## Politecnico di Torino

### LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA CIVILE

Dipartimento di Ingegneria dell'Ambiente, del Territoio e delle Infrastrutture



Tesi di Laurea Magistrale

### La ricostruzione di incidenti di veicoli stradali: metodi, simulazione ed ausilio di nuove tecnologie

Candidato: Nicolò Maffei Relatore: Chiar.mo Prof. Bruno DALLA CHIARA

Marzo 2018

#### Obiettivi

L'elaborato in oggetto si pone come obiettivo l'analisi degli aspetti teorici e pratici caratterizzanti la ricostruzione degli incidenti di veicoli stradali: dalle indagini sul luogo dell'incidente e le osservazioni delle condizioni dei veicoli incidentati, ai metodi fisici da applicare per la risoluzione delle collisioni tra veicoli e la determinazione dei parametri di impatto.

Verranno descritte le nuove tecnologie impiegate nell'ambito ricostruttivo, primo tra tutti i simulatori al calcolatore, che permettono la rappresentazione dell'intera area del sinistro e forniscono uno strumento rapido e completo per lo studio degli urti tra veicoli. A conclusione della tesi si è ricostruita la dinamica di un incidente realmente accaduto che ha mostrato vantaggi e limiti dei dispositivi "scatola nera" o "black box", montati a bordo veicolo e che acquisiscono dati inerenti alle fasi di moto. Nuovi scenari potranno delinearsi con lo sviluppo dei sistemi tecnologi dei veicoli a guida semi-autonoma o autonoma che forniranno informazioni non solo riguardanti i processi del veicolo, ma anche indicazioni ambientali e sulle condotte del guidatore.

# Indice

1	Introduzione	1
2	Analisi del luogo dell'incidente e acquisizione dei dati utili2.1Ispezione dei veicoli2.2Determinazione del punto d'impatto2.3Rilievo dell'area del sinistro	<b>3</b> 4 10 12
3	La dinamica del veicolo3.1L'interfaccia ruota suolo3.2Meccanica della frenatura3.3ABS (Antilock Braking System)3.4Calcolo della distanza di arresto3.5Analisi delle tracce di frenatura	<b>15</b> 16 26 32 35 37
4	<ul> <li>Analisi "manuale" di un urto</li> <li>4.1 Urti centrati: modello a un grado di libertà</li></ul>	<b>38</b> 38 45 48
5	Comportamento strutturale del veicolo durante l'urto5.1Definizione dell'energia di deformazione	<b>53</b> 56 56 59 64 66
6	Nuove tecnologie a supporto della ricostruzione6.1I software per la simulazione degli incidenti stradali6.2EDR (Event Data Recorder)6.3ADAS (Advance Driver Assistance System)	<b>72</b> 72 74 77
7	La ricostruzione dell'incidente di Via Marsigli         7.1       Analisi del luogo del sinistro e dei veicoli         7.2       La scatola nera dell'ambulanza         7.3       Simulazione dell'incidente con PC-CRASH <sup>©</sup>	<b>80</b> 80 84 89
8	Conclusioni	94

#### Bibliografia

96

# Capitolo 1 Introduzione

Veicolo, conducente e infrastruttura costituiscono un sistema complesso e in equilibrio quando ogni entità adempie alle proprie funzioni e interagisce efficacemente con gli altri componenti; una situazione di pericolo e di potenziale incidente si verifica quando una variabile esogena altera il sistema e viene meno una delle due condizioni precedenti. L'incidente avviene quando il conducente, non riconoscendo o non percependo tempestivamente il potenziale pericolo, non reagisce in tempo eseguendo una manovra adeguata ad evitare l'impatto, la ricostruzione degli incidenti ha lo scopo di indagare sulle caratteristiche del sistema al momento del sinistro e di scoprire la causa o le concause, corrispondenti alla variabile disturbante, che hanno provocato l'instabilità del sistema e il verificarsi del sinistro.

La ricostruzione degli incidenti stradali è una disciplina scientifica/forense costituita da una fase investigativa, riguardante il reperimento della documentazione e dei dati inerente al sinistro, seguita da una fase di sintesi delle informazioni per delineare la giusta sequenza degli eventi accaduti; in letteratura viene definita ricostruzione "meccanica" siccome basata su tre campi della fisica: la *cinematica*, la *dinamica* e la *statica*. La cinematica studia il moto dei corpi nello spazio indipendentemente dalle cause che lo hanno generato, la dinamica si occupa delle forze che ne determinano il movimento e la statica analizza le condizioni necessarie a soddisfare l'equilibrio del corpo sia in situazione di quiete, sia quando il corpo è soggetto all'applicazione di forze esterne.

I primi studi nel campo della ricostruzione degli incidenti stradali si occuparono di formulare un sistema di equazioni utili alla risoluzione delle collisioni tra veicoli determinando principalmente le velocità di entrata dei veicoli all'urto, diverse soluzioni furono proposte [9, 20, 34] basate sui principi di conservazione della quantità di moto, del momento angolare e della conservazione dell'energia. Negli anni '90 furono introdotti i primi simulatori per la ricostruzione degli incidenti stradali basati sempre sui modelli impulsivi per la risoluzione della collisione. Nel tempo, diverse associazioni e centri di ricerca si occuparono di validare i simulatori [13, 32, 33, 14] e valutarne alcuni aspetti fondamentali [16, 25, 22, 37]. Nel 1998 la National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) valuta la fattibilità dell'utilizzo dei dispositivi "Black Box" in campo stradale [17], che prenderanno il nome EDR (Event Data Recorder). Tali dispositivi verranno regolamentati dalla IEEE Standards Association [2] e il loro utilizzo nel campo delle ricostruzioni offre nuove scenari di studio del sinistro [26].

Nel prossimo capitolo verranno descritti gli aspetti che devono essere esaminati nel sopralluogo dell'incidente e dei veicoli e quali sono le tecniche di rilievo più utilizzate. Nel Capitolo 4 e 5 vengono affrontati i principi teorici che hanno portato alla formulazione del metodo per la risoluzione delle collisioni di veicoli stradali proposto da Brach [9], gli aspetti fisici utili nel comprendere i comportamenti strutturali dei veicoli sottoposti a urti e la definizione dell'energie dissipata a seguito delle deformazioni della carrozzeria e degli elementi portanti della vettura. Negli ultimi capitoli sono elencate le caratteristiche dei più comuni simulatori in commercio impiegati nella pratica ricostruttiva e dei dispositivi chiamati EDR o "black box" che registrano dati inerenti al moto dei veicoli; verranno descritte le modalità di utilizzo di tali tecnologie nell'applicazione di un caso pratico.

## Capitolo 2

# Analisi del luogo dell'incidente e acquisizione dei dati utili

In questo capitolo vengono indicati in maniera qualitativa gli elementi che, nella maggior parte dei casi, vengono osservati e rilevati in un sopralluogo dell'area di un incidente stradale [31].

La raccolta dei dati nelle fasi successive all'incidente, se svolta secondo metodologie corrette, porta a una solida base per iniziare la ricostruzione. L'analista ricostruttore dovrà valutare gli elementi raccolti e analizzare in modo oggettivo la validità delle informazioni, non facendosi influenzare magari da precipitose supposizioni.

Per l'acquisizione dei dati è utile scomporre l'evento in tre momenti significativi:

- Fase pre-urto: fase temporale nella quale vengono a verificarsi le manovre, o in maniera più generale le azioni, compiute dagli utenti che determinano il verificarsi dell'incidente stesso;
- Urto: momento preciso nella quale gli utenti presenti nella sezione stradale entrano in collisione, dal punto di vista tecnico un impatto può essere definito come un'interazione tra corpi determinata dall'incrocio delle traiettorie;
- Fase post-urto: viene descritta tutta la dinamica dei veicoli nel momento successivo all'urto, spesso le traiettorie sono di maggiore complessità siccome i veicoli sono in moto in condizioni non ordinarie.

Le informazioni che in un rilievo riferito a un incidente non dovrebbero mancare, riguardano le misure relative alla posizione statica dei mezzi; sono dati importanti perché riguardano una delle fasi costituenti l'intera dinamica dell'incidente e, siccome i veicoli sono in una situazione di stasi, si ha il tempo per rilevare al meglio le misurazioni necessarie. Se non è stato in modo diretto il ricostruttore a realizzare il sopralluogo, deve comunque essere indicato se l'intervento è stato effettuato immediatamente dopo l'incidente o se i veicoli sono stati movimentati per esempio per facilitare i soccorsi. Per le analisi sono sempre fondamentali i dati inerenti alla condizione post-urto dei mezzi rilevando in maniera accurata le deformazioni permanenti. Elementi aggiuntivi possono riguardare le condizioni meteorologiche al momento dell'incidente, le testimonianze delle persone direttamente coinvolte o comunque presenti nei paraggi dell'evento e le tracce o depositi liquidi presenti sulla pavimentazione stradale. Spesso sono disponibili i referti medici indicanti le lesioni riportate dagli interessati che, in caso per esempio di investimento ciclisti o pedoni, possono aiutare nell'individuazione della zona di impatto. A termine del sopralluogo è utile realizzare una documentazione fotografica di supporto in modo da individuare i punti di riferimento delle misurazioni direttamente sulla sede stradale, localizzare in modo più accurato la posizione dei veicoli in stato di quiete o degli elementi di interesse e, in caso di incertezze, avere un riscontro oggettivo sulla validità o meno delle misure.

#### 2.1 Ispezione dei veicoli

Tutte le tracce presenti sulla carrozzeria o sulle componenti strutturali del veicolo sono i chiari segni degli urti verificatesi tra veicoli, oppure tra i veicoli ed ostacoli fissi. Se il ricostruttore conosce in maniera approfondita i sistemi di sicurezza passiva [6] cui sono equipaggiati i comuni veicoli in commercio, può in maniera qualitativa ricostruire la posizione relativa dei veicoli nell'istante dell'impatto attraverso le deformazioni permanenti. I dispositivi di sicurezza passiva sono tutti quei sistemi progettati affinchè riducano le energie tra l'area di contatto, nella quale avviene l'applicazione delle forze, e l'abitacolo del veicolo dove sono presenti il conducente e i passeggeri. Il sistema può essere scomposto nelle componenti caratterizzate da grandi capacità di assorbimento di energia, capaci di ridurre il più possibile le decelerazioni, come le lamiere metalliche, e invece le componenti portanti notevolmente rigide che contemporaneamente devono assorbire notevoli quantità di energia ma anche sostenere l'intero veicolo durante la collisione.

A seconda della tipologia dell'urto, il veicolo è dotato di diversi sistemi di sicurezza per assorbire al meglio le energie scambiate; l'idea di base è che la scocca e tutti gli elementi ad essa collegati siano progettati in modo tale che in caso di incidente, le sollecitazione che si generano, vengano distribuite lungo tutta la struttura e che non vi siano concentrazioni di tensione solamente nelle regioni dell'urto, fenomeno che comporterebbe deformazioni non controllabili e metterebbe in serio pericolo l'incolumità degli occupanti. L'ingegnere durante la progettazione del veicolo, deve prevedere quindi le deformazioni che potrebbero occorrere a seguito delle diverse modalità di incidente; la giusta risposta strutturale del veicolo non è quantificabile solamente in termini di riduzione e limitazione delle decelerazioni che giungono all'abitacolo, ma deve rispondere anche ad altri standard di sicurezza sempre di estrema importanza quali ad esempio:

• le deformazioni che interessano il veicolo non devono in alcun modo limitare l'attivazione e il funzionamento dei sistemi di ritenuta quali airbag e pretensionatori delle cinture di sicurezza;

- nel caso di urti ad elevate velocità e quindi di compenetrazione parziale dei veicoli, si devono evitare intrusioni di elementi estranei nell'abitacolo del mezzo che potrebbero determinare lesioni gravi agli occupanti;
- a impatto avvenuto la scocca e le portiere devono garantire un livello di funzionabilità tale da permettere l'evacuabilità del veicolo e l'intervento dei soccorritori;
- la struttura dell'abitacolo deve ridurre i rischi connessi alla perdita di carburante tramutabili in rischi d'incendio;
- una corretta deformazione della zona sottoplancia anteriore limita il rischio di lesioni agli arti inferiori;
- una corretta deformazione del sistema sterzo-volante limita le lesioni della regione testa/torace e consente la regolare apertura degli airbag.

Ora saranno elencati per ogni tipologia di urto, i sistemi di sicurezza maggiormente utilizzati sulle vetture comuni e i loro meccanismi che portano alla dissipazione di energia e alla riduzione delle accelerazione sull'abitacolo.È meglio ribadire che questa classificazione non è soltanto una descrizione dei dispositivi passivi fine a se stessa, ma riguarda aspetti utili all'analista durante la disamina dei veicoli incidentati, per individuare a seconda delle deformazione e accorciamento degli elementi, le modalità con cui le forze vengono scambiate durante l'impatto e quindi la configurazione dei veicoli nel momento dell'impatto.

#### Urto frontale

Considerando l'incidente che in termini statistici ha la frequenza maggiore di accadere (50-55% dei sinistri), ossia l'urto che si verifica nella zona frontale del veicolo, i dispositivi di sicurezza possono essere schematizzati in quattro elementi fondamentali quali:il paraurti frontale,la traversa scatolare sottoparaurti, i puntoni longitudinali e i longheroni. I meccanismi con cui i dispositivi vengono interessati durante l'impatto possono essere divisi in due situazioni dipendenti essenzialmente dalla velocità; si può individuare il caso in cui l'urto si verifica a velocità relativamente basse, fino a 15-20 km/h, e gli incidenti verificatesi a velocità notevoli che possono aggirarsi dai 60-65 km/h a crescere. Per le velocità di impatto comprese tra questi limiti, gli effetti sul veicolo possono essere considerati intermedi. Nel caso di velocità d'urto relativamente basse, quando il veicolo giunge a contatto con l'ostacolo, il primo elemento interessato dall'urto è il paraurti frontale che è realizzato generalmente in materiale plastico e al suo interno è contenuta una schiuma ad assorbimento di energia (Figura 2.1).

Generalmente la schiuma assorbe energia efficacemente fino a una deformazione dell'80% della lunghezza longitudinale "d" del paraurti, prima di scaricare le forze alla barra-scatolare e al sistema oleodinamico. I due pistoni

#### CAPITOLO 2. ANALISI DEL LUOGO DELL'INCIDENTE E ACQUISIZIONE DEI DATI UTILI



Figura 2.1: Schema di un paraurti tradizionale -Fonte:[6]

a funzionamento oleodinamico sono vincolati alla barra sotto-paraurti, hanno la capacità di deformarsi in modo reversibile generalmente fino a distanza pari a 60/80 mm; se le forze in gioco sono maggiori, tali elementi trasmettono l'energia di impatto direttamente ai puntoni anteriori che, data la loro elevata rigidezza, non possono far altro che deformarsi plasticamente in modo irreversibile. Nel caso di urti a elevate velocità, il contributo dissipativo del paraurti può essere considerato trascurabile rispetto all'energia cinetica totale. Le tensioni in questi casi vengono trasmesse dai puntoni direttamente agli elementi strutturali con rigidezza longitudinale preponderante nel veicolo, ossia i longheroni (Figura 2.2).

Questi elementi hanno il compito di ricevere le energie maggiori in urto frontale ma devono essere garantiti adeguati collegamenti con gli elementi portanti anteriori, sia in senso longitudinale che trasversale, per evitare pericolose deformazioni dell'abitacolo (Figura 2.3). I longheroni devono essere progettati per deformarsi con schema detto a "fisarmonica" per evitare fenomeni di instabilità flessionale.



Figura 2.2: Schema strutturale di un veicolo in urto frontale contro barriera con ricoprimento del 40% - Fonte:[6]



Figura 2.3: Distribuzione delle tensioni in urto frontale

#### Urto laterale

Gli urti laterali vengono generalmente definiti come quegli impatti che interessano le fiancate degli autoveicoli e possono essere classificati in urti laterali veicolo-veicolo, che si verificano generalmente nelle intersezioni stradali, e urti veicolo-elementi fissi, molto pericolosi perché possono penetrare nel veicolo e provocare il contatto con gli occupanti. La principale differenza tra urti frontali e laterali risiede nel fatto che nei primi le energie di impatto vengono filtrate da tutti gli elementi strutturali e componentistica (plastiche e lamiere) anteriore e, cosa non secondaria, garantiscono una protezione anche meccanica dall'intrusione di elementi rigidi nell'abitacolo, mentre nel caso degli urti laterali, il conducente e i passeggeri sono più esposti a lesioni gravi da contatto siccome la fiancata non assicura gli stessi livelli di "difesa" da elementi rigidi. Le fiancate dei veicoli sono caratterizzate da valori di rigidezza decisamente minori rispetto ai valori dei rispettivi frontali, ciò è spiegato dall'assenza di elementi strutturali atti a irrigidire e ridistribuire le tensioni su aree più ampie (Figura 2.4).



Figura 2.4: Distribuzione delle tensioni in urto latera-le

Spesso nei casi reali di urto veicolo-veicolo si riscontrano danni all'anteriore del veicolo impattante limitati mentre le fiancate dei veicoli urtati riportano deformate e intrusioni di entità notevole. I livelli di deformazione e intrusione delle fiancate dipendono in maniera sensibile dal punto di applicazione delle forze. Analizzando per esempio il comportamento deformativo della fiancata lungo l'asse passante per il montante centrale della vettura, possiamo osservare che se il centro di compressione è allineato al pianale (caso di urto laterale nella quale si verifica un abbassamento del frontale del veicolo urtante successivamente alla frenata) la resistenza offerta da questo elemento è elevata siccome il pavimento di scocca è una componente strutturale a elevata rigidezza. Spostandoci verso il baricentro della vettura invece, i meccanismi di trasmissione delle tensioni saranno a taglio siccome gli unici elementi attivi saranno i montanti e quindi la forza resistente diminuirà con l'allontanarsi dal pianale del veicolo.

Spostandoci invece dal montante anteriore (o posteriore) verso il centro del veicolo in senso longitudinale osserviamo una diminuzione drastica di resistenza trasversale, questo dovuto all'assenza di elementi di collegamento con le componenti di maggiore rigidezza. La variabilità della rigidezza nella fiancata in urto laterale dipenderà quindi dalla posizione del centro di pressione dell'impatto, sia in direzione longitudinale che in verticale, generando aree della fiancata non adeguatamente robuste e facilmente penetrabili da elementi rigidi. I profili di deformazione inoltre avranno andamento dipendente dall'area di applicazione della forza; se l'elemento urtante ha un'area relativamente grande, saranno intercettati più componenti strutturali che distribuiranno la forza e conseguentemente le deformazioni, se invece la forza possiede un'area di applicazione contenuta la pressione applicata sarà maggiore causando deformazioni catastrofiche.

#### Rollover

I rollover, chiamati anche ribaltamenti o cappottamenti, sono quegli incidenti che comportano la perdita del normale assetto di marcia dovuto a una rotazione del veicolo di almeno 90°. Questi incidenti riguardano un numero sicuramente minore rispetto agli urti frontali e laterali anche se, negli ultimi anni si registra un aumento di questi specifici eventi dovuto anche al crescere nel parco circolante di veicoli aventi baricentri sempre più alti, come per esempio i SUV. Spesso il ribaltamento di un veicolo è la conseguenza di altri urti come l'impatto laterale dove l'evoluzione può comportare l'uscita dalla sede stradale del veicolo con l'interessamento di aree al di fuori dell'infrastruttura stessa. Come è facile immaginare, a seguito di un ribaltamento di un veicolo, si riscontreranno danni sulla zona alta dell'abitacolo; la copertura di un veicolo non possiede elevati valori di rigidezza in quanto pensati più a resistere a uno strisciamento continuo a veicolo ribaltato piuttosto che a resistere a urti concentrati. La mancanza quindi di elementi strutturali atti a irrigidire notevolmente la copertura potrebbe causare deformazioni non trascurabili del tetto dell'abitacolo a seguito di urti causanti accelerazioni elevate con una impronta localizzata.

#### Urto posteriore

Gli urti vengono definiti posteriori quando la direzioni di impatto è longitudinale, generalmente si verificano in concomitanza di urti frontali se si considerano situazioni di elevato traffico. Come negli urti anteriori, anche il retrotreno dei veicoli possiede rilevabili caratteristiche di resistenza alle sollecitazioni che giungono dal posteriore verso l'abitacolo. Gli elementi strutturali di maggior rilievo sono i puntoni longitudinali del pianale che irrigidiscono il posteriore e permettono un assorbimento notevole di energia cinetica. Se nell'incidente si è verificato un incendio, le cause di tale fenomeno possono essere ricercate in urti posteriori verificatesi ad elevate velocità o con angolazioni sfavorevoli.

Alla luce delle informazioni sopra esposte, analizzato il danno in termini di entità delle deformazione, si può determinare l'angolazione di impatto tenendo presente le direzioni di applicazioni delle forze che hanno realizzato tali danni. Ulteriori indizi per la ricostruzione dell'evento possono essere ricercati nelle tracce di vernice sulle carrozzerie scambiate dai veicoli interessati. Quando due veicoli giungono a impatto, l'urto non deve essere considerato solamente come una compenetrazione avente un'unica direzione, ma vi sarà anche una componente di scorrimento reciproco tra le carrozzerie che determina per l'appunto un trasferimento di vernice più o meno evidente.

Dall'angolo che i due veicoli formano durante la collisione si può giungere quindi alla posizione relativa dei veicoli nel momento dell'impatto, ma non è ancora possibile definire la posizione in cui si è verificato l'urto in riferimento alla sede stradale. Il ricostruttore deve tenere a mente che durante l'intera evoluzione dell'incidente, i veicoli possono urtarsi più volte tra loro o con gli elementi fissi, questo a seguito di moti caratterizzati da rotazioni importanti o da ribaltamenti ripetuti. In tali situazioni i mezzi mostrano più zone deformate dagli impatti e ancora più complicato associare temporalmente ogni danno alla posizione relativa dei mezzi.

