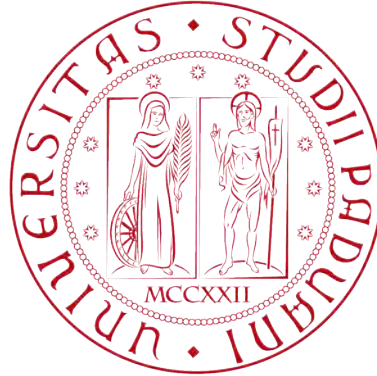


# UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA



Facoltà D'Ingegneria Industriale

Corso in Ingegneria Aerospaziale

## PROGETTO E SVILUPPO DI UN TELAIO A TRALICCIO DI TUBI IN ACCIAIO PER VETTURA FSAE

*Relatore:* Giovanni Meneghetti  
*Correlatore:* Stefano Giacometti

*Laureando:* Alberto Nardin

*Anno Accademico* 2014/2015



# Indice

<b>Introduzione</b>	<b>3</b>
<b>1 Telai nella storia dell'arte</b>	<b>6</b>
1.1 Introduzione . . . . .	6
1.2 Cornell University . . . . .	6
1.3 Dalhousie University . . . . .	7
1.4 National Institute of Technology Karnataka . . . . .	8
1.5 Chulalongkorn University . . . . .	9
1.6 Eindhoven University (2006) . . . . .	10
1.7 Eindhoven University (2008) . . . . .	10
1.8 Università di Padova . . . . .	10
1.9 Conclusioni . . . . .	11
<b>2 Introduzione alla competizione, modifiche al telaio e progetto della nuova vettura</b>	<b>14</b>
2.1 Introduzione alla competizione ed al regolamento . . . . .	14
2.2 Modifiche della vettura per l'anno 2013/2014 . . . . .	21
2.2.1 Parte Anteriore . . . . .	21
2.2.2 Parte Centrale . . . . .	22
2.2.3 Parte Posteriore . . . . .	23
2.3 Progettazione e modellazione CAD con PTC Creo 2.0 ® . . . . .	25
2.3.1 Creazione di uno "Sketch" . . . . .	26
2.3.2 Utilizzo AFX . . . . .	27
2.4 Caratteristiche della vettura MG0914 . . . . .	36
2.4.1 Risultati . . . . .	37
<b>3 Banco saldatura e realizzazione del telaio MG 0914</b>	<b>40</b>
3.1 Realizzazione banco di saldatura . . . . .	40
3.2 Intestatura e piegatura dei tubi telaio . . . . .	43
3.3 Tecnologia di saldatura TIG . . . . .	46
3.4 Realizzazione del telaio . . . . .	47
<b>4 Analisi FEM del telaio con elementi BEAM</b>	<b>54</b>
4.1 Analisi agli elementi finiti . . . . .	54
4.2 Pre-processing . . . . .	54
4.2.1 Rhinoceros . . . . .	54
4.2.2 Ansys . . . . .	56
4.2.3 Elementi costruttivi . . . . .	59
4.2.4 Condizioni al contorno . . . . .	68
4.2.5 Soluzione . . . . .	69
4.3 Solution generation . . . . .	69
4.4 General Post-processing . . . . .	70
4.5 Analisi dei risultati ottenuti . . . . .	71
4.5.1 Nuovo concetto della rigidezza torsionale . . . . .	73
4.5.2 Risultati della simulazione . . . . .	77

<b>5</b>	<b>Analisi FEM del telaio con elementi SHELL</b>	<b>82</b>
5.1	Analisi agli elementi finiti . . . . .	82
5.2	Pre-processing . . . . .	82
5.2.1	Rhinoceros . . . . .	82
5.2.2	Hyperwork . . . . .	84
5.2.3	Ansys . . . . .	90
5.3	Solution generation . . . . .	95
5.4	General post-processing . . . . .	95
5.5	Analisi dei risultati ottenuti . . . . .	98
<b>6</b>	<b>Prova sperimentale di Torsione</b>	<b>104</b>
6.1	Allestimento del banco . . . . .	104
6.2	Sensori . . . . .	109
6.3	Acquisizione . . . . .	111
6.3.1	Configurazione dei canali . . . . .	111
6.3.2	Disposizione dei sensori lungo la vettura . . . . .	114
6.3.3	Configurazione dei martinetti . . . . .	120
6.3.4	Metodologia della prova di torsione . . . . .	121
6.4	Prove sperimentali . . . . .	121
6.4.1	Configurazione sensori 1 . . . . .	123
6.4.2	Configurazione sensori 2 . . . . .	152
6.4.3	Conclusioni . . . . .	177
6.5	Prove sperimentali di rigidezza locale . . . . .	181
6.5.1	Disposizione dei sensori . . . . .	181
6.5.2	Risultati della prova . . . . .	182
6.5.3	Conclusioni . . . . .	192
<b>7</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>194</b>
	<b>Ringraziamenti</b>	<b>196</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>198</b>
	<b>Appendice</b>	<b>200</b>
<b>A</b>	<b>Codice MATLAB Deakin_Static</b>	<b>200</b>

# Introduzione

Il presente lavoro è stato sviluppato all'interno del progetto Formula Student a cui partecipa l'Università degli Studi di Padova.

L'obiettivo di questo lavoro è quello di misurare le prestazioni del telaio MG0914.

Questo progetto è seguito dall'Università sin dal 2003. Il progetto Formula Student coinvolge team da ogni Università del mondo, lo scopo è quello di valutare il prototipo di vettura presentato dagli studenti da un punto di vista ingegneristico e di prestazioni su pista.

Nel primo capitolo si analizza la storia dell'arte delle prove sperimentali sulla rigidezza torsionale dei telai Formula Student.

Nel secondo capitolo viene presentato il regolamento che deve essere seguito per la realizzazione del telaio con una rapida descrizione della vettura nelle sue parti.

Successivamente si parlerà degli sviluppi dal progetto MG0813 al telaio odierno presentando il programma PTC Creo 2.0 utilizzato per la progettazione del CAD della vettura.

Nel terzo capitolo si parla della parte di realizzazione del telaio che è stata eseguita da noi studenti all'interno dell'azienda OZ Racing.

Nel quarto e quinto capitolo si tratta la parte di simulazione FEM con il programma ANSYS, approfondendo la procedura utilizzata per la stima della rigidezza torsionale del telaio con particolare distinzione tra simulazioni beam e shell.

Il sesto capitolo verte sulla prova sperimentale di verifica della rigidezza torsionale della vettura MG0914 per quantificare la differenza tra simulazioni e realtà.

Infine si analizzeranno i risultati ottenuti dai calcolatori e dalle prove sperimentali in modo tale da aggiornare le conoscenze del team ed avere una stima del comportamento del nuovo telaio.



# Capitolo 1

## Telai nella storia dell'arte

### 1.1 Introduzione

La realizzazione e lo studio dei telai influenza molti settori dell'ingegneria, soprattutto quella nel campo automobilistico. Il mondo della Formula Student, coinvolgendo giovani studenti delle varie facoltà di ingegneria, dimostra come si possano realizzare veicoli innovativi ed originali, utilizzando metodi di analisi e sviluppo di telai molto diversi tra loro.

Le prestazioni di questi prototipi di telai vengono prima studiate con simulazioni FEM (Finite Element Method) e poi verificate con prove sperimentali. Le prove sperimentali, come anche le simulazioni, sebbene non siano uniche, risultano comparative all'interno dei team: una volta decisa una determinata procedura con cui verificare le prestazioni del telaio, vengono studiati tutti i telai precedentemente realizzati in quel modo, per poi confrontarli in anni successivi.

Di seguito vengono riportate alcune procedure utilizzate in passato da altri team partecipanti al progetto FSAE.

### 1.2 Cornell University

Nell'articolo "Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis" [1], il team dell'Università di Cornell analizza la rigidità torsionale del telaio. La procedura usata comprende uno studio tramite simulazione FEM e procede poi con la prova sperimentale.

La prova di rigidità torsionale è stata eseguita considerando le componenti delle sospensioni ed il motore. I porta mozzi posteriori sono stati vincolati tramite dei supporti (lastre di alluminio) e su quelli anteriori sono stati applicati spostamenti uguali ed opposti, per permettere la torsione del telaio stesso. [Figura 1.1]

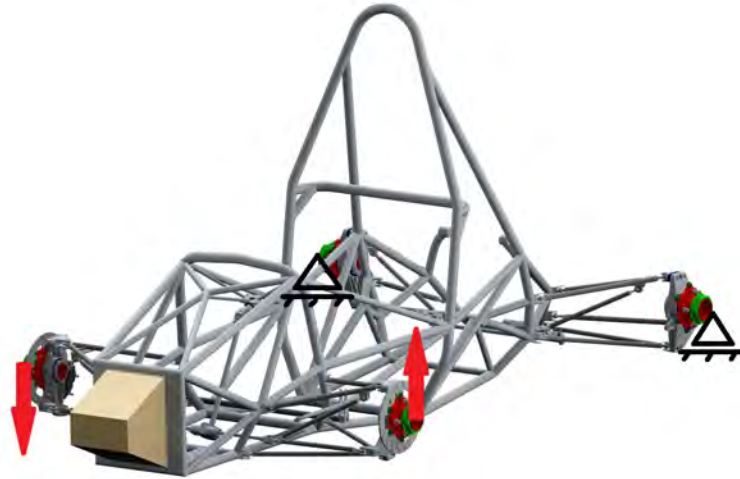


Figura 1.1: Schema dei vincoli utilizzati per la prova sperimentale e la simulazione. Le frecce rosse indicano lo spostamento applicato, i triangoli neri indicano il vincolo di fissaggio.

Calcolato lo spostamento all'anteriore è stata calcolata la rigidità totale della vettura (comprese le componenti delle sospensioni) [Tabella 1.1].

	RIGIDEZZA TOTALE [ftlb/°]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°]
PROVA SPERIMENTALE	700	97
SIMULAZIONE ANSYS	1073	148

Tabella 1.1: Confronto tra la i valori della simulazione FEM e della prova sperimentale della rigidità torsionale.

La rigidità torsionale del solo telaio è risultata essere  $1600 \text{ ftlb/}^\circ = 220 \text{ Nm/}^\circ$ .

### 1.3 Dalhousie University

Nel “Final Design Report” dell’Università di Dalhousie [2] vengono illustrate le prove sperimentali di rigidità torsionale eseguite sul loro telaio FSAE. In questo documento vengono descritte due prove effettuate dal team durante la simulazione, con il rispettivo scopo di:

- Valutare la torsione da Main Hoop a Front Hoop.
- Valutare la torsione da Main Hoop a Bulckhead.

Le prove descritte consistono principalmente nel vincolare il retrotreno su un supporto orizzontale per poi applicare un carico di  $250 \text{ N}$  all’anteriore tramite una barra di acciaio (carico applicato ad un solo lato della barra) [Figura 1.2].

I risultati ottenuti dalla prova sperimentale sono riportati in Tabella 1.2.

	RIGIDEZZA TELAIO MEDIA [Nm/°]
PRIMA PROVA SPERIMENTALE	2060
SECONDA PROVA SPERIMENTALE	1675

Tabella 1.2: Risultati delle due prove sperimentali.



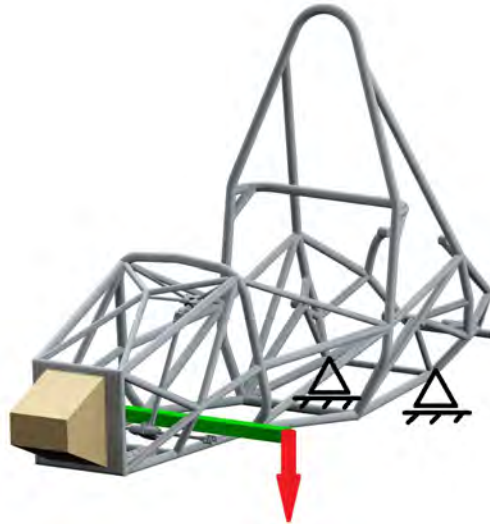


Figura 1.2: Schema dei vincoli utilizzati per la prova sperimentale e simulazione. La freccia rossa indica il carico applicato (in verde la barra dove è applicato il carico), i triangoli neri il vincolo di fissaggio.

Nell'articolo non sono stati indicati i dati di simulazione FEM, ma viene spiegato che i valori di rigidità dei telai della FSAE variano tra  $1500\text{-}2500\text{ Nm}/^\circ$ , rientrando quindi nella media.

## 1.4 National Institute of Technology Karnataka

Il successivo articolo preso in considerazione è intitolato “Design and Analysis of a Tubular space frame chassis of a High Performance Race Car”, scritto da componenti di un team dell'Università della National Institute of Technology Karnataka (India) [3] [Figura 1.3].

Sebbene sia stata applicata una torsione posteriore del telaio, i risultati ottenuti con questo metodo possono essere comparabili ai precedenti. Il telaio, infatti, può essere associato ad una molla, per cui applicando una torsione anteriore o posteriore l'esito finale risulta essere lo stesso.

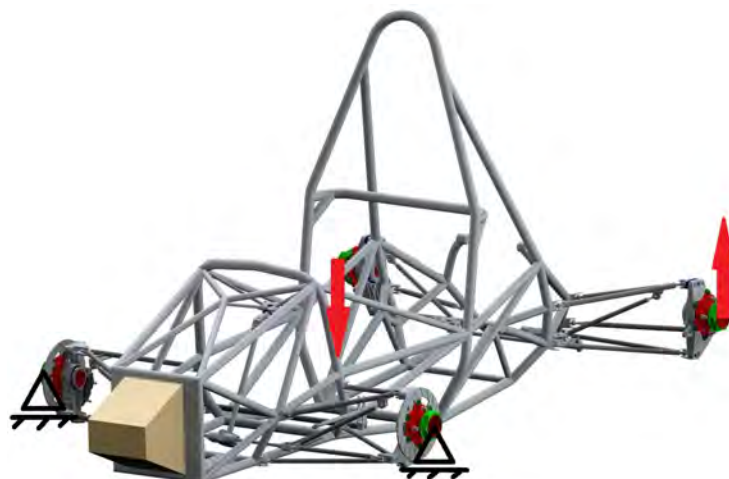


Figura 1.3: Schema dei vincoli utilizzati per la prova sperimentale e simulazione. Le frecce rosse indicano lo spostamento applicato, i triangoli neri il vincolo di fissaggio.

La rigidità torsionale del telaio in questo caso è  $2314\text{ Nm}/^\circ$  che, secondo quanto scritto nell'articolo, è un risultato molto vicino a quello ottenuto dalla simulazione Ansys.

## 1.5 Chulalongkorn University

Nell'articolo "The Frame Analysis and Testing for Student Formula" viene trattato il calcolo della rigidità torsionale del team dell'Università di Chulalongkorn (Thailandia) [4]. Anche in questo caso, per la prova di rigidità, sono state eseguite due prove differenti:

- In una prima prova sono stati realizzati dei tubi di prolungamento per gli attacchi delle sospensioni anteriori e posteriori (verdi). I primi hanno lo scopo di vincolare l'avantreno ad un banco mentre i secondi collegano il telaio ad una barra posteriore (gialla) per la torsione. [Figura 1.4]

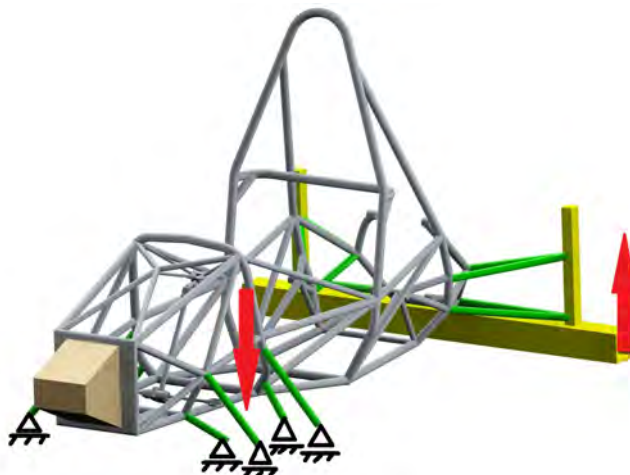


Figura 1.4: Schema dei vincoli utilizzati per la prova sperimentale e simulazione. Freccie rosse indicano lo spostamento applicato, le linee nere indicano il vincolo di fissaggio. In giallo la barra utilizzata per la torsione ed in verde i tubi di prolungamento.

- In una seconda prova (ideata dopo i risultati scadenti ottenuti dalla prima) sono stati montati i triangoli e le componenti delle sospensioni, ed è stata vincolata la parte posteriore applicando invece lo spostamento nella parte anteriore. [Figura 1.5]

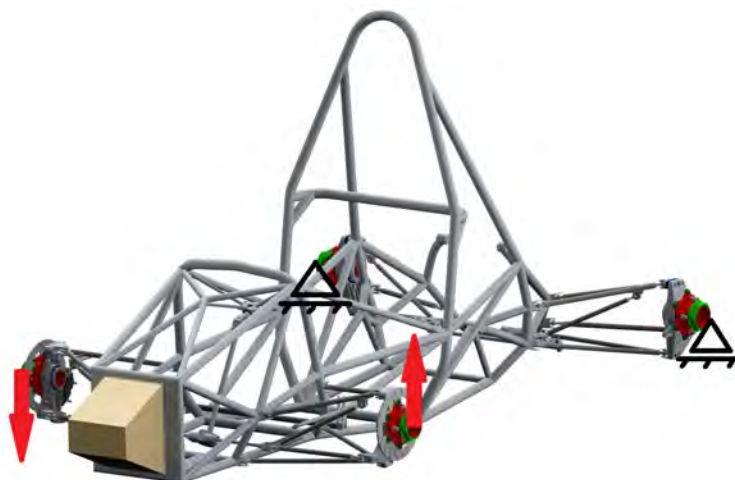


Figura 1.5: Schema dei vincoli utilizzati per la prova sperimentale e simulazione. Le freccie rosse indicano lo spostamento applicato, i triangoli neri indicano il vincolo di fissaggio.

I risultati ottenuti dalle due prove sono molto diversi, sebbene entrambe siano state eseguite senza motore. [Tabella 1.3]

	RIGIDEZZA TELAIO [ $Nm/^\circ$ ]	RIGIDEZZA TELAIO SPERIMENTALE [ $Nm/^\circ$ ]
PRIMA PROVA	1200	787
SECONDA PROVA	1006	955

Tabella 1.3: Risultati ottenuti nelle prove FEM e sperimentali.

## 1.6 Eindhoven University (2006)

La tesi magistrale scritta da A. Van Berkum, dal titolo “Chassis and suspension design FSRTE02” [5], tratta lo sviluppo e lo studio della loro vettura da FSAE per le competizioni dell’anno 2006. Il loro telaio non è realizzato con tubi di acciaio, ma è un monoscocca realizzato con CFRP (Carbon Fiber Reinforced Polymer). In tale tesi viene descritta la simulazione realizzata con le componenti delle sospensioni, vincolando i mozzi posteriori ed applicando un carico di 1500 N ai mozzi anteriori (da un lato verso l’alto e dall’altro lato verso il basso). [Figura 1.5]

I risultati ottenuti dalla simulazione FEM riportano un valore di  $575 \text{ kNm/rad} = 10000 \text{ Nm/}^\circ$ . Tale rigidezza, molto elevata, è stata calcolata per la sola struttura del monoscocca, non viene analizzata la rigidezza globale.

## 1.7 Eindhoven University (2008)

Proveniente dalla stessa università, la tesi magistrale scritta da Jannis D.G. Van Kerkhoven, dal titolo “Design of a Formula Student Race Car Chassis” [6], tratta lo studio della rigidezza torsionale del telaio della loro vettura FSAE. Ancora una volta, è stata realizzata una struttura monoscocca in CFRP, ed il metodo di simulazione utilizzato è lo stesso dell’anno 2006. [Figura 1.5]

La simulazione è stata eseguita con un carico ai mozzi anteriori di  $F = 10 \text{ kN}$ , ed il risultato ottenuto per il solo telaio è di  $260 \text{ kNm/rad} = 4700 \text{ Nm/}^\circ$ . E’ evidente che il valore della rigidezza si è abbassato notevolmente rispetto all’esperienza precedente, mantenendo però un valore molto elevato a causa della struttura in carbonio. Infine è stato riportato il peso della vettura, dal quale è possibile calcolare la rigidezza specifica; con un peso si  $22 \text{ kg}$  la rigidezza specifica risulta essere di  $213 \text{ Nm/}^\circ \text{ kg}$ .

## 1.8 Università di Padova

Nel 2011 il Dott. Giacomo Marchetto ha scritto una tesi triennale riguardante lo studio sperimentale della rigidezza torsionale della vettura MG0510, “Analisi strutturale numerica e sperimentale del telaio della vettura FSAE” [7]. La prova di torsione in questo caso è stata eseguita in modo molto simile a quella attuale, ma con una differenza sostanziale nel montaggio dei martinetti [Figura 1.6]. Questi infatti sono vincolati al suolo nella prova del 2011, impedendo la traslazione laterale del telaio, il che porta ad un aumento fittizio della forza sui martinetti. Le prove riportano i risultati considerando il motore montato sul telaio.

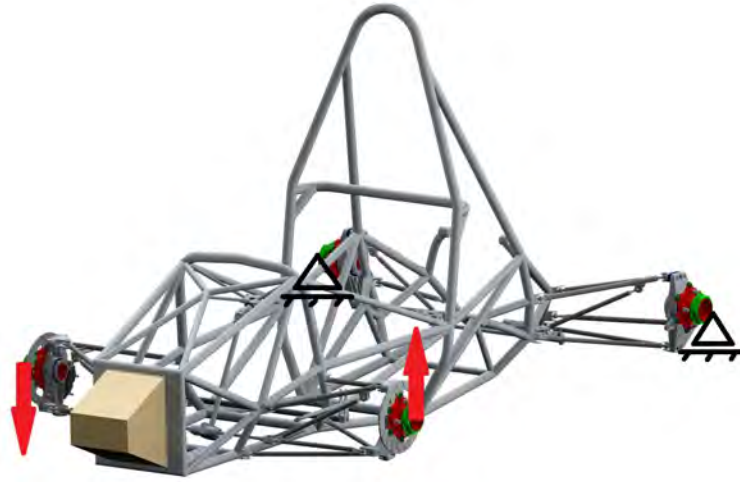


Figura 1.6: Schema dei vincoli utilizzati per la prova sperimentale e simulazione. Le frecce rosse indicano lo spostamento applicato, i triangoli neri indicano il vincolo di fissaggio.

I risultati ottenuti sono riportati nella *Tabella 1.4*.

	RIGIDEZZA TELAIO [ $Nm/^\circ$ ]
PROVA SPERIMENTALE	1538
SIMULAZIONE ANSYS	4819

Tabella 1.4: Risultati delle prove FEM e sperimentali.

## 1.9 Conclusioni

Di seguito sono stati confrontati tutti i casi precedentemente considerati evidenziando i miglioramenti inseriti nella prova corrente. La *Figura 1.7* riporta tutti i dati più significativi delle varie prove. I punti di forza della prova attuale sono:

- Molteplici prove con e senza motore;
- La possibilità di ricavare la rigidezza del solo telaio e la rigidezza totale della vettura (considerando le sospensioni);
- L'utilizzo di supporti e componenti molto solidi per supportare i porta mozzi posteriori;
- L'utilizzo di martinetti idraulici con snodo nella parte di fissaggio al banco, che consente la traslazione laterale della vettura;
- Utilizzo di potenziometri a filo per la misurazione dello spostamento.








REFERENZA N°	TIPO DI PROVA	VINCOLI	RISULTATI	MIGLIORAMENTI
CORNELL UNIVERSITY [1]	RIGIDEZZA TOTALE DELLA VETTURA CON MOTORE		SIMULAZIONE FEM 148 [Nm/°]	PROVE SPERIMENTALI SENZA MOTORE, RIGIDEZZA DEL SOLO TELAIO, STRUTTURA DI SUPPORTO DEI MOZZI IN ACCIAIO, SNODO DEI MARTINETTI PER TRASLAZIONE LATERALE.
			PROVA SPERIMENTALE 97 [Nm/°]	
DALHOUSIE UNIVERSITY [2]	RIGIDEZZA TELAIO DA MAIN HOOP A FRONTE VETTURA, SENZA MOTORE		SIMULAZIONE FEM NON NOTO	SIMULAZIONI, RIGIDEZZA TOTALE DELLA VETTURA, RIGIDEZZA DEL TELAIO COMPLETA E NON PARZIALE, SNODO DEI MOZZI PER TRASLAZIONE LATERALE, NON SI UTILIZZA UNA BARRA MA DEI MARTINETTI SUI PORTAMOZZI.
			PROVA SPERIMENTALE 1675 [Nm/°]	
NATIONAL INSTITUTE of TECHNOLOGY KARNATAKA [3]	RIGIDEZZA TOTALE DELLA VETTURA CON MOTORE		SIMULAZIONE FEM NON NOTO	PROVE SPERIMENTALI SENZA MOTORE, RIGIDEZZA DEL SOLO TELAIO, STRUTTURA DI SUPPORTO DEI MOZZI IN ACCIAIO, SNODO DEI MARTINETTI PER TRASLAZIONE LATERALE.
			PROVA SPERIMENTALE 2314 [Nm/°]	
CHULALONGKORN UNIVERSITY [4]	RIGIDEZZA TOTALE DELLA VETTURA SENZA MOTORE		SIMULAZIONE FEM 1006 [Nm/°]	PROVE SPERIMENTALI SENZA MOTORE, RIGIDEZZA DEL SOLO TELAIO, STRUTTURA DI SUPPORTO DEI MOZZI IN ACCIAIO, SNODO DEI MARTINETTI PER TRASLAZIONE LATERALE.
			PROVA SPERIMENTALE 955 [Nm/°]	
EINDOHHVEN UNIVERSITY (2006) [5]	RIGIDEZZA TELAIO SENZA MOTORE		SIMULAZIONE FEM 10000 Nm/°	NESSUNA PROVA SPERIMENTALE, NESSUNA PROVA CON MOTORE.
EINDOHHVEN UNIVERSITY (2008) [6]	RIGIDEZZA TELAIO SENZA MOTORE		SIMULAZIONE FEM 4700 NM/°	
PADOVA UNIVERSITA' [7]	RIGIDEZZA DEL TELAIO CON MOTORE		SIMULAZIONE FEM 4819 [Nm/°]	SNODO DEI MARTINETTI PER TRASLAZIONE LATERAL.
			PROVA SPERIMENTALE 1538 [Nm/°]	

Figura 1.7: Tabella conclusiva dei vari articoli, riassunto delle prove e dei risultati ottenuti con i miglioramenti della prova odierna.



## Capitolo 2

# Introduzione alla competizione, modifiche al telaio e progetto della nuova vettura

### 2.1 Introduzione alla competizione ed al regolamento

La Formula SAE è una competizione organizzata dalla Society of Automotive Engineers (SAE) presente in tutto il mondo che prevede la realizzazione di un prototipo di macchina da corsa da parte degli studenti che appartengono alle Università che vi aderiscono.

L'idea posta dalla Formula SAE è quella di un'azienda fittizia che deve produrre in serie auto da corsa per un determinato settore del mercato automobilistico e per piloti di varie fasce, quindi oltre ad un aspetto puramente ingegneristico, è presente anche un importante aspetto economico.

La competizione si svolge sia su una valutazione del design e progettazione della vettura sia su prove dinamiche su pista, inoltre bisogna far particolare attenzione all'aspetto finanziario, e quindi a realizzare una vettura oltre che prestazionale, commercializzabile.

Ovviamente tutto il progetto è vincolato ad un regolamento emanato dalla SAE International che contiene regole rigide e precise a cui ogni sottoreparto deve far riferimento nella progettazione. La prima suddivisione delle prove è tra statiche e dinamiche.

Le prove statiche sono:

- **Business Presentation.** Il punteggio massimo è di 75 punti e si valuta la capacità del team di presentare la vettura, il progetto di sviluppo e la vendita della stessa. Con un tempo di 10 minuti si chiede di presentare la vettura per convincere i giudici ad investire sul progetto, mostrandone i possibili ricavi ed i punti di forza.
- **Engineering Desing.** Il punteggio massimo è di 150 punti e si valuta l'aspetto ingegneristico della vettura. E' richiesto l'invio di un documento di 8 pagine che riassume i punti di forza della vettura che poi verranno discussi personalmente con i giudici.
- **Cost Analysis.** Il punteggio massimo è di 100 punti e si valuta il costo di realizzazione della vettura paragonato alle prestazioni. Si richiede la stesura di un documento con l'elenco dei pezzi e delle lavorazioni effettuate per poi ricavare il costo totale della vettura ed avere un documento univoco per la comparazione con gli altri team.

Le prove dinamiche sono:

- **Acceleration.** Il punteggio massimo è 75 punti e consiste in una partenza da fermo della vettura e la percorrenza di 75 metri di rettilineo.
- **Skid-Pad.** Il punteggio massimo è 50 punti e si valuta la tenuta di strada della vettura che deve percorrere un 8 con raggio di curvatura di 18.25 m (nella mezzeria della carreggiata).
- **Autocross.** Il punteggio massimo è 150 punti e consiste in un giro di pista partendo da fermo. I coni delimitano il circuito ed ogni contatto con essi comporta una penalità. Questa prova valuta la maneggevolezza della vettura e stila la classifica per la partenza all'Endurance.

- Fuel Economy. Il punteggio massimo è 100 punti e valuta il consumo delle vetture premiando quella con miglior efficienza.
- Endurance. Il punteggio massimo è 300 punti il più alto di tutte le prove. Si valuta, oltre che le prestazioni, anche l'affidabilità della vettura la quale dovrà percorrere una distanza di circa 22 km con una media di velocità intorno ai 60 km/h, ma con picchi di 100 km/h. Poche vetture finiscono tale gara e completarla significa guadagnare punti importanti per la classifica finale.

Il regolamento è composto da 163 pagine di cui 70 dedicate alla regolamentazione del gruppo Telaio. Il nostro telaio è stato riprogettato da zero cambiando, oltre che la geometria, anche la cinematica della vettura puntando ad un alleggerimento dell'intera struttura tubolare.

Le principali componenti di un telaio a traliccio per la Formula SAE presi dal regolamento FSAE2014 [8] sono:

- *Main hoop*: roll bar posizionato a lato o immediatamente dietro al busto del pilota.
- *Front hoop*: roll bar posizionato sopra le gambe del pilota, in prossimità del volante.
- *Roll hoops*: Main hoop e Front Hoop sono entrambi classificati come "Roll hoops".
- *Roll hoop bracing supports*: struttura che si sviluppa dall'estremo inferiore del roll hoop bracing e che torna indietro fino al Roll hoop.
- *Side impact zone*: area del lato della monoposto compresa tra il suolo ed un'altezza di 350mm e tra Front hoop e Main hoop.
- *Front bulkhead*: struttura piana che definisce la sezione più avanzata del telaio e che funge da protezione per i piedi del pilota.
- *Primary structure*: struttura composta dai seguenti elementi: Main Hoop, Front Hoop, Roll hoop Braces e Supports, Side Impact Structure, Front Bulkhead, Front Bulkhead Support System, tutti i membri del telaio che trasferiscono carichi dal sistema di sicurezza del pilota ai gruppi appena citati.
- *Major structure*: porzione del telaio che ricade all'interno dello sviluppo definito dalla Primary structure (parte alta del Main hoop ed i suoi braces esclusi).

Alla luce di tale definizione risulta chiaro che anche le caratteristiche di materiale e di sezione dei tubi è ben regolamentata. La regola che tratta tale argomento è la T 3.4 [8] che definisce le caratteristiche dell'acciaio a flessione e buckling:

$$\begin{aligned}\text{Modulo di Young}(E) &= 200 \text{ GPa } (29,000 \text{ ksi}) \\ \text{Tensione di Snervamento } (S_y) &= 305 \text{ MPa } (44.2 \text{ ksi}) \\ \text{Tensione a Rottura } (S_u) &= 365 \text{ MPa } (52.9 \text{ ksi})\end{aligned}$$

Le caratteristiche delle saldature:

$$\begin{aligned}\text{Tensione di Snervamento } (S_y) &= 180 \text{ MPa } (26 \text{ ksi}) \\ \text{Tensione a Rottura } (S_u) &= 300 \text{ MPa } (43.5 \text{ ksi})\end{aligned}$$

E definisce le geometrie dei tubi delle componenti come illustrati in *Tabella 2.1*.

La regola T 3.5 [8] raggruppa le regole riguardanti l'uso di materiali diversi dall'acciaio. Alcune regole stringenti sono:

- T 3.5.1 Materiali come alluminio e titanio non possono essere utilizzati su componenti come *Main Roll Hoop* e *Main Roll Hoop Bracing*.
- T 3.5.3 Se si intende utilizzare un tubo di geometria diversa o di materiale diverso bisogna dimostrare che il prodotto  $E \cdot I$  è equivalente a quello dei tubi regolamentari. Con  $E$ =Modulo elastico ed  $I$ =Momento d'inerzia d'area dell'asse più debole.
- T 3.5.5 Se si utilizza un tubo curvo nella Primary Structure, esclusi i tubi della zona Roll Hoop, il punto massimo di curvatura deve essere supportato con un tubo dello stesso diametro. Tale tubo di supporto deve essere collegato ad un nodo del telaio.



ITEM or APPLICATION	OUTSIDE DIMENSION X WALL THICKNESS
Main & Front Hoop, Shoulder Harness Mounting Bar	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.095 inch (2.4 mm) or Round 25.0 mm x 2.50 mm metric
Side Impact Structure, Front Bulkhead, Roll Hoop Bracing, Driver's Restraint Harness Attachment (except as noted above) EV: Accumulator Protection Structure	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.065 inch (1.65 mm) or Round 25.0 mm x 1.75 mm metric or Round 25.4 mm x 1.60 mm metric or Square 1.00 inch x 1.00 inch x 0.049 inch or Square 25.0 mm x 25.0 mm x 1.25 mm metric or Square 26.0 mm x 26.0 mm x 1.2 mm metric
Front Bulkhead Support, Main Hoop Bracing Supports EV: Tractive System Components	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.049 inch (1.25 mm) or Round 25.0 mm x 1.5 mm metric or Round 26.0 mm x 1.2 mm metric

Tabella 2.1: riassuntiva delle geometrie richieste per i tubi Primary Structure del telaio [8].

Nonostante le precedenti restrizioni sulle dimensioni dei tubi il regolamento va incontro alle esigenze di leggerezza del telaio consentendo di utilizzare dei tubi con geometrie differenti ma con degli spessori minimi ben definiti secondo la regola T 3.6 [8] illustrata dalla *Tabella 2.2*.

MATERIAL & APPLICATION	MINIMUM WALL THICKNESS
Steel Tubing for Front and Main Roll Hoops, and Shoulder Harness Mounting Bar	2.0 mm (0.079 inch)
Steel Tubing for Roll Hoop Bracing, Roll Hoop Bracing Supports, Side Impact Structure, Front Bulkhead, Front Bulkhead Support, Driver's Harness Attachment (except as noted above), Protection of HV accumulators, and protection of HV tractive systems	1.2 mm (0.047 inch)

Tabella 2.2: Tabella riassuntiva delle geometrie alternative dei tubi utilizzabili per la Primary Structure del telaio [8].

Per l'utilizzo di tali spessori è richiesto di rispettare il prodotto  $E \cdot I$  precedentemente descritto, il quale comporterà un aumento del diametro esterno a vantaggio di uno spessore minore. Tale regola sarà utilizzata da noi per alleggerire la zona Roll Hoop.

Come spiega la regola T 3.9 [8] prima di poter partecipare ad un qualsiasi evento è richiesto di compilare ed inviare ai giudici il documento del SES (Structural Equivalency Spreadsheet). Tale documento serve a presentare la vettura ai giudici prima dell'evento ed a consentirgli una prima verifica per quanto riguarda il rispetto delle regole nella realizzazione del telaio. Il superamento di tale verifica non è sufficiente per partecipare all'evento in quanto in qualsiasi momento i giudici possono bloccare la partecipazione della vettura se risulta che essa non rispetta le specifiche inviate nel SES.

La regola T 3.10 [8] inizia ad illustrare le prime specifiche per la posizione pilota. Tramite un manichino, *Percy*, si verifica che il pilota possa agevolmente posizionarsi nell'abitacolo. Le specifiche del Percy sono illustrate nella seguente *Tabella 2.3*.

### 95th Percentile Male Template Dimensions

A two dimensional template used to represent the 95th percentile male is made to the following dimensions:

A circle of diameter 200 mm (7.87 inch) will represent the hips and buttocks.

A circle of diameter 200 mm (7.87 inch) will represent the shoulder/cervical region.

A circle of diameter 300 mm (11.81 inch) will represent the head (with helmet).

A straight line measuring 490 mm (19.29 inch) will connect the centers of the two 200 mm circles.

A straight line measuring 280 mm (11.02 inch) will connect the centers of the upper 200 mm circle and the 300 mm head circle.

Tabella 2.3: Specifiche geometriche del *Percy* [8].

Tale manichino, che rappresenta il 95th percentile del pilota maschile, deve rispettare alcune distanze e misure nella *Primary Structure*. [Figure 2.1-2-3]

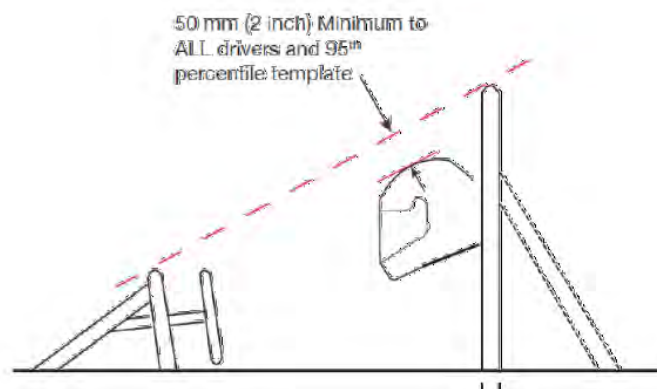


Figura 2.1: Verifica della distanza minima anteriore necessaria per la sicurezza del pilota [8].

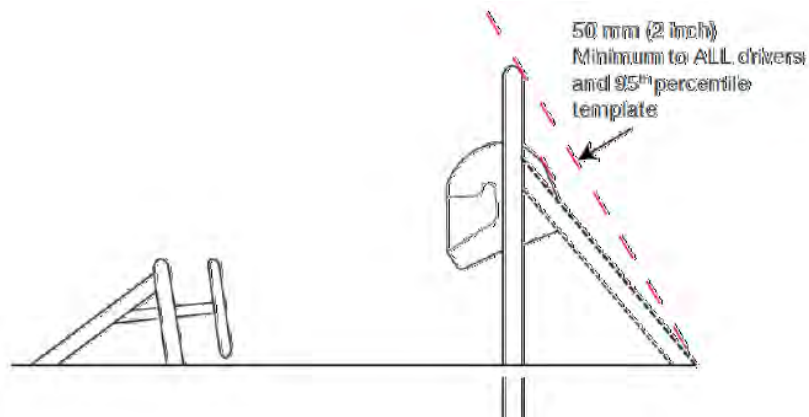


Figura 2.2: della distanza minima posteriore per la sicurezza del pilota [8].

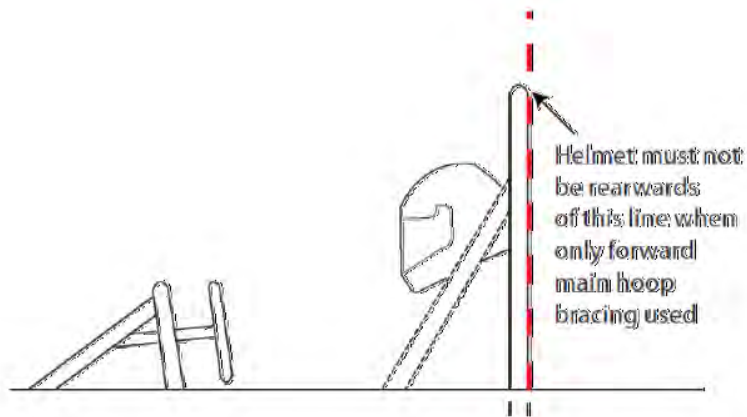


Figura 2.3: Restrizione della posizione del casco in caso di Main Roll Hoop Braces anteriori [8].

Le immagini mostrano un casco ad indicare che, oltre il *Percy*, anche i piloti che partecipano all'evento devono rispettare la distanza anteriore e posteriore di 50.8 mm come indicato dalle immagini. Questa regola è fondamentale per la sicurezza del pilota ed il mancato superamento della verifica con il *Percy* nega la possibilità di partecipare all'evento; invece il mancato superamento della verifica con il pilota nega la possibilità al pilota di partecipare all'evento, regola T 3.10.5 [8]. La verifica tramite il *Percy* viene eseguita posizionando quest'ultimo come illustrato nella *Figura 2.4*.

