1).*(mns_RL.*ay_RL_B)+(Z_RR1).*(mns_RR.*ay_RR_B)+(Z_FL1)
    .*(mns_FL.*ay_FL_B)+(Z_FR1).*(mns_FR.*ay_FR_B));
Fr_Fl=k_R.*(Z_RR1-Z_RL1+T_F.*sin(Roll_manouver))+c_R.*(Zp_RR1-Zp_RL1
    +T_F.*RollVel_manouver.*cos(Roll_manouver))+k_F.*(Z_FR1-Z_FL1+T_F
    .*sin(Roll_manouver))+c_F.*(Zp_FR1-Zp_FL1+T_F.*RollVel_manouver.*
    cos(Roll_manouver));

Den=(mns_FL.*az_FL_B+mns_RL.*az_RL_B+mns_FR.*az_FR_B+mns_RR.*az_RR_B
    )+(ms.*az_IMU_manouver)+(mt.*g);
Num=(2/T_F).*((T_F/2).*Fr_Fl.*cos(Roll_manouver)+ms.*ay_IMU_manouver
    .*HRC_CG - G - L_u);
LTR_11gdl=(Num)./(Den); %LTR relativo al modello a 11 gradi di
    liberta'
```

Le formule finali implementate al termine dello script sono le medesime ricavate analiticamente nel capitolo 1 rispettivamente espresse nelle equazioni 1.6, 1.15 e 1.31. Mostrato il procedimento e la metodologia adottati, si può ora passare all'analisi dei risultati ottenuti.

Capitolo 3

Analisi dei risultati ottenuti

In questo capitolo si svolge un'analisi dei risultati ottenuti dalla simulazione virtuale effettuata con il software IPG CarMaker e successivamente elaborati con Matlab come visto al capitolo 2. Prima di passare al confronto degli indici LTR si reputa importante mostrare il contributo che ciascuno dei fattori presenti nelle equazioni degli indici 1.6, 1.15 e 1.31 ha sul valore finale in modo tale da fornire gli elementi per individuare quale forza e, quindi, quale corpo contribuisce maggiormente al ribaltamento untripped.

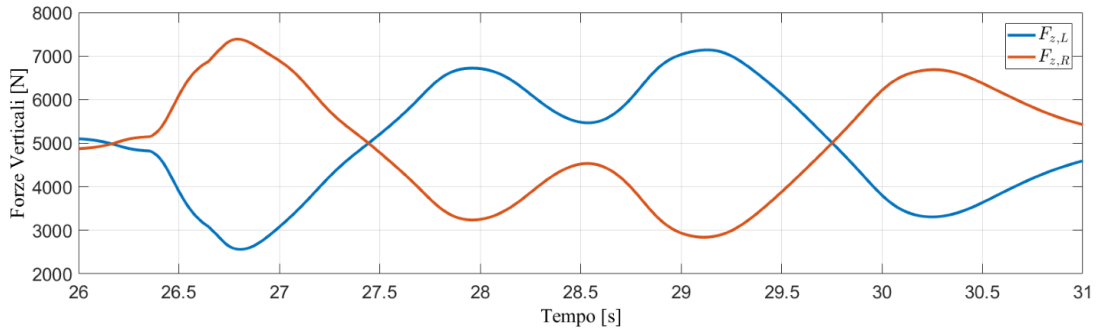

Figura 3.1: Forze verticali scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Double Lane Change

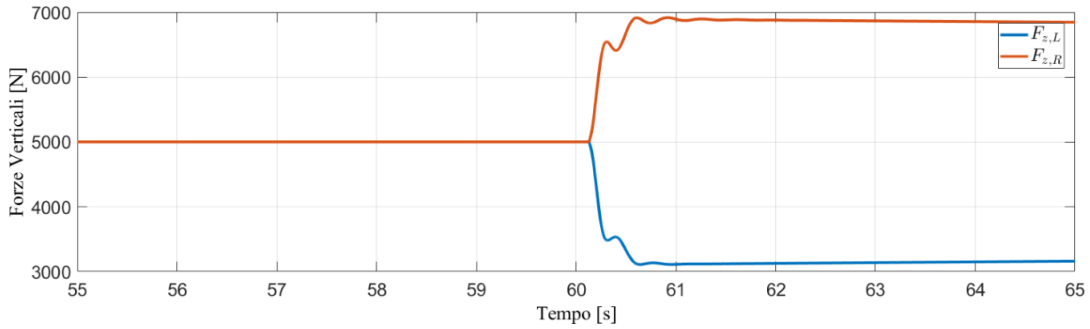

Figura 3.2: Forze verticali scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Step steer

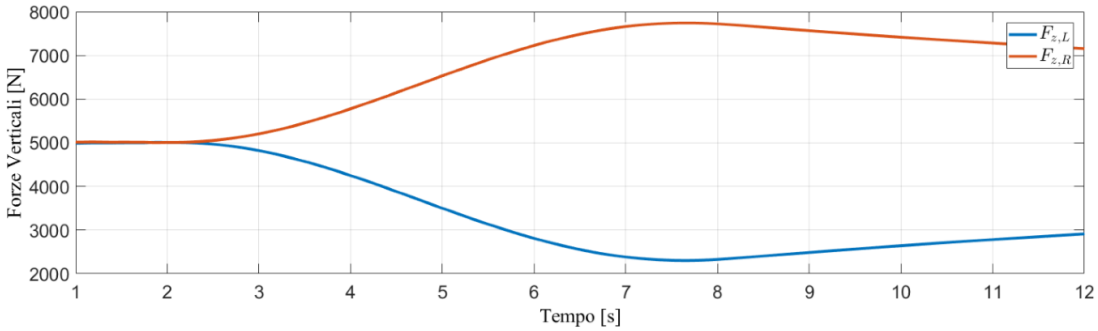

Figura 3.3: Forze verticali scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Ramp steer

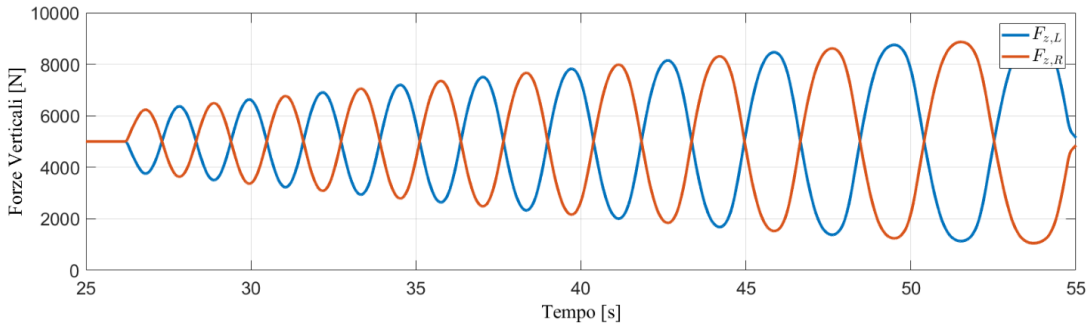

Figura 3.4: Forze verticali scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Sweep steer

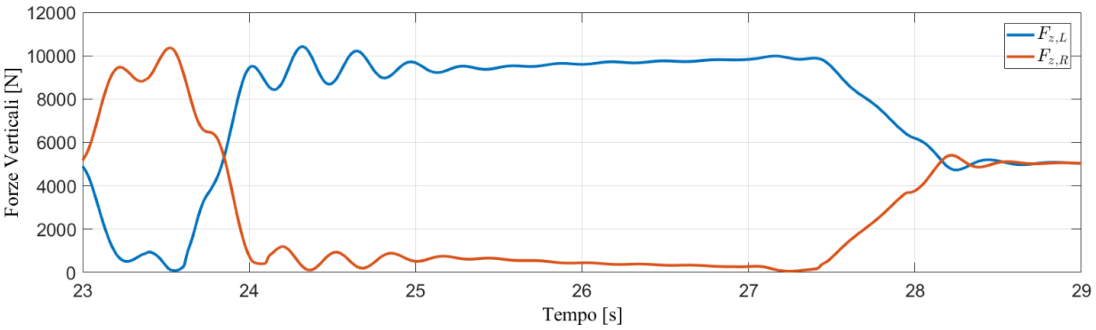

Figura 3.5: Forze verticali scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra Fishhook

Come si evince dall'osservazione delle figure 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 e 3.5 le forze verticali scambiate con il terreno dagli pneumatici sono, per un veicolo del peso di circa 1000 kg come quello utilizzato per condurre le simulazioni, dell'ordine delle migliaia di Newton e subiscono, quando si trovano in transitorio, l'effetto del trasferimento di carico laterale. Il trasferimento di carico dipende dalla posizione del baricentro e dalla sua altezza rispetto al suolo e al crescere di questa aumenta pericolosamente portando ad un maggior rischio di incorrere nel ribaltamento. Tramite queste forze ricavate dal software IPG CarMaker è possibile misurare l'indice LTR actual e poichè il ribaltamento si ha quando una delle risultanti verticali è uguale a zero, condizione di Lift-off, è possibile immaginare come tutte e cinque le manovre sollecitino di fatto la stabilità del veicolo.

