

**POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aeronautica



**SVILUPPO E VALIDAZIONE DI MODELLO AD ELEMENTI  
FINITI  
PER ANALISI D'IMPATTO SU BARRIERE STRADALI DI  
VEICOLI PESANTI**

Relatore: Prof. Marco Anghileri

Tesi di Laurea di:

Alessandro Camparsi  
Matricola 770817

Anno accademico 2012-2013



# Indice

<b>Sommario</b> .....	<b>9</b>
<b>Parole chiave</b> .....	<b>9</b>
<b>1. Introduzione</b> .....	<b>11</b>
<b>1.1 Obiettivi</b> .....	<b>14</b>
<b>2. La normativa Europea</b> .....	<b>15</b>
<b>2.1 Euro NCAP</b> .....	<b>15</b>
<b>2.2 EN 1317</b> .....	<b>16</b>
2.2.1 Classificazione delle barriere.....	16
<b>2.4 Requisiti del veicolo</b> .....	<b>20</b>
<b>3. Schema del veicolo reale e approssimazione nel modello numerico</b> .....	<b>23</b>
<b>3.1 Caratteristiche generali del modello numerico</b> .....	<b>24</b>
<b>3.2 Il telaio</b> .....	<b>24</b>
<b>3.3 Le sospensioni</b> .....	<b>25</b>
3.3.1 Distribuzione dei pesi sugli assali.....	26
3.3.2 Sospensioni anteriori .....	27
3.3.3 Le sospensioni posteriori .....	29
<b>3.4 La barra stabilizzatrice</b> .....	<b>34</b>
<b>3.5 Le ruote</b> .....	<b>35</b>
3.5.1 L'angolo di campanatura .....	37
3.5.2 L'angolo di convergenza .....	39
<b>3.6 Il sistema di sterzo</b> .....	<b>40</b>
<b>4. Altri cambiamenti apportati rispetto alla geometria originale</b> .....	<b>47</b>
<b>4.1 Passaruota posteriore</b> .....	<b>47</b>
<b>4.2 Rimorchio</b> .....	<b>48</b>
<b>4.3 Paraciclisti</b> .....	<b>50</b>
<b>5. La Validation Roadmap</b> .....	<b>53</b>
<b>5.1 Prove di carico sospensioni</b> .....	<b>55</b>
5.1.1 Test di carico singolo sugli assali anteriori.....	56
5.1.2 Test di carico singolo sugli assali posteriori.....	58
5.1.3 Test di carico simmetrico sugli assali anteriori .....	59
5.1.4 Test di carico simmetrico sugli assali posteriori.....	60
5.1.5 Test di carico antisimmetrico sugli assali anteriori .....	61
5.1.6 Anti-symmetrical load test sugli assali posteriori.....	62
<b>5.2 Idle test</b> .....	<b>63</b>
<b>5.3 Simulazioni di movimento: prova con traiettoria rettilinea</b> .....	<b>64</b>
<b>5.4 Simulazioni di movimento: prova con traiettoria circolare</b> .....	<b>66</b>
<b>5.5 Simulazioni di movimento: prova con traiettoria tangente</b> .....	<b>67</b>

<b>5.6 Prove di urto con un cordolo.....</b>	<b>69</b>
5.6.1 I rallentatori di velocità.....	69
5.6.2 Risultati delle simulazioni .....	71
<b>5.7 Prova di impatto <i>full scale</i> contro un muro rigido.....</b>	<b>76</b>
<b>5.7 Prova di impatto <i>full scale</i> contro una barriera deformabile .....</b>	<b>80</b>
<b>6. Conclusioni e sviluppi futuri.....</b>	<b>85</b>
<b>Appendice A: listato del programma per il calcolo delle reazioni sui singoli assali .....</b>	<b>87</b>
<b>Bibliografia .....</b>	<b>93</b>

## Indice delle figure

Figura 2.1- Rappresentazione di deflessione dinamica, larghezza di lavoro e intrusione del veicolo.....	19
Figura 2.2- Dimensioni del modello numerico .....	22
Figura 3.1- Telaio del modello numerico .....	25
Figura 3.2- Test di schiacciamento di una balestra reale [10] .....	28
Figura 3.3- Dettaglio cinematismo del sistema di sospensioni anteriori [11] .....	28
Figura 3.4- Dettaglio cinematismo del sistema di sospensioni posteriori [11].....	29
Figura 3.5- Test sperimentale di schiacciamento sospensione pneumatica [10] ....	30
Figura 3.6- Il modello a 3 parametri di Maxwell [4] .....	31
Figura 3.7- Layout finale elemento discreto per sospensione pneumatica .....	32
Figura 3.8- Movimento imposto .....	33
Figura 3.9- Andamento reazione della sospensione .....	33
Figura 3.10- Dettaglio cinematismo della barra stabilizzatrice [11] .....	34
Figura 3.11 -Realizzazione del vincolo per la rotazione delle ruote [11].....	35
Figura 3.12- Raffigurazione angolo di campanatura .....	38
Figura 3.13- Principio di Ackermann .....	41
Figura 3.14- Principio di Ackermann per il layout del veicolo da modellare [12].	42
Figura 3.15- Rappresentazione schematica del meccanismo di sterzo [12] .....	43
Figura 3.16- Dettaglio del meccanismo di sterzo numerico [11] .....	44
Figura 3.17- Ruote in sterzata nel modello numerico.....	44
Figura 3.18- Il meccanismo di sterzo in azione .....	45
Figura 4.1- Passaruota nel modello originale .....	47
Figura 4.2- Passaruota modificato .....	48
Figura 4.3- Rimorchio nel modello originale .....	49
Figura 4.4- Rimorchio modificato .....	49
Figura 4.5- Paraciclisti nel modello originale.....	50
Figura 4.6- Paraciclisti dopo le prime modifiche .....	50
Figura 4.7- Risultato finale .....	51
Figura 5.1- Layout prova (in figura il 2° asse che viene caricato simmetricamente) .....	55
Figura 5.2- Configurazioni di carico testate .....	56
Figura 5.3- Test di carico singolo su un assale anteriore: reazione molla verticale VS andamento del carico applicato .....	57
Figura 5.4- Reazione contando anche i contributi dati dal peso dell'assale e della ruota destra VS carico applicato .....	58

Figura 5.5- Test di carico singolo su un assale posteriore: reazione molla verticale con carico VS reazione molla verticale senza carico esterno .....	59
Figura 5.6- Test di carico simmetrico su un assale anteriore: reazione delle molle verticali .....	60
Figura 5.7- Test di carico simmetrico su un assale posteriore: reazione delle molle verticali .....	61
Figura 5.8- Test di carico antisimmetrico su un assale anteriore: reazione delle molle verticali .....	62
Figura 5.9- Test di carico antisimmetrico su un assale posteriore: reazione delle molle verticali .....	63
Figura 5.10- Andamento temporale delle energie nell'idle test.....	64
Figura 5.11- Traccia della traiettoria percorsa nella prova con traiettoria rettilinea .....	65
Figura 5.12- Andamento temporale delle energie nella prova con traiettoria rettilinea .....	65
Figura 5.13- Traccia della traiettoria percorsa nella prova con traiettoria circolare .....	66
Figura 5.14- Andamento temporale delle energie nella prova con traiettoria circolare .....	67
Figura 5.15- Istante di rimozione del carico: ruote sterzate .....	68
Figura 5.16- Ruote ritornate in posizione diritta.....	68
Figura 5.17- Andamento temporale delle energie nella prova con traiettoria tangente.....	69
Figura 5.18- Esempi di rallentatori del tipo utilizzato per le prove .....	70
Figura 5.19- Modello numerico del dosso .....	71
Figura 5.20- Animazione prova di urto su cordolo.....	73
Figura 5.21- Andamento energie urto su cordolo simmetrico ruote anteriori .....	73
Figura 5.22- Andamento energie urto su cordolo simmetrico ruote posteriori .....	74
Figura 5.23- Andamento energie urto su cordolo ruote anteriori destre.....	74
Figura 5.24- Andamento energie urto su cordolo ruote anteriori sinistre.....	75
Figura 5.25- Andamento energie urto su cordolo ruote posteriori destre .....	75
Figura 5.26- Andamento energie urto su cordolo ruote posteriori sinistre .....	76
Figura 5.27- Istante iniziale della simulazione: posizionamento del modello.....	77
Figura 5.28- Animazione impatto con la barriera rigida .....	79
Figura 5.29- Andamento energie nella prova di impatto con barriera rigida .....	80
Figura 5.30- Animazione impatto con la barriera deformabile .....	82
Figura 5.31- Andamento energie nella prova di impatto con barriera deformabile	83



## Indice delle tabelle

Tabella 1.1- Dati diffusi da ACI e ISTAT[1] .....	11
Tabella 1.2- Alcune voci di costo sociale degli incidenti stradali [2].....	12
Tabella 2.1- Classificazione delle barriere in base ai crash tests superati .....	17
Tabella 2.2- Categorie barriere in base all' ASI.....	18
Tabella 2.3- Categorie barriere in base alla larghezza di lavoro .....	19
Tabella 2.4- Requisiti geometrici del veicolo .....	20
Tabella 2.5- Vincoli sulla distribuzione delle masse del veicolo .....	21
Tabella 3.1- Numero di elementi del modello numerico .....	24
Tabella 3.2- Distribuzione dei pesi nel modello di partenza (16 tons) .....	27
Tabella 3.3- Distribuzione dei pesi nel modello finale (30 tons).....	27
Tabella 3.4- Modello numerico della ruota, dettagli. <b>Errore. Il segnalibro non è definito.</b>	
Tabella 3.5- Esempificazione angolo di convergenza <b>Errore. Il segnalibro non è definito.</b>	
Tabella 5.1- Schema riassuntivo della Validation Roadmap [3] .....	53



## **Sommario**

La richiesta di sicurezza è strettamente connessa all'esigenza di mobilità che, in Italia come in tutti i Paesi economicamente avanzati, è aumentata notevolmente negli ultimi decenni.

La sicurezza passiva delle strutture è un settore cruciale per il soddisfacimento di questa richiesta. I progressi passano anche attraverso lo sviluppo di modelli numerici adatti alla simulazione e all'analisi degli eventi di crash per l'ottimizzazione delle strutture e la verifica degli standard di sicurezza.

Il qui presente lavoro di tesi tratta lo sviluppo di un modello ad elementi finiti utile alla simulazione di impatti contro barriere stradali con il codice LS-Dyna.

Il processo di validazione è passato attraverso numerose prove numeriche che hanno consentito di migliorare il modello.

Infine è stata effettuata con successo una prova di impatto contro il modello di una barriera reale, scopo ultimo del modello di veicolo.

### **Parole chiave**

Sicurezza passiva, elementi finiti, LS-Dyna, impatti, barriere stradali, processo di validazione.

## **Abstract**

The demand of road safety is closely linked to the need for mobility that, in Italy as in all other economically advanced countries, has increased significantly in recent decades.

Crashworthiness is crucial for the fulfillment of this request and its progress passes through the development of numerical models suitable for simulation and analysis of crash events, both for optimization purposes and to verify the fulfillment of mandatory safety standards.

This thesis deals with the development of a finite element model for crash tests against road restraint system, using the software LS-Dyna.

The validation roadmap consisted of many numerical tests, useful both to verify and improve the model.

Finally a full scale crash test against a deformable barrier, that is the final aim of the vehicle has been successfully run.

**Keywords**

Crashworthiness, finite elements, LS-Dyna, crash, road restraint systems, validation roadmap.

# 1. Introduzione

L'Italia non ha raggiunto l'obiettivo del dimezzamento del numero dei morti sulle strade nel 2010 rispetto ai dati 2001, fermandosi ad una riduzione (comunque significativa) del 42.4%, tredicesima tra i 27 paesi dell'Unione Europea.

**Tabella 1.1- Dati diffusi da ACI e ISTAT[1]**

Anni	Incidenti	Morti	Feriti	Indice di mortalità	Variazione percentuale annua numero morti rispetto all'anno precedente	Variazione percentuale numero morti rispetto al 2001
2001	263,100	7,096	373,286	2.7	-	-
2002	265,402	6,980	378,492	2.6	-1.6	-1.6
2003	252,271	6,563	356,475	2.6	-6.0	-7.5
2004	243,490	6,122	343,179	2.5	-6.7	-13.7
2005	240,011	5,818	334,858	2.4	-5.0	-18.0
2006	238,124	5,669	332,955	2.4	-2.6	-20.1
2007	230,871	5,131	325,850	2.2	-9.5	-27.7
2008	218,963	4,725	310,745	2.2	-7.9	-33.4
2009	215,405	4,237	307,258	2.0	-10.3	-40.3
2010	211,404	4,090	302,735	1.9	-3.5	-42.4

I dati mostrano chiaramente che:

- vi è stata una diminuzione costante del numero assoluto di morti;
- l'indice di mortalità (numero di morti ogni 100 incidenti) è diminuito monotonamente.

Gli investimenti in infrastrutture e ricerca possono quindi evitare o quantomeno ridurre il numero di incidenti mortali.

Oltre al costo in vite umane, l'incidentalità stradale ha elevatissimi costi sociali. Numerose sono infatti le voci di spesa da tenere in considerazione:

- mancata produzione presente e futura delle persone decedute e degli infortunati (per inabilità permanente o temporanea);

- danno morale ai superstiti delle persone decedute;
- spese ospedaliere e di pronto soccorso;
- spese per riabilitazione;
- danni materiali all'arredo urbano;
- spese per assicurazione RCA;
- spese per rilievo incidenti stradali;
- costi giudiziari.

**Tabella 1.2- Alcune voci di costo sociale degli incidenti stradali [2]**

Capitoli di spesa (Milioni di €)	Anno 2001	Anno 2010
Mancata produzione presente e futura delle persone decedute	5,134	3,846
Costi sanitari ed assimilabili	665	603
Spese per assicurazione RC auto	3,560	3,132
Costo sociale totale dell'incidentalità con danni alle persone	34,108	21,254

Dai dati ministeriali [2] emerge che per un euro speso in sicurezza stradale ne siano fruttati 20 in termini di risparmio nella spesa sociale. Tuttavia i costi, seppur diminuiti, restano molto ingenti.

Con il termine *crashworthiness* si indica la capacità di un veicolo di salvaguardare l'incolumità dei suoi occupanti nel caso di un incidente stradale: nell'ambito della progettazione essa ha assunto un'importanza sempre crescente, al punto da divenire uno dei primi fattori competitivi del mercato automobilistico.

Gli strumenti principali di questa branca dell'ingegneria sono la sperimentazione ed il calcolo. La sperimentazione consiste nella realizzazione delle cosiddette prove di *crash*. Una prova di *crash* è letteralmente una "prova d'impatto": viene effettuata sia dalle case costruttrici che dagli enti di controllo sulla sicurezza. Il tutto si svolge in laboratori di ricerca dove il crash viene ripreso e osservato da innumerevoli "occhi elettronici" (sensori, videocamere ad alta velocità, ecc). Ogni minimo particolare viene controllato, studiato, elaborato.

Negli anni '30 la Citroën, una delle prime case costruttrici ad effettuare crash tests, lanciò una 7CV a 30 km/h da una scarpata alta 8m per dimostrare la robustezza della scocca: la vettura carambolò due volte ed atterrò sulle quattro

ruote, con evidenti danni alla carrozzeria, ma non alla scocca. Tuttavia viste le limitate tecnologie e la mancanza di manichini adeguatamente strumentati, molto era lasciato al caso ed i tecnici non erano in grado di elaborare adeguatamente i risultati ottenuti.

Con l'avanzamento delle tecnologie, le prove di *crash* hanno iniziato a essere regolamentate ed i manichini sono diventati dei veri e propri "umanoidi" in grado di rilevare correttamente le sollecitazioni dovute ai fenomeni d'impatto.

Tuttavia, a causa dei costi molto elevati, l'utilizzo di questo genere di prove rimane necessariamente limitato. Data l'impossibilità pratica di effettuare una prova d'urto ogni qualvolta la struttura veicolare venga modificata nel corso della sua definizione, i progettisti utilizzano analisi numeriche per verificare la correttezza delle proprie scelte. Lo strumento di *calcolo* più comunemente utilizzato è rappresentato dalle simulazioni numeriche delle prove di *crash*, realizzate con l'ausilio di pacchetti software dedicati.

I vantaggi conseguenti all'uso di un modello numerico, in ausilio alle metodologie sperimentali, risiedono essenzialmente nella diminuzione dei costi di prova e dei tempi necessari per l'ottenimento e la verifica dei risultati.

Il modello numerico permette di modificare uno o più parametri di progetto per studiare soluzioni costruttive diverse senza dover sacrificare strutture reali, abbassando così notevolmente l'onere economico che prove di questo tipo inevitabilmente comportano.

Un ulteriore vantaggio offerto dalle analisi numeriche ad elementi finiti deriva dalla possibilità di valutare ed analizzare un elevato numero di grandezze (velocità, accelerazioni, spostamenti, deformazioni, ecc.) riferite a qualsiasi parte del modello e in qualsiasi istante.

Allo stato attuale della tecnica, le simulazioni numeriche non sono in grado di sostituire completamente le prove di impatto sperimentali. Nondimeno, l'utilizzo combinato di questi due strumenti conduce ad una riduzione dei costi e dei tempi del processo di progettazione. La dimostrata possibilità di cogliere con grande realismo i cinematismi ha infine confermato che i modelli numerici, dal punto di vista dei dati forniti, non sono inferiori alle prove di *crash* e anzi ne costituiscono, soprattutto nelle prime fasi della progettazione, un indispensabile compendio.

## 1.1 Obiettivi

Lo scopo del presente lavoro di tesi è stato quello di giungere alla validazione del modello numerico di un veicolo pesante del peso di 30 tonnellate, utilizzato per le prove di impatto contro i sistemi di ritenuta stradali, avendo come punto di partenza un modello di camion da 16 tonnellate, fornito da GD- Tech (azienda presso la cui struttura è stato svolto il lavoro).

Il lavoro si è articolato nei seguenti punti:

- analisi delle peculiarità di un veicolo reale e delle necessarie modifiche al modello numerico;
- esecuzione delle simulazioni richieste dal “Codice di Validazione” prCEN/TR WI 00226xxx [3], contenente le direttive da utilizzare per la validazione del modello numerico;
- analisi delle dinamiche di impatto del modello sviluppato per barriera rigida e barriera deformabile;

Per l’analisi numerica è stato utilizzato il codice ad elementi finiti LS-Dyna [4], il cui utilizzo per analisi d’impatto è molto diffuso. Con il suo ampio spettro di leggi costitutive e algoritmi di contatto consente la simulazione di problemi nonlineari complessi ed è largamente accettato come primario software di analisi per le più avanzate applicazioni dell’ingegneria. È stato usato lo schema di integrazione temporale esplicita.

## **2. La normativa Europea**

Nel modellare numericamente un fenomeno reale è necessario introdurre alcune approssimazioni volte a limitare il più possibile i tempi utili per le elaborazioni. In questo senso il modello numerico del veicolo è un modello semplificato e non la fedele riproduzione di quello reale. Sono stati riprodotti solo gli elementi ritenuti significativi per la determinazione della dinamica del fenomeno di impatto e per la corretta riproduzione del comportamento del veicolo e della sua interazione con la barriera di sicurezza.

Il veicolo deve comunque rispettare fedelmente il modello reale nei seguenti parametri:

- massa;
- dimensioni esterne;
- deformabilità delle parti a contatto con la barriera;
- posizione del baricentro e distribuzione delle masse.

### **2.1 Euro NCAP**

Fondato nel 1997, sostenuto dall'Unione Europea e dalle maggiori aziende automobilistiche, lo European New Car Assessment Programme (Euro NCAP) si occupa di definire le modalità di valutazione della sicurezza passiva delle automobili tramite specifici protocolli di prova, in modo da fornire al consumatore informazioni omogenee. Allo stato attuale essa si applica solo a veicoli leggeri, non detta quindi requisiti per i veicoli pesanti come quello analizzato nel presente lavoro di tesi.

Programmi come EuroNCAP sono un beneficio sia per i consumatori, dato che i test di comparazione spingono verso automobili sempre più sicure, che per i costruttori, che si proteggono dalla concorrenza sleale di produzioni scadenti i cui difetti vengono evidenziati nelle prove.

Al momento della sua introduzione la Euro NCAP ha evidenziato le grandi differenze tra le automobili già sul mercato, in termini di sicurezza passiva. La Euro NCAP si sta tutt'oggi evolvendo, includendo un numero sempre maggiore di

test: nel 2000 è stato introdotto il “*pole test*”, nel 2003 la protezione bambino e nel 2005 il test di investimento pedone. Dal 2009 si occupa anche di sicurezza attiva.

## **2.2 EN 1317**

Le norme sono documenti che definiscono le caratteristiche (dimensionali, prestazionali, ambientali, di qualità, di sicurezza, di organizzazione ecc.) di un prodotto, processo o servizio, secondo lo stato dell'arte. Nel 2000 l'UE creò lo *European committee of standardization* per le prestazioni delle infrastrutture che iniziò a lavorare allo sviluppo della norma EN 1317, ossia la attuale di riferimento per le barriere stradali che ne descrive i requisiti, i metodi di valutazione e i criteri di accettazione [5][6][7][8][9].

Prima della campagna di standardizzazione della EN 1317 ogni paese europeo aveva i suoi standard in cui venivano descritti tipologie di barriere, geometrie e materiali usati per le infrastrutture. Questi standard spesso imponevano le stesse barriere di sicurezza ovunque, indipendentemente dal vero rischio locale della strada su cui si andavano ad installare. Per quanto riguarda i materiali, tra i più usati vi erano acciai di bassa qualità (come l'S235JR, un acciaio da carpenteria), che richiedevano solo pochi controlli sulle prestazioni. In definitiva tali normative si erano rivelate inadeguate.

### **2.2.1 Classificazione delle barriere**

La Part 2 della EN-1317 [6] introduce dei criteri per classificare le diverse barriere.

Il *livello di contenimento*, è la capacità del guardrail di contenere un veicolo di un certo peso, in modo che questo non la oltrepassi. Questa classificazione richiede la realizzazione di crash tests, in condizioni dettate sempre dalla normativa, con una certa velocità ed un certo angolo (20° nella maggior parte dei casi).



**Tabella 2.1- Classificazione delle barriere in base ai crash tests superati**

	N1	N2	H1	H2	H3	H4a	H4b
1° test	1,500 kg	900 kg	900 kg	900 kg	900 kg	900 kg	900 kg
2° test	-	1,500 kg	10 T	13 T	16 T	30 T	38 T

Il primo test è solitamente usato per valutare la severità del dispositivo nei confronti dei veicoli leggeri mentre il secondo per valutare le prestazioni contenitive massimali per la classe di appartenenza della barriera.

Il principale indice di prestazione per la severità dell'impatto è l'Acceleration Severity Index (ASI), calcolato secondo la formula:

$$ASI(t) = \sqrt{\left[ \left( \frac{\overline{a_x}}{\widehat{a_x}} \right)^2 + \left( \frac{\overline{a_y}}{\widehat{a_y}} \right)^2 + \left( \frac{\overline{a_z}}{\widehat{a_z}} \right)^2 \right]} \quad (2.1)$$

In questa equazione ci si riferisce ad un asse x allineato con l'asse longitudinale del veicolo, y in direzione laterale e z verticale, dove:

$$\widehat{a_x} = 12 g$$

$$\widehat{a_y} = 9 g$$

$$\widehat{a_z} = 9 g$$

Sono i valori limite per le accelerazioni nelle 3 direzioni dello spazio.

$$\bar{a}_x = \frac{1}{\delta} \int_t^{t+\delta} a_x dt$$

$$\bar{a}_y = \frac{1}{\delta} \int_t^{t+\delta} a_y dt$$

$$\bar{a}_z = \frac{1}{\delta} \int_t^{t+\delta} a_z dt$$

Sono le componenti di accelerazione di un certo punto P del veicolo mediate in un intervallo di tempo mobile  $\delta = 50$  ms. Lo scopo dell'indice ASI è di dare una misura della severità dell'impatto per una persona seduta in prossimità del punto P. La normativa prevede 3 categorie di barriere in funzione del massimo valore ASI(t) registrato durante il crash test.