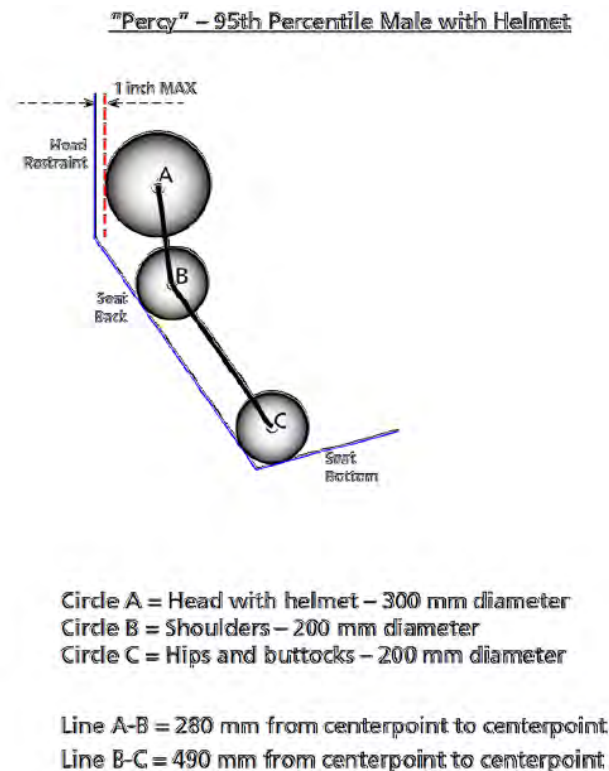


Figura 2.4: Posizionamento del Percy per la verifica delle distanze e relative misure geometriche [8].

Una sotto regola molto vincolante riguarda il raggio di curvatura minimo dei tubi, il quale non può essere inferiore a tre volte il diametro, secondo la regola T 3.10.7 [8].

Le regole T 3.11,12,13,14 riguardano più in dettaglio la zona del *Roll Hoop* con particolare attenzione ai limiti in termini di geometrie e di angolazioni che possono avere le varie componenti. Alcune limi-

tazioni stringenti sono la posizione di saldatura dei Braces [Figura 2.5].

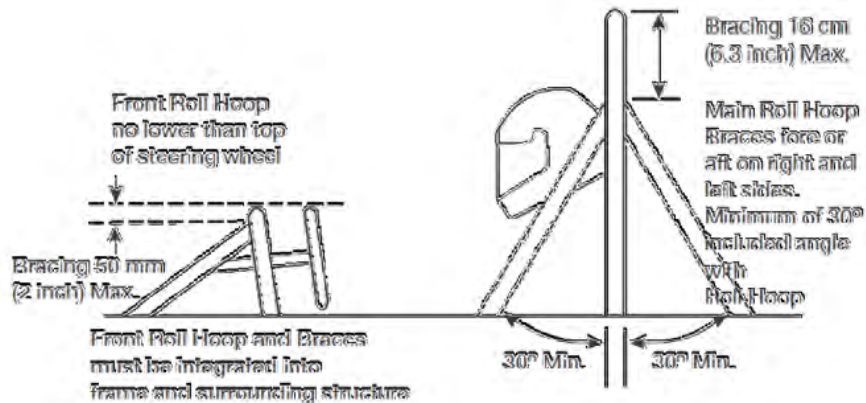


Figura 2.5: Descrizione delle limitazioni geometriche dei Braces della zona Roll Hoop [8].

La regolamentazione della parte anteriore della struttura telaio è trattata dalle regole T 3.18,19,20,21,22 che regolamentano la zona dell' *Impact Attenuator e Bulkhead*. Tale zona del veicolo richiede specifiche dimensioni ed uno specifico impattatore che rispetti determinati requisiti di assorbimento di impatti e geometrie. La regola stringente riguardo questa zona è la necessità di avere ben tre supporti che dalla zona frontale trasmettano carichi alla zona del *Front Hoop*, ovvero sono richiesti un supporto superiore, inferiore ed diagonale che triangoli la zona frontale.

Per la sicurezza del pilota nella zona di seduta la regola T 3.25 spiega la caratteristiche della *Side Impact*. Tale zona è delimitata da *Front Hoop e Main Hoop* e deve proteggere i fianchi del pilota. Si richiedono un minimo di tre tubi triangolati con determinate altezze dal suolo. La *Figura 2.6* spiegherà meglio tali vincoli.

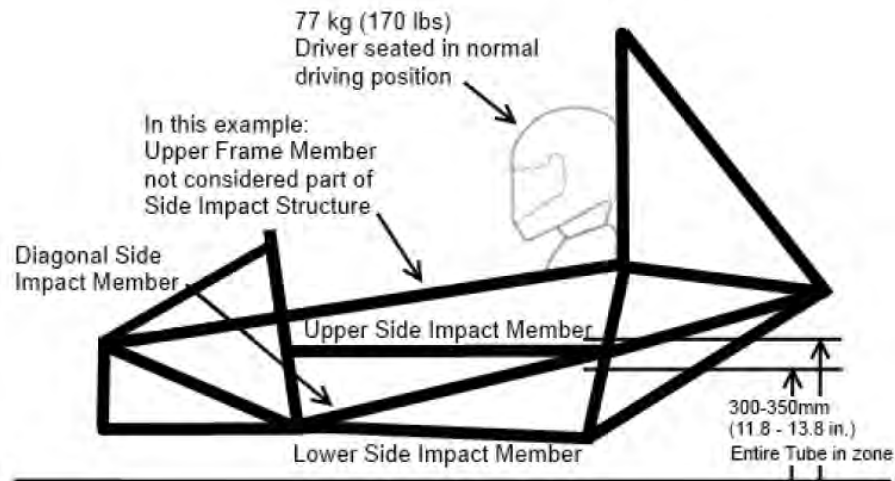


Figura 2.6: Specifiche della zone Side Impact [6].

Le ultime regole che richiedono la nostra attenzioni sono quelle riguardanti il Cockpit. Nella sezione 4 del Regolamento FSAE viene trattata tutta la parte di sagome che devono essere rispettate per consentire al pilota una certa possibilità di movimento. [Figura 2.7-8]

Tale sagoma viene inserita verticalmente nell'abitacolo fino al tubo superiore della *Side Impact* e verifica che il telaio consenta al pilota di muoversi agevolmente al suo interno.

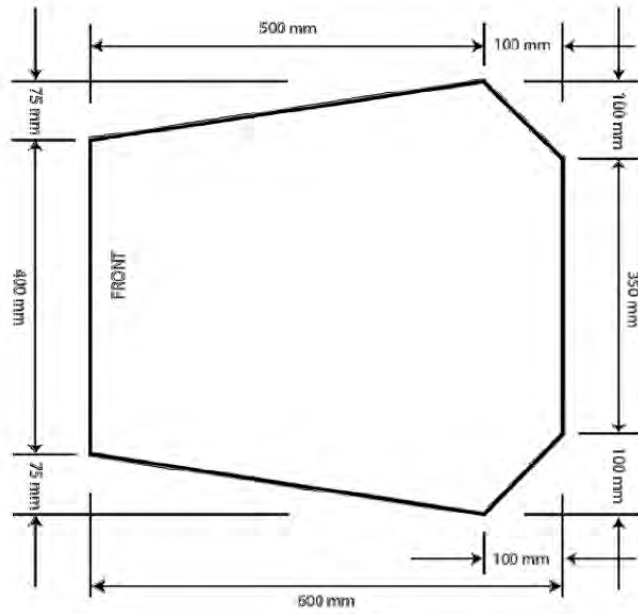


Figura 2.7: Sagoma verticale di verifica per abitacolo pilota [8].

Tale sagoma verifica che le gambe del pilota non siano strette e consentano al pilota di muoversi ed effettuare un'uscita rapida in caso di emergenza.

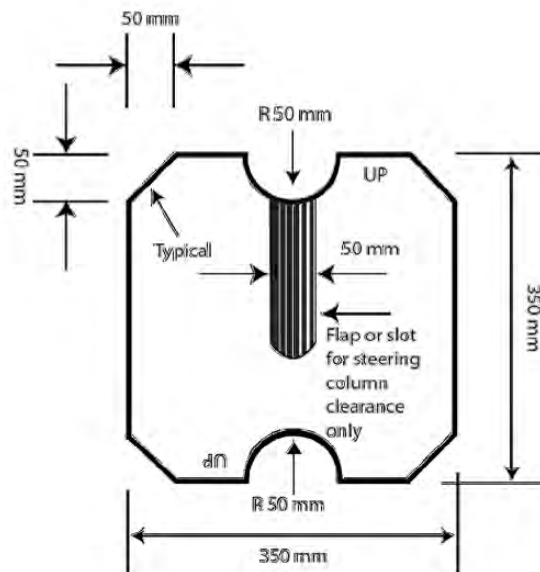


Figura 2.8: Sagoma orizzontale di verifica della zona gambe [8].

## 2.2 Modifiche della vettura per l'anno 2013/2014

A seguito della riunione iniziale del Team si è deciso che l'obiettivo dell'anno era arrivare ad una vettura che pesasse complessivamente 195 *kg*, risultato mai ottenuto precedentemente. Per ottenere un tale risultato il focus era di ridurre ogni pezzo al minimo concentrandoci su efficienza e leggerezza. Sono state modificate tutte le zone telaio a partire dalla posizione pilota.

Per ottenere il giusto compromesso tra comodità, visibilità e funzionalità si è realizzato un telaio di prova per la posizione pilota. [Figura 2.9]



Figura 2.9: Struttura per la posizione pilota.

Tale struttura ci ha consentito di studiare il posizionamento del pilota e le relative distanze con i pedali ed il volante, inoltre ci ha consentito di avere una stima della posizione di *Front e Main Hoop*. Dopo aver rilevato le misure si è constatato che la posizione pilota più consona era con una angolazione di 25° rispetto alla verticale non più 45° come nella vettura precedente. Questa modifica sostanziale ha comportato modifiche in tutte le zone del telaio. Si suddivide il telaio in tre zone principali, come in *Figura 2.10*, per poi analizzarle singolarmente.

### 2.2.1 Parte Anteriore

I punti sospensione e la geometria della parte anteriore sono stati modificati per esigenze di leggerezza e cinematiche. Le differenze si notano dalle seguenti *Figure 2.11 e 2.12*.

Come si evince dalle immagini la struttura della MG0914 è più corta e sobria. Si è eliminato l'arco sospensivo verticale. Inoltre nella parte superiore sono stati sostituiti i tubi a triangolo con una X molto più leggeri. Questa configurazione porta un risparmio notevole di peso nella parte anteriore.

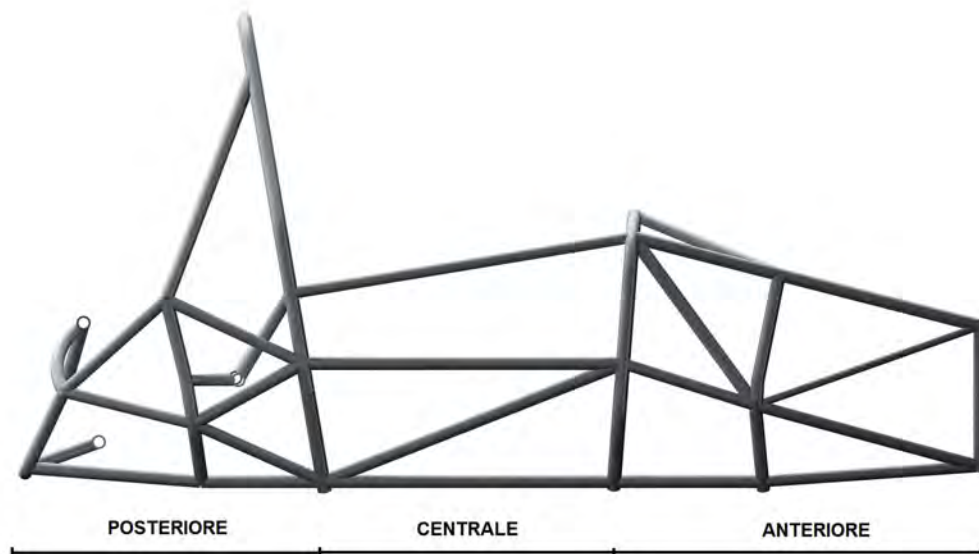


Figura 2.10: CAD telaio MG 0813 con suddivisione delle tre zone.

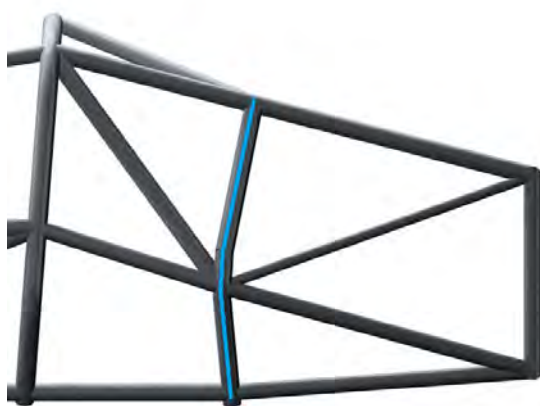


Figura 2.11: Avantreno della MG0813.

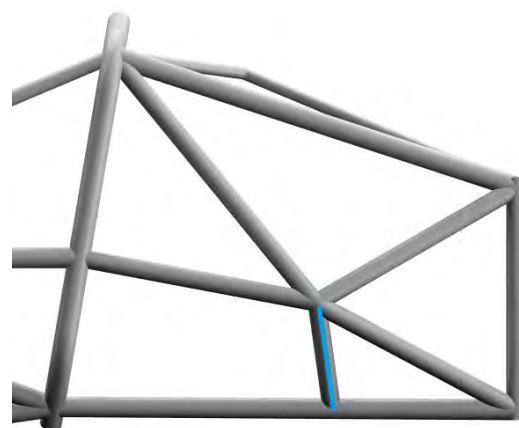


Figura 2.12: Avantreno della MG0914.

### 2.2.2 Parte Centrale

La zona della Side Impact risulta molto cambiata. *Main* e *Front Hoop* sono più inclinati e la distanza tra loro è diminuita. I vantaggi di tale configurazione sono si avere una vettura più compatta e quindi minor peso. Le *Figure 2.13* e *2.14* illustrano i cambiamenti.

Le immagini mostrano un *Main Hoop* più alto di ben *200 mm*, si è resa necessaria questa modifica al fine di rispettare le misure del *Percy* con la nuova posizione pilota. Il *Front Hoop* non è più con la base sullo stesso piano del *Main* e la triangolazione della Side Impact è invertita per consentire una rigidità torsionale maggiore. Il tubo superiore è stato spostato fino al nodo in modo tale da agevolare l'uscita del pilota e permettere più mobilità (in blu). Inoltre il tubo spalle non è più dritto ma è un tubo curvo per consentire al pilota di assumere esattamente la posizione studiata nella fase preliminare (in rosso).

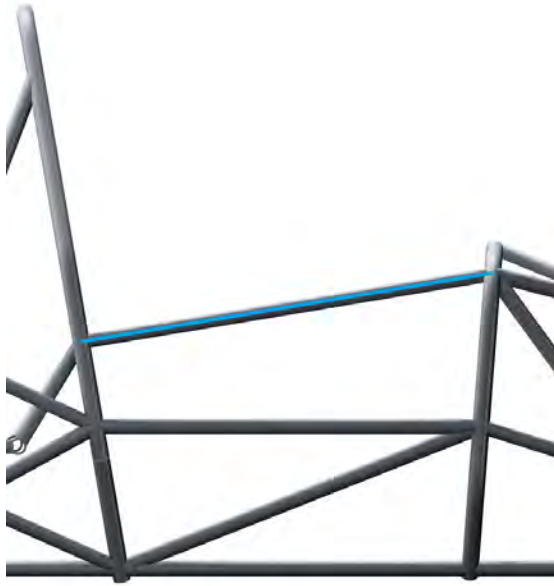


Figura 2.13: Parte centrale MG0813.

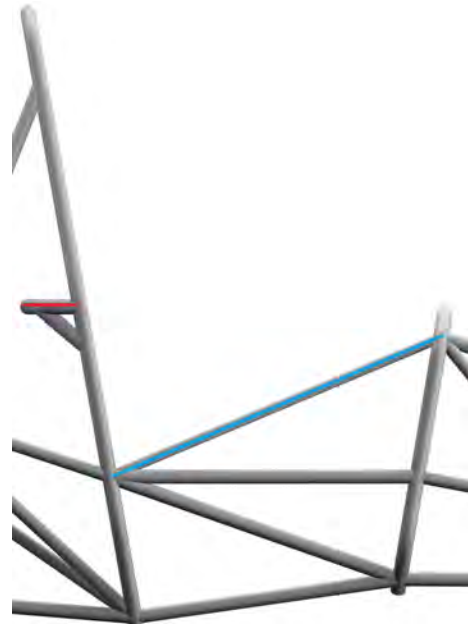


Figura 2.14: Parte centrale MG0914.

### 2.2.3 Parte Posteriore

Il posteriore è stato molto rivoluzionato in modo tale da consentire una facile estrazione del motore e sfruttare il contributo di rigidità da lui fornito. Le differenze si possono costatare nelle *Figure 2.15-16*.

Le *Figure 2.17-18* mostrano la vista superiore dei due telai.



Figura 2.15: Parte posteriore MG0813.

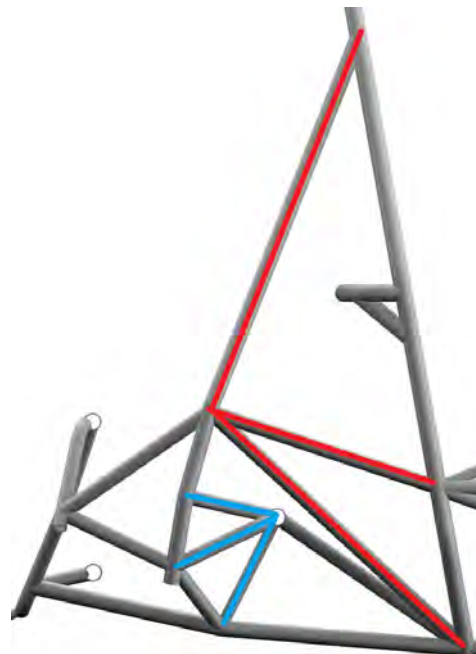


Figura 2.16: Parte posteriore MG0914.



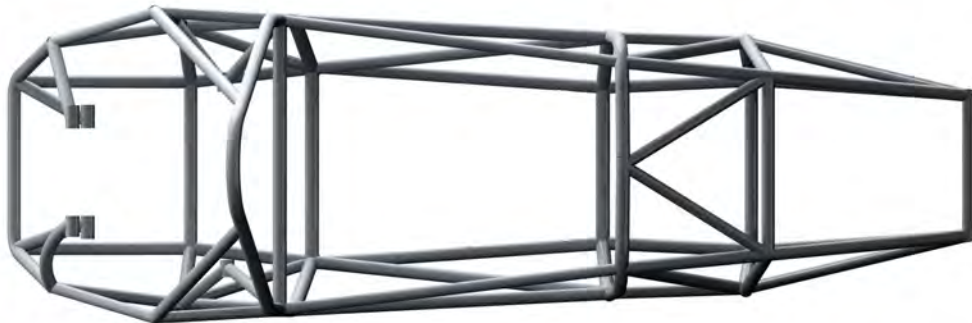


Figura 2.17: Vista superiore della vettura MG0813.

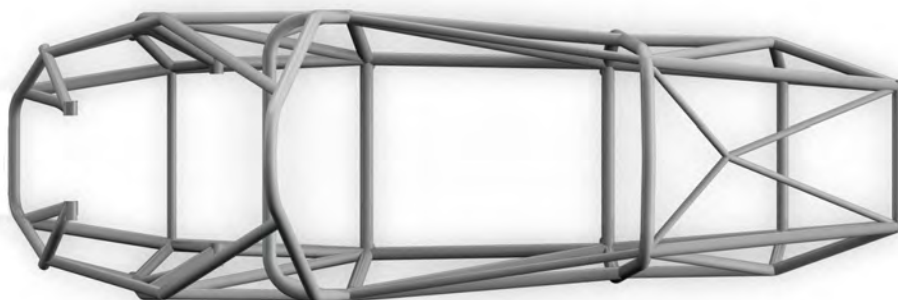


Figura 2.18: Vista superiore della vettura MG0914.

La lunghezza complessiva della vettura è diminuita di ben 140 mm ed il risparmio in peso verrà riassunto nella *Tabella 2.4*.

	30X2	28X1.5	25X1.5	25X1	20X1	16X1
TELAIO MG0914	5181.72	11421.2	5905.2	4206.1	2224.3	1395.4
TELAIO MG0813	5498.76	15271.29	8303.23			1770.67
AREA SEZIONE [mm <sup>2</sup> ]	174.9292	124.8783	110.7411	75.3982	59.6902	47.1238
DENSITA' ACCIAIO [kg/mm <sup>3</sup> ]	7.86E-06	7.86E-06	7.86E-06	7.86E-06	7.86E-06	7.86E-06
PESO MG0914 [kg]	27.5281					
PESO MG0813 [kg]	30.4331					
DELTA PESO [kg]	-2.9050					

Tabella 2.4: Tabella descrittiva della prima stima del peso della nuova vettura.

## 2.3 Progettazione e modellazione CAD con PTC Creo 2.0 ®

E' stato utilizzato PTC Creo 2.0 ® come programma per la progettazione e modellazione. Di seguito sarà spiegato un metodo per sviluppare il telaio che rispetti le regole spiegate nel *Paragrafo 2.1*.

Il focus di tutta la progettazione è la riduzione del peso andando anche a ridurre leggermente la rigidità torsionale del telaio. Prendendo come riferimento il valore fornito dai suspensionisti di 850 Nm/° si è cercato di abbassare il valore restando comunque con un margine di sicurezza del 20%, portando l'obiettivo di rigidità torsionale a shell a 1020 Nm/°.

Prima di iniziare con la progettazione spiegherò brevemente come funziona l'ambiente CAD del software in dotazione. Dalla *Figura 2.19* si possono vedere i comandi generali del programma.

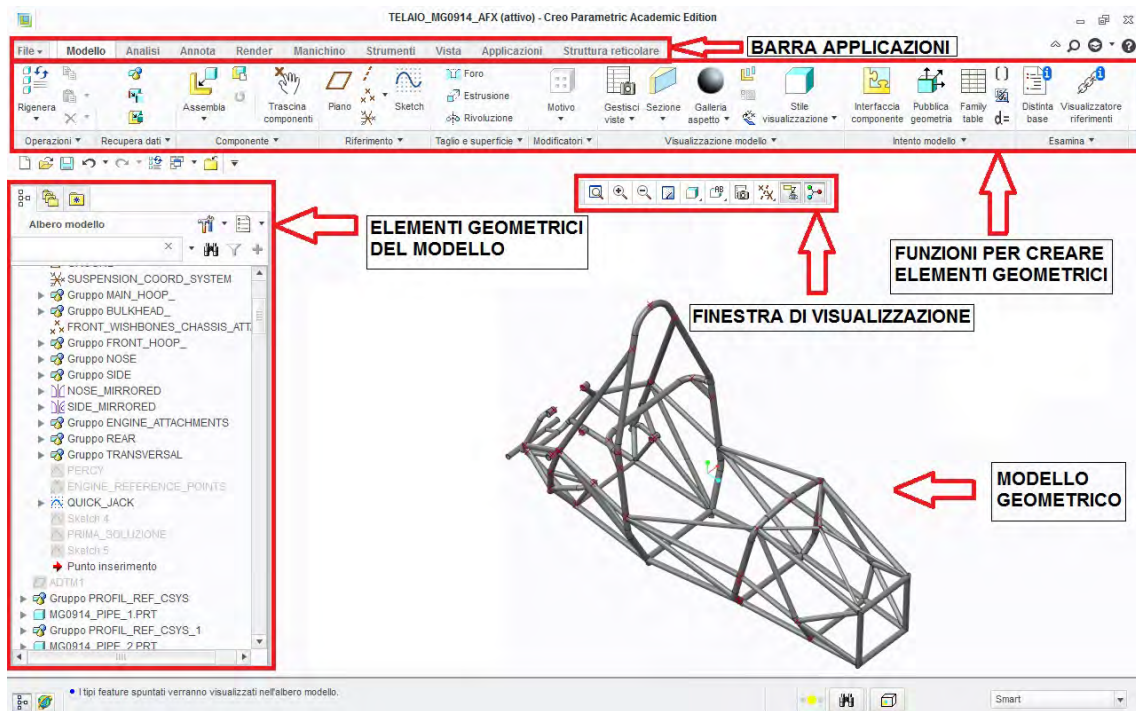


Figura 2.19: Schermata principale del programma CAD PTC Creo 2.0 ®.

Gli elementi fondamentali sono quelli della geometria euclidea quali: punti, assi, piani e sistemi di riferimento. Quindi ogni componente viene sviluppata su un piano e da questo si parte per realizzare un modello CAD 3D.

Per disegnare il nostro telaio si è utilizzata la funzione "sketch" che consentiva la realizzazione delle linee di mezzeria dei tubi telaio. In seguito dopo aver realizzato la geometria si è passati alla sezione AFX (Advanced Framework Exstension), questa particolare partizione del programma consente di realizzare tubi ed intestature in modo facile e veloce. Con questo accorgimento si è risparmiato molto tempo e fatica, poiché gli anni precedenti si utilizzava la funzione "sweep", la quale richiedeva invece

una procedura lunga e non precisa per le intestature.  
Quindi i principali comandi sono:

- Creazione di uno “Sketch”.
- Utilizzo AFX.

### 2.3.1 Creazione di uno “Sketch”

Per realizzare uno “Sketch” bisogna selezionare la sua funzione dal menù, come mostrato in *Figura 2.20*.

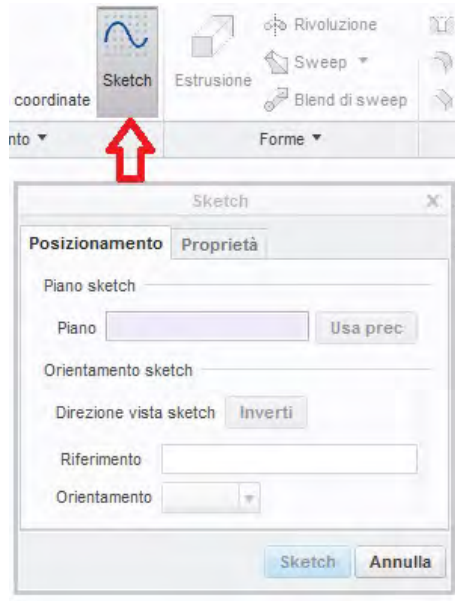


Figura 2.20: Funzione “Sketch”.

Una volta selezionata la funzione si deve selezionare il piano di riferimento premendo sul relativo comando. [Figura 2.21]

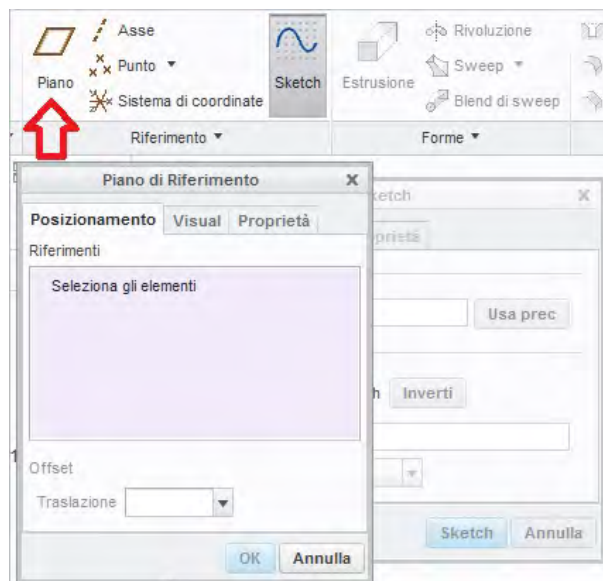


Figura 2.21: Funzione per la realizzazione dei piani.

Una volta realizzato il piano comparirà la schermata generale da cui iniziare a disegnare lo “Sketch” con le sue linee e forme. [Figura 2.22]

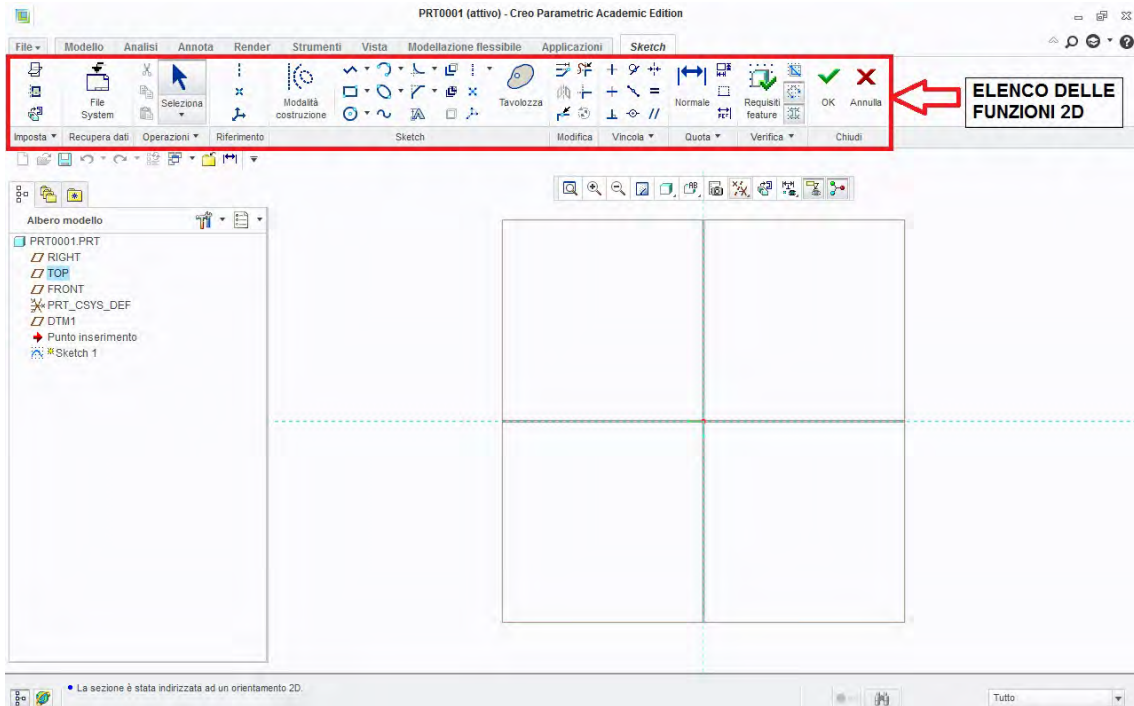


Figura 2.22: Schermata principale per lo “Sketch”.

### 2.3.2 Utilizzo AFX

Dopo aver realizzato la nostra geometria telaio si passa alla modalità “Assembly” nella quale si attiva la partizione AFX. In italiano tale partizione viene chiamata Struttura Reticolare e all’interno di essa si procede con la realizzazione dei tubi telaio.

Questa funzione non ha problemi di tubi curvi o meno; essa realizza il tubo una volta selezionati un piano e la sua geometria.

Prendiamo, ad esempio, una forma semplice come in *Figura 2.23*.

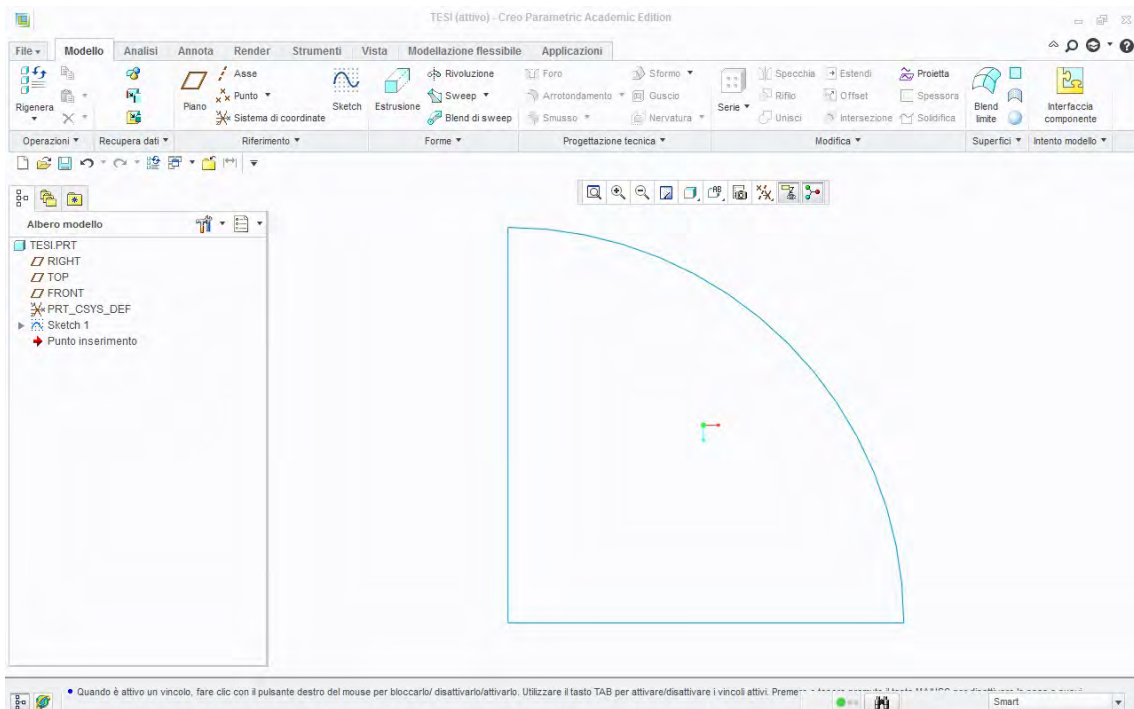


Figura 2.23: Geometria di prova per AFX.

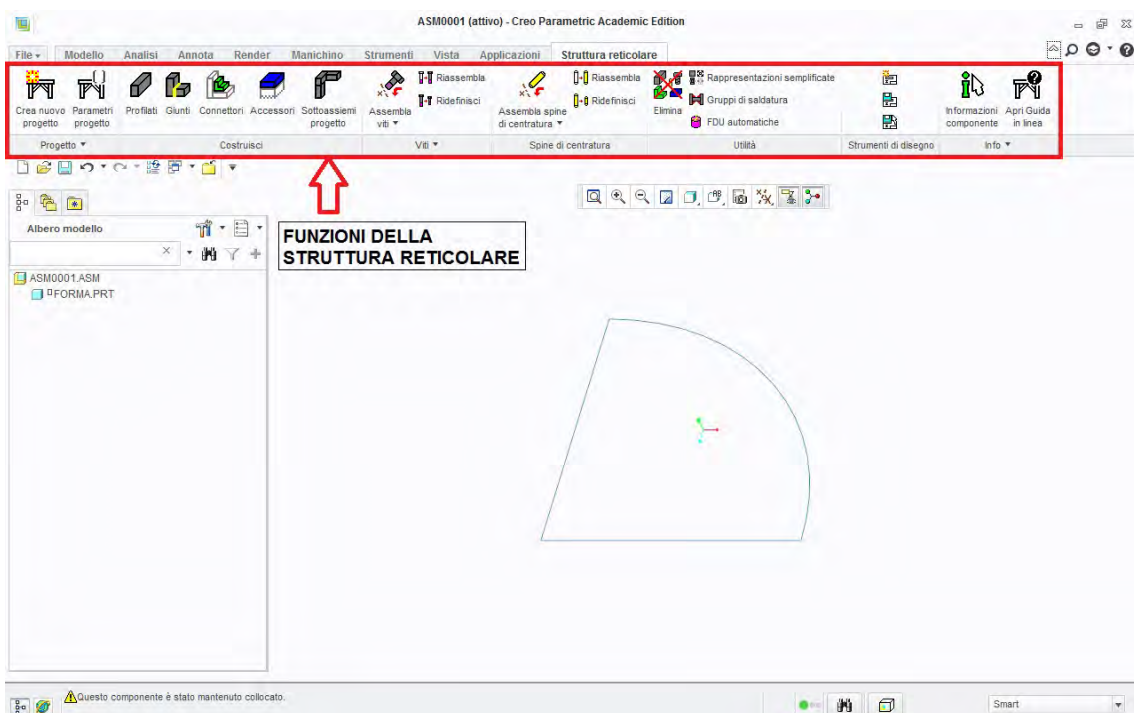


Figura 2.24: Menù della sezione Struttura Reticolare.

Dopo aver aperto l'assieme ed aver inserito la nostra forma si passa alla realizzazione dei tubi. La *Figura 2.24* illustra il menù che abbiamo a nostra disposizione.

Una volta attivato il comando “Crea Nuovo Progetto” si può iniziare la procedura assegnando il “Profilo” adeguato al nostro tubo. Come mostra la *Figura 2.25* si possono scegliere vari profilati e varie dimensioni predefinite.

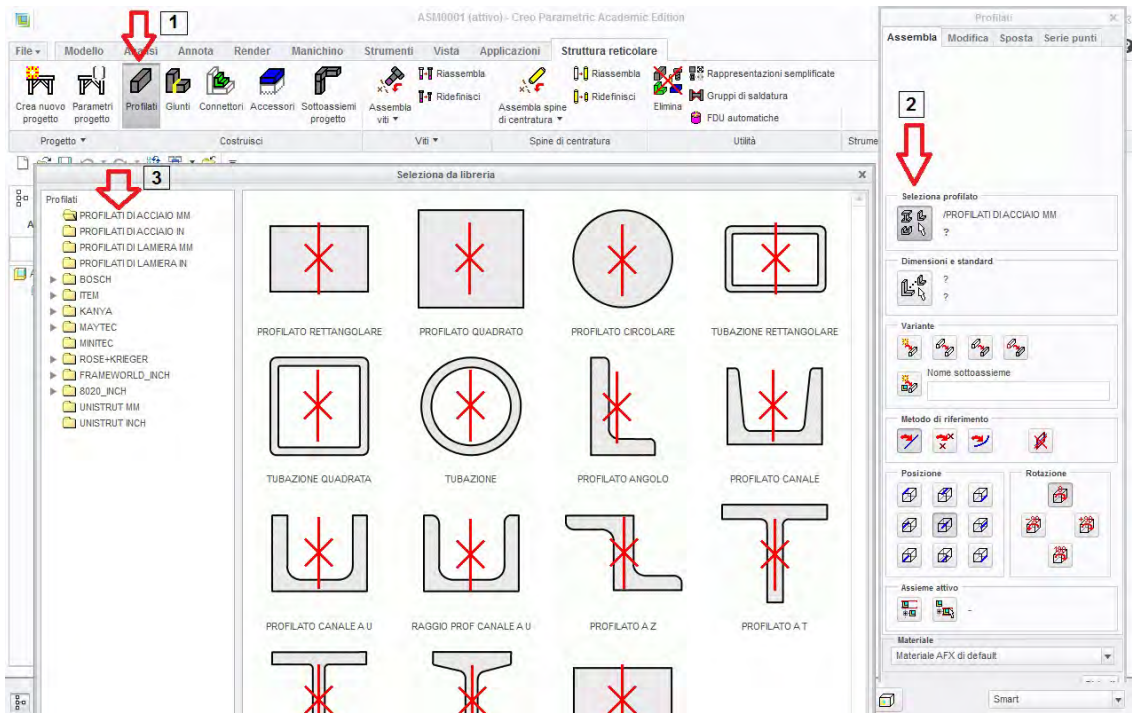


Figura 2.25: Scelta del profilato per i tubi.