#### 2.2 Determinazione del punto d'impatto

Successivamente alla determinazione della posizione relativa dei veicoli al momento dell'impatto, è necessario individuare la posizione assoluta della collisione in riferimento alla sede stradale [31, 38]; la precisione nell'identificazione di tale punto è un aspetto fondamentale per la corretta risoluzione degli studi cinematici che verranno affrontati in seguito. Il problema dell'individuazione del punto d'urto non può essere risolto seguendo una procedura teorica-sequenziale applicabile a tutti i casi studio, ma per ogni situazione il ricostruttore dovrà analizzare tutti i dati disponibili per definire la posizione più appropriata. In questa fase il ricostruttore dovrà osservare e analizzare ogni singola traccia presente sulla pavimentazione stradale (questo quando l'analista ricostruttore è chiamato a raccogliere i dati in prima persona sennò consulterà il rilievo degli inquirenti).

Molti indizi possono essere appresi analizzando la posizione e la concentrazione dei detriti (plastiche delle griglie dei frontali, elementi costituenti la fanaleria anteriore e posteriore, frammenti dei finestrini ecc...) conseguenti all'urto risalendo alle modalità di rottura considerando le proprietà meccaniche del materiale. Dovranno essere prese in considerazione tutte le tracce liquide provenienti dai veicoli, le scalfiture sulla pavimentazione, le abrasioni contro elementi fissi o mobili presenti ma comunque importanza primaria dovrà essere data alle tracce gommose lasciate dai veicoli. Le tracce degli pneumatici sulla pavimentazioni sono chiari segni riconducibili alla dinamica dei veicoli che non possono essere tralasciate ma devono essere esaminate considerando le condizioni ed i dispositivi relativi a ogni veicolo. Per una disamina migliore degli elementi si ritiene meglio suddividere l'evento, come è già stato fatto precedentemente, nelle tre fasi temporali caratteristiche.

#### Tracce successive l'impatto

In linea generale le tracce prodotte nella fase temporale consecutiva all'urto, possono riguardare sia la posizione statica dei veicoli che tutti i segni lasciati sulla pavimentazione durante i moti aberranti dei veicoli, cioè quei movimenti che esulano la normale marcia dei veicoli. La configurazione statica dei veicoli è uno degli aspetti di maggiore importanza per l'individuazione del punto d'urto, generalmente è una posizione certa (se i mezzi non sono stati movimentati per i soccorsi) e facilmente rilevabile attraverso misurazioni e fotografie. Tale posizione indica come i veicoli sono giunti alla configurazione ultima dopo aver dissipato le energie cinetiche possedute da ciascun veicolo, attraverso le deformazioni delle carrozzerie e i moti non "controllati" quale, primo tra tutti, lo scarrocciamento. La maggior parte delle tracce gommose rilevate in questa fase sono riconducibili al moto laterale del veicolo che tecnicamente viene chiamato scarrocciamento; tale moto si verifica quando le forze trasversali applicate ad ogni singolo pneumatico sono maggiori dell'aderenza fornita tra la pavimentazione e la gomma generando uno scivolamento del veicolo indipendente dalla direzione di rotolamento delle gomme. Quando si verificano queste condizioni, il moto del veicolo avrà una componente trasversale predominante rispetto a quella longitudinale e, nel caso di urti fortemente eccentrici quindi di forze applicate a distanze considerevoli rispetto al baricentro del veicolo, la traiettoria sarà curvilinea e potranno anche verificarsi rotazioni importanti dei veicoli, ossia i cosiddetti testa-coda. Durante lo scarroccio lo pneumatico non avendo più aderenza con la pavimentazione, scivola letteralmente seguendo la direzione della risultante delle forze applicate al veicolo, questo fenomeno di scorrimento provoca un surriscaldamento della copertura e il relativo deposito di particelle gommose del battistrada. Partendo dalla situazione di stasi dei veicoli e considerando le tracce degli pneumatici lasciate sulla pavimentazione, l'intento del ricostruttore sarà quello di effettuare un'analisi a ritroso degli elementi ottenuti per individuare l'assetto dei veicoli nel momento dell'urto.

#### Tracce contestuali l'impatto

Informazioni relative al punto di impatto possono essere ottenute analizzando la posizione dei detriti conseguenti alla collisione tra i mezzi oppure con gli elementi fissi o mobili allocati sulla sede stradale. E' importante considerare che tali elementi, quali le plastiche costituenti i frontali o la fanaleria dei mezzi, non vengono ritrovati nel preciso punto dell'impatto ma vengono proiettati a distanze dipendenti dalle velocità relative dei veicoli e anche dalle proprietà meccaniche degli elementi, come rigidezza e caratteristiche elastiche. I frammenti dei cristalli del veicolo forniscono informazioni importanti sulla posizione dell'urto siccome sono direttamente collegati all'impatto; data la bassa elasticità del materiale vetroso, appena si verifica una deformazione e curvatura delle lamiere si ha la conseguente rottura del finestrino. La presenza invece di pozze di liquidi, come olio o acqua proveniente dal radiatore, non possono essere correlate al momento dell'urto ma solamente alla posizione di quiete dei veicoli, siccome lo sviluppo delle suddette richiede tempo e quindi possono determinarsi solo a veicoli fermi.

#### Tracce antecedenti l'impatto

Come nella fase successiva all'impatto, le informazioni di maggiore rilievo sono ottenibili dall'analisi delle tracce gommose lasciate dai veicoli. In questo caso però le tracce sono conseguenti non a moti laterali di scarrocciamento, ma piuttosto si verificano a seguito di frenata radente. Una prima distinzione delle tracce di frenata deve essere fatta a seconda del fatto che il veicolo sia equipaggiato o meno dei sistemi antibloccaggio delle ruote ABS; se il veicolo non dispone di ABS e il guidatore imprime una pressione sul pedale del freno eccessivamente energica, avverrà il bloccaggio delle ruote provocando lo scivolamento delle gomme sulla pavimentazione in condizioni di attrito radente e le tracce così formatesi, saranno caratterizzate da impronte ben marcate e visibili.

Se invece il veicolo è dotato di sistemi ABS, anche se il freno viene azionato in modo eccessivo, il dispositivo evita il bloccaggio delle ruote mantenendo il valore dello scorrimento entro un certo intervallo, permettendo cioè comunque alla ruota il rotolamento sempre in regime di attrito volvente; tale sistema consente al guidatore di intervenire sulla direzionabilità del veicolo agendo sullo sterzo, cosa che non può verificarsi nel caso di scivolamento radente, ma soprattutto garantisce una frenata ottimale nelle specifiche condizioni di attrito gomma-suolo. In queste situazioni è difficile riscontrare la presenza sulla pavimentazione delle tracce di frenata proprio perché la decelerazione è avvenuta in condizioni di attrito volvente quindi non vi è stato scorrimento globale delle gomme producendo la normale traccia gommosa, è comunque possibile riscontrare in particolari casi, depositi lievi di gomma difficilmente visibili in cui è osservabile l'impronta del battistrada e non una traccia continua ed uniforme. Un aspetto che il ricostruttore deve tenere presente per l'associazione in frenata di ogni traccia a ciascuna ruota del veicolo, è che gli pneumatici non giungono a bloccaggio contemporaneamente (in caso di assenza di ABS) ma vi è una correlazione con il trasferimento dei carichi durante il moto.

#### 2.3 Rilievo dell'area del sinistro

Un rilievo del luogo del sinistro risulta necessario per localizzare gli elementi utili alla ricostruzione sulla sede stradale e per definire le loro posizioni relative. Quando gli inquirenti giungono sul luogo del sinistro, generalmente tracciano una planimetria dell'area riportando la posizione di quiete dei veicoli, le tracce di frenata o di scarrocciamento se presenti e la posizione dei detriti sulla sede

#### CAPITOLO 2. ANALISI DEL LUOGO DELL'INCIDENTE E ACQUISIZIONE DEI DATI UTILI

stradale o di altri elementi rilevanti. Le misure sulla scena dell'incidente vengono eseguite mediante la tecnica della "triangolazione" [31]; si individuano due capisaldi di posizione nota e facilmente individuabili, per esempio sui margini della strada, e si effettuano due misurazioni dell'oggetto dai punti di riferimento attraverso rotella metrica o, nel migliore dei casi, utilizzando stazioni totali. Tali tecniche possono essere impiegate anche per rilevare i profili delle deformazioni dei veicoli che verranno utilizzate per la determinazione della configurazione d'impatto dei mezzi e per la stima dell'energia dissipata durante l'urto. Queste metodologie di rilievo presentano limitazioni sia in termini di tempo, siccome non sono procedimenti automatici, sia perché possono essere rilevati solo un numero ridotto di punti.

Per ottenere una rappresentazione più completa dell'ambiente, è possibile utilizzare un Laser Scanner per rilevare in maniera automatica, gli elementi della sede stradale compresi i veicoli e le loro deformazioni residue [28]. I Laser Scanner si basano sul principio di posizionamento LiDAR dove la distanza tra l'oggetto di interesse e lo strumento viene misurata attraverso l'intervallo temporale che intercorre tra l'emissione di un impulso laser e il ritorno del raggio riflesso. La procedura di rilievo con posizionamento LiDAR [3] viene definita "non intelligente" siccome il risultato è una nuvola di punti dell'oggetto analizzato e vi è la possibilità che alcuni dettagli di nostro interesse non siano stati scansionati. I Laser Scanner si dividono in:

- *mobili*, montati su velivoli e utilizzati per rilevare profili del suolo, necessitano di parametri per definire il centro di presa in un sistema di riferimento terreno;
- *terrestri* o *fissi* se posizionati a terra, a loro volta vengono classificati in base al funzionamento (tempo di volo, a misura di fase, triangolatori).

Se l'oggetto da rilevare è di notevoli dimensioni (caso delle scene dei sinistri) possono rendersi necessarie più scansioni parziali per riprendere l'intera area; le diverse scansioni devono però essere associate a un unico sistema di riferimento. L'associazione di due scansioni avviene se vengono individuati punti comuni tra le riprese, tale procedura può essere agevolata posizionando dei marker (segnali ad alta riflettività) nei pressi dell'oggetto e l'individuazione di tale elementi avviene in maniera automatica utilizzando software specifici.

In alternativa al Laser Scanner è possibile utilizzare una nuova tecnica chiamata Computer Vision che, partendo da semplici fotografie della scena, restituisce un modello tridimensionale in due fasi [30]:

- nella "Structure from Motion" attraverso l'individuazione di particolari punti condivisi (features) tra le diverse fotografie si determina l'assetto della camera per ogni immagine ripresa e viene creata una nuvola a bassa densità di punti;
- attraverso la "Multi View-Stereo" invece mediante una ottimizzazione della distanza delle features attraverso la correzione della posizione e assetto dei punti di presa delle camere, la nuvola che si ottiene viene definita "densa" dato l'elevato numero di punti.

Le nuvole di punti ottenute mediante tecnica Computer Vision non raggiungono la qualità delle nuvole ottenute da Laser Scanner ma la notevole praticità e soprattutto il minor costo nel reperimento dell'attrezzatura, rendono tale tecnica una buona alternativa al dispositivi laser. Le nuvole di punti così ottenute possono essere caricate nell'ambientazione di diversi software usati per la ricostruzione degli incidenti, al fine di ottenere maggiore veridicità delle simulazioni, inoltre se disponibili, le rappresentazioni dei veicoli incidentati consentono sia una valutazione delle possibili posizioni in fase d'urto ma anche la stima dell'energia di deformazione attraverso un confronto con i profili dei veicoli indeformati.

# Capitolo 3 La dinamica del veicolo

Descrivere il comportamento dinamico di un veicolo durante la marcia è un compito di notevole complessità siccome richiede la conoscenza di una moltitudine di parametri che spesso, nel caso della ricostruzione degli incidenti, risultano di difficile determinazione. In questo capitolo si tratteranno alcuni degli aspetti di maggior importanza che influiscono sulla dinamica di un veicolo, utili nella ricostruzione degli incidenti per determinare le fasi precedenti e successive alla collisione dei mezzi.

Per una più facile visualizzazione delle forze si ipotizza un sistema di riferimento centrato nel baricentro del veicolo con l'asse X individuato come l'intersezione tra il piano di simmetria del veicolo e il piano parallelo alla pavimentazione stradale passante per il baricentro, l'asse Z normale al piano di rotolamento e positivo se uscente e l'asse Y a completare la terna cartesiana. Risulta utile definire un ulteriore sistema di riferimento per la visualizzazione delle forze e dei momenti applicati alle ruote, nello specifico si applicherà il sistema di coordinate della *Society of Automotive Engineers* (SAE), dove il centro di tale sistema corrisponderà al punto di contatto con il suolo, come riportato in Figura 3.1.

Per l'analisi delle forze si farà riferimento a quattro angoli fondamentali:

- angolo d'assetto ( $\beta$ ): angolo formato tra la direzione del vettore velocità del veicolo applicato nel baricentro e la direzione dell'asse X;
- angolo di deriva ( $\alpha$ ): angolo formato tra il piano medio ruota e la direzione del vettore velocità applicato nel centro ruota;
- angolo di camber o campanatura ( $\gamma$ ): è l'angolo formato tra il piano medio ruota e la verticale, risulta positivo se il piano medio è rivolto verso l'esterno del veicolo;
- angolo di convergenza ( $\theta$ ): nel piano XY è l'angolo formato tra il piano medio ruota e la direzione dell'asse X, è un angolo statico ossia a sterzo nullo e positivo se i piani medi delle ruote convergono;



Figura 3.1: Sistema di riferimento ruota-terreno -Fonte:[39]

• angolo di sterzo ( $\delta$ ): angolo formato tra il piano medio ruota e il piano di simmetria del veicolo, è definito come rapporto tra l'angolo volante  $\delta_v$  e il rapporto di sterzo  $\tau$ .

#### 3.1 L'interfaccia ruota suolo

Le ruote degli autoveicoli sono dotate di pneumatici che, oltre a garantire una funzione di sostegno all'intera struttura, permettono la trasmissione delle forze al suolo. Uno pneumatico tradizionale ha una base costituita da fili metallici intrecciati tra loro con una precisa orientazione per conferire rigidezza alla carcassa e ai fianchi dello pneumatico, sopra le tele metalliche sono applicati diversi strati di materiale gommoso fino al battistrada, che è l'elemento a diretto contatto con il suolo che garantisce l'aderenza (Figura 3.2). Il modello che verrà trattato in questo capitolo prende il nome di "brush model" o "modello a spazzola" proposto per la prima volta da H.B. Pacejka nel volume *"Tire and vehicle dynamics"* [27]. Il modello considera ogni tassello costituente il battistrada come un setola, vincolata allo pneumatico ma libera di deformarsi sia in direzione longitudinale che trasversalmente. Il suolo è pensato come un terreno liscio, piano e indeformabili e il meccanismo di trasmissione delle forze tra veicolo e piano di rotolamento, avviene grazie alla deformabilità dello pneumatico.



Figura 3.2: Composizione di uno pneumatico tradizionale - Fonte:[24]

Le setole vengono ipotizzate indipendenti tra loro e soggette a deformazioni lineari (Figura 3.3). Data la deformabilità dello pneumatico e dai carichi gravanti sulla ruota, non si osserva un contatto puntuale tra gomma e suolo ma si ha la formazione di un'orma a terra che può essere, in via approssimativa, considerata di forma ellittica.



Figura 3.3: Rappresentazione del modello a spazzola per pneumatico - Fonte:[24]

Le dimensioni dell'impronta dipendono dal carico verticale  $F_z$ , dalla pressione di gonfiaggio, dalla rigidezza della spalla, dall'angolo di campanatura e dalle caratteristiche del moto a cui è sottoposto il veicolo (per esempio quando il veicolo affronta una curva l'impronta assume una forma triangolare). Nel caso in cui il veicolo sia fermo, le reazioni vincolari espresse dal suolo non possono essere rappresentate quindi da forze puntuali, ma si avrà una distribuzione di forze  $q_z$ , nulla agli estremi dell'impronta e massima in corrispondenza del perno ruota, come riportato in (Figura 3.4).

Calcolando la velocità delle setole nella zona di contatto al suolo in funzione della coordinata  $\xi$ , intesa come distanza dal primo punto della gomma che



Figura 3.4: Distribuzioni delle pressioni lungo la superficie di contatto - Fonte:[24]

entra in contatto con il suolo durante il rotolamento, chiamato anche bordo di attacco, si ottiene:

$$\nu\left(\xi\right) = V - \omega R + \frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t} = V - \omega R + \frac{\partial U}{\partial\xi}\frac{\partial\xi}{\partial t}$$
(3.1)

La grandezza  $U(\xi)$  esprime la deformazione longitudinale della setola in funzione della coordinata  $\xi$ , considerando  $\partial \xi / \partial t$  pari alla velocità di traslazione della ruota V si ottiene:

$$\nu\left(\xi\right) = V - \omega R + \frac{\partial U}{\partial \xi} V \tag{3.2}$$

Richiamando l'ipotesi che ogni setola del battistrada si deformi linearmente e in modo indipendente dalle setole vicine, si definisce la deformazione come il rapporto tra la tensione tangenziale  $\tau_x$  agente sulla setola e il coefficiente di rigidezza longitudinale per unità di larghezza del battistrada  $C_k$ :

$$U(\xi) = \frac{\tau_x}{C_x} \tag{3.3}$$

e quindi riscrivendo l'espressione della velocità della setola e uguagliandola a zero, siccome si assume che il battistrada nella zona di contatto col suolo sia in aderenza, quindi non sia soggetto a movimenti relativi, si ottiene che:

$$\nu(\xi) = V(\frac{V - \omega R}{V} + \frac{1}{C_k} \frac{\partial \tau_x}{\partial \xi})$$
(3.4)

Il fatto di considerare una ruota pneumatica e non rigida implica una differenza tra la velocità di traslazione della ruota e la sua velocità periferica risultato del prodotto della velocità angolare  $\omega$ , dovuta alla coppia motrice o frenante, con il raggio effettivo della ruota durante il rotolamento R. Tale differenza può essere pensata come una sorta di strisciamento dello pneumatico al suolo e, proprio per questo motivo, il termine  $(V - \omega R)/V$  viene definito scorrimento:

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial \xi} = -C_k \frac{V - \omega R}{V} = -C_k k = -C_k s \tag{3.5}$$

integrando rispetto la variabile  $\xi$ :

$$\tau_x(\xi) = \tau_x(0) - C_k k\xi \tag{3.6}$$

la tensione tangenziale  $\tau_x$  sul bordo di attacco risulta nulla quindi:

$$\tau_x(\xi) = -C_k k\xi \tag{3.7}$$

che mostra come la tensione longitudinale sia funzione dello scorrimento e della distanza dal bordo di attacco dell'impronta; tale andamento però non corrisponde alle osservazioni sperimentali siccome, durante le fasi di accelerazioni e frenata, alcune zone del battistrada potrebbero non essere in condizioni di aderenza. Si possono quindi individuare due situazioni: la prima nella quale il battistrada è in aderenza con il suolo, cioè quando la forza longitudinale è minore della quantità  $f_a q_z(\xi)$  ossia il prodotto tra il coefficiente di attrito statico (o volvente) e il carico normale come definito dal modello di Coulomb, mentre nel caso di non aderenza si ha che la forza longitudinale supererebbe il valore limite prima definito ma la forza disponibile a terra effettiva risulta  $f_d q_z(\xi)$ , dove con  $f_d(< f_a)$  viene inteso il coefficiente di attrito in condizioni dinamiche.

Integrando le tensioni longitudinali sull'intera lunghezza 2a dell'impronta è possibile calcolare la forza longitudinale  $F_x$  esprimibile dalla gomma nelle particolari condizioni studiate; è utile precisare che la forza longitudinale è positiva quando il veicolo è in trazione mentre è di segno opposto quando si è in fase di frenatura.

$$F_x = \int_0^{2a} \tau_x(\xi) d\xi \tag{3.8}$$

Le equazioni fin qui proposte derivano da un modello fisico-teorico che si proponeva di rappresentare la realtà nella maniera più fedele possibile. Pacejka intraprese anche uno studio empirico osservando sperimentalmente il comportamento dinamico di numerosi tipi di pneumatici e costruendo un modello empirico-matematico che riassumesse le prestazioni sperimentali rilevate. Nel modello creato, chiamato la "Formula Magica" di Pacejka, sono presenti diversi coefficienti ottenuti per differenti tipologie di pneumatico e per diverse condizioni operative, che applicati permettono di riprodurre gli andamenti delle grandezze prestazionali degli pneumatici. Nel seguito si riportano alcuni diagrammi qualitativi per illustrare gli andamenti della forza longitudinale  $F_x$ , dello scorrimento s e del coefficiente  $\mu_x$  ottenuti applicando la versione più semplice del modello chiamato "Pacejka '89" [5].

In Figura 3.5 è riportato il diagramma ottenuto sperimentalmente calcolando la forza longitudinale in funzione dello scorrimento in condizione di trazione e frenata; le curve sono tracciate inoltre al variare del carico nominale  $F_z$ , e mostrano come i massimi varino in relazione alla forza verticale. Spostandosi all'interno dell'intervallo definito dai due picchi per ogni curva tracciata, il comportamento dinamico della ruota viene chiamato *stabile* siccome all'aumentare della coppia motrice o frenante si ha un aumento dello scorrimento e della forza longitudinale esprimibile dal sistema, superati i massimi ci si trova in una situazione *instabile* siccome la ruota tende repentinamente al bloccaggio o, allo strisciamento nel caso di accelerazione. I veicoli moderni sono equipaggiati di particolari dispositivi atti ad evitare il verificarsi di tali fenomeni, il sistema Antilock Braking System (ABS) verrà trattato al Paragrafo 3.3.



Figura 3.5: Andamento della forza longitudinale  $F_x$  al variare dello scorrimento s e della forza normale  $F_z$  - Fonte:[24]

Sempre dalla formula di Pacejka è possibile diagrammare la forza longitudinale in funzione dello scorrimento ma al variare del coefficiente di attrito del suolo  $\mu_x$  (Figura 3.6):



Figura 3.6: Andamento della forza longitudinale  $F_x$ al variare dello scorrimento s e del coefficiente di aderenza longitudinale  $\mu_x$  -Fonte:[24]

È possibile calcolare il coefficiente di aderenza longitudinale come il rapporto della forza longitudinale e del carico normale (Figura 3.7):



Figura 3.7: Andamento del coefficiente di aderenza longitudinale  $\mu_x$  al variare dello scorrimento s e della forza normale  $F_z$  - Fonte:[24]

Come nel caso longitudinale, in direzione trasversale nascono delle tensioni tangenziali dovute a uno pseudo-scorrimento laterale; è possibile applicare per il caso trasversale un modello a spazzola analogo, dove le setole in direzione longitudinale possiedono deformazioni  $U(\xi)$  nulle (rotolamento puro), mentre in direzione trasversale si osserva una deformazione  $W(\xi)$  ipotizzata lineare.