**Tabella 2.2- Categorie barriere in base all' ASI**

Categoria	Massimo ASI (t)
Classe A	[0;1]
Classe B	]1; 1.4]
Classe C	]1.4; 1.9]

La deformazione del sistema di ritenuta è caratterizzato dal valore della deflessione dinamica (*Dynamic Deflection*, D), la larghezza di lavoro (*working width*, W) e l'intrusione del veicolo (*Vehicle Intrusion*, VI).

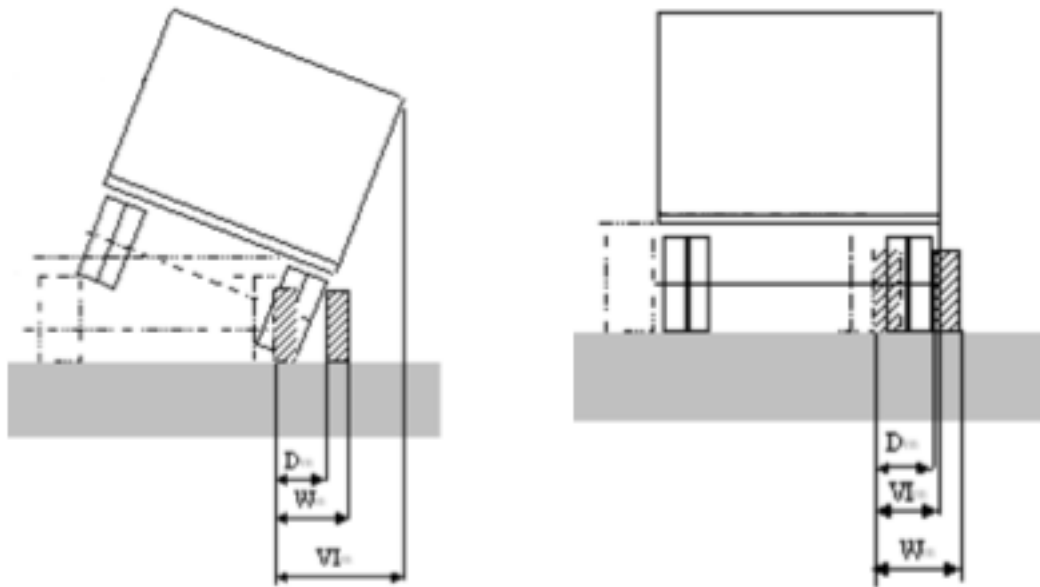
La deflessione dinamica è il massimo spostamento laterale del dispositivo, misurato rispetto alla sua posizione iniziale.

La larghezza di lavoro è la massima distanza laterale misurata tra una qualsiasi parte della barriera indeformata (dal lato dell'impatto) e la posizione dinamica di ogni punto della barriera durante l'impatto.

L'intrusione del veicolo è la posizione laterale massima di quest'ultimo misurata

rispetto alla barriera prima dell'urto.

Questi concetti sono illustrati in Figura 2.1.



**Figura 2.1- Rappresentazione di deflessione dinamica, larghezza di lavoro e intrusione del veicolo**

Il principale indice di prestazione sul contenimento è quello basato sulla ampiezza di lavoro, cioè la distanza  $W$  di Figura 2.1: serve a valutare quanto spazio libero laterale è necessario alla barriera per redirigere il veicolo.

**Tabella 2.3- Categorie barriere in base alla larghezza di lavoro**

Classe	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	W8
Spostamento inferiore a [m]	0.6	0.8	1.0	1.3	1.7	2.1	2.5	2.7

La EN 1317 introduce anche ulteriori criteri di valutazione delle prestazioni quali: distinzioni sulla capacità di reindirizzare il veicolo in modo controllato, sull'intrusione all'interno del veicolo, ecc. che non vengono qui approfonditi [6].

## 2.4 Requisiti del veicolo

La normativa Europea EN 1317 prescrive dei precisi vincoli sulla geometria per ogni classe di veicoli da modellare [5], compreso quello di nostro interesse.

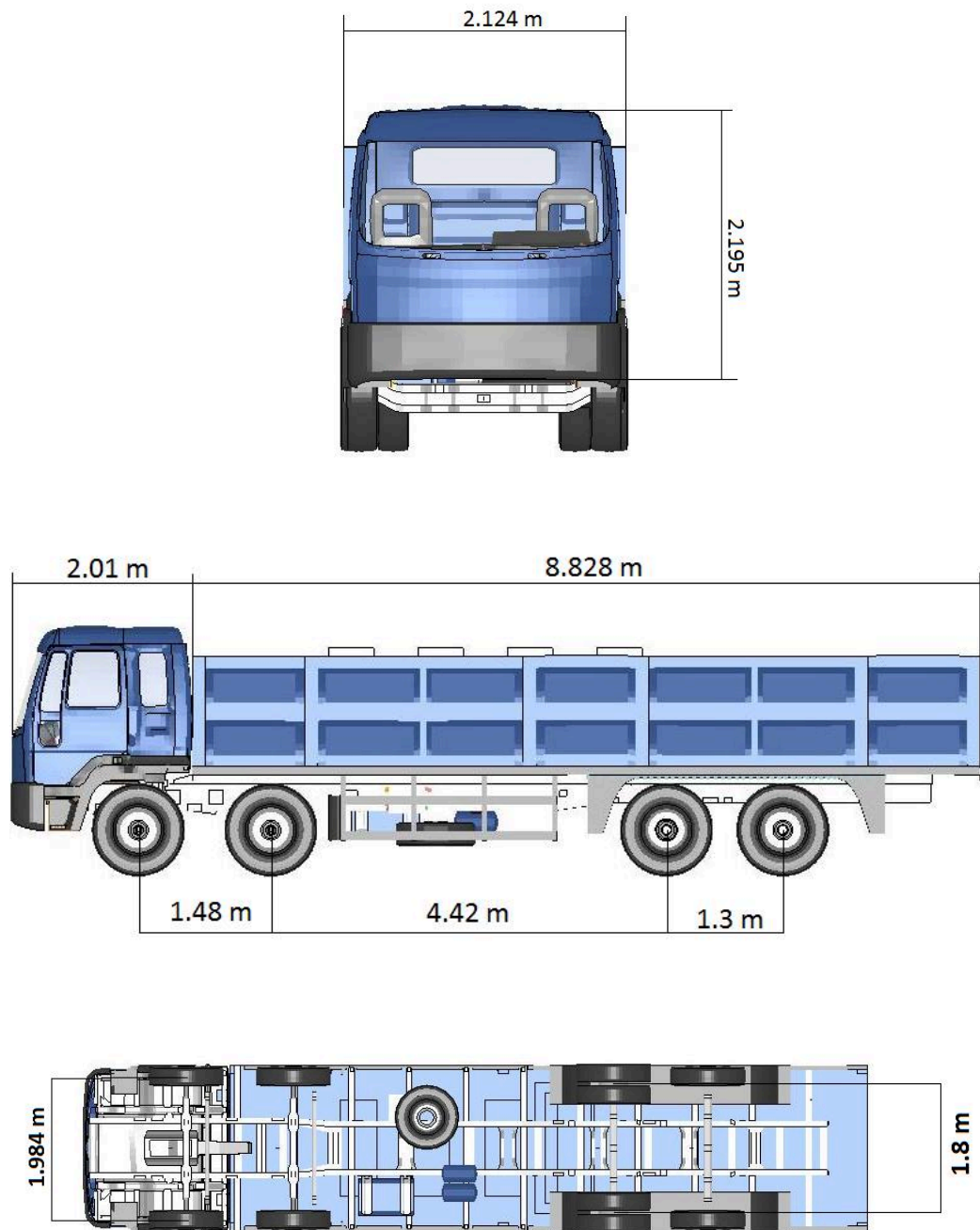
**Tabella 2.4- Requisiti geometrici del veicolo**

	Modello FEM	Limite inferiore EN 1317	Limite superiore EN 1317	
Massa del veicolo [kg]	29573	29100	30900	✓
Lunghezza del veicolo [m]	10.8	-	-	-
Larghezza del veicolo [m]	2.28	-	-	-
Altezza del veicolo [m]	2.8	-	-	-
Distanza tra le ruote su 1°, 2° e 4° assale [m]	2.0	1.7	2.3	✓
Distanza tra le ruote sul 3° assale [m]	1.77	1.7	2.3	✓
Raggio ruota (indeformata) [m]	0.52	0.47	0.63	✓
Passo (distanza tra 1° e 4° assale) [m]	7.2	5.7	7.7	✓

La normativa prevede anche dei vincoli sulla massa e sulla posizione del baricentro, che devono essere soddisfatti dal modello numerico.

**Tabella 2.5- Vincoli sulla distribuzione delle masse del veicolo**

	Modello FEM	Limite inferiore EN 1317	Limite superiore EN 1317	
Distanza longitudinale dal primo assale del centro di massa [m]	3.84	3.72	4.55	✓
Distanza laterale dall'asse di simmetria del centro di massa [m]	0.0087	-0.1	+0.1	✓
Altezza dal suolo del centro di massa [m]	Non assegnato			
Altezza dal suolo del baricentro della sola zavorra [m]	1.891	1.805	2.185	✓



**Figura 2.2- Dimensioni del modello numerico**

### **3. Schema del veicolo reale e approssimazione nel modello numerico**

Un modello ad elementi finiti è una versione semplificata del veicolo reale. Non sono necessari tutti i dettagli, ma va prestata grande attenzione alla modellazione delle sottostrutture che risultano fondamentali per la corretta riproduzione del comportamento dinamico:

- sospensioni;
- ruote e pneumatici;
- sistema di sterzo.

La conoscenza dei principi di funzionamento dei singoli componenti e delle loro modalità di interazione permette poi di sviluppare dei modelli numerici in grado di simulare in modo corretto la cinematica del sistema.

In generale per lo studio dell'interazione veicolo-barriera si possono identificare tre diverse categorie di veicoli:

- automobili;
- camion;
- autobus.

I parametri principali che permettono tale suddivisione dipendono da massa e geometria.

Tra i vincoli da porre per il modello numerico di veicolo vi è, tra gli altri, quello per cui il numero di elementi che compongono il modello deve essere tale da garantire una rappresentazione dei particolari paragonabile a quella fornita dalla modellazione della barriera di sicurezza così da evitare problemi di disomogeneità all'interno del modello globale. Un livello omogeneo di definizione nella rappresentazione dei due componenti principali rappresenta, infatti, il primo passo verso una corretta simulazione. La dimensione finale della mesh risulta quindi un compromesso tra l'accuratezza geometrica e numerica ed il costo computazionale.

Nei successivi capitoli verrà descritto il modello numerico, aggiornato più volte nel corso dello sviluppo di questa tesi con lo scopo di renderne il comportamento più realistico. È stato necessario procedere in maniera graduale, partendo dallo studio di casi facilmente controllabili, almeno negli aspetti principali, così da valutare diverse ipotesi di modellazione, per arrivare alla prova finale di crash contro una barriera deformabile.

### 3.1 Caratteristiche generali del modello numerico

Il modello numerico è suddiviso in 298 parti. Ogni parte costituisce un componente specifico del veicolo.

Numero nodi	128,240
Numero elementi di piastra	111,159
Numero elementi solidi	13,649
Numero elementi trave	110

**Tabella 3.1- Numero di elementi del modello numerico**

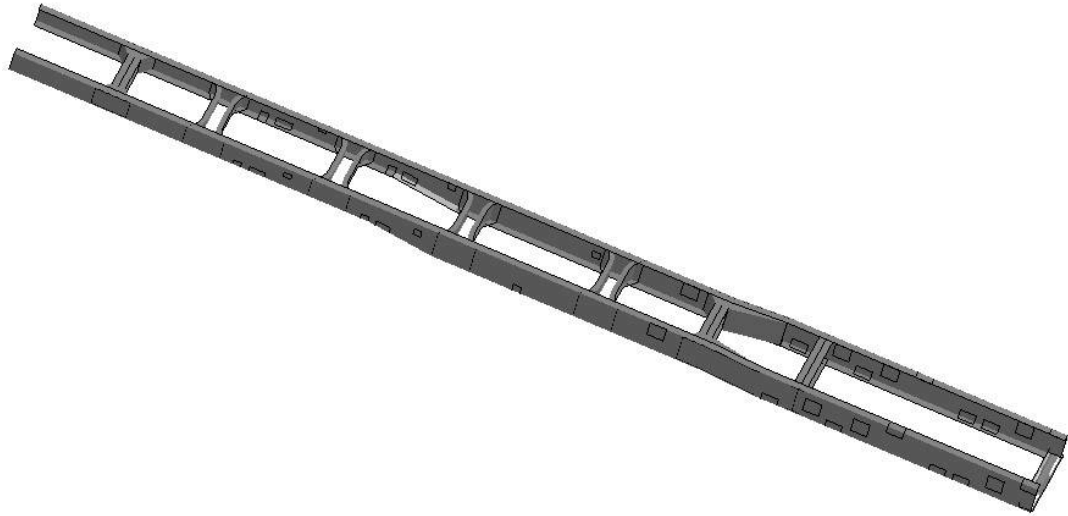
Come già detto in precedenza la deformabilità è un elemento fondamentale per la buona riuscita delle simulazioni di *crash*. La scelta dei materiali è dunque cruciale nella modellazione.

Nel modello in esame, la maggior parte dei componenti è in acciaio o materiali metallici, di cui sono ben note le proprietà ed il comportamento.

### 3.2 Il telaio

La funzione del telaio è quella di essere da supporto a tutte le maggiori componenti del veicolo. Per questo motivo dev'essere rigido e robusto quanto basta per sopportare senza problemi i carichi derivanti da motore e trasmissione, carico e passeggeri. Deve poi fornire a questi ultimi la massima protezione in caso di incidente e resistere agli agenti atmosferici.





**Figura 3.1- Telaio del modello numerico**

Durante un impatto contro i sistemi di ritenuta stradali il corpo del veicolo influenza il comportamento dell'intero fenomeno, in quanto le parti metalliche del veicolo, deformandosi, interagiscono con le parti della barriera su cui si va ad impattare.

Nel modello numerico sono state modellate alcune shell del telaio come rigide in maniera da potervi connettere gli elementi discreti inseriti nel modello, tra cui quelli che modellano le sospensioni, le masse discrete di serbatoi, le batterie, eccetera, con appropriati vincoli.

Rispetto al modello iniziale, il telaio è stato allungato ed è aumentata la massa del veicolo. Si è così reso necessario un rinforzo della struttura portante, ottenuto tramite l'aggiunta e l'adeguato posizionamento di elementi trasversali.

### **3.3 Le sospensioni**

Le sospensioni hanno il compito di collegare le ruote al telaio rendendo confortevole il viaggio anche su una superficie stradale accidentata e, nel caso di veicoli da trasporto merci, di garantire che il carico non venga danneggiato durante

il trasporto.

Le sospensioni risultano determinanti nel calcolo della dinamica del veicolo durante gli impatti contro le barriere stradali, giocando un ruolo fondamentale anche nel determinarne la traiettoria.

Un sistema di sospensioni è costituito da due elementi principali: le molle e gli ammortizzatori. Le molle assorbono gli urti dovuti alle irregolarità del fondo stradale, mentre gli ammortizzatori controllano il movimento delle molle, smorzandone i rimbalzi.

Nei veicoli reali l'escursione delle sospensioni è limitata da degli stopper, tipicamente tamponi di gomma, che in questo modello sono riprodotti attraverso un elemento discreto caratterizzato da un valore nullo di rigidità fino alla massima compressione/estensione permessa ed un'elevata rigidità dopo questo valore.

### **3.3.1 Distribuzione dei pesi sugli assali**

Poiché la geometria del modello si riferisce ad una configurazione di equilibrio sotto l'azione dei carichi gravitazionali, è necessario calcolare la quota di peso che insiste sui singoli assali, in modo da precaricare le sospensioni in modo adeguato. Questa operazione è necessaria per evitare forti oscillazioni nei primi istanti della simulazione, nonché un indesiderato abbassamento del baricentro del camion. Questo calcolo si rivelerà utile poi anche per effettuare una prima calibrazione di massima delle sospensioni, sulla base dei valori usati nel modello validato disponibile.

Con l'ausilio di un programma Matlab (il listato è riportato in Appendice A) si è proceduto al calcolo dell'equilibrio approssimando il veicolo con un modello di trave, ricavando i necessari precarichi. A modellazione ultimata si è proceduto alla verifica di tali valori attraverso una prova con il modello ad elementi finiti, che, come si può vedere in Tabella 3.2 e Tabella 3.3 sono risultati una approssimazione accettabile.

**Tabella 3.2- Distribuzione dei pesi nel modello di partenza (16 tons)**

	Modello approssimato	Modello FEM
Peso scaricato sulle sospensioni dell'assale anteriore	6137 kg	5957 kg
Peso scaricato sulle sospensioni dell'assale posteriore	7876 kg	7688 kg

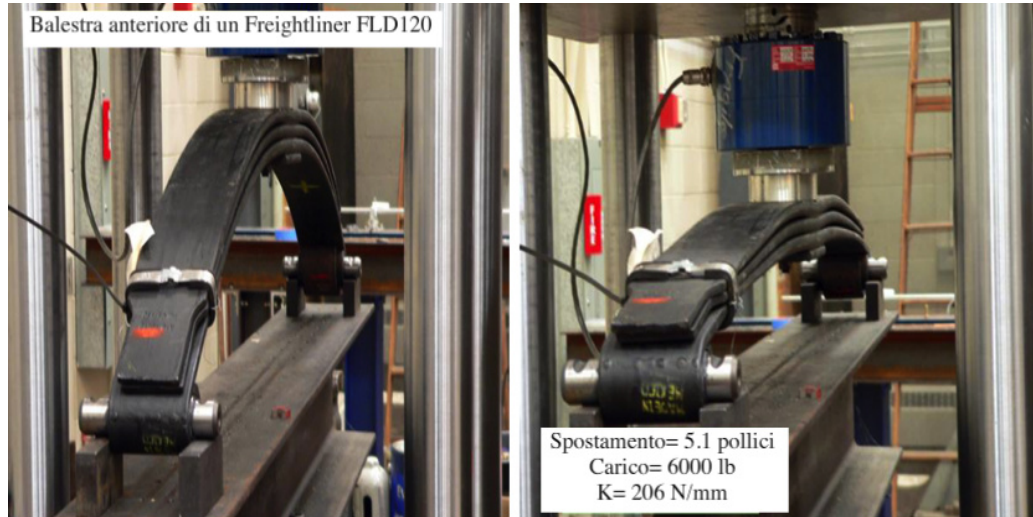
**Tabella 3.3- Distribuzione dei pesi nel modello finale (30 tons)**

	Modello approssimato	Modello FEM
Peso scaricato sulle sospensioni del primo assale	5296 kg	5058 kg
Peso scaricato sulle sospensioni del secondo assale	5296 kg	5447 kg
Peso scaricato sulle sospensioni del terzo assale	7951 kg	8275 kg
Peso scaricato sulle sospensioni del quarto assale	7951 kg	7696.5 kg

La messa a punto del sistema di sospensioni è stata effettuata attraverso prove numeriche con le quali si è valutato sia il loro comportamento indipendentemente dal resto del modello (sospensione isolata) sia la dinamica globale della vettura verificando in particolare il disaccoppiamento con il sistema di sterzo, mediante simulazioni che hanno riprodotto il passaggio su ostacoli a terra.

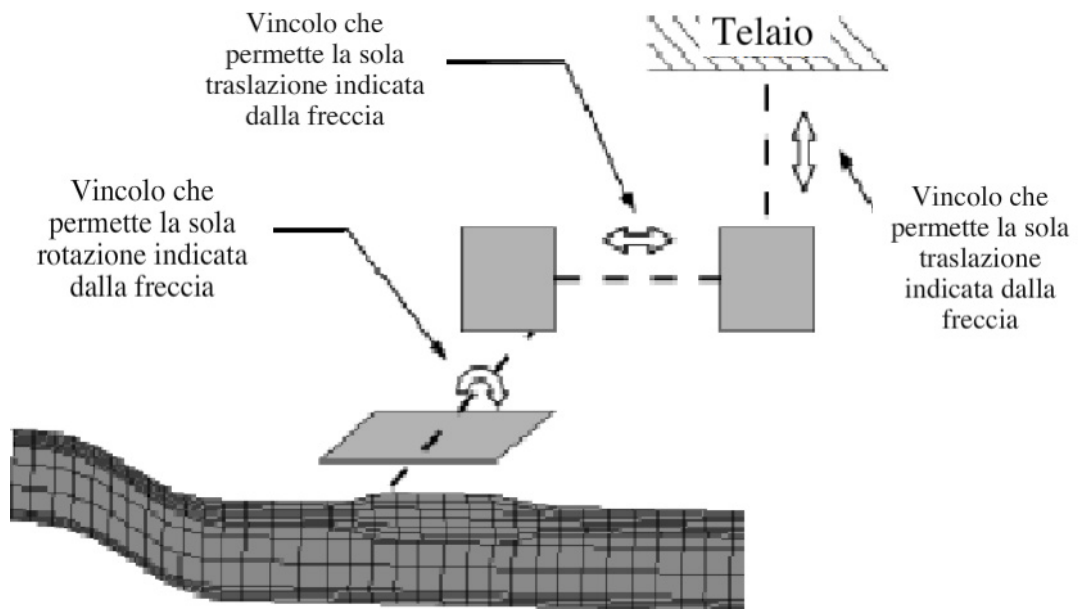
### **3.3.2 Sospensioni anteriori**

Le sospensioni anteriori sono state modellate con elementi discreti, collegati in maniera da riprodurre il comportamento di un sistema a balestra.



**Figura 3.2- Test di schiacciamento di una balestra reale [10]**

Ciascuno dei due assali anteriori è collegato al telaio tramite vincoli cinematici ed elementi discreti come mostrato in Figura 3.3.

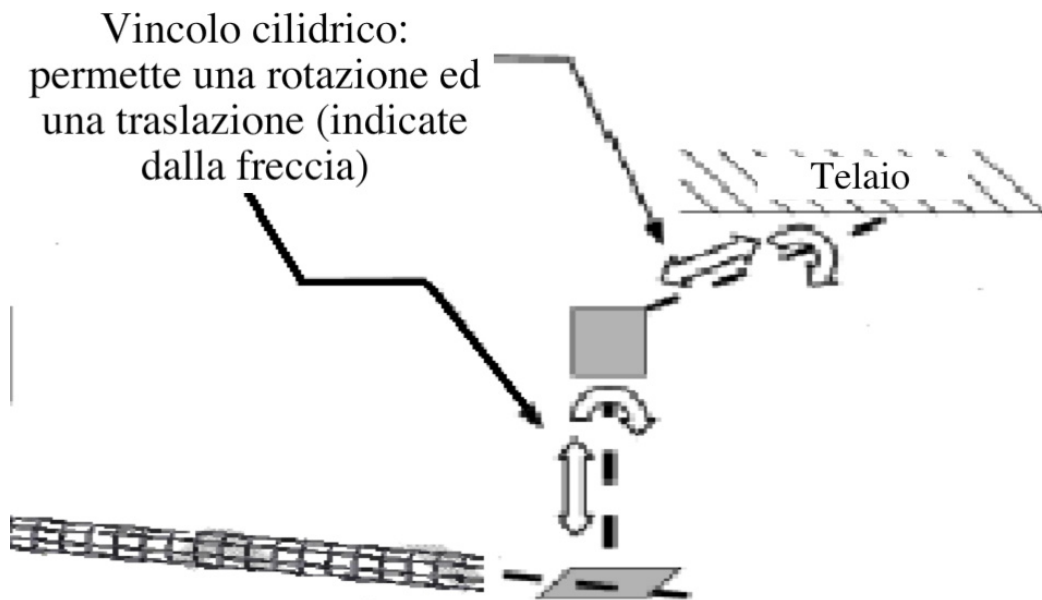


**Figura 3.3- Dettaglio cinematico del sistema di sospensioni anteriori [11]**

Sono state definite due molle traslazionali, agenti lungo la direzione di ciascuno dei giunti traslazionali, ed una rotazionale, agente attorno l'asse del giunti a cardine. La rigidezza delle molle è stata calibrata in modo da fornire una risposta realistica durante i test del Codice di Validazione prCEN/TR WI 00226xxx. La molla verticale (lineare) agisce in parallelo con i due stopper (per compressione e trazione) e con uno smorzatore non lineare.