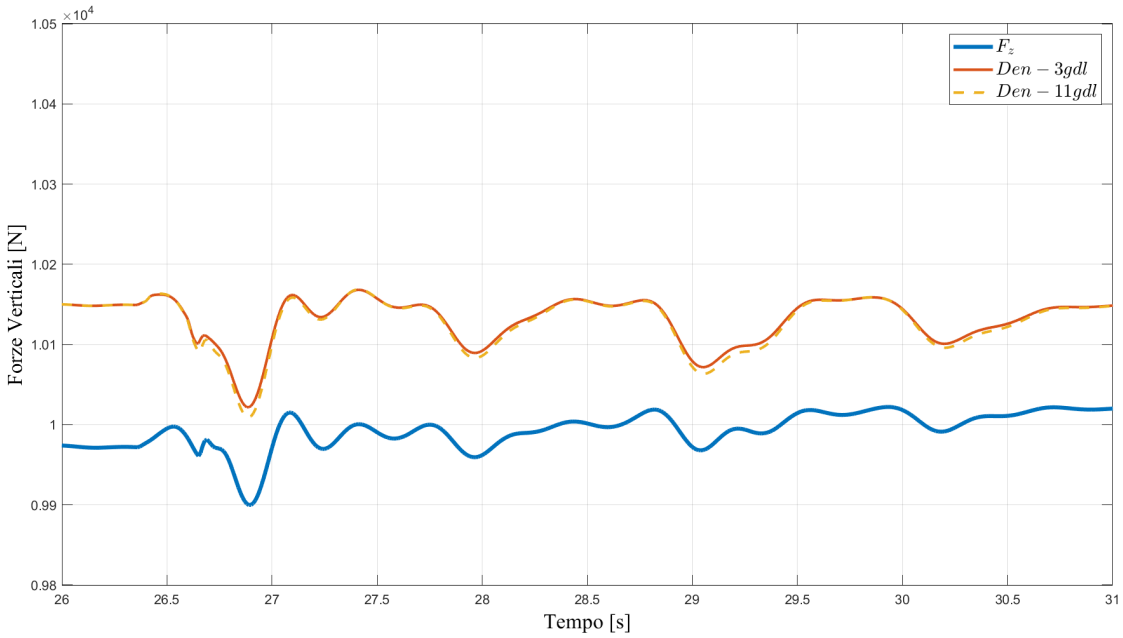

Figura 3.6: Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di double Lane change

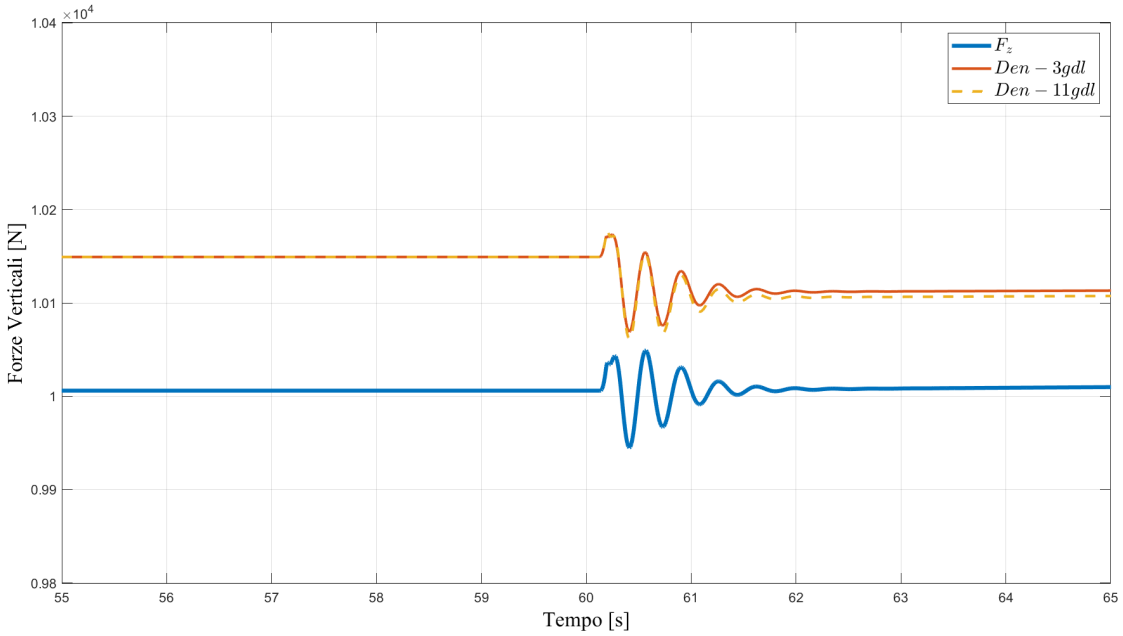

Figura 3.7: Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra del Step steer

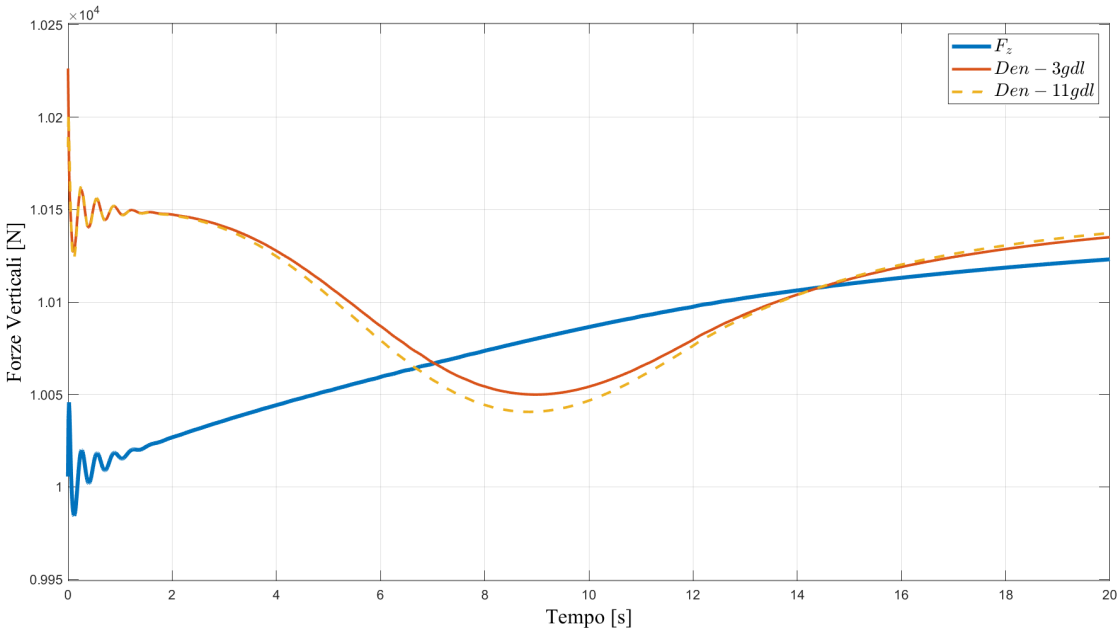

Figura 3.8: Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Ramp steer

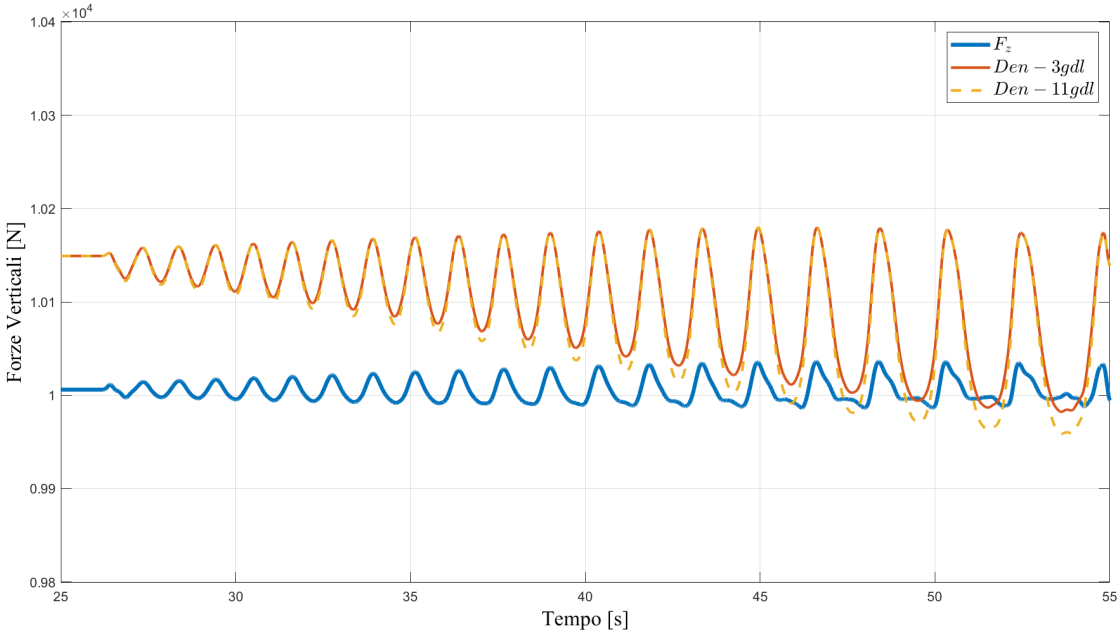

Figura 3.9: Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra di Sweep steer

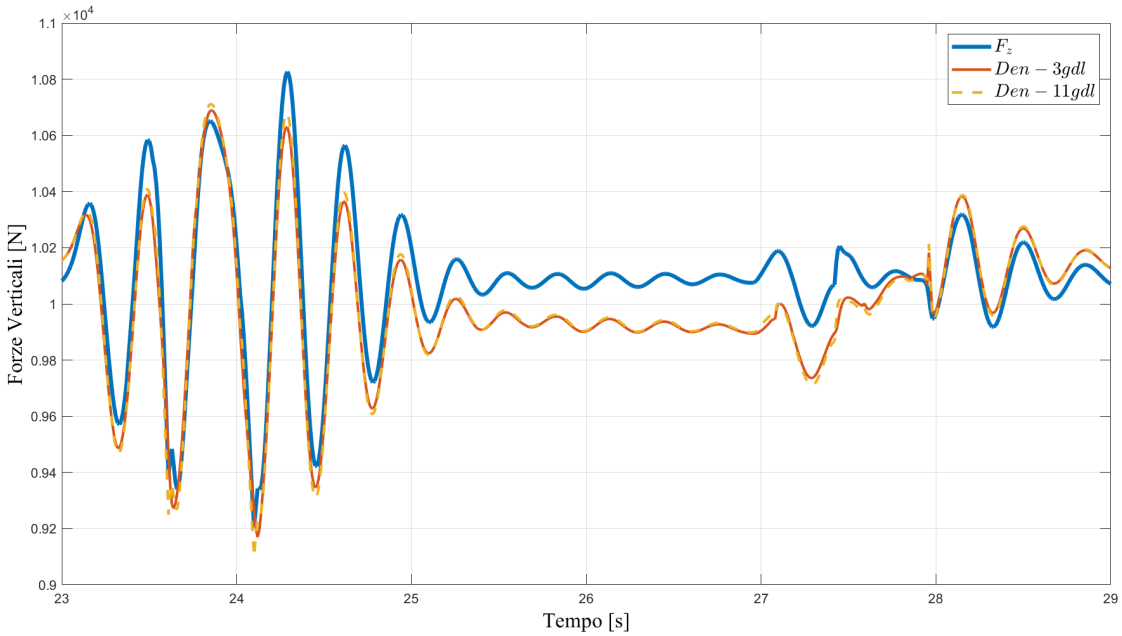

Figura 3.10: Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra Fishhook

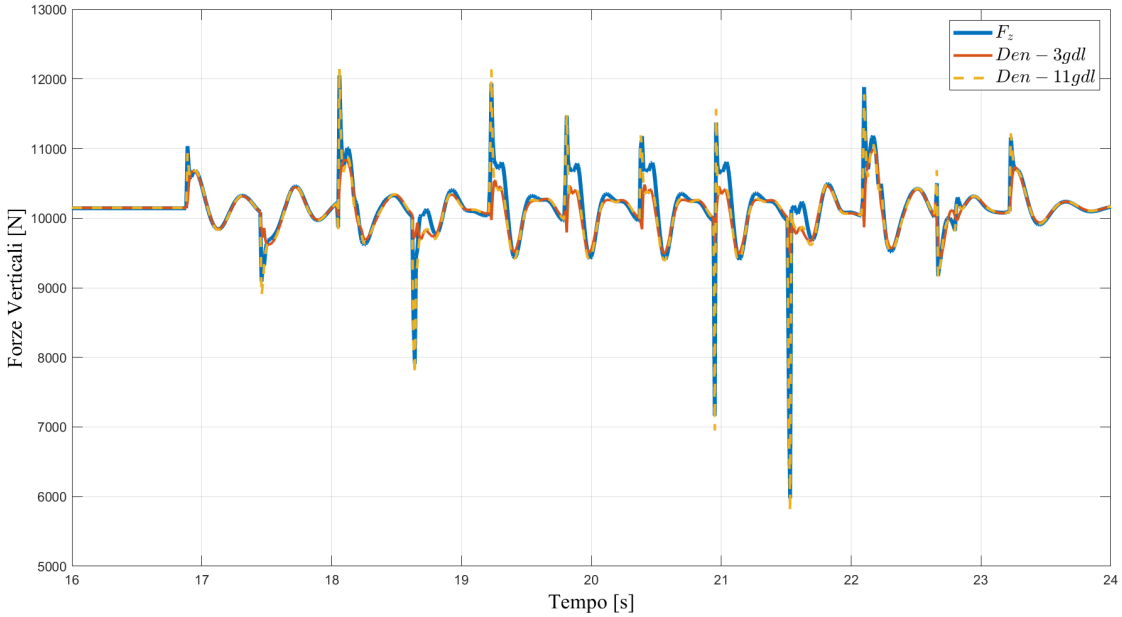

Figura 3.11: Forze verticali complessive scambiate tra il veicolo e il terreno nella manovra Unsymmetrical Shifted Bumps

Nelle figure 3.6, 3.7, 3.8, 3.9, 3.10 e 3.11 vengono messi a confronto il denominatore F_z dell'indice LTR actual e i denominatori dei modelli a 3 e 11 gradi di libertà. Va notato come il denominatore dei due modelli a tre gradi di libertà sia assolutamente lo stesso. Inoltre, è possibile constatare che gli andamenti delle forze, seppur diversi, differiscano di molto poco gli uni dagli altri.