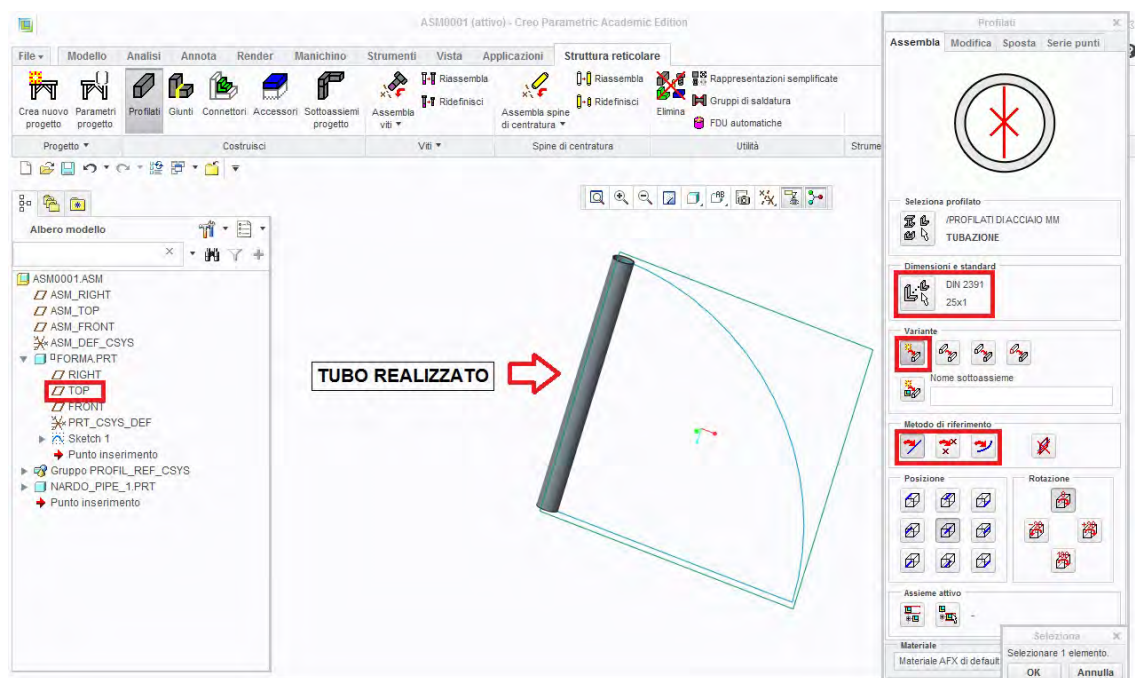


Figura 2.26: Dettaglio della procedura per la realizzazione del tubo.

Ovviamente si possono combinare più profilati, io ho scelto un tubolare di dimensioni 25x1 mm. Una volta selezionato il tubo bisogna selezionare il piano e di seguito la curva. Cliccandoci sopra comparirà il tubo come in *Figura 2.26*.

Per realizzare i successivi tubi il procedimento è uguale. Una volta realizzata tutta la struttura si deve procedere con le intestature. A tal fine c'è una sezione dedicata "Giunzioni" che racchiude ogni possibile giunzione. Nelle *Figure 2.27-28* sono mostrate alcune soluzioni utilizzate.

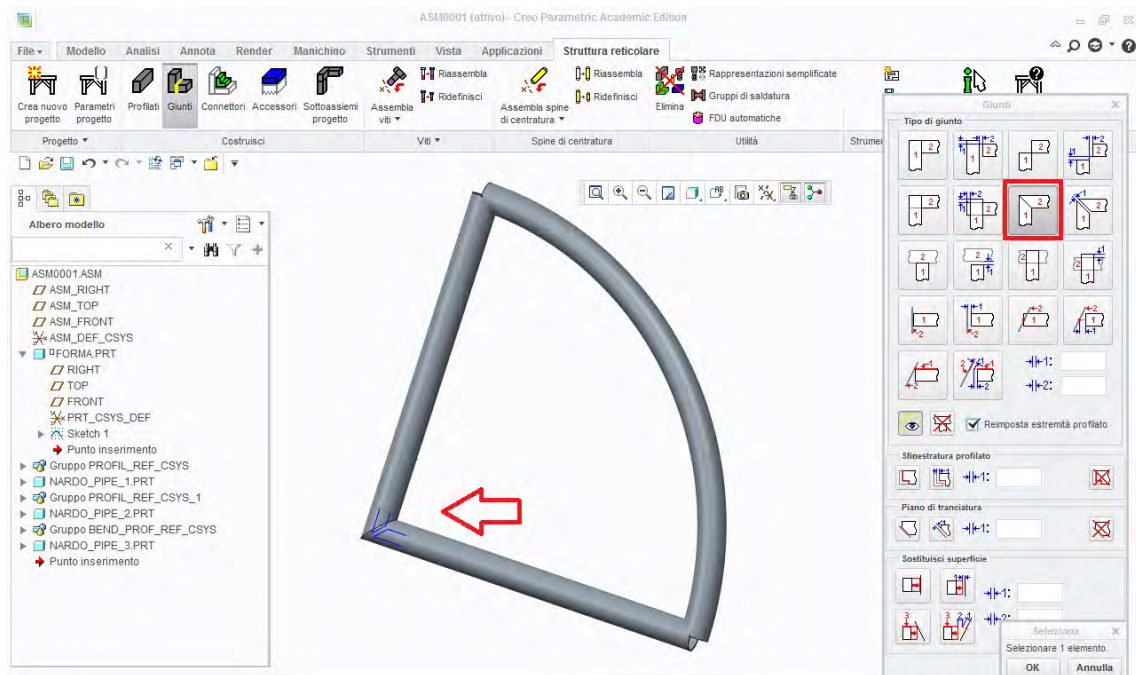


Figura 2.27: Intestatura a 90° con specifica funzione.

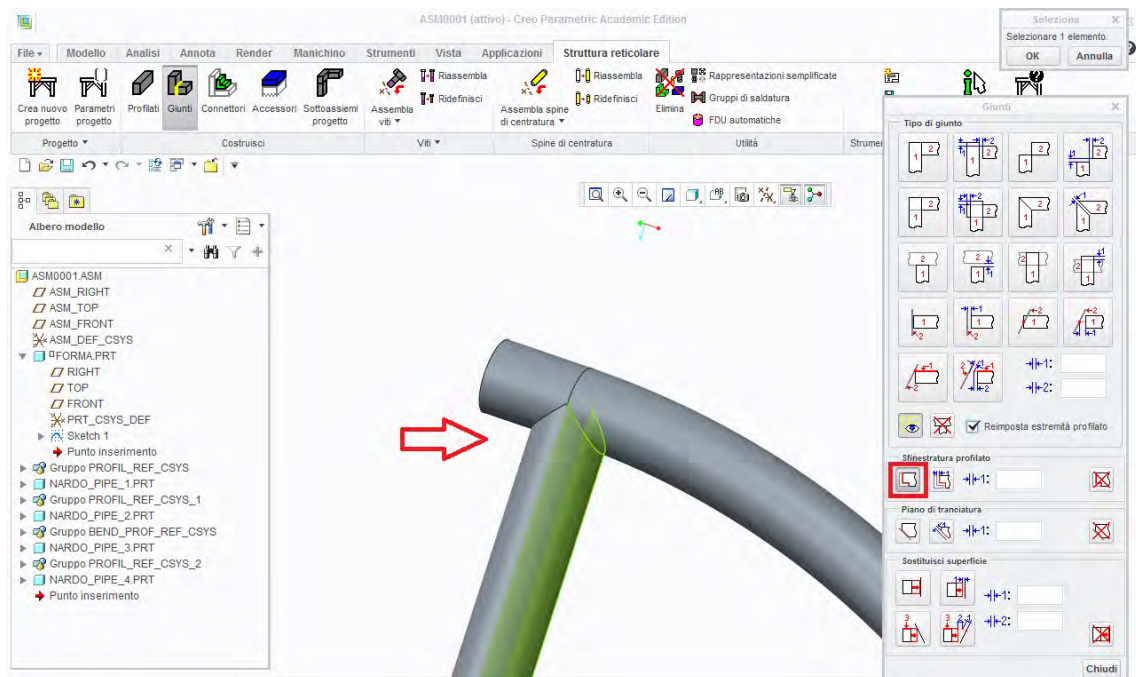


Figura 2.28: Intestatura tra due tubi con apposita funzione di taglio.

Dopo aver mostrato le caratteristiche fondamentali usate nel programma ora si procederà nella spiegazione delle fasi successive di progettazione del nostro telaio.

Il primo compito è stato il rilevamento dei punti caratteristici per la posizione pilota, ricavati con il telaio di *Figura 2.9*. Quindi sul CAD sono stati posizionati *Percy*, *Main* e *Front Hoop* [*Figura 2.29*]. La posizione e le geometrie erano molto approssimative poichè non si erano ancora determinati i punti sospensivi anteriori e posteriori.

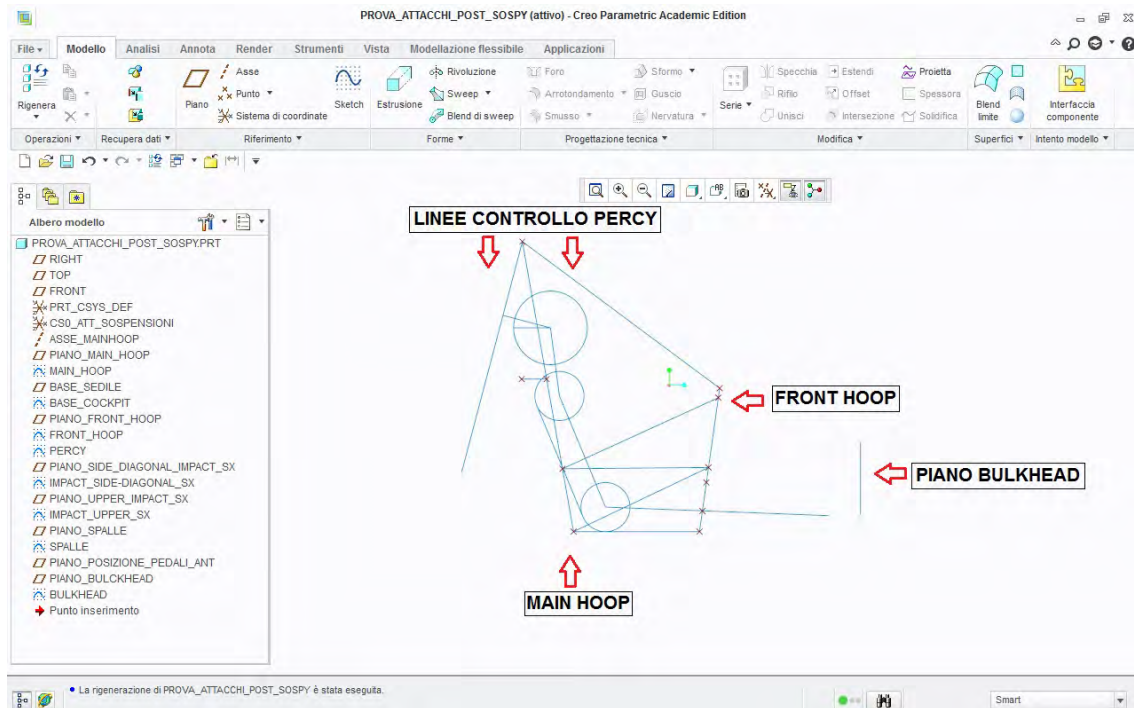


Figura 2.29: Posizionamento Percy, Main e Front Hoop.

Gli step successivi hanno interessato anche il reparto Sospensioni in quanto si è cercato un compromesso tra geometrie telaio e cinematica della vettura. Il lavoro è stato portato avanti in concomitanza, andando a sostituire le coordinate dei punti di attacco sospensione ed andando a valutare come variava la geometria della vettura. Questo ha portato ad una prima bozza del telaio con le sagome posizionate come richiede il regolamento. [*Figura 2.30*]

Dopo questa prima bozza è iniziata l'ottimizzazione e il perfezionamento della struttura. Sono state valutate alcune regole poco chiare del regolamento con i responsabili di reparto e si è deciso di modificare lievemente la posizione dei punti delle sospensioni, per ottenere una geometria più idonea e leggera. Una grande svolta è stato togliere l'arco sospensivo superiore e posizionare una struttura più leggera nella parte superiore della parte anteriore. Si è optato per una inclinazione dei tubi *Side Impact* per ottenere un tubo dritto nella parte anteriore. Infine si è andato a stringere il retrotreno per avvolgere il motore, inoltre si sono aggiunti tubi verso gli attacchi motore anteriori per aumentare la rigidità del telaio. La bozza in *Figura 2.31* è il telaio praticamente completo.



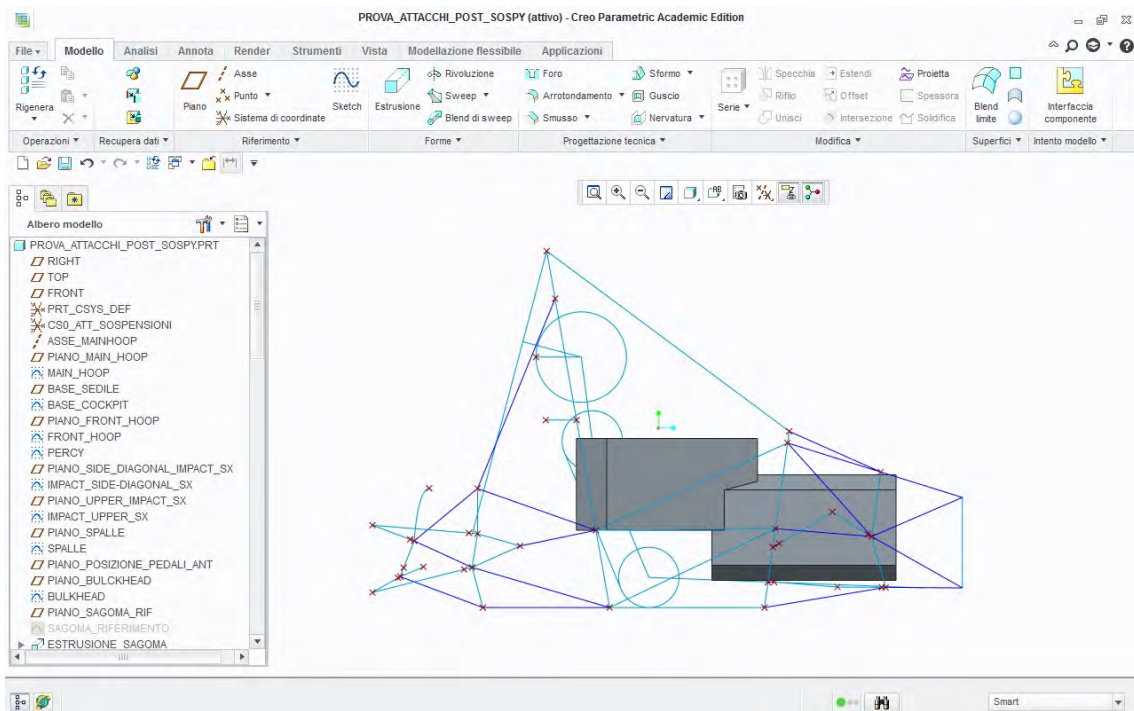


Figura 2.30: Prima bozza del telaio con puntini delle sospensioni.

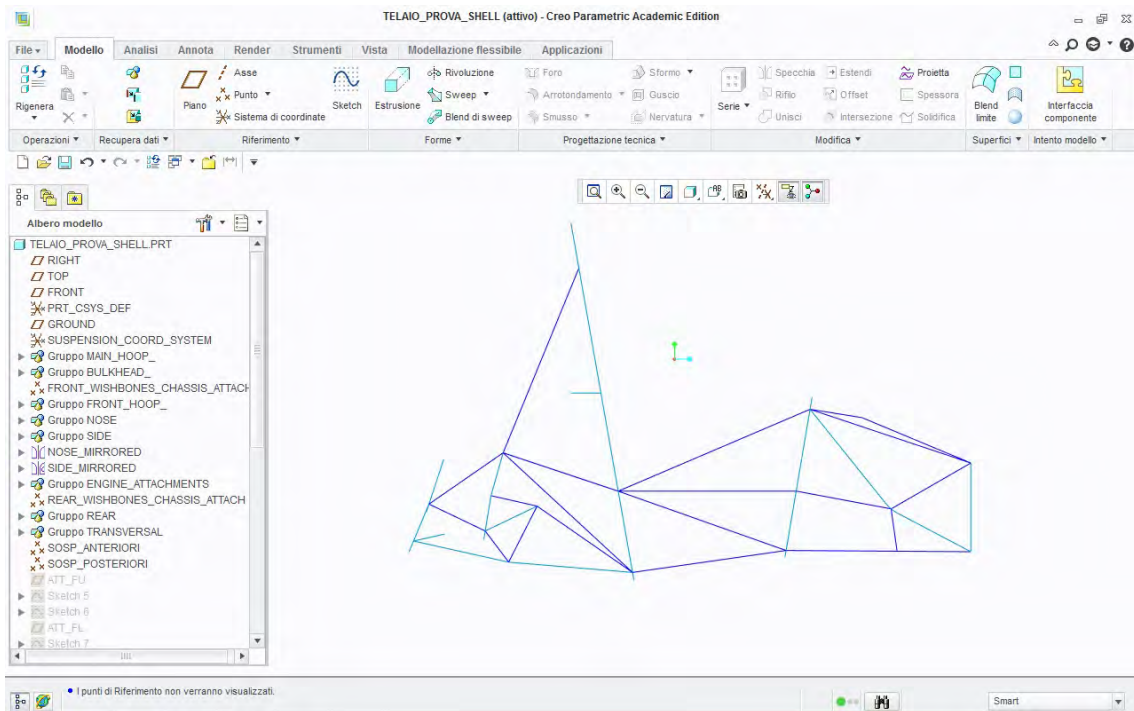


Figura 2.31: Bozza del telaio completo.

I problemi sono iniziati nel momento dell'assemblaggio e dell'ordinazione dei pezzi. In particolare ne sono sorti due:

- Le pieghe ed i raggi di curvatura da noi progettati non erano realizzabili dalle aziende a cui ci appoggiavamo. Quindi si è dovuto rimaneggiare il telaio e portare i parametri come richiesti dalle aziende.
- Durante la fase di assemblaggio della trasmissione si è constatato che la catena non poteva scorrere senza impattare sul telaio. Tale problema era irrisolvibile con l'inclinazione del motore iniziale quindi si è ruotato il motore ed allargato leggermente il retrotreno.

In fine si è realizzato il telaio in AFX con i tubi intestati e pronti ad esser inviati alle aziende di competenza per taglio e piegatura. La *Figura 2.32* mostra il risultato finale del telaio con AFX.

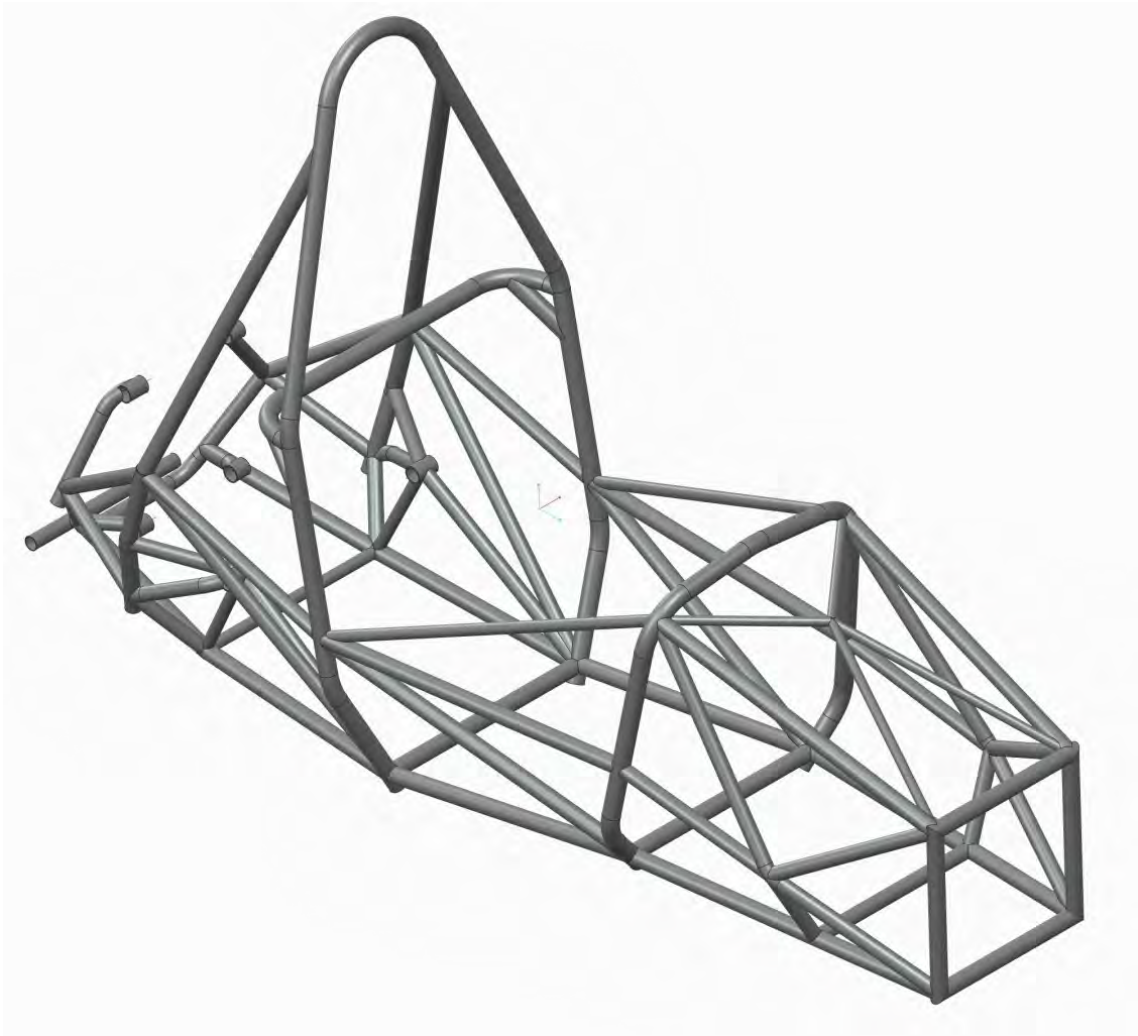


Figura 2.32: Telaio completo con realizzazione dei tubi in AFX.

Un dato di enorme successo è la differenza tra la stima del peso a CAD e nella realtà.

PESO TELAIO MG0914 CREO AFX <i>kg</i>	26.8345
PESO TELAIO MG0813 CREO AFX <i>kg</i>	30.5669
DELTA PESO [ <i>kg</i> ]	-3.7324

Tabella 2.5: Peso stimato dal programma CAD.

PESO TELAIO MG0914 CREO AFX <i>kg</i>	26.3
PESO TELAIO MG0813 CREO AFX <i>kg</i>	31.51
DELTA PESO [ <i>kg</i> ]	-5.21

Tabella 2.6: **Peso reale del telaio.**

Come mostrano le tabelle il risparmio in peso inizialmente stimato è aumentato notevolmente. Questo enorme successo è dovuto a molteplici fattori:

- Progettazione ad hoc del telaio.
- Realizzazione del telaio in casa seguendo ogni passaggio della realizzazione. Si è limato e risparmiato in ogni operazione.
- Tecnica di saldatura usata TIG, sicuramente più lunga e difficile ma con risparmi in peso notevole.

Infine le *Figure 2.33-34-35* mostra la distinta base dei tubi utilizzati sul telaio, la legenda riporta le dimensioni.

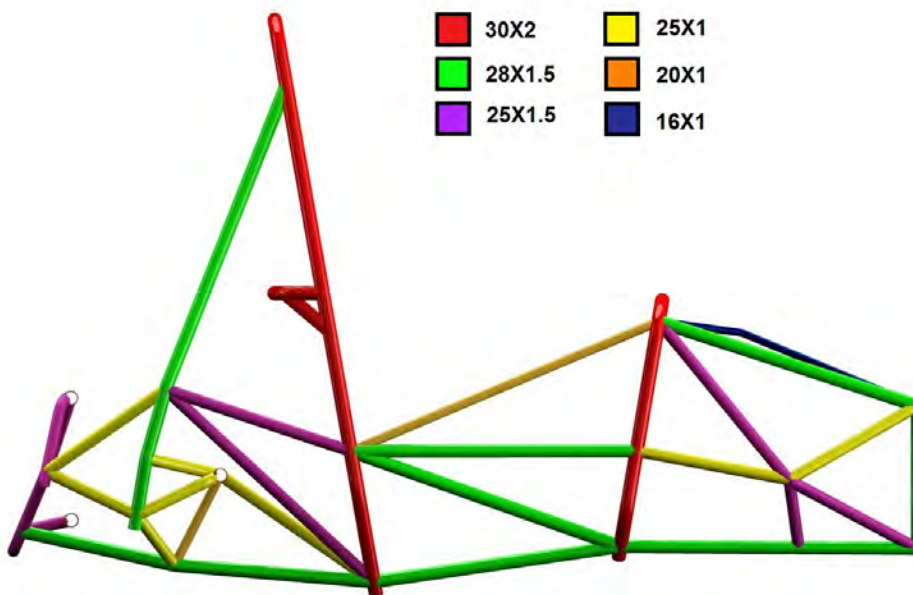


Figura 2.33: **Distinta base dei tubi telaio in vista laterale.**

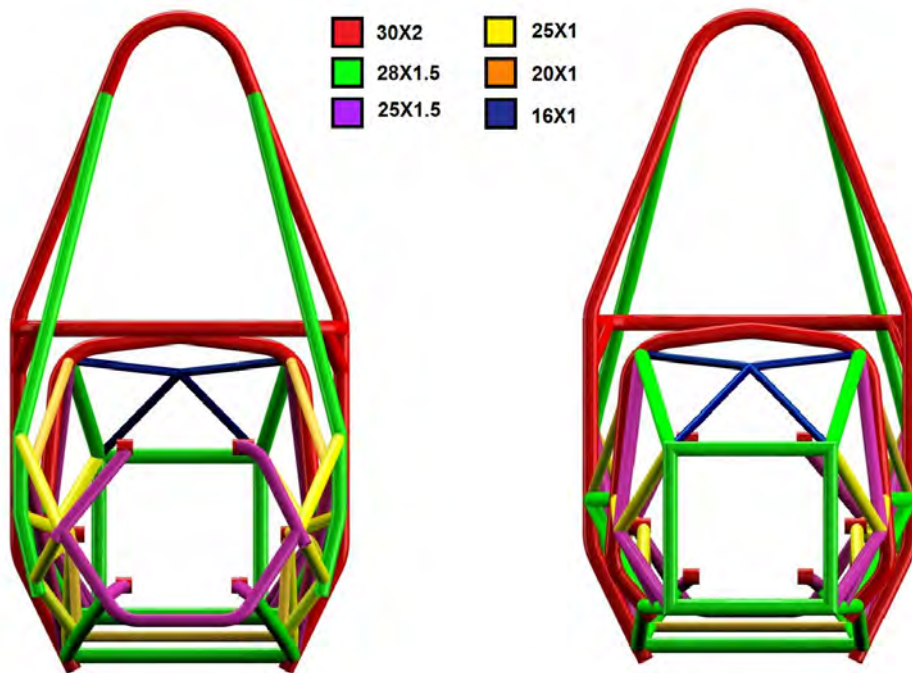


Figura 2.34: Distinta base dei tubi telaio in vista frontale e posteriore.

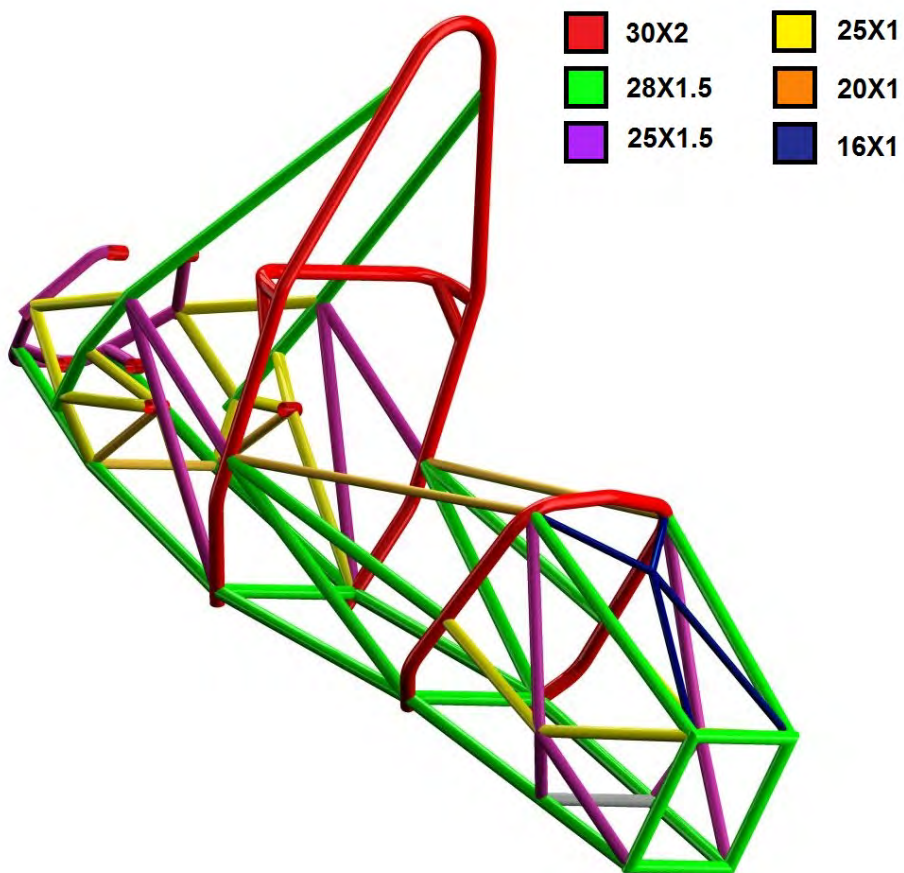


Figura 2.35: Distinta base dei tubi telaio in vista prospettica.

## 2.4 Caratteristiche della vettura MG0914

La monoposto MG0914 possiede le seguenti caratteristiche:

- Passo: 1535 *mm*
- Lunghezza complessiva: 2585 *mm*
- Carreggiata anteriore: 1264 *mm*
- Carreggiata posteriore: 1230 *mm*
- Altezza minima da terra: 30 *mm*
- Sospensioni: a triangoli sovrapposti e geometria in Pull Road.
- Cerchi: OZ da 13" con larghezza 7"
- Pneumatici: Hoosier
- Freni: pinze AP Racing dischi flottanti con 4 pistoncini anteriori e 2 posteriori, dischi anteriori autoventilati spessore 5 *mm* diametro 220 *mm*, dischi posteriori spessore 4 *mm* diametro 220 *mm*.
- Telaio: traliccio tubolare in acciaio AISI 4130 (25CrMo4).
- Motore: CBR 600RR PC40 2007/2008.
- Accelerazione 0-100 *km/h* in 3.2 *s*
- Potenza massima: 80 *CV* a 9000 *giri/minuto*
- Coppia massima: 62 *Nm* a 8000 *giri/minuto*
- Cambio: sequenziale ad innesti frontali, attuato elettronicamente mediante servomotore in corrente continua.
- Differenziale: autobloccante di tipo Salisbury.
- Trasmissione: a catena con rapporto di riduzione 3.35, pignone da 12 corona da 40.
- Peso stimato: 195 *kg*
- Peso reale: 198 *kg*

Le seguenti *Figure 2.36-37-38-39* mostrano le varie viste del CAD vettura. Subito di seguito la *Figura 2.40* mostra la MG 0914.



Figura 2.36: Vista laterale MG0914



Figura 2.37: Vista frontale MG0914



Figura 2.38: Vista posteriore MG0914



Figura 2.39: Vista prospettica MG0914

### 2.4.1 Risultati

La vettura ha partecipato con successo a ben due eventi. Il primo si è svolto in Germania ad Hockenheim FSG, il secondo invece in Italia al circuito di Varano de Melegari FSA. Nel primo evento ci siamo classificati 20/75 conseguendo il 1° posto nella Business Presentation. Nel secondo evento il risultato è stato ben più positivo classificandoci 8/55 conseguendo nuovamente il 1° posto nella Business Presentation.



Figura 2.40: Vettura MG 0914 alla conclusione dell'evento FSAE di Varano.





## Capitolo 3

# Banco saldatura e realizzazione del telaio MG 0914

### 3.1 Realizzazione banco di saldatura

Per poter realizzare il telaio in modo rapido e preciso è stato costruito un banco saldatura. Questa struttura consiste in un puntatore con tre assi di libertà X-Y-Z; dove X indica l'asse orizzontale lungo la vettura, Y l'asse orizzontale laterale e Z l'asse verticale. Le varie componenti sono state realizzate nella nostra officina, presso OZ, con travi e tubi in acciaio per poter avere un meccanismo solido e robusto.

A fine realizzazione, il banco si presenta come in *Figura 3.1*. Nella figura si possono vedere i tre assi di spostamento ed i relativi componenti per lo spostamento (1 asse x, 2 asse y, 3 asse z). Per conoscere la posizione su ogni componente di spostamento è stato montato un metro con annesso indicatore. Note le coordinate dal CAD, è stato possibile posizionare i tubi correttamente muovendo le componenti del banco.

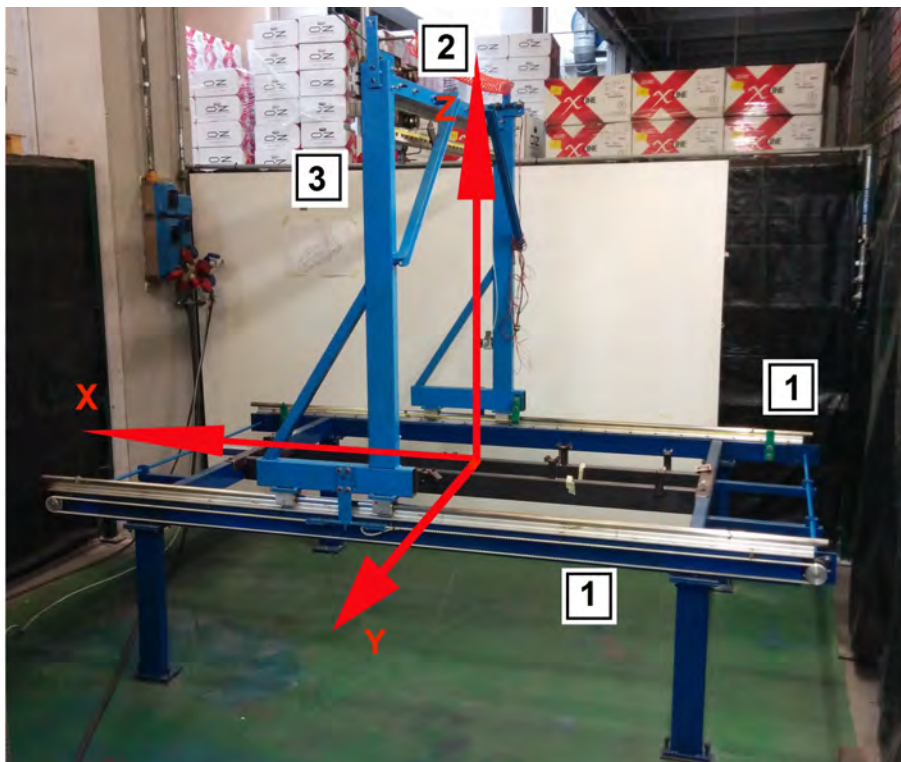


Figura 3.1: Banco saldatura a fine realizzazione.

Sulla trave centrale viene posizionato un puntatore, e in base alle esigenze si poteva scegliere tra un innesto appuntito o stonato. Questo pezzo ci serviva a localizzare i punti notevoli del telaio e permetterci di posizionare i tubi correttamente. La *Figura 3.2* mostra uno dei puntatori usati.

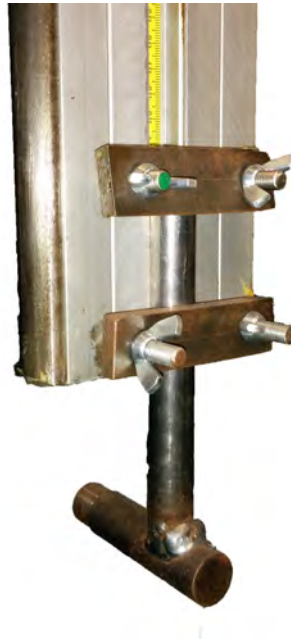


Figura 3.2: **Puntatore a punta.**

La struttura è sorretta da 4 gambe imbullonate al suolo. Un aspetto importante è la posizione della struttura rispetto al suolo, ovvero la messa in “in bolla” del banco. Per far ciò si è pensato di utilizzare delle viti con piastrina sulle gambe per poter regolare l’altezza relativa delle stesse. [*Figura 3.3*]



Figura 3.3: **Viti per la regolazione del piano del banco.**

Per consentire il facile sollevamento della trave verticale si utilizza un pistone ad aria. Questo ci consente di posizionare saldamente la Z e poter prendere la misura corretta. Le guide delle varie parti sono realizzate con delle rotaie e cuscinetti. [*Figura 3.4*]



Figura 3.4: Pistone ad aria.

Le guide laterali sono rinforzate con delle cinghie per mantenere le due travi verticali sempre parallele. La *Figura 3.5* mostra tale struttura che consente un errore di 0.5 mm nella misura.



Figura 3.5: Cinghie laterali per bilanciamento dei supporti verticali.

Per i tubi della parte bassa del telaio si sono realizzati dei supporti a “morsetto” per mantenere i tubi orizzontali e fermi. Sono realizzati con dei tubi quadrati in acciaio uniti da due viti. [*Figura 3.6*]

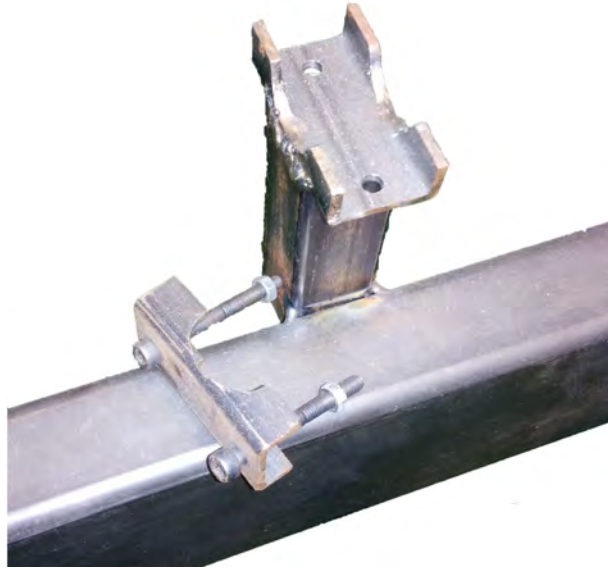


Figura 3.6: Morsetti di supporto per i tubi.

### 3.2 Intestatura e piegatura dei tubi telaio

Dopo aver ricevuto i tubi forniti dai nostri sponsor Verlicchi Nino e Figli S.p.a e Zamperla S.p.a. si è consegnato il materiale alle aziende per:

- Intestatura laser dei tubi tramite l'azienda Buson S.r.l.;
- Piegatura dei tubi tramite l'azienda Plan S.n.c..

Per l'intestatura dei tubi laser è stato richiesto di inviare i file esportati in formato *.step*. Tale formato è letto dalle macchine CNC in dotazione all'azienda e consentono di intestare i tubi come richiesto dal CAD. La preparazione del file è semplice e consiste nel selezionare ad uno ad uno i tubi nel CAD ed esportarli nel formato richiesto. La lavorazione laser consente una precisione elevatissima ed il taglio è netto e pulito. La *Figura 3.7* mostra un tubo tagliato a laser.



Figura 3.7: Intestatura con taglio laser.

Per la piegatura dei tubi oltre a richiedere i file in formato *.step* ci è stato chiesto di fornire dei disegni tecnici con relativi angoli e raggi di curvatura. Le *Figure 3.8-9* mostrano il disegno tecnico ed il tubo piegato.

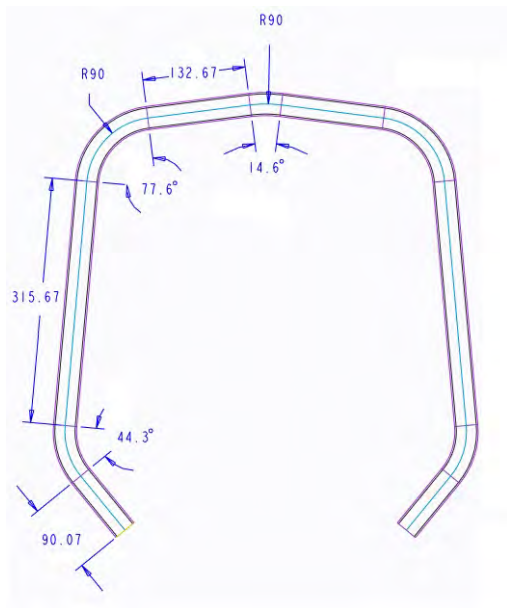


Figura 3.8: Disegno tecnico



Figura 3.9: Tubo piegato.

Un problema che si è presentato subito è stato quello delle intestature dei tubi curvi. Non si era riusciti a trovare un'azienda che oltre che piegare i tubi, li intessasse con delle lavorazioni successive. Dato il poco tempo a disposizione si è pensato ad un metodo semplice e rapido per estrapolare le intestature. Come prima cosa si è effettuata la messa in tavola dei tubi curvi interessati dalle intestature, si mostra in *Figura 3.10* il processo con un tubo non piegato, ma che esplica il procedimento applicato.