### 3.3.3 Le sospensioni posteriori

Il modello delle sospensioni posteriori è stato modificato profondamente nello sviluppo del lavoro e sono state testate varie soluzioni al fine di ottenere un comportamento realistico ed affidabile.

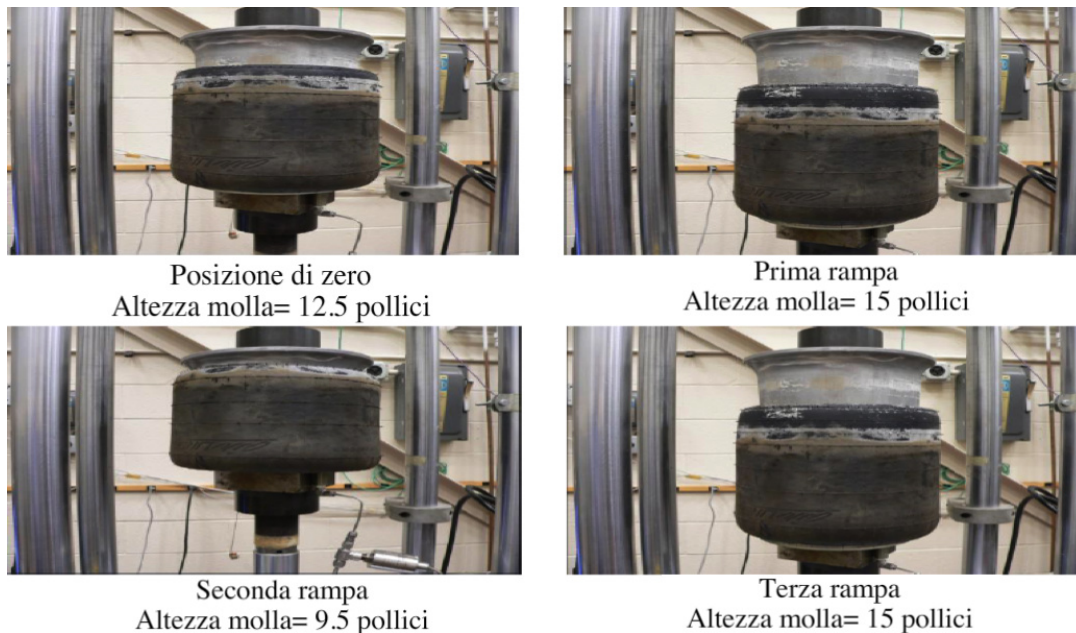


**Figura 3.4- Dettaglio cinematico del sistema di sospensioni posteriori [11]**

Nel modello iniziale anche le sospensioni posteriori erano modellate come balestre.

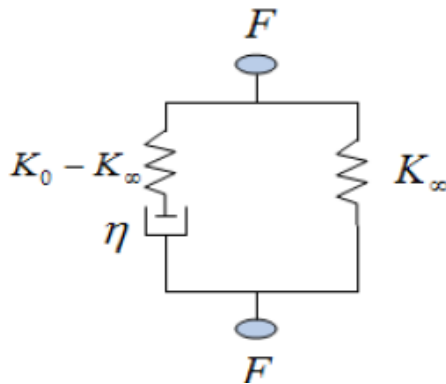
Attraverso una ricerca bibliografica è emerso che la tendenza dei costruttori, in Italia e più in generale in Europa, è quella di equipaggiare i veicoli con sospensioni posteriori di tipo pneumatico.

Il National Transportation Research Center (N.T.R.C.) U.S.A. ha sviluppato un modello ad elementi finiti di camion da 36 tonnellate (autoarticolato) equipaggiato con sospensioni pneumatiche, calibrate attraverso una vasta e costosa campagna di test sperimentali.



**Figura 3.5- Test sperimentale di schiacciamento sospensione pneumatica [10]**

Dalle prove sperimentali effettuate dal N.T.R.C. è emerso che il modo migliore per approssimare la risposta delle sospensioni di tipo pneumatico è usare un modello a 3 parametri di Maxwell.



**Figura 3.6- Il modello a 3 parametri di Maxwell [4]**

La rigidezza di questo elemento è funzione dei parametri caratteristici del modello e del tempo secondo l'equazione:

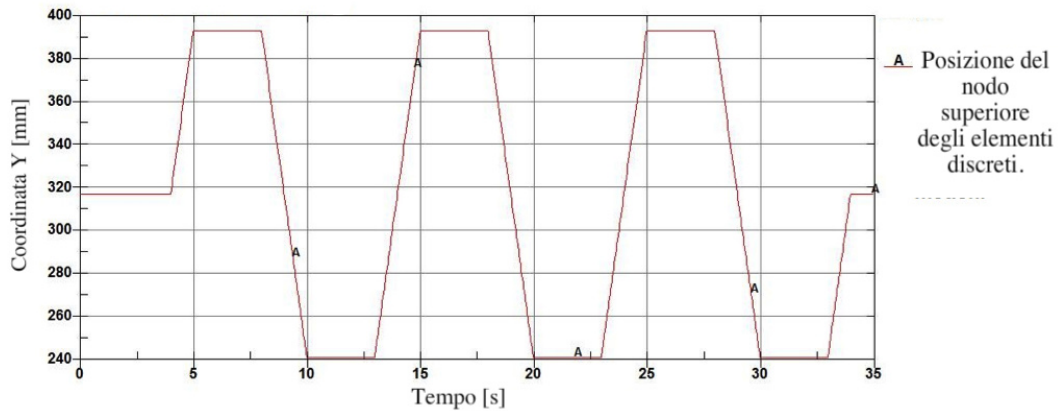
$$K(t) = K_\infty + (K_0 - K_\infty)e^{-\eta t} \quad (2.1)$$

ossia, quando all'elemento viene imposto uno spostamento, la risposta di corto periodo è governata da  $K_0$ , mentre quella di lungo periodo da  $K_\infty$  secondo la costante di decadimento data dallo smorzatore.

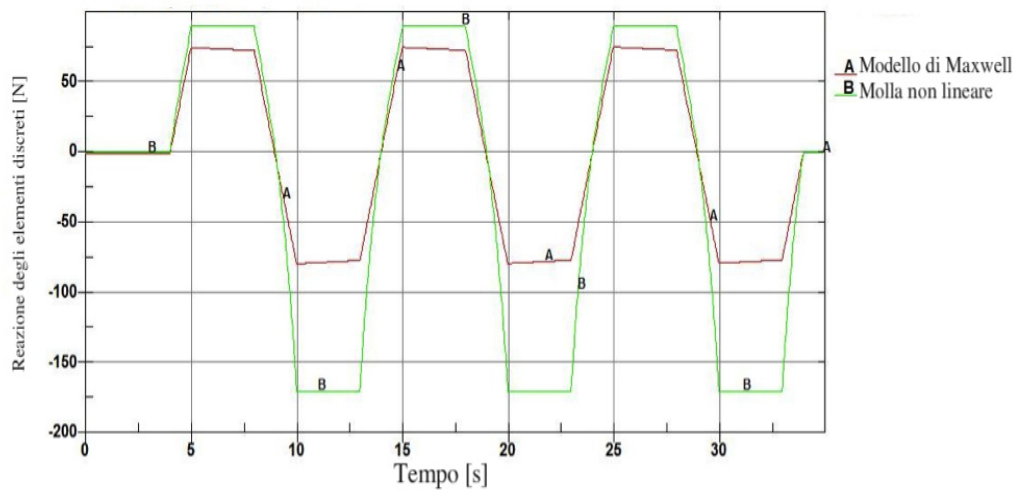
Il modello di Maxwell disponibile su LS-Dyna è formato da componenti lineari, mentre i test sperimentali hanno mostrato comportamenti non lineari. Per ottenere una migliore approssimazione dei risultati sperimentali e tenere conto almeno parzialmente del comportamento non lineare, si è deciso di rendere la molla con rigidezza  $K_\infty$  non lineare, come illustrato in figura 2.9.







**Figura 3.8- Movimento imposto**



**Figura 3.9- Andamento reazione della sospensione**

I risultati di questo test sono coerenti con quanto preliminarmente individuato mediante calcoli analitici:

- il modello di Maxwell disponibile in LS-Dyna ha comportamento simmetrico in compressione ed estensione;
- la molla non lineare, come da curva di calibrazione, ha una risposta non simmetrica.

Considerando il fatto che la fase critica dell'azione delle sospensioni è la compressione e che la molla non lineare è non simmetrica, lo smorzatore (lineare) è stato calibrato in modo da approssimare al meglio la fase di compressione.

Questo nuovo modello di sospensione pneumatica è stato quindi installato sul veicolo, per testarne l'interazione con il resto del sistema. La risposta è stata positiva sia in termini di stabilità numerica, sia in termini di comportamento dinamico. Si è perciò deciso di sostituire lo schema a balestra per rendere il modello più in linea con il parco veicolare in circolazione sulle strade.

### 3.4 La barra stabilizzatrice

La rigidezza a rollio del veicolo è incrementata dalla presenza di una barra stabilizzatrice su ogni assale.

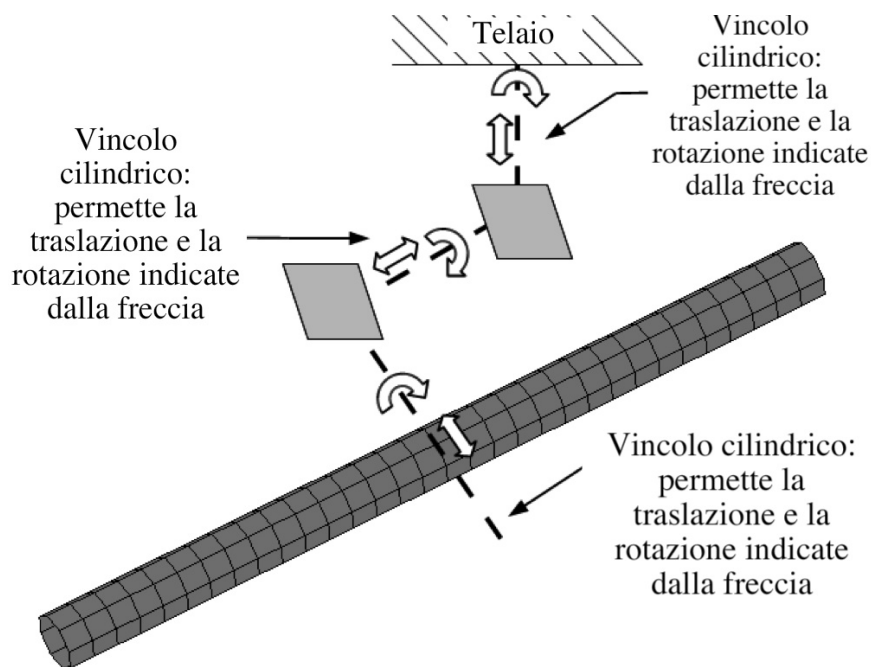


Figura 3.10- Dettaglio cinematico della barra stabilizzatrice [11]

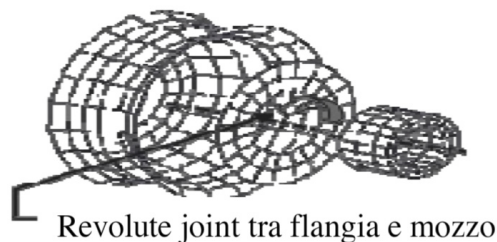
Quando il veicolo inizia a rollare, una molla rotazionale agisce contrastandone la rotazione.

L'effetto finale è un accoppiamento della traslazione verticale delle ruote sullo stesso asse, facilmente verificabile in quanto caricando una sola delle due ruote si avrà un movimento verticale di entrambe (minore ovviamente nella ruota non caricata dato che la molla rotazionale ha rigidezza alta ma finita).

### 3.5 Le ruote

Le ruote permettono il movimento e la direzionalità del veicolo, garantendo il contatto della stessa con il suolo stradale. Le ruote sono direttamente coinvolte negli impatti contro i sistemi di ritenuta stradale influenzando la traiettoria del veicolo per tutta la durata del fenomeno. La necessità di riprodurre in modo preciso il comportamento di un veicolo passa, di conseguenza, attraverso la corretta definizione di questi elementi.

A tal proposito, gli aspetti principali da analizzare sono: la possibilità di movimento e le caratteristiche geometriche dell'intero blocco ruota. La ruota deve, infatti, poter ruotare attorno al proprio asse e rispondere prontamente ai comandi dello sterzo. Questo grado di libertà è stato riprodotto grazie all'uso di vincoli cinematici tra le parti rigide, che seguono la rotazione relativa lungo una specifica direzione.



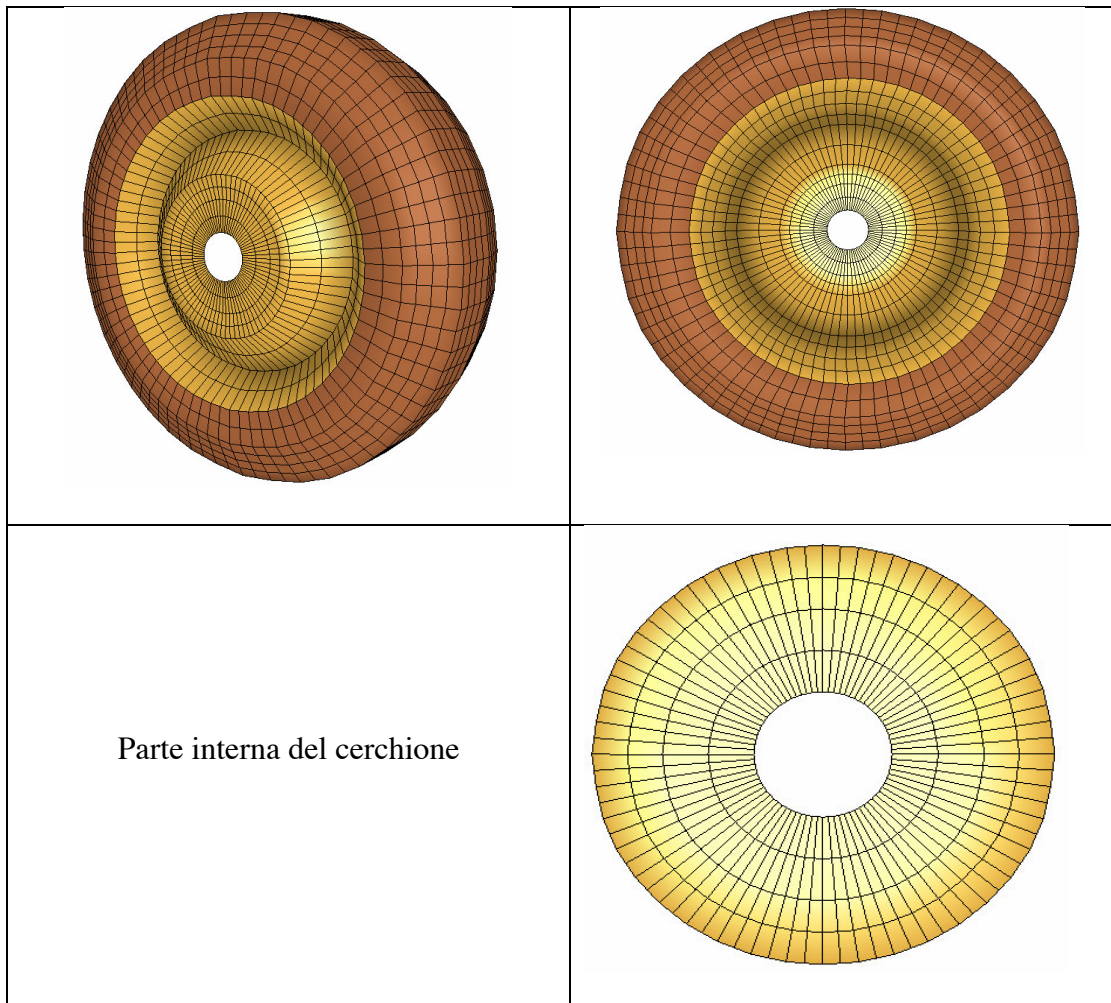
**Figura 3.11 -Realizzazione del vincolo per la rotazione delle ruote [11]**

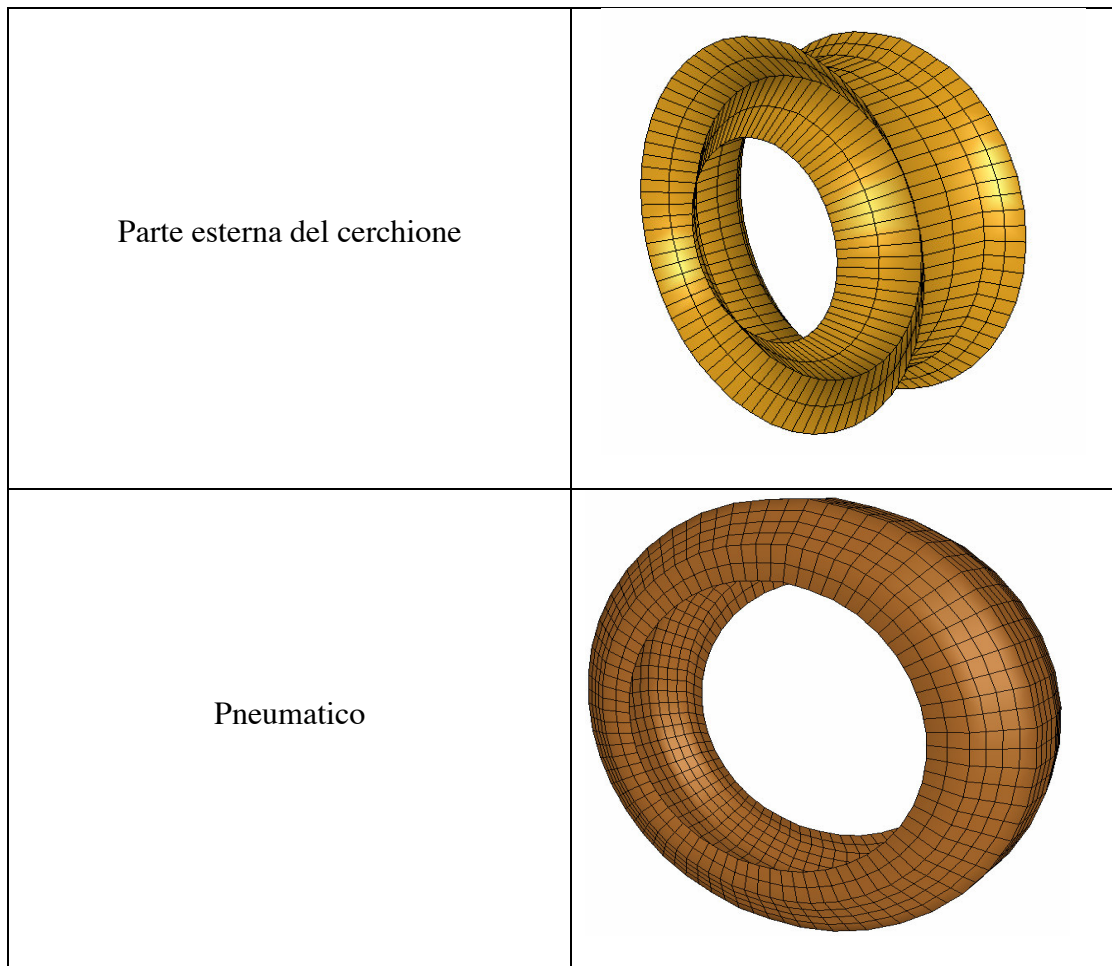
Per quanto invece riguarda la geometria, questa è fortemente influenzata dalla modalità di deformazione dello pneumatico. Diventa importante a questo proposito la giusta valutazione della pressione di gonfiaggio: questo parametro, infatti,

influenza il comportamento sia della sospensione che dello sterzo e più in generale dell'intera vettura, come nel caso di urto contro gradini o ostacoli a terra.

La pressione di gonfiaggio è stata impostata a 0.69 MPa, valore ragionevole per questa classe di HGV (Heavy Goods Vehicle).

Il modello di ruota è suddiviso in tre parti: una per il pneumatico e le altre due per il cerchione.





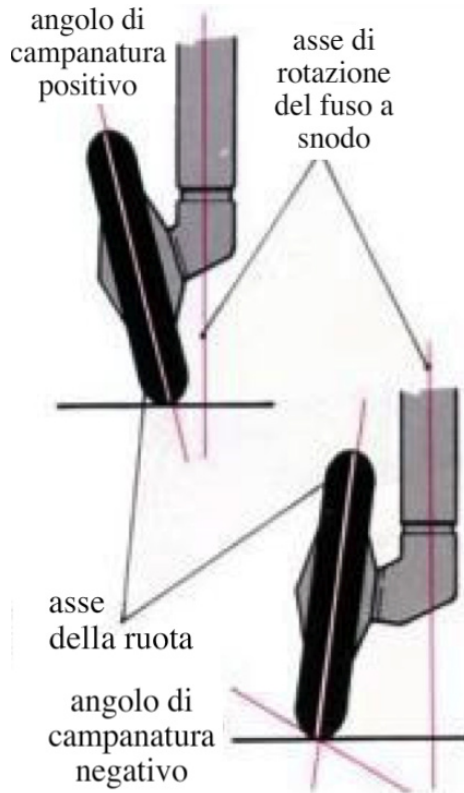
**Figura 3.12- Modello numerico della ruota, dettagli**

Per completare la formulazione geometrica della ruota resta da caratterizzare il modello con due angoli caratteristici: l'angolo di campanatura e l'angolo di convergenza.

### **3.5.1 L'angolo di campanatura**

L'inclinazione delle ruote rispetto all'asse verticale è chiamata campanatura o angolo di camber. Quest' angolo può risultare nullo, positivo o negativo: se la parte superiore della ruota risulta inclinata verso l'esterno, cosicchè le ruote dello stesso assale convergono verso il basso, si parla di angolo di camber positivo; se, al

contrario, le ruote sono inclinate verso l'interno, ossia convergono verso l'alto, l'angolo di camber è considerato negativo.



**Figura 3.13- Rappresentazione angolo di campanatura**

Valori elevati dell'angolo di camber, tanto positivi quanto negativi, sono da evitare perchè tendono a far sollevare parte del battistrada dei pneumatici dalla superficie stradale, con una drastica riduzione dell'aderenza ed un più rapido consumo dei pneumatici stessi: di solito i valori sono limitati tra i  $\pm 3^\circ$ .

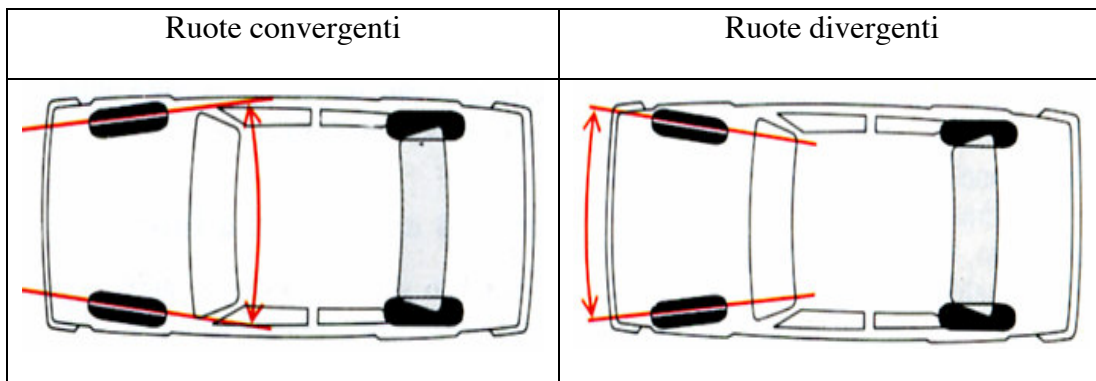
Un angolo di campanatura positivo è piuttosto insolito perchè, quando un veicolo curva, il telaio s'inclina tendendo così ad aumentare il grado di campanatura: se l'angolo non fosse leggermente negativo, lo pneumatico toccherebbe terra solo con la parte esterna, con conseguente riduzione della trazione. Dato che l'aderenza di uno pneumatico aumenta al crescere della sua superficie d'appoggio, la situazione ottimale si otterrebbe mantenendo la ruota sempre perpendicolare al terreno:

volendo la massima trazione in accelerazione ed in frenata (in rettilineo) bisogna regolare l'angolo di campanatura a  $0^\circ$ , mentre volendo la massima trazione in curva è necessario impostare un valore leggermente negativo, funzione della rigidità della sospensione e della durezza della mescola del pneumatico. La scelta non è sempre facile ma l'obiettivo finale rimane comunque quello di determinare un consumo uniforme su tutta la larghezza del battistrada.