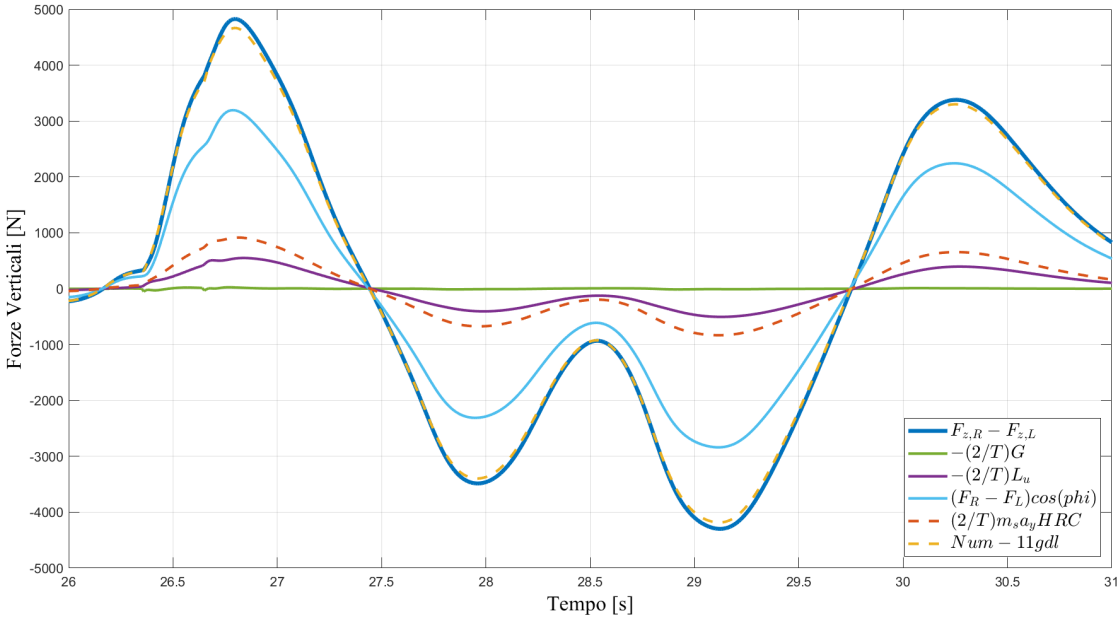

Figura 3.12: Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra di double Lane change

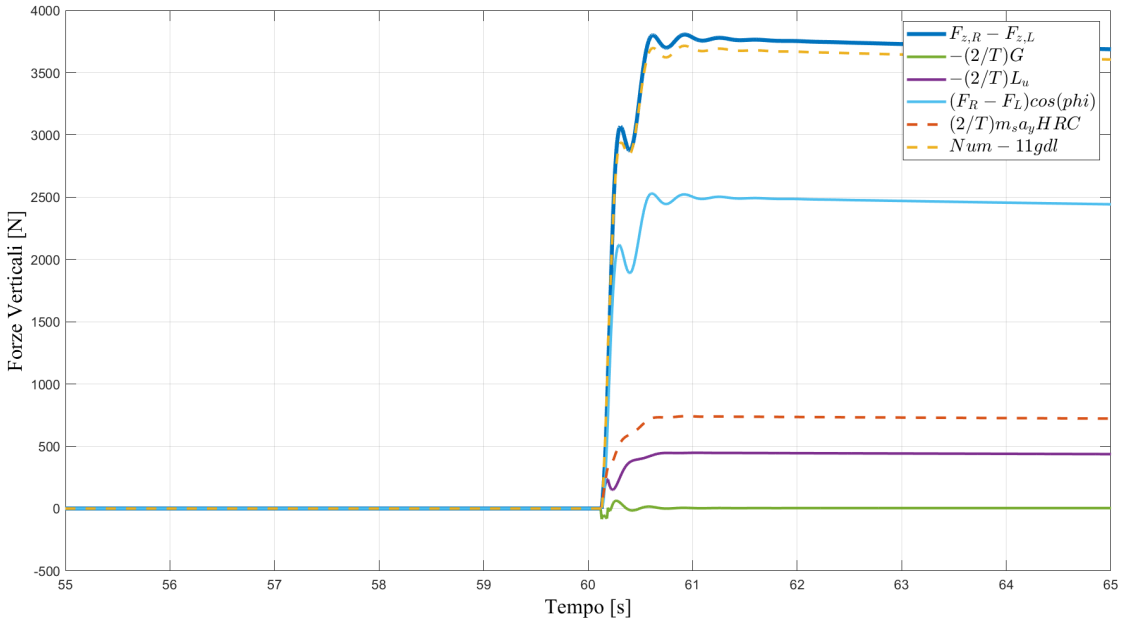

Figura 3.13: Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra del Step steer

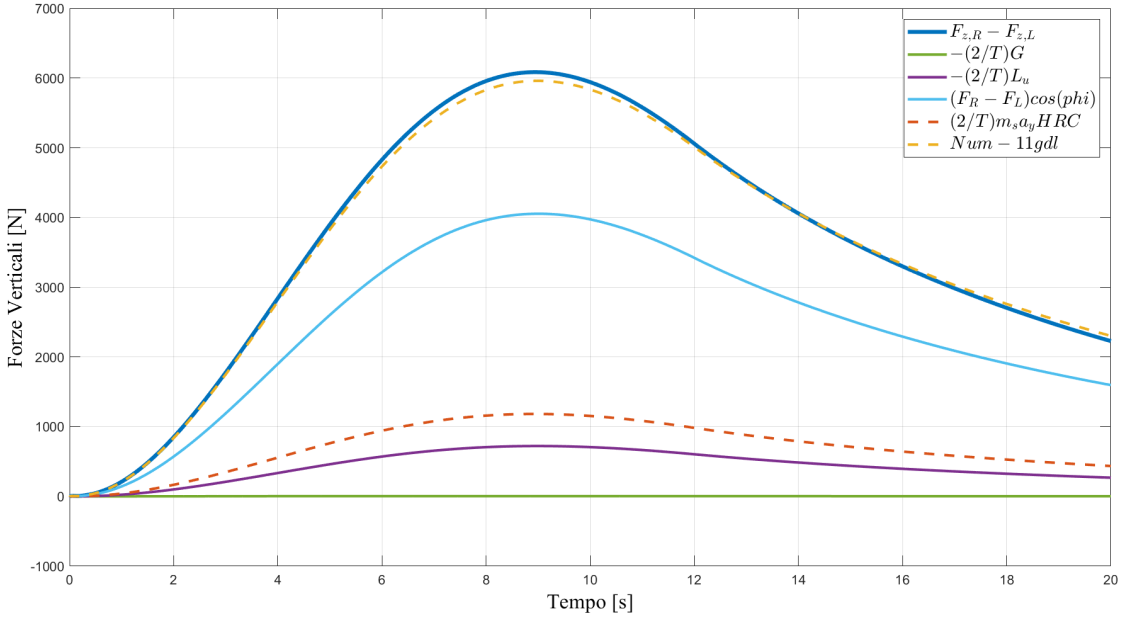

Figura 3.14: Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra di Ramp steer

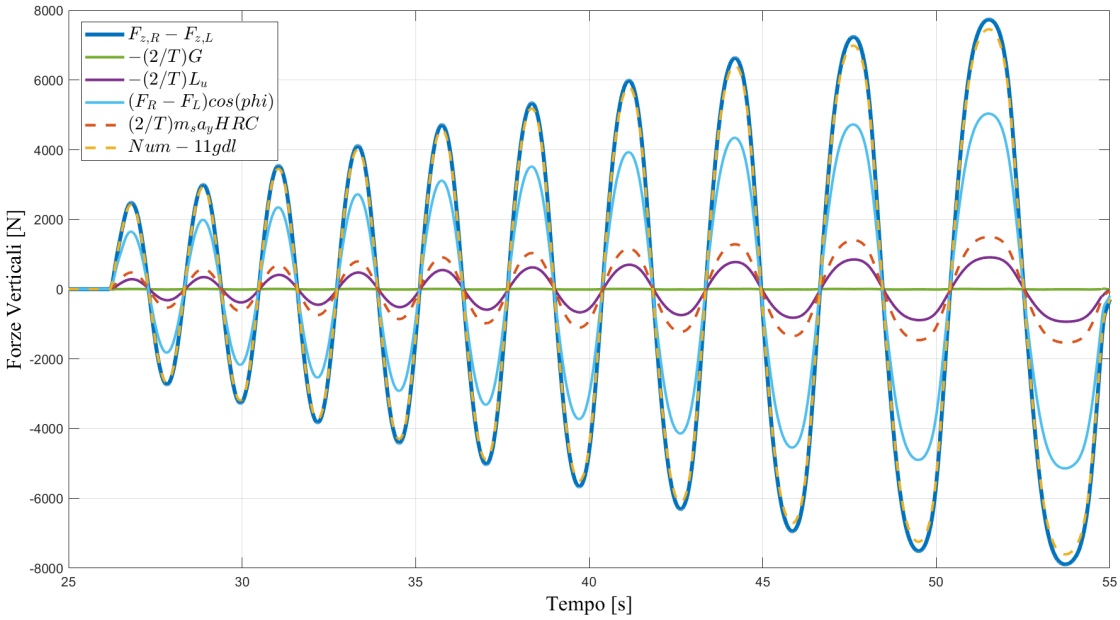

Figura 3.15: Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra di Sweep steer

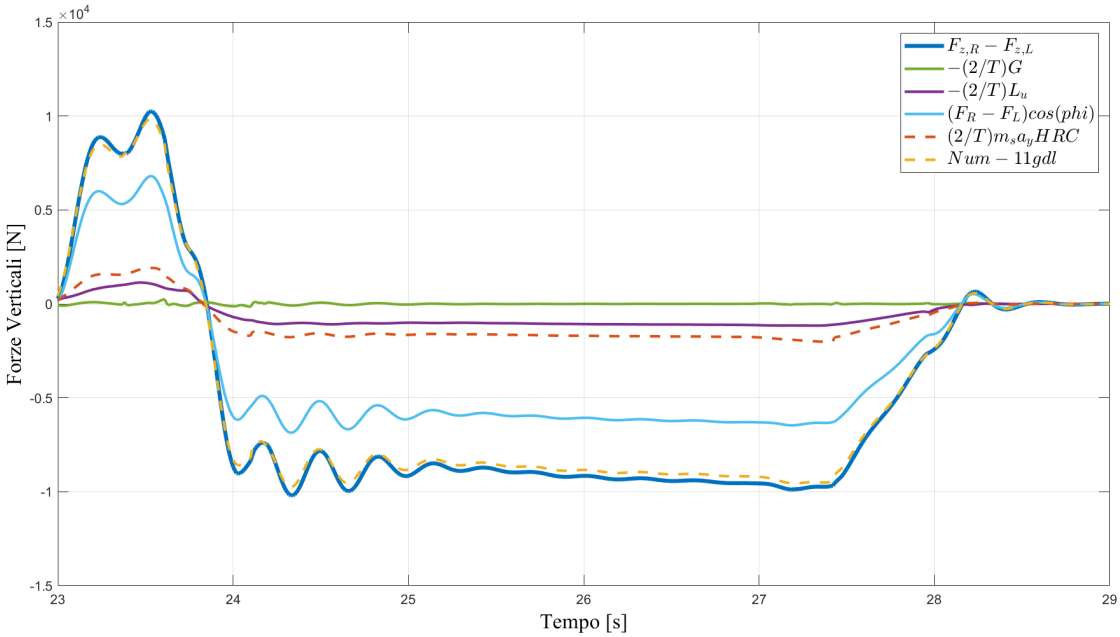

Figura 3.16: Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra Fishhook

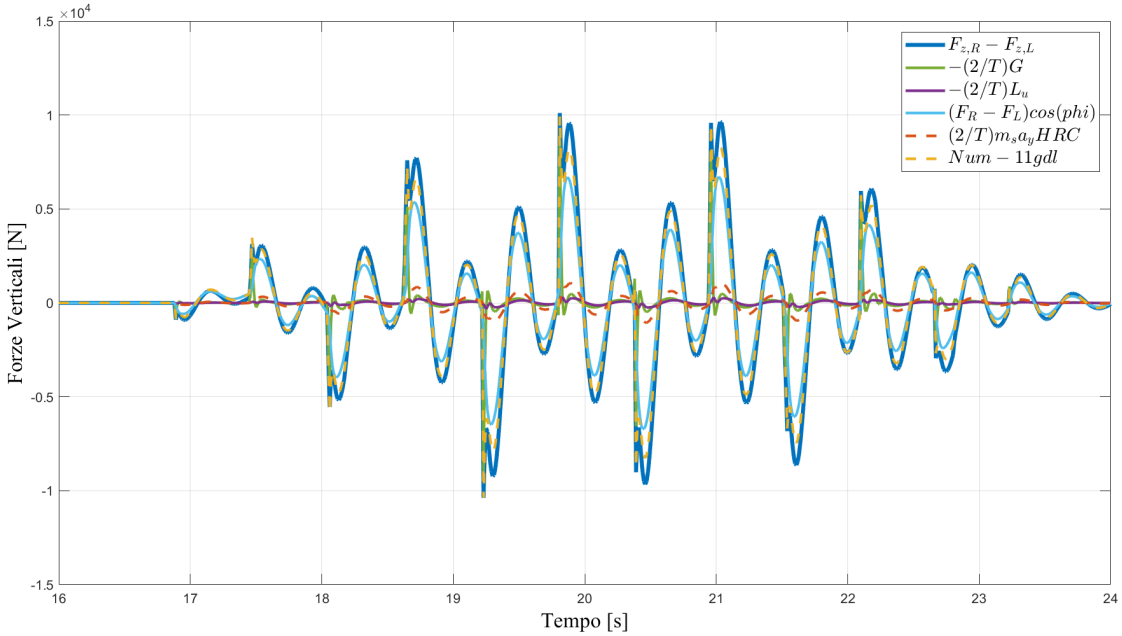

Figura 3.17: Differenza tra le forze verticali scambiate con il terreno dalla parte destra e sinistra del veicolo nella manovra Unsymmetrical Shifted Bumps

Nelle figure 3.12, 3.13, 3.14, 3.15, 3.16 e 3.17 è possibile vedere come le forze a numeratore dell'indice LTR del modello a 11 gradi di libertà si sommino per contribuire ad approssimare l'andamento del numeratore dell'indice LTR actual ($F_{z,R} - F_{z,L}$) in maniera piuttosto precisa. Su tutte le manovre il contributo principale è quello dato dalle forze elastiche e smorzanti a cui seguono nell'ordine quello della forza di inerzia laterale della massa sospesa, il contributo delle forze di inerzia laterali delle masse non sospese e per ultimo il contributo, quasi nullo tranne che nella manovra tripped, delle forze di inerzia verticali delle masse non sospese.
Dall'osservazione delle immagini mostrate sopra si può ipotizzare che il confronto finale tra gli indici sarà piuttosto soddisfacente, ma è importante osservare come tale aderenza vari con le condizioni a cui le varie manovre vengono percorse.