Dalla Figura 3.8 si può osservare come l'andamento delle tensioni trasversali sia lineare e crescente dal punto di attacco dell'impronta; come nel caso longitudinale però la forza laterale cresce in condizioni di aderenza finchè non viene intercettata la parabola che descrive il prodotto delle pressioni esercitate a terra e del coefficiente di attrito, da questo punto in poi la forza trasversale diminuisce seguendo l'andamento parabolico e tale zona dello pneumatico è in condizioni di strisciamento. Ciò è descritto dal fatto che nella zona posteriore dell'impronta la forza espressa è inferiore alla forza necessaria alle setole per "seguire" la direzione imposta dalla specifica velocità e angolo di deriva.



Figura 3.8: Modello a spazzola per deriva - Fonte: [24]

Il fatto che le tensioni trasversali non siano descritte da una distribuzione uniforme su tutta l'impronta ma triangolare, genera una risultante delle forze non passante per il baricentro, che produce un momento  $M_z$  chiamato momento di auto-allineamento, che tende a portare il piano medio della ruota sulla direzione del vettore velocità.

La velocità del tassello in direzione dell'asse Y risulta:

$$V_y = V \sin \alpha + \frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t} = V \sin \alpha + \frac{\partial W}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial t} \cong V \alpha + V \frac{\partial W}{\partial \xi}$$
(3.9)

se il tassello non striscia e quindi c'è aderenza tra ruota e suolo:

$$V(\alpha + \frac{\partial W}{\partial \xi}) = 0$$

$$\frac{\partial W}{\partial \xi} = -\alpha$$
(3.10)

Dall'ipotesi di deformazione lineare e introducendo il coefficiente  $C_y$  di rigidezza del battistrada per unità di lunghezza:

$$W = \frac{\tau_y}{C_y} \tag{3.11}$$

$$\tau_y = C_y W = -C_y \alpha \xi \tag{3.12}$$

Dove si osserva l'andamento lineare delle tensioni tangenziali è lineare in relazione alla distanza dal punto di attacco dell'orma e dell'angolo di deriva.

Come nel caso precedente, si riporta il diagramma della forza laterale  $F_y$  in funzione dell'angolo di deriva  $\alpha$  in diverse condizioni del carico nominale  $F_z$  applicando la formula "Pacejka '89" (Figura 3.9).



Figura 3.9: Andamento della forza lateral<br/>e $F_y$ al variare dell'angolo di deriv<br/>a $\alpha$ e della forza normale  $F_z$ - Fonte:<br/>[24]

È possibile diagrammare anche il coefficienti di aderenza laterale  $\mu_y$  (Figura 3.10) e del momento di autoallineamento  $M_z$  (Figura 3.11) entrambi in relazione all'angolo di deriva  $\alpha$ .



Figura 3.10: Andamento del coefficienti di aderenza laterale  $\mu_y$  al variare dell'angolo di deriva  $\alpha$  e della forza normale  $F_z$  - Fonte:[24]



Figura 3.11: Andamento del momento di autoallineamento  $M_z$  al variare dell'angolo di deriva  $\alpha$  e della forza normale  $F_z$  - Fonte:[24]

Durante la normale marcia di un veicolo non è concesso che la dinamica di uno pneumatico possa essere descritto solamente da un modello riferito a una situazione di puro scorrimento longitudinale o trasversale siccome è frequente che il veicolo debba curvare e contemporaneamente accelerare o frenare. In questi casi si ha la nascita sia di forze longitudinali sia di forze trasversali dovute alla deriva delle ruote ma i valori delle forze applicabili non raggiungeranno i valori massimi contemporaneamente individuati dai singoli modelli.

Applicando il modello di Pacejka è possibile ottenere l'andamento combinato dei coefficienti di aderenza nella direzione longitudinale e laterale per diversi valori dello scorrimento (Figura 3.12):



Figura 3.12: Andamento combinato dei coefficienti di aderenza longitudinale e laterale  $\mu_x$ ,  $\mu_y$  in funzione dello scorrimento  $\sigma$  - Fonte:[24]

Per osservare meglio l'andamento delle forze nelle due direzioni è possibile tracciare un diagramma polare al variare dell'angolo di deriva, che può essere inteso come l'aderenza totale disponibile durante il moto, tale diagramma prende il nome di "ellisse di aderenza" (Figura 3.13).



Figura 3.13: Andamento della forza laterale  $F_y$  in funzione della forza longitudinale  $F_x$  per diversi valori di  $\alpha$  e per un prefissato valore del carico nominale  $F_z$  - Fonte:[24]

#### **3.2** Meccanica della frenatura

Gli impianti frenanti hanno il compito di garantire la decelerazione del veicolo mediante la dissipazione di energia coinvolgendo tutte le ruote e in condizioni di sicurezza [24]. La frenatura ideale si verifica quando tutte le ruote frenano impegnando lo stesso coefficiente di aderenza longitudinale  $\alpha_x$ . Considerando il sistema di riferimento di Figura 3.14 si può esprime l'equazione di equilibrio dei momenti rispetto il punto O considerano L il passo del veicolo,  $L_F$ ,  $L_R$ i semipassi,  $F_{ZR}$ ,  $F_{ZF}$  le reazioni vincolari al suolo posteriore e anteriore, hl'altezza del baricentro del veicolo da terra e con W il peso del veicolo:

$$WL_F = F_{ZR}L \tag{3.13}$$

L'equazione è definita in condizioni statiche infatti non compaiono le forze frenanti  $F_X$  e non intervengono le forze d'inerzia.

La distribuzione statica dei carichi viene definita come:

$$\psi = \frac{F_{ZR}}{W} \tag{3.14}$$



Figura 3.14: Sistema di riferimento adottato nella trattazione - Fonte:[24]

e l'equazione del momento può essere riscritta come:

$$L_F = \frac{F_{ZR}L}{W} = \psi L \tag{3.15}$$

mentre l'equazione del semipasso posteriore può essere scritto come:

$$L_R = \frac{F_{ZR}L}{W} = (1 - \psi)L$$
 (3.16)

Considerando invece il veicolo in moto e nello specifico durante una frenatura:

$$F_{ZR,din} = (\psi - \chi a)W$$
  

$$F_{ZF,din} = (1 - \psi + \chi a)W$$
(3.17)

dove con a si intende la decelerazione del veicolo uguale al rapporto tra la forza frenante totale  $F_{X,tot}$  e il peso del veicolo W, mentre con  $\chi$  si intende il rapporto tra l'altezza del baricentro h e il passo del veicolo L.

Si definisce il coefficiente di trazione come:

$$\mu_{T,i} = \frac{F_{X,i}}{F_{Z,i,din}} \tag{3.18}$$

dove l'indice i è riferito all'assale specifico del veicolo. Il coefficiente di trazione così definito rappresenta l'attrito disponibile e non deve essere confuso con il coefficiente di attrito longitudinale tra ruota-suolo. Le forze frenanti sviluppabili si definiscono come:

$$F_{X,front} = F_{ZF,din} \cdot \mu_{T,front} = (1 - \psi + \chi a)W \cdot \mu_{T,front}$$
  

$$F_{X,rear} = F_{ZR,din} \cdot \mu_{T,rear} = (\psi - \chi a)W \cdot \mu_{T,rear}$$
(3.19)

La frenata ideale si sviluppa quando si riesce ad impegnare il massimo valore possibile del coefficiente di trazione per tutte le ruote e quindi esprimere la massima decelerazione longitudinale:

$$\mu_{T,front} = \mu_{T,rear} = \mu = a$$

$$F_{X,front,ottimale} = (1 - \psi + \chi a)Wa$$

$$F_{X,rear,ottimale} = (\psi - \chi a)Wa$$
(3.20)

Risolvendo le precedenti equazioni rispetto l'accelerazione a e sostituendo la soluzione nell'equazione:

$$a = \frac{F_{X,front,ottimale}}{W} + \frac{F_{X,rear,ottimale}}{W}$$
(3.21)

si ha come risultato l'equazione che descrivere la curva di frenata ottimale in condizione di veicolo vuoto o a pieno carico:

$$\left(\frac{F_{X,rear}}{W}\right)_{ottimale} = \sqrt{\frac{\left(\psi-1\right)^2}{4\psi^2} + \left(\frac{1}{\chi}\right) + \left(\frac{F_{X,front}}{W}\right)} - \frac{1-\psi}{2\chi} - \frac{F_{X,front}}{W}$$
(3.22)

Rappresentando le equazioni precedenti in riferimento alle forze frenanti normalizzate rispetto il peso del veicolo W, si possono osservare le parabole delle frenature ottimali per veicolo a pieno carico o vuoto e le rette a pendenza costante, la quale indicano le decelerazioni possibili (Figura 3.15):



Figura 3.15: Diagramma delle curve a frenatura ottimale - Fonte:[24]

Nei casi reali non sarà possibile esprimere una forza frenante pari a quelle calcolate nei casi ideali siccome non si presenteranno valori del coefficiente di trazione uguali per tutte le ruote e che queste raggiungano il bloccaggio contemporaneamente. Una frenatura viene definita *stabile* quando il bloccaggio delle ruote avviene prima all'avantreno ed eventualmente, solamente in un secondo momento si bloccheranno le ruote del retrotreno, si definisce *instabile* una frenatura nel caso inverso. La decelerazione per la quale si ha il passaggio da una frenatura stabile ad instabile viene definita accelerazione critica: nei veicoli moderni tale accelerazione si aggira intorno a 1q.

Quando il bloccaggio delle ruote posteriori precede il bloccaggio delle ruote anteriori, il veicolo diventa instabile e subisce una violenta rotazione attorno al suo asse verticale (*imbardata*). La velocità di rotazione dipende dalla velocità del veicolo, dal suo momento di inerzia, e dalla struttura del veicolo stesso. Per evitare il verificarsi di frenature in condizioni di instabilità, la normativa USA FWSS 135 [15] impone una progettazione del veicolo tale da evitare il bloccaggio delle ruote posteriori prima delle ruote anteriori.

In relazione alla Figura (3.16 (a)), si può osservare come il veicolo sia in fase di frenata e che le ruote posteriori siano bloccate mentre quelle anteriori stiano ancora rotolando. Se il veicolo subisce una qualsiasi forza disturbante laterale  $F_Y$ , magari dovuta alla pendenza della strada oppure a forte vento, tale forza può essere equilibrata solamente dalle forze trasversali sviluppate dalle ruote anteriori, siccome le posteriori sono in strisciamento.



Figura 3.16: Frenatura in condizione stabile (a) e instabile (b) - Fonte:[24]

La risultante  $F_r$  delle forze  $F_Y$  laterale e della forza d'inerzia  $F_X$ , rappresenta la direzione nella quale si sta muovendo il baricentro del veicolo e, rispetto l'asse longitudinale del veicolo, descrive l'angolo di assetto  $\beta$ . L'instabilità del veicolo deriva dal fatto che le forze laterali sviluppate dagli pneumatici anteriori generano un momento imbardante pari a  $F_{YR}\psi L$  rispetto al baricentro, che produce una rotazione del veicolo e porta ad un aumento dell'angolo di assetto e ad un conseguente testa coda. Nella Figura (3.16 (b)) invece, la forza laterale disturbante  $F_Y$  viene sempre bilanciata dalle forze  $F_{YR}/2$  ma in questo caso viene esercitata dalle ruote posteriori siccome le ruote anteriori sono bloccate; in questa situazione il momento imbardante è pari a  $F_{YR}(1 - \psi)L$ e tende a ridurre l'angolo di assetto  $\beta$  riportando il veicolo in traiettoria. In condizioni di frenatura stabile però il veicolo perde di direzionabilità siccome le ruote anteriori essendo bloccate, non trasmettono nessuna forza al suolo.

A differenza dei veicoli equipaggiati con motori termici, i veicoli elettrici e ibridi oltre alla frenatura meccanica mediante l'azionamento dei freni a disco o a tamburo, si ha una frenatura elettrica che viene utilizzata per il rallentamento del veicolo o parallelamente a quella meccanica e dipende dal fatto che i motori elettrici in fase di decelerazione funzionano da generatori.

#### I correttori di frenata

Per evitare che si verifichi prima il bloccaggio dell'assale posteriore, vengono utilizzati dei dispositivi meccanici chiamati correttori di frenata, che controllano e ripartiscono la coppia frenante tra retrotreno e avantreno. Nei veicoli dotati di ABS, il correttore di frenata viene sostituito da un dispositivo elettronico che prende il nome di EBD (Eletronic Brake Distribution). Un correttore di frenata generale di tipo meccanico funziona ricevendo in entrata la pressione di linea dell'impianto frenante e restituisce in output la pressione da inviare all'assale posteriore. Il dispositivo più semplice funziona sfruttando una valvola limitatrice; quando la pressione di linea raggiunge un determinato valore, la valvola blocca la pressione per le ruote posteriore ma ne permette l'aumento per le ruote anteriori (Figura 3.17).



Figura 3.17: Andamento qualitativo della pressione per gli assi anteriore e posteriore -Fonte:[24]

Un correttore di frenata più sofisticato utilizza valvole riduttrici che non causano la limitazione della pressione per l'assale posteriore per un determinato valore ma provocano una diminuzione nella velocità di crescita rispetto alla pressione dell'assale anteriore; questa soluzione permette un aumento della pressione al retrotreno anche quando si verifica il bloccaggio delle ruote dell'assale anteriore. Considerando invece un dispositivo EBD, al raggiungimento del valore prestabilito, intervengono le valvole ISO RR e ISO LR che limitano la pressione e mantengono tale valore costante, se risultasse necessario ridurre la pressione nel retrotreno, verrebbero aperte le valvole DUMP RR e DUMP LR che scaricherebbero il circuito (Figura 3.18).


Figura 3.18: Schema idraulico generale di un impianto frenante - Fonte:[24]

Sempre dalla Figura 3.18 si può notare come il circuito frenante sia sdoppiato e vengano accoppiate ad ogni circuito le ruote opposte Anteriore Destra – Posteriore Sinistra e Anteriore Sinistra – Posteriore Destra. In tale modo se dovesse verificarsi un guasto al circuito, la capacità frenante si dimezzerebbe ma si consentirebbe comunque la correzione della traiettoria del veicolo grazie all'aderenza trasversale delle ruote non frenanti anche nel caso in cui le ruote frenanti siano bloccate.

Un ulteriore sistema di controllo dinamico del veicolo è il VDC (Vehicle Dynamics Control), conosciuto anche come ESP (Electronic Stability Program). Attraverso il controllo differenziato della coppia frenante su ogni ruota, il dispositivo riporta il veicoli nella traiettoria corretta quando capitano fenomeni di sovrasterzo e sottosterzo, per questi motivi il sistema ESP deve lavorare accoppiato all'ABS e all'ASR (sistema di antipattinamento in accelerazione).

### 3.3 ABS (Antilock Braking System)

Tralasciando la descrizione del funzionamento di un ABS dal punto di vista meccanico, risulta interessante analizzare la strategia con cui il dispositivo interviene [24]. In Figura 3.19 è rappresentato un tipico ciclo di funzionamento di un ABS dove il primo diagramma indica la velocità del veicolo  $V_F$  con andamento pressoché lineare, e la velocità  $V_R$  risultante tra il prodotto della velocità angolare  $\omega_R$  e del raggio ruota R. Nel secondo diagramma sono riportati le accelerazioni periferiche della ruota e con A, +a, -a si intendono i valori limite di controllo, mentre l'ultimo diagramma rappresenta l'andamento della pressione nell'impianto frenante, tutte le grandezze sono tracciate in funzione del tempo.



Figura 3.19: Ciclo ideale di intervento ABS -Fonte:[24]

Nella Fase 1 si verifica l'aumento lineare della pressione, quindi della coppia frenante, fino al raggiungimento del valore di decelerazione -a, superato tale valore (Fase 2) si ha il mantenimento costante della pressione nell'impianto (la decelerazione continua ad aumentare) fin quando la velocità  $V_R$  non uguaglia la soglia  $\lambda_1$ , valore definito in base allo scorrimento della ruota. Nella fase 3 la pressione diminuisce per permettere un aumento nell'accelerazione della ruota ritornando alla soglia -a, nella fase 4 la pressione risulta costante e l'accelerazione aumenta fino al valore +A. Nella fase successiva la pressione viene incrementata linearmente e l'accelerazione torna al valore +A (la ruota decelera). La Fase 6 è caratterizzata dalla pressione dell'impianto costante e dalla riduzione di accelerazione fino al valore +a, da questo istante (Fase 7) si ha un aumento della pressione a gradini che implica una decelerazione finale pari a -a. Nella Fase 8 la pressione viene diminuita per sfrenare la ruota.

L'ABS deve intervenire correttamente anche quando i coefficienti di aderenza sono diversi per ogni ruota, ciò generalmente capita quando il veicolo frena non in rettilineo. Il dispositivo inoltre deve riconoscere se le condizioni della pavimentazione cambiano durante la marcia, per esempio se se si passa da un tratto in condizioni asciutte a uno tratto in condizioni bagnate. L'ABS deve sempre garantire sia la direzionabilità del veicolo in frenata che la massima performance in termini di distanza di arresto; le massime forze frenanti sono esprimibili per valori di scorrimento intorno al 12-13%. La Figura 3.20 rappresenta l'andamento del coefficiente di aderenza longitudinale al variare dello scorrimento in situazione di frenata per quattro diversi terreni, i rettangoli tratteggiati indicano le zone in cui l'ABS deve mantenere i valori di scorrimento per trasferire le forze frenanti massime al suolo.



Figura 3.20: Andamento del coefficiente di attrito in funzione dello scorrimento - Fonte:[24]

La curva 1 è ottenuta nel caso suolo ad elevata aderenza e con irregolarità modeste, la curva 2 rappresenta la stessa condizione di aderenza ma di un veicolo con pneumatici invernali, la curva 3 è l'unica a mostrare un andamento differente dalle altre cioè si raggiunge il massimo valore per uno scorrimento del 100% (perdita di controllo del veicolo), ciò si verifica in presenza di neve o sabbia siccome le ruote bloccate causano un compattamento del terreno nella zona anteriore dello pneumatico che provoca una resistenza al moto. La curva 4 indica la condizione di aderenza peggiore ossia in presenza di ghiaccio sulla pavimentazione.

### **3.4** Calcolo della distanza di arresto

Quando un guidatore è costretto ad effettuare una frenata di emergenza, per esempio per evitare una collisione con un ostacolo presente sulla sua traiettoria, la distanza percorsa dal veicolo per arrestarsi non corrisponde solamente allo spazio necessario alla decelerazione, ma deve essere considerata anche una quota di spazio necessaria al guidatore per percepire l'ostacolo [39]. Il guidatore infatti non aziona istantaneamente il pedale del freno all'avvistamento dell'ostacolo ma ha bisogno di un intervallo di tempo per percepire la situazione di pericolo, decidere la manovra migliore e solamente successivamente interviene sul pedale del freno se lo ritiene necessario. Tale tempo, chiamato per l'appunto tempo di reazione  $t_r$ , dipende da diversi fattori quali ad esempio le condizioni della pavimentazione stradale, di traffico, ambientali, dalle caratteristiche del veicolo e dalle condizioni psico-fisiche del guidatore come età, stanchezza, esperienza di guida, se ha assunto farmaci o sostanze stupefacenti ecc. Generalmente li tempo di reazione viene scelto tra valori compresi tra 0.5 s e 2.5 s.

Il tempo di reazione psicotecnico invece, oltre a tenere conto del tempo di reazione analizzato prima, considera anche un tempo di attuazione necessario all'impianto frenante affinchè, dal momento in cui viene azionato il pedale del freno, si raggiungano i valori di coppia frenante a regime del sistema. In Figura 3.21 sono riportati valori tipici dei tempi di azionamento dei freni a seconda del tipo di sistema utilizzato.

Freni idraulici di tipo automobilistico (tamburo + disco)	0,15 <t<0,25< th=""></t<0,25<>
Freni idraulici autocarri leggeri (tamburo + disco)	0,2 <t<0,30< td=""></t<0,30<>
Freni idropneumatici	0,40 <t<0,65< td=""></t<0,65<>
Freni pneumatici a seconda della posizione del servoautodistributore	0,45 <t<1< td=""></t<1<>

Figura 3.21: Tempi di entrata a regime per diversi impianti frenanti - Fonte:[39]

Il grafico di Figura 3.22 rappresenta la decelerazione a cui è sottoposto un veicolo a seguito di una frenata di emergenza. Da tale grafico è apprezzabile, come si è detto in precedenza, un transitorio pari a 0.2 s necessario all'impianto frenante per sviluppare la massima coppia frenante; se il veicolo è sprovvisto di ABS, negli istanti successivi al raggiungimento del valore massimo si verifica il bloccaggio delle ruote e il conseguente strisciamento delle gomme, mentre se il mezzo è equipaggiato di ABS la coppia frenante verrà modulata affinchè si abbia una forza prossima al valore massimo possibile per quelle particolari condizioni di aderenza.

Al fine di calcolare la distanza di arresto del veicolo, è possibile assumere una decelerazione media  $a_a$  nel transitorio pari al prodotto della decelerazione stabilizzata  $a_s$  per un coefficiente k generalmente definito da valori compresi tra 0.5 e 0.7.



Figura 3.22: Andamento qualitativo della decelerazione durante una frenata per un veicolo dotato di ABS - Fonte:[39]

La distanza di arresto in condizioni di emergenza può essere quindi scomposta in tre fasi quali:

- percezione, decisione e reazione da parte del guidatore nella quale il veicolo mantiene una velocità costante pari a  $v_i$  e percorre una distanza pari a  $v_i t_r$ , in  $t_r$  è considerato anche il tempo di attuazione dell'impianto frenante;
- fase in cui la decelerazione aumenta fino alla coppia frenante stabilizzata, si può considerare una decelerazione media pari a  $a_a = a_s k$  per un intervallo di tempo pari a  $t_a$ ;
- l'impianto frenante sviluppa la coppia stabilizzata  $a_s = -\mu g$  pari al prodotto dell'accelerazione gravitazionale e del coefficiente di aderenza.