Sulla base delle considerazioni fatte, si è deciso di utilizzare per il modello numerico in esame un angolo di campanatura negativo e pari a  $-1.5^\circ$ .

### 3.5.2 L'angolo di convergenza

Quando il camion è in movimento, la combinazione delle forze di trazione e di attrito fra superficie stradale e battistrada tende a far "aprire" o "chiudere" le ruote. Per ottenere una marcia rettilinea, quindi, le ruote non devono essere, a vettura ferma, perfettamente parallele tra loro ma, a seconda dei casi, leggermente convergenti o divergenti.



**Figura 3.14- Esempificazione angolo di convergenza**

Guardando il veicolo dall'alto, si parla di convergenza quando i piani longitudinali passanti per le ruote convergono e si incontrano davanti al veicolo, viceversa si parla di convergenza negativa o, più comunemente, di divergenza. Le forze opposte, per piccole che siano normalmente, eliminano tutti i giochi della sospensione e pre-caricano lateralmente i pneumatici, deformandone leggermente la carcassa. Ciò consente al veicolo di reagire più prontamente.

Lo svantaggio di un angolo accentuato di convergenza o divergenza sta soprattutto nello spreco di energia (quindi perdita di velocità): all'aumentare dell'angolo cresce lo slittamento degli pneumatici con l'asfalto, quindi, quanto maggiore è il *grip* dell'asfalto stradale, tanto maggiore sarà la perdita. Inoltre, se l'angolazione delle ruote è pronunciata, saranno altrettanto ampi gli angoli di slittamento, con conseguente diminuzione della tenuta di strada. I valori normalmente utilizzati vanno da  $-1.5^\circ$  a  $+1.5^\circ$  all'anteriore, mentre al posteriore è comune utilizzare da  $0^\circ$  a  $3.5^\circ$  di convergenza.

Come nel caso dell'angolo di campanatura, anche per l'angolo di convergenza è stato assegnato un valore di  $-1.5^\circ$  alle ruote anteriori, mentre a quelle posteriori si è assegnato un angolo nullo.

### **3.6 Il sistema di sterzo**

Come le sospensioni, anche la capacità di sterzo influenza la traiettoria del veicolo durante un impatto contro una barriera stradale: coordinando la rotazione delle ruote anteriori, gioca un ruolo fondamentale nel cambio di traiettoria del veicolo.

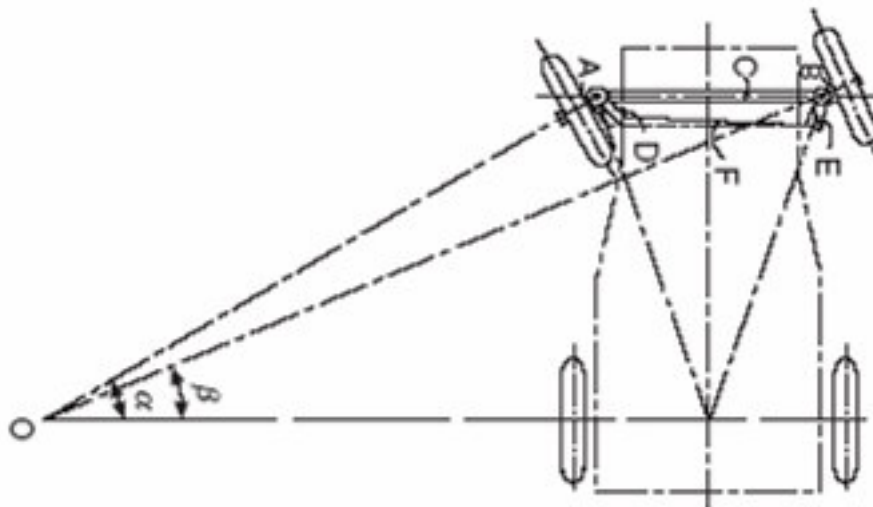
Le ruote anteriori, durante la percorrenza di una curva, devono essere sterzate con angoli leggermente diversi così da evitare lo strisciamento nel contatto ruota-terreno. La ruota interna, infatti, percorre una circonferenza di raggio più stretto e deve essere sterzata con un angolo maggiore, funzione del raggio di curvatura, rispetto al corpo dell'auto.

I progettisti riescono ad ottenere questo risultato predisponendo la geometria dello sterzo in base al sistema a quadrilatero articolato denominato quadrilatero di Ackermann<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Dal nome del tecnico tedesco Rudolf Ackermann. Il sistema è anche conosciuto





**Figura 3.15- Principio di Ackermann**

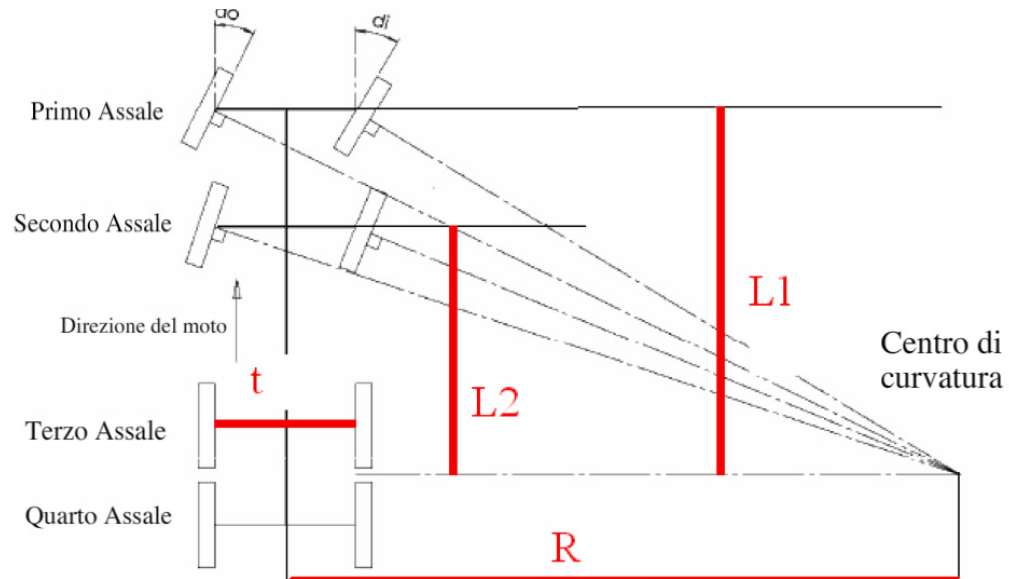
Il principio di Ackermann afferma che, quando un veicolo sterza, le linee immaginarie perpendicolari al piano di mezzeria delle ruote devono incontrarsi in uno stesso punto: il centro di istantanea rotazione, cioè il punto attorno al quale la macchina sta effettivamente girando.

Per permettere alle ruote anteriori di spostarsi in base a questo principio, i bracci dello sterzo delle ruote anteriori sono inclinati in modo che due rette immaginarie passanti per essi si incontrino al centro dell'assale posteriore. In realtà, le caratteristiche di tenuta di strada dei pneumatici permettono leggere variazioni rispetto ad una rigida applicazione del principio di Ackermann (che rimane comunque valido) e si utilizzano così dei meccanismi che producono un'approssimazione della situazione ideale.

La corretta applicazione del principio di Ackermann si traduce in un comportamento di guida dolce e prevedibile: si percorreranno le curve con precisione, senza che le ruote tirino verso direzioni diverse; viceversa una differenza tra gli angoli di sterzo minore, nonostante dia maggiore direzionalità al veicolo, produce un comportamento sottosterzante<sup>2</sup>, determinando un raggio di curvatura non uniforme.

<sup>2</sup> Avere cioè le ruote anteriori che in curva assumono una deriva superiore a quella delle ruote posteriori, per

Il veicolo da modellare ha però 2 assali sterzanti: questo chiaramente implica delle complicazioni nella modellazione.



**Figura 3.16- Principio di Ackermann per il layout del veicolo da modellare [12]**

Con angoli di sterzo piccoli si ha:

- Angolo ruota esterna:

$$\partial_o = \frac{L}{(R + \frac{t}{2})} \quad (2.2)$$

- Angolo ruota interna:

$$\partial_i = \frac{L}{(R - \frac{t}{2})} \quad (2.3)$$

Dove:

---

cui il veicolo tende a descrivere una curva di raggio superiore a quello previsto dallo sterzo.

- L= distanza tra l'asse considerato (quindi ci saranno  $L_1$  ed  $L_2$ ) e la linea media tra 3° e 4° asse;
- R= raggio della curva;
- t= distanza tra le ruote

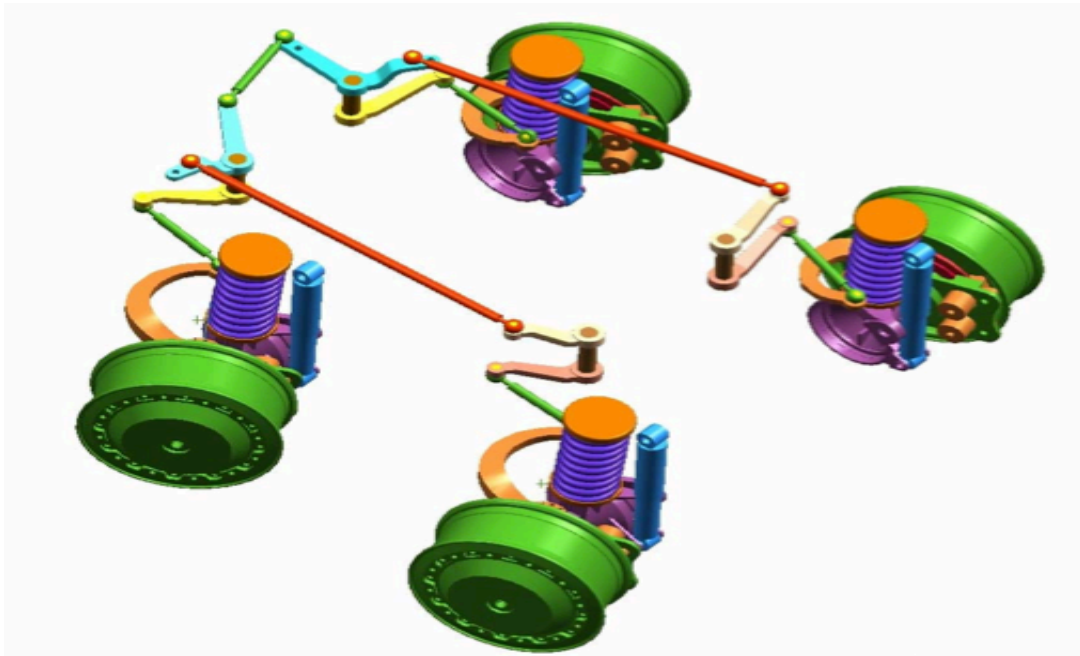
La media tra gli angoli delle 2 ruote sullo stesso assale è definita “angolo di Ackermann”

$$\theta_n = \frac{L_n}{R} \quad (2.4)$$

Si vede quindi che la relazione tra gli angoli di Ackermann di 1° e 2° assale è lineare:

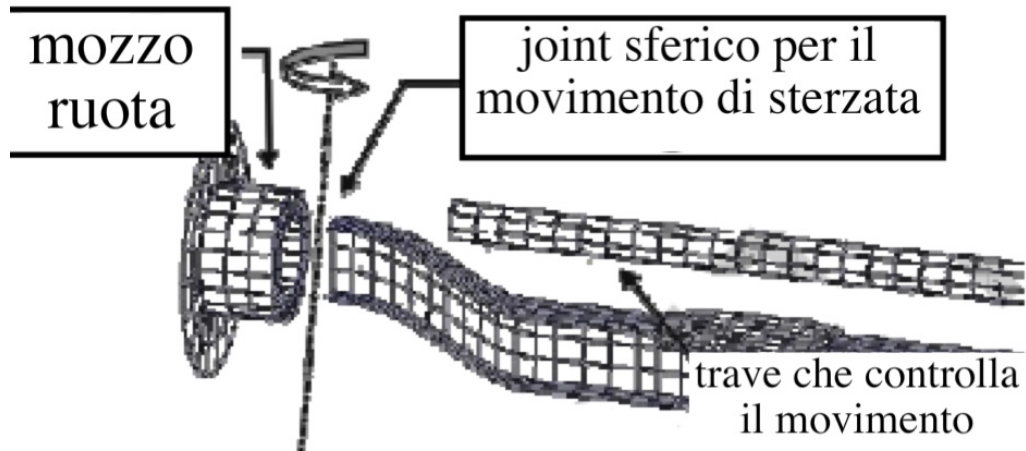
$$\theta_1 = \theta_2 \frac{L_1}{L_2} \quad (2.5)$$

Al fine di migliorare il modello è stata rivolta particolare attenzione alla definizione delle connessioni cinematiche del sistema di sterzo, così da permettere i corretti rapporti tra gli angoli di ruota interna ed esterna.



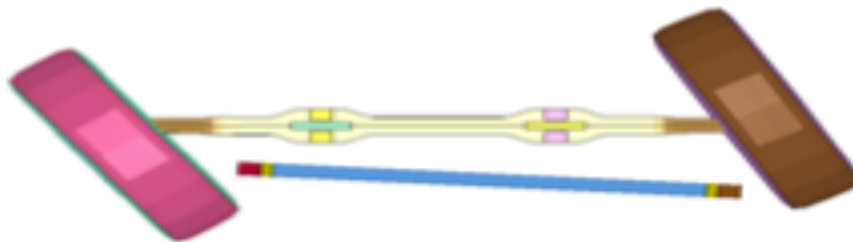
**Figura 3.17- Rappresentazione schematica del meccanismo di sterzo [12]**

Come si vede da figura 2.18, il movimento di sterzo nel modello è coordinato da una trave connessa al mozzo da un joint sferico (che permette cioè i soli movimenti di rotazione).



**Figura 3.18- Dettaglio del meccanismo di sterzo numerico [11]**

Quando una ruota sterza la trave si sposta e, poichè i braccetti sono vincolati uno all'altro, tutte le ruote sono costrette a muoversi.



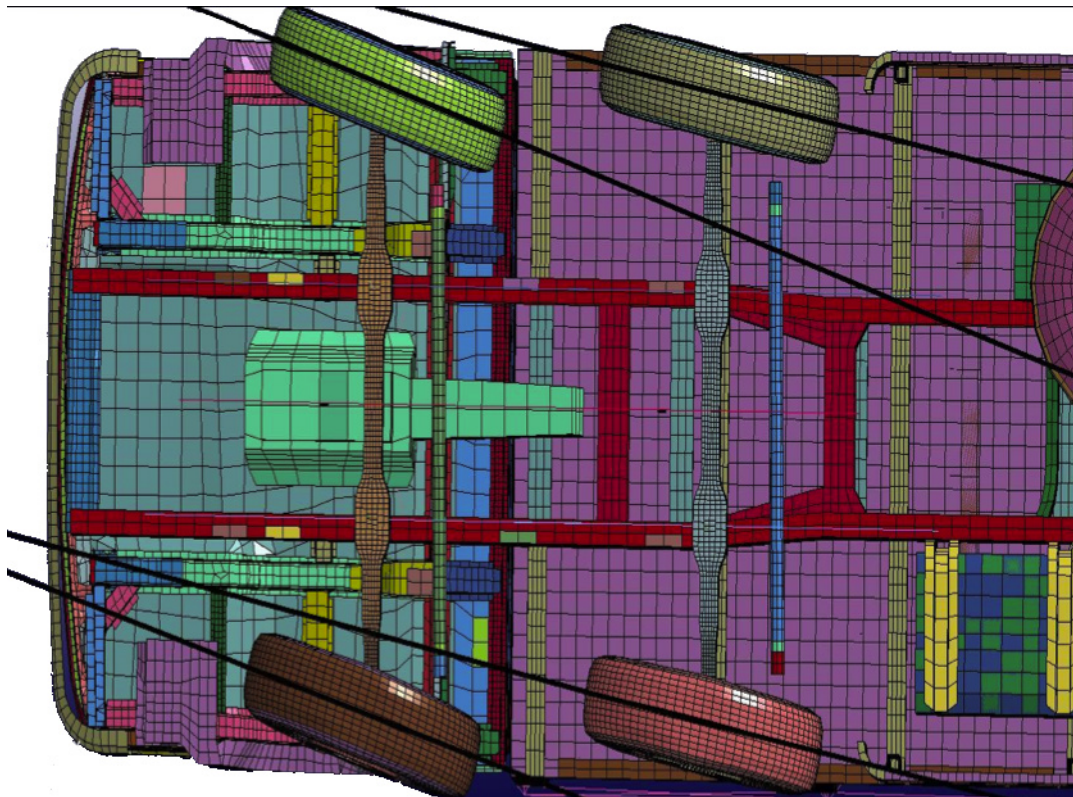
**Figura 3.19- Ruote in sterzata nel modello numerico**

Una molla rotazionale non lineare funge da stopper per la sterzata di ogni ruota. La curva coppia-rotazione è stata definita in modo che, quando l'angolo di sterzo supera un certo valore, la molla inizia ad opporre una forte reazione in modo da evitare ulteriori rotazioni. Lo stopper agisce in parallelo con uno smorzatore ed una molla di richiamo, così da riprodurre il comportamento di un sistema di sterzo reale il più fedelmente possibile.

I test effettuati hanno verificato l'efficacia del sistema di sterzo nonché la verosimiglianza della risposta. In particolare sono state garantite le seguenti caratteristiche:

- dopo una curva le ruote devono tornare alla posizione di riposo (ossia diritte);
- gli angoli di sterzata devono essere il più rispondenti possibile al principio di Ackermann;
- disaccoppiamento del movimento delle sospensioni da quello del sistema di sterzo.

La configurazione finale funziona correttamente ed è esente da problemi di stabilità numerica.



**Figura 3.20- Il meccanismo di sterzo in azione**

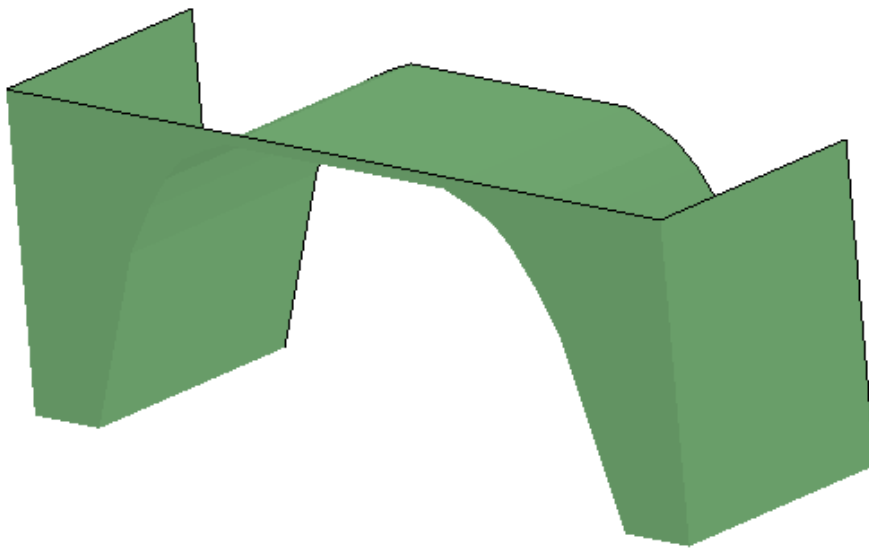


## 4. Altri cambiamenti apportati rispetto alla geometria originale

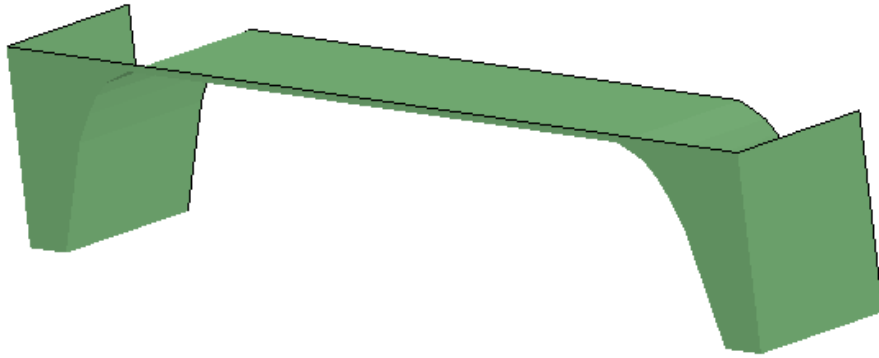
In questo capitolo vengono mostrati altri cambiamenti apportati al modello, non rientranti nelle descrizioni generali discusse finora.

### 4.1 Passaruota posteriore

La tendenza costruttiva quando si hanno più assali posteriori ravvicinati, come nel caso del veicolo che si va a modellare, è quella di fare un unico passaruota per entrambe le ruote. Nel modello di partenza era presente un unico assale posteriore con il relativo passaruota.



**Figura 4.1- Passaruota nel modello originale**



**Figura 4.2- Passaruota modificato**

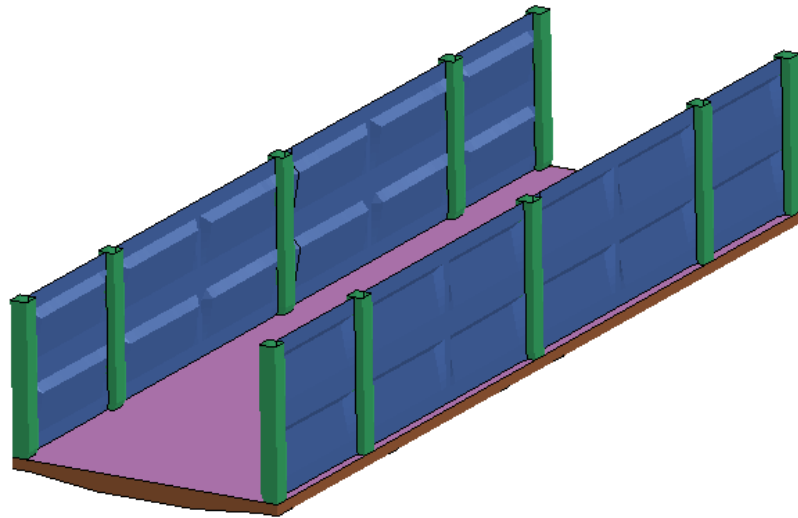
I vincoli con il resto del veicolo sono stati opportunamente modificati e verificati per la nuova geometria.