L'analisi si concentrerà, come si è detto, sul confronto tra gli indici Load Transfer Ratio estratti dai tre modelli dinamici studiati nel capitolo 1 e l'indice LTR vero e proprio calcolato grazie ai dati forniti dalla simulazione numerica su diverse manovre che sono state scelte per sollecitare il comportamento dinamico a rollio dei modelli. Per effettuare tale confronto è opportuno distinguere tra le manovre scelte per evidenziare un tipo di rollover untripped e quelle individuate per studiare il rollover tripped.
Si è deciso di iniziare l'esposizione dei risultati partendo da quelli riguardanti il ribaltamento untripped per procedere successivamente con quello tripped.

3.1 Untripped Rollover

Si riportano di seguito i grafici ottenuti dall'elaborazione dei dati ricavati dalla simulazione numerica sulle manovre relative al ribaltamento untripped. L'ordine di analisi di ciascuna manovra è lo stesso seguito al capitolo 2 per la presentazione delle stesse. Ciascun grafico rappresenta il confronto tra gli indici estratti dai modelli analitici e l'indice LTR actual su ciascuna delle prove di velocità stabilite per le manovre, secondo quanto riepilogato alla tabella 2.1.

3.1.1 Double Lane Change

La manovra di Double Lane Change, anche conosciuta come ISO Lane Change o doppio cambio di corsia, viene percorsa a 90 km/h e a 120 km/h.

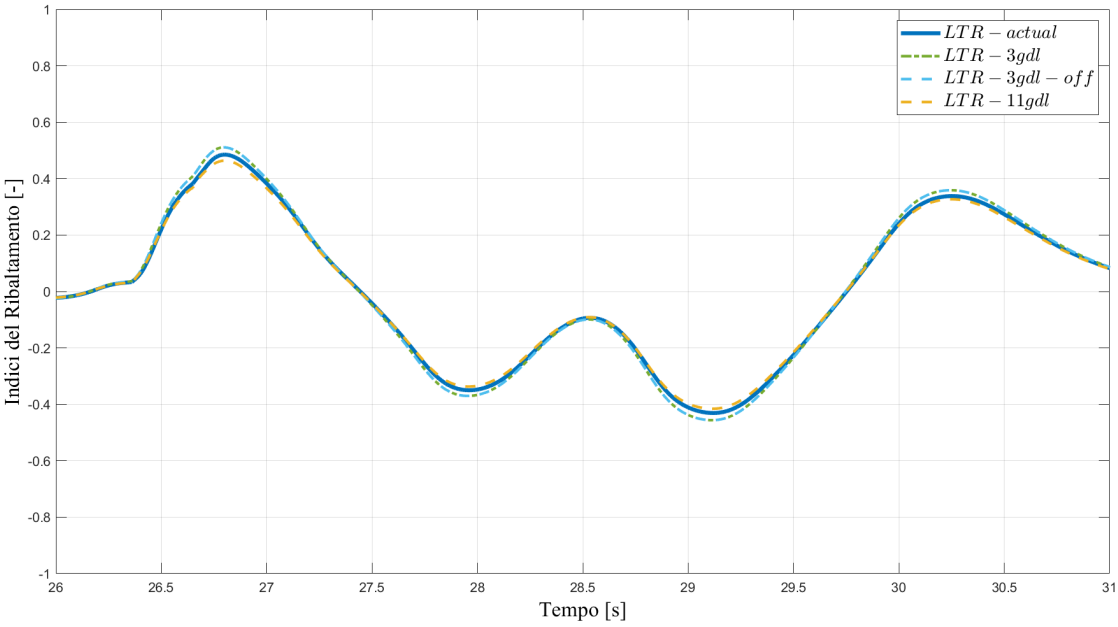

Figura 3.18: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Double Lane Change condotta a 90 km/h

Nella manovra percorsa a 90 km/h tutti gli indici approssimano piuttosto bene l'indice LTR actual, ma quello estratto dal modello a 11 gradi di libertà è il più preciso come ci si aspettava per via del maggior numero di gradi di libertà tenuti in considerazione.