La distanza di arresto totale può essere espressa come:

$$x = v_i t_r + \left( v_i t_a - \frac{k\mu g t_a^2}{2} \right) + \frac{(v_i - k\mu g t_a)^2}{2\mu g}$$
(3.23)

### 3.5 Analisi delle tracce di frenatura

Oltre a definire la traiettoria percorsa dal veicolo nei momenti prossimi all'incidente, le tracce presenti sulla pavimentazione, a seguito di una frenata di emergenza, possono fornire informazioni utili alla determinazione di quale sia stata la decelerazione del veicolo [39]. Eseguendo delle frenature di emergenza con un autoveicolo, si osserva che in linea generale le lunghezza delle tracce gommose depositate sulla pavimentazione non corrispondono esattamente al momento di massima decelerazione del veicolo. Come è riportato in Figura 3.23, la marcatura al suolo avviene successivamente al raggiungimento della decelerazione stabilizzata ma comunque, qualche istante prima del bloccaggio delle ruote, ossia a scorrimento pari all'unità.



Figura 3.23: Andamento qualitativo delle decelerazione durante una frenata di emergenza -Fonte:[39]

Per i veicoli commerciali può capitare che le tracce avvengano anche prima del picco di coppia frenante. Se il veicolo è equipaggiato di ABS le tracce di frenata possono non essere visibili sulla pavimentazioni siccome il dispositivo evita lo strisciamento degli pneumatici; possono essere prodotte delle tracce meno evidenti rispetto a quelle in un caso a ruote bloccate ma comunque risulta difficile rilevarne la presenza.

A seguito di una frenata di emergenza, può verificarsi la situazione in cui solamente un asse del veicolo abbia lasciato al suolo delle tracce gommose visibili; ammettendo che l'impianto frenante sia stato progettato correttamente ed escludendo malfunzionamenti e che tutte le ruote abbiano le stesse condizioni di aderenza al suolo, il bloccaggio prematuro di un asse avviene quando il guidatore imprime una pressione al pedale tale da determinare una coppia frenante massima solamente ad un asse ma non sufficiente a bloccare entrambi gli assali.

# Capitolo 4 Analisi "manuale" di un urto

Descrivere l'evoluzione di un incidente in termini cinematici, ossia l'avvicinamento dei veicoli al punto d'urto, e per gli aspetti dinamici relativi alle interazioni che nascono durante il contatto, è un compito di notevole complessità.

Se nella realtà l'urto avviene in tempi brevissimi e comporta lo sviluppo di forze elevate e notevoli accelerazioni dipendenti dal tempo, nelle ricostruzioni ci si affida alle leggi del moto di Newton che si fondano sulle formulazioni della conservazione dell'energia che considerano l'urto di durata infinitesima e non prendono in considerazione le modalità con cui avvengono gli scambi di forze nelle aree di contatto. Nello studio il modello utilizzato prende il nome di "modello impulsivo" perché analizza gli impulsi che nascono durante il contatto e gli effetti che generano in relazione alle direzioni di impatto. A seconda del caso analizzato, il modello può essere caratterizzato da più gradi di libertà: in presenza di urti centrati ossia di incidenti in cui la direzione dell'impulso passa per i baricentri dei veicoli il modello si limiterà ad analizzare il fenomeno solamente in tale direzione (1 grado di libertà), nei casi in cui invece l'urto è eccentrico saranno necessari modelli a 2 o più gradi di libertà. Il presente capitolo e il successivo seguono la trattazione del volume "Ricostruzione della dinamica degli incidenti stradali. Principi e applicazioni." [39, 10].

## 4.1 Urti centrati: modello a un grado di libertà

Il modello a 1 grado di libertà può essere applicato ai casi in cui la direzione delle forze che caratterizzano l'impatto abbiano la stessa direzione e risultano passanti per i baricentri dei corpi. La terza legge di Newton (legge azionereazione) afferma che quando due corpi entrano in contatto si scambiano forze di pari intensità e direzione ma di verso opposto e il sistema così composto resta in equilibrio relativamente alle sole forze interne. Nella realtà si generano forze tra il veicolo e l'ambiente esterno come per esempio la resistenza aerodinamica e le forze di attrito pneumatico-pavimentazione ma, nella maggior parte dei casi, sono trascurabili rispetto alle forze relative all'urto. In Figura 4.1 viene riportato il sistema di riferimento inerziale dove l'asse X rappresenta la direzione di sviluppo delle forze, i pedici 1 e 2 individuano i diversi veicoli.



Figura 4.1: Sistema di riferimento per urto centrato -Fonte:[39]

Dal secondo principio di Newton le forze espresse dai veicoli sarebbero pari al prodotto tra la massa di ciascun veicolo e l'accelerazione posseduta, in riferimento al sistema cartesiano sopra definito si ottiene:

$$-F = m_1 \ddot{x}_1 -F = m_2 \ddot{x}_2$$

$$(4.1)$$

Uguagliando le due equazioni si ottiene l'equazione di equilibrio dinamico:

$$m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = 0 \tag{4.2}$$

che integrandola nel tempo per la durata dell'urto e considerando la massa dei veicoli costante, cioè che non si abbia il distacco di elementi del veicolo, si ottiene:

$$m_{1} \int_{\Delta t} \ddot{x}_{1} dt + m_{2} \int_{\Delta t} \ddot{x}_{2} dt = 0$$

$$m_{1} \Delta V_{1} + m_{2} \Delta V_{2} = 0$$

$$\Delta V_{1} = \overline{V}_{1} - V_{1}$$

$$\Delta V_{2} = \overline{V}_{2} - V_{2}$$

$$(4.3)$$

dove le velocità senza pedice sono relative al momento prima dell'urto mentre quelle indicate con il pedice corrispondono alla fine dell'urto. L'impulso che si scambiano i due veicoli a seguito dell'urto viene definito come la variazione di quantità di moto che i veicoli subiscono a seguito della variazione di velocità:

$$I = m_1 \Delta V_1 = -m_2 \Delta V_2 \tag{4.4}$$

Esplicitando i termini relativi alle velocità otteniamo la relazione inerente alla

conservazione della quantità di moto del sistema prima e dopo l'urto, in altre parole la quantità di moto rimane costante nel tempo:

$$m_1 V_1 + m_2 V_2 = m_1 \overline{V}_1 + m_2 \overline{V}_2 \tag{4.5}$$

#### Coefficiente di restituzione

Facendo riferimento ancora allo schema riportato in Figura 4.1 si consideri la situazione di urto frontale centrato in cui il veicolo 1 abbia velocità positiva mentre il veicolo 2 possegga velocità negativa. Quando i veicoli giungono a contatto si ha una prima fase di deformazione dovuta alla compressione dei frontali dove si verifica l'avvicinamento dei baricentri (velocità relativa in questo caso positiva) fino a una distanza minima di massima compenetrazione dove i veicoli acquisiscono la stessa velocità (velocità relativa nulla). Nel momento successivo alla massima deformazione inizia la fase di restituzione dove i veicoli si allontano (velocità relativa di segno invertito) e recuperano una certa quota di deformazione grazie alle proprietà elastiche dei materiali, dal momento di distacco tra le zone impattanti invece, i due veicoli mostrano deformazioni permanenti o chiamate anche residue.

In Figura 4.2 è possibile osservare la distanza dei baricentri, dal momento in cui inizia l'urto, in relazione alle velocità possedute dai veicoli; nel grafico viene indicato il tempo  $t_c$  come il momento in cui i veicoli raggiungono la medesima velocità e che separa l'urto tra la fase di compressione e quella di restituzione.



Figura 4.2: Andamento delle velocità dei baricentri nel tempo, durante l'urto - Fonte:[39]

Integrando le forze di contatto nella fase di compressione e restituzione si ottengono i relativi impulsi:

- 4

$$I_{c} = \int_{t_{1}}^{t_{c}} Fdt$$

$$I_{r} = \int_{t_{c}}^{t_{2}} Fdt$$
(4.6)

Newton definì un parametro, chiamato coefficiente di restituzione, pari al rapporto degli impulsi di compressione e restituzione:

$$\varepsilon = \frac{I_c}{I_r} \tag{4.7}$$

dove gli impulsi possono essere calcolati considerando le velocità dei baricentri del sistema:

$$I_{c} = m_{1}(V_{1} - V_{G}) = m_{2}(V_{G} - V_{2})$$

$$I_{r} = m_{1}(V_{G} - \overline{V}_{1}) = m_{2}(\overline{V}_{2} - V_{G})$$

$$V_{G} = \frac{m_{1}V_{1} + m_{2}V_{2}}{m_{1}m_{2}}$$
(4.8)

Poisson inoltre formulò una ulteriore formula per il coefficiente di restituzione definito come il rapporto delle velocità relative dei veicoli ossia le differenze delle velocità nel momento iniziale dell'urto e nel momento finale:

$$\varepsilon = -\frac{\overline{V}_R}{V_R} = \frac{\overline{V}_2 - \overline{V}_1}{V_1 - V_2} \tag{4.9}$$

Il coefficiente di restituzione assume valore pari a 1 quando l'urto è perfettamente elastico ossia quando i veicoli nella fase di fine restituzione assumono velocità pari a quelle di entrata all'urto ma di verso opposto, in tali casi non si verificano deformazioni permanenti. Nel caso che il coefficiente di restituzione si nullo, caso di urto perfettamente anelastico o plastico, i veicoli negli istanti successiva al momento di massima compenetrazione non sono più soggetti ad un allontanamento reciproco ma assumono la medesima velocità del baricentro del sistema, ovvero si muovono solidalmente come fossero un corpo unico. Il coefficiente di restituzione non dipende solamente dalla tipologia di urto ma è correlato alle caratteristiche strutturali dei veicoli interessati dall'urto e dalle modalità di interazione degli stessi. Data la difficoltà nel determinare analiticamente le proprietà meccaniche dei veicoli, il coefficiente di restituzione viene calcolato attraverso l'esecuzione di crash test. Sperimentalmente si osserva (Figura 4.3) che negli urti frontali all'aumentare della velocità relativa di impatto, il coefficiente di restituzione tende a diminuire, questo dato dal fatto che generalmente alle alte velocità si verificano deformazioni permanenti di maggiore entità rispetto alle componenti elastiche.



Figura 4.3: Andamento qualitativo del coefficiente di restituzione in funzione della velocità relativa - Fonte:[39]

Newton a seguito della definizione del coefficiente di restituzione fornisce una equazione per il calcolo delle velocità:

$$\overline{V}_1 = V_1 - \frac{m_c}{m_1} (1+\varepsilon) V_R$$

$$\overline{V}_2 = V_2 + \frac{m_c}{m_2} (1+\varepsilon) V_R$$
(4.10)

dove  $m_c$  è definita come la massa equivalente del sistema:

$$m_c = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \tag{4.11}$$

Dalle equazioni sopra elencate le variabili cercate riguardano le velocità di uscita dall'urto avendo a disposizione la velocità relativa (velocità di entrambi i veicoli all'entrata dell'urto) e il coefficiente di restituzione può essere ottenuto da prove sperimentali. Nella maggior parte dei casi reali invece, le vere incognite nella ricostruzione "manuale" sono le velocità di entrata all'urto siccome quelle caratterizzate da maggiore incertezza. Le velocità finali di uscita sono calcolabili dall'analisi dei moti post-urto, ovvero dal punto di impatto fino alla posizione di quiete dei veicoli, per esempio analizzando le tracce di frenata o scarroccio presenti sulla pavimentazione nel caso fossero rilevabili. Se a seguito dell'urto i veicoli presentano notevoli deformazioni permanenti, le equazioni elencate per il calcolo delle velocità non sono più adatte alla risoluzione del problema, perché non considerano la quota di energia dissipata nella deformazione dei frontali. Nei casi in cui le energie relative alle deformazioni non possano essere trascurate, il principio di conservazione della quantità di moto deve essere applicato in modo tale da rispettare anche il bilancio dell'energia del sistema.

#### Energia del sistema

Ammettendo che il nostro sistema non sia soggetto a forze esterne è possibile assumere che l'energia totale del sistema rimanga costante per tutta la durata dell'evento da noi studiato, ma che si possano verificano solamente trasformazioni di energia da una forma a un'altra. Nel caso dell'infortunistica stradale, l'energia di maggior rilievo è quella relativa al moto dei corpi e prende il nome di energia cinetica. Considerando ancora lo schema riportato in Figura 4.1, l'energia cinetica del sistema può essere così espressa:

$$E_c = \frac{1}{2}(m_1 + m_2)V_G^2 + \frac{1}{2}m_c V_R^2$$
(4.12)

In funzione cioè della velocità posseduta dal baricentro del sistema, dalla massa equivalente e dalla velocità relativa dei veicoli all'entrata dell'urto. Se assumiamo che il sistema analizzato sia isolato rispetto l'ambiente esterno, la velocità del baricentro permane nello stato di quiete o comunque in moto uniforme, ciò dato dal fatto che le forze interne dovute anche all'urto risultano in ogni istante in equilibrio. E' il secondo termine della (4.12) che varia nel tempo in relazione alla differenza delle velocità dei veicoli durante l'urto; nella fase di compressione si verifica una diminuzione della velocità relativa dei veicoli fino all'annullamento della stessa nell'istante di massima compenetrazione (veicoli alla stessa velocità e velocità relativa pari a zero), mentre nella fase di restituzione si ha un aumento della velocità relativa. Nello specifico, nella fase di compressione si verificano le deformazioni dei frontali e una parte dell'energia cinetica diventa energia elastica potenziale siccome nella fase restituzione, solamente una quota parte viene restituita ai veicoli come energia cinetica. Fino al momento di massima compressione l'energia cinetica iniziale del sistema può essere definita come la somma dell'energia cinetica del baricentro e l'energia assorbita dai veicoli durante la compressione:

$$E_{ci} = E_G + E_a \tag{4.13}$$

dove l'energia assorbita dai veicoli è costituita da una quota elastica che viene restituita e dall'energia che viene dissipata nelle deformazioni permanenti:

$$E_a = E_G + E_r \tag{4.14}$$

che confrontata con la (4.12):

$$E_a = \frac{1}{2}m_c V_R^2 \tag{4.15}$$

dove l'energia assorbita nella fase d'urto dipende dalla velocità relativa dei veicoli. Dall'istante successivo alla massima compressione, si verifica la fase di restituzione nella quale i veicoli, riacquisendo parte dell'energia assorbita sotto forma di energia cinetica, si allontano reciprocamente. L'energia cinetica a fine urto viene definita come:

$$E_{cf} = \frac{1}{2}(m_1 + m_2)V_G^2 + \frac{1}{2}m_c\overline{V_R^2}$$
(4.16)

Il bilancio energetico nella fase di restituzione è formata sempre dall'energia cinetica del baricentro, che rimane costante lungo tutta la durata dell'urto, e l'energia di restituzione:

$$E_{cf} = E_G + E_r \tag{4.17}$$

uguagliandola con (4.16) l'energia di restituzione sarà:

$$E_r = \frac{1}{2}m_c\overline{V_R^2} \tag{4.18}$$

e considerando il coefficiente di restituzione:

$$E_r = \frac{1}{2}m_c V_R^2 \varepsilon^2 \tag{4.19}$$

e come controparte dell'energia di restituzione, l'energia di deformazione viene definita:

$$E_d = \frac{1}{2}m_c(1-\varepsilon^2)V_R^2$$
 (4.20)

La relazione che lega il bilancio energetico tra inizio e fine urto non considera l'energia cinetica posseduta dal baricentro:

$$E_{ci} = E_{cf} + E_d \tag{4.21}$$

L'energia di deformazione può essere calcolata analizzando le deformazioni residue presenti sul veicoli conoscendo il comportamento strutturale in fase di urto, il Capitolo 5 tratterrà proprio questo aspetto.

# 4.2 Urti nel piano: modello a due gradi di libertà

Nel caso in cui la fase di impatto sia caratterizzata da velocità che non hanno in comune la direzione con l'asse passante per i baricentri dei veicoli, il modello a un grado di libertà non è più sufficiente a descrivere l'incidente. Se l'urto descrive traiettorie contenute nel piano, ovvero non sono presenti componenti del moto perpendicolari al piano stradale, è necessario analizzare il fenomeno con modelli a due gradi di libertà. In tali modelli i veicoli non vengono studiati come corpi rigidi ma l'intera massa viene concentrata in un unico punto materiale a cui vengono applicate le forze agenti. Come nel caso di modelli a un grado di libertà, l'urto viene considerato di durata infinitesima, vengono trascurate le forze esterne al nostro sistema e le forze interne generate dall'urto sono applicate in un punto che rappresenta l'area di impatto tra i veicoli. Nella definizione del sistema di riferimento, viene scelto l'asse s, chiamato di "scorrimento" passante per la superficie di impatto, l'asse r di "restituzione" perpendicolare ad esso e il piano di impatto perpendicolare al vettore della velocità relativa dei veicoli sempre passante per la superficie di impatto.

In Figura 4.4 è rappresentato il sistema di riferimento dove sono indicati i vettori delle velocità all'entrata dell'urto e all'uscita. Scomponendo i vettori delle velocità lungo gli assi scelti, si possono esprimere due equazioni relative alla conservazione della quantità di moto:



Figura 4.4: Vettori delle velocità pre e post urto definiti i coefficienti di restituzione e scorrimento - Fonte:[39]

$$m_1 V_{1r} + m_2 V_{2r} = m_1 \overline{V}_{1r} + m_2 \overline{V}_{2r}$$

$$m_1 V_{1s} + m_2 V_{2s} = m_1 \overline{V}_{1s} + m_2 \overline{V}_{2s}$$
(4.22)

Dalle componenti delle velocità pre e post urto è possibile definire il coefficiente di restituzione  $\varepsilon$ , ed il coefficiente di scorrimento  $\sigma$ :

$$\varepsilon(V_{2r} - V_{1r}) = (\overline{V}_{1r} - \overline{V}_{2r})$$
  

$$\sigma(V_{2s} - V_{1s}) = (\overline{V}_{1s} - \overline{V}_{2s})$$
(4.23)

Se il coefficiente di restituzione viene correlato all'energia dissipata nelle deformazioni permanenti in direzione ortogonale al piano di impatto, il coefficiente di scorrimento è relativo all'energia dissipata durante il moto relativo di strisciamento dei veicoli. Se il coefficiente di restituzione è calcolabile attraverso l'analisi delle deformazioni permanenti, il coefficiente di scorrimento risulta di difficile determinazione soprattutto se espresso in funzione delle velocità tangenziali. Il coefficiente di scorrimento può essere definito invece analizzando le forze interne.

Considerando i punti materiali rappresentanti i veicoli nel momento dell'impatto, si definisce un secondo sistema di riferimento n - t dove l'asse n è passante per i punti materiali e l'asse t è normale ad esso. Il fatto che il piano t non corrisponda al piano di impatto, fa si che le componenti delle velocità lungo tale asse non siano uguali e quindi che la velocità relativa sia non nulla. Applicando il principio di conservazione della quantità di moto secondo il sistema cartesiano di Figura 4.5 si ottiene:



Figura 4.5: Sistema di riferimento con punti materiali - Fonte:[39]

$$m_1 V_{1n} + m_2 V_{2n} = m_1 \overline{V}_{1n} + m_2 \overline{V}_{2n} m_1 V_{1t} + m_2 V_{2t} = m_1 \overline{V}_{1t} + m_2 \overline{V}_{2t}$$

$$(4.24)$$

Gli impulsi proiettati lungo gli assi n - t possono essere formulati in relazione alle velocità all'entrata e in uscita dall'urto:

$$I_{n} = m_{1}(\overline{V}_{1n} - V_{1n}) = -m_{2}(\overline{V}_{2n} - V_{2n})$$
  

$$I_{t} = m_{1}(\overline{V}_{1t} - V_{1t}) = -m_{2}(\overline{V}_{2t} - V_{2t})$$
(4.25)

e definire il coefficiente  $\mu$  il rapporto tra gli impulsi:

$$\mu = \frac{I_t}{I_n} \tag{4.26}$$

dove tale grandezza rappresenta, similmente al coefficiente di scorrimento, lo strisciamento relativo dei veicoli durante l'urto. Il coefficiente  $\mu$  è nullo quando l'impulso in direzione tangenziale è pari a zero, ossia quando non si hanno forze trasversali sull'area di impatto.

In relazione ai coefficienti  $\mu$  ed  $\varepsilon$  così definiti, le equazione che individuano le velocità iniziali sempre nel sistema di riferimento n - t sono:

$$V_{1n} = \overline{V}_{1n} - \frac{m_2}{m_1 + m_2} (1 + \varepsilon) (V_{2n} - V_{1n})$$

$$V_{1t} = \overline{V}_{1t} - \mu \frac{m_2}{m_1 + m_2} (1 + \varepsilon) (V_{2n} - V_{1n})$$

$$V_{2n} = \overline{V}_{2n} + \frac{m_1}{m_1 + m_2} (1 + \varepsilon) (V_{2n} - V_{1n})$$

$$V_{2t} = \overline{V}_{2t} + \mu \frac{m_1}{m_1 + m_2} (1 + \varepsilon) (V_{2n} - V_{1n})$$
(4.27)

### Energia di deformazione

Sempre in riferimento al sistema cartesiano di Figura 4.5 si può esprimere il bilancio energetico come:

$$\frac{1}{2}m_1(V_{1n}^2 + V_{1t}^2) + \frac{1}{2}m_2(V_{2n}^2 + V_{2t}^2) = \frac{1}{2}m_1(\overline{V}_{1n}^2 + \overline{V}_{1t}^2) + \frac{1}{2}m_2(\overline{V}_{2n}^2 + \overline{V}_{2t}^2) \quad (4.28)$$

È possibile esprimere l'energia dissipata in funzione dei coefficienti di restituzione e di attrito:

$$E_d = \frac{1}{2}m_c(V_{2n} - V_{1n})^2(1+\varepsilon)\left[(1-\varepsilon) + 2\mu R - (1+\varepsilon)\mu^2\right]$$
(4.29)

Considerando la massa equivalente  $m_c$  del sistema e R:

$$R = \frac{V_{2t} - V_{1t}}{V_{2n} - V_{1n}} \tag{4.30}$$

Applicando il Teorema di Kelvin [18] è possibile individuare le componenti

dell'energia dissipata secondo le direzioni normali e tangenziali conoscendo le velocità relative iniziali e finali:

$$E_{d} = E_{dn} + E_{dt}$$

$$E_{dn} = \frac{1}{2} I_{n} (V_{Rn} + \overline{V}_{Rn})$$

$$E_{dt} = \frac{1}{2} \mu I_{n} (V_{Rt} + \overline{V}_{Rt})$$
(4.31)

Nel calcolo dell'energia dissipata attraverso le deformazioni permanenti non si può considerare solamente il contributo delle deformazioni normali ma deve essere stimato anche il quantitativo di energia dissipata nello scorrimento trasversale dei veicoli durante la fase di urto.