## **4.2 Rimorchio**

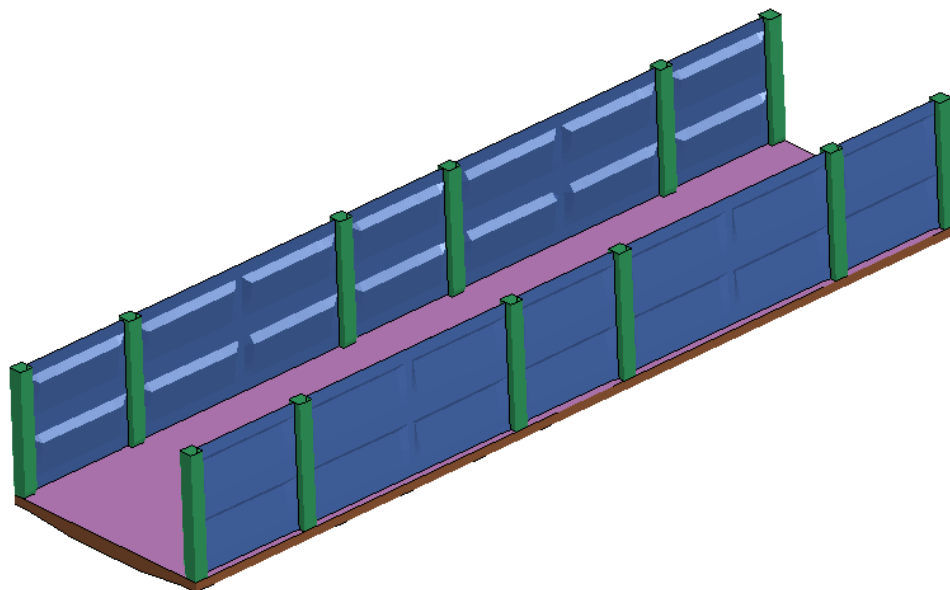
Per poter allungare il rimorchio sono stati modificati anche altri elementi al fine di ottenere un layout coerente:

- pannelli laterali
- pavimento
- rivestimento laterale del pavimento





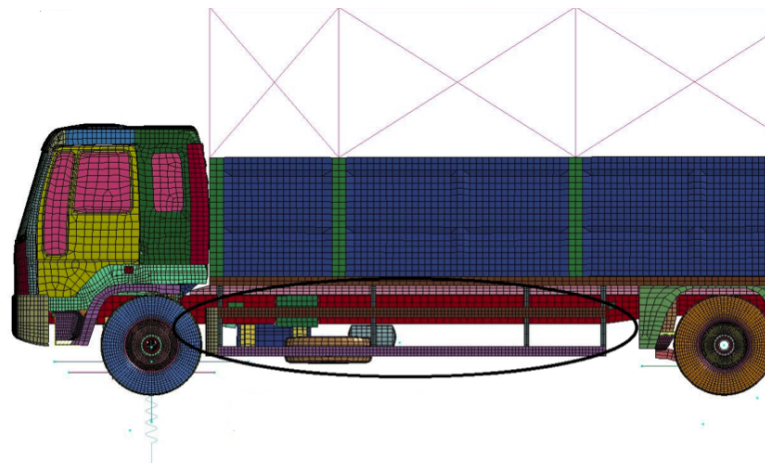
**Figura 4.3- Rimorchio nel modello originale**



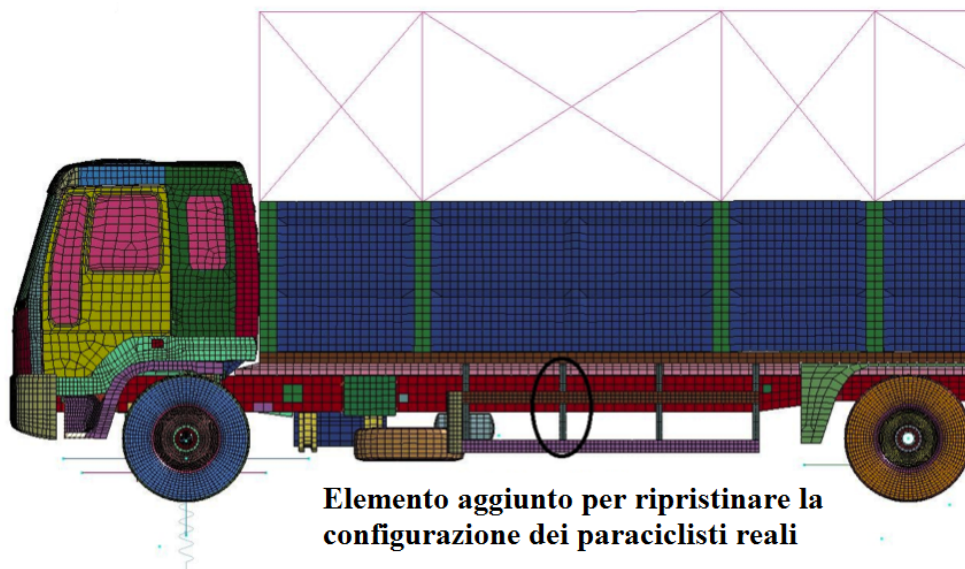
**Figura 4.4- Rimorchio modificato**

### 4.3 Paraciclismi

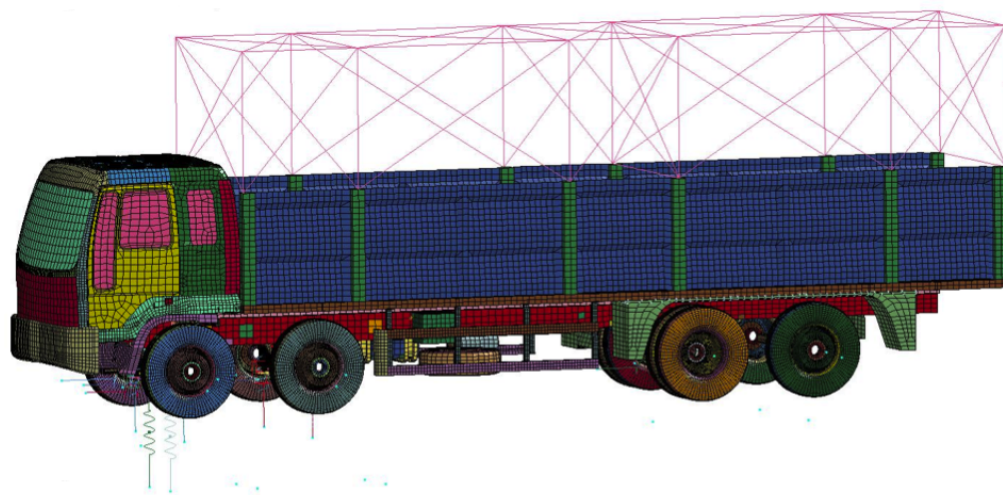
Il veicolo è dotato di paraciclismi su entrambi i lati, il cui scopo è quello di evitare che durante un incidente si possa infilare una automobile sotto al camion. Per poter modificare il layout del veicolo come prescritto dalla normativa è stato necessario modificarne la geometria.



**Figura 4.5- Paraciclismi nel modello originale**



**Figura 4.6- Paraciclismi dopo le prime modifiche**



**Figura 4.7- Risultato finale**



## 5. La Validation Roadmap

Una volta realizzato il modello del veicolo è necessario eseguire una serie di simulazioni numeriche che dimostrino l'attendibilità dei risultati e le prestazioni del modello per poterlo considerare *validato*.

La Validation Roadmap è un vero e proprio "Codice di Validazione": in esso sono contenute le simulazioni da eseguire sul modello numerico ad elementi finiti di un veicolo, affinché questo possa essere ritenuto idoneo alla riproduzione di fenomeni di impatto contro sistemi di ritenuta stradali.

**Tabella 5.1- Schema riassuntivo della Validation Roadmap [3]**

N°	Tipo simulazione	Scopo della simulazione
1.2.1	Prova di carico sospensioni. Ogni ruota deve essere caricata separatamente.	Verificare capacità di carico e corretta cinematica delle sospensioni. Disaccoppiamento con il sistema di sterzo. Accoppiamento dovuto alla barra stabilizzatrice.
1.2.2	Prova di carico sospensioni. Ogni assale deve essere caricato separatamente. Carico simmetrico.	
1.2.3	Prova di carico sospensioni. Ogni assale deve essere caricato separatamente. Carico antisimmetrico.	
2.1	Veicolo in idle.	Per verificare la stabilità del modello in sé.
3.1	Traiettoria rettilinea.	Per verificare la stabilità del veicolo, del sistema di sospensioni e sterzo.
3.2	Traiettoria circolare/ Traiettoria tangente.	

4.1	Urto con cordolo: entrambi gli assali anteriori	
4.2	Urto con cordolo: entrambi gli assali posteriori	
4.3	Urto con cordolo: ruote anteriori destre	
4.4	Urto con cordolo: ruote anteriori sinistre	
4.5	Urto con cordolo: ruote posteriori destre.	
4.6	Urto con cordolo: ruote posteriori sinistre.	
5.1	Prova di impatto <i>full scale</i> contro un muro rigido.	Verifica della capacità del modello di sopportare grosse deformazioni.
5.2	Prova di impatto <i>full scale</i> contro una barriera deformabile.	Verifica della capacità del modello di interagire con una barriera reale.

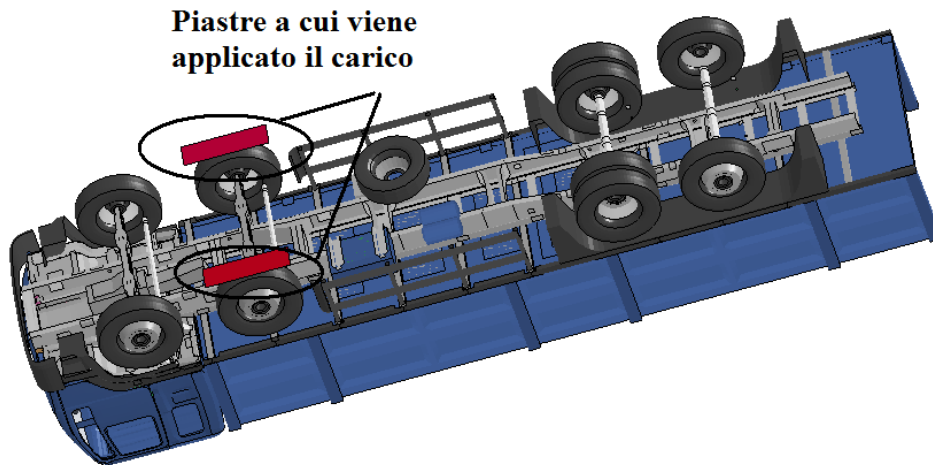
Le prove si dividono in due categorie principali: alcune di esse hanno lo scopo di analizzare solo un particolare componente del veicolo, mentre altre mirano a valutare la qualità dell'intero modello sviluppato. In entrambi i casi devono essere dimostrate la stabilità e l'affidabilità del sistema.

In questa sezione vengono fornite le descrizioni dei test e le logiche che hanno guidato i cambiamenti apportati al modello.

Le prime simulazioni hanno lo scopo di analizzare i sistemi di sospensioni e sterzo dapprima singolarmente e quindi, attraverso prove di impatto su cordolo stradale, il disaccoppiamento. Infine vengono simulati due scenari d'impatto per analizzare la capacità del modello di deformarsi ed interagire con le barriere.

## 5.1 Prove di carico sospensioni

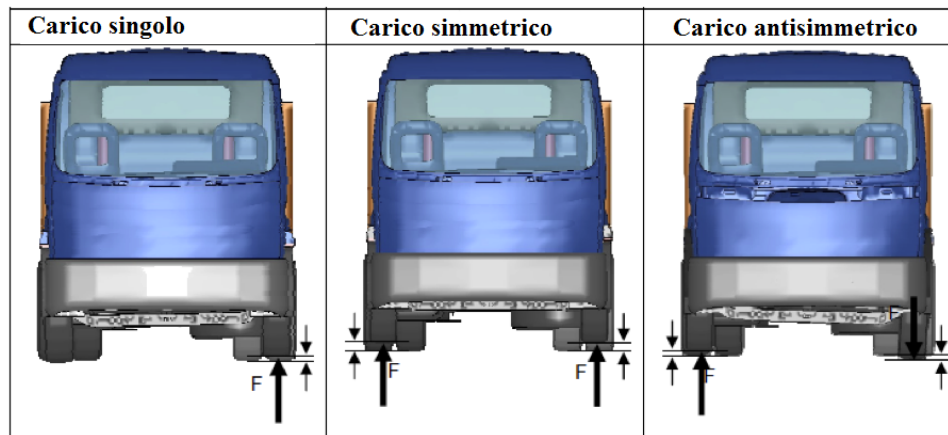
Con il veicolo sospeso, viene applicata una forza di 4 tonnellate ad una piastra rigida che va a spingere verso l'alto la ruota.



**Figura 5.1- Layout prova (in figura il 2° asse che viene caricato simmetricamente)**

Sono state analizzate 3 condizioni di carico:

- carico singolo: ogni ruota caricata singolarmente;
- carico simmetrico: ogni assale caricato singolarmente e simmetricamente;
- carico antisimmetrico: ogni assale caricato singolarmente e antisimmetricamente.



**Figura 5.2- Configurazioni di carico testate**

In particolare per il modello messo a punto si possono fare alcune importanti osservazioni:

- il modello è simmetrico;
- poiché il veicolo è sospeso, tutti gli offset (ossia le precompressioni dovute al peso del veicolo) sono stati impostati a 0;
- i finecorsa sono stati rimossi perché si vuole vedere il movimento libero della sospensione (sono state svolte anche prove con i finecorsa attivi, per verificare che questi lavorino correttamente);
- lo stesso modello di sospensione è stato usato su 1° e 2° assale;
- lo stesso modello di sospensione è stato usato su 3° e 4° assale.

Dopo una rampa della durata di 0.1 s il carico applicato alla piastra rigida si attesta sul valore costante di 40 kN.

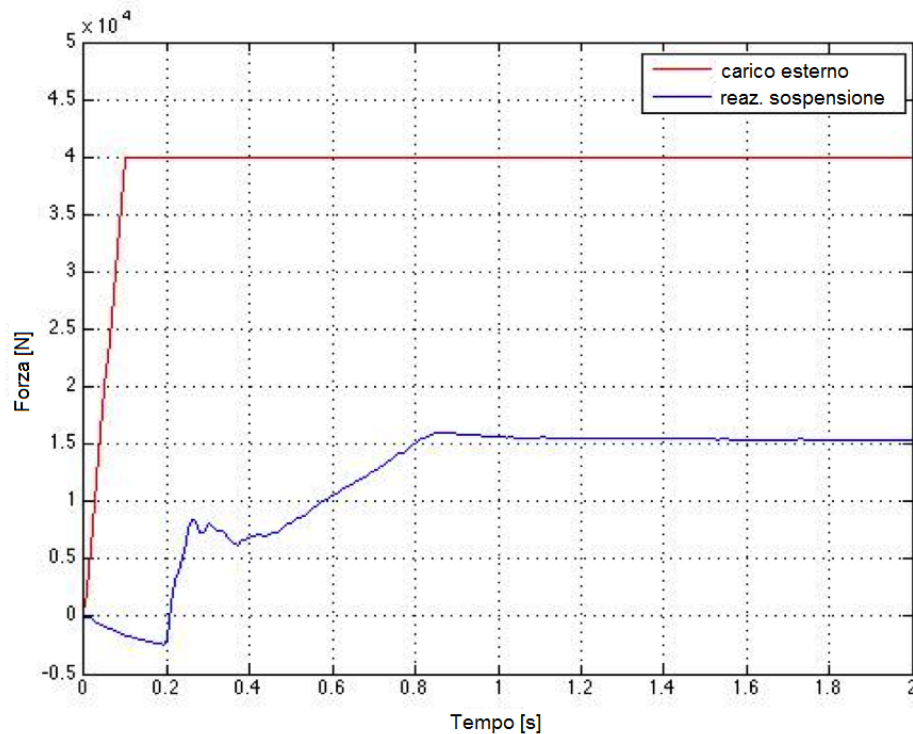
### **5.1.1 Test di carico singolo sugli assali anteriori**

In questo paragrafo vengono riportati i risultati del test di carico sulla singola ruota. Si mostrerà un esempio per gli assi anteriori ed uno per gli assi posteriori: le prove condotte sui restanti assali danno risultati analoghi.

In ognuno dei test effettuati si è verificato il non accoppiamento con il sistema di sterzo ed il modello si è dimostrato stabile fino al termine della simulazione.



Il caso della ruota sinistra del primo assale viene preso ad esempio per gli assali anteriori.

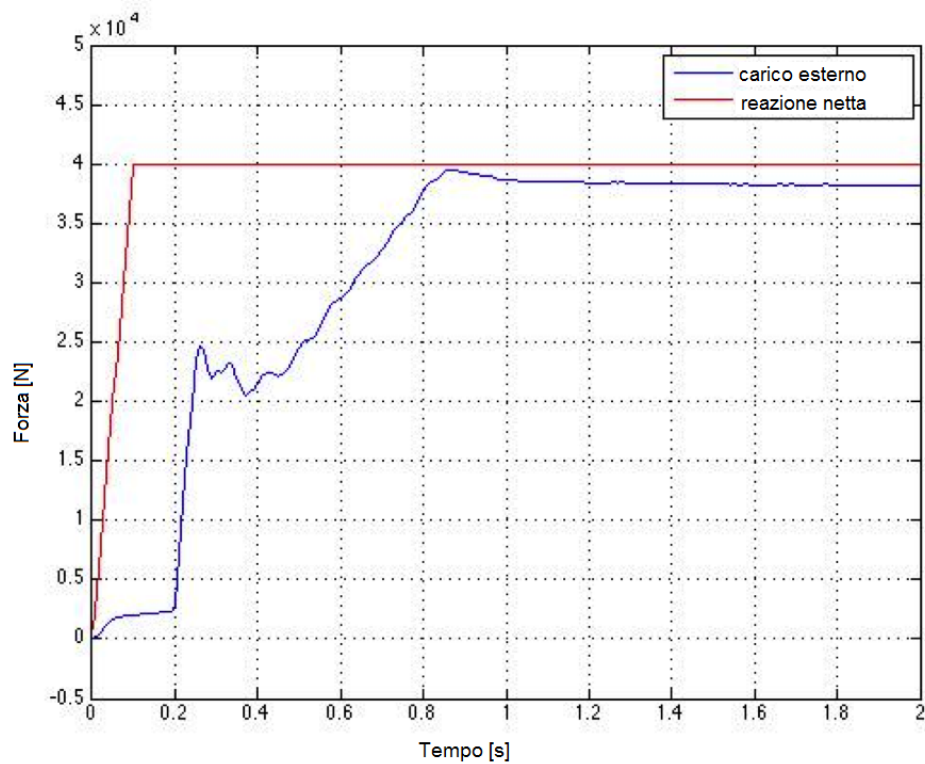


**Figura 5.3- Test di carico singolo su un assale anteriore: reazione molla verticale VS andamento del carico applicato**

A prima vista sembra che la reazione sia sensibilmente minore del carico applicato. Questo accade perché il carico su uno solo dei due assali del camion è visto come un tentativo di rollio, sicché la barra stabilizzatrice accoppia il movimento delle ruote destra e sinistra. Oltretutto va considerato anche il peso dell'assale: una sospensione scarica infatti si distende sotto l'azione della forza di gravità.

Considerando questi contributi si ha:

$$\text{carico applicato} - \text{peso assale} - \text{reazione sospensione destra} = \text{reazione sospensione sinistra}$$

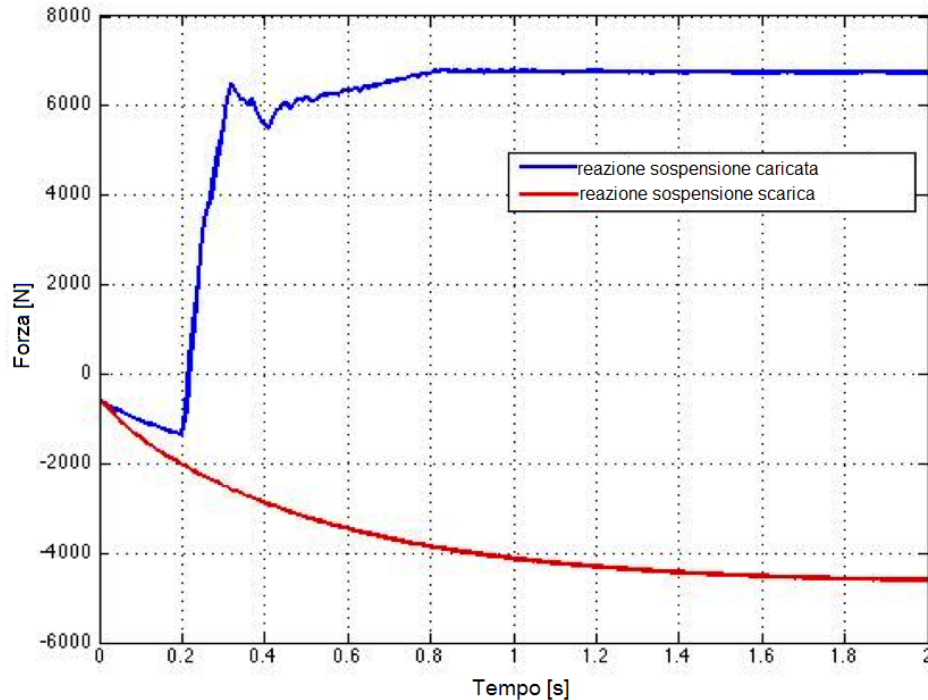


**Figura 5.4- Reazione contando anche i contributi dati dal peso dell'assale e della ruota destra VS carico applicato**

La quota di forza tuttora mancante è assorbita dalla molla torsionale della barra anti-rollio e da attriti interni.

### 5.1.2 Test di carico singolo sugli assali posteriori

Le considerazioni generali fatte per gli assali anteriori restano valide anche in questo caso, in cui si prende ad esempio la ruota destra del 3° assale.



**Figura 5.5- Test di carico singolo su un assale posteriore: reazione molla verticale con carico VS reazione molla verticale senza carico esterno**

Questo assale è piuttosto pesante (a causa delle ruote gemellate), come si può vedere in Figura 5.5 dalla reazione della molla quando l'assale è scarico.

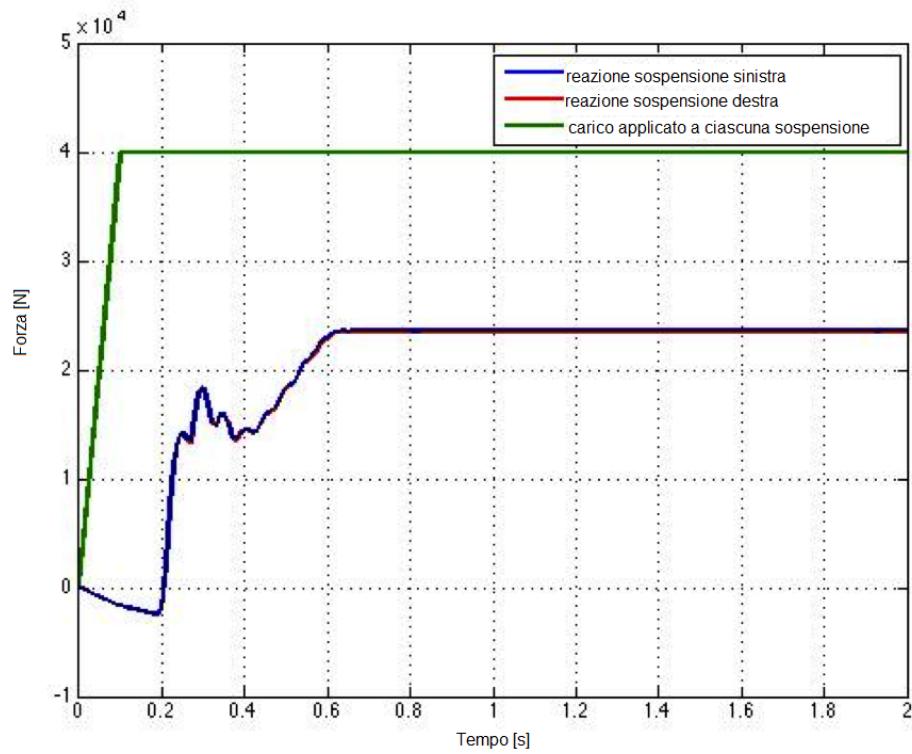
Anche questa volta si ha una prima fase in cui la molla si allunga a causa del peso dell'assale, per poi venire compressa dall'azione del carico esterno.

### 5.1.3 Test di carico simmetrico sugli assali anteriori

Anche in questo caso il modello si è dimostrato stabile e non vi è stato accoppiamento con il sistema di sterzo.

Questa volta la reazione ha un modulo maggiore, poiché è applicato il carico ad entrambe le ruote.