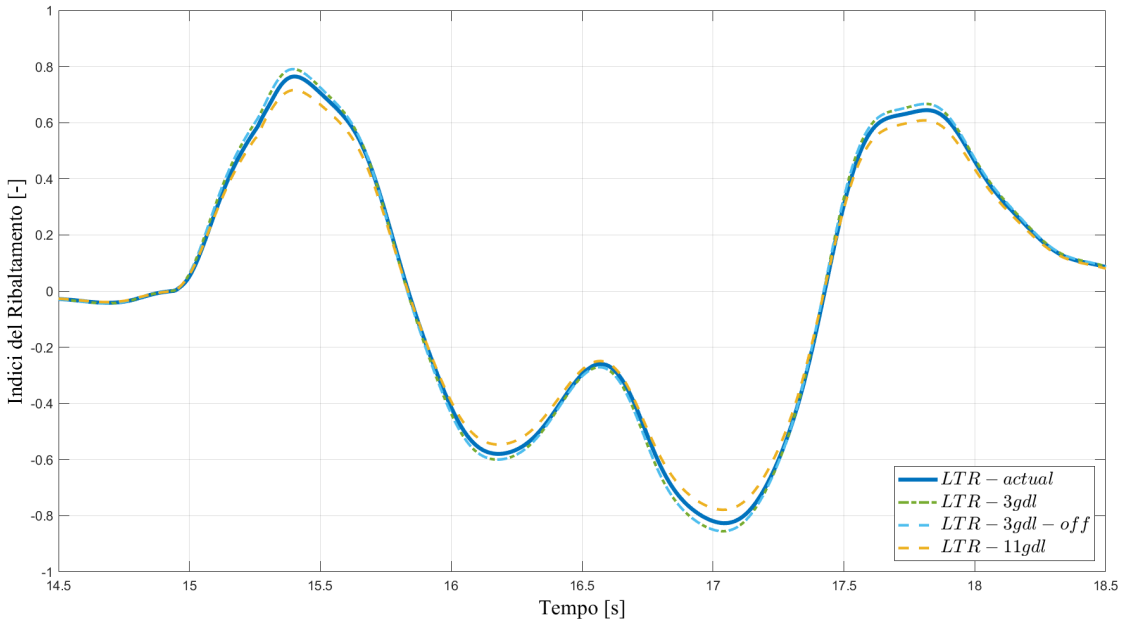

Figura 3.19: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Double Lane Change condotta a 120 km/h

Per quanto riguarda la manovra percorsa a 120 km/h, invece, si nota un visibile calo della precisione dell'indice LTR estratto dal modello a 11 gradi di libertà rispetto a quelli estratti dai modelli a 3 gradi di libertà che rimangono pressochè identici. Per spiegare questo aspetto si può formulare l'ipotesi che il modello a 11 gradi di libertà soffre, maggiormente rispetto a quello a 3 gradi di libertà, l'aumento dell'aggressività della manovra, probabilmente a causa della notevole semplificazione dei termini delle sospensioni che per elevati valori di angolo di rollio come quelli che si registrano sui picchi del LTR diminuiscono la loro vicinanza al comportamento reale in transitorio.

3.1.2 Step Steer

La manovra del colpo di sterzo o Step Steer viene percorsa a 80 km/h e a 120 km/h.

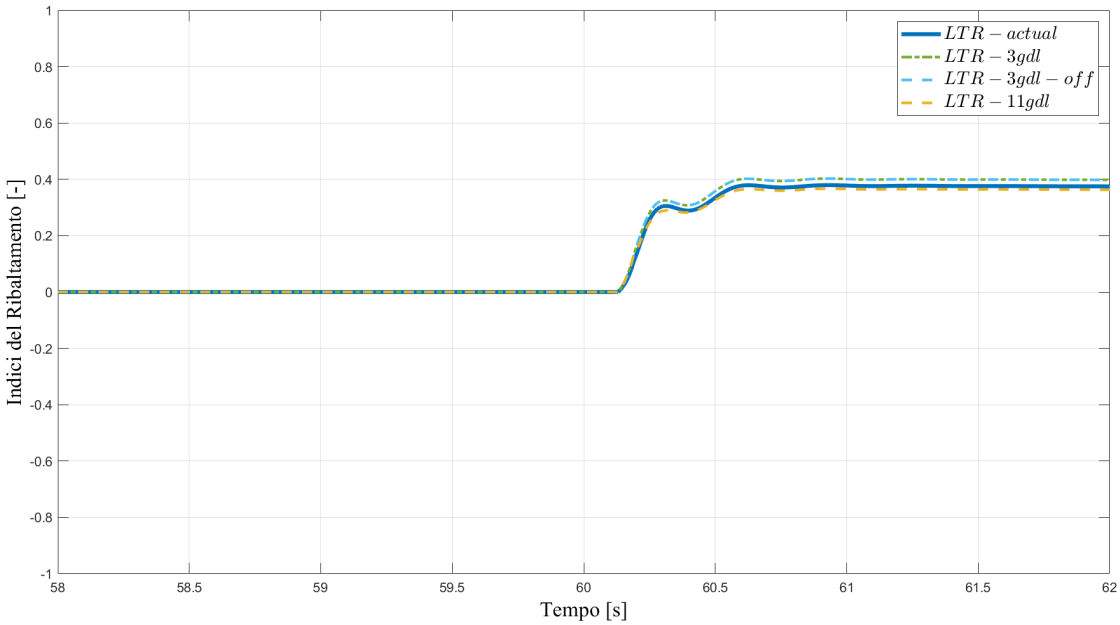

Figura 3.20: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra Step Steer condotta a 80 km/h

Nella manovra percorsa a 90 km/h tutti gli indici approssimano piuttosto bene l'indice LTR actual, ma quello estratto dal modello a 11 gradi di libertà è il più preciso in transitorio, rispettando le aspettative dovute alla sua maggior complessità analitica.

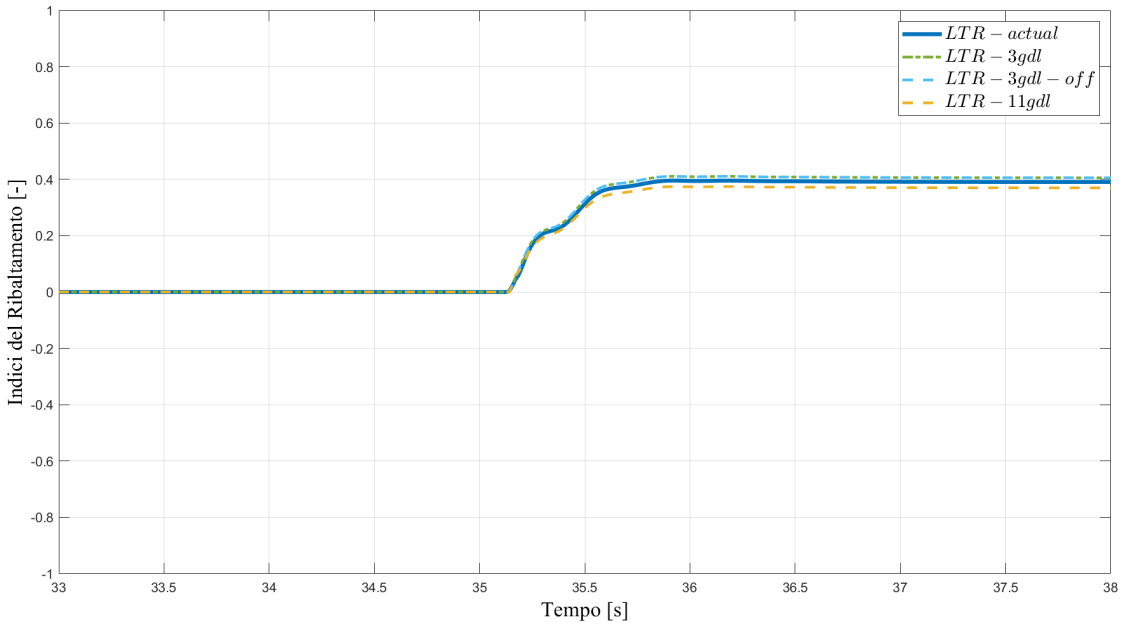

Figura 3.21: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra Step Steer condotta a 120 km/h

Anche nel colpo di sterzo, come nel doppio cambio di corsia, ad un aumento della velocità a cui viene percorsa la manovra corrisponde un calo della precisione dell'indice estratto dal modello a 11 gradi di libertà, mentre l'indice estratto dal modello a tre gradi di libertà sembra avvicinarsi ancora di più all'andamento del LTR actual.

3.1.3 Ramp Steer

La manovra della chiocciola o Ramp Steer viene percorsa a due diverse velocità dell'angolo di sterzo: 10 °/s e 20 °/s.

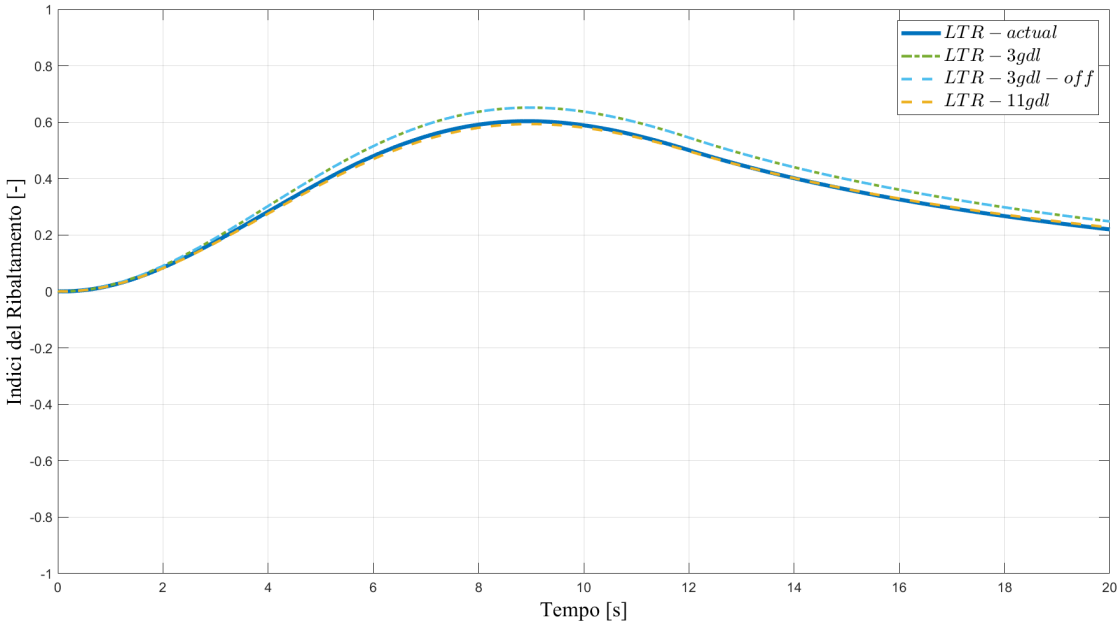

Figura 3.22: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Ramp Steer condotta a 10°/s

Dal confronto effettuato a 10 °/s si nota una notevole maggior rispondenza dell'indice derivato dal modello a 11 gradi di libertà rispetto a quello a 3 gradi di libertà, dimostrando un'ottima sensibilità del primo alle manovre quasi-stazionarie.