## 4.3 Urti nel piano: modello a tre gradi di libertà

Nei modelli a uno e due gradi di libertà si considera il veicolo rappresentato da un punto materiale, dove le forze e i vettori delle velocità vengono applicati semplicemente in tale punto. Non considerando però le dimensioni reali dei veicoli durante l'analisi del sinistro, si trascura il fatto che le forze che vengono a scambiarsi i mezzi nella fase d'urto spesso possiedono una certa eccentricità rispetto i baricentri degli stessi, le quali provocano fenomeni rotazionali durante i moti post-urto. Nel caso in cui le variabili incognite del problema siano solamente le entità delle velocità iniziali oppure finali dei veicoli, e che quindi le direzioni di entrata e di uscita dall'urto siano conosciute, l'applicazione dei modelli già affrontati o di modelli più evoluti quali il modello a tre gradi di libertà, portano in linea generale agli stessi risultati.

I modelli che analizzano anche le componenti rotazionali dei veicoli, si ritengono necessari quando le direzioni di entrata e di uscita dall'urto sono incerte o non sono deducibili dal rilievo del luogo del sinistro; tali modelli permettono di calcolare una stima dell'energia cinetica dissipata più accurata siccome viene distinta l'energia dissipata a seguito di movimenti rotazionali e quella di traslazione. Nei modelli a tre gradi di libertà, per apprezzare le velocità angolari, i veicoli vengono assunti come corpi rigidi ma non indeformabili: nella fase di impatto, si genera una superficie di contatto tra i veicoli dove le forze scambiate variano di intensità in relazione alla posizione. Nell'arco di tempo in cui si verifica l'urto, ovviamente sia la superficie di contatto (che per semplicità può essere pensata a un piano) che le forze agenti, variano in modulo e direzione. In ogni istante è possibile calcolare la risultante delle forze interne scambiate applicate in un determinato punto della superficie di contatto.

Siccome il modello impulsivo utilizzato nell'analisi prevede che l'impatto si verifichi in un intervallo di tempo infinitesimo, integrando nel tempo tutte le risultanti delle forze di scambio è possibile ottenere un'unica forza equiparabile come effetti al sistema di forze di contatto. Tale forza risultante verrà applicata in un punto, chiamato centro di impatto, che rappresenterà l'intera superficie di contatto durante l'intero sviluppo dell'impatto.

Generalmente gli urti vengono classificati in base alla direzione delle risultante delle forze: gli urti in cui la direzione della forza è passante per il baricentro dei veicoli verranno definiti urti centrati mentre in tutti gli altri casi gli urti sono eccentrici.

In Figura 4.6 è rappresentato il sistema di riferimento per il modello a tre gradi di libertà centrato nel punto di impatto e dove gli assi x - y, sono rispettivamente ortogonali e paralleli alla superficie di contatto.



Figura 4.6: Schema di riferimento per modello a tre gradi di libertà - Fonte:[39]

Applicando il teorema dell'impulso si scrivono:

$$I_{n} = m_{1}(\overline{V}_{1x} - V_{1x})$$

$$I_{t} = m_{1}(\overline{V}_{1y} - V_{1y})$$

$$-I_{n} = m_{2}(\overline{V}_{2x} - V_{2x})$$

$$-I_{t} = m_{2}(\overline{V}_{2y} - V_{2y})$$
(4.32)

Gli impulsi nelle due direzioni determinano una variazione del momento della quantità di moto dei due veicoli rispetto ai baricentri:

$$I_n y_1 - I_t x_1 = J_1(\overline{\omega}_1 - \omega_1)$$
  

$$I_t x_2 - I_n y_2 = J_2(\overline{\omega}_2 - \omega_2)$$
(4.33)

dove  $J_{1,2}$  indicano i momenti d'inerzia dei veicoli calcolati rispetto a un asse uscente dal piano x - y, mentre  $\omega_{1,2}$  riguardano le velocità angolari pre e post urto.

Mentre le velocità relative dei veicoli prima e dopo l'urto sono:

$$\overline{V}_{Rn} = (\overline{V}_{2x} + \overline{\omega}_2 y_2) - (\overline{V}_{1x} + \overline{\omega}_1 y_1)$$

$$V_{Rn} = (V_{2x} + \omega_2 y_2) - (V_{1x} + \omega_1 y_1)$$
(4.34)

e applicando il coefficiente di restituzione:

$$\overline{V}_{2x} + \overline{\omega}_2 y_2 - \overline{V}_{1x} - \overline{\omega}_1 y_1 = \varepsilon_i \left[ V_{1x} + \omega_1 y_1 - V_{2x} - \omega_2 y_2 \right]$$
(4.35)

Definito il coefficiente di attrito come il rapporto tra l'impulso tangenziale e normale si definiscono le equazioni per calcolare le velocità nelle due direzioni e quelle rotazionali finali:

$$\overline{V}_{1x} = V_{1x} + \frac{I_n}{m_1}$$

$$\overline{V}_{1y} = V_{1y} + \frac{\mu I_n}{m_1}$$

$$\overline{\omega}_1 = \omega_1 + \frac{I_n}{J_1} y_1 - \frac{\mu I_n}{J_1} x_1$$

$$\overline{V}_{2x} = V_{2x} - \frac{I_n}{m_2}$$

$$\overline{V}_{2y} = V_{2y} - \frac{\mu I_n}{m_2}$$

$$\overline{\omega}_2 = \omega_2 - \frac{I_n}{J_2} y_2 + \frac{\mu I_n}{J_2} x_2$$
(4.36)

Con il coefficiente di frizione e l'impulso in direzione normale calcolati come:

$$\mu = \frac{I_t}{I_n}$$

$$I_n = \frac{1 + \varepsilon_i}{(a - \mu b)} V_{Rn}$$

$$a = \left[\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{y_1^2}{J_1} + \frac{y_2^2}{J_2}\right]$$

$$b = \left[\frac{x_1 y_1}{J_1} + \frac{x_2 y_2}{J_2}\right]$$
(4.37)

Siccome nella maggior parte dei casi le velocità finali sono calcolabili dall'analisi dei moti post urto, le velocità di entrata all'urto sono ottenibili invertendo le ultime equazioni:

$$V_{1x} = \overline{V}_{1x} - \frac{I_n}{m_1}$$

$$V_{1y} = \overline{V}_{1y} - \frac{\mu I_n}{m_1}$$

$$\omega_1 = \overline{\omega}_1 - \frac{I_n}{J_1} y_1 + \frac{\mu I_n}{J_1} x_1$$

$$V_{2x} = \overline{V}_{2x} + \frac{I_n}{m_2}$$

$$V_{2y} = \overline{V}_{2y} + \frac{\mu I_n}{m_2}$$

$$\omega_2 = \overline{\omega}_2 + \frac{I_n}{J_2} y_2 - \frac{\mu I_n}{J_2} x_2$$
(4.38)

In questo caso l'Impulso in direzione normale deve dipendere dalla velocità relativa finale:

$$I_n = \frac{1 + \varepsilon_i}{(a - \mu b)} \left(\frac{\overline{V}_{Rn}}{\varepsilon_i}\right) \tag{4.39}$$

Il calcolo dei momenti d'inerzia dei veicoli riveste un'importanza non secondaria nell'individuazione delle velocità angolari rispetto all'asse perpendicolare alla pavimentazione e passante per il baricentro. Quando i valori dei momenti d'inerzia non sono rintracciabili dalle schede tecniche, risulta necessario utilizzare delle formule empiriche che forniscono valori approssimati in funzione degli schemi costruttivi dei veicoli. In Figura 4.7 è riportata una tabella con le principali equazioni in relazione alla tipologia del veicolo interessato e a diversi parametri quali: m = massa veicolo, p = passo, L = lunghezza del veicolo, x = frazione di carico gravante sul'avantreno, a = semipasso anteriore, b =semipasso posteriore.

Tipo di veicolo	Momento di inerzia attorno all'asse verticale	Altezza del baricentro da terra (mm)
veicoli passeggeri con trazione anteriore	0,1478 <i>m p L</i> ± 4,8 %	535 ± 3 %
veicoli passeggeri con trazione posteriore	$1,015\left[2(1-x)\frac{mL^2}{12} - (2x-1)\frac{mp^2}{4}\right] \pm 5,9\%$	$0,39 h_{tot} \pm 4,9 \%$
veicoli sportivi	0,4622 <i>m t l</i> ± 6,7 %	0,39 h <sub>tot</sub> ± 5,4 %
Pickup	0,958 <i>m a b</i> ± 4,6 %	0,376 h tot ± 3,5 %
furgoni	0,1525 <i>m p L</i> ± 7,4 %	0,381 h tot ± 2,8 %

Figura 4.7: Equazioni per il calcolo del momento d'inerzia e dell'altezza del baricentro per varie tipologie di veicoli - Fonte:[39]

#### Energia del sistema

Se il modello prevede la rappresentazione del veicolo come un corpo rigido, l'energia cinetica del sistema è costituita da una componente dovuta ai moti di traslazione e una seconda componente relativa alle rotazioni:

$$E_{i} = \frac{1}{2}m_{1}(V_{1x}^{2} + V_{1y}^{2}) + \frac{1}{2}m_{2}(V_{2x}^{2} + V_{2y}^{2}) + \frac{1}{2}J_{1}\omega_{1}^{2} + \frac{1}{2}J_{2}\omega_{2}^{2}$$

$$E_{f} = \frac{1}{2}m_{1}(\overline{V}_{1x}^{2} + \overline{V}_{1y}^{2}) + \frac{1}{2}m_{2}(\overline{V}_{2x}^{2} + \overline{V}_{2y}^{2}) + \frac{1}{2}J_{1}\overline{\omega}_{1}^{2} + \frac{1}{2}J_{2}\overline{\omega}_{2}^{2}$$
(4.40)

L'energia dissipata a seguito delle deformazioni permanenti non è niente meno che la differenza dell'energia cinetica iniziale e finale:

$$E_d = E_i - E_f \tag{4.41}$$

Anche se nei casi reali generalmente le velocità angolari iniziali dei veicoli sono nulle o trascurabili siccome i regimi di marcia non considerano rotazioni notevoli, non computare tali quantità porta comunque a stime non corrette dell'energia dissipata nelle deformazioni a seguito dell'urto.

Come nel caso dei modelli a due gradi di libertà, l'energia di deformazione può essere scomposta nell'energia dissipata dalle deformazioni normali al piano di impatto e all'energia dissipata in direzione tangenziale a seguito dei fenomeni di scorrimento e attrito tra i veicoli.

Applicando nuovamente il teorema di Kelvin si ha che:

$$E_{dn} = \frac{1}{2} I_n (V_{Rn} + \overline{V}_{Rn}) = \frac{1}{2} \frac{(1 - \varepsilon_i^2)}{(a - \mu b)} V_{Rn}^2$$

$$E_{dt} = \frac{1}{2} \mu I_n (V_{Rt} + \overline{V}_{Rt})$$
(4.42)

dove le velocità relative tangenziali si ottengono:

$$V_{Rt} = (V_{2y} - \omega_2 x_2) - (V_{1y} - \omega_1 x_1)$$
  

$$\overline{V}_{Rt} = (\overline{V}_{2y} - \overline{\omega}_2 x_2) - (\overline{V}_{1y} - \overline{\omega}_1 y_1)$$
(4.43)

Sommando l'energia dissipata in direzione normale e tangenziale al piano di impatto si ottiene l'energia totale di deformazione:

$$E_d = E_{dn} - E_{dt} \tag{4.44}$$

# Capitolo 5

# Comportamento strutturale del veicolo durante l'urto

I metodi impulsivi fin qui analizzati mostrano come parte dell'energia cinetica posseduta inizialmente dal sistema, venga dissipata a seguito dell'impatto principalmente attraverso le deformazioni permanenti dei veicoli stessi. I metodi quantificano solamente però l'intera energia dissipata e non forniscono informazioni né sulle modalità con cui i veicoli si deformano né quale sia la ripartizione delle energie dissipate da ogni singolo mezzo. Per comprendere quali relazioni vi siano tra le forze scambiate nelle aree di contatto e le deformazioni in un urto, oltre alle informazioni inerenti alla configurazione d'urto, come direzioni e velocità iniziali, dovrebbero essere note le caratteristiche strutturali dei veicoli.

Le case automobilistiche svolgono studi strutturali dei veicoli attraverso modelli agli elementi finiti conoscendo le geometrie del veicolo e i materiali utilizzati. Nella realtà della ricostruzione degli incidenti, utilizzare il medesimo approccio significherebbe analizzare ogni singolo veicolo agli elementi finiti per ogni incidente e ciò significherebbe un dispendio di risorse notevole ma soprattutto un livello di dettaglio eccessivo rispetto all'analisi stessa. Nella pratica i comportamenti strutturali dei veicoli vengono dedotti da crash-test ossia prove dove i veicoli di caratteristiche note, vengono sottoposti a urti contro barriere di definite geometrie e materiali.

In Figura 5.1 è indicato un andamento qualitativo di un crash test relativo a un urto frontale dove sono indicate le accelerazioni del baricentro del veicolo, registrate da accelerometri montati sul veicolo, e il tempo in cui l'urto si verifica [39].

# CAPITOLO 5. COMPORTAMENTO STRUTTURALE DEL VEICOLO DURANTE L'URTO



Figura 5.1: Andamento dell'accelerazione longitudinale durante un urto contro barriera -Fonte:[39]

Integrando nel tempo i valori delle accelerazioni si ottengono le velocità e gli spostamenti del baricentro ai vari istanti (Figura 5.2); i dati sono registrati dal momento in cui si verifica il contatto del frontale con la barriera, questo sta a significare che gli spostamenti riportati sono relativi a un avvicinamento progressivo del baricentro verso la barriera ossia a una compressione della parte anteriore.



Figura 5.2: Andamento della velocità e della posizione del baricentro durante l'urto - Fonte:[39]

Dalla prima legge di Newton, moltiplicando le accelerazioni del baricentro misurate per la massa (assumendo che la massa del veicolo non cambi nel tempo cioè che non si verifichino distacchi di parti del frontale e non si consideri il fenomeno della massa "apparente") del veicolo si ottengono le forze scambiate tra veicolo e barriera nel tempo. Nel diagramma forza-deformazione rappre-

# CAPITOLO 5. COMPORTAMENTO STRUTTURALE DEL VEICOLO DURANTE L'URTO

sentato in Figura 5.3, si possono distinguere due fasi distinte: nel primo tratto dove la deformazione cresce, si osserva un aumento della forza applicata con un andamento non lineare ma oscillante, ciò dato dal fatto che la struttura del veicolo non ha una distribuzione costante della rigidezza (come descritto già nel Capitolo 2 al crescere della deformazione si ha l'interessamento per esempio, di elementi strutturali a diversa rigidezza come il paraurti, la barra sotto paraurti, i puntoni e i longheroni), mentre il secondo tratto, che avviene successivamente al raggiungimento della massima deformazione, consiste nella fase di restituzione dove si ha un recupero di energia elastica e una diminuzione della deformazione.



Figura 5.3: Relazione tra forza e deformazione a seguito di urto contro barriera - Fonte:[39]

L'andamento della curva ottenibile dal test offre la relazione cercata tra la forza applicata e la deformazione apprezzabile sul veicolo; conoscendo quindi le condizioni con cui è stato condotto il crash test quali veicolo, angolo e velocità di impatto, tali risultati possono essere estesi nella ricostruzione di incidenti in cui le condizioni caratterizzanti il fenomeno sono equiparabili. L'area sottesa alla curva forza-deformazione è niente meno che l'energia assorbita dal veicolo durante l'urto, l'area invece definita in corrispondenza della fase di restituzione corrisponde all'energia che viene restituita elasticamente al veicolo; la differenza tra le due quantità indica l'energia dissipata sottoforma di deformazioni residue. Le curve forza-deformazioni possono essere approssimate da modelli che schematizzano la risposta struttale dei veicoli, le formulazioni più note sono quelle di McHenry, di Campbell e di MacMillan.

## 5.1 Definizione dell'energia di deformazione

Nella ricostruzione degli incidenti attraverso la relazione forza-deformazione, si richiede necessariamente il calcolo dell'energia dissipata mediante la misura delle deformazioni riscontrate sul veicolo. L'energia dissipata può essere intesa come il lavoro espresso dalle forze di contatto, tali da provocare le deformazioni misurate sul veicolo, conosciuta però la relazione forza-deformazione. Un ulteriore metodo di misurazione dell'energia dissipata prevede l'utilizzo di un parametro chiamato EES (Energy Equivalent Speed) definibile dalla comparazione delle deformazioni reali con quelle ottenute da crash test.

### 5.1.1 Metodo classico

Questo metodo prevede che le deformazioni siano uniformi lungo l'altezza dell'intero danno e che quindi lo sviluppo della deformazione sia apprezzabile semplicemente da una proiezione del veicolo su un piano parallelo alla strada (Figura 5.4).



Figura 5.4: Profilo della deformazione - Fonte:[39]

Effettuando un numero finito di misurazione della profondità della deformazione è possibile trattare la superficie come una serie di spezzate (Figura 5.5).

Assumendo tale ipotesi è possibile calcolare l'energia assorbita dal veicolo come una serie di integrali, ognuno relativo ad ogni tratto, considerando la relazione forza-deformazione fornita da Campbell:

$$E_{a} = \sum_{i}^{n-1} \int_{0}^{l} (G + AC + \frac{BC^{2}}{2}) dx$$

$$G = \frac{A^{2}}{2B}$$
(5.1)

Dove i parametri  $A \in B$  sono valori tabellati e relativi alla rigidezza del veicolo. Considerando la deformazione costituita da n misure, ognuna di lunghezza l, e indicando con x la distanza da un punto di misurazione e il successivo.

# CAPITOLO 5. COMPORTAMENTO STRUTTURALE DEL VEICOLO DURANTE L'URTO



Figura 5.5: Rappresentazione della deformata con una spezzata - Fonte:[39]

$$l = \frac{L}{n-1} \tag{5.2}$$

e considerando due punti consecutivi come riportato in Figura 5.6:



Figura 5.6: Sistema di riferimento per due misurazioni consecutive - Fonte:[39]

$$C = C_{i} + (C_{i+1} - C_{i})\frac{x}{l}$$
  
$$dx = \frac{l}{(C_{i+1} - C_{i})}dC$$
(5.3)

dove:

$$0 \le x \le l$$

$$C_i \le C \le C_{i+1}$$
(5.4)

Esprimendo la serie per n misure si ottiene:

$$E_{a} = \frac{L}{n-1} \left[ (n-1)G + \frac{A}{2}(C_{1} + \sum_{2}^{n-1} 2C_{i} + C_{n}) + \frac{B}{6}(C_{i}^{2} + \sum_{2}^{n-1} 2C_{i}^{2} + C_{n}^{2} + \sum_{1}^{n-1} C_{i}C_{i+1}) \right]$$
(5.5)

Quindi è possibile calcolare l'energia assorbita durante la fase di compressione avendo misurato n valori della profondità della deformazione e conoscendo i parametri  $A \in B$  disponibili per diversi veicoli. Per impatti a velocità media o elevata (dai 30 km/h indicativamente) l'energia restituita può essere considerata trascurabile rispetto l'energia totale assorbita, quindi l'energia calcolata con il modello di Campbell può assumersi come energia di deformazione. Se dovesse ritenersi necessario calcolare l'energia di restituzione si dovrà utilizzare il modello di McHenry, calcolando il coefficiente di restituzione si avrebbe:

$$E_r = \varepsilon^2 E_a$$

$$E_d = E_a - E_r = E_a (1 - \varepsilon^2)$$
(5.6)

I coefficienti  $A \in B$  sono relativi alle rigidezze dei veicoli e sono ottenibili da prove crash test ma risultano attendibili solamente quando l'urto reale è paragonabile a quello svolto in prova, inoltre la deformazione deve risultare uniforme in direzione verticale. Nei casi in cui gli urti non siano riconducibili a quelli svolti contro barriera piana indeformabile e quando le deformazioni non sono uniformi, tale metodo non può essere applicato considerando il fatto che i coefficienti  $A \in B$  non sarebbero rappresentativi della rigidezza dell'area interessata.