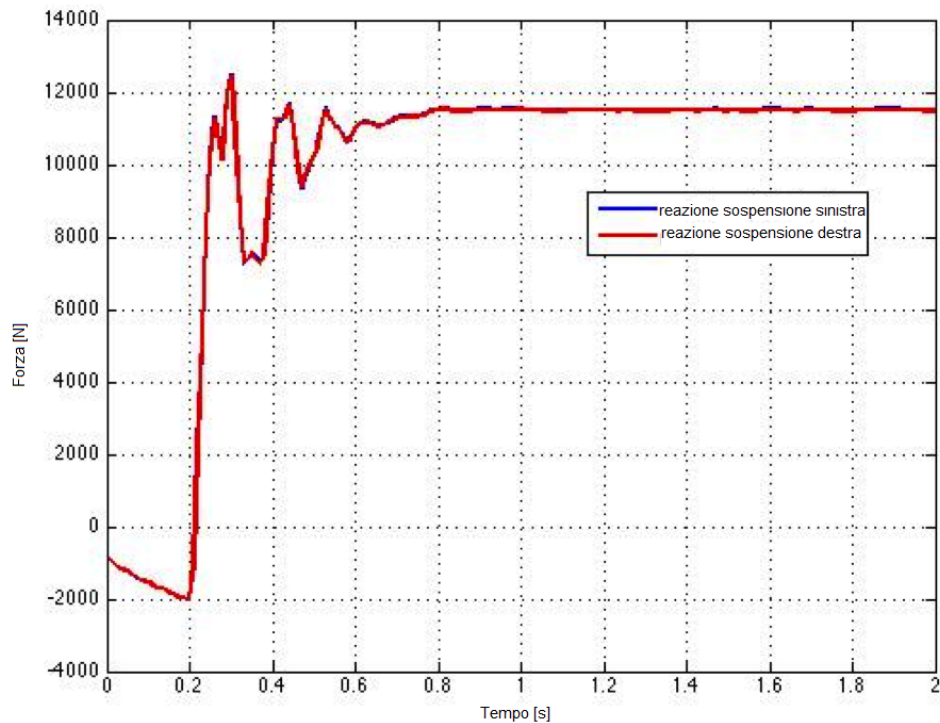
Le reazioni sono simmetriche, come il carico. Il sistema di sospensioni si è quindi dimostrato capace di assorbire un carico applicato simmetricamente.



**Figura 5.6- Test di carico simmetrico su un assale anteriore: reazione delle molle verticali**

#### **5.1.4 Test di carico simmetrico sugli assali posteriori**

Un carico applicato simmetricamente sugli assali posteriori genera una reazione simmetrica delle molle verticali del sistema di sospensioni. Restano valide le considerazioni fatte per la prova sugli assali anteriori.



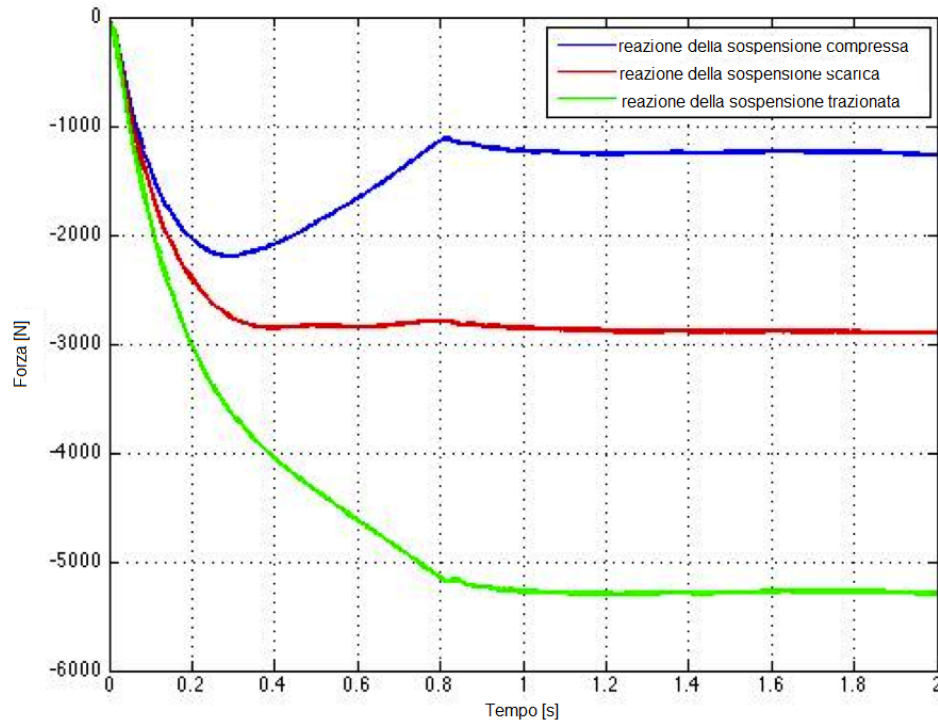
**Figura 5.7- Test di carico simmetrico su un assale posteriore: reazione delle molle verticali**

Ancora una volta non si sono verificati problemi di stabilità numerica nè di accoppiamenti indesiderati.

### 5.1.5 Test di carico antisimmetrico sugli assali anteriori

In questo test le due ruote sull'assale vengono una spinta verso l'alto, mentre l'altra viene spinta verso il basso.

Questa configurazione di carico è vista dal modello come un puro moto di rollio, quindi ci si aspettano piccoli spostamenti (e di conseguenza piccole forze) in conseguenza del fatto che la molla rotazionale che modella la barra anti rollio è piuttosto rigida.



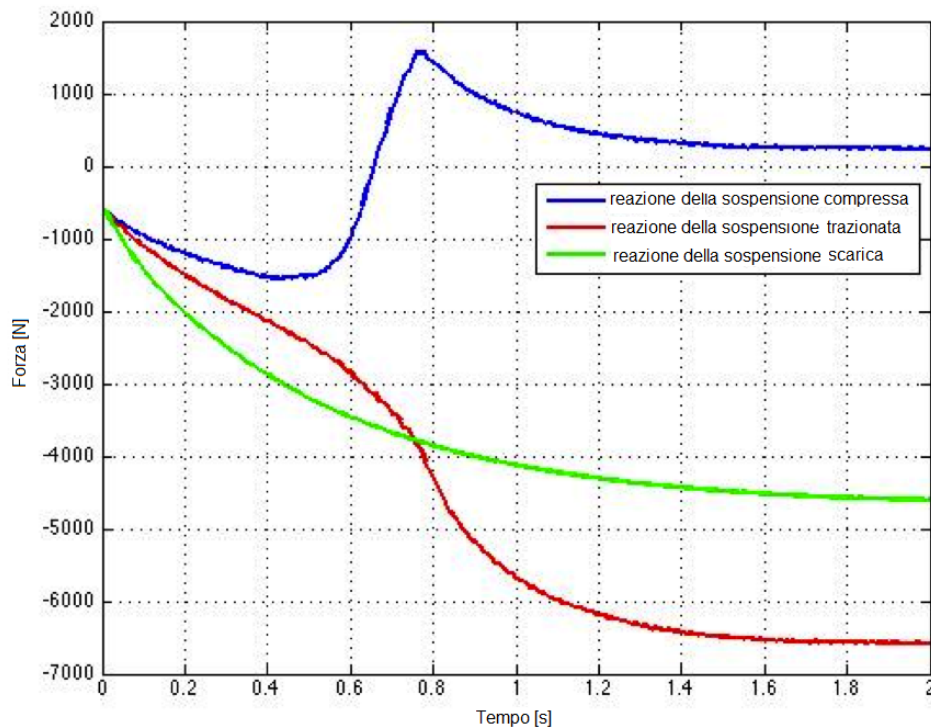
**Figura 5.8- Test di carico antisimmetrico su un assale anteriore: reazione delle molle verticali**

Nonostante la pesante interferenza della barra anti rollio nell'assorbimento del carico (che risulta quindi in grado di contrastare i movimenti di rollio del veicolo in modo corretto) , dal grafico delle reazioni delle molle verticale si evince che queste sono coerenti con il carico applicato: la ruota caricata a trazione risulta più allungata di quella scarica, che è a sua volta più allungata di quella caricata a compressione.

### 5.1.6 Anti-symmetrical load test sugli assali posteriori

Per il test con carico anti-simmetrico viene preso ad esempio il 4° assale, restando valide le considerazioni fatte nel caso del test effettuato sugli assali anteriori. Il diverso modello di sospensione usato, il diverso valore di rigidità della barra anti

rollio e la differenza di peso degli assali causano valori diversi ma il comportamento è caratterizzato dagli stessi tratti salienti.

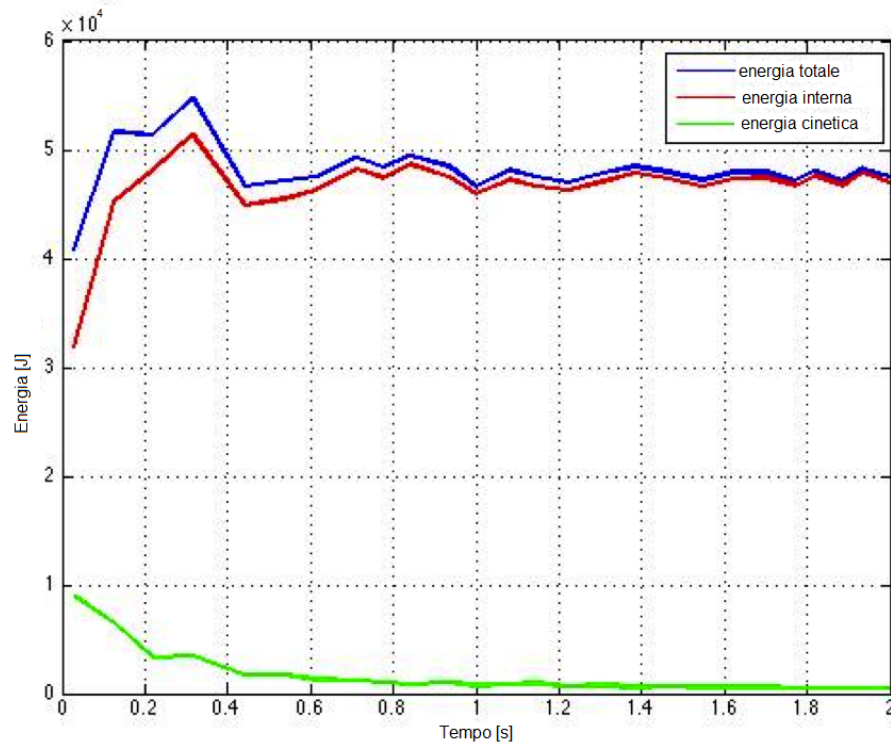


**Figura 5.9- Test di carico antisimmetrico su un assale posteriore: reazione delle molle verticali**

## 5.2 Idle test

È stata effettuata con successo una simulazione lunga 2.5 s di veicolo posizionato su un muro rigido piano, con velocità iniziale assegnata nulla e sotto l'azione della forza di gravità. Questo è un tempo sufficiente per effettuare le simulazioni di impatto su barriere, scopo ultimo al quale è destinato il modello.

Lo scopo del test, oltre verificare la stabilità globale del modello, è di appurare l'assenza di deformazioni indesiderate di componenti sotto l'azione della forza di gravità.



**Figura 5.10- Andamento temporale delle energie nell'idle test**

L'energia cinetica diminuisce rapidamente in quanto proviene dalle sole oscillazioni, che sono smorzate. Il modello è numericamente stabile fino al termine della simulazione e non si registrano comportamenti anomali.

### **5.3 Simulazioni di movimento: prova con traiettoria rettilinea**

Il modello deve essere in grado di seguire la traiettoria per almeno 30 m una volta dotato di una velocità iniziale di 100 km/h (UNI EN 1317-2 [6]).

Nella fattispecie è stata eseguita con successo una prova della durata di 1.5 s con una distanza percorsa di oltre 40 m.

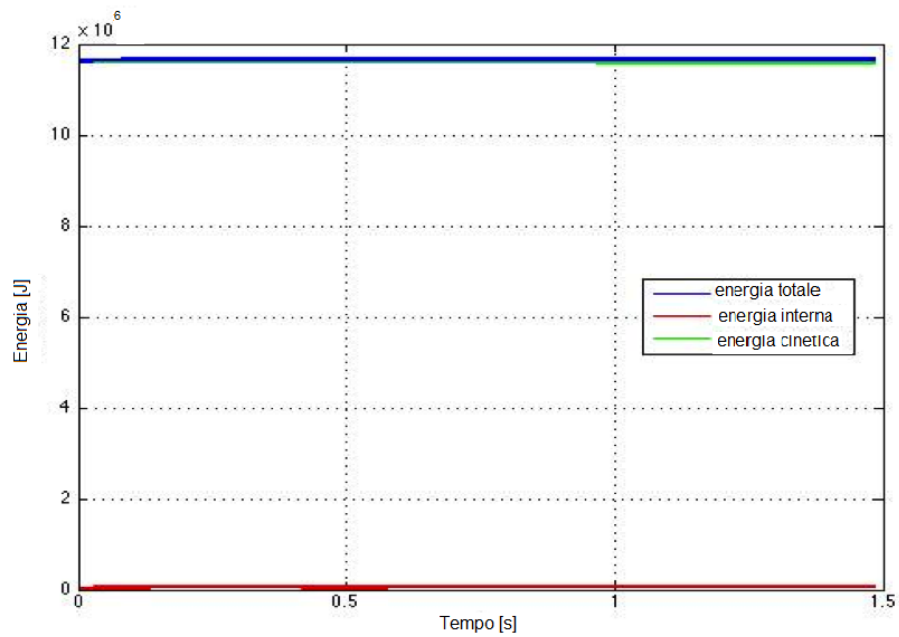


Il test è utile per verificare la capacità del modello di muoversi lungo una traiettoria imposta, oltre che l'assenza di anomalie nel comportamento del sistema di sterzo e sospensioni.

LS-DYNA keyword deck by LS-Prepost  
Time = 1.5



**Figura 5.11- Traccia della traiettoria percorsa nella prova con traiettoria rettilinea**



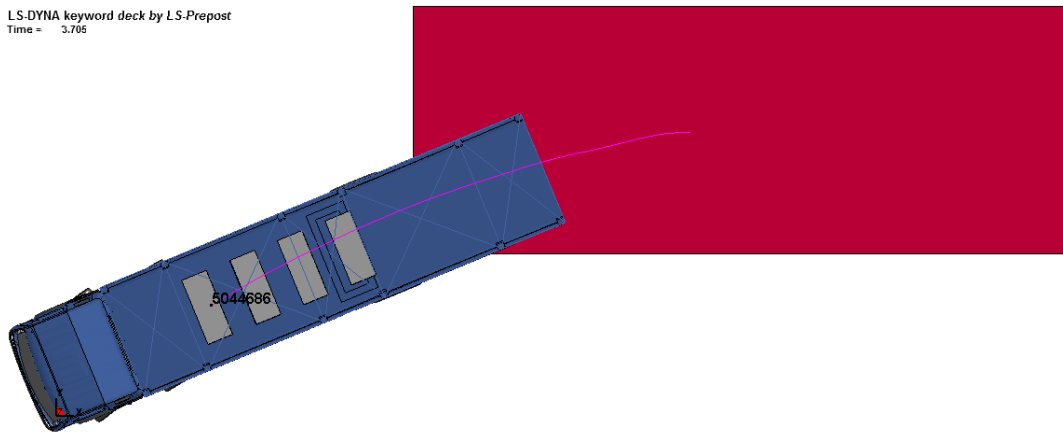
**Figura 5.12- Andamento temporale delle energie nella prova con traiettoria rettilinea**

Come si può evincere dalle figure sopra il modello è in grado di seguire una traiettoria rettilinea senza incontrare problemi numerici.

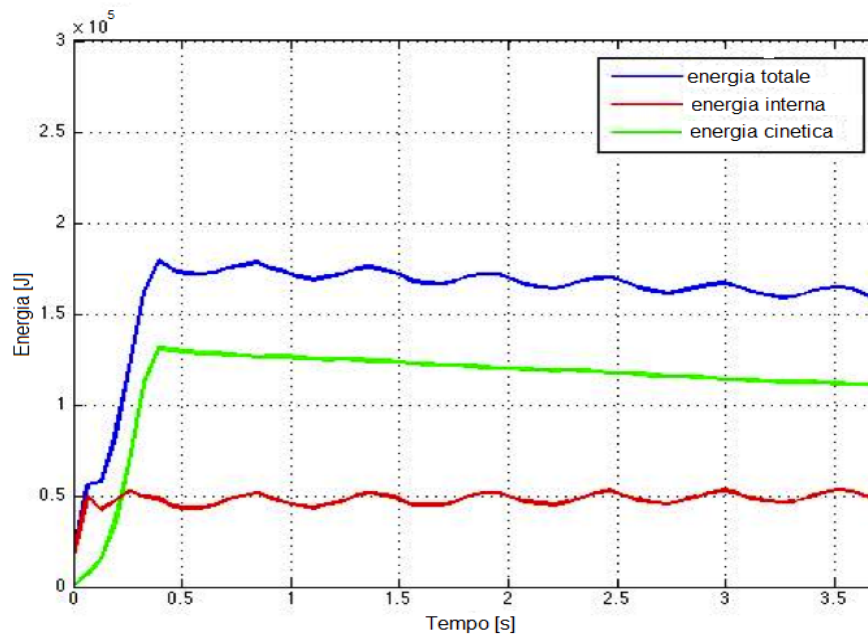
#### 5.4 Simulazioni di movimento: prova con traiettoria circolare

Con il veicolo a riposo, si applica una coppia al sistema di sterzo. Quando il veicolo inizia ad accelerare (accelerazione di  $10 \text{ m/sec}^2$  per 0,3 secondi) inizia a percorrere una circonferenza, se l'angolo di sterzata viene mantenuto costante.

LS-DYNA keyword deck by LS-Prepost  
Time = 3.705



**Figura 5.13- Traccia della traiettoria percorsa nella prova con traiettoria circolare**



**Figura 5.14- Andamento temporale delle energie nella prova con traiettoria circolare**

In questa simulazione l'energia totale non è costante: inizialmente c'è un andamento parabolico dell'energia totale a causa dell'accelerazione del veicolo. Inoltre è presente il carico esterno applicato al sistema di sterzo.

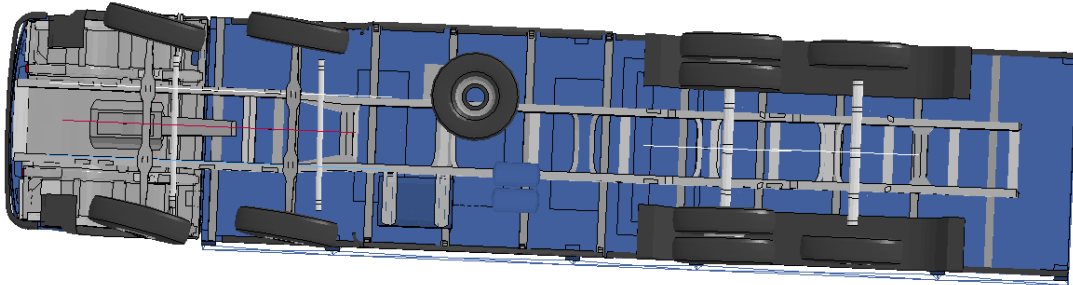
Il sistema di sterzo oltre a non generare alcun problema di stabilità si è dimostrato in grado di permettere al veicolo di seguire una traiettoria circolare.

### 5.5 Simulazioni di movimento: prova con traiettoria tangente

Viene assegnata al veicolo una velocità iniziale di 25 km/h ed applicata una coppia al sistema di sterzo. Dopo 0.3 s la coppia viene rimossa.

Anche in questo caso è stata registrata una buona risposta del veicolo nella descrizione della traiettoria assegnata. Le ruote infatti restano sterzate con un angolo costante fino all'istante di rimozione del carico.

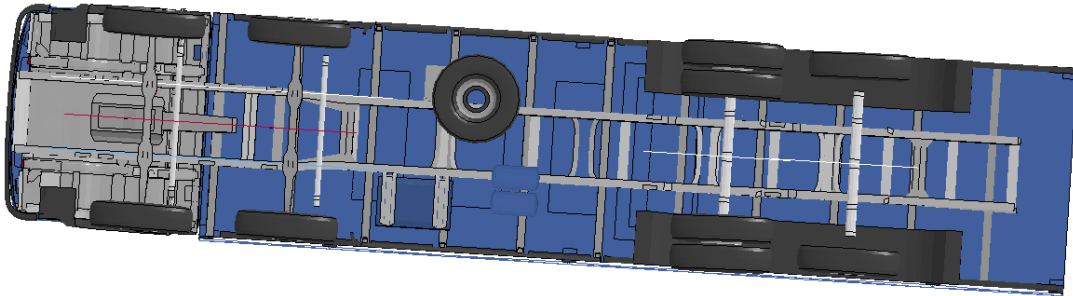
LS-DYNA keyword deck by LS-Prepost  
Time = 0.3



**Figura 5.15- Istante di rimozione del carico: ruote sterzate**

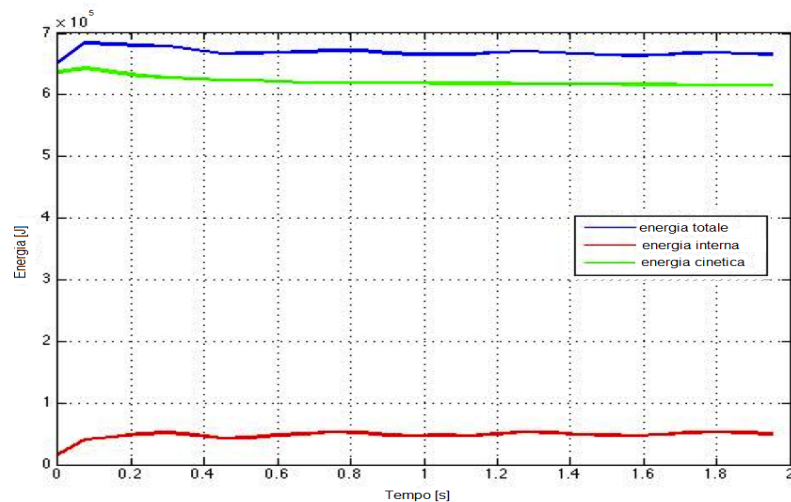
Una volta rimosso il carico, dopo un breve transitorio, le ruote ritornano diritte e così rimangono fino al termine della prova.

LS-DYNA keyword deck by LS-Prepost  
Time = 0.41



**Figura 5.16- Ruote ritornate in posizione diritta**

I risultati di questo test e quelli precedenti assicurano il corretto funzionamento del sistema di sterzo.



**Figura 5.17- Andamento temporale delle energie nella prova con traiettoria tangente**

Il modello è stabile, come si può vedere dal grafico delle energie. La variazione negli istanti iniziali dell'energia totale è dovuta alla coppia applicata al sistema di sterzo.

## 5.6 Prove di urto con un cordolo

Questo tipo di simulazione è richiesta per verificare il sistema di sterzo, le sospensioni e le ruote quando il veicolo incontra un ostacolo. In questa prova il modello del veicolo investe un cordolo stradale, fissato al suolo, mentre percorre una traiettoria rettilinea.

### 5.6.1 I rallentatori di velocità

Si tratta di un dispositivo studiato per allertare il conducente di un veicolo dell'approssimarsi di un punto pericoloso e indurlo a rallentare.