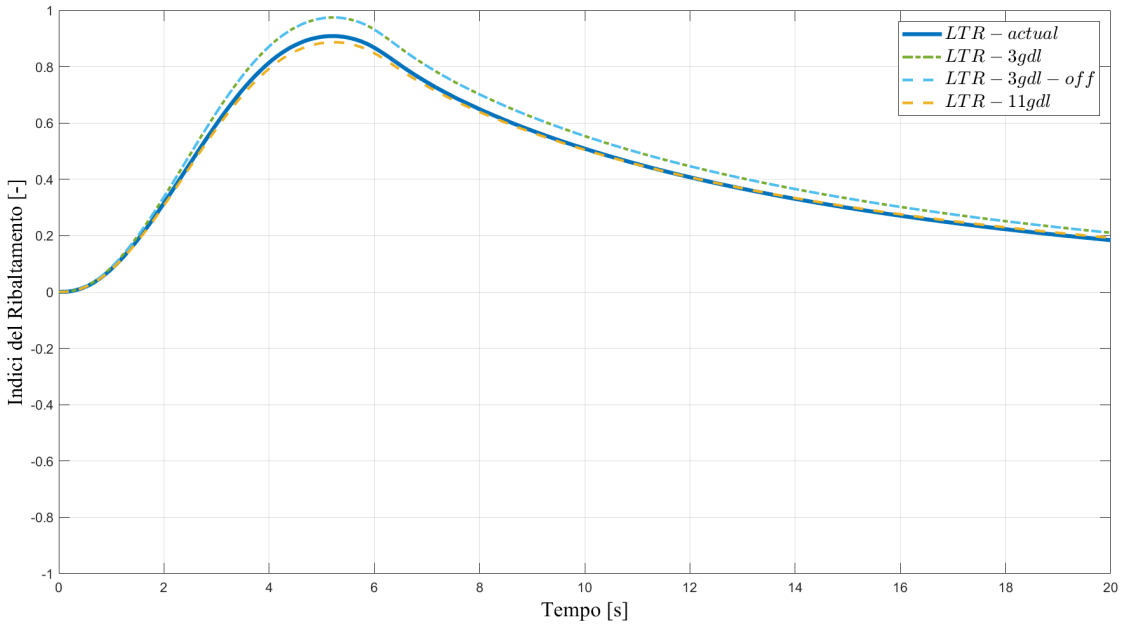

Figura 3.23: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Ramp Steer condotta a 20°/s

Nel confronto della manovra effettuata a 20 °/s continua ad essere molto preciso, anche se leggermente meno, l'indice LTR del modello a 11 gradi di libertà, mentre quello del modello a tre gradi di libertà peggiora. In questo grafico si può anche apprezzare come l'aver raddoppiato la velocità di variazione dell'angolo volante abbia anche comportato un notevole aumento dell'indice LTR actual che arriva molto vicino alla condizione di lift-off.

3.1.4 Sweep Steer

La manovra di Sweep Steer o oscillazione sinusoidale dello sterzo viene percorsa a 80 km/h e a 120 km/h.

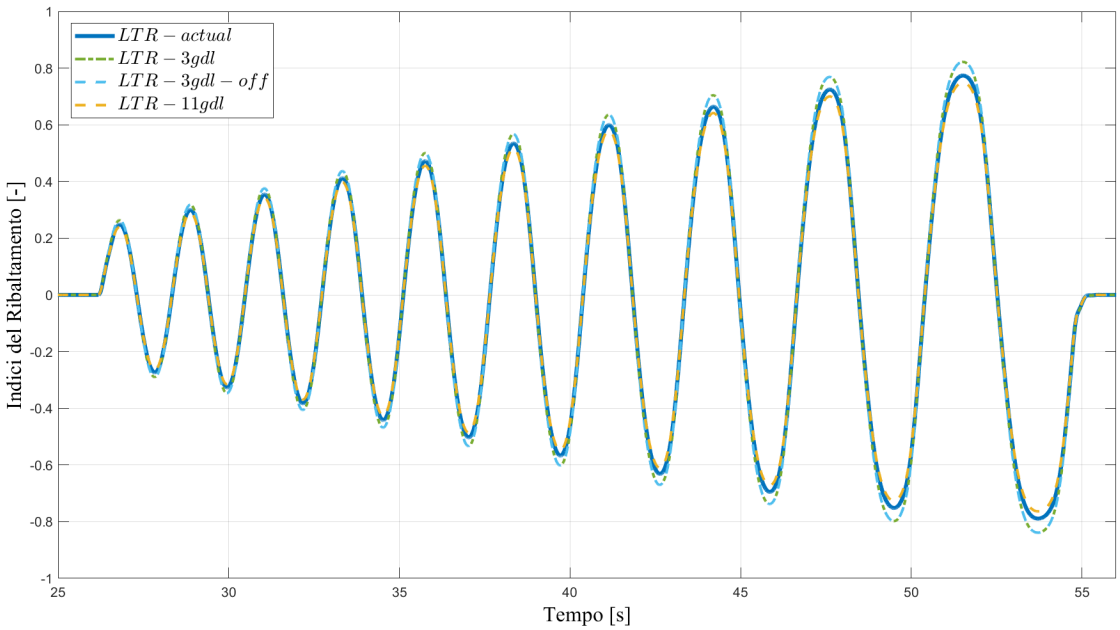

Figura 3.24: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Sweep Steer condotta a 80 km/h

Anche in questo caso si può verificare una notevole precisione dell'indice LTR estratto dal modello a 11 gradi di libertà nella manovra condotta a velocità inferiori. Mentre i due indici dei modelli a tre gradi di libertà si discostano sempre di più all'aumentare dell'ampiezza dell'oscillazione.

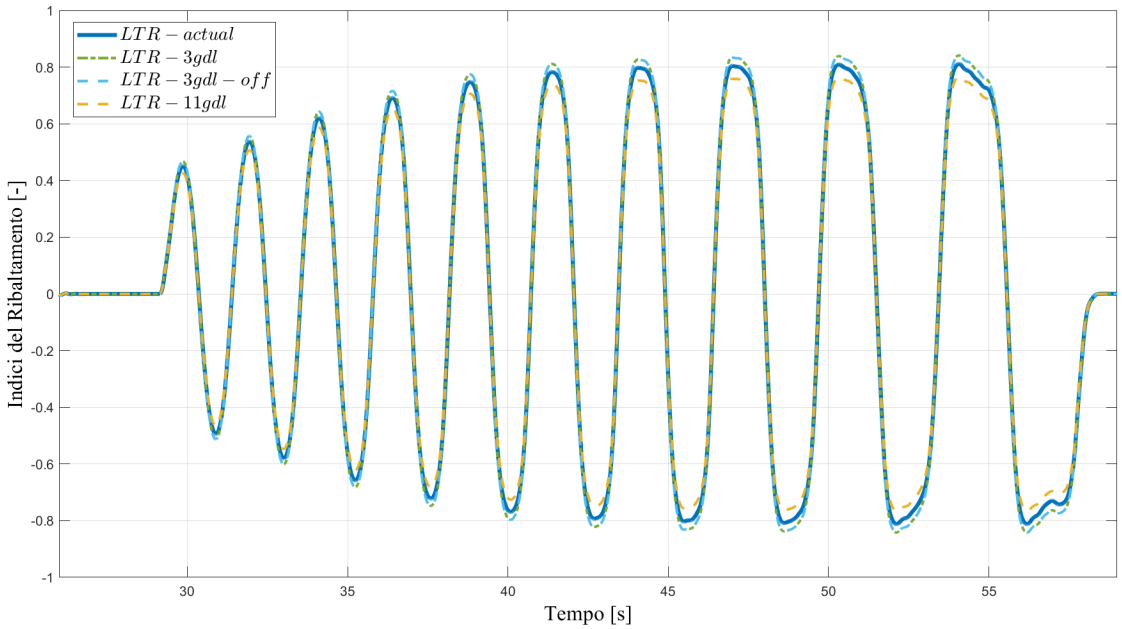

Figura 3.25: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra di Sweep Steer condotta a 120 km/h

Nel confronto della manovra condotta a 120 km/h si riscontra nuovamente un notevole calo della precisione dell'indice del modello a 11 gradi di libertà, mentre quelli dei modelli a 3 gradi di libertà sembrano avvicinarsi con maggior precisione sia rispetto al caso precedente che rispetto all'altro indice, confermando le osservazioni svolte fin qui.

3.1.5 Fishhook

La manovra di Fishhook, una delle più sollecitanti per quanto riguarda la resistenza del veicolo al ribaltamento, è stata condotta a 55 km/h e a 65 km/h. Sono stati provati test a velocità superiori ma come riportato in figura 2.5 già a velocità appena inferiori di 70 km/h il modello virtuale si ribaltava. Tale comportamento è ricavabile anche dall'osservazione della figura 3.26 dove si vede come l'indice LTR actual arriva praticamenten a sfiorare la condizione di lift-off prima da un lato e successivamente dall'altro.

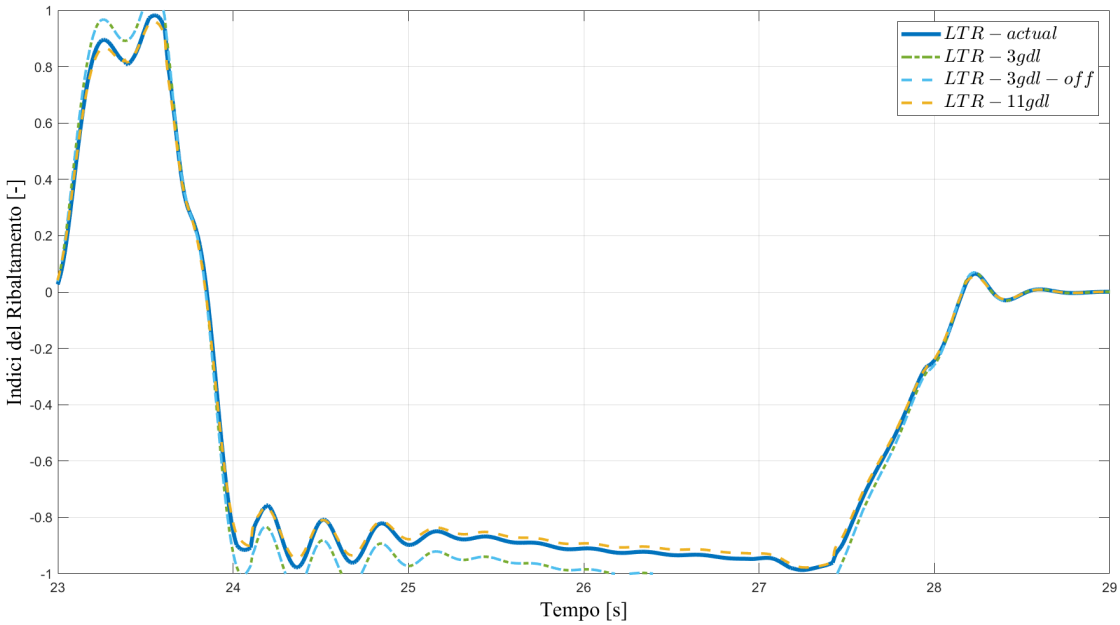

Figura 3.26: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra Fishhook condotta a 55 km/h

Dal confronto compiuto sulla manovra a 55 km/h si nota una notevole maggior precisione dell'indice del modello a 11 gradi di libertà che rispetta davvero molto bene l'andamento del LTR actual. Al contrario gli indici dei modelli a 3 gradi di libertà, oltre a scostarsi notevolmente da quest'ultimo specialmente in transitorio, superano addirittura i valori unitari di LTR dimostrandosi per questo meno precisi.