Se i coefficienti non sono presenti per il veicolo in analisi oppure non vi sono in letteratura nemmeno valori riconducibili alla classe, è possibile calcolare tali coefficienti a partire da una prova di crash test contro barriera rigida indeformabile. Effettuato il crash test contro barriera rigida indeformabile in urto frontale con veicolo di massa m, è possibile calcolare l'energia assorbita avendo a disposizione un numero definito di misure  $C_i$  di profondità della deformazione e porla uguale all'energia cinetica iniziale:

$$E_{a} = \frac{L}{n-1} \left[ (n-1)G + \frac{A}{2}(C_{1} + \sum_{2}^{n-1} 2C_{i} + C_{n}) + \frac{B}{6}(C_{i}^{2} + \sum_{2}^{n-1} 2C_{i}^{2} + C_{n}^{2} + \sum_{1}^{n-1} C_{i}C_{i+1}) \right] = \frac{1}{2}mV^{2}$$
(5.7)

È possibile esprimere i coefficienti  $A \in B$  in relazioni ad altri due parametri  $b_0 \in b_1$ :

$$V^{2} = \frac{1}{n-1} \left[ (n-1)b_{0}^{2} + b_{0}b_{1}(C_{1} + \sum_{2}^{n-1} 2C_{i} + C_{n}) + \frac{b_{1}^{2}}{3}(C_{i}^{2} + \sum_{2}^{n-1} 2C_{1}^{2} + C_{n}^{2} + \sum_{1}^{n-1} C_{i}C_{i+1}) \right]^{2}$$
(5.8)

Il parametro  $b_0$  può essere assunto uguale a 8 km/h (22 m/s) cioè inteso come la velocità massima tale da non provocare deformazioni permanenti in un urto frontale, come definito da normativa per la maggior parte dei veicoli. Ricavando  $b_1$  si ottiene:

$$b_1 = \frac{-b_0\rho + \sqrt{(b_0\rho)^2 - 20\delta(b_0^2 - V^2)/3}}{2\delta/3}$$
(5.9)

dove:

$$\rho = C_1 + 2(C_2 + C_3 + C_4 + C_5) + C_6$$
  
$$\delta = C_1^2 + 2(C_2^2 + C_3^2 + C_4^2 + C_5^2) + C_1C_2 + C_2C_3 + C_3C_4 + C_4C_5 + C_5C_6$$
  
(5.10)

Ottenuti i valori dei parametri  $b_0 \in b_1$  è possibile calcolare i coefficienti di rigidezza  $A \in B$  dove con L si indica la larghezza della zona deformata:

$$A = \frac{m}{L} b_0 b_1$$

$$B = \frac{m}{L} b_1^2$$
(5.11)

### 5.1.2 Metodo PDOD

Questo metodo rispetto a quello precedente, determina l'energia di deformazione considerando come parametro aggiuntivo la direzione della deformazione, la sua applicazione risulta vantaggiosa quando la forza di deformazione è inclinata in modo non trascurabile rispetto alla direzione longitudinale del veicolo. Si consideri l'urto obliquo tra due veicoli pensati come corpi rigidi riportati nel sistema di riferimento con orientamento degli assi X - Y arbitraria centrati nel punto di impatto Q (Figura 5.7).

Come nei casi precedenti si distingueranno le velocità lineari e angolari negli istanti pre e post urto. Applicando il teorema di Kelvin è possibile definire le



Figura 5.7: Schema dei veicoli all'istante dell'urto -Fonte:[39]

energie di deformazione lungo gli assi cartesiani in relazione alle componenti dell'impulso e delle velocità relative prima e dopo l'urto come:

$$E_{dX} = \frac{1}{2} I_X (V_{RX} + \overline{V}_{RX})$$
  

$$E_{dY} = \frac{1}{2} I_Y (V_{RY} + \overline{V}_{RY})$$
(5.12)

Le velocità relative vengono definite rispetto al punto di impatto Q come:

$$\overline{V}_{RX} = (\overline{V}_{2X} + \overline{\omega}_2 y_2) - (\overline{V}_{1X} + \overline{\omega}_1 y_1)$$

$$V_{RX} = (V_{2X} + \omega_2 y_2) - (V_{1X} + \omega_1 y_1)$$

$$\overline{V}_{RY} = (\overline{V}_{2Y} - \overline{\omega}_2 x_2) - (\overline{V}_{1Y} - \overline{\omega}_1 x_1)$$

$$V_{RY} = (V_{2Y} - \omega_2 x_2) - (V_{1Y} - \omega_1 x_1)$$
(5.13)

Sommando i contributi dissipati nelle direzioni degli assi di riferimento si ottiene l'energia totale dissipata:

$$E_d = E_{dX} + E_{dY} \tag{5.14}$$

Considerando una configurazione di urto coassiale eccentrico come riportato in Figura 5.8 con gli assi rispettivamente parallelo e normale alla direzione di marcia dei veicoli, è possibile ridefinire le quote di energia dissipata nelle direzioni indicate:

$$E_{dn} = \frac{1}{2} I_n (V_{Rn} + \overline{V}_{Rn})$$

$$E_{dt} = \frac{1}{2} I_t (V_{Rt} + \overline{V}_{Rt}) = \frac{1}{2} \mu I_n (V_{Rn} + \overline{V}_{Rn})$$
(5.15)



Figura 5.8: Schema di un urto coassiale - Fonte:[39]

dove il coefficiente di attrito:

$$\mu = \frac{I_t}{I_n} = \tan(\theta) \tag{5.16}$$

L'angolo  $\theta$  indica la direzione della forza scambiata nell'urto, chiamata PDOF (Principal Direction Of Force). L'equazione per l'energia totale dissipata può anche essere scritta come:

$$E_{d} = E_{dn} + E_{dt} = E_{dn} \left( 1 + \frac{E_{dt}}{E_{dn}} \right) = E_{dn} \left( 1 + \mu \frac{(V_{Rt} + \overline{V}_{Rt})}{(V_{Rn} + \overline{V}_{Rn})} \right)$$
(5.17)

Il rapporto tra le velocità relative medie pre e post urto nelle due direzione definiscono la direzione degli spostamenti; gli spostamenti relativi durante la fase d'urto indicano proprio la deformazione dei veicoli e l'angolo  $\gamma$  può essere associato quindi alla direzione principale della deformazione (PDOD):

$$\frac{(V_{Rt} + V_{Rt})}{(V_{Rn} + \overline{V}_{Rn})} = \tan(\gamma)$$

$$E_d = E_{dn} \left[1 + \tan(\theta) + \tan(\gamma)\right] = E_{dn} \left[1 + \tan(PDOF) + \tan(PDOD)\right]$$
(5.18)

L'energia totale dissipata corrisponde all'energia dissipata in direzione normale al piano di impatto moltiplicata per un termine funzione delle direzioni principali di deformazione e delle forze scambiate. Siccome nel caso specifico gli assi normali ai veicoli risultano paralleli, gli angoli  $\theta \in \gamma$  risultano uguali per entrambi i veicoli:

$$E_{d} = E_{d1} + E_{d2} = E_{dn1} \left[ 1 + \tan(PDOF) + \tan(PDOD) \right] = E_{dn2} \left[ 1 + \tan(PDOF) + \tan(PDOD) \right]$$
(5.19)

In un caso di urto generale Figura 5.9 considerando F come la forza media applicata e  $\dot{s}$  la velocità di deformazione media, si può definite l'energia di deformazione come il lavoro delle suddette forze:



Figura 5.9: Schema dei veicoli e rappresentazione della direzioni principale delle forze - Fonte:[39]

$$L = E_d = \int_0^s F(s)ds = F\Delta s = F\Delta t\dot{s} = I\dot{s}$$
(5.20)

Scomponendo l'energia di deformazione nelle direzioni degli impulsi si ottiene:

$$E_{dx} = I_x \dot{s}_x$$

$$E_{dy} = I_y \dot{s}_y$$

$$E_d = E_{dx} + E_{dy} = I_x (\dot{s}_x + \tan(PDOF)\dot{s}_y)$$

$$E_d = E_{dx} \left[ 1 + \tan(PDOF) \frac{\dot{s}_y}{\dot{s}_x} \right]$$
(5.21)

Assumendo che le deformazioni nelle due direzioni abbiano la stessa durata durante l'urto:

$$\frac{\dot{s}_y}{\dot{s}_x} = \frac{s_y}{s_x} = \tan(PDOD)$$

$$E_d = E_{dn} \left[1 + \tan(PDOF) + \tan(PDOD)\right]$$
(5.22)

Nel caso di urti con configurazioni generali, le direzioni principali delle forze e deformazioni saranno differente tra i due veicoli, quindi sarà possibile definire:

$$E_{d} = E_{d1} + E_{d2} = E_{dn1} \left[ 1 + \tan(PDOF_{1}) + \tan(PDOD_{1}) \right] + E_{dn2} \left[ 1 + \tan(PDOF_{2}) + \tan(PDOD_{2}) \right]$$
(5.23)

L'analisi svolta, a differenza di quelle precedenti, può essere applicata anche ai casi di urti non frontali. In particolari condizioni di impatto l'andamento della deformazione sul veicolo è pressoché coincidente con la direzione della forza applicata e risulta ammissibile desumere la PDOF dalla direzione stessa delle deformazioni PDOD. In altre configurazioni di urto invece, con stessi angoli di impatto, masse e direzioni delle forze, le direzioni principali delle deformazione possono risultare differenti a causa delle diverse strutture dei veicoli.

Il calcolo dell'energia dissipata attraverso la definizione della direzione principale della deformazione richiede una tecnica di misurazione delle profondità delle deformazioni differente dall'approccio classico (Figura 5.10):

- si individuano dei punti di riferimento sul profilo indeformato del veicolo;
- rilevando il profilo deformato (attraverso le tecniche illustrate nel paragrafo "rilievo del luogo del sinistro") si individuano i punti di riferimento;
- tracciando le rette passanti per i punti omologhi nelle condizioni indeformate e deformate si individuano le direzioni delle deformazioni definite dagli angoli formati tra le direzioni stesse delle deformazioni e l'asse del veicolo;
- la profondità delle deformazioni  $C_i^*$  sono misurate come le proiezioni sull'asse del veicolo dei segmenti congiungenti i punti omologhi.



Figura 5.10: Schema per le misurazioni con il metodo PDOD - Fonte:[39]

Come rappresentato dalla Figura 5.10, i punti omologhi individuati dal profilo del veicolo indeformato e deformato, subiscono spostamenti e angoli di deformazione diversi siccome le forze applicate hanno inclinazioni e intensità variabili durante l'urto, e anche perché il veicolo non possiede una rigidezza uniforme distribuita sull'area interessata. L'intera energia di deformazione può essere calcolata applicando una ulteriore equazione:

$$E_{d} = \frac{W}{k-1} \sum_{1}^{n-1} \left\{ \left[ G + \frac{A}{2} (C_{i}^{*} + C_{i+1}^{*}) \frac{B}{6} (C_{i}^{*2} + C_{i}^{*} C_{i+1}^{*} + C_{i+1}^{*}^{2}) \right] \left[ 1 + \tan(PDOF) \tan\left(\frac{PDOD_{i} + PDOD_{i+1}}{2}\right) \right] \right\}$$
(5.24)

### 5.1.3 EES - Energy Equivalent Speed

Un ulteriore approccio per definire l'energia dissipata attraverso le deformazioni permanenti, riguarda il calcolo di un parametro chiamato EES (Energy Equivalent Speed). L'EES viene inteso come una velocità virtuale per la quale, l'energia cinetica espressa dal veicolo a quella determinata velocità, sia equivalente all'intera energia dissipata dal veicolo attraverso le deformazioni reali riscontrate:

$$E_{c} = E_{d} = \frac{1}{2}mV_{v}^{2} = \frac{1}{2}m(EES)^{2}$$

$$EES = \sqrt{\frac{2}{m}E_{d}}$$
(5.25)

Nel caso di urto frontale tra due veicoli, ad ogni veicolo sarà individuato un diverso valore di EES in relazione alle deformazioni verificatesi. In urti contro barriera rigida indeformabile, l'intera energia cinetica del veicolo si trasforma in energia di deformazione e l'EES in questo caso, viene definito EBS (Equivalent Barrier Speed). Nelle prove contro barriere rigide ma mobili deve considerarsi il fatto che anche la barriera negli istanti successivi all'urto possiederà una certa velocità; definendo  $M_b$  la massa della barriera e  $M_v$  la massa del veicolo l'equazione della conservazione della quantità di moto sarà:

$$EES = ETS \sqrt{\frac{M_b}{M_b + M_v}} \tag{5.26}$$

Con ETS (Equivalent Test Speed) viene indicata la velocità del veicolo al momento di impatto con la barriera. Nelle prove con barriera rigida inamovibile, quindi con urto totalmente plastico, l'EES coincide con l'ETS e con la variazione di velocità del veicolo durante l'urto. Se invece la restituzione dell'energia assorbita è non nulla, il veicolo nell'istante successivo all'urto possiede una velocità diversa da zero:

$$EES = \sqrt{ETS^2 - V_f^2} = ETS\sqrt{1 - \varepsilon^2}$$
(5.27)

Il parametro EES viene determinato comparando le deformazioni del veicolo incidentato con quelle ottenute da prove di crash test effettuate su veicoli uguali a quello analizzato e avendo configurazioni di impatto equivalenti a quelle del caso reale. Ovviamente l'approccio richiede che i veicoli siano gli stessi per ragioni inerenti al comportamento strutturale in situazione di urto, cioè vi sia una corrispondenza tra le energie dissipate e le deformazioni riscontrate. Nei casi in cui non siano disponibili dati di crash test relativi a un particolare veicolo, è possibile utilizzare le prove effettuate per veicoli appartenenti alla stessa classe definita dai coefficienti  $A \in B$ . La comparazione dei profili di deformazione deve essere svolta valutando le profondità, l'estensione della zona interessata, il livello di sovrapposizione e quantificando, nel caso si siano verificati, gli spostamenti del blocco motore. Se la massa del veicolo analizzato è diversa da quella del mezzo sottoposto a test per esempio dovuto alla presenza di carichi nel bagagliaio o se vi erano più persone nell'abitacolo, è possibile considera la variazione come:

$$EES = ETS_{test} \sqrt{\frac{M_t}{M}}$$
(5.28)

Come abbiamo detto, nel caso più generale possibile tra urto tra due veicoli, ogni mezzo sarà caratterizzato da un valore di EES e l'energia deformazione per ogni veicolo sarà definita come:

$$E_{d1} = \frac{1}{2} M_1 E E S_1^2$$

$$E_{d2} = \frac{1}{2} M_2 E E S_2^2$$
(5.29)

e l'energia totale di deformazione sarà:

$$E_d = E_{d1} + E_{d2} = \frac{1}{2}M_1 E E S_1^2 + \frac{1}{2}M_2 E E S_2^2$$
(5.30)

Se l'urto si verifica per velocità relative elevate, quindi per restituzioni elastiche trascurabili, è possibile considerare una relazione lineare tra forza e deformazione e siccome le forze scambiate hanno risultante nulla, le singole energie dissipate possono riscriversi come:

$$E_{d1} = \frac{1}{2} F s_{m1}$$

$$E_{d2} = \frac{1}{2} F s_{m2}$$

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{s_{m1}M_2}{s_{m2}M_1}}$$
(5.31)

dove con  $s_m$  sono indicate le deformazioni massime misurate lungo la direzione di applicazione della forza; tale equazione permette di calcolare il valore di EES di un veicolo, magari perché non sono presenti dati di crash test riferiti a quella particolare configurazione, conoscendo il valore del parametro del secondo mezzo. Considerando una relazione lineare tra la forza e deformazione, definendo il coefficiente di proporzionalità K, F = Ks:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{s_{m1}M_2}{s_{m2}M_1}} = \sqrt{\frac{K_2M_2}{K_1M_1}}$$
(5.32)

inoltre è possibile definire i parametri EES per ogni veicolo conoscendo l'energia dissipata totale e le deformazioni massime dei mezzi:

$$EES_1 = \sqrt{\frac{2E_d}{m_1 \left(1 + \frac{s_{m2}}{s_{m1}}\right)}}$$

$$EES_2 = \sqrt{\frac{2E_d}{m_2 \left(1 + \frac{s_{m1}}{s_{m2}}\right)}}$$
(5.33)

Se l'urto in questione è un impatto frontale, l'ultima equazione può essere semplificata approssimando la rigidezza del frontale con la massa del veicolo; le strutture dei veicoli sono progettate per rispettare particolare requisiti in termini di deformazioni e accelerazioni massime riferite all'abitacolo.

$$\frac{\frac{s_{m1}}{s_{m2}} \cong \frac{M_2}{M_1}}{EES_1} = \sqrt{\frac{2E_d}{m_1 \left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right)}}$$

$$EES_2 = \sqrt{\frac{2E_d}{m_2 \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)}}$$
(5.34)

#### 5.1.4 Metodo del triangolo

Quando i metodi sopra esposti risultano di difficile applicazione per mancanza di dati, è possibile applicare un metodo alternativo basato sia sulla semplicità delle misurazioni dirette del danno, magari anche da semplici fotografie, sia dai parametri EES riferiti al veicolo in oggetto ottenuti da crash test inerenti a urti qualsiasi o addirittura da casi reali studiati. Non sempre infatti per il metodo classico è possibile ricavare i coefficienti di rigidezza  $A \in B$  per mancanza di dati di crash test di riferimento, oppure i coefficienti forniti dalle tabelle per classi di veicolo mostrano un grado di approssimazione eccessivo. Il metodo del triangolo calcola analiticamente l'energia di deformazione basandosi sulla semplificazione del danno a forme facilmente analizzabili, richiedendo di misurare solamente due grandezze come la profondità massima di deformazione e l'estensione del danno, come mostrato in Figura 5.11

#### CAPITOLO 5. COMPORTAMENTO STRUTTURALE DEL VEICOLO DURANTE L'URTO



Figura 5.11: Deformazioni approssimabili ad aree triangolari o rettangolari - Fonte:[39]

Il metodo è costituito da due fasi:

- calcolare i coefficienti di rigidezza dell'autoveicolo di riferimento conoscendo l'EES della deformazione;
- determinare le grandezze di forma del veicolo analizzato per calcolare l'energia dissipata, conoscendo i coefficienti di rigidezza ottenuti al punto precedente.

### Danno con area di forma triangolare

Quando la deformazione sul veicolo è approssimabile a una forma triangolare, l'energia di deformazione può essere calcolata attraverso il rapporto tra l'estensione del danno  $L_d$  e la larghezza del frontale  $L_{100}$ , della profondità massima del danno C, e dei coefficienti  $b_0$  (velocità massima alla quale non devono verificarsi deformazioni permanenti sul veicolo, assunta pari a 8 km/h (2,2 m/s) e  $b_1$ :

$$b_1 = A \sqrt{\frac{L}{Bm}}$$

$$E_d = \frac{M}{\cos^2(PDOF)} \frac{L_d}{L_{100}} \left(\frac{b_0^2}{2} + \frac{b_1 b_0 C}{2} + \frac{b_1^2 C^2}{6}\right)$$
(5.35)

Esprimendo l'energia di deformazione attraverso la definizione del parametro EES:

$$E_d = \frac{1}{2}mEES^2 \tag{5.36}$$

Uguagliando le due equazioni dell'energia di deformazione si ottiene:

$$EES\cos(PDOF)\sqrt{\frac{L_{100}}{L_d}} = \sqrt{b_0^2 + b_1 b_0 C + \frac{b_1^2 C^2}{3}}$$
(5.37)

Per semplificare il procedimento, è possibile diagrammare la relazione precedente ottenendo un fascio di rette centrato nel punto  $(0, b_0)$  e variando il parametro  $b_1$ , come riportato in Figura 5.12
### CAPITOLO 5. COMPORTAMENTO STRUTTURALE DEL VEICOLO DURANTE L'URTO



Figura 5.12: Diagramma "triangolo" - Andamento del parametro " $EES \cos(PDOF) \sqrt{L_{100}/L_d}$  al variare della profondità della deformazione e per diversi valori di  $b_1$  - Fonte:[39]

### Danno con area di forma rettangolare

Quando il danno è riconducibile a una forma rettangolare, si può esprimere l'energia di deformazione considerando la larghezza di deformazione  $L_d = L_{100}$ , la profondità massima pari a C, e i coefficienti di rigidezza  $b_0$  e  $b_1$ :

$$E_{d} = \frac{M}{\cos^{2}(PDOF)} \left(\frac{b_{0}^{2}}{2} + b_{1}b_{0}C + \frac{b_{1}^{2}C^{2}}{2}\right)$$
  

$$EES\cos(PDOF) = \sqrt{b_{0}^{2} + 2b_{1}b_{0}C + b_{1}^{2}C^{2}}$$
(5.38)

L'ultima equazione può essere rappresentata dal diagramma in Figura 5.13

#### Danno con area di forma trapeziodale

Quando il danno ha una forma trapezoidale, l'energia di deformazione può essere definita in funzione della estensione del danno  $L_d = L_{100}$ , delle profondità massima del danno  $C_2$  e minima  $C_1 = kC_2$  ( $k \leq 1$ ), e dei coefficienti di rigidezza  $b_0$  e  $b_1$ :

$$E_d = \frac{M}{\cos^2(PDOF)} \left(\frac{b_0^2}{2} + b_1 b_0 C + \frac{b_1^2 C^2}{2}\right)$$
(5.39)

L'espressione precedente può essere semplificata assumendo la larghezza del danno sempre come  $L_d$  ma considerando un'unica profondità C caratteristica del danno funzione di  $C_1$  e  $C_2$  (Figura 5.14):



Figura 5.13: Diagramma "rettangolo" - Andamento del parametro " $EES\cos(PDOF)$ al variare della profondità della deformazione e per diversi valori di  $b_1$  - Fonte:[39]



Figura 5.14: Schema di un danno approssimabile ad un'area trapeziodale - Fonte:[39]

Ora l'energia di deformazione può essere considerata come l'espressione riferita al caso triangolare Equazione (5.37) sempre diagrammata in Figura 5.12.

### Danno con ricoprimento del 40% del frontale

Negli urti contro barriera con ricoprimento del frontale del 40%, si osserva sul veicolo un danno di forma trapezoidale pari al 40% della larghezza del frontale  $L_d = 0.4L_{100}$  e formato da una zona dovuta alla deformazione cosiddetta "indiretta", ossia non provocata direttamente dal contatto dei veicoli ma dalla deformazione delle lamiere circostanti, ipotizzabile con una estensione pari a L/2 (Figura 5.15).