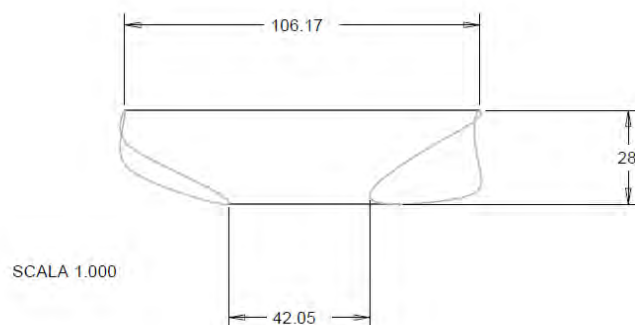
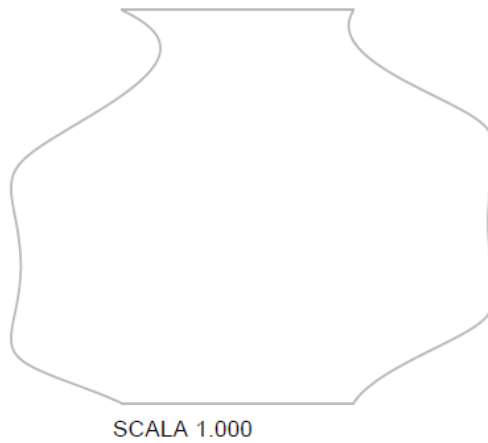


Figura 3.10: Messa in tavola in scala 1:1.

Successivamente si è sviluppato il profilo interno del tubo intestato a CAD. Questa operazione consiste nello sviluppo su piano della superficie interna del tubo, ottenendo un file da stampare come in *Figura 3.11*.



**Figura 3.11: Sviluppo sul piano della superficie interna.**

Una volta stampato il foglio si è ritagliato il profilo e lo si è avvolto intorno al tubo piegato. Dopo aver segnato il profilo attorno al tubo ed aver preso i riferimenti dalla messa in tavola, *Figura 3.12*, si è tagliata l'estremità del tubo con la "mola". [*Figura 3.13*]



**Figura 3.12: Riferimenti per intestature tubo.**

Il risultato ottenuto grazie alla lavorazione con la mola è stato molto buono e si pensa di utilizzarlo nuovamente l'anno avvenire per ridurre i tempi delle lavorazioni chiesti agli sponsor.

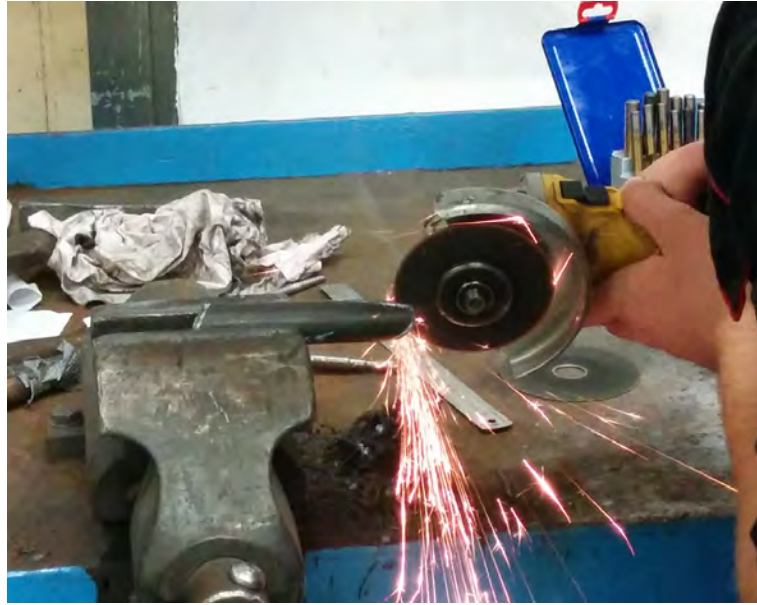


Figura 3.13: Intestatura con la mola del tubo.

### 3.3 Tecnologia di saldatura TIG

Il materiale costruttivo utilizzato è acciaio 25CrMo4 che fa parte della categoria di acciai da bonifica ed è adatto a produzione di parti di macchina di grandi dimensioni che sono molto sollecitate. Le caratteristiche peculiari sono:

- Carico unitario di snervamento:  $R_m = 1100 \div 1300 \text{ N/mm}^2$
- Modulo di Young:  $206\,000 \text{ MPa}$
- Presenza Cromo: aumenta la resistenza meccanica, la durezza, la resistenza all'usura, l'elasticità e la temprabilità. Quando è presente in quantità superiore al 10,5% in massa rende l'acciaio inossidabile (se  $C < 1.2\%$  in massa).
- Presenza Molibdeno: di solito è presente insieme al cromo ed al nichel. Migliora le proprietà meccaniche, la temprabilità ed elimina la fragilità da rinvenimento. Gli acciai con Ni, Cr ed Mo hanno la più alta resistenza meccanica.

Oltre ad avere alte prestazioni bisogna che il telaio venga saldato e quindi che il materiale sia "predisposto" a tale trattamento.[10] Per valutare la "saldabilità" dell'acciaio e se necessita di altri trattamenti si usa il parametro  $C_{eq}$  (carbonio equivalente). Tale parametro deve essere il più basso possibile e si calcola con la seguente formula:

$$C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15} \quad (3.1)$$

Tale parametro misura l'attitudine ad assumere struttura di tempra al raffreddamento dopo la saldatura. Ogni elemento è espresso in percentuale all'interno dell'acciaio utilizzato. Si può quindi fare la seguente classificazione:

- $C_{eq} < 0.4\%$ : acciaio facilmente saldabile.
- $0.4\% < C_{eq} < 0.6\%$ : acciaio saldabile con pre-riscaldamento.
- $C_{eq} > 0.6\%$ : acciaio con problemi di saldabilità. Necessaria pre e post riscaldamento.

Il nostro rientra nella seconda categoria con buona saldabilità se preriscaldato.

La tecnica di saldatura utilizzata è quella TIG (Tungsten Inert Gas). Il riscaldamento per fondere la zona d'assemblare è ottenuto dalla creazione di un arco elettrico tra un elettrodo refrattario (tungsteno combinato al torio o cerio) ed i tubi del telaio. Per proteggere la zona di saldatura si

utilizza una protezione gassosa inerte, solitamente Argon.

Per la saldatura bisogna utilizzare delle leghe specifiche. La temperatura per fondere l'acciaio è di 1560° per cui è necessario il materiale di apporto corretto. Nella ZTA (zona termicamente alterata) si creano delle modifiche metallurgiche nei tubi.

La *Figura 3.14* mostra schematicamente una zona interessata da saldatura.

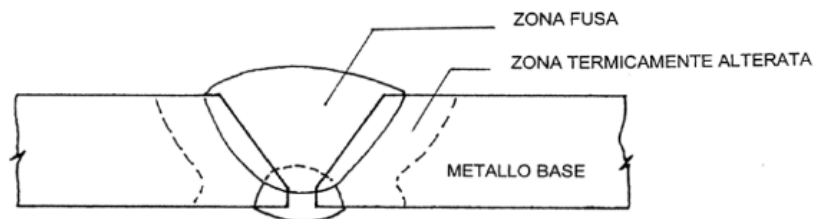


Figura 3.14: Schema di una ZTA di saldatura.

Il problema delle saldature è il raffreddamento che può portare alla creazione di tensioni interne anche molto grandi che compromettono la resistenza della saldatura stessa.

Si consiglia quindi un trattamento termico dell'intero telaio al termine della fase di saldatura. Tale operazione consiste nel posizionare il telaio in un forno e effettuare una distensione delle tensioni portando la temperatura a 200°. A causa di ritardi e non potendo aspettare si è saltato il trattamento.

### 3.4 Realizzazione del telaio

Dopo aver ricevuto i tubi intestati e piegati si è iniziata la realizzazione. Sapendo che durante la saldatura si creano degli spostamenti si è cercato di vincolare il più possibile la struttura iniziale. Come mostra la *Figura 3.15* si è iniziato preparando *Main Hoop*, *Front Hoop* e *Bulkhead*.



Figura 3.15: Main Hoop, Front Hoop e Bulkhead saldati.

Una volta preparati questi pezzi basilari si è passati al posizionamento sul banco saldatura. Nella *Figura 3.16* si può vedere la parte della *Side Impact* che viene posizionata con molta precisione grazie ai puntatori.





Figura 3.16: Realizzazione della parte Side Impact.

I giorni successivi si è proceduto al posizionamento dell'avantreno. Questo ha creato non pochi problemi visto la presenza dei tubi curvi ma grazie a verifiche ridondanti con il puntatore si è riusciti a posizionare il telaio correttamente e simmetricamente. Si è iniziato posizionando i tubi bassi per poi procedere verso l'alto. Questo è stato possibile grazie ad una attenta progettazione delle intestature che hanno agevolato l'inserimento. [Figura 3.17]

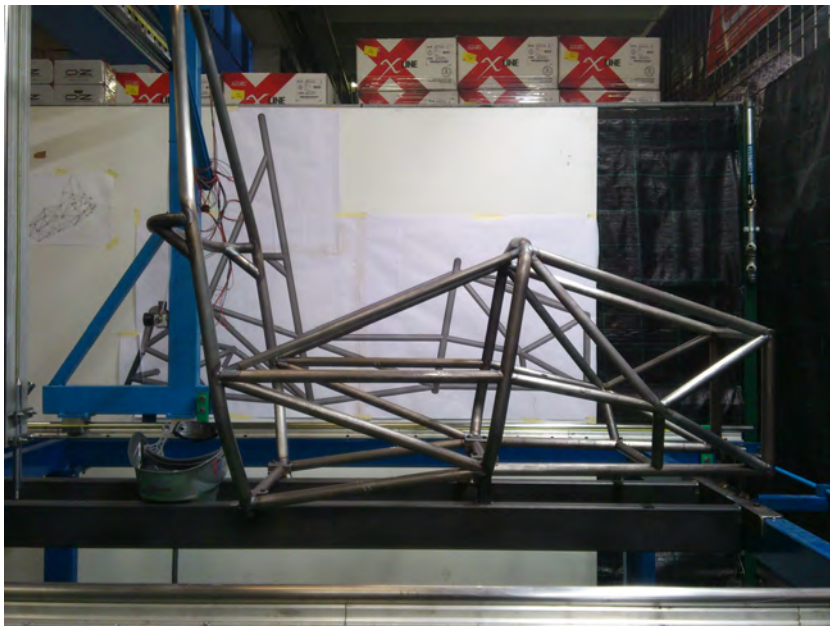


Figura 3.17: Realizzazione dell'avantreno.

Il posizionamento del retrotreno è stato molto più laborioso. Nella realizzazione del CAD non si era in possesso di una scansione laser del motore ma era poco precisa, ciò ha portato ad aggiustamenti lievi in fase di progetto cercando di rispettare le posizioni degli attacchi sospensivi. Infatti il telaio può anche essere leggermente asimmetrico ma gli attacchi sospensivi devono essere nella corretta posizione per la cinematica ottimale. Si è proseguito posizionando un primo attacco motore anteriore, da quello si è poi andato a posizionare il motore e di conseguenza i restanti attacchi. Le *Figure 3.18-19-20* illustrano le fasi progressive della realizzazione della parte posteriore.

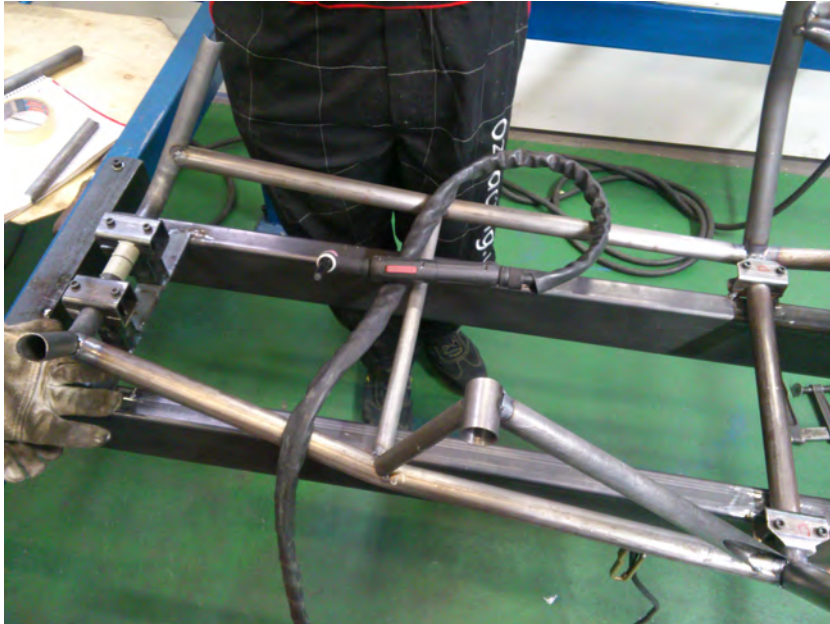


Figura 3.18: Realizzazione del primo attacco motore.



Figura 3.19: Realizzazione della parte destra posteriore.



Figura 3.20: Realizzazione della parte posteriore sinistra.

Gli attacchi posteriori del motore presentavano dei distanziali necessari per inserire la trasmissione. La *Figura 3.21* mostra le boccole realizzate per rispettare tale distanza. Infine si sono saldati i *Braces* del *Main Hoop* verificando di rispettare i parametri degli angoli del regolamento. Il telaio completato nel posizionamento è mostrato nella *Figura 3.22*.



Figura 3.21: Boccole distanziali per i supporti trasmissione.



Figura 3.22: Completamento del puntamento del telaio.

Infine è stato necessario staccare e ruotare il telaio per poter ultimare i cordoni di saldatura. Il lavoro è stato eseguito totalmente da noi studenti ed ha richiesto un mese e mezzo di lavoro presso l'OZ. Si procedeva alla realizzazione 3-4 giorni a settimana (per tutto il mese di febbraio ed i primi di marzo) ed il lavoro di saldatura è stato eseguito da uno studente ( Nicola Fietta) appartenente al team. Sicuramente questo lavoro non è stato semplice ne facile non essendo preparati a queste mansioni ma il risultato ripaga degli sforzi. La precisione di posizionamento varia da 1-4 *mm* di scostamento dal CAD, gli errori maggiori sono nel retrotreno ma le posizioni delle sospensioni sono rimaste invariate consentendo di aver una precisione finale molto elevata.

Per la posizione degli attacchi sospensivi si è utilizzati un puntatore con ben 6 gradi di libertà per consentire anche le rotazioni e non solo traslazioni. [Figura 3.23]



Figura 3.23: Puntatore attacchi sospensivi.

Il risultato è stato eccezionale e dopo ulteriori due settimane il telaio era preparato e verniciato come mostra la *Figura 3.24*.



**Figura 3.24: Telaio finito e verniciato.**

La quantità di lavoro è stata molto alta ma l'impegno e la passione ci hanno fatto arrivare in fondo. I sacrifici sono stati molti ma realizzare qualcosa da se tra studenti non ha prezzo. Oltre a Nicola Fietta vorrei ringraziare anche altri due studenti che mi han aiutato nella realizzazione Federica Laneve e Marco Gallina, senza il loro aiuto non potrei mostrare queste foto.



## Capitolo 4

# Analisi FEM del telaio con elementi BEAM

### 4.1 Analisi agli elementi finiti

La simulazione ricalca il metodo utilizzato fino ad oggi per stimare la rigidezza torsionale dei telai Formula SAE all'interno dell'Università di Padova. Come per la tesi sulla vettura FSAE 2011 [7] e 2012 [9], si utilizzeranno specifici vincoli e carichi che verranno mantenuti anche nella prova sperimentale. L'ambiente di lavoro utilizzato è ANSYS APDL, di cui l'Università possiede la licenza.

La procedura si divide in tre parti:

- Pre-processing
- Solution generation
- Post-processing

### 4.2 Pre-processing

In questa prima fase viene preparato il modello geometrico in Rhinoceros<sup>®</sup>, che poi verrà ultimato in ANSYS.

#### 4.2.1 Rhinoceros

Rhinoceros (*Figura 4.1*) è un programma non parametrico, che viene utilizzato per “sistemare” il file telaio per la simulazione. Il problema principale che nasce da un'importazione diretta della geometria CAD in ANSYS è la formazione di linee che non servono alla simulazione (tali linee si sviluppano dagli assi e riferimenti utilizzati nel programma CAD). Utilizzando questo software è possibile pulire la geometria e prepararla ad hoc.

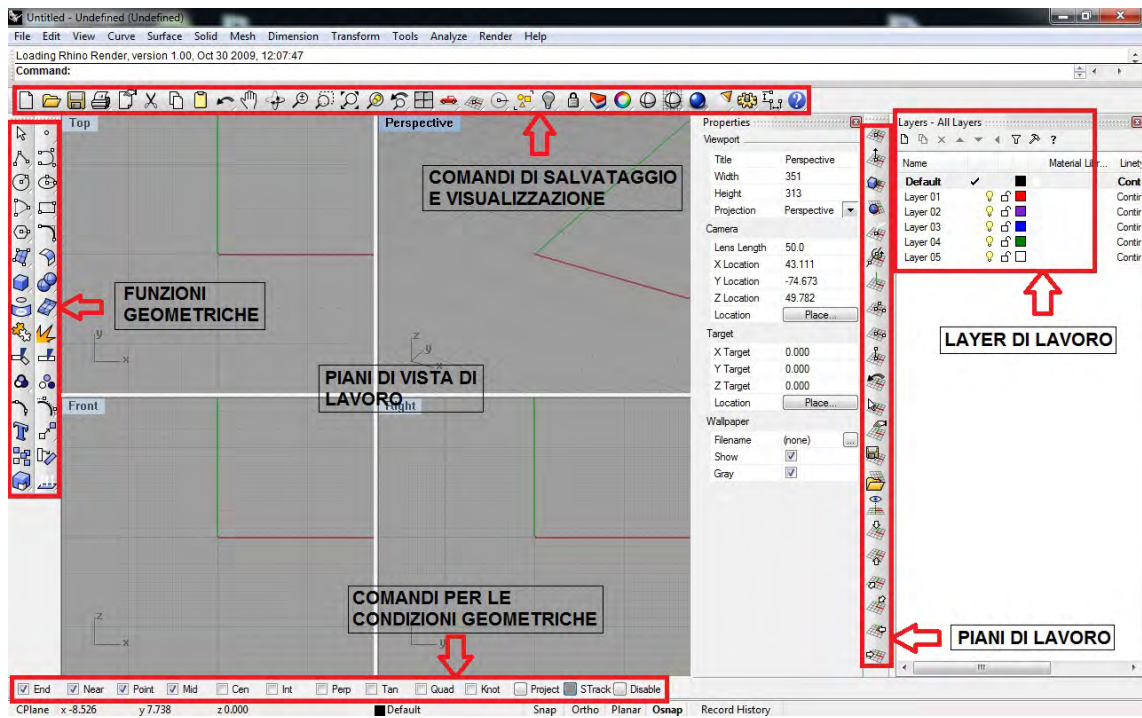


Figura 4.1: Finestra principale programma Rhinoceros®.

Una volta importato il file, questo presenta delle linee costruttive e di riferimento del CAD che devono essere eliminate. Successivamente sarà inoltre necessario inserire il motore, che verrà semplificato come un insieme di tubi triangolati sugli attacchi motore. Nella *Figura 4.2* è possibile vedere il telaio appena importato e nella successiva, *Figura 4.3*, il telaio pronto per la simulazione.

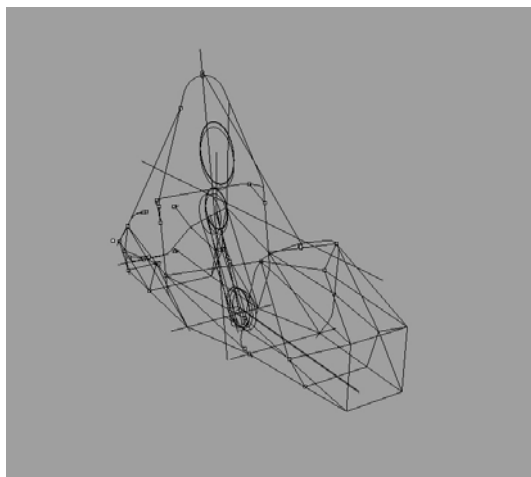


Figura 4.2: Geometria telaio appena importata.

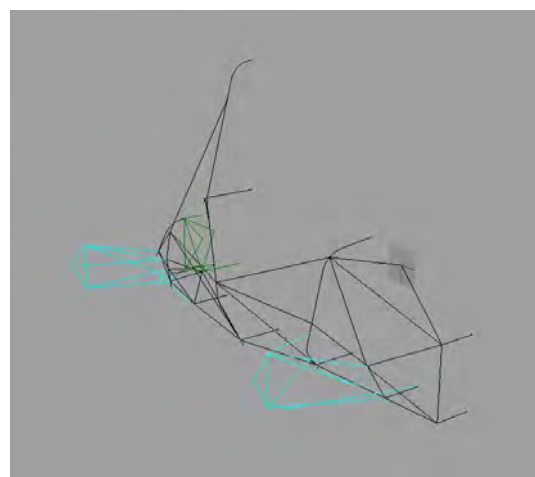


Figura 4.3: Geometria telaio preparata per la simulazione.

A questo punto, vengono disegnate le sospensioni ed il motore. E' molto importante individuare correttamente i punti dove verranno inserite le sospensioni; a tal fine è necessario effettuare un taglio dei tubi nelle zone di giunzione dei braccetti e delle altre componenti sospensive per generare delle zone di unione. [*Figura 4.4*]





Figura 4.4: Particolare della zona di divisione dei tubi nelle giunzioni sospensive.

## 4.2.2 Ansys

Una volta finita questa parte si può procedere in ANSYS [Figura 4.5] per impostare la simulazione.



Figura 4.5: Finestra principale del software ANSYS.

Il programma consente di importare file in formato *.iges*. Una volta importato il file di interesse, ANSYS riconoscerà le linee, che verranno sostituite con elementi *beam* e *link*, permettendo così di eseguire la simulazione.

ANSYS lavora in un ambiente privo di unità di misura, impostando dei determinati valori è possibile ottenere risultati con le unità di misura desiderate. In particolare utilizzando *MPa* (per modulo di elastico) e *mm* (spostamenti e dimensioni telaio) si otterrà *N* (per le forze).

## Geometria

Le componenti che sono state approssimate a triangolazioni di tubi sono:

- Motore: simulato da un reticolato di tubi che si uniscono agli attacchi motore. Tale struttura sarà realizzata con materiale infinitamente rigido per simulare l'alta rigidezza che il motore fornisce al telaio e identificare la sua natura di componente indeformabile. [Figura 4.6]

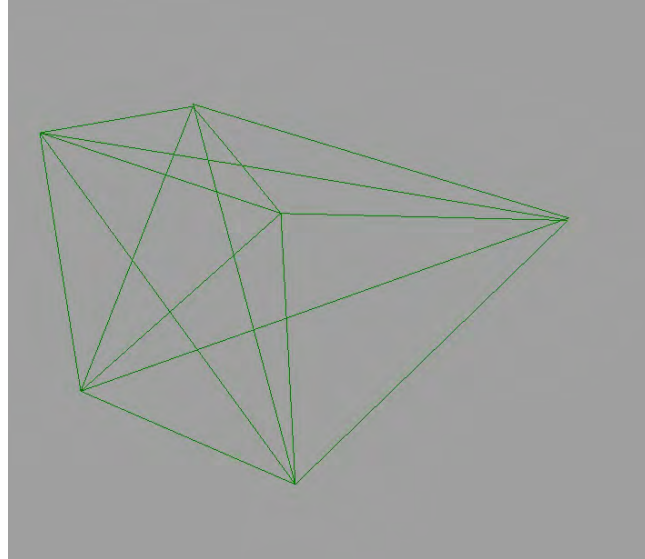


Figura 4.6: **Reticolato motore.**

- Triangoli delle sospensioni: schematizzati con semplici linee che collegano il porta mozzo ai tubi telaio nelle zone di attacco delle sospensioni.
- Porta mozzi: disegnati come triangoli (rosso). Sul vertice più esterno si trova il centro ruota, sugli altri due giungono i triangoli sospensivi (gialli). Inoltre è possibile vedere la componente che collega il porta mozzo allo sterzo (azzurro, nell'anteriore) ed alla convergenza (nel posteriore). [Figura 4.7]

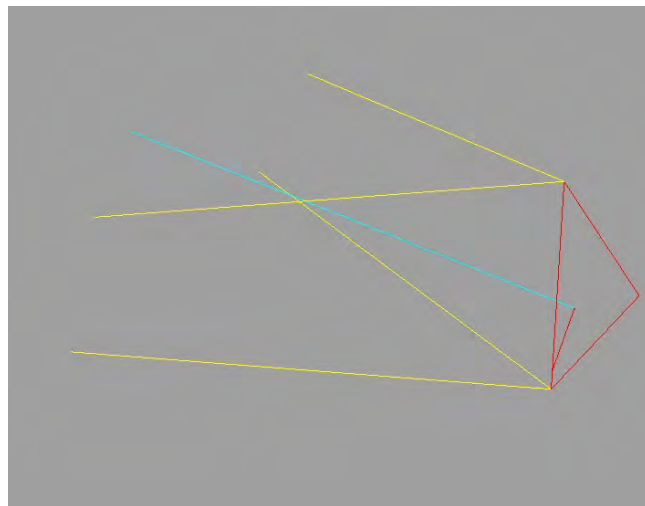


Figura 4.7: **Componenti delle sospensioni: triangoli, sterzo e porta mozzo.**

- Squadrette: schematizzate come linee (nero) collegate al telaio con un supporto triangolare (verde) che funge da perno di rotazione. L'ammortizzatore è una linea (magenta) e gli sarà assegnato un elemento link. Infine il pull (blu) collega la squadretta al porta mozzo (rosso). [Figura 4.8]

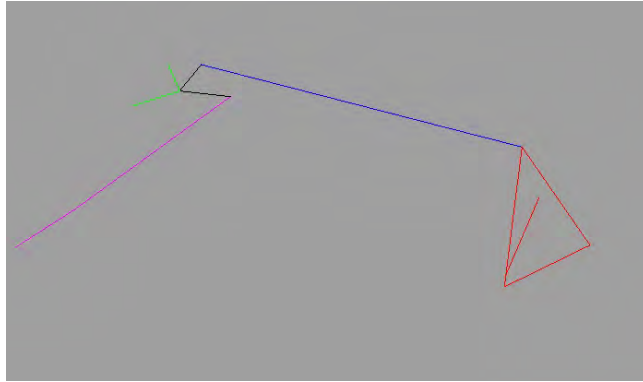


Figura 4.8: Componenti delle sospensioni: tirante, squadrette ed ammortizzatore.

Una volta effettuata l'importazione, è essenziale controllare che la geometria generale corrisponda a quella desiderata prima di procedere con la definizione dei materiali e delle sezioni degli elementi.

### Proprietà materiali

A questo livello vengono delineate nei dettagli le caratteristiche dei materiali. Si creano due materiali diversi con i comandi *Preprocessor*>*MaterialProps*>*MaterialModels*:

- Il primo materiale da impostare è acciaio 25CrMo4 (tubi ed attacchi sospensivi). Le caratteristiche sono il Modulo di Elastico (206 000 *MPa*) e coefficiente di Poisson (0.3). La procedura è illustrata in *Figura 4.9*, seguendo i comandi *Structural*>*Linear*>*Elastic*>*Isotropic*.

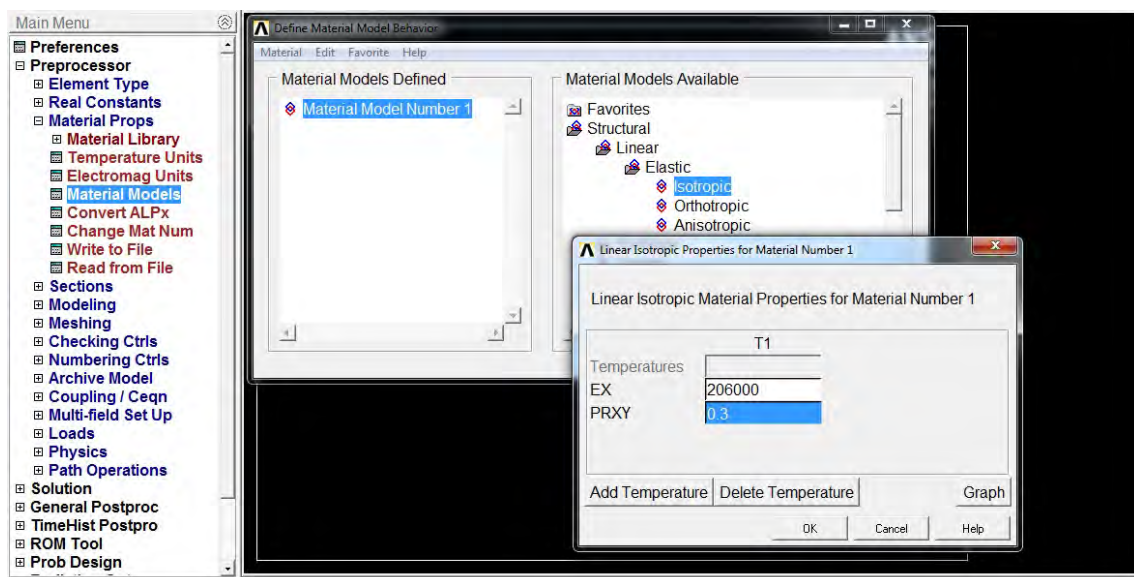


Figura 4.9: Procedura per la definizione del materiale 1.

- Il secondo materiale di nostro interesse è “infinitamente rigido”. Il Modulo Elastico è di tre ordini di grandezza maggiore rispetto all'acciaio (206 000 000 *MPa*) ed il coefficiente di Poisson è lo stesso (0.3). Questo materiale viene usato per: motore, porta mozzi, squadrette e braccetti. Questi elementi vengono considerati indeformabili (rispetto al telaio) in modo tale da valutare la reale rigidità torsionale del telaio indipendentemente dai cedimenti sospensivi.

### 4.2.3 Elementi costruttivi

#### Beam

Il passo successivo è la definizione degli elementi. Vengono utilizzati i *beam188*. [Figura 4.10]  
Tale elemento è costituito da due nodi con sei gradi di libertà ciascuno: le traslazioni X, Y e Z e le rotazioni attorno all'asse X, Y e Z. Esso può essere soggetto a trazione, compressione, torsione, flessione rispetto a due piani, taglio ed altre modifiche[11].

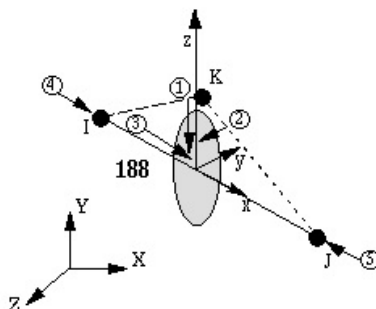


Figura 4.10: Schema dell'elemento beam.

Per definire l'elemento vengono utilizzati i parametri di *Tabella 4.1*.

PARAMETRO	DEFINIZIONE
K1	Warping Degree Of Freedom
K2	Cross Section Scaling
K3	Shape Function along the Length
K4	Shear Stress Output
K6	Output Control for section Forces/Moment and Strain/Curvature
K7	Output Control at Integration Points
K9	Output Control for values extrapolated the Element and Section nodes
K11	Set Section Properties
K12	Tapered Section Treatment
K13	Hydrodynamic Output
K15	Result File Format

Tabella 4.1: Parametri per definire l'elemento beam.

La *Figura 4.11* mostra come selezionare l'elemento e la successiva *Figura 4.12* mostra i parametri dell'elemento da definire.

*Element Type>Add/Edit/Delete>Add>Beam>2 node 188>Options.*

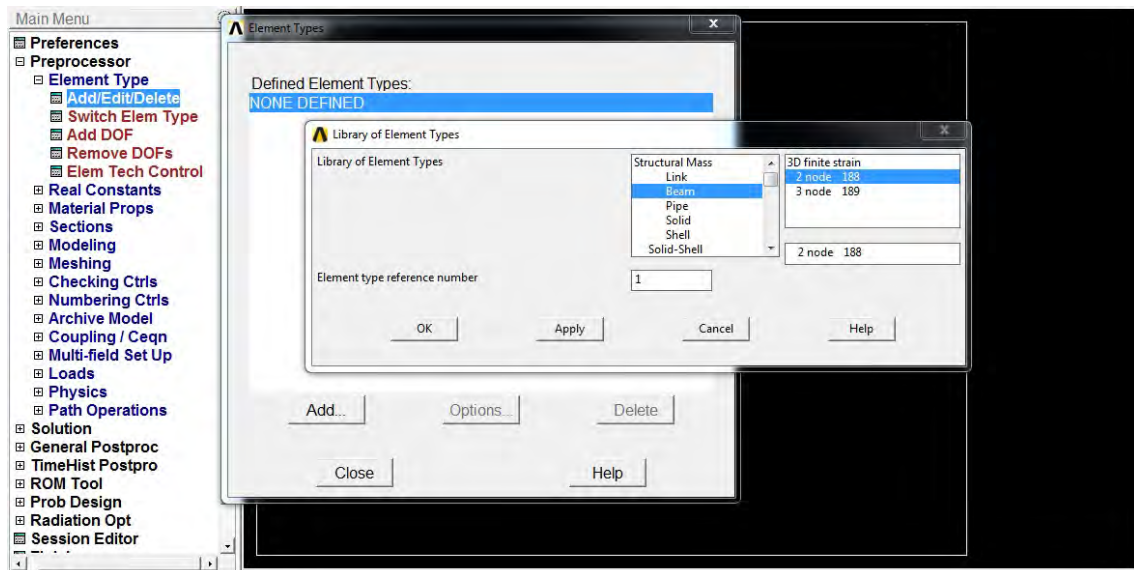


Figura 4.11: Selezionare element beam.

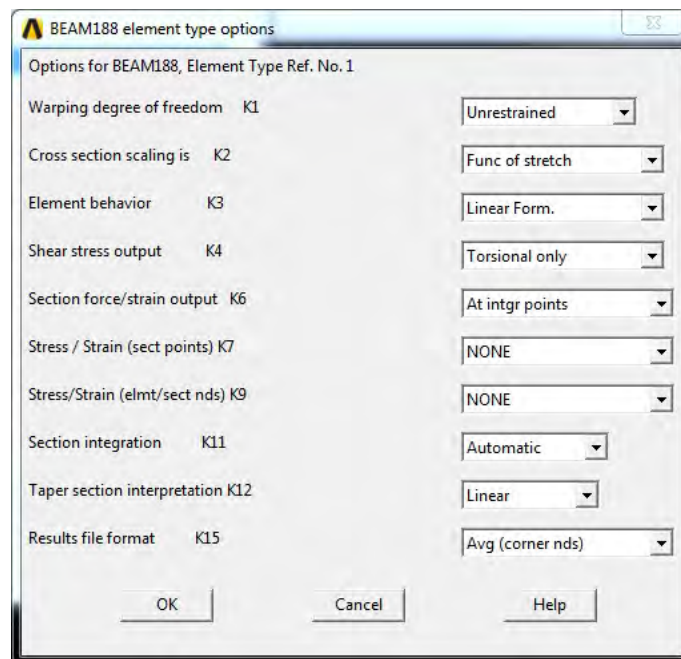


Figura 4.12: Parametri per definire l'elemento beam.

I parametri di nostro interesse sono:

- K1: per attivare o bloccare il settimo grado di libertà dell'elemento, il "warping", che consiste nella deformazione della sezione trasversale della trave. Nella nostra simulazione si stima che la deformazione sia trascurabile, quindi rimane "Unrestrained".
- K2: per modificare la sezione trasversale in funzione dell'allungamento. Abbiamo selezionato l'opzione "Rigid (classic)".
- K3: per influenzare l'accuratezza del modello. Tale parametro consente di selezionare la tipologia di funzione di forma da adottare per la descrizione di traslazioni e rotazioni all'interno dell'elemento. E' stato selezionato "Cubic Form".
- K4: per identificare gli output degli stress di taglio. Nel nostro caso vogliamo che vengano conteggiati sia i torsionali che flessionali, quindi "Include Both".

Per tale elemento è fondamentale conoscere la sezione trasversale, quindi il sistema ricaverà automaticamente l'inerzia della sezione una volta identificata la linea lungo il quale si sviluppa. Si procede con inserimento delle varie sezioni dei tubi utilizzate: 30x2, 28x1.5, 25x1.5, 25x1, 20x1, 16x1 e 14x1. La *Figura 4.13* mostra dove inserire le varie sezioni dopo aver eseguito i comandi *Section>Beam>Common Section*.



Figura 4.13: Inserimento dei dati della sezione tubo.

Dopo aver impostato ogni sezione si passa al posizionamento degli elementi *beam* nel modello. Si procede in *Meshing>Mesh>Lines* e facendo ruotare il modello si selezionano mano a mano le linee che verranno sostituite dagli elementi [Figura 4.14]. Bisogna inoltre verificare che il materiale (MAT), l'elemento (TYPE) e la sezione (SECN) siano corrette per quella data linea. Mostriamo quindi il caso specifico del *Front Hoop* realizzato con un tubo di sezione 30x2.

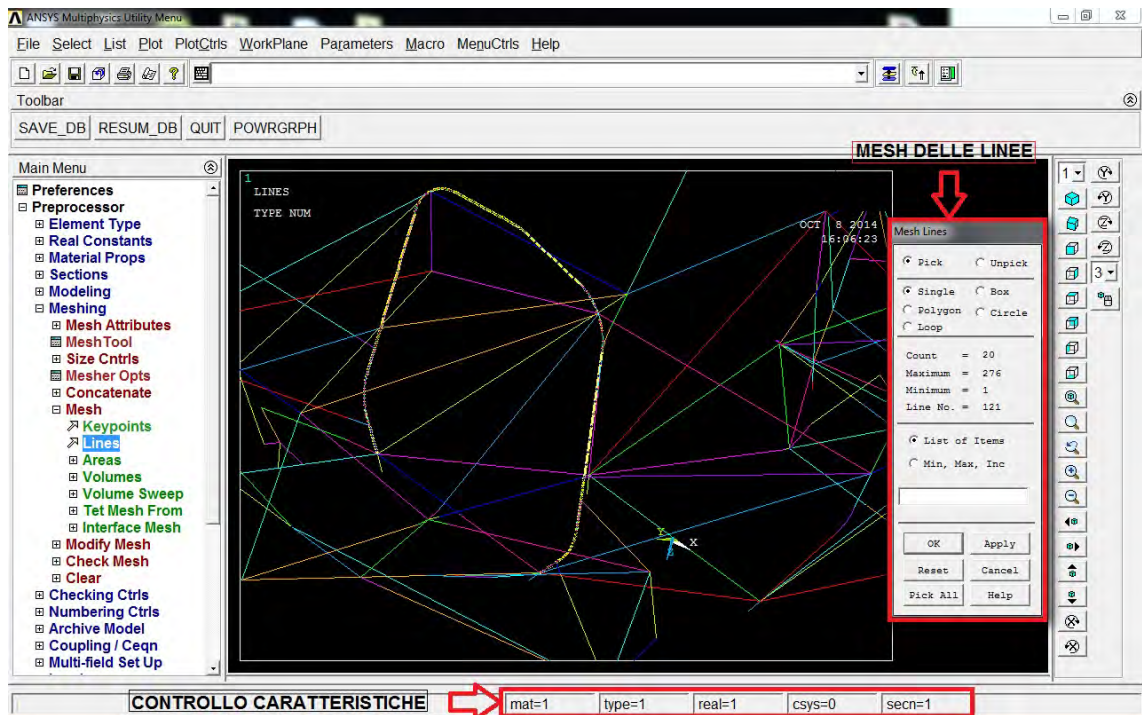


Figura 4.14: Mesh del Front Hoop con elemento beam 30x2.

Il risultato della mesh è mostrato nella *Figura 4.15*. Si controllano rapidamente le caratteristiche:

- Mat=1: il materiale usato è il primo definito, quindi è l'acciaio semplice.
- Type=1: l'elemento è il primo ad esser stato definito, quindi *beam*.
- Secn=1: la sezione usata è la prima definita, quindi la sezione 30x2.



Figura 4.15: Front Hoop dopo la mesh.