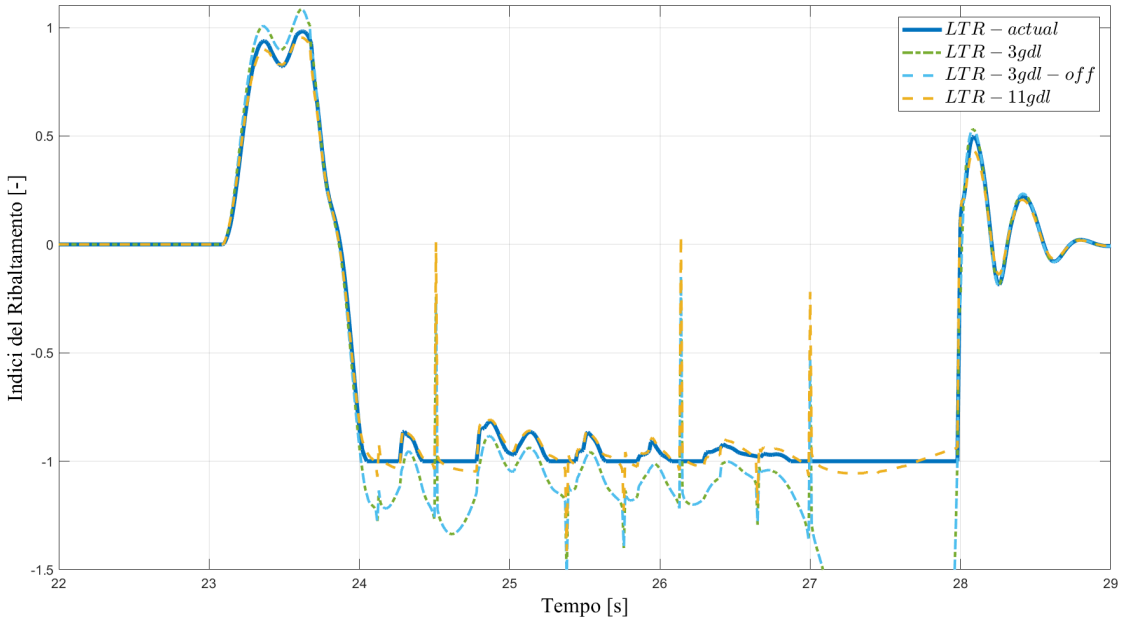

Figura 3.27: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto nella manovra Fishhook condotta a 65 km/h

Quanto osservato nel caso di manovra condotta a 55 km/h vale anche per la manovra a 65 km/h dove, nonostante il veicolo raggiunga la condizione di lift-off per diversi secondi, l'indice LTR del modello a 11 gradi di libertà risulta piuttosto preciso nonostante qualche impulso eccessivo dovuto alle importanti sollecitazioni dinamiche cui è sottoposto il veicolo e i suoi corpi. L'indice del modello a tre gradi di libertà, invece, si conferma molto impreciso in transitorio, verso la fine del quale ha un picco piuttosto negativo.
Per riassumere le osservazioni fatte finora sulle cinque manovre che analizzano il comportamneto degli indici nel riconoscere il ribaltamneto untripped, si può asserire che l'indice LTR del modello a undici gradi di libertà è in generale più preciso, quindi approssima meglio quello esatto rispetto ai due indici LTR dei modelli a tre gradi di libertà. Nonostante ciò, si è notato che all'aumentare della velocità di esecuzione della manovra la precisione del primo diminuisce, mentre quella dei modelli a tre gradi di libertà resta circa uguale se si è abbastanza lontani dalla condizione di lift-off.

3.2 Tripped Rollover

Si riportano di seguito i grafici ottenuti dall'elaborazione dei dati ricavati dalla simulazione numerica sulle manovre relative al ribaltamento tripped. Anche per il caso tripped ciascun grafico rappresenta il confronto tra gli indici estratti dai modelli analitici e l'indice LTR actual su ciascuna delle prove di velocità stabilite per la manovra, secondo quanto riepilogato alla tabella 2.1.

3.2.1 Unsymmetrical Shifted Bumps

La manovra a dossi spostati assimmetricamente viene condotta a 10 km/h, 15 km/h e 20 km/h. Non è stato possibile effettuare il test a velocità superiori perchè, vista la distanza ravvicinata tra un dosso e l'altro, il veicolo perdeva contatto con il terreno andando subito in condizione di lift-off, pur senza rischiare di ribaltarsi.

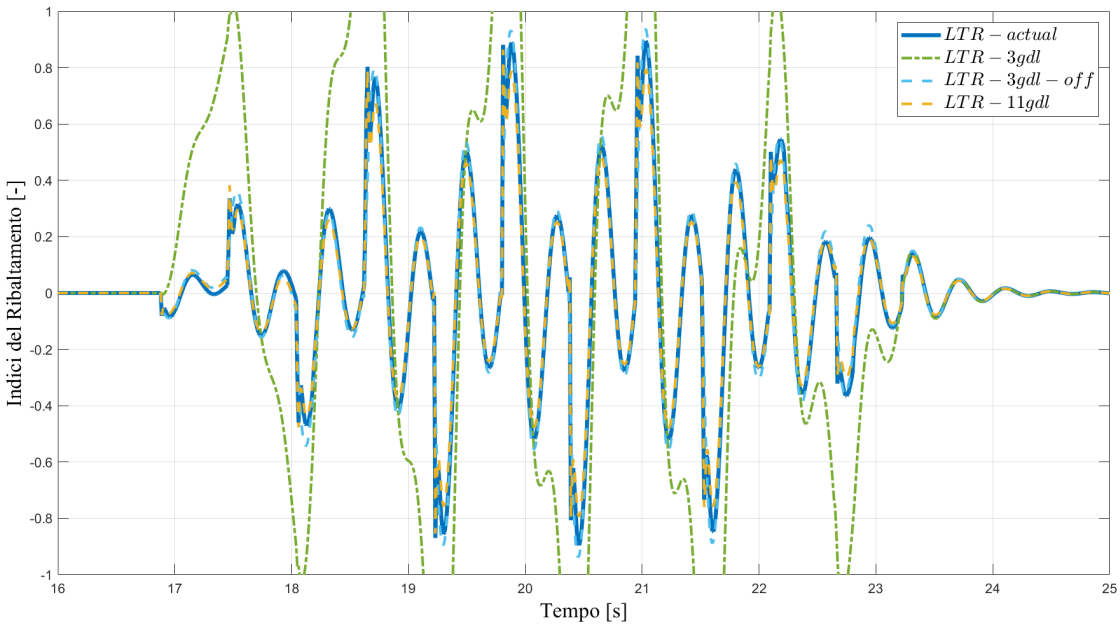

Figura 3.28: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto sulla manovra Unsymmetrical shifted bumps condotta a 10 km/h

La prima cosa che salta all'occhio dall'osservazione del grafico in figura 3.28 è il discostamento tra l'indice del modello a tre gradi di libertà semplice e quello off-road. Questo, come prevedibile, avviene solo su questa manovra perchè è l'unica in cui viene sollecitato il moto di rollio anche delle masse non sospese. Per questa ragione l'indice del modello a tre gradi di libertà off-road risulta piuttosto preciso, in alcuni tratti anche più di quello a undici gradi di libertà, mentre l'indice LTR

del modello a tre gradi di libertà semplice risulta essere molto distante dalla riproduzione accurata dell'andamento vero. Tale risultato evidenzia che anche un piccolo valore di input come l'angolo di rollio della massa non sospesa determini il riconoscimento oppure no del rischio di ribaltamento su uno scenario di rollover tripped, nonostante negli scenari untripped non si potesse constatare alcuna differenza.

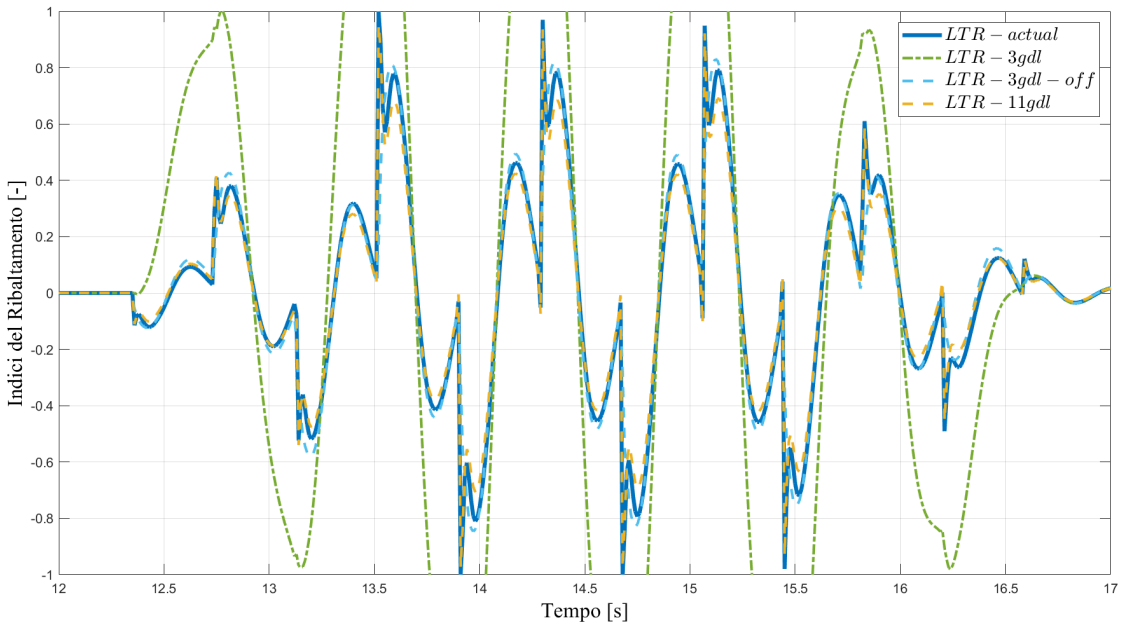

Figura 3.29: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto sulla manovra Unsymmetrical shifted bumps condotta a 15 km/h

Anche nella manovra condotta a 15 km/h l'approssimazione migliore risulta essere quella del modello a 11 gradi di libertà, in quanto rispetta meglio alcuni picchi che quella a 3 off-road non segue.