Figura 5.15: Schema di un danno con forma trapezoidale - Fonte:[39]

Nel caso in cui la barriera sia deformabile, l'energia totale dissipata dal sistema  $E_d$  è composta dall'energia di deformazione del veicolo  $E_{dA}$  e quella relativa alla deformazione della barriera  $E_{dB}$ . L'energia di deformazione della barriera si esprime come:

$$E_{dA} = M \frac{L}{L_{100}} \left( \frac{b_0^2}{2} + b_0 b_1 C + \frac{b_1^2 C^2}{2} \right) + M \frac{L/2}{L_{100}} \left( \frac{b_0^2}{2} + \frac{b_0 b_1 C}{2} + \frac{b_1^2 C^2}{6} \right)$$
(5.40)

Considerando un ricoprimento del 40% la relazione può essere riscritta come:

$$E_{dA} = M\left(0.3b_0^2 + \frac{b_0b_1C}{2} + \frac{0.7b_1^2C^2}{2}\right)$$
(5.41)

Per la determinazione della relazione tra EES e della deformazione massima C si devono considerare separatamente i casi di barriera rigida indeformabile e di barriera deformabile.Utilizzando una barriera deformabile nel crash test, parte dell'energia cinetica del veicolo si trasforma in energia dissipata sotto forma di deformazioni nella barriera:

$$E_{dB} = \frac{1}{2} K_B X_B^2 \tag{5.42}$$

dove si sono indicate con  $K_B$  la rigidezza della barriera e con  $X_B$  lo spostamento della barriera inteso come deformazione; ovviamente è possibile scrivere la stessa equazione riferita al veicolo:

$$E_{dA} = \frac{1}{2} K_A X_A^2 \tag{5.43}$$

Dal principio di conservazione dell'energia si ha che:

$$E_d = \frac{1}{2}MV^2 - \frac{1}{2}M\overline{V}^2$$
 (5.44)

e introducendo il coefficiente di restituzione:

$$E_d = \frac{1}{2}MV^2(1 - \varepsilon^2)$$
 (5.45)

e l'energia di deformazione del veicolo:

$$E_{dA} = \frac{1}{2} K_A X_A^2 = \frac{1}{2} M V^2 (1 - \varepsilon^2) - \frac{1}{2} K_B X_B^2$$

$$E_{dA} = \frac{1}{2} M V^2 \alpha^2$$
(5.46)

dove:

$$\alpha^2 = (1 - \varepsilon^2) \left( \frac{X_A}{X_A + X_B} \right) \tag{5.47}$$

Nel caso di urto contro barriera deformabile l'EES del veicolo è calcolabile come EES =  $V\alpha$ . Da crash test effettuati con ricoprimento del frontale del 40% classe EURONCAP, si è osservato che il valore medio di  $\alpha$  è uguale a 0.92.

## Capitolo 6

## Nuove tecnologie a supporto della ricostruzione

Con l'aumento delle potenze di calcolo dei computer e l'utilizzo di nuovi sistemi montati sui veicoli, i ricostruttori di incidenti stradali possono avvalersi di nuovi dispositivi per ricostruire gli incidenti stradali. Tali strumenti non sostituiscono la fase investigativa e la relativa analisi degli elementi acquisiti ma forniscono informazioni aggiuntive all'incidente che possono confermare le dinamiche ipotizzate o fornire nuovi indizi per la ricostruzione.

### 6.1 I software per la simulazione degli incidenti stradali

Oltre ai metodi convenzionali per la ricostruzione degli incidenti stradali, sono disponibili in commercio diversi software utili alla ricostruzione della dinamica dei sinistri [36]. Tali software possono essere utilizzati per una verifica dei risultati ottenuti attraverso i metodi cosiddetti "manuali" ma si rivelano indispensabili quando la dinamica dell'incidente presenta notevole complessità, per esempio nel caso di urti multipli. Generalmente i modelli descritti al Capitolo 4 utilizzati nella ricostruzione, si focalizzano prevalentemente sulle velocità e sulle direzioni di entrata ed uscita dall'urto tralasciando lo studio dei moti definiti come aberranti, ossia quei movimenti lontani dalle normali condizioni di marcia del veicoli, quali ad esempio lo scarrocciamento (traslazione laterale del veicolo dovuta alla perdita di aderenza) o le traiettorie caratterizzate da grandi rotazione.

In via generale i software permettono di ricreare l'ambiente dove è avvenuto l'incidente e di utilizzare modelli tridimensionali dei veicoli a 6 gradi di libertà [35], fornendo oltre alle traslazioni, anche le rotazioni rispetto a una terna cartesiana centrata nel baricentro del veicolo (Figura 6.1).

Viene simulata la cinematica dei veicoli implementando modelli relativi ai comportamenti degli pneumatici, delle sospensioni e delle forze agenti sul mezzo come le resistenze al moto e le forze gravitazionali. Gli urti tra i veicoli o con oggetti esterni vengono risolti in base al modello adottato dal software,

### CAPITOLO 6. NUOVE TECNOLOGIE A SUPPORTO DELLA RICOSTRUZIONE



Figura 6.1: Sistema di riferimento a 6 gradi di libertà - Fonte:[36]

che possono essere modelli basati sulla conservazione della quantità di moto, in funzione delle rigidezze o in relazione alle mesh dei veicoli (Figura 6.2).



Figura 6.2: Esempio di collisione tra veicoli al simulatore.

Impostando quindi i dati ottenuti dall'ispezione dei veicoli e della scena del sinistro e decidendo i parametri di urto come le velocità di impatto e la posizione relativa dei veicoli [8], è possibile simulare l'intera dinamica dell'incidente; oltre a descrivere il movimento dei veicoli in condizioni isolate (pre-urto), il programma calcola i moti post-urto considerando gli effetti delle forze che i veicoli si scambiano durante la fase di impatto. Una ulteriore differenza tra i sistemi classici e i simulatori risiede nel fatto che i modelli a due e tre gradi di libertà risolvono l'incidente a ritroso ossia partendo dalla posizione di quiete dei veicoli e, assumendo noto il moto post-urto e la configurazione dei mezzi nel momento dell'impatto, determinano le velocità dei veicoli nell'istante dell'urto, i simulatori invece partendo dalla configurazione di massima compenetrazione dei veicoli calcolano la dinamica successiva all'urto fino alle posizioni di quiete [19].

Tali software possono essere utilizzati anche come simulatori di guida (Figura 6.3) per analizzare per esempio le condizioni di sicurezza di un tratto di strada (distanze di visibilità e presenza di eventuali ostruzioni) oppure per verificare se la dinamica di un veicolo è compatibile con particolari condizioni del tracciato.



Figura 6.3: Simulazione da visuale del conducente.

Il vantaggio principale dei simulatori rispetto alla risoluzione manuale con i modelli impulsivi, risiede nella rapidità con cui il software risolve il problema offrendo anche la possibilità di visualizzarne la simulazione in ambiente 3D; se la dinamica non risulta congrua con gli elementi rilevati, è possibile modificare i parametri della simulazione [8] e ottenere una nuova ricostruzione.

### 6.2 EDR (Event Data Recorder)

Con l'acronimo EDR si intendono tutti i dispositivi montati sui veicoli che registrano dati relativi al moto dei veicoli ed alle azioni dei guidatori negli istanti precedenti e successivi al verificarsi di una collisione [23] (Figura 6.4).

Le prime centraline EDR, chiamate anche più comunemente Black Box, furono impiegate negli anni '50 in campo aeronautico per ottenere dati inerenti alle fasi di volo, già nel 1958 vennero regolamentate dalla Federal Aviation



Figura 6.4: Dispositivo EDR (Event Data Recorder).

Act e furono rese obbligatorie per tutti i velivoli commerciali. Solamente nel 1995 la Federal Railroad Administration decise di installare le Black Box a bordo dei convogli ferroviari, mentre a distanza di pochi anni, e precisamente nel 1998, la National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) istituì una commissione per valutare la fattibilità dell'utilizzo dei dispositivi EDR in campo stradale [17]. Oggigiorno le Black Box sono regolamentate [2] e obbligatorie dal 2015 su tutti i veicoli in commercio in America e in Canada [26] (anche per i veicoli prodotti in altri Paesi) mentre in Unione Europea non vi sono ancora normative a riguardo.

Negli ultimi anni i ricostruttori di incidenti stradali studiano sempre con più attenzione le informazioni registrate dalle Black Box perché, a differenza delle normali procedure di indagine dove si rilevano solamente dati indiretti relativi alle collisioni, come le deformazioni sui veicoli o le tracce di frenata sulla pavimentazioni, con le Black Box si hanno a disposizioni misurazione dirette delle grandezze caratterizzanti il fenomeno che spesso nelle simulazioni vengono solamente ipotizzate. Seguendo le matrici di Haddon [11], in Figura 6.5 e Figura 6.6 sono riportate le informazioni disponibili rispettivamente nel caso in cui il veicolo sia sprovvisto o dotato di centralina EDR, si evidenzia il fatto che non tutti i dispositivi EDR registrino le medesime grandezze.

	Driver	Vehicle	Environment
Precrash Crash Post-crash	Injury	Tyre marks Calculated $\Delta V$ Collision damage	Environment after collision

Figura 6.5: Matrice Haddon: dati disponibili senza EDR - Fonte:[11]

Durante la marcia del veicolo, la Black Box monitora continuamente le condizioni del moto ma salva i dati solamente quando rileva un incidente, gli algoritmi che rilevano il verificarsi di un incidente o meno dipendono da come è stato progettato il dispositivo; generalmente le EDR si basano su un controllo

### CAPITOLO 6. NUOVE TECNOLOGIE A SUPPORTO DELLA RICOSTRUZIONE

	Driver	Vehicle	Environment
Precrash	Seatbelt use, steering, braking	Speed, ABS, other conditions	Conditions during crash
Crash	Airbag data, pretensioners	Crash pulse, measured $\Delta V$ , yaw, inflation time	Location
Post-crash	Automatic collision notification (ACN)	ACN	ACN



incrociato tra le accelerazioni misurate dagli accelerometri e dalle variazioni di velocità [23] ma possono anche comunicare con le centraline di controllo degli airbag ACM (Airbag Control Module). In Figura 6.7 è rappresentato uno schema generale di un sistema EDR.



Figura 6.7: Schema generale EDR - Fonte: [26]

Per accedere ai dati delle centraline EDR occorre utilizzare un ulteriore dispositivo chiamato CDR (Crash Data Retrival) sviluppato da BOSH [1] e che consente di interfacciarsi con la centralina del veicolo e di leggere i dati registrati. Come si è già detto, in America e in Canada tutti i veicoli devono possedere una centralina EDR a bordo obbligatoriamente e l'utilizzo dei relativi dati è ormai una prassi comune dei ricostruttori, in Italia e più in generale in Europa, questa procedura può essere applicata solamente ai veicoli che già posseggono il dispositivo, anche se non è ancora obbligatorio per legge. I dispositivi fin qui descritti vengono realizzati e montati direttamente dai costruttori di veicoli e hanno la capacità di rilevare dati e parametri di bordo dialogando anche con altri dispositivi del mezzo (per esempio la centralina degli airbag), possono però essere installate delle scatole nere aftermarket che rilevano un numero ridotto di parametri. Generalmente tali dispositivi posseggono sensori inerziali MEMS per misurare le accelerazioni, un GPS per tracciare la posizione del veicolo e un'unità GSM per la trasmissione dei dati. Queste scatole nere vengono utilizzate prevalentemente dalle compagnie assicurative per contrastare le frodi [7] e ovviamente per ottenere dati utili per le ricostruzioni degli incidenti.

I dati delle centraline EDR dei veicoli possono essere importanti anche per studi nel campo della sicurezza stradale [12]; definire una correlazione tra i comportamenti alla guida degli utenti e gli incidenti che si verificano, può fornire informazioni per la modifica dei tracciati, variazioni della rete stradale, o suggerire nuove soluzione per migliorare la sicurezza dei veicoli.

### 6.3 ADAS (Advance Driver Assistance System)

Nuove informazioni relative alla marcia dei veicoli e agli istanti delle collisioni, potrebbero essere fornite dai nuovi sistemi montati sulle auto di ultima generazione che acquisiscono elevate quantità di dati dalla interazione tra veicolo e l'ambiente circostante, un esempio tra tutti potrebbero essere i sistemi ADAS [40, 29] progettati per evitare il pericolo di incidenti e migliorare la qualità di guida.

Con il termine ADAS (Advance Driver Assistance System) si intendono i sistemi che, sfruttando dispositivi Radar, LiDAR, videocamere e sensori a ultrasuoni, assistono la guida rilevando e segnalando al conducente l'imminenza di potenziali pericoli (Figura 6.8); i sistemi ADAS adattano la marcia del veicolo alle variazioni delle condizioni della strada e dell'ambiente esterno e, in caso di emergenza, intervengono in maniera autonoma per evitare una collisione.



Figura 6.8: Tecnologia dei sistemi ADAS

Tra le funzioni principali dei sistemi ADAS vi sono:

- Adaptive Cruise Control (ACC): funziona come un tradizionale Cruise Control ma interviene riducendo la velocità qualora il veicolo che precede rallentasse. Il sistema riporta il veicolo alla velocità impostata quando la vettura che precede accelera o cambia corsia;
- Intelligent Speed Assistance (ISA): il sistema adatta la velocità di marcia del veicolo attraverso la lettura mediante software della segnaletica stradale, o rispetto a un valore di velocità imposto dal conducente;
- Forward Collision Warning: se le videocamere e i radar frontali rilevano un potenziale pericolo di collisione con un veicolo, pedone o con un ostacolo, avvisano il conducente con segnali luminosi e acustici e pre-attivano i freni;
- Autonomous Emergency Brake (AEB): se il conducente non risponde agli avvertimenti del Forward Collision Warning, il sistema arresta il veicolo in maniera automatica;
- Lane Departure Warning (LDW): attraverso la telecamera frontale il sistema riconosce le linee che delimitano la corsia, nel caso in cui il veicolo si spostasse inavvertitamente dal centro della corsia non avendo attivato gli indicatori di direzione, il sistema invia un segnale (visivo o una vibrazione al volante e sedile) di avvertimento al conducente;
- Lane Keeping Assist: medesimo principio del LDW ma interviene attivamente applicando una coppia alle ruote e allo sterzo per riportare il veicolo nel centro della carreggiata;
- Blind-spot Monitoring: tramite sensori radar il sistema rileva la presenza o l'avvicinamento di altri veicoli negli angoli ciechi e avverte il conducente del pericolo, attraverso segnali acustici o luminosi sui retrovisori;
- Blind-spot Assist: analoga funzione del Blind-spot Monitoring ma "attivo" in quanto evita la collisione impedendo o correggendo la manovra;
- Driver Alert Control: rileva se il conducente è affetto da sonnolenza ed emette un segnale acustico per avvertirlo, può essere associato al Rest Stop Guidance che indica la piazzola di sosta più vicina;
- Park Sense o Park Assist: assiste il guidatore nelle fasi di parcheggio, può anche effettuare l'intera manovra in autonomia;
- Rear Cross Path detection: durante la fase di uscita da un parcheggio, il sistema rileva e avverte il conducente della presenza o dell'avvicinamento di veicoli o persone nella zona posteriore o laterale alla vettura, può frenare in maniera autonoma per arrestare il veicolo in sicurezza.

I sistemi ADAS rappresentano il primo passo verso i veicoli a guida completamente autonoma (Figura 6.9) siccome i sistemi intervengono sull'acceleratore, il freno e lo sterzo solamente in condizioni di pericolo imminente. Nelle situazioni di normale marcia invece i sistemi ADAS restano "latenti" ma assistono comunque la guida fornendo informazioni che il guidatore non sarebbe in grado di percepire tempestivamente, migliorando quindi sia la comprensione del potenziale pericolo, sia la reazione nell'azionamento dei comandi del veicolo.

SAE level	Name	Narrative Definition	Execution of Steering and Acceleration/ Deceleration	<i>Monitoring</i> of Driving Environment	Fallback Performance of Dynamic Driving Task	System Capability (Driving Modes)
Huma	<i>n driver</i> monite	ors the driving environment				
0	No Automation	the full-time performance by the <i>human driver</i> of all aspects of the <i>dynamic driving task</i> , even when enhanced by warning or intervention systems	Human driver	Human driver	Human driver	n/a
1	Driver Assistance	the <i>driving mode</i> -specific execution by a driver assistance system of either steering or acceleration/deceleration using information about the driving environment and with the expectation that the <i>human driver</i> perform all remaining aspects of the <i>dynamic driving task</i>	Human driver and system	Human driver	Human driver	Some driving modes
2	Partial Automation	the <i>driving mode</i> -specific execution by one or more driver assistance systems of both steering and acceleration/ deceleration using information about the driving environment and with the expectation that the <i>human</i> <i>driver</i> perform all remaining aspects of the <i>dynamic driving</i> <i>task</i>	System	Human driver	Human driver	Some driving modes
Autor	mated driving s	ystem ("system") monitors the driving environment				
3	Conditional Automation	the <i>driving mode</i> -specific performance by an <i>automated</i> <i>driving system</i> of all aspects of the dynamic driving task with the expectation that the <i>human driver</i> will respond appropriately to a <i>request to intervene</i>	System	System	Human driver	Some driving modes
4	High Automation	the <i>driving mode</i> -specific performance by an automated driving system of all aspects of the <i>dynamic driving task</i> , even if a <i>human driver</i> does not respond appropriately to a request to intervene	System	System	System	Some driving modes
5	Full Automation	the full-time performance by an <i>automated driving system</i> of all aspects of the <i>dynamic driving task</i> under all roadway and environmental conditions that can be managed by a <i>human driver</i>	System	System	System	All driving modes
	1000-000-000		Copyrigi freely co are ackn	nt © 2014 SAE Inter pied and distribute owledged as the so	national. The summ d provided SAE Inte urce and must be re	ary table may be rnational and J3016 produced AS-IS.

Figura 6.9: Classi evolutive dei veicoli a guida autonoma

Un ulteriore beneficio di tali sistemi riguarderebbe la responsabilizzazioni dei guidatori all'adozione di stili di guida più prudenti, consapevoli del fatto che il veicolo e i sistemi a bordo, monitorano costantemente la loro condotta di guida e il loro stato psico-fisico.

Parallelamente alla sviluppo dei sistemi ADAS, anche i dispositivi EDR evoluti, che prenderanno il nome EDR/AN (Event Data Recorder Automated Driving) [4] pensati per i veicoli a guida autonoma, oltre alla registrazione dei dati dei dispositivi classici, acquisiranno informazioni inerenti anche allo stato di funzionamento dei sistemi a guida autonoma, alle condizioni ambientali e infrastrutturali e alle immagini o video dei dispositivi e sensori.

## Capitolo 7

## La ricostruzione dell'incidente di Via Marsigli

Il 25/04/2017 a Torino, nell'intersezione tra Via Marsigli e Via Bardonecchia si è verificato un incidente che ha interessato tre veicoli causando danni anche a negozi e all'arredo urbano. Sfruttando i dati e gli strumenti a disposizione, si è cercato di ricostruire la dinamica del sinistro applicando i principi e le tecniche affrontate nel suddetto lavoro.

### 7.1 Analisi del luogo del sinistro e dei veicoli

Siccome l'evento viene studiato a diversi mesi di distanza e non sono disponibili né rilievi del luogo dell'incidente né dei veicoli con le relative deformazioni, l'unica documentazione ottenuta riguarda alcune fotografie dei veicoli nelle posizioni di quiete e delle riprese parziali dell'incrocio. Dalla Figura 7.1 si può osservare come i veicoli coinvolti nell'incidente siano un carro attrezzi Iveco Daily, un'ambulanza Fiat Ducato e una autovettura Fiat 500, tutti i veicoli terminano il loro moto a ridosso del marciapiede di Via Orbassano nelle vicinanze del Bar/Ricevitoria.



Figura 7.1: Posizione di quiete dei veicoli.

Generalmente il rilievo delle deformazioni dei veicoli viene eseguito fotografando il veicolo da più angolazioni, isolato e lontano dagli altri veicoli e da oggetti che possono ostacolare la visuale, nel nostro caso anche se non si hanno foto che ritraggono i veicoli per la loro intera sagoma, le deformazioni possono essere visibili dalle foto della scena: nella Figura 7.2 è ritratta la fiancata sinistra dell'ambulanza vistosamente danneggiata per la maggior parte della superficie e dove si osserva un rientro significativo della lamiera nei pressi della ruota posteriore sinistra.



Figura 7.2: Fiancata sinistra dell'ambulanza.

Nella stessa fotografia è riportato anche il carro attrezzi dove l'impatto ha deformato il frontale per la sua intera larghezza, facendo ipotizzare un impatto quasi perpendicolare con l'oggetto urtato. La fotografia in Figura 7.3 oltre a offrire una visuale sempre dell'ambulanza e del carro attrezzi da un'altra angolazione, riprende il semaforo di Via Orbassano urtato e notevolmente inclinato verso il suolo e mostra la posizione di quiete dell'ambulanza sul marciapiede.



Figura 7.3: Vista del semaforo danneggiato e dei veicoli.

Una fotografia molto rilevante è quella di Figura 7.4 dove viene riportata la fiancata destra dell'ambulanza; si può osservare coma anche il lato destro abbia subito un forte urto, anche se di entità minore rispetto al lato sinistro. Il portellone della fiancata destra riporta una deformazione caratterizzata da un avvallamento di ampiezza limitata che potrebbe essere compatibile con un urto con un palo e quindi con il semaforo raffigurato nella figura precedente (punto d'urto tra semaforo e ambulanza).



Figura 7.4: Fiancata destra dell'ambulanza.

Importante è anche la deformazione nella parte bassa della portiera destra che potrebbe indicare quasi un accartocciamento con un ostacolo basso dovuto a uno strisciamo, probabilmente con la base del semaforo. Dalla Figura 7.5 si può apprezzare come l'ambulanza abbia impattato la vetrina e deformato il telaio della stessa con lo spigolo destro posteriore. Osservando la stessa fotografia, tra il bar e l'ambulanza vi sono dei cristalli dei finestrini (riportanti la scritta 118) che potrebbero essere stati proiettati nell'urto con il semaforo o a conseguenza del'urto con la vetrina del bar/ricevitoria.



Figura 7.5: Vetrina del bar/ricevitoria.

Il veicolo del soccorso stradale ha terminato la propria corsa urtando una Fiat 500 proveniente dalla corsia opposta e entrambi i veicoli si sono fermati a circa un metro di distanza dalla linea di arresto, l'autovettura risulta danneggiata sul frontale (Figura 7.6). I danni sul frontale del carro attrezzi non possono essersi prodotti solamente nell'urto con la Fiat 500 siccome il veicolo del soccorso stradale possiede un importante arretramento della parte non compatibile con l'altezza e le rispettive deformazione dell'automobile. Il carro attrezzi deve aver quindi impattato prima la fiancata sinistra dell'ambulanza e solamente poi, a velocità ridotta, urtato la Fiat 500.