Si procede allo stesso modo per tutte le altre linee ottenendo alla fine il telaio completo. [*Figura 4.16*]

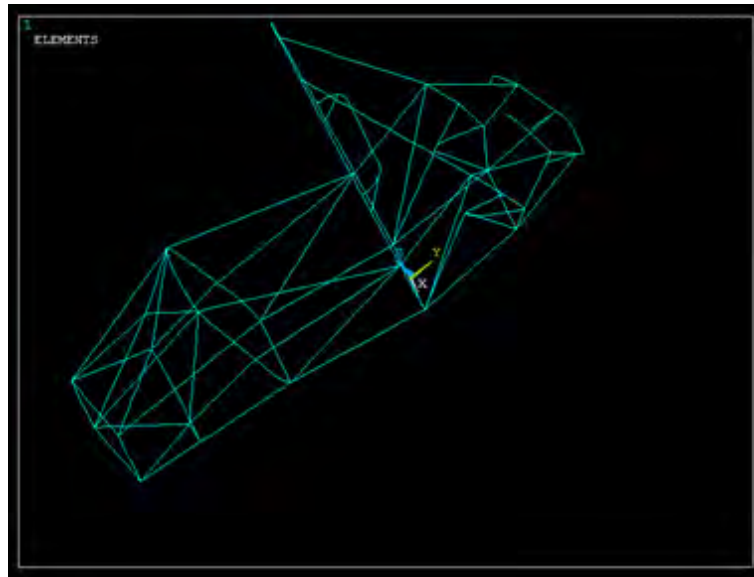


Figura 4.16: Telaio completo dopo la mesh di ogni tubo.

Il motore è composto da elementi *beam* da 28x1.5 con “rigidezza infinita”, quindi viene usato il materiale 2. In *Figura 4.17* si vede il risultato della mesh delle linee motore, tale operazione viene eseguita come per le linee del telaio.

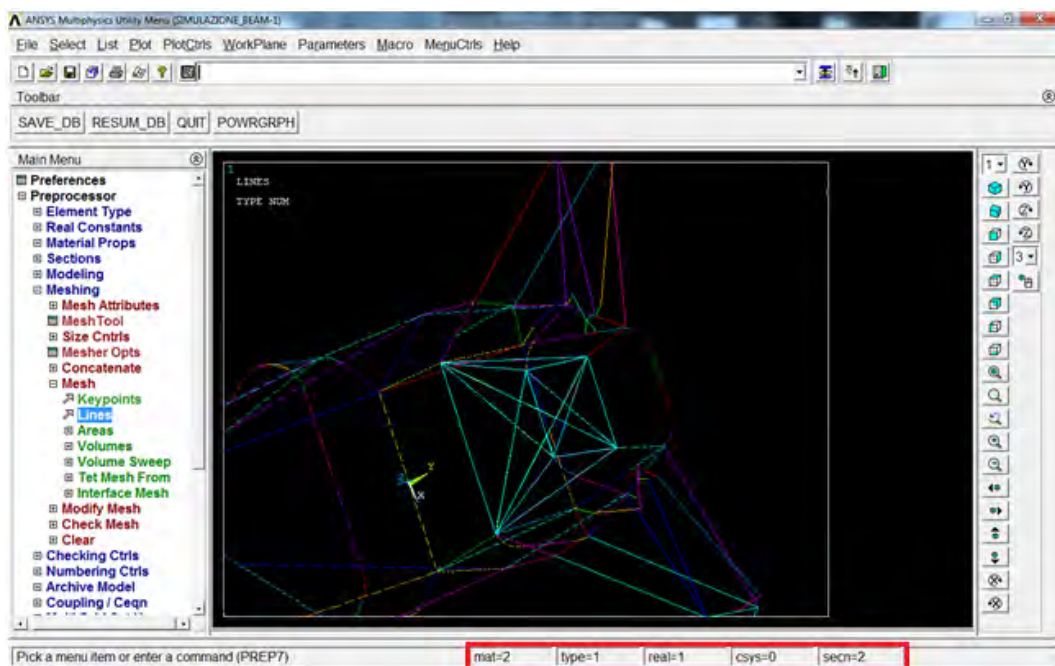


Figura 4.17: Mesh del reticolato motore.



Nel rettangolo rosso sono evidenziate le caratteristiche del tubo usato: si sta utilizzando il MAT=2 (materiale infinitamente rigido), dell'elemento di TYPE=1 (beam) e la sezione è la SECN=2 (28x1.5). Successivamente vengono realizzate le componenti delle sospensioni. Anche i porta mozzi vengono realizzati con elementi beam "infinitamente rigidi". [Figura 4.18]

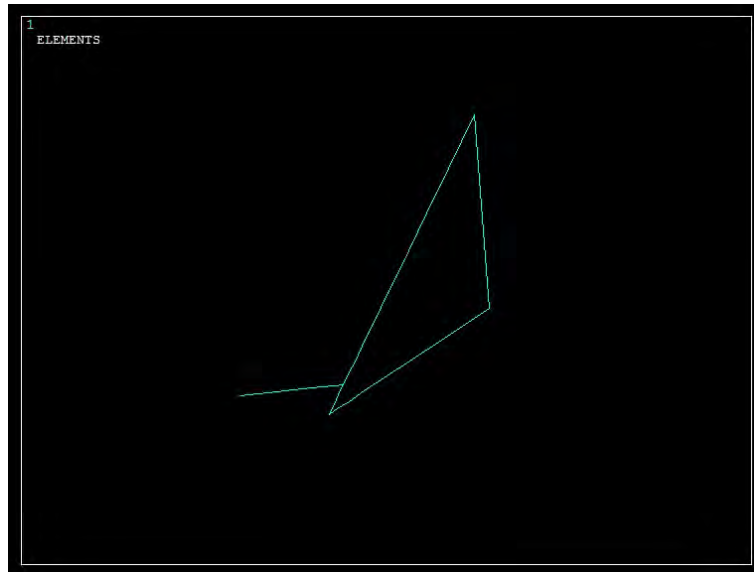


Figura 4.18: Mesh del porta mozzo.

Nel passaggio successivo è necessario realizzare le componenti, schematizzandole come triangoli e squadrette. Per la realizzazione delle squadrette si utilizza il comando "End Releases", che consente di ottenere due nodi accoppiati e coincidenti con un grado o più di libertà. Con tale accorgimento il modello mantiene la rotazione della squadretta sul suo asse z (sistema di riferimento della squadretta con asse z ortogonale al piano di giacenza).

Come prima cosa portiamoci vicino ad una squadretta con relativo supporto. [Figura 4.19]



Figura 4.19: Linee della squadretta e supporto.

Le componenti che verranno realizzate sono illustrate in Figura 4.20. Si procede, quindi, con la realizzazione di un sistema di riferimento nel piano della squadretta, con asse z uscente da esso ed il fulcro sullo snodo tra squadretta e supporto. [Figura 4.21]

La serie di comandi da utilizzare è *WorkPlane>Local Coordinate Systems> Create Local CS> By 3 Keypoints*.

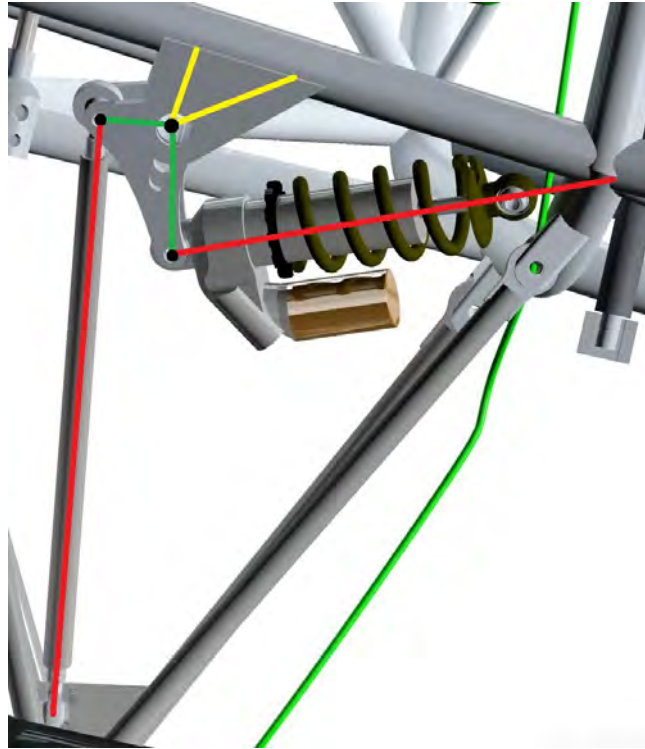


Figura 4.20: Render della squadretta con relative linee per la simulazione beam.

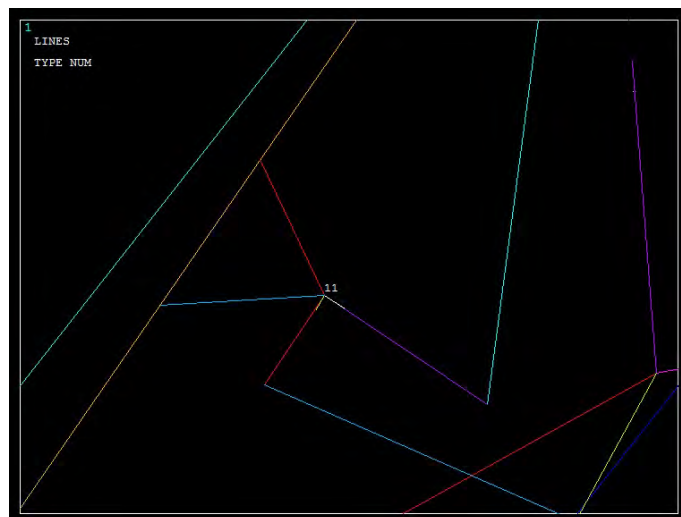


Figura 4.21: Realizzazione del sistema di riferimento squadretta.

Successivamente vengono realizzati gli elementi della squadretta e dei supporti. Per la prima componente si utilizzeranno *beam* con materiale “infinitamente rigido” per la seconda invece il materiale acciaio. Questo implica che la squadretta risulti molto più rigida del telaio, in modo tale da valutare la reale rigidezza torsionale del telaio e non gli eventuali cedimenti delle sospensioni. E’ importante far particolare attenzione al materiale in uso.

Una volta realizzati i due *beam*, si procede con la rotazione del nodo sul nuovo sistema di riferimento, precedentemente realizzato, serve con lo scopo di liberare la rotazione della squadretta lungo l’asse Z. I comandi sono:

- Modeling> Create >Nodes> On Keypointper realizzare i nodi sul centro della squadretta
- Modeling> Create > Elements > Auto Numbered> Thru Nodes per creare I beam
- Modeling>Move/Modify> Rotate Node CS> To Active CS per ruotare il nodo della squadretta rispetto al nuovo sistema di riferimento

Completati questi passaggi, si utilizza il comando End Releases per liberare la rotazione della squadretta lungo l'asse Z.

I comandi sono *Loads>LoadStepOpts>Other>End Releases>Beams>On PickedNode* una volta selezionato il nodoci verrà chiesto quale grado di libertà svincolare e noi selezioneremo ROTZ. [Figura 4.22]

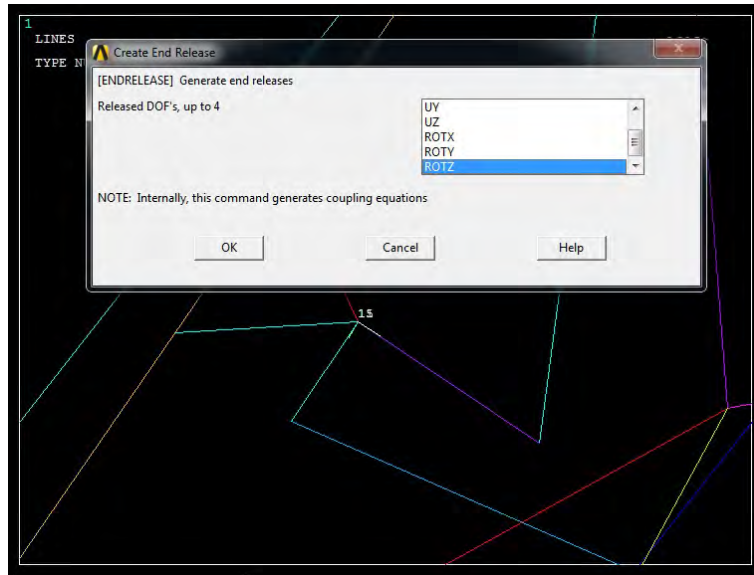


Figura 4.22: Utilizzo del comando End Releases.

Ora abbiamo ottenuto due nodi sovrapposti ma separati, con la possibilità di ruotare lungo l'asse Z. Quando si seleziona il nodo centrale, per completare squadretta e supporto, il sistema ci chiede quale dei due nodi prendere. [Figura 4.23]

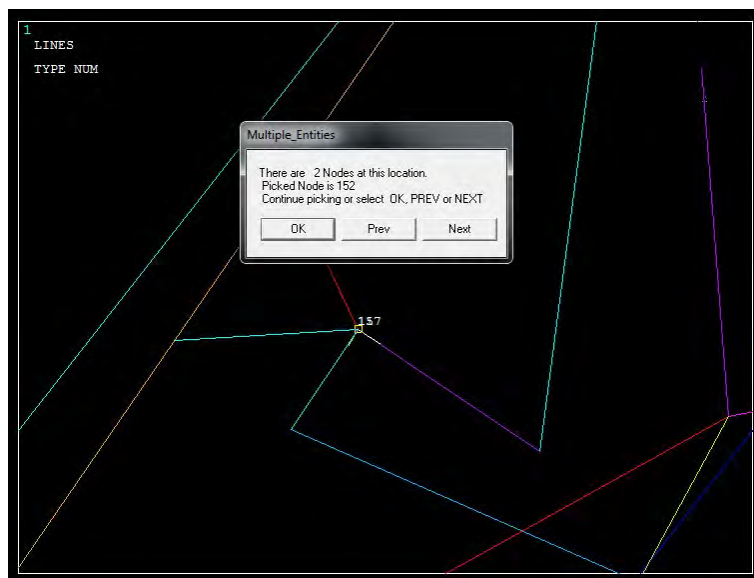


Figura 4.23: Richiesta del nodo da selezionare per procedere alla realizzazione dell'elemento.

Per esser sicuri di selezionare il nodo corretto, per completare la squadretta ed il supporto, si utilizzano i seguenti comandi: *Select>Entities>Elements>Ok* e si seleziona uno dei due elementi realizzati. [Figure 4.24-25]



Figura 4.24: Comando per la selezione.

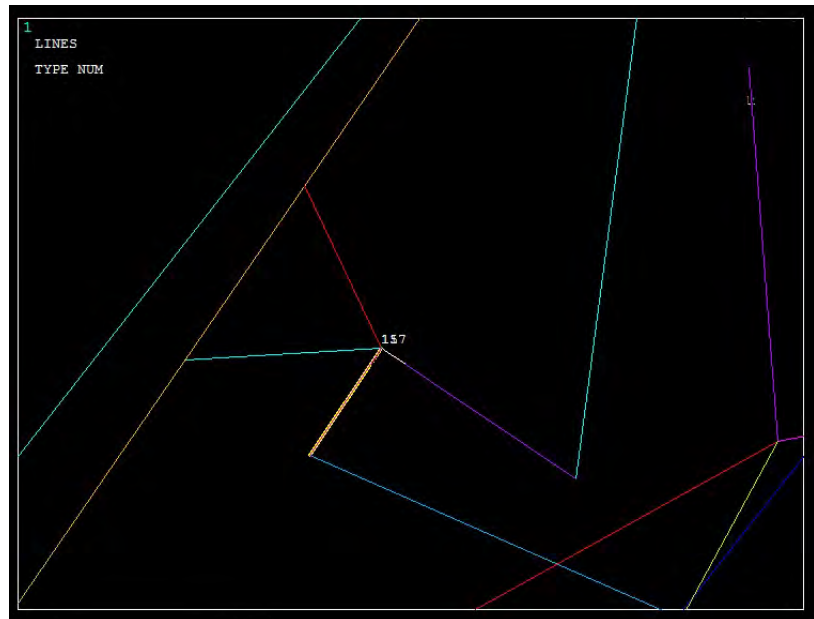


Figura 4.25: Procedura per la selezione.

Una volta selezionato l'elemento (in questo caso la squadretta) si analizzano i nodi che lo compongono *List>Elements>Nodes+Attributes*, Figura 4.26.

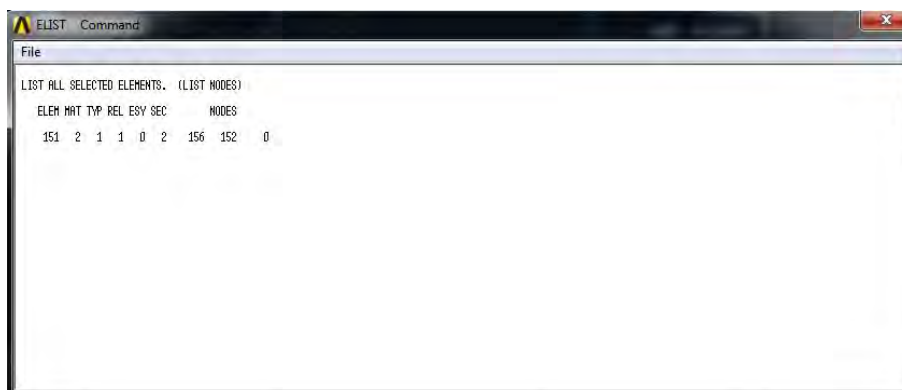


Figura 4.26: Lista riassuntiva dell'elemento selezionato.

Noti i nodi, si possono selezionare e completare le componenti in modo corretto unendo i *beam* della squadretta con il nodo squadretta, e lo stesso procedimento viene utilizzato per il supporto. Tale procedimento deve essere realizzato per ogni squadretta e comporta la realizzazione di altri tre sistemi di riferimento. Quando si realizza il nuovo sistema di coordinate è fondamentale controllare che il numero sia diverso dal precedente, altrimenti ANSYS sovrascriverà il precedente sistema.

## Link

L'ultima parte della progettazione consiste nella realizzazione di triangoli ed ammortizzatori, per far ciò vengono utilizzati gli elementi *link*.

Il *link*, noto anche come *rod*, è un elemento monoassiale soggetto a carichi solo lungo l'asse di sviluppo dell'elemento: trazione, compressione e torsione.

L'asse X è la linea congiungente tra i due punti. Ogni nodo ha tre gradi di libertà, che ne consentono la traslazione. [Figura 4.27]

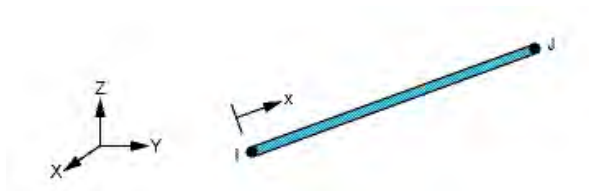


Figura 4.27: Schema elemento link.

L'elemento utilizzato, nello specifico, è il *link180*. I triangoli ed ammortizzatori subiscono un carico solo assiale, quindi possono essere perfettamente sostituiti e simulati da tale elemento. Il materiale utilizzato è quello "infinitamente rigido".

Si aggiunge il materiale con i comandi *ElementType>Add/Edit/Delete>Add>Link180*, l'unica opzione da verificare per l'elemento è che  $K2=Rigid(classic)$ . Infine di tale elemento deve essere definita l'area della sezione, e per fare cio' i comandi da utilizzare sono *Real Constants>Add/Edit/Delete>Add>Link180>Cross-sectional Area=100*. [Figura 4.28]

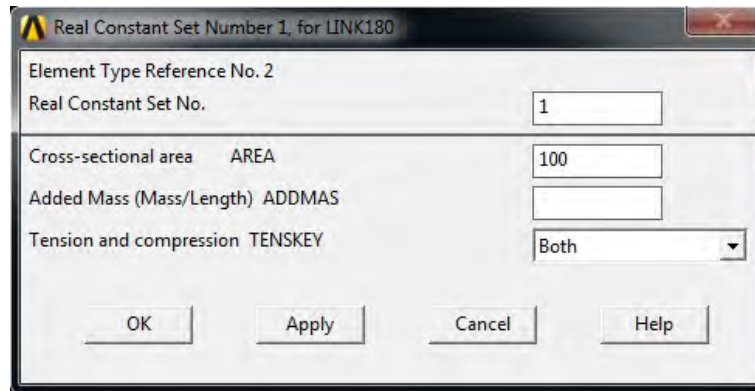


Figura 4.28: Definizione della Cross-sectional area dell'elemento link.

#### 4.2.4 Condizioni al contorno

Dopo aver completato il telaio e le sospensioni, si procede definendo i vincoli per la simulazione. Le condizioni da considerare sono due:

- Vincolo traslazioni UX, UY, UZ e rotazioni ROTZ, ROTY dei mozzi posteriori, lasciando libertà di rotazione al beccheggio;
- Spostamento  $UZ=+/-6\text{ mm}$  ai mozzi anteriori, ovvero spostamenti uguali ed opposti all'anteriore. Lo spostamento di  $6\text{ mm}$  è stato deciso in base ai dati della tesi del 2011 [7].

Per i primi vincoli si utilizzano i comandi: *Loads>DefineLoads>Apply>Structural>Displacement>On Nodes*, una volta selezionato il nodo del mozzo posteriore si vincolano UX, UY, UZ, ROTY e ROTZ lasciando libera la rotazione lungo l'asse X ( gli assi dipendono dal sistema di riferimento ANSYS). Alla fine del processo, sul modello compariranno delle frecce blu e gialle ad indicare i vincoli. [Figura 4.29]

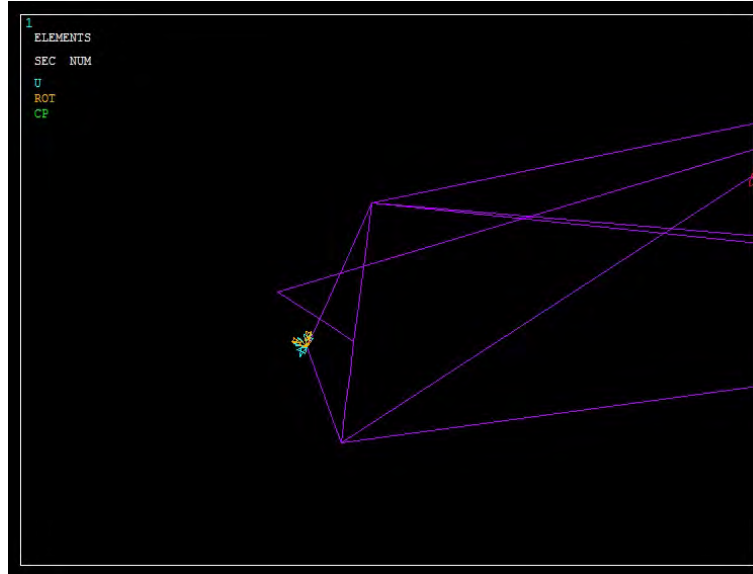


Figura 4.29: Visualizzazione delle condizioni al contorno sui porta mozzi posteriori.

Per il secondo vincolo si seleziona un mozzo anteriore alla volta e si imposta uno spostamento di 6 mm lungo Z: *Loads>DefineLoads>Apply>Structural>Displacement> OnNodes> UZ = 6*. Si imposta uno spostamento analogo ed opposto di segno sull'altro mozzo.

#### 4.2.5 Soluzione

Come nella tesi del 2011 [7], la simulazione è statica ed il software ANSYS deve risolvere l'equazione:

$$K_{aa} \cdot u_a = P_a \quad (4.1)$$

Dove:

- $P_a$  = carichi applicati.
- $K_{aa}$  = matrice di rigidezza.
- $u_a$  = vettore degli spostamenti.

A questa equazione viene sommata una serie di equazioni di vincolo  $R_{ra}$ , che lavora con vettore di carichi inerziali automaticamente calcolato ( $P_i$ ). Queste equazioni servono a risolvere l'equazione precedente, che senza vincoli non potrebbe aver soluzione.

$$K_{aa} \cdot u_a = P_a - P_i = P_{ai} \quad (4.2)$$

$$R_{ra} \cdot u_a = 0 \quad (4.3)$$

In linea teorica, se  $P_{ai}$  fosse bilanciato non ci sarebbe bisogno dei vincoli, ma nel caso di un minimo sbilanciamento (dovuto al troncamento di numeri) il sistema potrebbe aver soluzioni con spostamenti tendenti all'infinito.

In ANSYS la generazione della soluzione è semplice, con i seguenti comandi: *Solution>Analysis Type>New Analysis>Static* in modo da selezionare il tipo di simulazione: *Solution>Solve>Current LS* per effettuare la simulazione.

### 4.3 Solution generation

Una volta completata la simulazione, il programma dovrebbe dar un avviso di default. [Figura 4.30] Se il modello e/o i vincoli presentano lacune o problemi, la simulazione si blocca, evidenziando il tipo di errore.

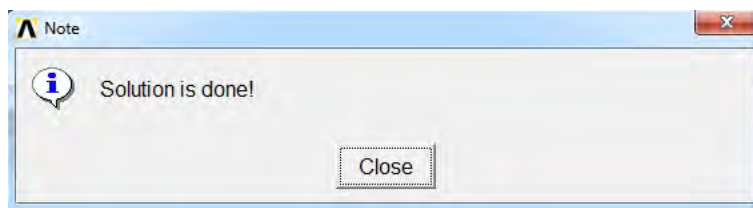


Figura 4.30: Avviso della conclusione della simulazione.

## 4.4 General Post-processing

Una volta completata la simulazione è importante ottenere i dati d'interesse. Per verificare che non ci siano errori nella struttura del modello, viene eseguito un plot della struttura seguendo i comandi: *General Postproc>Plot Results>Deformed Shape>Def + UndefEdge*. [Figura 4.31]

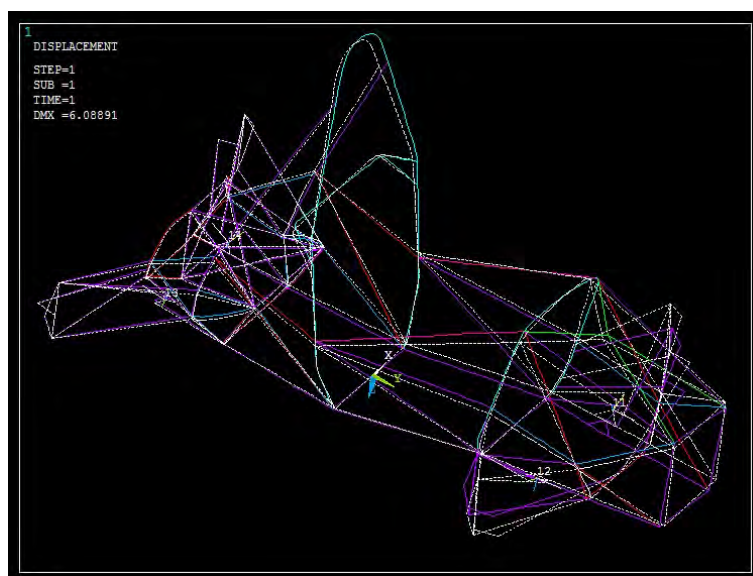


Figura 4.31: Plot della deformata (a colori) del telaio dopo la simulazione con la struttura non deformata (tratteggiata bianco).

Per stimare la rigidezza del telaio il programma richiede di conoscere lo spostamento verticale di alcuni nodi caratteristici, che saranno quelli utilizzati anche nella prova sperimentale. Come spiegato nella tesi del 2011 [7] e 2012 [9], si prendono come nodi gli attacchi sospensivi superiori dei triangoli, valutando solamente lo spostamento lungo Z.

I comandi per visualizzare tale spostamento sono: *General Postproc>Query Results>Subgrid Sol>UZ*. [Figura 4.32]

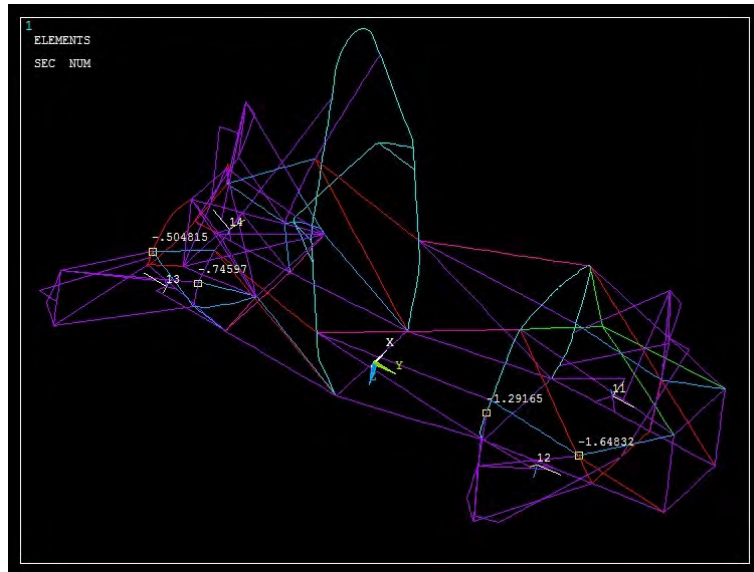


Figura 4.32: Visualizzazione degli spostamenti dei nodi dei triangoli superiori.

Un altro dato fondamentale per ricavare la rigidità, è la reazione vincolare dei nodi dei porta mozzi anteriori. Tramite i comandi *General Postproc>List Results>ReactionSolu*, si possono ricavare le reazioni vincolari lungo la direzione Z. [Figura 4.33]

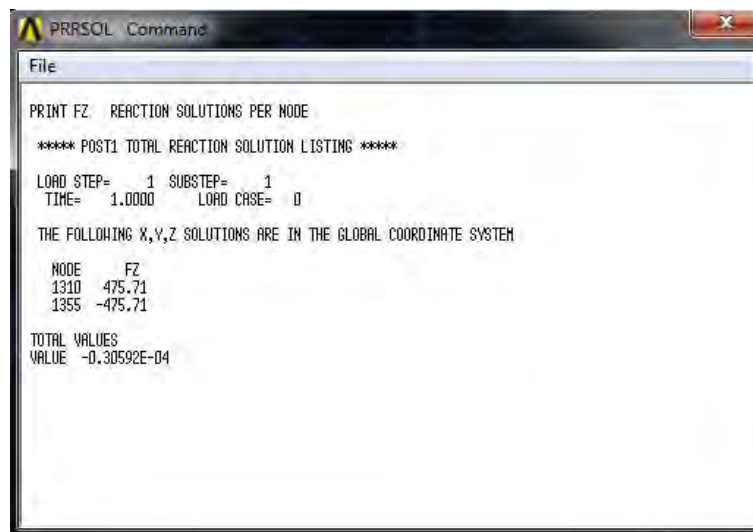


Figura 4.33: Risultati delle reazioni vincolari.

## 4.5 Analisi dei risultati ottenuti

La rigidità torsionale è la capacità di una struttura a resistere all'applicazione di un momento puro. Per poter risolvere l'equazione (Formula 4.4), dai dati precedentemente ottenuti si dovranno calcolare il momento torcente applicato e l'angolo di torsione.

$$k = \frac{M \text{ TORCENTE}}{\theta} \quad (4.4)$$

Dove:

- k= rigidità torsionale.



- M TORCENTE= momento applicato.
- $\theta$  = angolo di torsione.

Per il calcolo dell'angolo si è utilizzata la seguente *Formula 4.5*:

$$\theta = \arctan\left(\frac{|dz_1| + |dz_2|}{L}\right) \cdot \frac{180}{\pi} \quad (4.5)$$

Per il momento torcente invece sono state usate le reazioni vincolari lungo l'asse Z per il braccio della reazione rispetto alla mezzeria della vettura. [*Formula 4.6*]

$$M \text{ TORCENTE} = P_1 \cdot \frac{L}{2} + P_2 \cdot \frac{L}{2} \quad (4.6)$$

Ed essendo  $P_1$  e  $P_2$  uguale in modulo ed opposte, risulta:

$$M \text{ TORCENTE} = P_1 \cdot L \quad (4.7)$$

La *Figura 4.34* mostra lo schema per ricavare i dati per le formule precedenti.

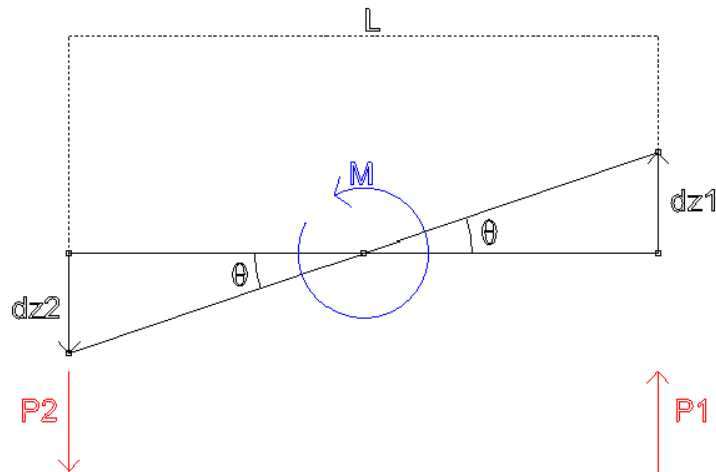


Figura 4.34: Schema geometrico per il calcolo del momento e dell'angolo di torsione [7].

La *Tabella 4.2* definisce i simboli e le variabili utilizzati nelle formule e figure precedenti.

SIMBOLO	SIGNIFICATO
L	Distanza tra i due punti di applicazione degli spostamenti.
$dz_1$	Spostamento verticale lungo Z del punto 1 [mm].
$dz_2$	Spostamento verticale lungo Z del punto 2 [mm].
$\theta$	Angolo di rotazione della sezione calcolata a partire da $dz_1$ e $dz_2$ [°].
$P_1$	Reazione vincolare al punto 1 [N].
$P_2$	Reazione vincolare al punto 2 [N].
M TORCENTE	Momento torcente applicato [Nm].

Tabella 4.2: Distinta base dei simboli usati nella *Figura 4.34* e nell' *Formule precedenti*.

Si deve far particolare attenzione al calcolo della rigidità del telaio, in quanto si deve sottrarre l'angolo calcolato per l'attacco posteriore del triangolo posteriore a tutti gli altri angoli nelle varie posizioni prescelte. In questo modo si valuta il contributo di rigidità del solo telaio e non delle componenti delle sospensioni.

### 4.5.1 Nuovo concetto della rigidità torsionale

In questi ultimi due anni il reparto Telaio ha approfondito e cercato di rispondere ad un quesito fondamentale per la realizzazione del telaio: quanta rigidità torsionale deve avere?

La risposta è stata cercata nell'articolo "The Effect of Chassis Stiffness on Race Car Handling Balance" di Andrew Deakin, David Crolla, Juan Pablo Ramirez and Ray Hanley [12] ed affrontata nel documento "Static effect of chassis compliance vehicle handling balance" [13].

È noto che, a causa del comportamento non lineare del grip delle gomme, il trasferimento di carico è responsabile del calo della forza totale  $F_y$  che le ruote riescono a generare quando la vettura è sottoposta ad un'accelerazione laterale.

È importante che il trasferimento di carico avvenga il prima possibile in modo tale da generare lo slip angle e quindi riprendere grip. Lo slip angle è definito come l'angolo compreso tra l'asse longitudinale parallelo alla direzione delle ruote ed il reale percorso che sta compiendo la vettura.

Il trasferimento di carico si può suddividere in due parti: un contributo è dato dalle masse non sospese e l'altro dalle masse sospese. Le masse non sospese sono tutte le componenti che poggiano al suolo; le masse sospese sono quelle che si trovano tra le componenti delle sospensioni ma che non poggiano al suolo.

$$\Delta F_z = \Delta F_z \text{sprung} + \Delta F_z \text{unsprung} \quad (4.8)$$

Il trasferimento di carico dovuto alle masse sospese si può dividere in due parti: quella geometrica (che avviene rapidamente quando il veicolo entra in curva) e quella elastica (che dipende dall'inerzia e quindi richiede tempo per essere assorbito).

Le formule di seguito spiegano il trasferimento di carico e ne calcolano le varie componenti.

$$\Delta F_z = \Delta F_z \text{elastic} + \Delta F_z \text{geometric} + \Delta F_z \text{unsprung} \quad (4.9)$$

$$\Delta F_z \text{elastic} = \frac{m_{\text{sprung}} \cdot \text{Latg} \cdot (z_{CG\text{sprung}} - z_{RC})}{\text{track}} \quad (4.10)$$

$$\Delta F_z \text{geometric} = \frac{m_{\text{sprung}} \cdot \text{Latg} \cdot z_{RC}}{\text{track}} \quad (4.11)$$

$$\Delta F_z \text{sprung} = \frac{m_{\text{unsprung}} \cdot \text{Latg} \cdot (z_{CG\text{unsprung}})}{\text{track}} \quad (4.12)$$

Le successive figure spiegano la determinazione delle formule precedenti. Si parte con la definizione di forza laterale (Figura 4.35) per poi proseguire con la descrizione del trasferimento di carico geometrico, elastico e delle masse non sospese. [Figure 4.36-37]

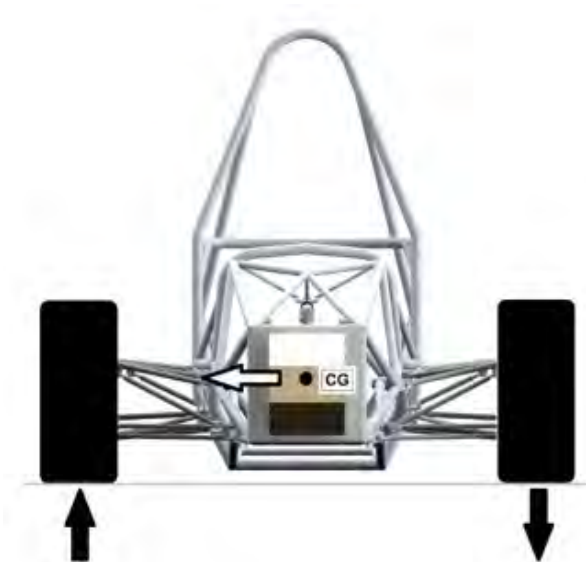


Figura 4.35: Illustrazione per il calcolo dell'accelerazione laterale e del trasferimento di carico

$$Latg = massatotale \cdot accelerazionelaterale \quad (4.13)$$

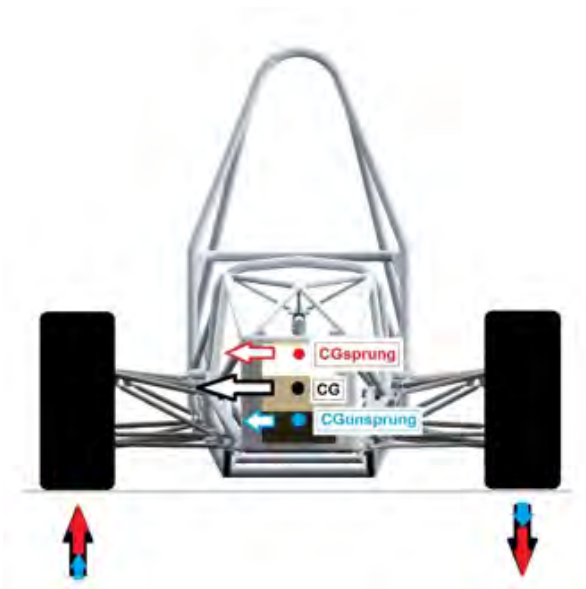


Figura 4.36: Illustrazione delle varie componenti del trasferimento di carico.

La *Tabella 4.3* raggruppa i simboli contenuti nelle formule utilizzate per il calcolo.

Le vetture da competizione richiedono delle modifiche di rigidità anti-rollio tra fronte e retro, in modo tale da ottenere risposte cinematiche adeguate al tipo di competizione. Tale rigidità è costituita da barre antirollio, ammortizzatore e gomme in serie ad esse. Si è reso necessario descrivere il trasferimento di carico anteriore e posteriore con le seguenti formule:

$$\Delta F_{z\,elastic, front} = \frac{m_{sprung, front} \cdot Latg \cdot (z_{zG\,sprung} - z_{RC\,front})}{FrontTrack} \cdot \frac{FrontARS}{TotalARS} \quad (4.14)$$

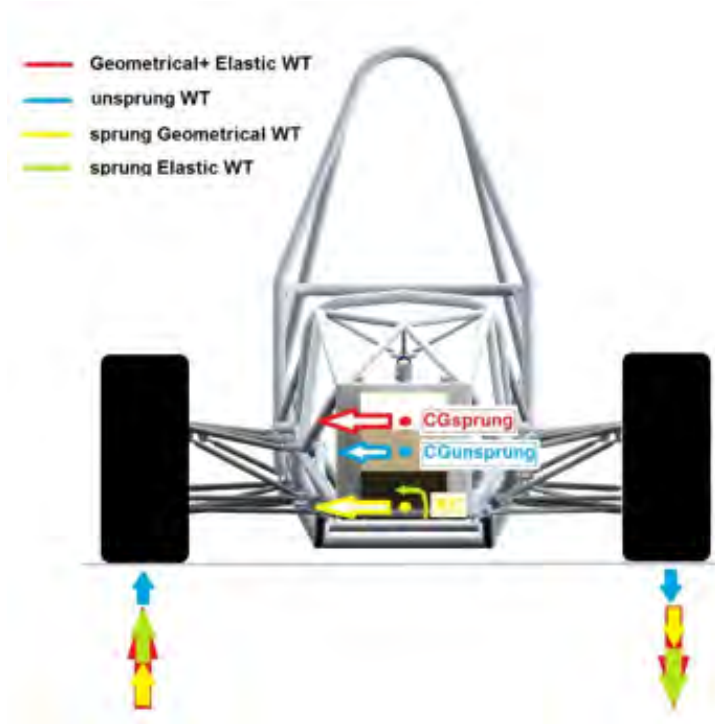


Figura 4.37: Illustrazione delle varie componenti scomposte per il calcolo del trasferimento di carico.