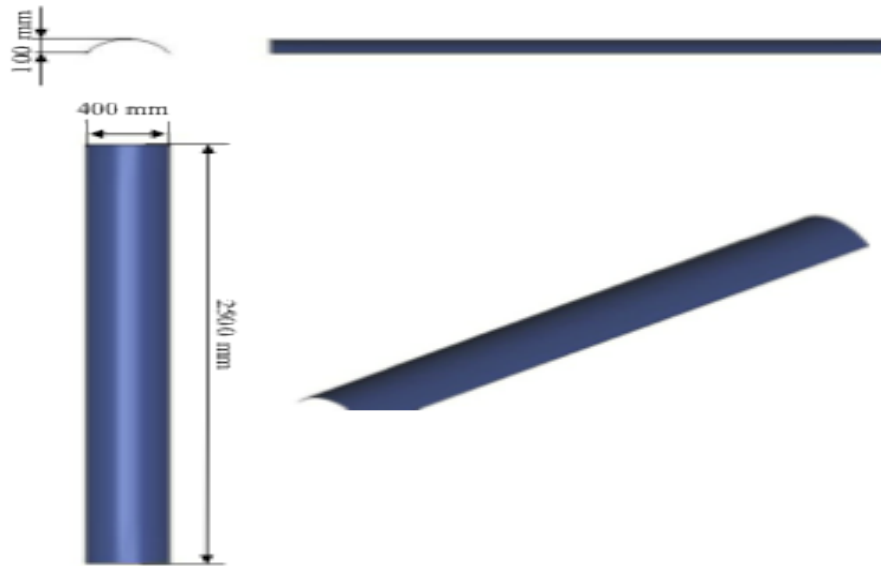
L'art. 179 del Regolamento di attuazione del Codice della Strada [14], nella parte dedicata alla segnaletica complementare ne determina le caratteristiche geometriche e ne indica le modalità di installazione. I dossi, generalmente, possono essere costituiti da elementi in rilievo prefabbricati o da ondulazioni della

pavimentazione a profilo convesso.



**Figura 5.18- Esempi di rallentatori del tipo utilizzato per le prove**

Il dosso è stato modellato con una curva spline, con le dimensioni specificate in figura.



**Figura 5.19- Modello numerico del dosso**

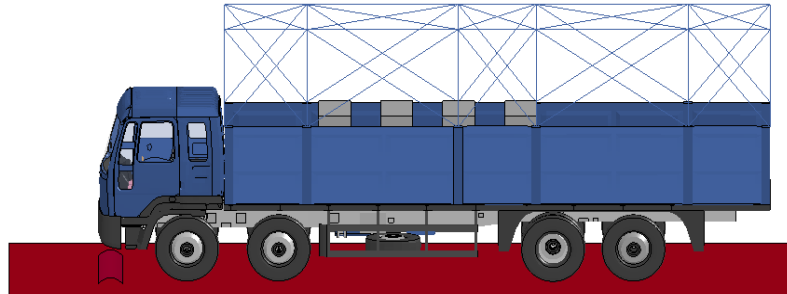
### **5.6.2 Risultati delle simulazioni**

In tutte le prove il veicolo viene fatto passare sopra al dosso ad una velocità di 15 km/h.

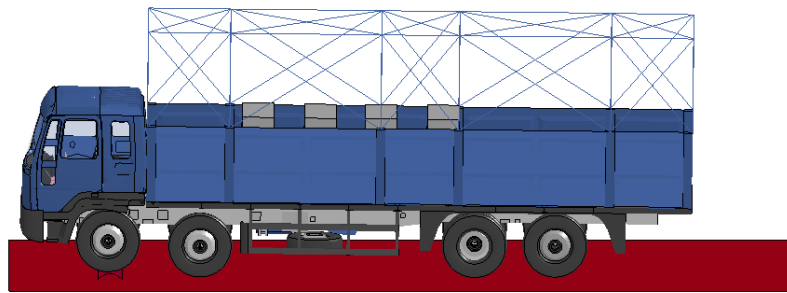
Sono stati considerati i seguenti scenari d'impatto:

- urto con le sole ruote anteriori:

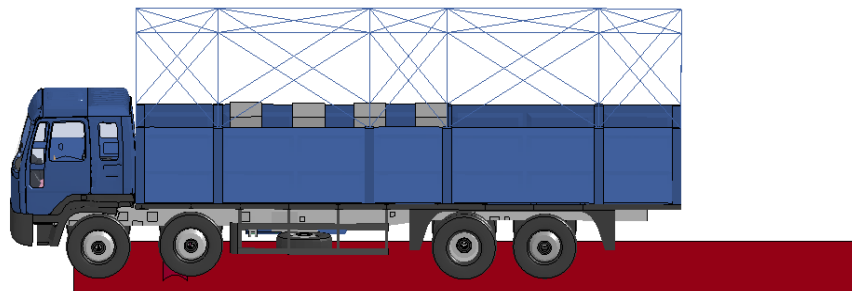
LS-DYNA keyword deck by LS-Prepost  
Time = 0



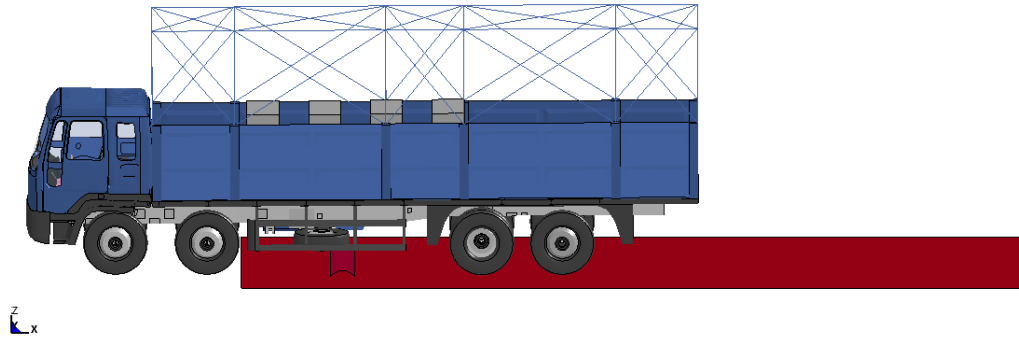
LS-DYNA keyword deck by LS-Prepost  
Time = 0.3



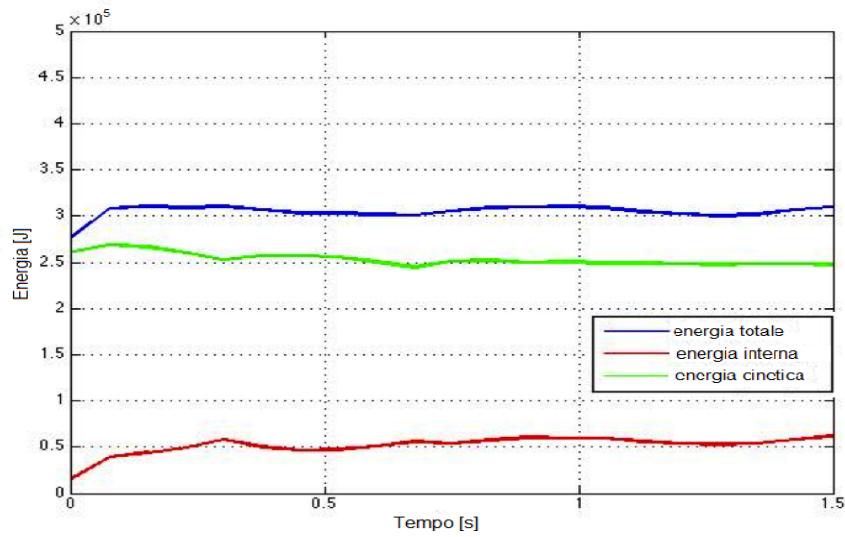
LS-DYNA keyword deck by LS-Prepost  
Time = 0.6





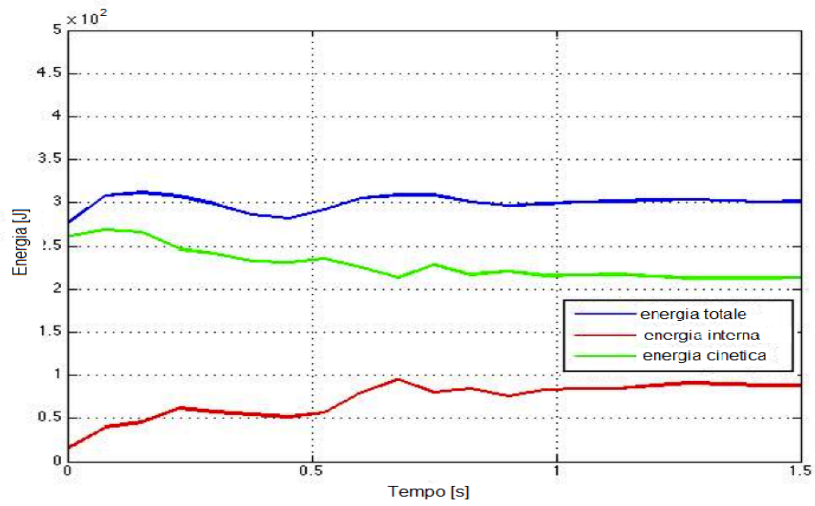


**Figura 5.20- Animazione prova di urto su cordolo**



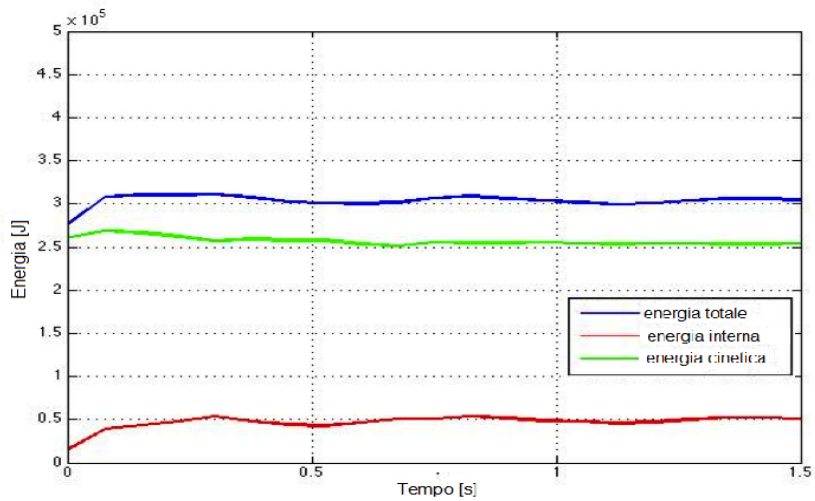
**Figura 5.21- Andamento energie urto su cordolo simmetrico ruote anteriori**

- urto con le sole ruote posteriori:



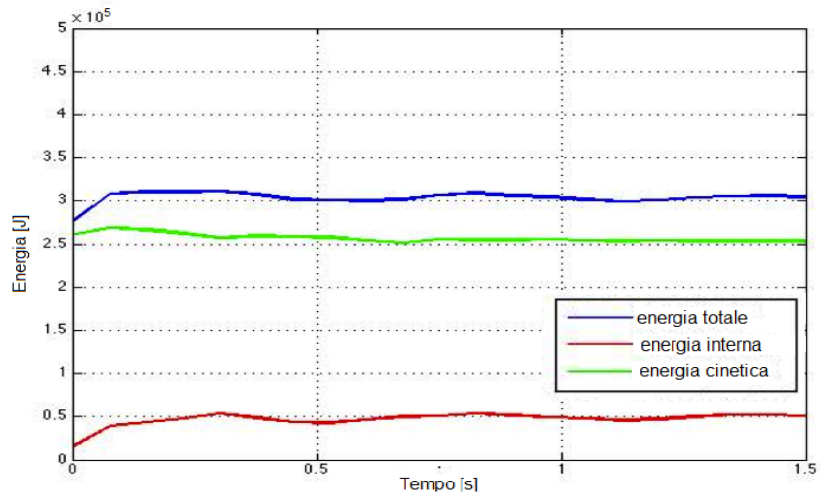
**Figura 5.22- Andamento energie urto su cordolo simmetrico ruote posteriori**

- urto con ruote anteriori destre:



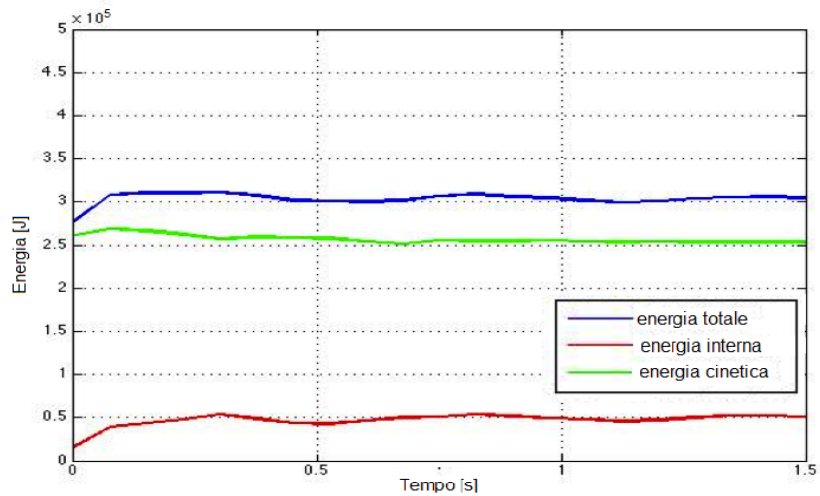
**Figura 5.23- Andamento energie urto su cordolo ruote anteriori destre**

- urto con ruote anteriori sinistre:



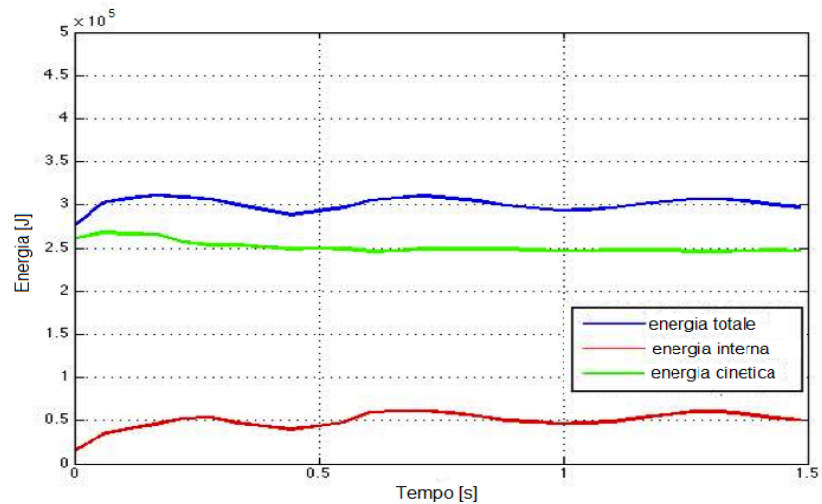
**Figura 5.24- Andamento energie urto su cordolo ruote anteriori sinistre**

- urto con ruote posteriori destre:



**Figura 5.25- Andamento energie urto su cordolo ruote posteriori destre**

- urto con ruote posteriori sinistre:



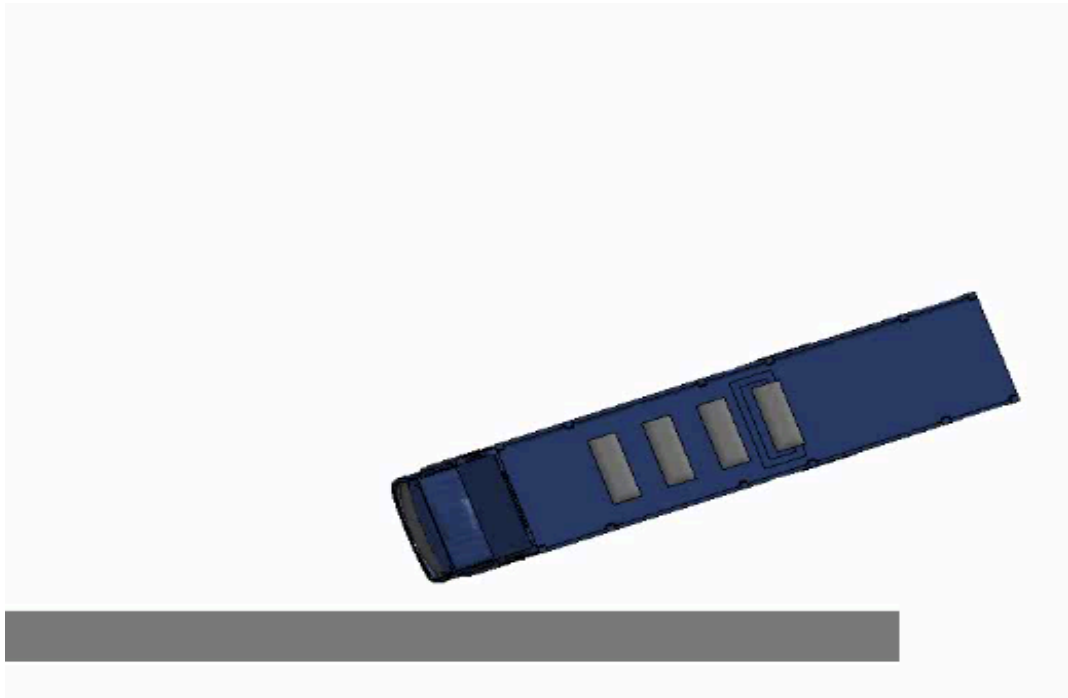
**Figura 5.26- Andamento energie urto su cordolo ruote posteriori sinistre**

In tutte le prove il comportamento sia delle sospensioni che del sistema di sterzo si è dimostrato realistico e non si sono verificati problemi di instabilità.

### **5.7 Prova di impatto *full scale* contro un muro rigido**

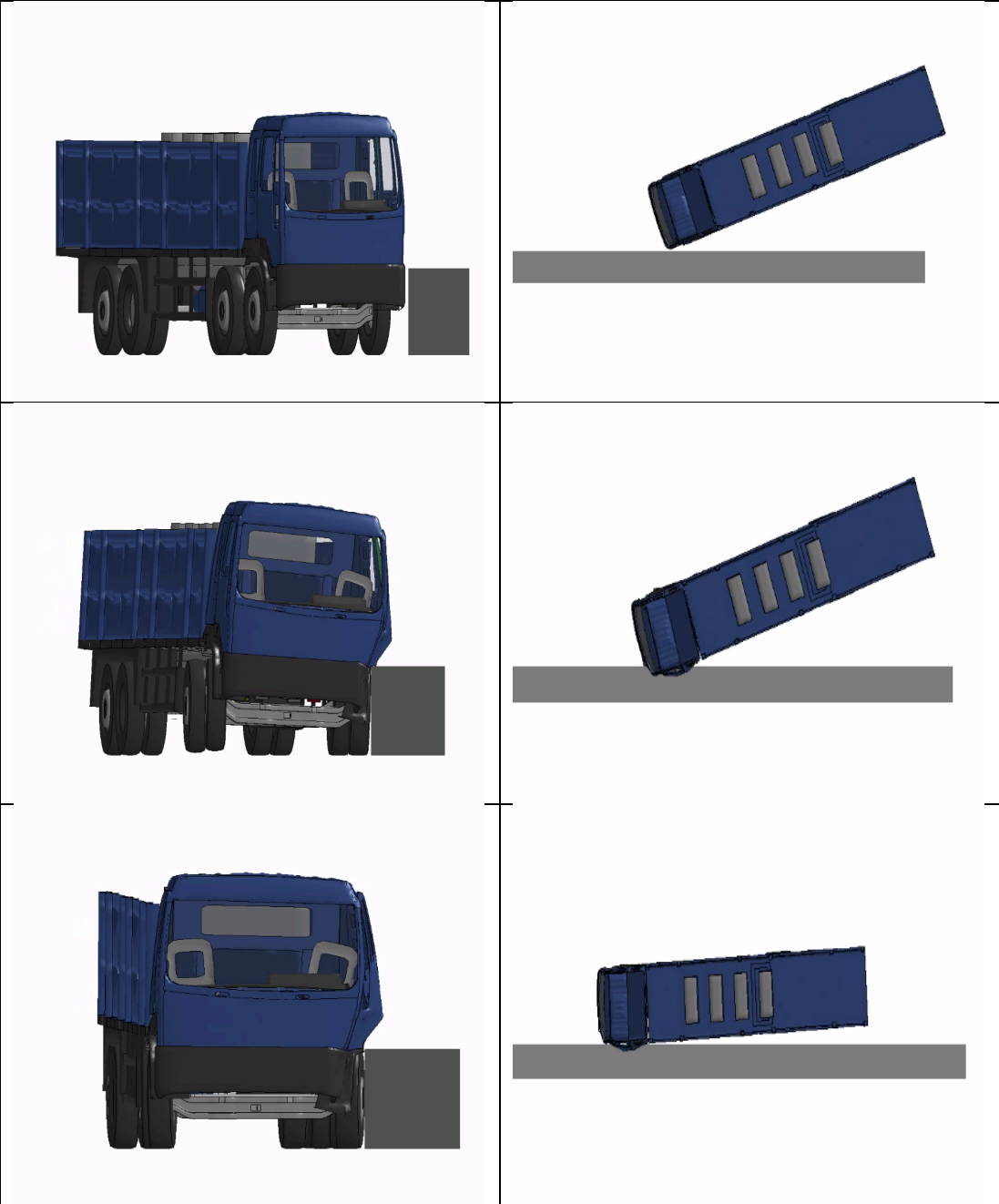
Il modello è stato poi utilizzato per simulare l’impatto contro una barriera rigida, nel rispetto dei requisiti definiti dalla normativa europea EN-1317-2 [6] riguardante l’omologazione dei sistemi di ritenuta stradali.

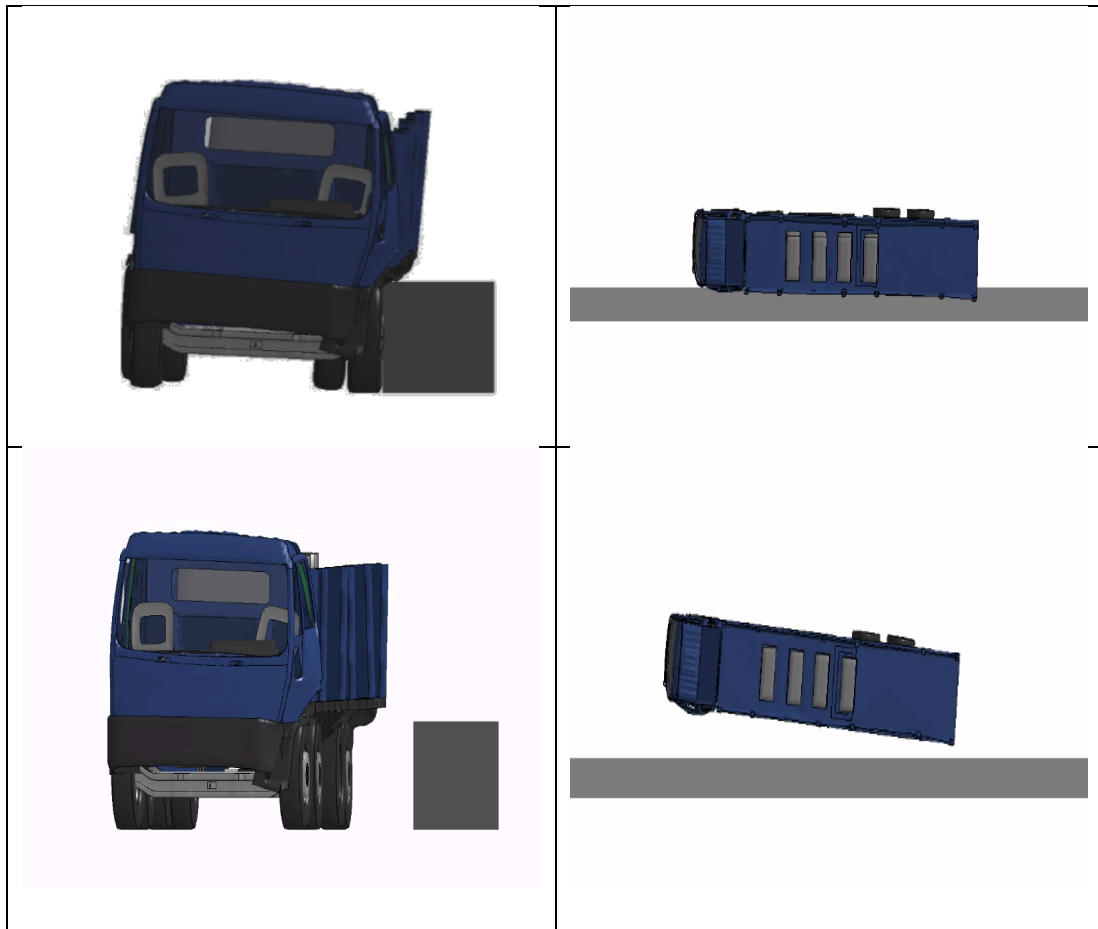
Il veicolo impatta contro la barriera stradale con velocità pari 65 km/h ed angolo pari a 20°; il coefficiente di attrito tra ruote e suolo è posto pari al valore tipico di 0.6.