Purtroppo le fotografie non forniscono informazioni sul punto di impatto tra l'ambulanza e il carro attrezzi che sarebbe stato individuabile da depositi dei vetri dei finestrini della fiancata sinistra dell'ambulanza e dei componenti del frontale del carro attrezzi, per quanto riguarda invece le tracce di frenata non si hanno foto dettagliate ma le uniche indicazioni si possono trarre dalla Figura 7.6, dove sembrerebbero essere presenti delle marcature riconducibili al moto del carro attrezzi.



Figura 7.6: Posizione di stasi tra carro attrezzi e Fiat 500.

### 7.2 La scatola nera dell'ambulanza

Per la localizzazione dei mezzi di soccorso e per la gestione dell'intera flotta di veicoli da parte del centro operativo della Croce Verde, le ambulanze vengono dotate di scatola nera che, oltre ad avere una unità GPS, possiede una terna di accelerometri per misurare le accelerazioni durante l'intero moto dei veicoli. Il dispositivo dell'ambulanza coinvolta nell'incidente studiato è gestito dalla società W.A.Y. s.r.l. che ha fornito i dati della scatola nera al fine di ricostruire l'incidente. A differenza dei dispositivi EDR che registrano solamente nei secondi prossimi all'incidente, la scatola nera relativa al nostro caso acquisisce dati in maniera continua quando il veicolo è in moto, per individuare il momento dell'incidente si sono osservati i valori degli accelerometri e le accelerazioni maggiori iniziano alle 09:46:39, scelto quindi come l'istante in cui ha inizio l'incidente. Inserendo le coordinate GPS dell'ambulanza su Google Earth nei 10 secondi precedenti e nei 5 successivi al momento del primo impatto, si è potuto osservare la traiettoria che ha compiuto il veicolo sulla strada (Figura 7.7).

Dalla Figura 7.7 è chiaro che l'ambulanza stava percorrendo Via Marsigli in direzione nord prima che si verificasse l'incidente, ingrandendo la zona dell'intersezione (Figura 7.8) e utilizzando dei segnaposto di colore giallo e rosso per indicare le posizioni del veicolo rispettivamente nelle fasi pre e post-urto, si può notare come le posizioni date dal GPS siano nella corsia di sorpasso per la direzione di marcia dell'ambulanza e che questa si fermi in prossimità del lato destro dell'intersezione.

Purtroppo non si hanno indicazioni sulla precisione di ogni singola misura GPS essendo questa dipendente dal numero di satelliti visibili dal ricevitore e variabile da misurazione a misurazione. Tale traiettoria sembrerebbe affetta da errore non trascurabile siccome la posizione a t=5 s, che corrisponde già alla posizione di quiete dell'ambulanza, risulta nell'incrocio mentre dalle fotografie il veicolo è fermo sul marciapiedi a fianco del bar/ricevitoria. La distanza



Figura 7.7: Tracciato GPS dell'ambulanza.



Figura 7.8: Posizioni post-urto dell'ambulanza.

tra la posizione finale fornita dal GPS e quella riscontrata dalle fotografie è stata calcolata attraverso il tool di Google Earth e risulta maggiore di 7 m, un tale errore può essere giustificato dal cosiddetto effetto "canyon urbano" dove la presenza di edifici relativamente alti, ostacolano ulteriormente il segnale causando una misura di bassa qualità.

Come già è stato detto, la scatola nera possiede anche un sistema di accelerometri che registra le accelerazioni subite dal veicolo durante il suo intero moto, il sistema di riferimento è riconducibile a una terna destrorsa con l'asse Z uscente dal piano di rotolamento. Osservando i valori delle accelerazioni si riscontra come non ci sia un unico evento ma ci siano più valori riconducibili a diversi urti, tale aspetto risulterebbe coerente con la dinamica dedotta dalle deformazioni dei veicoli.

I valori maggiori di accelerazioni vengono registrati all'ora 09:46:39 e siccome il dispositivo campiona a 10 Hz, si hanno dieci valori rilevanti nel secondo; trascurando i dati dell'accelerometro lungo l'asse verticale non significativi per la ricostruzione, l'inizio del sinistro e quindi il verificarsi del primo impatto, viene associato al valore laterale -3.252 g che è sia il massimo valore registrato che il primo dei valori rilevanti nell'arco temporale dell'evento. Tracciando i diagrammi delle accelerazioni longitudinale e trasversale e assumendo come t=0 s l'istante nel quale viene registrato il valore -3.252 g si ottengono i grafici riportati in Figura 7.9 e Figura 7.10.



Figura 7.9: Diagramma delle accelerazioni longitudinali X.



Figura 7.10: Diagramma delle accelerazioni trasversaliY.

Diagrammando le risultanti nel piano XY delle accelerazioni misurate (Figura 7.11) si distinguono due picchi di accelerazioni a distanza minore di un secondo; le direzione di applicazione delle forze di impatto [21] sono state riportate in (Figura 7.12 e Figura 7.13). Le accelerazioni risultanti, e quindi le forze applicate al veicolo, sono associabili a due impatti laterali rispettivamente prima sulla fiancata sinistra e successivamente su quella destra, associabili presumibilmente all'urto con il carro attrezzi e con il semaforo.



Figura 7.11: Diagramma delle accelerazioni risultanti sul piano XY.

Sempre dal grafico in Figura 7.11 si osservano altri picchi di accelerazione ma tali valori essendo di entità minore possono essere riconducibili a impatti di importanza limitata.



Figura 7.12: Schematizzazione dell'urto laterale sinistro.



Figura 7.13: Schematizzazione dell'urto laterale destro.

Riassumendo le informazione ottenute dall'analisi delle fotografie della scena del sinistro, dei veicoli e dalle considerazioni dedotte in relazione ai dati della scatola nera, si può formulare una dinamica indicativa dell'evento; l'ambulanza marciando in Via Marsigli direzione nord, tenta di superare l'intersezione quando viene urtata nella fiancata sinistra dal carro attrezzi sopraggiungente da Via Bardonecchia. L'ambulanza perdendo il controllo impatta prima contro il semaforo posto sul marciapiede e successivamente contro la vetrina del bar/ricevitoria di Via Bardonecchia, il carro attrezzi invece, dopo l'urto con l'ambulanza termina la propria corsa impattando con la Fiat 500 proveniente da Via Bardonecchia Est.

## 7.3 Simulazione dell'incidente con PC-CRASH<sup>©</sup>

Data la complessità dell'incidente sarebbe stato difficile analizzare i singoli urti mediante i metodi "manuali", i simulatori invece permettono di studiare anche urti multipli che coinvolgono più veicoli. Per la risoluzione dell'incidente e la verifica della dinamica ipotizzata, è stato utilizzato un programma chiamato PC-CRASH<sup>©</sup> [36] che, a differenza dei modelli impulsivi sviluppati al Capitolo 4 implementa i modelli formulati per la prima volta da Kudlich [20] e Slibar [34].

Non avendo a disposizione un rilievo della scena del sinistro, si è caricata nell'ambientazione del programma una immagine bitmap tratta da Google Earth dell'area studiata. Per quanto riguarda i veicoli, il database del programma contiene numerosi modelli tridimensionali dei veicoli in commercio più comuni, per i mezzi Fiat Ducato e Iveco Daily però non sono presenti negli allestimenti in versione ambulanza e soccorso stradale, per questo motivo sono stati utilizzati due modelli di serie analoga in versione furgone, e adattati in termini di peso e dimensioni per rendere la simulazione più realistica possibile [16]. Il programma risolve l'incidente attraverso una simulazione "in avanti" ossia partendo dalla configurazione di massima configurazione dei veicoli e impostando le velocità di entrata all'urto, calcola le velocità e le traiettorie post-urto. La configurazione di massima configurazione è desumibile dalle deformazione mostrate dalla documentazione fotografica, mentre per quanto riguarda il punto d'impatto tra il carro attrezzi e l'ambulanza, si hanno come riferimento solamente le tracce di frenata di Figura 7.1.

Dopo diverse simulazioni il punto del primo urto tra l'ambulanza e il carro attrezzi viene determinato e viene riportato in Figura 7.14 dove i veicoli blu e rosso rappresentano rispettivamente il carro attrezzi e l'ambulanza.

Gli urti che coinvolgono il semaforo e la vetrina del bar riguardano due aspetti critici della simulazione siccome il programma non può simulare impatti contro oggetti deformabili, in questo caso a flessione e rottura, ma simula gli impatti contro elementi rigidi; per ovviare a tale problema sono stati utilizzati per il semaforo e la vetrina due elementi quali un'asta e una parete entrambi indeformabili ma, si è impostato per gli urti successivi al primo, un coefficiente di restituzione k negativo (-0.2) tipico di collisioni dove l'oggetto urtato subisce un cedimento.



Figura 7.14: Configurazione dei veicoli all'impatto.

In Figura 7.15 è riportato l'istante in cui l'ambulanza impatta contro il semaforo, è interessante notare come avvenga a 0.663 s dal primo urto e quindi rispetti l'intervallo di tempo che intercorre tra i picchi di accelerazioni rilevati dalla scatola nera.

In Figura 7.16 e Figura 7.17 vengono riportati gli istanti della simulazione in cui l'ambulanza impatta contro la vetrina e dove il carro attrezzi urta la Fiat 500.



Figura 7.15: Impatto tra il Fiat Ducato e il semaforo.



Figura 7.16: Impatto tra il Fiato Ducato e la vetrina del bar.



Figura 7.17: Impatto tra l'Iveco Daily e la Fiat 500.

Dall Figura 7.18 si può notare invece come le posizioni di quiete dei veicoli fornite dalla simulazione siano congruenti con quelle mostrate nella documentazione fotografica. Come risultato finale il programma mostra le velocità di impatto dei veicoli (Figura 7.19) pari a 38 km/h per l'ambulanza e 71 km/h per il mezzo del soccorso stradale. Le velocità restituite dai software non devono mai essere considerate come le velocità reali di impatto ma forniscono invece un'indicazione dell'ordine di grandezza, siccome le simulazioni semplificano o trascurano alcuni aspetti e fenomeni che invece si verificano nella realtà.



Figura 7.18: Posizione di quiete dei veicoli.

Veicolo:	1 Fiat	-Duca	-	2 Iv	eco-Dai	-	
Prima dell'urt	o: 📕						
v [km/h]:		38			71		
	•		•	٠		•	
Direzione [°	]:	85.86	;		-0.2	21	
Omega [rad/s]:		0.00		0.00			
φ POI [°]:		41.6	-		170.1	-	
Dopo l'urto:							
v [km/h]:	v [km/h]: 38.00			71.00			
Direzione [°	]:	85.86	5		-0.2	21	
Delta-v [km	ta-v [km/h]: -			-			
Omega [rad	l/s]:	0.00	)	0.00			
Dist.P.impatto[cm] 30				5			
Def. Energy	[kJ]:	248.3			40.4	ł	
ees (km/nj		45.50			19.0	D	
o	4	÷ [kr	n/h] (	Ist: 7	.82)		
🔘 delta v:				Attrit	0.6	*	
Ø delta v: k:	0.1	-					
⊙ delta v:	0.1	÷		Urt	0		
<ul> <li>delta v:</li> <li>k:</li> <li>Coordinate</li> </ul>	0.1 : [m]:	÷		Urt	o Dozioni	_	
<ul> <li>delta v:</li> <li>k:</li> <li>Coordinate</li> <li>Punto d'</li> <li>Superfic</li> </ul>	0.1 : [m]: impatto	e atto		Urt	o)pzioni		
<ul> <li>delta v:</li> <li>k:</li> <li>Coordinate</li> <li>Punto d'</li> <li>Superfic</li> <li>vu 22.12</li> </ul>	0.1 [m]: impatto ie cont	atto phi		Urt	o )pzioni Urto		
<ul> <li>delta v:</li> <li>k:</li> <li>Coordinate</li> <li>Punto d'</li> <li>Superfic</li> <li>x: 22.18</li> </ul>	0.1 (m]: (impatto ie conta	atto phi 01.2		Url	o )pzioni Urto : 1		
<ul> <li>delta v:</li> <li>k:</li> <li>Coordinate</li> <li>Punto d</li> <li>Superfic</li> <li>x: 22.18</li> <li>y: -19.25</li> </ul>	0.1 (impatto ie conta -1	atto phi 01.2 psi		Urt	o )pzioni Urto : 1 ∢ )		

Figura 7.19: Parametri restituiti dalla simulazione.

# Capitolo 8 Conclusioni

In questo lavoro sono stati affrontati i principi che hanno portato alla formulazione dei metodi tradizionali per la risoluzione degli incidenti tra veicoli e sono state descritte le nuove tecnologie e strumenti che hanno sostituito o integrato le tecniche classiche. A conclusione della tesi si è svolta la ricostruzione di un incidente realmente avvenuto nella Città di Torino, disponendo di una documentazione fotografica della scena del sinistro e delle informazioni registrate dalla scatola nera di uno dei veicoli coinvolti nel sinistro. A seguito dell'analisi dei dati di partenza, si è risolto il problema simulando l'intera dinamica ipotizzata mediante un programma commerciale chiamato PC-CRASH<sup>©</sup>.

La risoluzione di un caso pratico ha permesso di comprendere meglio alcuni aspetti dei concetti trattati: la fase investigativa comprendente il rilievo della scena e dei veicoli, mantiene un ruolo primario nella ricostruzione siccome fornisce informazioni fondamentali sia sulla posizione dei veicoli o di altri elementi sulla sede stradale, sia sull'entità e tipologia delle deformazioni residue sui mezzi, le scatole nere invece o i dispositivi EDR quando accessibili, forniscono le coordinate GPS utili nella definizione dei percorsi effettuati dai veicoli negli istanti precedenti all'urto, ma purtroppo non precise a tal modo da individuare l'esatto punto dove è avvenuto l'impatto. Dall'analisi delle accelerazioni si possono individuare invece le direzioni delle forze di impatto e la loro intensità ma risulta impossibile determinare la tipologia dei danni provocati dalla collisione e risalire al modello del veicolo impattante. Per quanto riguarda i simulatori di collisione invece, hanno praticamente sostituito i metodi di risoluzione classica data la loro completezza e velocità di simulazione delle dinamiche ipotizzate e nella possibilità di visualizzarne il risultato mediante animazioni tridimensionali. Un incidente complesso come quello affrontato, sarebbe risultato irrisolvibile se analizzato con i metodi classici data la grande incertezza nella definizione a priori del punto di impatto tra l'ambulanza e il mezzo del soccorso stradale, ma soprattutto sarebbe stato irrealizzabile l'analisi degli urti successivi contro il semaforo e la vetrina.

In conclusione le nuove tecnologie agevolano notevolmente la ricostruzione degli incidenti stradale rispetto ai metodi tradizionali, ma risulta ancora necessaria una figura che sappia analizzare in maniera oggettiva l'intera collezione di dati a disposizione e sappia delineare la dinamica o i possibili scenari congruenti con i dati stessi. L'avvento delle vetture a guida autonoma e delle tecnologie ad essa relative, porterà all'acquisizione di nuove tipologie di informazioni da parte del ricostruttore degli incidenti stradali, utili non solo alla definizione del moto dei veicoli ma valide anche a delineare i profili comportamentali del conducente.

## Bibliografia

- [1] http://www.cdr-italia.it/.
- [2] https://standards.ieee.org/findstds/standard/1616-2004.html.
- [3] Cina Alberto. Corso di geomatica. Dispense, Politecnico di Torino, 2016.
- [4] Bardo Peters Continental Andreas Forster, Christian Kuhrt. Event data recorder (edr) for automated driving. In *Division Chassis, Safety Business Unit Passive Safety, Sensorics.* EVU Conference, 2016.
- [5] Egbert Bakker, Hans B Pacejka, and Lars Lidner. A new tire model with an application in vehicle dynamics studies. Technical report, SAE technical paper, 1989.
- [6] Dante Bigi. La sicurezza passiva dell'autoveicolo. Edizioni EGAF, Forlì, 2008.
- [7] Dennis Bodson. Black box-a new tool in fighting fraud [standards]. IEEE Vehicular Technology Magazine, 4(4):90–93, 2009.
- [8] Vuk Bogdanović, Nenad Milutinović, Svetozar Kostić, and Nenad Ruškić. Research of the influences of input parameters on the result of vehicles collision simulation. *PROMET-Traffic&Transportation*, 24(3):243–251, 2012.
- [9] Raymond M Brach. Impact analysis of two-vehicle collisions. Technical report, SAE Technical Paper, 1983.
- [10] Raymond M Brach and R Matthew Brach. A review of impact models for vehicle collision. SAE transactions, pages 175–190, 1987.
- [11] Augustus Chidester, John Hinch, Thomas C Mercer, and Keith S Schultz. Recording automotive crash event data. In Transportation Recording: 2000 and Beyond. International Symposium on Transportation RecordersNational Transportation Safety BoardInternational Transportation Safety Association, 1999.
- [12] Younshik Chung and IlJoon Chang. How accurate is accident data in road safety research? an application of vehicle black box data regarding pedestrian-to-taxi accidents in korea. Accident Analysis & Prevention, 84: 1–8, 2015.

- [13] William E Cliff and Darcy T Montgomery. Validation of pc-crash-a momentum-based accident reconstruction program. Technical report, SAE Technical Paper, 1996.
- [14] Terry D Day and Donald E Siddall. Validation of several reconstruction and simulation models in the hve scientific visualization environment. Technical report, SAE Technical Paper, 1996.
- [15] US DOT. Cfr chapter v. 571.135 fmvss standard 135. Passenger car brake system, 49.
- [16] Massimilano Gobbi, Gianpiero Mastinu, and Giorgio Previati. The effect of mass properties on road accident reconstruction. *International journal* of crashworthiness, 19(1):71–88, 2014.
- [17] NHTsA EDR Working Group et al. Event data recorders-final report. NHTsA, Us DOE, 2, 2001.
- [18] KH Hunt and FRE Crossley. Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact. Journal of applied mechanics, 42(2):440–445, 1975.
- [19] Gustáv Kasanickỳ, Pavol Kohút, and Martin Lukášik. Impact dynamics theory for the analysis and simulation of collisions. Žilinská Univerzita, 2004.
- [20] Hans Kudlich. Beitrag zur Mechanik des Kraftfahrzeug-Verkehrsunfalls. na, 1966.
- [21] Kristofer D Kusano and Hampton C Gabler. Automated crash notification: Evaluation of in-vehicle principal direction of force estimations. *Transportation research part C: emerging technologies*, 32:116–128, 2013.
- [22] Sven Kuschfeldt, Martin Schulz, Thomas Ertl, Thomas Reuding, and Michael Holzner. The use of a virtual environment for fe analysis of vehicle crash worthiness. In Virtual Reality Annual International Symposium, 1997., IEEE 1997, page 209. IEEE, 1997.
- [23] Wonhee Lee and Inhwan Han. Development and test of a motor vehicle event data recorder. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 218(9):977–985, 2004.
- [24] Velardocchia Mauro. Corso di meccanica del veicolo. Dispense, Politecnico di Torino, 2017.
- [25] Andreas Moser, Heinz Hoschopf, Hermann Steffan, and Gustav Kasanicky. Validation of the pc-crash pedestrian model. Technical report, SAE Technical Paper, 2000.

- [26] Gabriel Nowacki, Anna Niedzicka, and Cezary Krysiuk. The use of event data recorder (edr)-black box. Advances in Science and Technology Research Journal, 8(21), 2014.
- [27] Hans B Pacejka. Tire and vehicle dynamics, society of automotive engineers. *Inc, Warrendale, USA*, 2002.
- [28] Vassilios Pagounis, Maria Tsakiri, Spriridon Palaskas, Barbara Biza, and E Zaloumi. 3d laser scanning for road safety and accident reconstruction. In *Proceedings of the XXIIIth international FIG congress*, pages 8–13, 2006.
- [29] Aneesh Paul, Rohan Chauhan, Rituraj Srivastava, and Mriganka Baruah. Advanced driver assistance systems. Technical report, SAE Technical Paper, 2016.
- [30] Ing. Francesco Del Cesta P.I. Andrea Del Cesta. Modern scanning technologies for vehicular accident reconstruction. In *Proceedings of the 23rd EVU Annual Conference*, Copenhagen, 2014. ISBN 978-87-993100-2.
- [31] Antonio Pietrini. Approccio alla ricostruzione degli incidenti stradali. *Edizioni EGAF, Forli*, 2017.
- [32] M Semela and A Bradáč. Procedure of collision solution with the help of virtual crash software and possibilies of results validation. Soudní inženýrství, 18(3):118–129, 2007.
- [33] Dinesh Sharma, Seymour Stern, John Brophy, and E Choi. An overview of nhtsa's crash reconstruction software winsmash. In *Proceedings of the* 20th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles, 2007.
- [34] A Slibar. Die mechanischen grundsätze des stoßvorganges freier und geführter körper und ihre anwendung auf den stoßvorgang von fahrzeugen. Archiv für Unfallforschung, 65, 1964.
- [35] H Steffan. Pc-crash, a simulation program for car accidents; isata. In 26 th International Symposium on Automotive Technology and Automation, Aachen, 1993.
- [36] Hermann Steffan. Accident reconstruction methods. Vehicle system dynamics, 47(8):1049–1073, 2009.
- [37] Hermann Steffan, Andreas Moser, Bertram Christian Geigl, and Yoshihiro Motomiya. Validation of the coupled pc-crash-madymo occupant simulation model. Technical report, SAE Technical Paper, 2000.
- [38] Ubaldo Sterlicchio. Infortunistica stradale: calcoli di cinematica. *Edizioni EGAF*, *Forlì*, 2016.

- [39] Dario Vangi. Ricostruzione della dinamica degli incidenti stradali. Principi e applicazioni, volume 1. Firenze University Press, 2008.
- [40] Hassan Zoghi, Kianoush Siamardi, and Morteza Tolouei. Ada systems application for traffic safety improvement on roadways. In Computer and Automation Engineering (ICCAE), 2010 The 2nd International Conference on, volume 2, pages 629–634. IEEE, 2010.