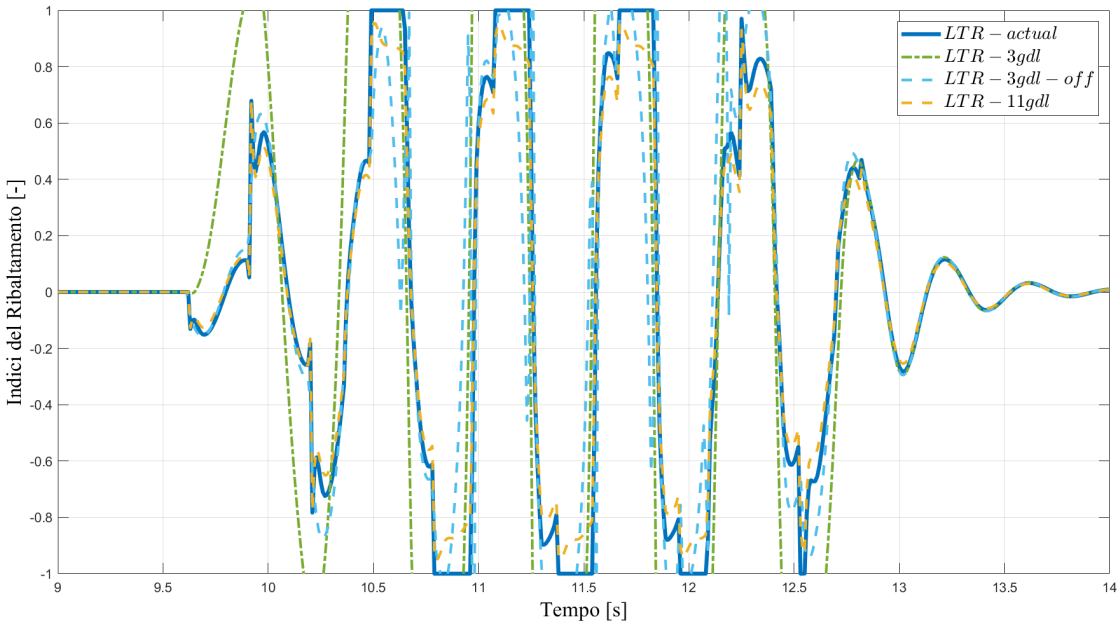

Figura 3.30: Confronto indici LTR estratti dai modelli con l'indice LTR esatto sulla manovra Unsymmetrical shifted bumps condotta a 20 km/h

Nella manovra condotta a 20 km/h si vede come l'indice più preciso risulta quello del modello a tre gradi di libertà off-road, in quanto quello a undici gradi di libertà sembra sottostimare l'avvicinamento alla condizione di lift-off. Questo però non preoccupa eccesivamente in quanto il lift-off raggiunto dal modello su questa manovra non è provocato dal rischio di ribaltamento, ma bensì dalla posizione ravvicinata e asimmetrica dei dossi che se presi a velocità appena superiori provocano la mancata tenuta di strada da parte degli pneumatici.
Ricapitolando, quindi, l'indice LTR del modello a tre gradi di libertà semplice, oltre a discostarsi vistosamente da quello a tre gradi di libertà off-road è anche molto impreciso nell'approssimare l'indice LTR actual, a prova del fatto che un indice ben funzionante per una tipologia di rollover potrebbe non essere altrettanto per un'altra. L'indice LTR a undici gradi di libertà in questo caso risulta piuttosto preciso anche se conferma, anche qui, di soffrire l'aumento delle velocità con cui si intraprende la manovra. Nonostante ciò, si dimostra efficace sia per le manovre untripped che in quelle tripped rappresentando un ottimo compromesso tra precisione alle basse e alle alte velocità. L'indice LTR del modello a tre gradi di libertà off-road, invece, riesce ad avvicinarsi all'indice LTR esatto piuttosto bene dimostrandosi affidabile e vista la sua notevole semplicità di calcolo e il basso numero di sensori richiesti offre senza alcun dubbio una soluzione di assoluto interesse.

Conclusione

L'obiettivo di questa tesi è analizzare e individuare un indice analitico in grado di prevedere il ribaltamento di un mezzo militare tattico sia su strada che in off-road, tale finalità è stata perseguita attraverso la costruzione di ben tre diversi modelli analitici di complessità crescente, l'estrazione di un indice LTR da ciascun modello e, infine, il confronto con l'indice LTR vero e proprio avvenuto tramite modellazione virtuale. Il modello virtuale utilizzato nella trattazione di questo elaborato è stato costruito grazie alle informazioni ricavate da quello del VTLM Lince fornito dal Centro Polifunzionale di Sperimentazione dell'Esercito grazie allo stretto rapporto di collaborazione che lo lega al Politecnico di Torino.
Dal confronto tra i diversi indici analitici e quello esatto si è potuto stabilire se i risultati ottenuti nelle manovre selezionate potessero essere reputati sufficientemente accurati per raggiungere lo scopo. In seguito all'analisi dei risultati ottenuti al capitolo 3 è emerso che l'indice LTR estratto dal modello a tre gradi di libertà semplice consegue risultati piuttosto buoni nelle manovre stradali, mentre non è attendibile quando il veicolo affronta un terreno sconnesso. Per questo motivo non può essere utilizzato per il rilevamento preventivo del ribaltamento sui veicoli militari, in quanto questi si trovano ad affrontare il fuori strada sia in addestramento che in teatro operativo.
L'indice LTR estratto dal modello a tre gradi di libertà off-road, invece, si è dimostrato accurato sia nel rilevamento del rollover untripped che di quello tripped, rappresentando un ottimo compromesso tra la complessità di calcolo e di sensoristica richiesta e la precisione con cui si avvicina all'andamento reale dell'indice LTR. Risulta quindi sicuramente un indice di interesse.
I risultati migliori sono quelli forniti dall'indice LTR del modello a undici gradi di libertà, infatti in tutte le manovre ha dimostrato di riuscire ad approssimare piuttosto bene l'andamento dell'indice LTR reale, nonostante si sia notato un certo calo delle prestazioni quando la velocità delle manovre veniva aumentata. L'indice in questione è tratto da un modello a undici gradi di libertà che per poter essere implementato richiede diversi sensori inerziali montati su ciascuna ruota e una non indifferente complessità di calcolo. Per tale ragione si ritiene che la maggior precisione ottenuta non giustifichi comunque la differenza di complessità tra questo

indice e quello a tre gradi di libertà off-road.
In conclusione, si può ritenere raggiunto lo scopo di tale elaborato di tesi poichè è stato individuato un indice analitico implementabile a bordo di un veicolo militare tattico e in grado di riconoscere e prevedere l'avvicinarsi del rischio di ribaltamento dello stesso. Tale risultato può portare ad ottenere un valido metodo per ridurre il numero di incidenti dovuti al fenomeno del ribaltamento.
Un possibile sviluppo futuro di questo lavoro di tesi è sicuramente l'implementazione di questi indici su un modellino di veicolo fisico, controllabile da remoto, in modo tale da poter sviluppare anche la fase sperimentale oltre che quella di simulazione virtuale e dare un ulteriore conferma della validità dei modelli e quindi degli indici qui sviluppati. Questo risulta ancora più importante nell'ottica dell'introduzione anche in ambito militare dei primi prototipi di Robotic Autonomous Systems, per i quali la capacità di rilevare e riconoscere il rischio di ribaltamento diventa ancora più determinante.

Bibliografia

[1] CarMaker. Reference manual version 11.0. 1:963 – 1039, 2022.

[2] Chen Bo-Chiuan; Peng Huei. Rollover warning for articulated heavy vehicles based on a time-to-rollover metric. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 127:406 – 414, 2005.

[3] Stahl L. Military vehicle training accidents, many fatal, reveal faulty equipment, poor training, 7 agosto 2022. `https://www.cbsnews.com/news/military-vehicle-training-accidents-60-minutes-2022-08-07/`.

[4] Shin D.; Woo S.; Park M. Rollover index for rollover mitigation function of intelligent commercial vehicle's electronic stability control. *Electronic*, 10:1 – 9, 2021.

[5] Tentarelli M. La tendenza al ribaltamento dei veicoli, 2 agosto 2021. `http://meccanicadelveicolo.com/2021/08/02/la-tendenza-al-ribaltamento-dei-veicoli/`.

[6] Tota A.; Dimauro L.; Velardocchia F.; Paciullo G.; Velardocchia M. An intelligent predictive algorithm for the anti-rollover prevention of heavy vehicles for off-road applications. *Machines 2022*, 10:1 – 23, 2022.

[7] Boyd P.; Garrott R. Rollover resistance. *NHTSA - Consumer Information Regulations*, 2:1–159, 2001.

[8] Phanomchoeng G.; Rajamani R. New rollover index for the detection of tripped and untripped rollovers. *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, 60(10), October 2013.

[9] Larish Chad; Piyabongkarn Damrongrit; Tsourapas Vasilios; Rajamani Rajesh. A new predictive lateral load transfer ratio for rollover prevention systems. *IEEE TRANSACTIONS ON VEHICULAR TECHNOLOGY*, 62:2928 – 2936, 2013.

[10] Ataei Mansour; Khajepour Amir; Jeon Soo. Model predictive rollover prevention for steerby-wire vehicles with a new rollover index. *International Journal of Control*, 1:1 – 26, 2018.

[11] Ataei Mansour; Khajepour Amir; Jeon Soo. A general rollover index for tripped and un-tripped rollovers on flat and sloped roads. *Journal of Automotive Engineering*, 233:304 – 316, 2022.

[12] Zhang Xinjie; Yang Yi; Guo Konghui; Lv Jiming; Peng Tao. Contour line of load transfer ratio for vehicle rollover prediction. *Vehicle System Dynamics*, 1:1 – 16, 2017.

[13] Deutermann; William. Characteristics of fatal rollover crashes. *NHTSA Technical Report*, DOT HS 809 438(I):1–57, April 2002.