VARIABILI	SIGNIFICATO
$m_{sprung}$	Masse sospese
$m_{unsprung}$	Masse non sospese
$Latg$	Accelerazione alterale
$z_{CGsprung}$	Centro gravità delle masse sospese
$z_{CGunsprung}$	Centro gravità masse non sospese
$z_{RC}$	Centro di rollio
track	Carreggiata
ARS	Rigidezza antirollio

Tabella 4.3: Distinta base delle variabili utilizzate nelle formule.

$$\Delta F_{z\,elastic, rear} = \frac{m_{sprung, rear} \cdot Latg \cdot (z_{ZGsprung} - z_{RCrear})}{RearTrack} \cdot \frac{RearARS}{TotalARS} \quad (4.15)$$

$$\Delta F_{z\,geometric, front} = \frac{m_{sprung, front} \cdot Latg \cdot z_{RCfront}}{FrontTrack} \quad (4.16)$$

$$\Delta F_{z\,geometric, rear} = \frac{m_{sprung, rear} \cdot Latg \cdot z_{RCrear}}{RearTrack} \quad (4.17)$$

$$\Delta F_{z\,unsprung, front} = \frac{m_{unsprung, front} \cdot Latg \cdot z_{CGunsprung}}{FrontTrack} \quad (4.18)$$

$$\Delta F_{z\,unsprung, rear} = \frac{m_{unsprung, rear} \cdot Latg \cdot z_{CGunsprung}}{RearTrack} \quad (4.19)$$

Il contributo della distribuzione del trasferimento di carico, dovuto al trasferimento di carico elastico, è molto simile alla distribuzione della rigidezza anti-rollio, con un'unica differenza dovuta alla carreggiata anteriore e posteriore e dall'altezza dei centri di rollio (all'anteriore il  $Latg$  è più basso, perché si ha più tempo per sviluppare l'accelerazione laterale, si può entrare in curva più dolcemente ed

avere trasferimento di carico maggiore; invece il posteriore richiede di aver rapidamente accelerazione laterale).

A questo punto viene inserito nel modello anche il telaio. Questo è flessibile, e quindi porta ad una differenza dell'angolo di rollio anteriore e posteriore. [Figura 4.38]

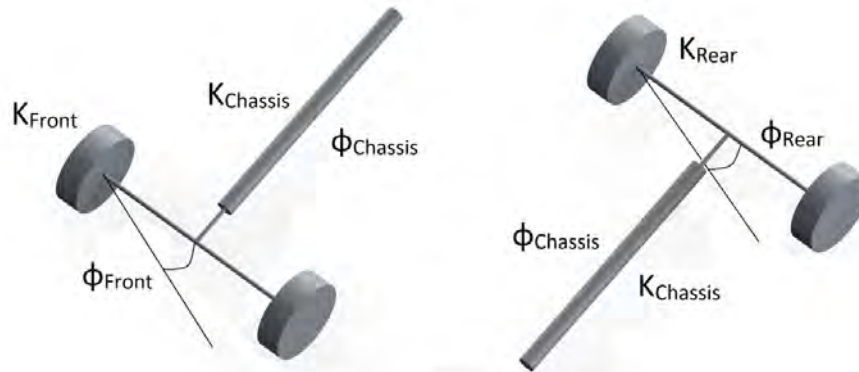


Figura 4.38: **Illustrazione del modello usato per la matrice di seguito.**

$$\begin{bmatrix} M_{rollfront} \\ M_{rollrear} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{front} & 0 & -K_{chassis} \\ 0 & K_{rear} & K_{chassis} \\ 1 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_{front} \\ \phi_{rear} \\ \phi_{chassis} \end{bmatrix}$$

Si considerano i momenti di rollio anteriori e posteriori, la rigidità antirollio anteriore e posteriore, ed infine si inserisce la rigidità torsionale del telaio in relazione agli angoli di rollio anteriori posteriori e del telaio stesso.

Otteniamo quindi i momenti uguali al trasferimento di carico anteriore e posteriore moltiplicato per la carreggiata anteriore e posteriore.

### Equazione del trasferimento di carico

Infine, conoscendo la distribuzione delle masse, si può calcolare il comportamento del telaio al variare della rigidità torsionale e della distribuzione delle masse.

Si è quindi implementato un codice MATLAB per valutare il comportamento. [Appendice A]

Considerando le caratteristiche della nostra vettura:

- Interasse = 1535 mm;
- Distribuzione delle masse = 50%;
- zCGsospese = 369 mm;
- Anteriore carreggiata = 1260 mm;
- Posteriore carreggiata = 1230 mm;
- zRCanteriore = 98 mm;
- zRCposteriore = 110 mm;
- zCGnon sospese = 255 mm;
- non sospese anteriori = 10 kg;
- non sospese posteriori = 14 kg;
- massesospese = 275 kg;
- totale ARS = 700 Nm/°;

Il risultato del codice è mostrato dalla *Figura 4.39*.

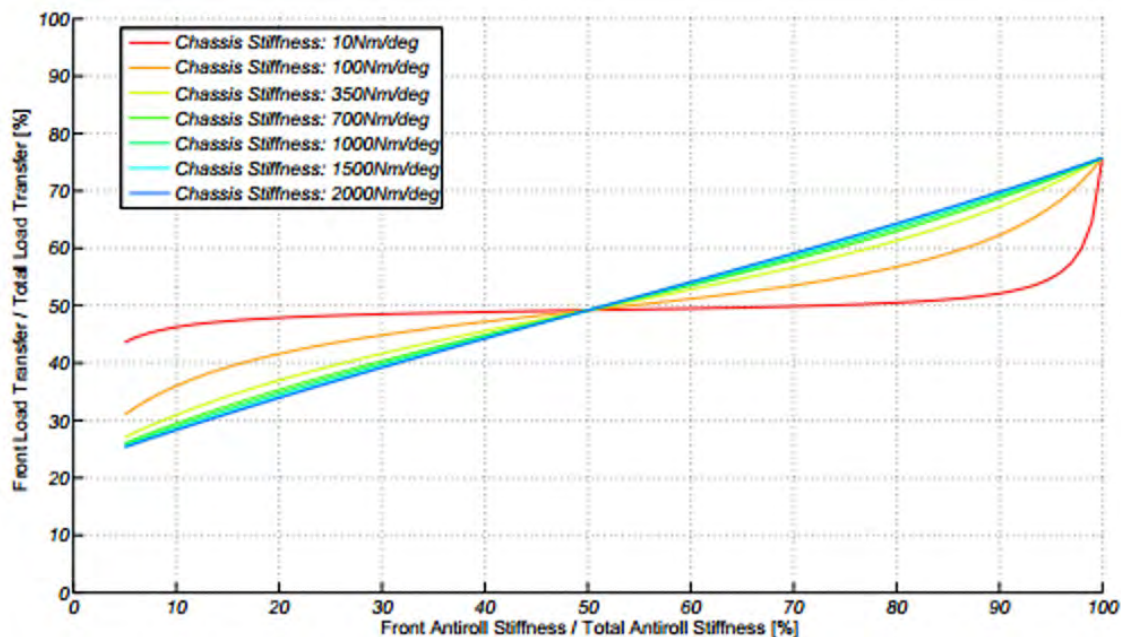


Figura 4.39: Grafico dell'andamento del trasferimento di carico al variare della rigidezza antirollio all'anteriore [6]

Il grafico dimostra che, con una distribuzione delle masse 50/50, la rigidezza torsionale adeguata per il telaio non è univoca, e più si aumenta la rigidezza, minore è il vantaggio in termini di linearità. Il telaio con una distribuzione delle masse uguale alla distribuzione della rigidezza antirollio (ex 50/50), identifica una condizione nella quale lo stesso non comporta effetti negativi se cedevole, ma nel caso questo risulti molto cedevole, diventa difficile spostarsi da quella distribuzione. Una volta raggiunti i  $1000\text{Nm}/^\circ$ , il comportamento è praticamente lineare e non è apprezzabile un ulteriore aumento della rigidezza.

Questo studio porta a dei risultati molto significativi, che segnano profondamente il calcolo della rigidezza torsionale del telaio. Si è infatti deciso di abbassare il valore della rigidezza nel nuovo telaio, ottenendo così un notevole guadagno in peso.

Abbiamo visto che non è necessario un telaio infinitamente rigido, ma un telaio rigido abbastanza da supportare i requisiti di rigidezza anti-rollo richiesti.

#### 4.5.2 Risultati della simulazione

Nella *Tabella 4.4* sono riportati i risultati della simulazione con momento antiorario (rispetto al pilota) che sarebbero uguali in senso orario.

La formula per calcolare la Rigidezza del Telaio è la seguente:

$$RIGIDEZZA\ TELAIO = \frac{M\ TORCENTE}{\theta_i - \theta_{TPP}} \quad (4.20)$$

Nella Formula 4.20  $\theta_i$  identifica l'angolo di una certa sezione del telaio e  $\theta_{TPP}$  identifica l'angolo calcolato all'attacco posteriore del Triangolo Posteriore superiore.

La reazione vincolare è calcolata sui centri ruota ed è uguale sul mozzo di destra e di sinistra. Gli spostamenti lungo Z sono riportati con DX e SX, dipendono dalla posizione del punto rispetto al pilota. I punti presi in considerazione sono gli attacchi dei triangoli superiori delle sospensioni. La Rigidezza Sosp contegge anche la cedevolezza delle sospensioni posteriori, mentre la Rigidezza Telaio valuta la rigidezza della sola componente telaio.

Una verifica effettua è calcolare la rigidezza del telaio senza motore. Tale simulazione serve a:

M TORCENTE[Nm][4.6]	$dz_1$ [mm]	$dz_2$ [mm]	L[mm]	$\theta$ [°][4.5]
567	1,52	-1,52	485,5	0,359
567	1,16	-1,17	506,5	0,264
567	0,66	-0,71	592,1	0,149
567	0,44	-0,5	440,8	0,104
RIGIDEZZA SOSP[Nm/°][4.4]		RIGIDEZZA TELAIO[Nm/°][4.20]		
1579		2223		
2149		3550		
3801		12578		
5448				

Tabella 4.4: Risultati della simulazione del telaio MG0914 a beam antiorario con motore.

- Conoscere l'errore che commettiamo nel simulare il motore come un reticolato infinitamente rigido.
- Identificare il range di valori in cui ci troviamo, ovvero dalla media tra la simulazione con e senza motore sappiamo di essere in sicurezza grazie al valore richiesto dal reparto Sospensioni.
- Verificare che il modello sia affidabile una volta effettuata la prova sperimentale.

I risultati sono riportati nella *Tabella 4.5*.

M TORCENTE[Nm][4.6]	$dz_1$ [mm]	$dz_2$ [mm]	L[mm]	$\theta$ [°][4.5]
329	1,87	-1,87	485,5	0,442
329	1,62	-1,62	506,5	0,367
329	1,06	-1,06	592,1	0,205
329	0,46	-0,47	440,8	0,121
RIGIDEZZA SOSP[Nm/°][4.4]		RIGIDEZZA TELAIO[Nm/°][4.20]		
745		1026		
898		1339		
1603		3904		
2721				

Tabella 4.5: Risultati della simulazione del telaio MG0914 a beam senza motore antiorario.

Presi i valori del telaio MG0813, riportati nelle *Tablelle 4.6-7*, si può notare che la rigidezza è scesa lievemente in tutta la vettura, *Figura 4.40*.

M TORCENTE[Nm][4.6]	$dz_1$ [mm]	$dz_2$ [mm]	L[mm]	$\theta$ [°][4.5]
636	1,76	-1,76	529,13	0,382
636	1,64	-1,64	552,2	0,341
636	0,81	-0,78	620,38	0,147
636	0,62	-0,62	523,43	0,136
RIGIDEZZA SOSP[Nm/°][4.4]		RIGIDEZZA TELAIO[Nm/°][4.20]		
1663		2582		
1867		3107		
4330		58476		
4676				

Tabella 4.6: Risultati simulazione del telaio MG0813 a beam con motore.

M TORCENTE[Nm][4.6]	$dz_1$ [mm]	$dz_2$ [mm]	L[mm]	$\theta$ [°][4.5]
427	2,15	-2,06	529,13	0,457
427	2,03	-1,96	552,2	0,414
427	1,21	-1,27	620,38	0,229
427	0,78	-0,83	523,43	0,176

RIGIDEZZA SOSP[Nm/°][4.4]	RIGIDEZZA TELAIO[Nm/°][4.20]
934	1519
1030	1789
1862	8007
2427	

Tabella 4.7: Risultati simulazione del telaio MG0914 a beam senza motore.

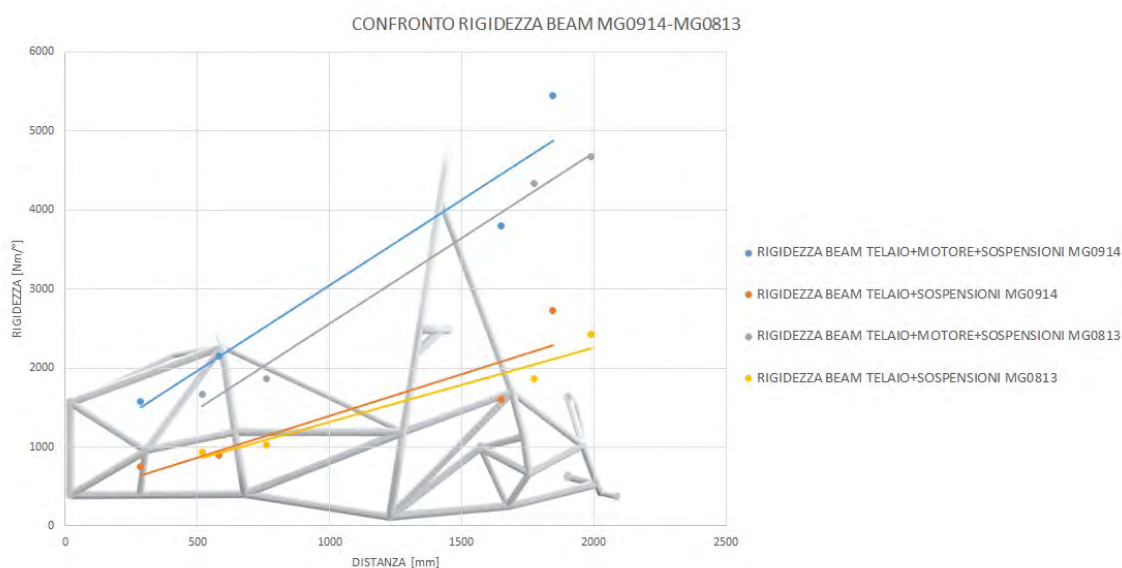


Figura 4.40: Grafico di confronto della distribuzione delle rigidezze lungo le vetture MG0914 ed MG0813.

Infine si tabulano i valori della Rigidezza Complessiva che valuta il contributo delle componenti delle sospensioni. [Tabella 4.8]

	RIGIDEZZA COMPLESSIVA [Nm/°][4.4]
MG0914 CON MOTORE	1041
MG0914 SENZA MOTORE	605
MG0813 CON MOTORE	1169
MG0813 SENZA MOTORE	784

Tabella 4.8: Rigidezza torsionale Complessiva, considerando le sospensioni anteriori e posteriori.

Nella successiva Figura 4.41 sono state messe a confronto le rigidezze del solo telaio (escludendo le componenti delle sospensioni).



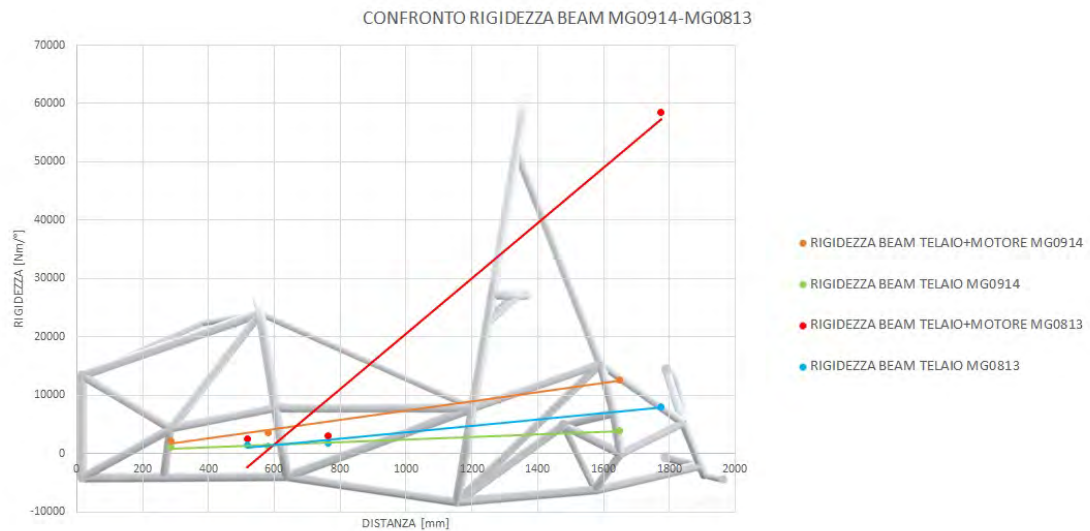


Figura 4.41: **Grafico di confronto della distribuzione di rigidezza lungo la vettura MG0914 ed MG0813.**

L'andamento della linea di tendenza rossa può trarre in inganno, ma osservando bene i punti nella parte sinistra del grafico (anteriore vettura) notiamo che le rigidezze si distribuiscono in valori molto simili tra i due telai (leggermente inferiori per la MG0914). Il picco della linea rossa indica una rigidezza molto elevata tra il penultimo e l'ultimo attacco delle sospensioni preso come riferimento. La scelta del calo di rigidezza è la conseguenza del nuovo concetto di rigidezza torsionale che è stato preso in considerazione. E' stato possibile abbassare tale valore anche grazie alla riduzione dei carichi della vettura. Avendo ottenuto una vettura complessivamente più leggera, è possibile scendere anche di rigidezza, considerando il risparmio di peso. Ovviamente prima di confermare il telaio è stata eseguita la simulazione shell, che consente di avvicinarsi maggiormente alla realtà. I risultati ottenuti da questo studio e l'approfondimento di questa teoria innovativa ha permesso di ottenere una vettura del peso di 198 kg, abbattendo così la soglia dei fino ad ora invalicabili 200 kg, ottenuti dai team precedenti. Inoltre la risposta del telaio alle modifiche sospensive è ottima, a dimostrazione del fatto che il telaio ottenuto presenta una rigidezza torsionale sufficientemente elevata.



## Capitolo 5

# Analisi FEM del telaio con elementi SHELL

### 5.1 Analisi agli elementi finiti

Come già accennato nel Capitolo 4, per approfondire lo studio della rigidità torsionale del telaio, abbiamo proseguito con l'analisi ad elementi *shell*. Questa seconda analisi è necessaria per avere un confronto più realistico del telaio. In particolare, si cerca di valutare la cedevolezza dei nodi, cosa che con gli elementi *beam* non è possibile.

Per la simulazione è stata eseguita una procedura simile a quella descritta nella tesi FSAE 2012 [9], che è stata utilizzata come riferimento. Il modello da noi utilizzato è totalmente diverso, ma i vincoli e carichi applicati sulla prova saranno gli stessi.

### 5.2 Pre-processing

La prima parte dell'analisi consiste nel preparare la struttura del telaio con Rhinoceros®.

#### 5.2.1 Rhinoceros

Per poter utilizzare elementi *shell*, è necessario avere superfici, quindi realizzare i tubi ed infine intertarli l'uno con l'altro. Tale operazione viene eseguita in maniera abbastanza semplice tramite il programma Rhinoceros®, per la libertà nel realizzare superfici consentita dal software.

Partendo dalle linee del modello *beam*, utilizzando questo programma, vengono sviluppati attorno ad esse i tubi del telaio con le relative misure. [Figura 5.1]

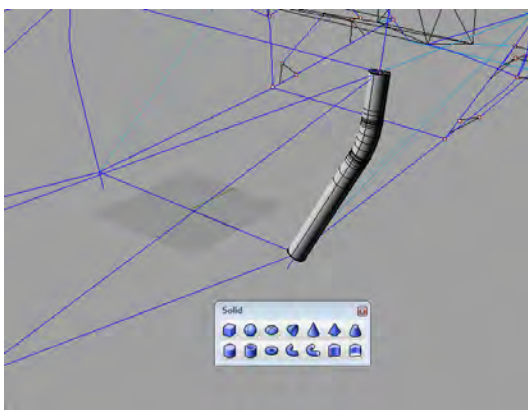


Figura 5.1: Sviluppo di un tubo in Rhinoceros.

I comandi sono: *Solid > Pipe > Radius*; in questa fase è importante fare attenzione alla rimozione dell'estremità del tubo. Il raggio del tubo da impostare deve essere quello esterno in base a diametro e spessore: Ex *30x2 > radius = 15mm*.

Nei vari nodi del telaio, nel punto in cui si sovrappongono i tubi, questi vengono "tagliati" ed intestati mantenendo un ordine gerarchico dal più grande al più piccolo. Il comando utilizzato è la funzione Split. [Figura 5.2-3]

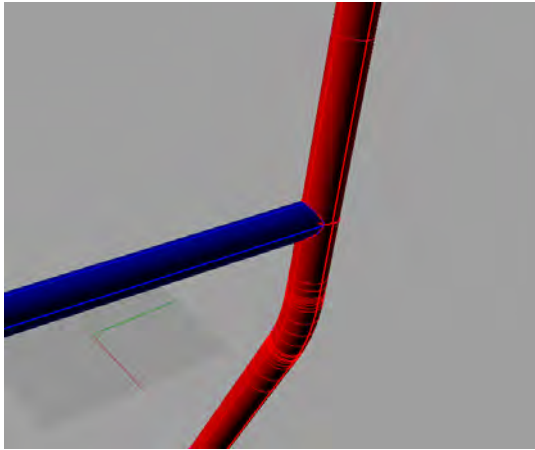


Figura 5.2: Intestatura dei tubi.

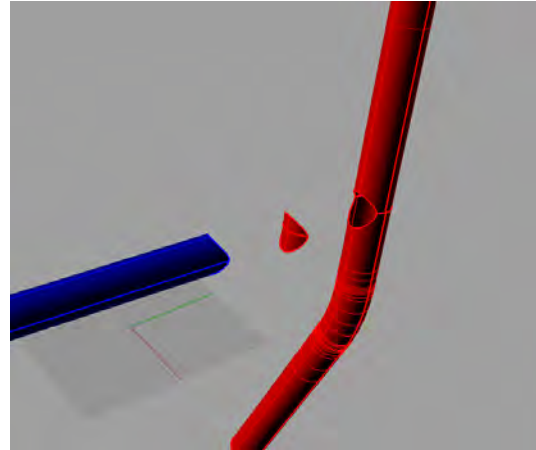


Figura 5.3: Dettaglio dell'intestatura.

Una particolarità nella realizzazione del modello è mostrata nella *Figura 5.3*, dove si può notare che i tubi non devono essere semplicemente intestati ma è necessario mantenere la superficie del tubo in comune.

Anche gli attacchi delle sospensioni sono stati sottoposti alla medesima procedura. [Figura 5.4-5]

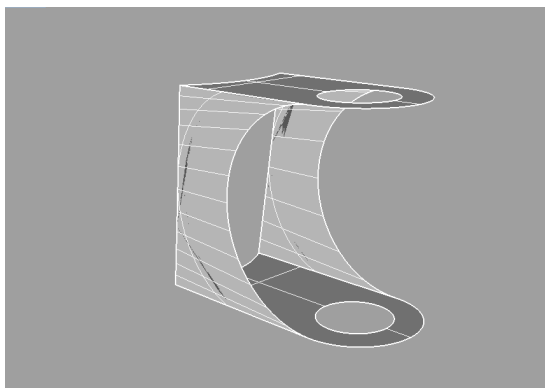


Figura 5.4: Attacchi sospensioni.

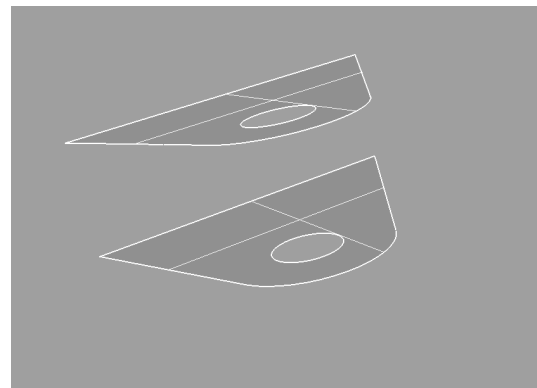


Figura 5.5: Attacchi squadrette.

Una volta realizzato tutto il telaio ed intestati tutti i tubi, si passa all'esportazione, che è eseguita in *.iges*. [Figura 5.6]

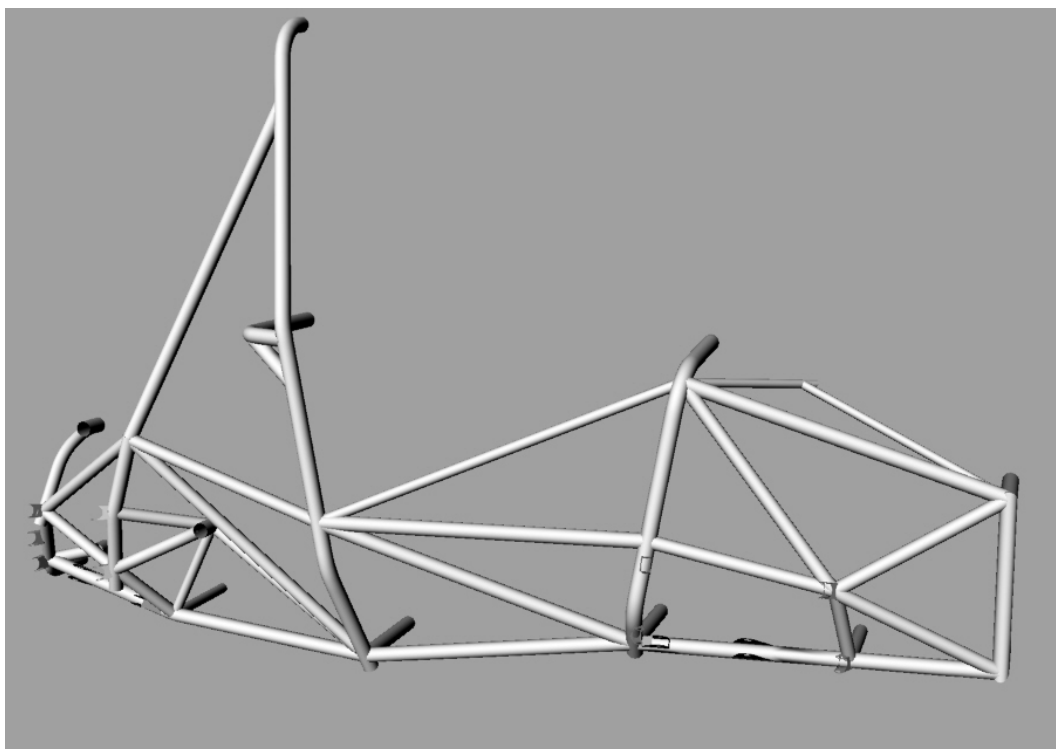


Figura 5.6: Telaio realizzato e preparato in Rhinoceros.

La scelta di realizzare solo metà telaio con Rhinoceros, è dovuta dal notevole numero di superfici che ne risulterebbe necessario disegnare e dal tempo di elaborazione della simulazione completa, che risulterebbe molto lungo. Inoltre con una licenza da studente del programma Hyperwork, il numero di elementi da poter utilizzare è limitato. Per queste ragioni nella nostra simulazione, abbiamo deciso di disegnare metà telaio e vincolarlo anti simmetricamente in mezzeria.

Per esportare il modello in modo corretto, le superfici devono essere esportate in formato *iges* > *HyperFORM OPEN MIND*. [Figura 5.7]

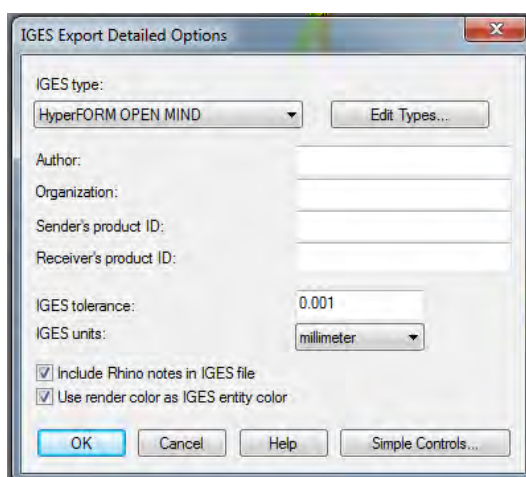


Figura 5.7: Corretta esportazione del modello in HyperMesh.

### 5.2.2 Hyperwork

Il software Hyperwork consente di eseguire comandi complessi in modo semplice ed intuitivo. La prima operazione eseguita con tale programma è il controllo della continuità delle varie superfici a contatto.

[Figura 5.8]

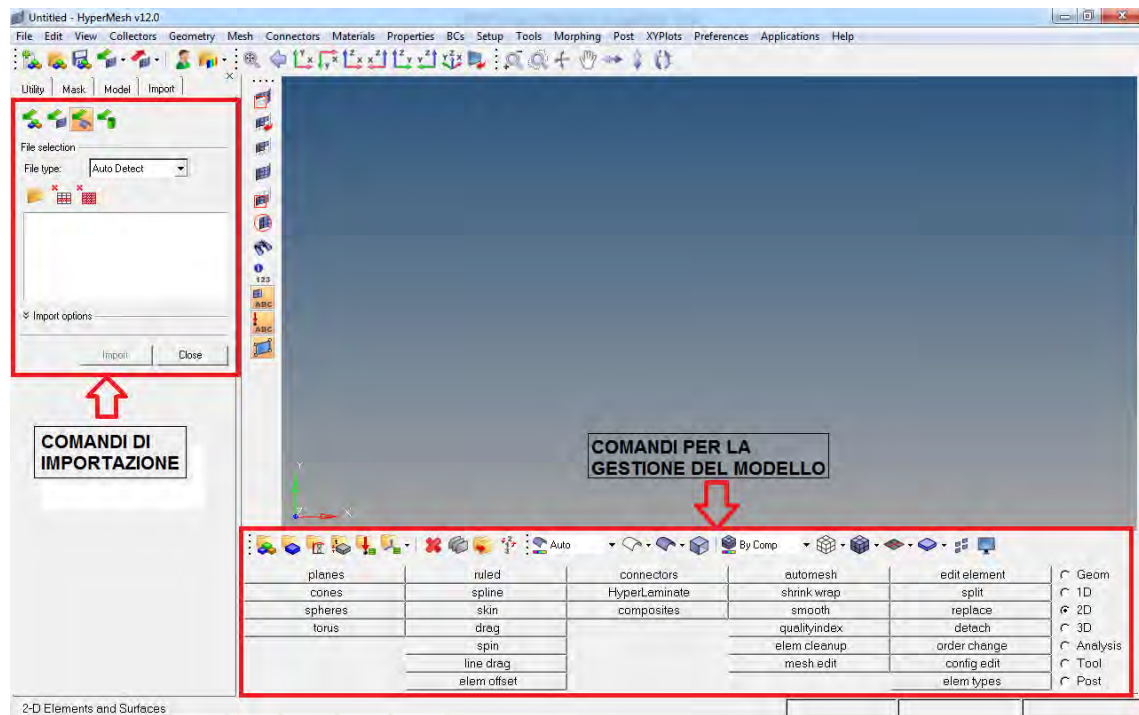


Figura 5.8: Schermata principale del software HyperMesh.

## Geometria

Pur avendo intestato e tagliato i tubi in modo corretto una volta importato il file in ANSYS potrebbe risultare che le superfici non risultino continue. Il programma HyperMesh consente di controllare il loro corretto congiungimento.

Il controllo delle superfici viene eseguito in *Geom > edge edit*. Nella Figura 5.9 si possono vedere le linee di giunzione dei tubi, nelle zone in cui sono presenti linee verdi-rosse le superfici dei tubi non sono collegate.

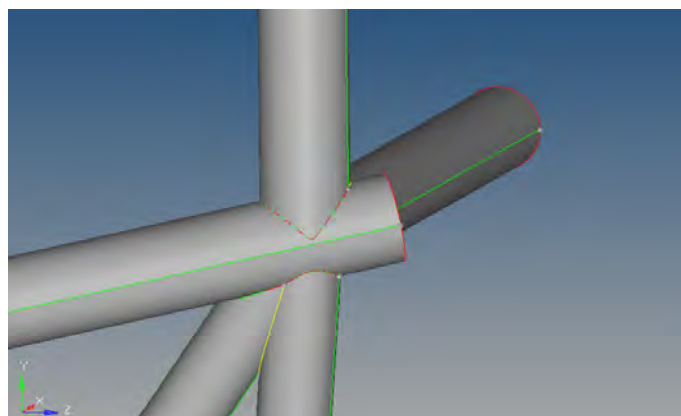


Figura 5.9: Linee di giunzione delle superfici.

Cliccando con il mouse su tali linee, sarà possibile modificarle e portarle ad avere un colore giallo, che indica la corretta unione tra le superfici. [Figura 5.10]

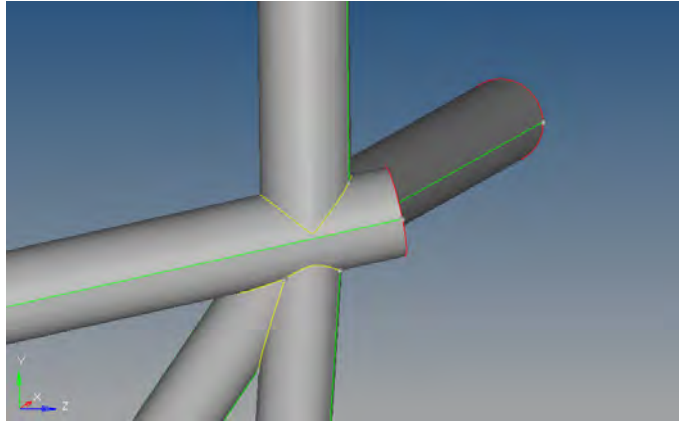


Figura 5.10: Linee di giunzione delle superfici.

Se utilizzando questo comando le superfici risultano non allineate è necessario eseguire il comando *reject*, ed, in caso, variare il valore del *cleanup tol* da 0,2 a 0,5.

### Mesh

Il passaggio successivo consiste nella mesh delle superfici. Per eseguire tale operazione è necessario cambiare interfaccia all'interno del programma con i comandi: *Preferences > User Profile > Ansys*. I comandi nella parte bassa del programma verranno modificati e ne compariranno di nuovi. Il primo comando di nostro interesse è *2D > ET Type > nome file* (esempio: SHELL) e poi si selezionano gli elementi *shell181* dalla lista.

A questo punto è importante impostare le corrette opzioni per le componenti del modello, in modo tale da permettere ad ANSYS di riconoscerle. Bisogna impostare per ogni componente *Edit > Card Image > HM\_COMP > Update*. [Figura 5.11]

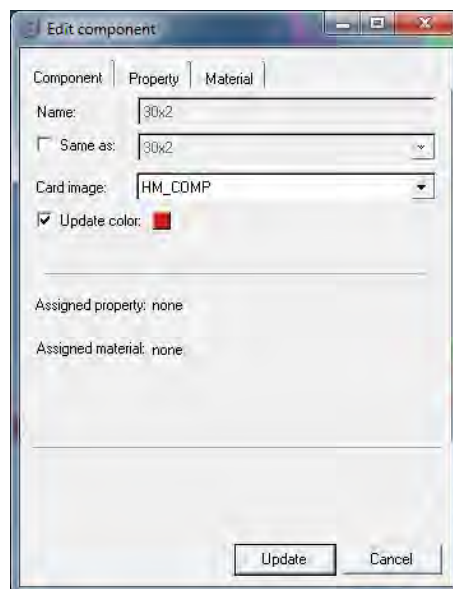


Figura 5.11: Selezione della Card Image.

Quindi, ogni componente va nuovamente selezionata e tramite *Card edit >* si seleziona *ET Type* precedentemente realizzato.

Dopo queste operazioni, ogni elemento realizzato nelle componenti sarà associato ad un elemento *shell181* e riconosciuto in ANSYS.

Per effettuare la mesh delle superfici si procede con *2D > automesh > unmeshed > mesh*; la grandezza

degli elementi quadrati utilizzati è di 2 mm. [Figura 5.12]



Figura 5.12: Comandi per eseguire la mesh.

Quindi si verifica che ogni superficie sia collegata e che non ci siano problemi di non continuità della mesh. Con i comandi *Tool> edge> comps> find edge*, si vanno a delimitare i contorni della mesh ed è così possibile identificare zone di non giunzione degli elementi.

Prendendo come riferimento l'attacco dell'ammortizzatore (Figura 5.13) e plottando solo le linee di contorno si possono notare dei contorni che non dovrebbero esserci. [Figura 5.14]

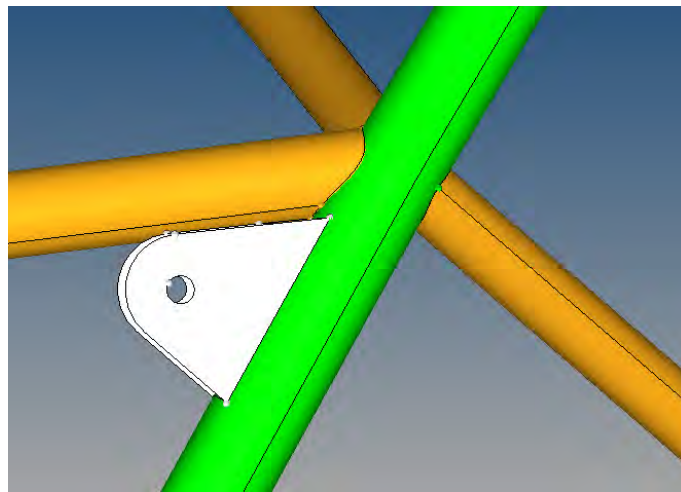


Figura 5.13: Dettaglio della zona ammortizzatore.

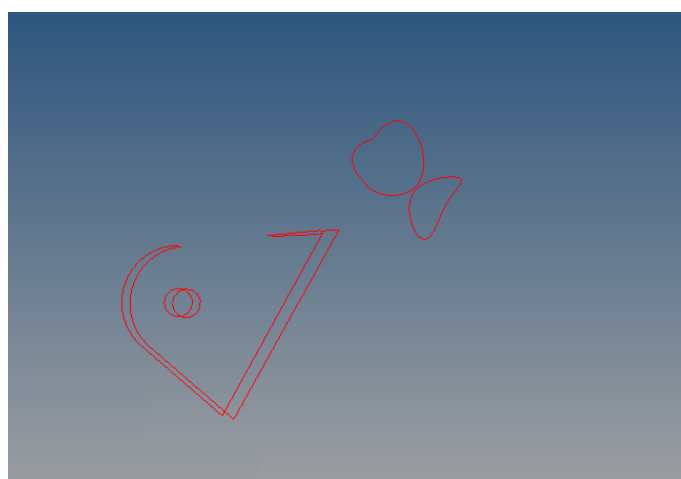


Figura 5.14: Visualizzazione dei bordi degli elementi.



Tali linee rosse devono essere presenti solo alle estremità dei tubi non intestati o sugli attacchi delle sospensioni. Nel caso in cui siano presenti ulteriori linee, è necessario eliminare gli elementi della mesh e ritornare su *edge edit* per collegare correttamente le superfici.

Tuttavia questa operazione non è sempre possibile e a volte risulta necessaria la realizzazione degli elementi a mano tra i nodi degli elementi della mesh. Con i comandi *2D> edit element> create> node list* è possibile realizzare nuovi elementi sui nodi già presenti sul modello.

Infine, ricontrollando i contorni nella zona precedente, il risultato sarà come quello in *Figura 5.15*.