**Figura 5.27- Istante iniziale della simulazione: posizionamento del modello**

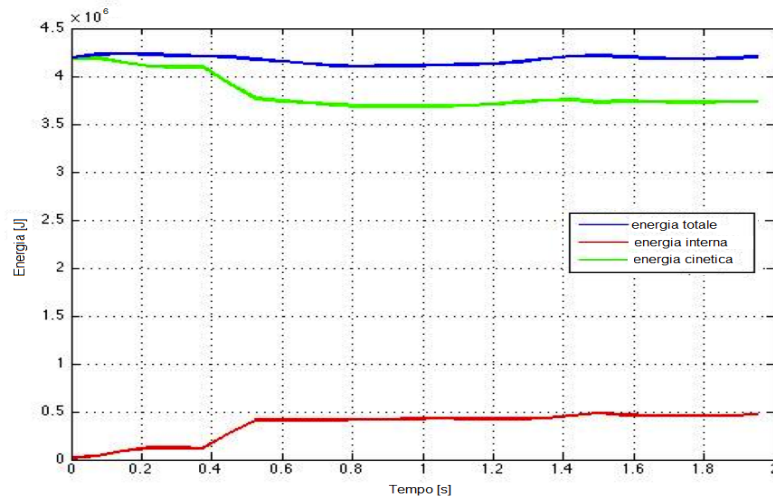
La barriera, modellata come un muro rigido alto 1m e largo 0.8 m, è stata fissata al suolo (tutti i gradi di libertà bloccati).





**Figura 5.28- Animazione impatto con la barriera rigida**

Durante la prima fase dell'impatto, il lato sinistro del veicolo collide contro la barriera e, come conseguenza dell'elevata reazione, si ha una rotazione attorno all'asse verticale ed una violenta sterzata delle ruote. Questa provoca, inevitabilmente, l'urto della parte posteriore del veicolo contro il muro rigido. Dopo una fase di strisciamento il camion è rediretto dalla barriera con un angolo opposto a quello presente prima dell'impatto, rispecchiando ciò che accade nella maggior parte dei crash tests, testimoniando ancora una volta l'efficacia del sistema di sterzo.



**Figura 5.29- Andamento energie nella prova di impatto con barriera rigida**

L'energia cinetica del veicolo diminuisce nel momento dell'impatto, andando ad incrementare l'energia interna (di deformazione in questo caso) dimostrando ancora una volta la stabilità del modello.

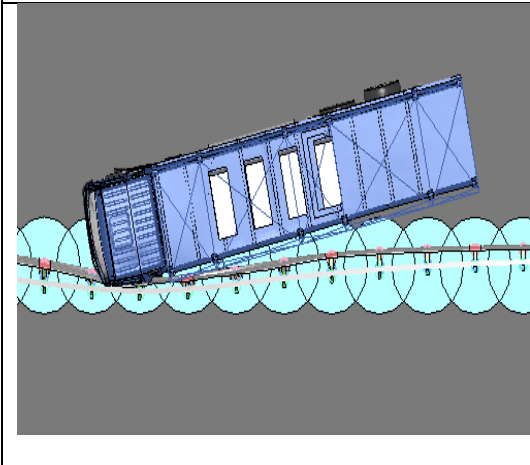
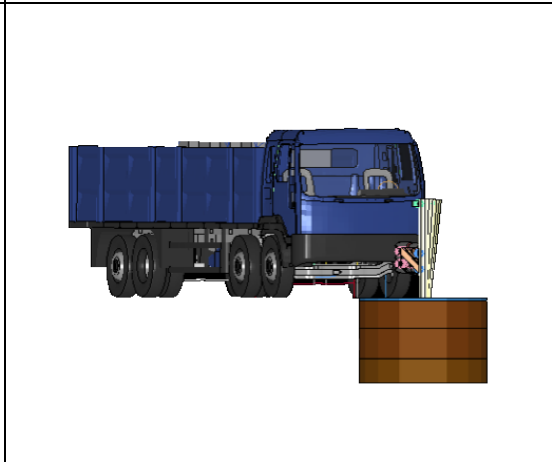
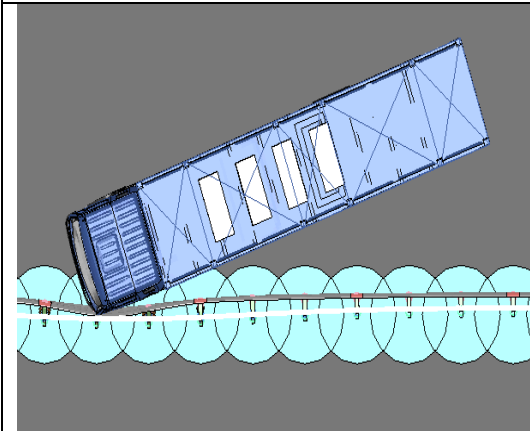
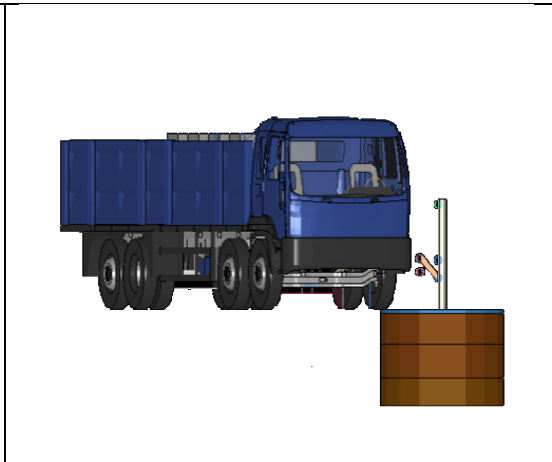
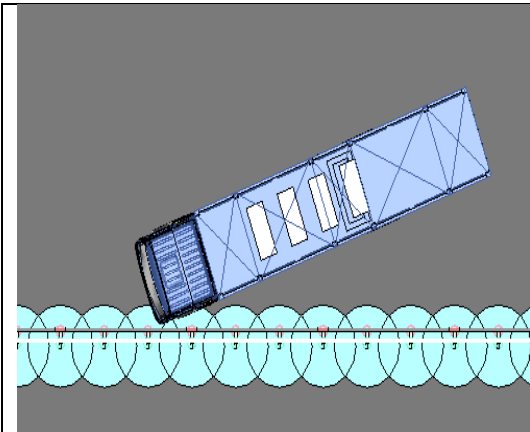
Pur non essendo disponibile il report di un crash test reale con cui fare il confronto, le deformazioni del veicolo e la sua traiettoria appaiono verosimili.

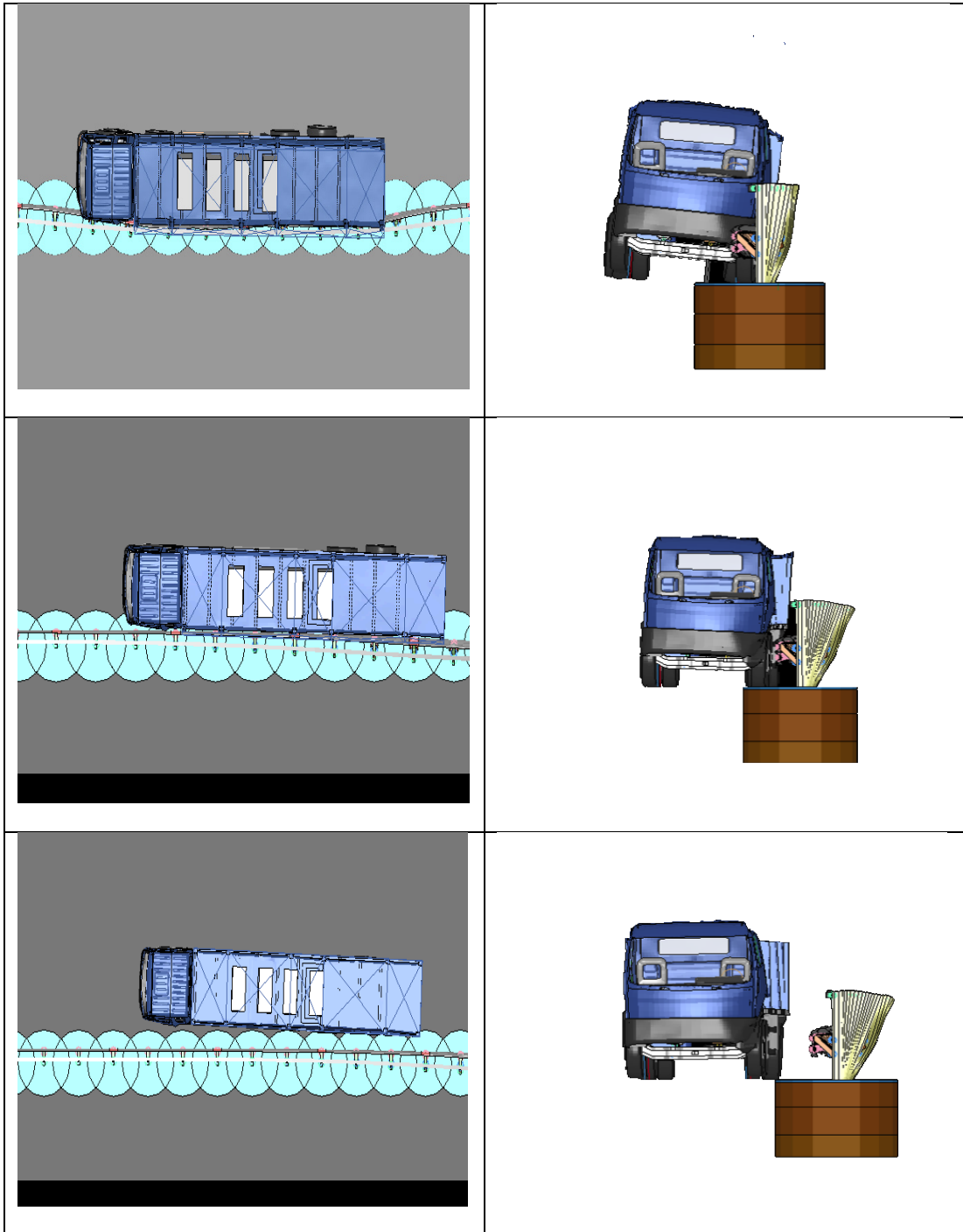
### **5.7 Prova di impatto *full scale* contro una barriera deformabile**

Il secondo scenario d'impatto simula la collisione contro una barriera deformabile del tipo H4-b. Sono state riprodotte le stesse condizioni di impatto della barriera rigida: velocità iniziale di 65 km/h, angolo di impatto di 20°, coefficiente d'attrito tra ruote e terreno posto pari a 0.6.

La barriera usata è costruita in acciaio, modellata nel dettaglio con elementi di piastra deformabili e vincolata al modello di suolo e l'interramento dei pali è stato realizzato attraverso un modello di suolo ad elementi solidi.

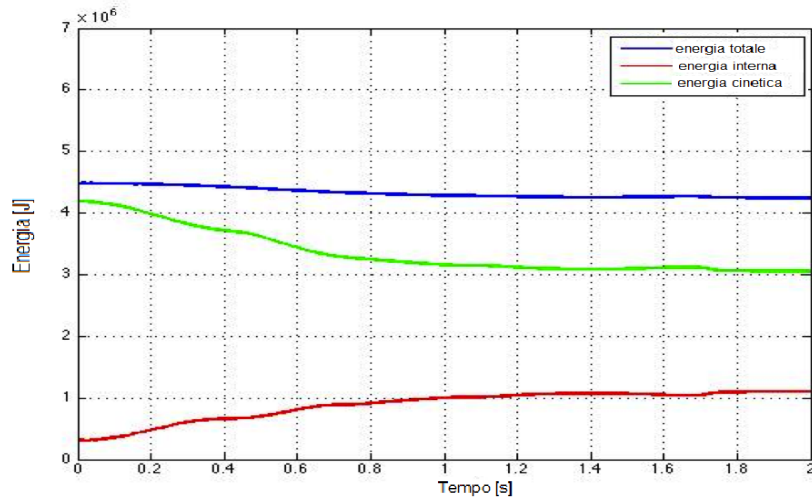






**Figura 5.30- Animazione impatto con la barriera deformabile**

La dinamica dell'impatto è simile a quella del caso di impatto con la barriera rigida, seppure in questo caso la reazione è meno brusca in quanto una parte dell'energia di deformazione viene assorbita dalla barriera. I risultati ottenuti rispecchiano quanto atteso secondo l'esperienza di prove di impatto di questa tipologia.



**Figura 5.31- Andamento energie nella prova di impatto con barriera deformabile**



## 6. Conclusioni e sviluppi futuri

Con questo lavoro di tesi si è indagato una parte di quel fenomeno complesso che è l'impatto di un veicolo contro i sistemi di ritenuta stradali attraverso lo sviluppo e l'analisi del modello ad elementi finiti di un veicolo pesante. Scopo principale del lavoro è stato giungere alla validazione del modello numerico secondo il Codice di Validazione prCEN/TR WI 00226xxx [3]: questo obiettivo è stato raggiunto in quanto le modifiche alla geometria hanno fatto sì che venissero soddisfatti i requisiti dettati dalla normativa e tutti i test sono stati effettuati con successo.

La ridefinizione del sistema di sospensioni posteriori con un elemento discreto alla Maxwell con molla non lineare e la creazione del nuovo sistema di sterzo sui 2 assi anteriori hanno consentito di ottenere una buona corrispondenza qualitativa tra ciò che tipicamente accade nelle prove al vero e le simulazioni realizzate.

Lo studio condotto ha permesso di aumentare il grado di conoscenza, sia sulle caratteristiche del modello FEM del veicolo sia sugli elementi che devono essere tenuti in considerazione nella realizzazione di un modello ad elementi finiti di un veicolo full-scale per analisi di impatto con il fine di renderli sempre più raffinati, consentendo di capire come le varie strutture che lo compongono possono tra loro interagire in caso di impatto e giungere ad un numero sempre più limitato di prove al vero.

Tra i possibili sviluppi futuri vi è un affinamento della modellazione della cabina di guida, sia per migliorare l'efficienza numerica del modello che i risultati delle simulazioni. Se inoltre fosse disponibile un report di crash test reale si potrebbe inoltre pensare di calibrare sistema di sterzo e sospensioni per migliorare la verosimiglianza della loro risposta, comunque già buona.



## Appendice A: listato del programma per il calcolo delle reazioni sui singoli assali

```
%%programma per il calcolo approssimato del peso agente
sugli assali di un
%%veicolo
```

```
choice=menu('scelta del problema','camion 16 tons (2
assali)','camion 30 tons (4 assali)','uscita');
if choice==1
%costruzione della finestra di dialogo per input utente
prompt={'Massa cabina [tons]','Posizione baricentro
cabina [mm]','Massa rimorchio [tons]','Posizione
baricentro rimorchio [mm]','Coordinata assale anteriore
[mm]','Coordinata assale posteriore [mm]'};
name=('Dati geometrici del problema');
defaultanswer={'1.083','972','12.93','4592.96','1306.92
','6655.52'};
numlines=1;
options.Resize='on';
options.WindowStyle='modal';
options.Interpreter='tex';
dati=inputdlg(prompt,name,numlines,defaultanswer,options);
```

```
%acquisizione dati (masse in kg e posizioni in metri!)
m_cab=1e3*str2double(dati(1));
x_cg_cab=1e3*str2double(dati(2));
m_rim=1e3*str2double(dati(3));
x_cg_rim=1e3*str2double(dati(4));
x_front=1e3*str2double(dati(5));
x_rear=1e3*str2double(dati(6));
```

```
elseif choice==2
%costruzione della finestra di dialogo per input utente
prompt={'Massa cabina [tons]','Posizione baricentro
cabina [mm]','Massa rimorchio [tons]','Posizione
baricentro rimorchio [mm]','Coordinata primo assale
```

```

[mm]','Coordinata secondo assale [mm]','Coordinata
terzo assale [mm]','Coordinata quarto assale [mm]'};
name=('Dati geometrici del problema');
defaultanswer={'1.083','972','25.41','5363.63','1306.92
','2738.67','6655.52','7923.91'};
numlines=1;
options.Resize='on';
options.WindowStyle='modal';
options.Interpreter='tex';
dati=inputdlg(prompt,name,numlines,defaultanswer,options);

%acquisizione dati (masse in kg e posizioni in metri!)
m_cab=1e3*str2double(dati(1));
x_cg_cab=1e3*str2double(dati(2));
m_rim=1e3*str2double(dati(3));
x_cg_rim=1e3*str2double(dati(4));
x1=1e3*str2double(dati(5));
x2=1e3*str2double(dati(6));
x3=1e3*str2double(dati(7));
x4=1e3*str2double(dati(8));

%approssimazione del sistema con modello di trave
x_front=(x1+x2)/2;
x_rear=(x3+x4)/2;

else
    break
end

%risoluzione del sistema lineare delle equazioni di
equilibrio
%prima riga: equilibrio alla traslazione
%seconda riga: equilibrio alla rotazione rispetto
all'asse posteriore
% [A] matrice dei coefficienti
% b vettore termine noto

A= [1 1; (x_rear-x_front) 0];
b= [m_cab+m_rim; m_cab*(x_rear-x_cg_cab)+m_rim*(x_rear-
x_cg_rim)];

```



```

x=A\b;

reazione_front=x(1);
reazione_rear=x(2);

%verifica dei risultati

tol=1e-6;

%verifica traslazione
residuo(1)=reazione_front+reazione_rear-m_rim-m_cab;
%equilibrio rispetto all'asse anteriore
residuo(2)=reazione_rear*(x_front-x_rear)-
m_cab*(x_front-x_cg_cab)-m_rim*(x_front-x_cg_rim);
for i=1:length(residuo)
if residuo(i)> tol
    disp('errore, risultati non attendibili')
    break
end
end

%30 tonnellate (4 assali)
if choice==2
fprintf('la reazione su ciascuno degli assali anteriori
è %f kg \n',reazione_front/2);
fprintf('la reazione su ciascuno degli assali
posteriori è %f kg \n',reazione_rear/2);

load reazione_1.txt
load reazione_2.txt
load reazione_3.txt
load reazione_4.txt

t=reazione_1(:,1); %risultati prova con modello FEM
x1=reazione_1(:,2); %risultati prova con modello FEM
x2=reazione_2(:,2); %risultati prova con modello FEM
x3=reazione_3(:,2); %risultati prova con modello FEM
x4=reazione_4(:,2); %risultati prova con modello FEM
approxf=ones(size(t))*reazione_front/2;
approxr=ones(size(t))*reazione_rear/2;

```

```

exit=0;

while exit==0
scelta=menu('scelta delle reazioni da plottare','Primo
assale','Secondo assale','Terzo assale','Quarto
assale','Primo e secondo assale','Terzo e quarto
assale','Chiudi i grafici aperti','uscita');

if scelta==1
plot(t,x1,t,approxf,'r','linewidth',2)
grid on
title ('reazione primo assale')
legend('modello
FEM','approssimazione','location','best')

elseif scelta==2
figure(2)
close all
plot(t,x2,t,approxf,'r','linewidth',2)
legend('modello
FEM','approssimazione','location','best')
grid on
title ('reazione secondo assale')

elseif scelta==3
figure(3)
plot(t,x3,t,approxr,'r','linewidth',2)
legend('modello
FEM','approssimazione','location','best')
grid on
title ('reazione terzo assale')

elseif scelta==4
figure(4)
plot(t,x4,t,approxr,'r','linewidth',2)
legend('modello
FEM','approssimazione','location','best')
grid on
title ('reazione quarto assale')

```

```

elseif scelta==5
figure(5)
plot(t,x1,t,x2,'k',t,approxf,'r','linewidth',2)
legend('primo asse','secondo
asse','approssimazione','location','best')
grid on
title ('confronto reazione primo e secondo assale FEM
con modello approssimato')

elseif scelta==6
figure(6)
plot(t,x3,t,x4,'k',t,approxr,'r','linewidth',2)
legend('terzo asse','quarto
asse','approssimazione','location','best')
grid on
title ('confronto reazione terzo e quarto assale FEM
con modello approssimato')
elseif scelta==7
close all
else
break
end
end

%16 tonnellate (2 assali)
elseif choice==1
fprintf('reazione assale anteriore= %f kg
\n',reazione_front);
fprintf('reazione assale posteriore= %f kg
\n',reazione_rear);

load anteriore.txt %risultati prova con modello FEM
load posteriore.txt %risultati prova con modello FEM

t=anteriore(:,1);
xr=posteriore(:,2)*1e-1;
xf=anteriore(:,2)*1e-1;
approxf=ones(size(t))*reazione_front;
approxr=ones(size(t))*reazione_rear;

```

```
figure(1)
plot(t,xr,t,approrx,'r','linewidth',2)
grid on
title ('reazione assale posteriore')
legend('modello
FEM','approssimazione','location','best')

figure(2)
plot(t,xf,t,approxf,'r','linewidth',2)
legend('modello
FEM','approssimazione','location','best')
grid on
title ('reazione assale anteriore')

else
    disp('errore!')
break
end
```

## Bibliografia

- [1] Report ISTAT-ACI sugli incidenti stradali 09-11-2011.
- [2] Studio di valutazione dei Costi Sociali dell'incidentalità stradale, Ministero delle Infrastrutture e dei trasporti, 2011.
- [3] prCEN/TR WI 00226xxx: Road restraint systems. Guidelines for computational mechanics of crash testing against vehicle restraint system – Part 2: Vehicle Modelling and Verification, 2010.
- [4] J. O. Hallquist, LS-DYNA Theory Manual, Livermore Software Technology Corp., Livermore, California, 1998.
- [5] CEN/EN 1317-1: Road restraint systems. Part 1: Terminology and general criteria for test methods. European Committee for Standardization, 1998.
- [6] CEN/EN 1317-2: Road restraint systems. Part 2: Performance classes, impact test acceptance criteria and test methods for safety barriers. European Committee for Standardization, 1998.
- [7] CEN/EN 1317-3: Road restraint systems. Part 3: Performance classes, impact test acceptance criteria and test methods for crash cushions. European Committee for Standardization, 1998.
- [8] CEN/EN 1317-4: Road restraint systems. Part 4: Performance classes, impact test acceptance criteria and test methods for methods for terminals and transitions of safety barriers. European Committee for Standardization, 1998
- [9] CEN/EN 1317-5: Road restraint systems. Part 5: Product requirements, durability and evaluation of conformity. European Committee for Standardization, 1998.
- [10] Enhanced Finite Element Analysis Crash Model of Tractor-Trailers, Chuck Plaxico and James Kennedy, NTRCI University Transportation Center U.S.A.
- [11] Tesi di laurea di Johann Hannussek, Développement d'un modèle numérique de camion 10 tonnes pour la simulation de crash-tests, Université de Liège, 2011.
- [12] Wetall, T.T. , Fighting vehicles, Brassey's New Battlefield Weapons Systems and Technologies Series, Volume 1, 1991.
- [13] Marco Anghileri, Mario Mongiardini, Elisa Oldani: Computational mechanics application on full-scale crash tests. Vehicle modelling. *Aerospace Engineering Department, Politecnico di Milano, 2005.*

- [14] Codice della Strada, art.179 del Regolamento di Attuazione relativo all'art.42 "Segnali Complementari", 2006.
- [15] M. Anghileri, M. Mongiardini, "WP5 - Computational Mechanics GEO-Metro Finite Element model (GM\_R3): Improvements of Steering System and Suspensions" MAIN REPORT 1/1, 2005.
- [16] Hiroyuki Sugiyama, Ahmed A. Shabana, Mohamed A. Omar, Wei-Yi Loh, "Development of nonlinear elastic leaf spring model for multibody vehicle systems" Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Chicago, February 2005.