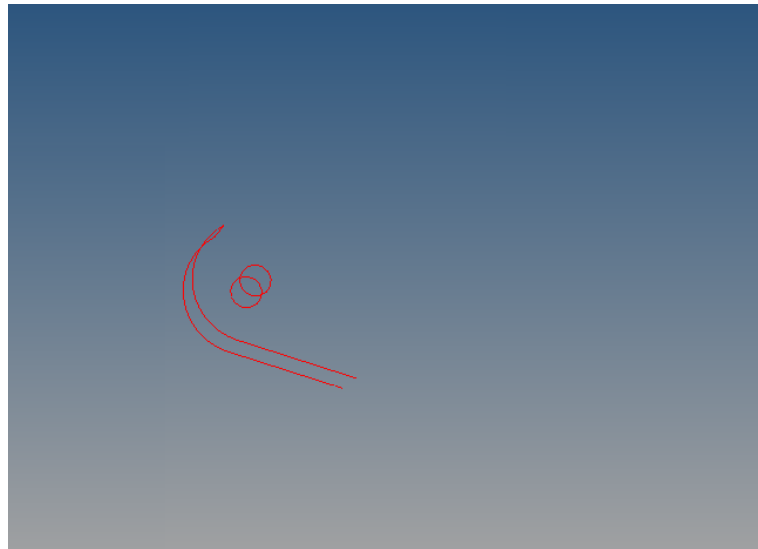


Figura 5.15: Visualizzazione dei bordi degli elementi alla fine del processo.

Si procede quindi al controllo della qualità della mesh. Con il comando *2D> quality index*, si visualizzano elementi con forme errate o riusciti non bene, che vengono segnalati con colore giallo o rosso. Andando nella parte *cleanup tool> node optimize o element optimize*, con dei semplici click sull'elemento, sarà possibile modificarlo e portarlo ad una forma corretta. La *Figura 5.16* mostra degli elementi corretti (azzurri) e non corretti (gialli).

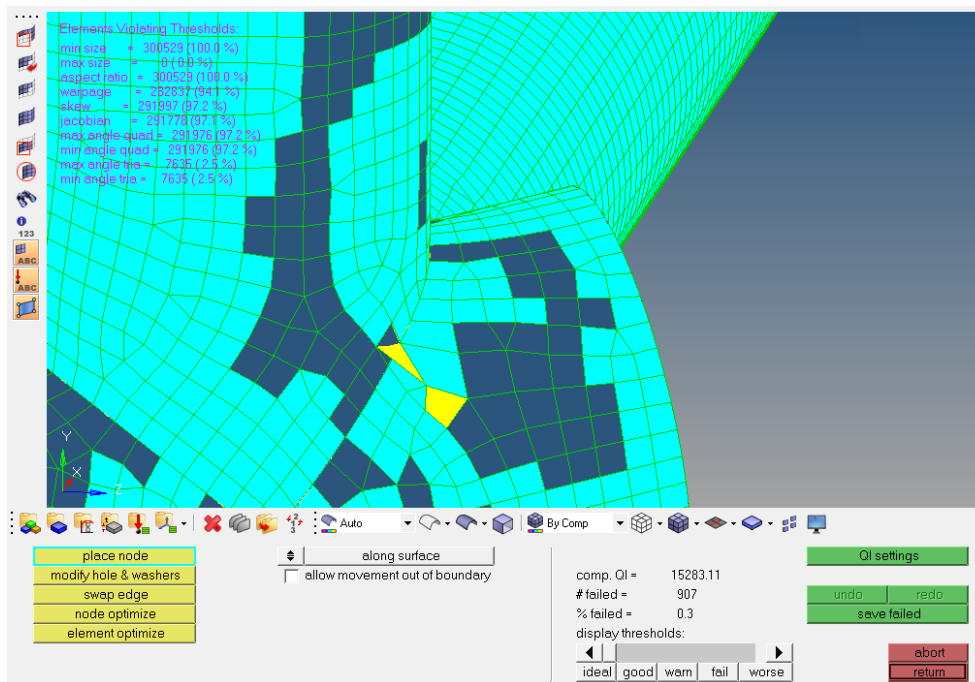


Figura 5.16: Controllo degli elementi danneggiati.

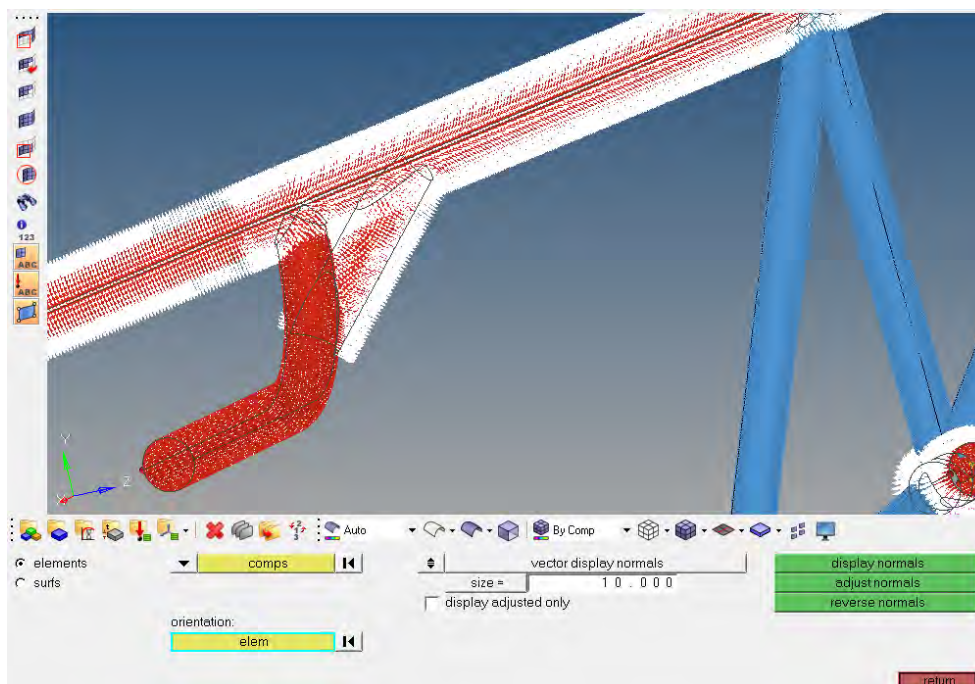


Figura 5.17: Visualizzazione delle normali dell'elemento.

L'ultima operazione consiste nel controllo della normale dei vari elementi. Può accadere, infatti, che alcuni elementi abbiano la normale invertita rispetto ad altri e bisogna quindi uniformare tale normale per poi definire i layer degli elementi più facilmente nell'ambiente ANSYS. Con i comandi `Tool> normals> element> component` si possono visualizzare le normali e se si presenta una situazione come in *Figura 5.17* si procede con il comando `adjust normals` per uniformare l'orientazione anche lungo il tubo spalle che risulta avere l'orientazione interna al tubo.

Si procede ora all'esportazione del modello nel formato *.cdb*, per poi aprirlo automaticamente in ANSYS.

### 5.2.3 Ansys

Una volta importato il formato in ANSYS, si procede impostando la simulazione.

#### Elementi shell

L'elemento *shell* utilizzato nella nostra simulazione è lo SHELL181 (*Figura 5.18*), un elemento con quattro nodi e sei gradi di libertà per nodo: tre di traslazione lungo gli assi X, Y e Z e tre di rotazione attorno alla direzione degli assi X, Y e Z. L'elemento triangolare è utilizzato solo durante la generazione della mesh, per completarla. Tali elementi sono utilizzati per simulare superfici con spessori piccoli, come i tubi nel nostro caso. E' molto affidabile per studi in campo elastico delle strutture.

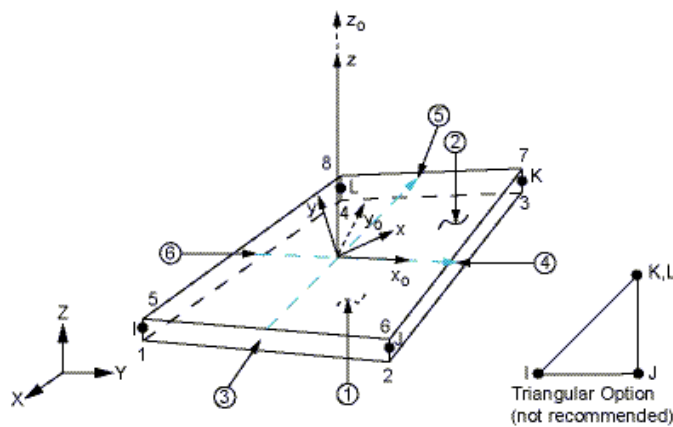


Figura 5.18: Schema dell'elemento shell utilizzato.

Tale elemento consente di supportare sia carichi applicati sul piano in cui giace (carichi membranali), sia carichi in direzione normale (carichi flessionali). [*Figura 5.19*]

Gli assi sono:

- X se l'elemento è previsto di ESYS;
- Xo se l'elemento non è previsto di ESYS.

Le grandezze di output sono:

- S: stress lungo la direzione selezionata;
- N: forze nel piano dell'elemento;
- M: momenti fuori dal piano;
- Q: forza di taglio trasversale.

Tali elementi sono molto precisi in caso siano rettangolari per cui bisogna eseguire una buona mesh. Inoltre consentono una buona approssimazione della superficie dei tubi telaio, in quanto la loro curvatura è molto piccola rispetto alla grandezza dell'elemento stesso.

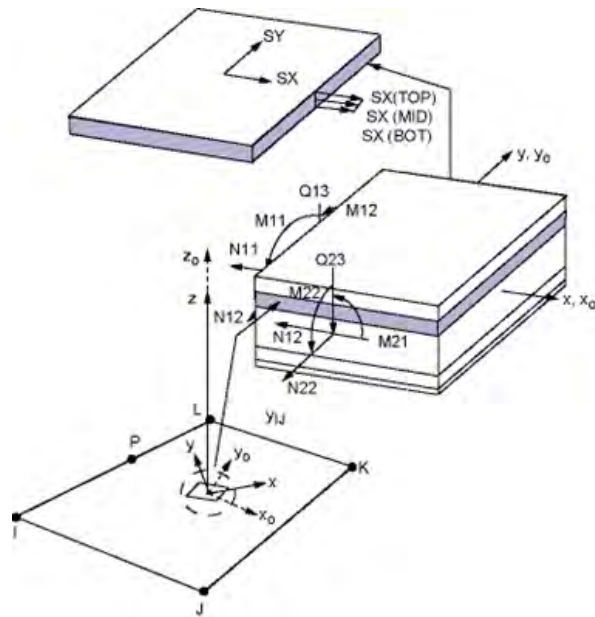


Figura 5.19: Output dell'elemento shell.

### Definizione lay-up shell

Una volta completate le operazioni precedenti, vengono definiti i lay-up utilizzati per gli elementi *shell*, sia dei tubi che degli attacchi sospensivi [Figura 5.20]. I comandi sono *Section > Shell > Lay-Up > Add/Edit*.

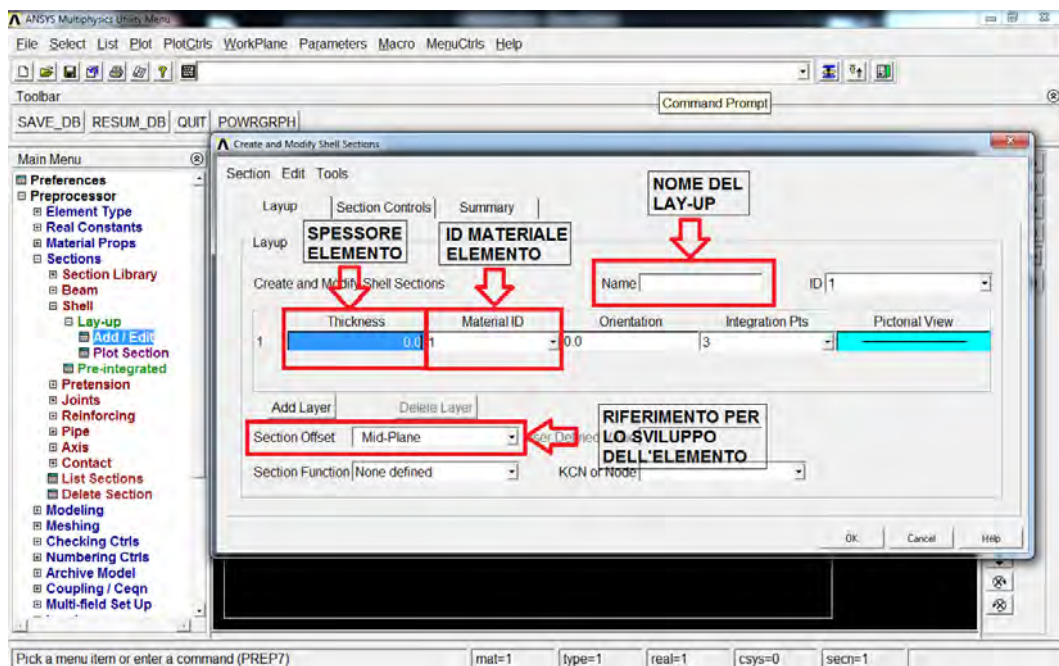


Figura 5.20: Definizione Lay-Up degli elementi Shell.

## Assegnazione dei lay-up ai tubi

Ora che si sono definiti i lay-up degli elementi *shell*, si assegnano ai rispettivi tubi. Grazie all'utilizzo di Hyperwork si possono selezionare solo gli elementi di una componente e modificare le altre componenti. Nell'esempio seguente è illustrato il procedimento per i tubi da 30x2. Si plotta la sola componente interessata selezionandola da *Select > Comp/Assembly > Select*. [Figura 5.21]

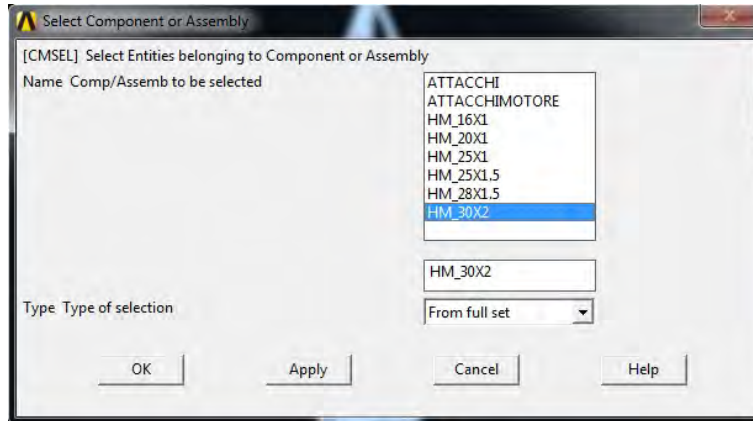


Figura 5.21: Selezione delle componenti di diametro 30X2.

Una volta selezionati solo questi elementi si procede in *Preprocessor > Modeling > Move/Modify > Elements > Modify Attributes*, e si modificano tutti gli elementi definendoli con il lay-up corretto. Avendo definito i tubi da 30x2 con il lay-up 1 (SECN,1), è necessario utilizzare tale numero per identificare i tubi. [Figura 5.22]

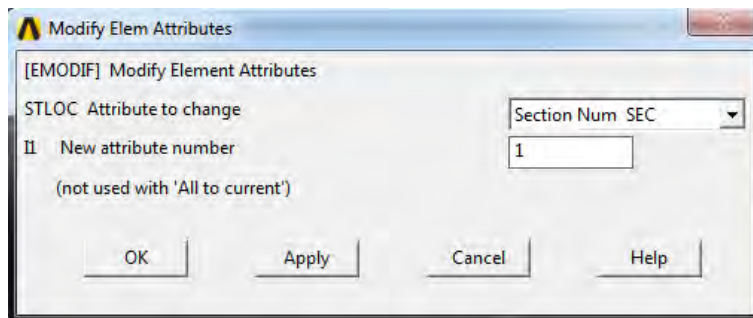


Figura 5.22: Assegnazione dei lay-up ai vari componenti dei tubi.

Questo procedimento viene eseguito per tutte le varie sezioni di tubi del telaio. Una volta completato, si prosegue con le componenti delle sospensioni.

In alcuni casi degli elementi potrebbero presentare dei problemi di forma, per evitare che la simulazione dia errori è consigliabile eliminare tali componenti, che solitamente sono di numero ridotto. I comandi da eseguire sono: *Meshing > CheckMesh > Select Warning/Error Elements* e per cancellarli di utilizza il comando *Delete*.

## Componenti delle sospensioni

Sulle zone delle sospensioni ora sono presenti gli attacchi dei triangoli reali. Per la schematizzazione dei triangoli vengono utilizzati sempre gli elementi *link*, ma per collegare tale elementi alla zona delle sospensioni del telaio si utilizza una raggiera di elementi *beam* infinitamente rigidi [Figura 5.23]. Tale insieme di elementi serve a schematizzare l'azione dell'uniball. Si utilizzano *beam* e *link* infinitamente rigidi in modo tale da trasferire tutti i carichi sulla struttura del telaio e non analizzare cedimenti, se non quelli del telaio stesso.

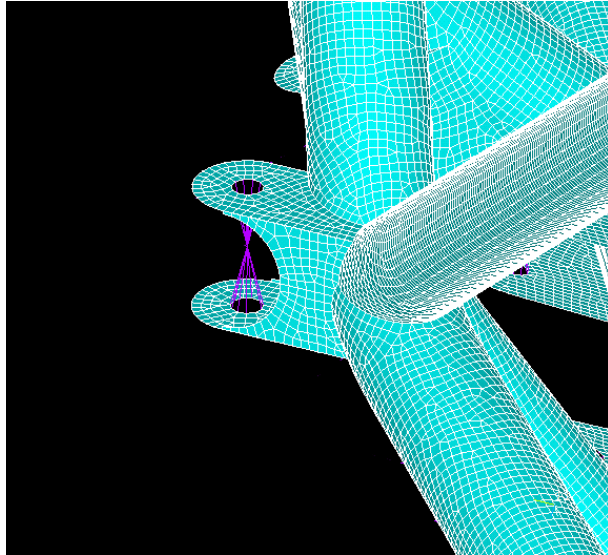


Figura 5.23: Dettaglio della raggiera degli elementi sull'attacco sospensivo.

Il telaio, una volta fatta la mesh e realizzate le varie componenti delle sospensioni, si presenta complessivamente come nella *Figura 5.24*.

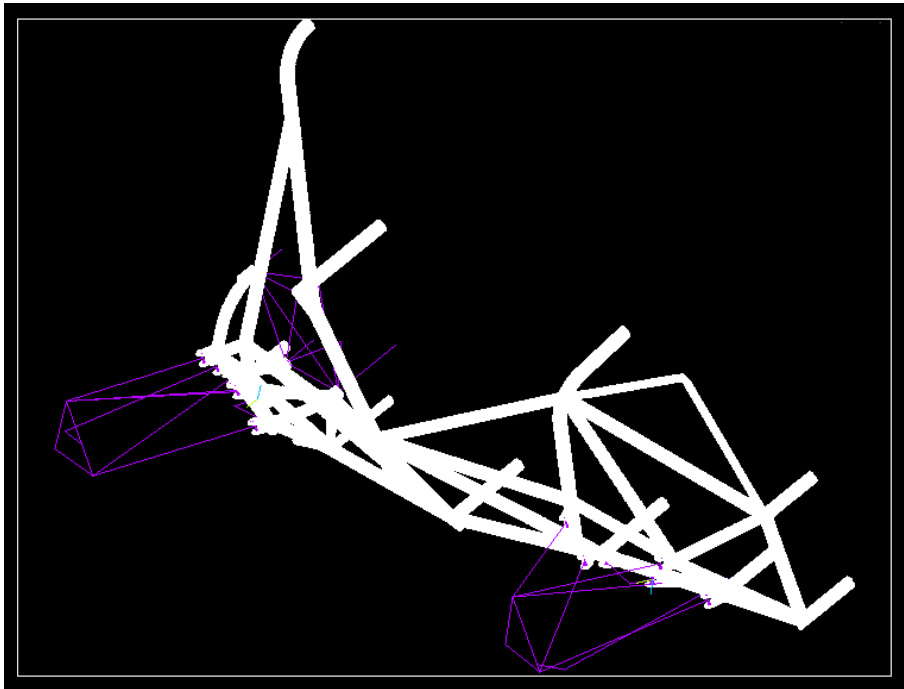


Figura 5.24: Modello con elementi shell completo con elementi sospensivi.

Durante la realizzazione delle componenti delle sospensioni è importante far particolare attenzione all'utilizzo del comando *End Releases*. Questa funzione viene usata per consentire il grado di libertà di rotazione delle squadrette, ma presenta una difficoltà realizzativa maggiore visto il notevole numero di elementi *beam* presenti nelle raggiere.

### Condizioni al contorno

La struttura considerata è solo metà del telaio totale per cui in mezzeria è stata vincolata la struttura anti simmetricamente. Le condizioni di vincolo sono quindi:

- Impedimento delle traslazioni UY,UZ;
- Impedimento delle rotazioni ROTX.

Queste condizioni sono state imposte a tutti i nodi nella mezzeria della vettura. Inoltre, sono stati vincolati i mozzi posteriori ed anteriori come per la simulazione beam precedente. [Figure 5.25-26]

- Impedimento traslazioni UX,UY,UZ e rotazioni ROTY,ROTZ per mozzi posteriori;
- Vincolo di spostamento di  $UZ=+/- 6\text{mm}$  ai mozzi anteriori. Spostamento uguale ed opposto per i mozzi.

Una volta definiti i vincoli e le condizioni al contorno si passa alla simulazione.

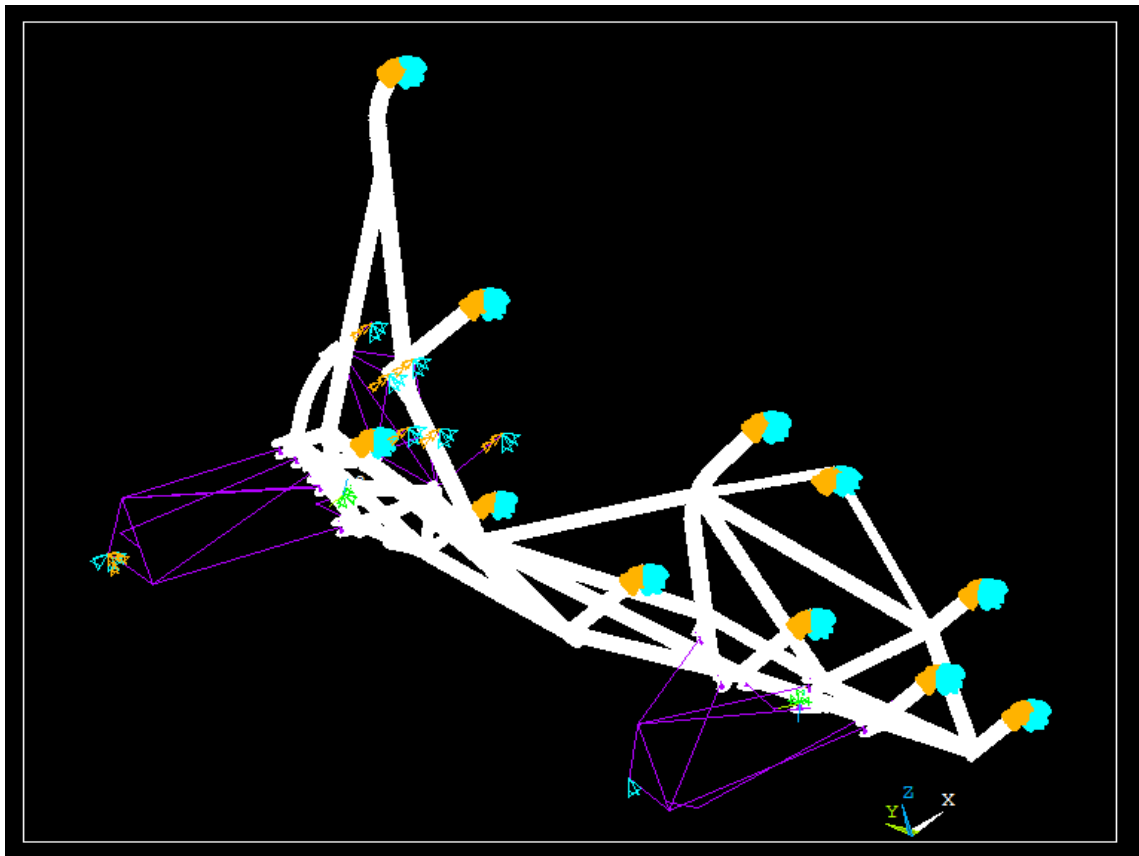


Figura 5.25: Vincoli antisimmetrici e vincoli di simulazione.

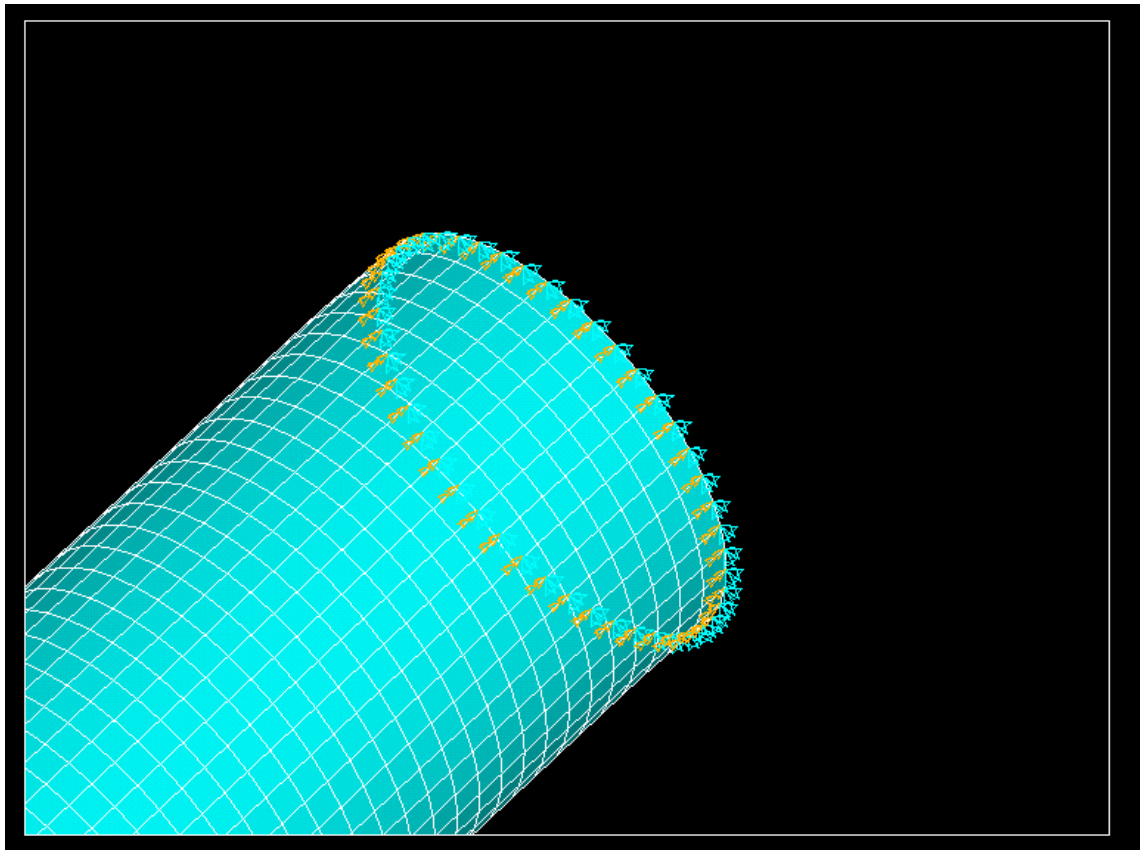


Figura 5.26: Dettaglio dei vincoli in mezzeria.

### 5.3 Solution generation

L'analisi eseguita è, come nel caso precedente, una simulazione statica. Una volta generata la soluzione si procede alla fase di Post-Processing.

### 5.4 General post-processing

Come prima verifica, abbiamo analizzato la deformata della struttura, per controllare l'eventuale presenza di componenti staccate od altre problematiche. In seguito, è stato utilizzato il criterio di rottura di Von Mises per esaminare se le tensioni si diffondono in modo continuo attraverso i nodi. [Figura 5.27]



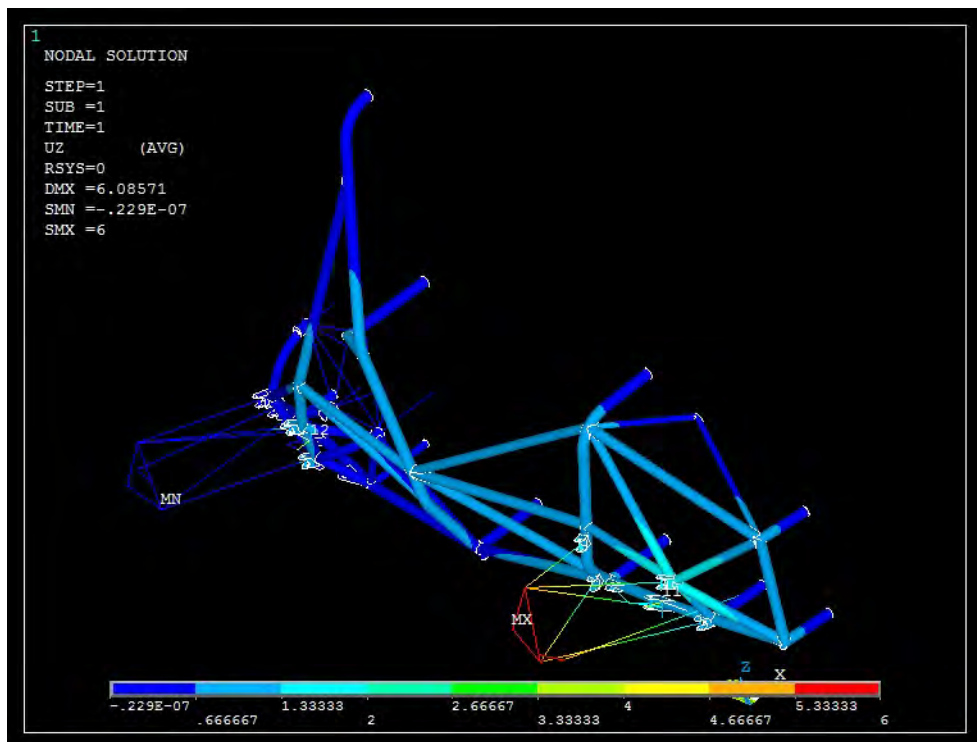


Figura 5.27: Analisi con il criterio di Von Mises delle tensioni sul telaio.

I punti con tensione più elevata sono le zone delle sospensioni, che appunto risentono molto della struttura rigida con la quale si è schematizzata tale parte. In *Figura 5.28* l'attenzione viene focalizzata sul retrotreno, che risulta essere molto sollecitato anche per la presenza del motore.

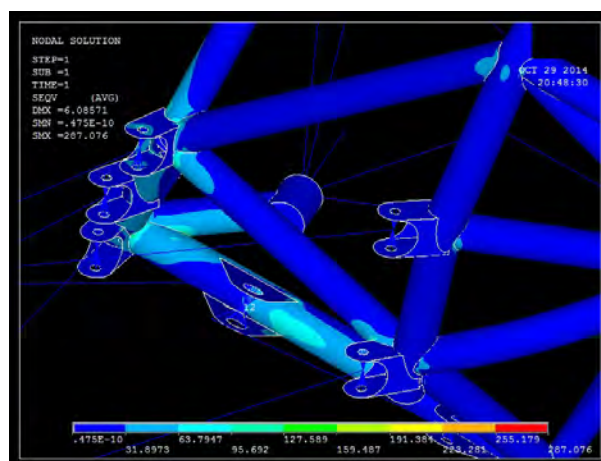


Figura 5.28: Dettaglio delle sollecitazioni nella parte posteriore della vettura.

Si è poi analizzato lo spostamento totale della struttura. [*Figura 5.29*]

Nella zona del mozzo, dove si è applicato lo spostamento, si ha lo spostamento massimo.

Ultima analisi richiesta è quella dello spostamento lungo Z, per poter calcolare la rigidità del telaio con riferimento nei punti sospensivi superiori. [*Figura 5.30*]

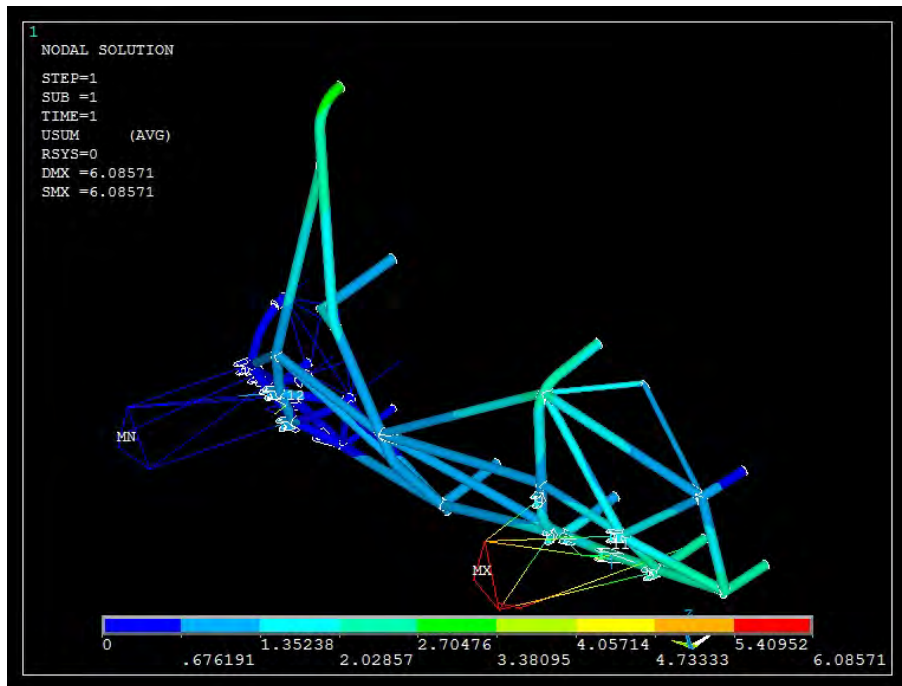


Figura 5.29: Analisi dello spostamento totale degli elementi.

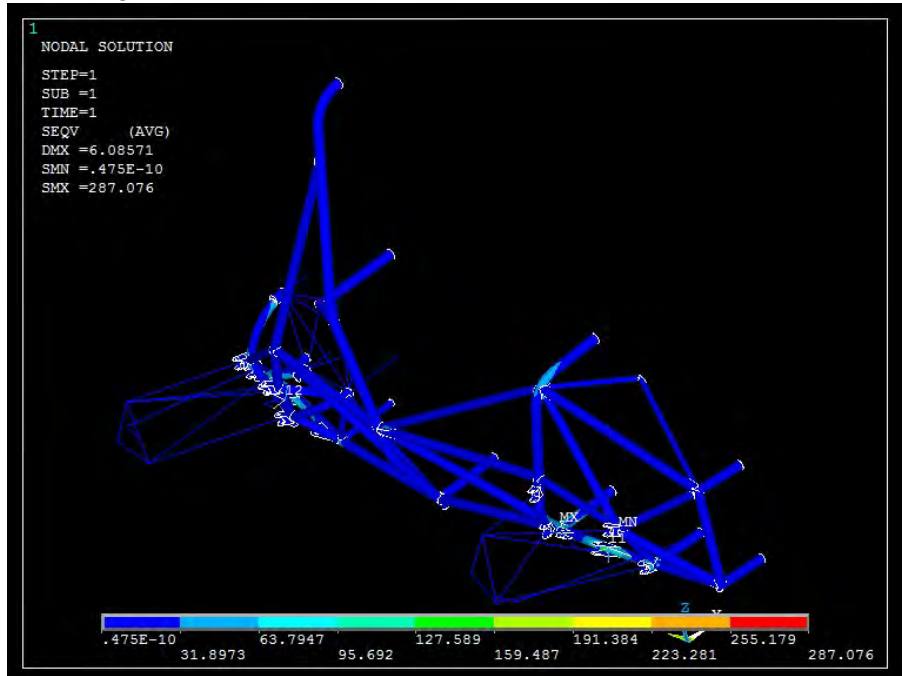


Figura 5.30: Deformata delle sole componenti Z.

Una volta rilevati i dati di nostro interesse, si è proseguito andando ad analizzare la rigidezza del telaio.

## 5.5 Analisi dei risultati ottenuti

Come nella simulazione precedente, è stata rilevata la reazione vincolare sui mozzi anteriori, per poter ricavare il momento torcente applicato al telaio. Tale valore, assieme agli spostamenti, ci consente di calcolare la rigidezza torsionale sui punti delle sospensioni superiori.

Come nel Paragrafo 4.5.2 si procede all'elaborazione dei risultati.

La *Tabella 5.1* illustra i risultati ottenuti con il motore simulato come un reticolato di materiale infinitamente rigido. Come nel caso precedente, è stata simulata la struttura in assenza del motore. [*Tabella 5.2*]

Presi i valori della MG 0813, *Tabelle 5.3-4*, si può vedere che la rigidezza è aumentata. [*Figura 5.31*]

M TORCENTE[Nm][4.6]	$dz_1[mm]$	$dz_2[mm]$	L[mm]	$\theta[^\circ]$ [4.5]
543	1,72	-1,72	546	0,361
543	1,39	-1,39	568,4	0,280
543	0,75	-0,75	630	0,136
543	0,57	-0,57	500	0,131
RIGIDEZZA SOSP[Nm/°][4.4]		RIGIDEZZA TELAIO[Nm/°][4.20]		
1504		2357		
1937		3629		
3979		93855		
4156				

Tabella 5.1: Risultati della simulazione del telaio MG0914.

M TORCENTE[Nm][4.6]	$dz_1[mm]$	$dz_2[mm]$	L[mm]	$\theta[^\circ]$ [4.5]
301	2,12	-2,12	546,0	0,445
301	1,90	-1,90	568,4	0,383
301	1,11	-1,11	630,0	0,202
301	0,51	-0,51	500,0	0,117
RIGIDEZZA SOSP[Nm/°][4.4]		RIGIDEZZA TELAIO[Nm/°][4.20]		
676		917		
786		1131		
1490		3540		
2575				

Tabella 5.2: Risultati della simulazione del telaio MG0914 senza motore.

M TORCENTE[Nm][4.6]	$dz_1$ [mm]	$dz_2$ [mm]	L[mm]	$\theta$ [°][4.5]
432	2,43	-2,43	620,15	0,450
432	2,22	-2,22	620,12	0,411
432	0,93	-0,93	692,27	0,154
432	0,75	-0,75	602,72	0,142

RIGIDEZZA SOSP[Nm/°][4.4]	RIGIDEZZA TELAIO[Nm/°][4.20]
959	1401
1050	1603
2797	34772
3042	

Tabella 5.3: Risultati della simulazione del telaio MG0813 con motore.

M TORCENTE[Nm][4.6]	$dz_1$ [mm]	$dz_2$ [mm]	L[mm]	$\theta$ [°][4.5]
219	2,79	-2,79	620,15	0,516
219	2,61	-2,61	620,12	0,483
219	1,47	-1,47	692,27	0,243
219	0,96	-0,96	602,72	0,183

RIGIDEZZA SOSP[Nm/°][4.4]	RIGIDEZZA TELAIO[Nm/°][4.20]
424	657
453	728
899	3609
1197	

Tabella 5.4: Risultati della simulazione del telaio MG0813 senza motore.

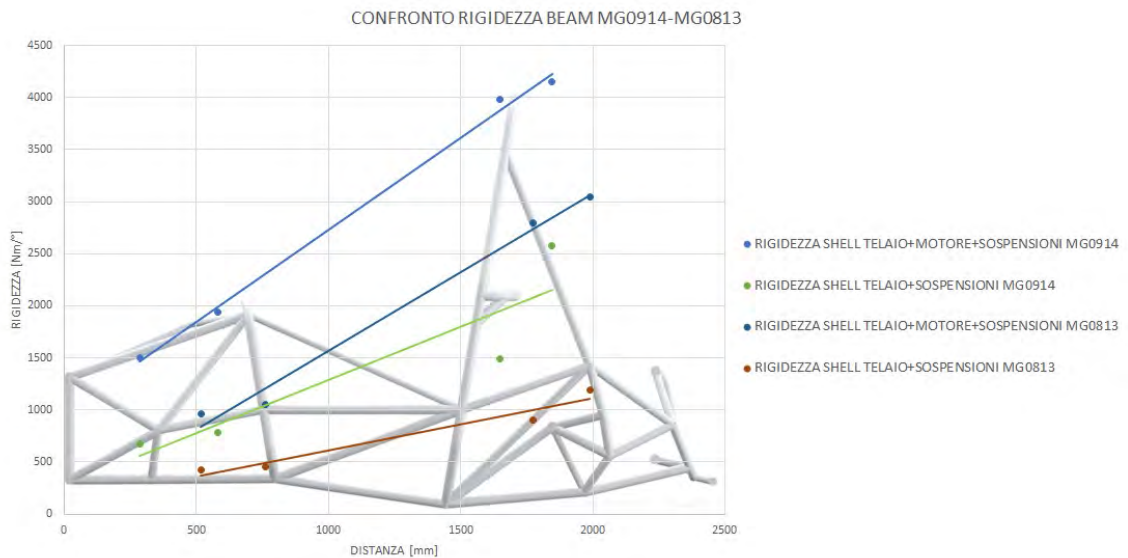


Figura 5.31: Grafico di confronto della distribuzione delle rigidezze lungo le vetture MG0914 ed MG0813.

Si riportano quindi i risultati della Rigidezza Complessiva che contiene il contributo delle componenti delle sospensioni. [Tabella 5.5]

	RIGIDEZZA COMPLESSIVA $[Nm/^\circ][4.4]$
MG0914 CON MOTORE	998
MG0914 SENZA MOTORE	553
MG0813 CON MOTORE	793
MG0813 SENZA MOTORE	402

Tabella 5.5: Rigidezza torsionale Complessiva delle sospensioni.

Nella Figura 5.32 si valuta la sola rigidezza del telaio senza il contributo delle sospensioni.

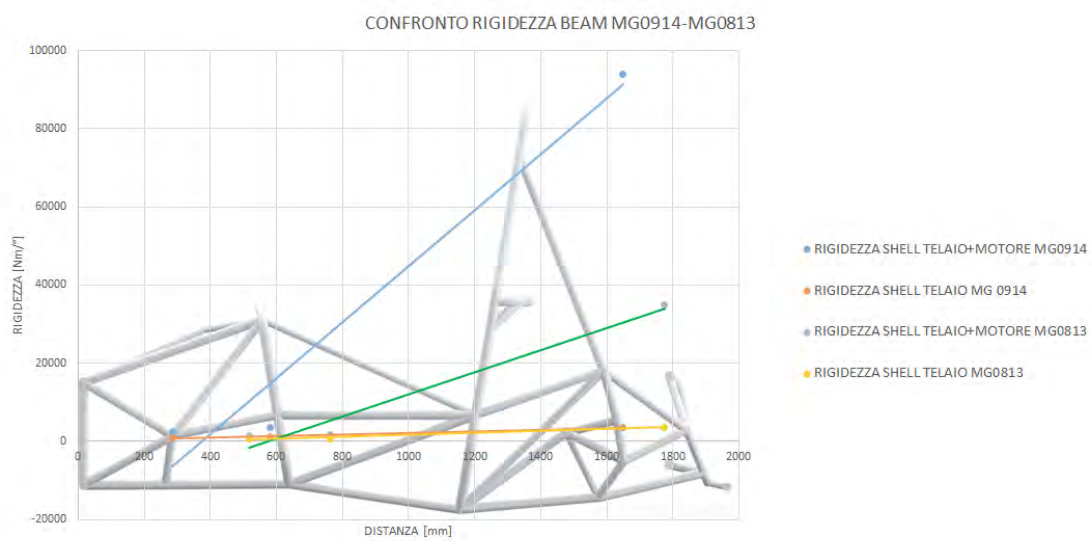


Figura 5.32: Grafico di confronto della distribuzione delle rigidezze lungo le vetture MG0914 ed MG0813.

Come nel caso delle simulazioni *beam*, le simulazioni con motore presentano un valore di rigidezza molto elevato al retrotreno (linee blu e verde) ma questa rigidezza è di poca importanza, infatti i valori su cui ci dobbiamo focalizzare sono quelli anteriori ed osservando la distribuzione dei punti notiamo che giacciono tutti vicini.

La rigidezza a *shell* risulta essere più alta nella nuova vettura; risultato dovuto ad alcuni nuovi accorgimenti effettuati in fase di progettazione, che verranno discussi alla fine del capitolo.

Nella *Figura 5.33* sono state messe a confronto le rigidezze del solo telaio, calcolate con e senza motore, della simulazione *beam* e *shell* della MG0914.

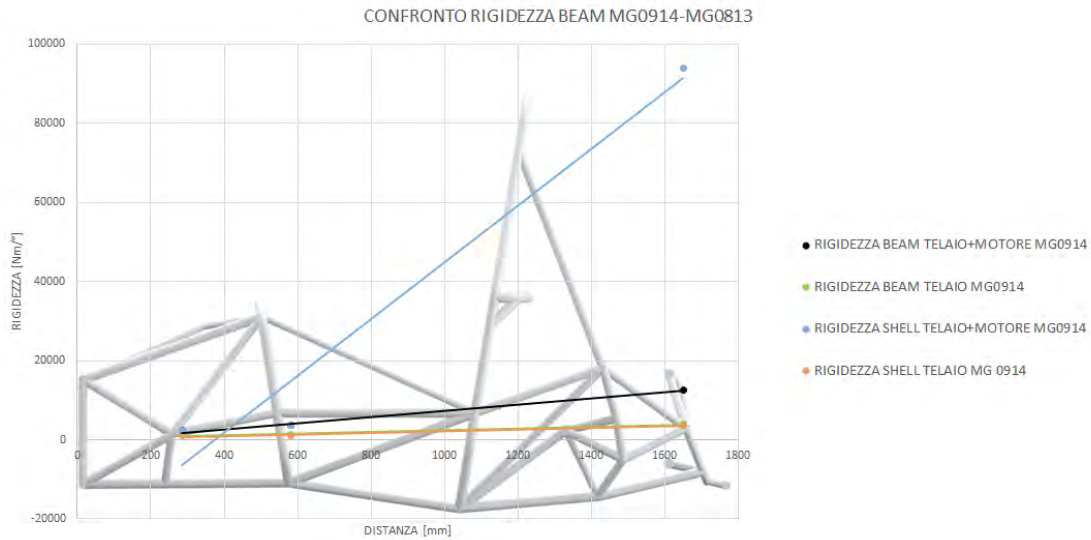


Figura 5.33: Confronto delle rigidezze del telaio MG0914 lungo la vettura.

Il grafico così disegnato potrebbe risultare poco chiaro a causa del valore elevato della rigidezza nella parte anteriore, motivo per cui si è deciso di togliere tale punto di rigidezza (di poco interesse) per focalizzarsi nella parte anteriore, che identifica la rigidezza torsionale del telaio totale. [Figura 5.34]

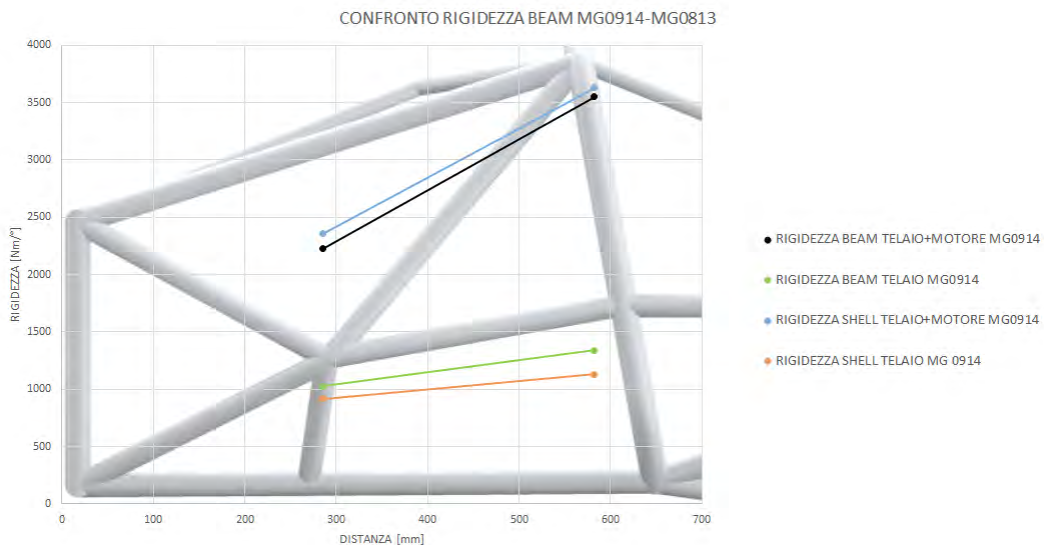


Figura 5.34: Grafico di confronto delle rigidezze beam e shell del telaio MG0914 nella parte anteriore.

Si può notare che la differenza tra simulazione beam e shell non è così marcata come lo era invece nei telai precedenti. Questo notevole miglioramento viene imputato a:

- Una struttura reticolare più compatta;
- Attacchi delle sospensioni con un'inerzia maggiore lungo la direzione di sforzo.

In particolare, gli attacchi sospensivi sono molto differenti rispetto ai precedenti, risultando ruotati di 90° lungo la direzione del braccetto. [Figure 5.35-36]



Figura 5.35: Attacco delle sospensioni MG0813.



Figura 5.36: Attacco delle sospensioni MG0914.

Pur essendo scesi di valore per quanto riguarda la rigidità della struttura, siamo ben oltre il valore di sicurezza impostoci ad inizio progettazione. Per questo, sapendo che tra simulazione e realtà il calo di rigidità è consistente, abbiamo deciso di utilizzare il valore da noi ottenuto, che ci assicura un margine di sicurezza adeguato nella struttura reale.





## Capitolo 6

# Prova sperimentale di Torsione

### 6.1 Allestimento del banco

Il banco utilizzato per la prova torsionale è quello presente nel Laboratorio del Dipartimento d'Ingegneria Industriale. In *Figura 6.1* è illustrato il sistema di riferimento usato per l'allestimento dei sensori e della struttura sul banco per la prova.

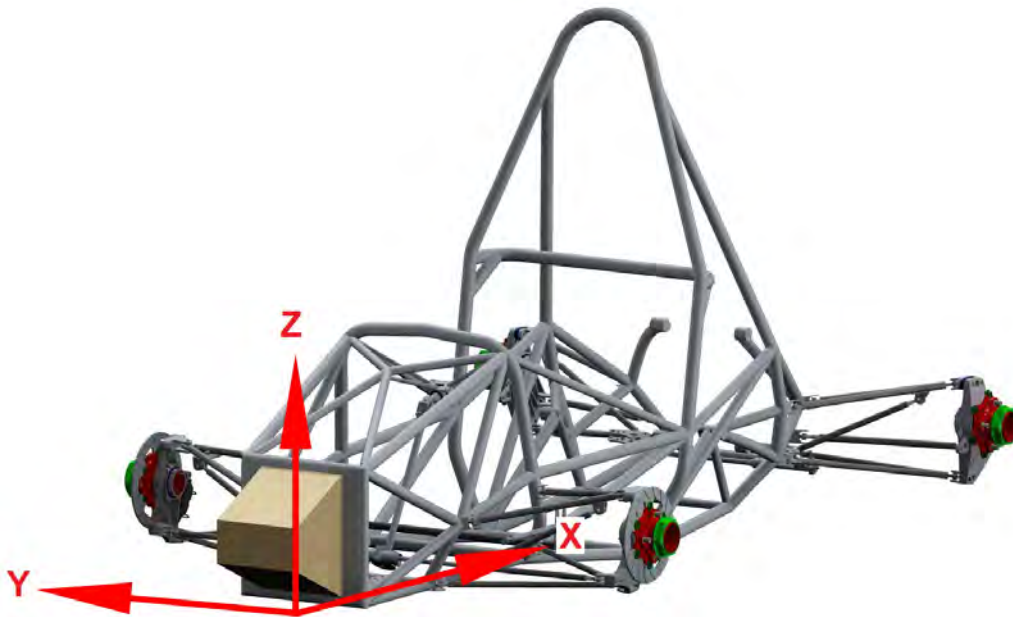


Figura 6.1: Sistema di riferimento per la prova torsionale.

L'asse X si trova lungo la direzione d'avanzamento della vettura ma diretto nel verso opposto al moto, l'asse Y è stato posizionato trasversalmente e l'asse Z verticalmente alla vettura (l'origine giace nel piano del Bulkhead).

La struttura è stata realizzata la struttura con PTC Creo, per poter avere una linea guida per la realizzazione del banco, in *Figura 6.2* è riportato il layout della struttura a CAD.

Le componenti realizzate per sostenere la struttura del telaio e le sospensioni sono:

- Piastre saldate ad L, che serviranno a supportare la parte posteriore;
- Inserti lavorati al tornio, per supportare la parte anteriore e collegare la struttura ai martinetti.

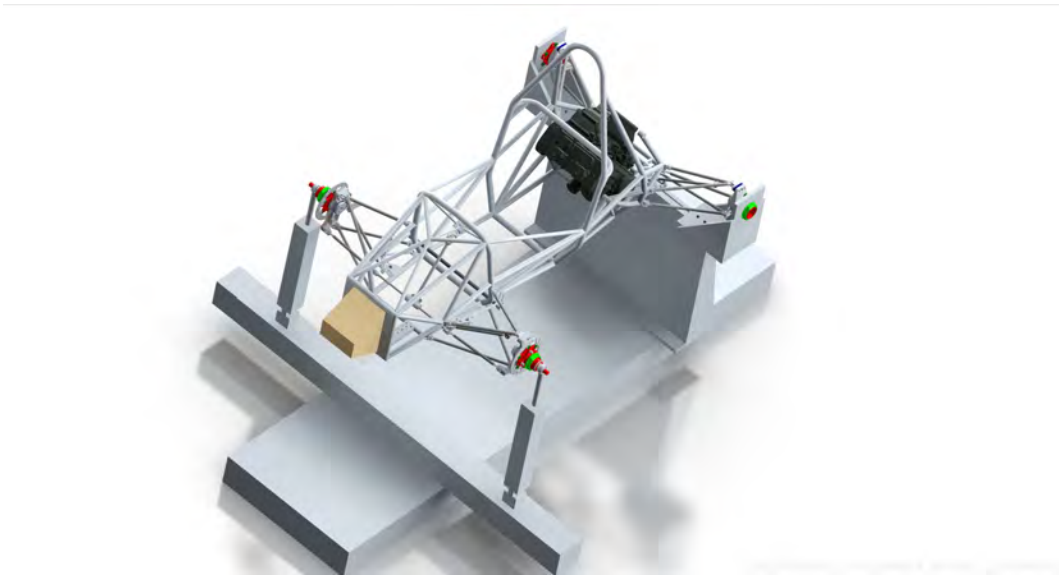


Figura 6.2: CAD della struttura per la realizzazione della prova torsionale.

Sulle piastre di supporto posteriori sono presenti dei fori e degli svasamenti per consentire il perfetto accoppiamento tra la piastra ed il mozzo delle sospensioni. In *Figura 6.3-4* si può vedere il supporto disegnato a CAD e la rispettiva realizzazione in laboratorio.

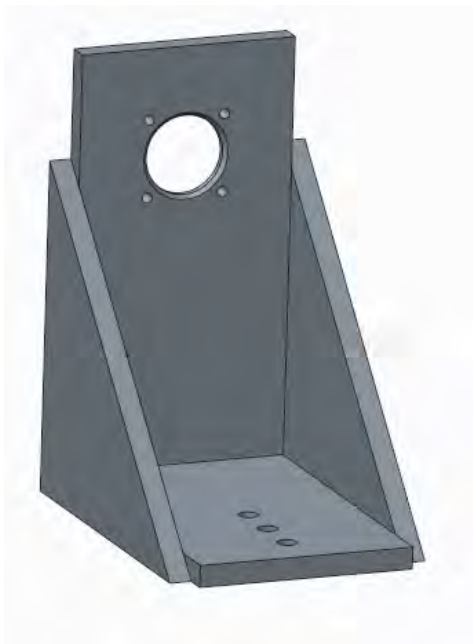


Figura 6.3: Supporto posteriore progettato a CAD.



Figura 6.4: Supporto posteriore realizzato in laboratorio.

L'inserto che collega il mozzo ruota ai martinetti è stato lavorato al tornio e presenta due filettature. La prima ha lo scopo di unire l'inserto al martinetto, la seconda vincola saldamente l'inserto al mozzo, in modo tale da impedire che questo si sfilì durante la prova pratica. Nelle *Figure 6.5-6* vengono riportate la componente a CAD e la rispettiva realizzazione in laboratorio.

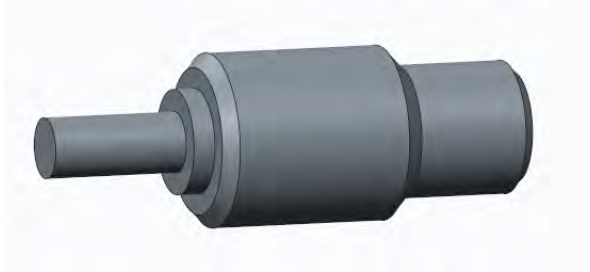


Figura 6.5: Inserto del mozzo progettato a CAD.



Figura 6.6: Inserto realizzato in laboratorio.

Di seguito sono riportate delle immagini delle componenti di supporto montate sul banco. [*Figura 6.7-8*]



Figura 6.7: Supporto posteriore assemblato sul banco.

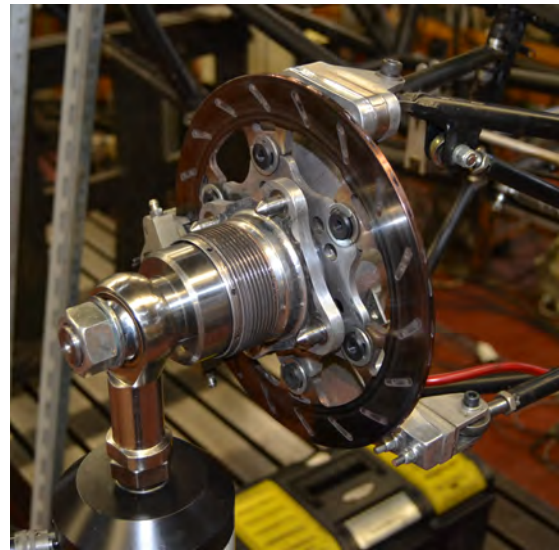


Figura 6.8: Inserto dei mozzi anteriori assemblato.

Il martinetto presenta uno snodo sferico sia nella parte inferiore, dove è collegato alla trave, sia nella parte superiore, dove si collega all'inserto. Tali snodi consentono al martinetto di spostarsi senza applicare ulteriori forze, se non quella necessaria per la prova (in direzione verticale). Se il martinetto fosse completamente vincolato con la trave di supporto non sarebbe consentita una libera rotazione alla struttura, impedendo la traslazione trasversale del telaio. [Figura 6.9]



Figura 6.9: Martinetto installato sul banco.

Per la prova gli ammortizzatori sono stati sostituiti con barre in acciaio, in modo tale da non contere il cedimento dovuto all'ammortizzatore teso, che falserebbe i risultati. Nella simulazione l'ammortizzatore è schematizzato come elemento link infinitamente rigido (la cedevolezza delle componenti delle sospensioni non deve essere considerata). [Figura 6.10]



Figura 6.10: Barra in acciaio che sostituisce gli ammortizzatori.

Lo sterzo è stato bloccato tramite delle boccole nella zona della cremagliera. La Figura 6.11 mostra tale componente montata sul telaio e fissata con dello scotch.



Figura 6.11: Boccole per il bloccaggio dello sterzo.

E' fondamentale far particolare attenzione al perfetto parallelismo del telaio con la struttura del banco. Prima dell'inizio delle prove sperimentali il telaio era stato posizionato sul banco, ad altezza di progetto. In seguito è risultato sorto a causa di un problema di settaggio dei tiranti delle sospensioni, che portavano la struttura a pendere da un lato. Le lunghezze dei tiranti sono state, quindi, modificate in modo da posizionare la struttura in modo adeguato e permettere di proseguire con la prova. [Figura 6.12]



Figura 6.12: Tirante squadretta posteriore.

Infine è stata realizzata la struttura di supporto dei sensori, tutta attorno alla vettura. Qui verranno posizionati i sensori per effettuare l'acquisizione degli spostamenti. [Figura 6.13]

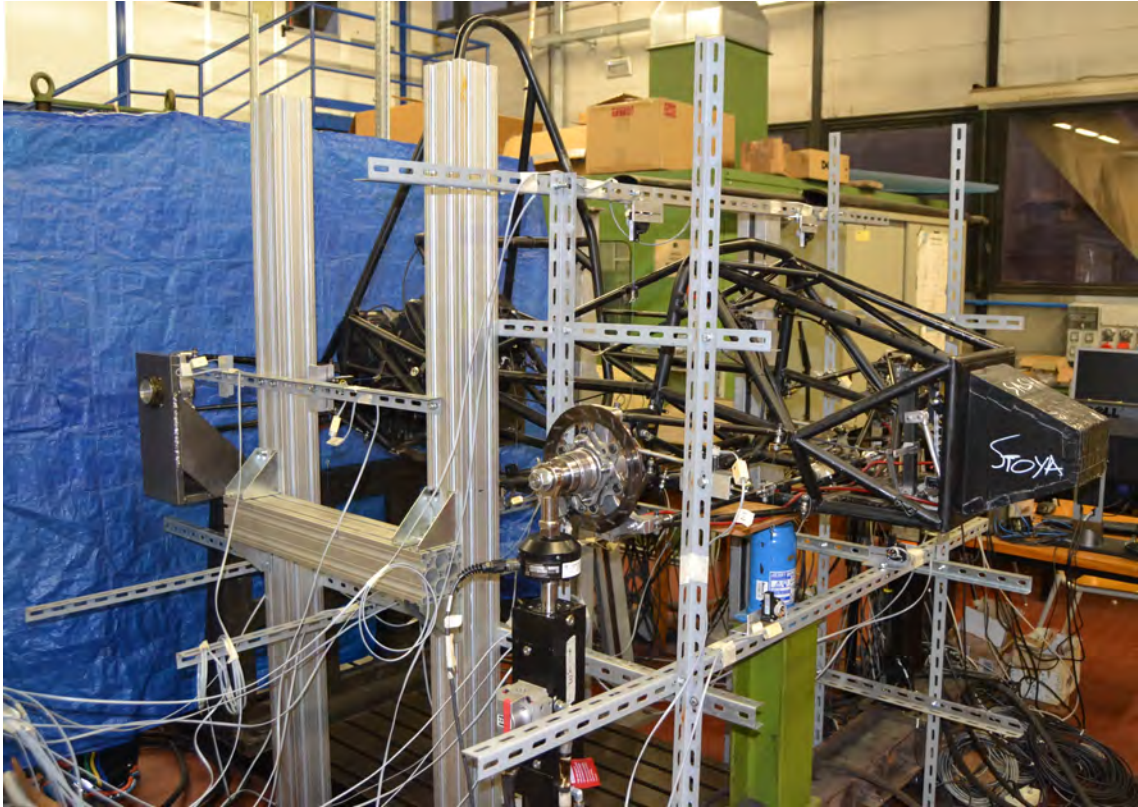


Figura 6.13: Struttura per il supporto dei sensori.

## 6.2 Sensori

I sensori utilizzati sono potenziometri a filo [Figura 6.14].



Figura 6.14: Potenziometro a filo utilizzato nelle prove.

E' stato posizionato un sensore per lo spostamento verticale Z ed uno per la traslazione laterale in Y. Questi sono stati attentamente montati sui relativi supporti e posizionati in modo tale che il filo risulti perfettamente verticale od orizzontale, rispettivamente. L'allineamento perfetto con la zona di fissaggio del filo e' molto importante, per una corretta misurazione dello spostamento. [Figura 6.15]

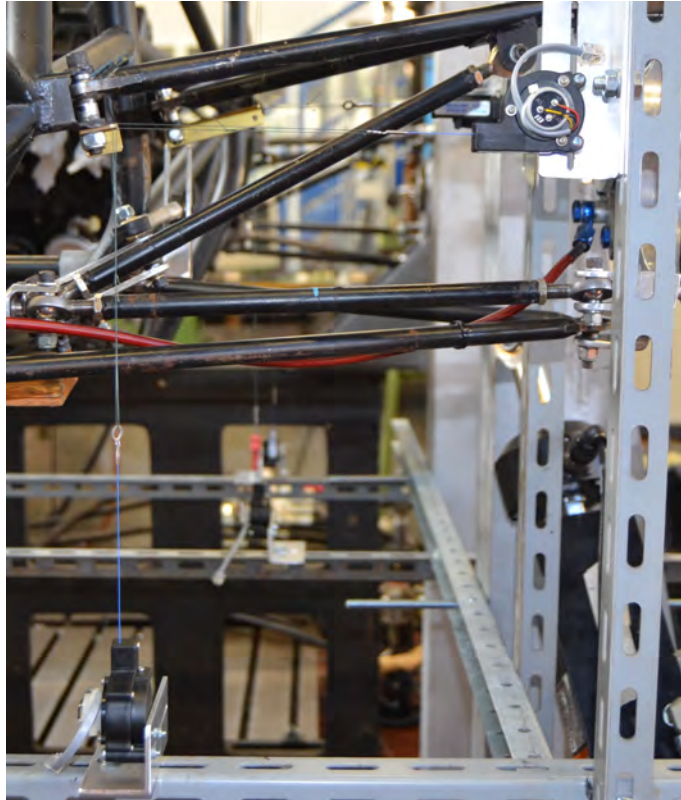


Figura 6.15: Sensori posizionati per l'attacco anteriore alto.

Il cavo del sensore è stato fissato ad un supporto in ottone, realizzato per esser inserito al di sotto degli attacchi sospensivi. [Figura 6.16]



Figura 6.16: Supporto per filo montato sull'attacco delle sospensioni.

## 6.3 Acquisizione

La strumentazione di acquisizione è composta da:

- Centralina IMC-CRONOS PL2, per gestire otto canali di acquisizione;
- Espansione IMC-CANSAS, per espandere da otto a sedici il numero di canali utili;
- Computer di appoggio con software IMC Device, per registrare ed analizzare i dati acquisiti.

### 6.3.1 Configurazione dei canali

La configurazione dei canali è stata eseguita seguendo le istruzioni delle guide e del manuale della centralina, in modo tale da collegare correttamente i potenziometri. La prima ad essere configurata è stata l'espansione IMC-CANSAS. Quindi, sono stati nominati i canali e definito il fattore di taratura (riportato nel manuale dei sensori) per convertire la variazione di tensione in uno spostamento. [Figura 6.17]

L'alimentazione di 5V utilizzata per i sensori consente un'escursione massima di  $\pm 66,725 \text{ mm}$ . [Figura 6.18]



Figura 6.17: Impostazione del fattore di taratura dei sensori.

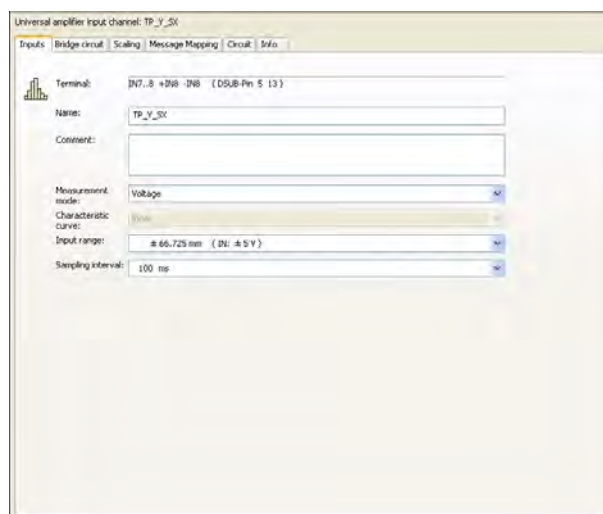


Figura 6.18: Impostazione della tensione di alimentazione di 5V per sensore.



La guida introduttiva fornita rende intuitiva ed agevole la preparazione della IMC-CANSAS, permettendo di impostare rapidamente la parte generale della configurazione, per poi focalizzarsi sulla centralina principale.

Una volta collegata l'espansione alla centralina, si procede con la configurazione di quest'ultima seguendo i passaggi indicati nella guida associata. Lo step principale, a questo punto, è la configurazione dei due sensori. [Figura 6.19]

I sensori sono stati impostati in:

- Coupling > DC
- Supply > 5V

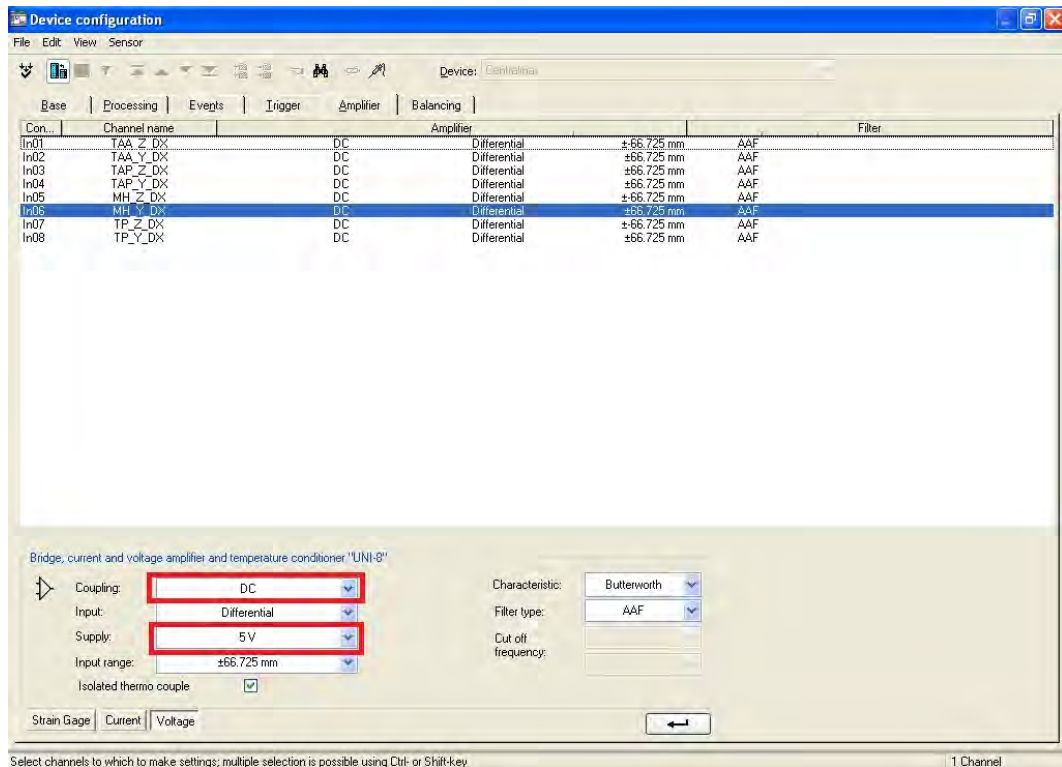


Figura 6.19: Configurazione delle caratteristiche dei sensori.

Infine è necessario rinominare i vari canali, per poter richiamare la posizione lungo il telaio. Avendo eseguito due prove sperimentali con i sensori posizionati in configurazione differente, sono stati utilizzati nomi differenti per i canali.

Nella prima prova abbiamo:

- TAA = Triangolo anteriore attacco anteriore
- TAP = Triangolo anteriore attacco posteriore
- MH = Main Hoop
- TPA = Triangolo posteriore anteriore

Nella seconda prova invece:

- TAA = Triangolo anteriore attacco anteriore
- TAP = Triangolo anteriore attacco posteriore
- TPA = Triangolo posteriore attacco anteriore
- TPP = Triangolo posteriore attacco posteriore

La Figura 6.20 riporta la configurazione finale ottenuta dalla centralina.

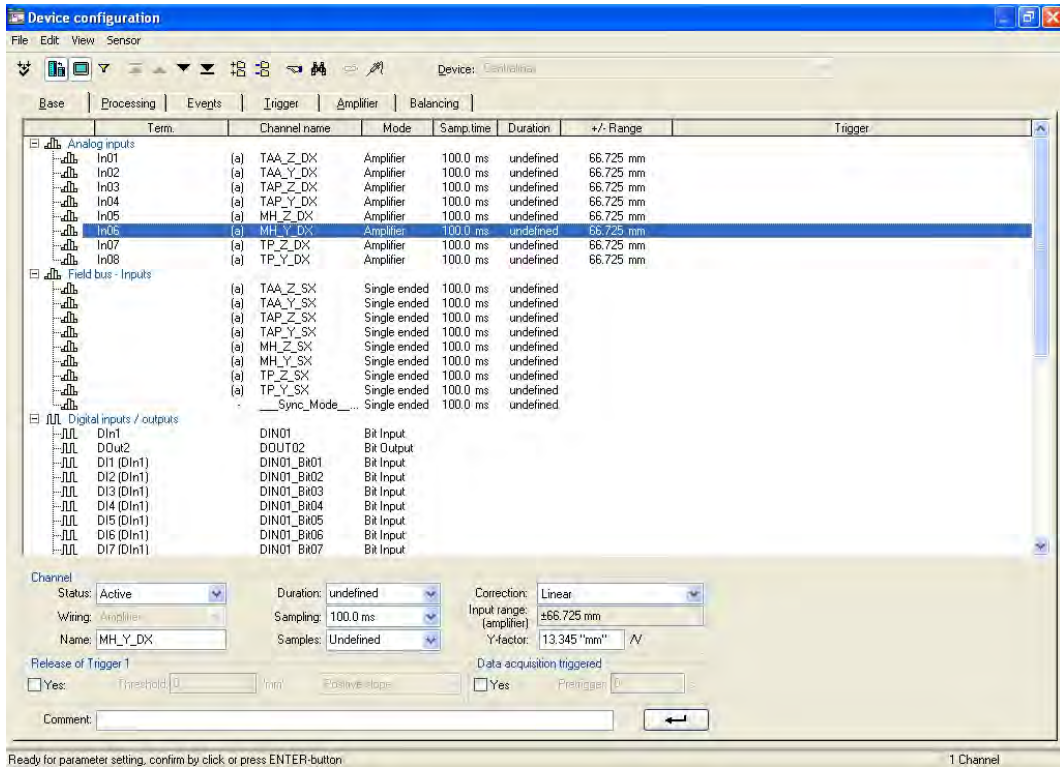


Figura 6.20: Configurazione finale della centralina.

Una volta configurata la strumentazione, è necessario realizzare il giusto collegamento tra sensori e connettori alla centralina. Per fare ciò, prima di tutto la presa RJ-11 del potenziometro è stata allungata con un cavo di circa 3 metri, per creare il collegamento alla centralina. Infine il cavo supplementare è stato spellato e collegato al connettore CRPL/DSUB UNI-8, secondo la configurazione riportata in Figura 6.21.

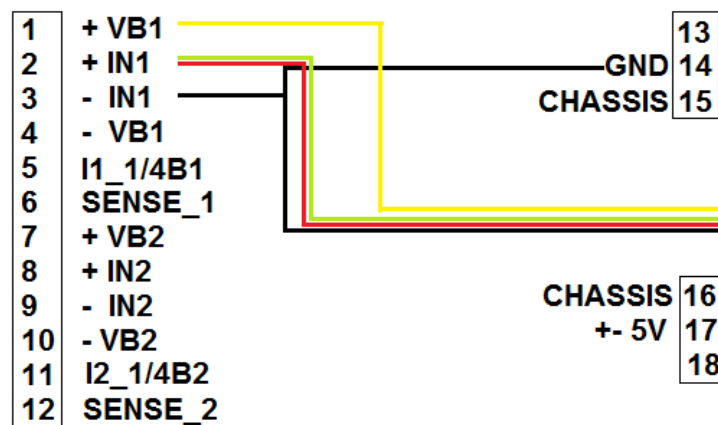


Figura 6.21: Schema di collegamento dei cavi nel connettore.

Tale configurazione di collegamento è descritta dallo schema elettrico di base di un potenziometro. [Figura 6.22]



Figura 6.22: Schema elettrico per il collegamento del potenziometro.

Lo schema identifica le tre funzioni rispettive dei quattro cavi, di colori diversi:

- Giallo: cavo di alimentazione +;
- Verde e Rosso: cavi di segnale;
- Nero: cavo di alimentazione-/ground.

Ogni connettore consente di collegare una coppia di sensori ed il risultato del collegamento complessivo è riportato in *Figura 6.23*.

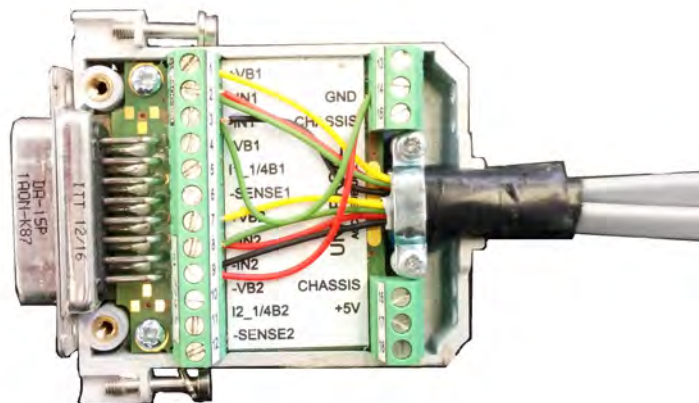


Figura 6.23: Collegamento di due sensori al connettore.

Una volta collegati tutti i fili, i connettori ed l'espansione alla centralina, si otterrà la configurazione di *Figura 6.24*.

### 6.3.2 Disposizione dei sensori lungo la vettura

La disposizione dei sensori è stata eseguita due volte, come già accennato, per una valutazione più accurata della rigidità del telaio. Tuttavia, le due configurazioni presentano la comune caratteristica di presentare due sensori per ogni punto scelto lungo il telaio, uno per il calcolo dello spostamento in Z ed uno per il calcolo dello spostamento in Y. Sono stati inoltre definiti i sensori posizionati a destra

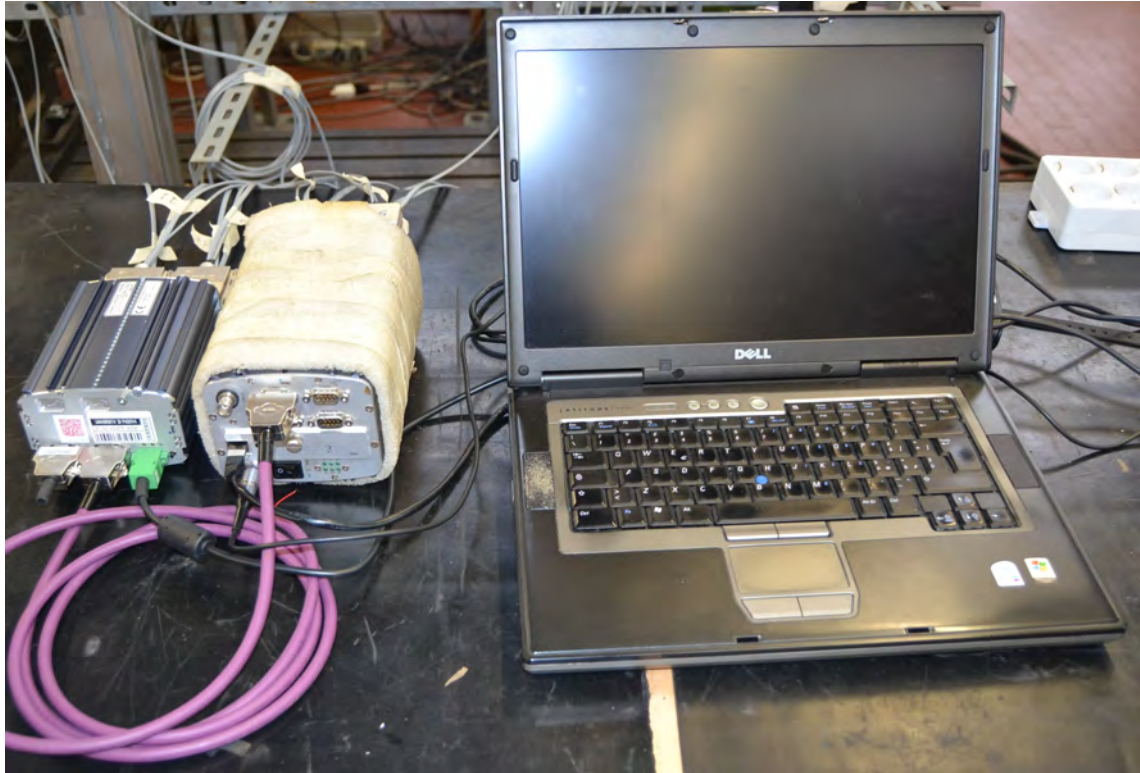


Figura 6.24: Configurazione finale della strumentazione prima della prova.

e sinistra del pilota, per poterli successivamente distinguere in fase di elaborazione dei dati.

Un esempio di disposizione dei sensori è stata mostrata in *Figura 6.15* del Paragrafo 6.2, nella quale si può vedere l'allineamento orizzontale e verticale dei sensori.

I sensori sono stati posizionati a distanze circa uguali durante la prima prova, in modo tale da poter valutare l'andamento dell'angolo di torsione in modo più completo. [*Figure 6.25-26*]

Per la seconda prova, invece, si è deciso di valutare la torsione completa del telaio, quindi i sensori sono stati posizionati sui quattro attacchi delle sospensioni dei triangoli superiori. [*Figura 6.27-28*]

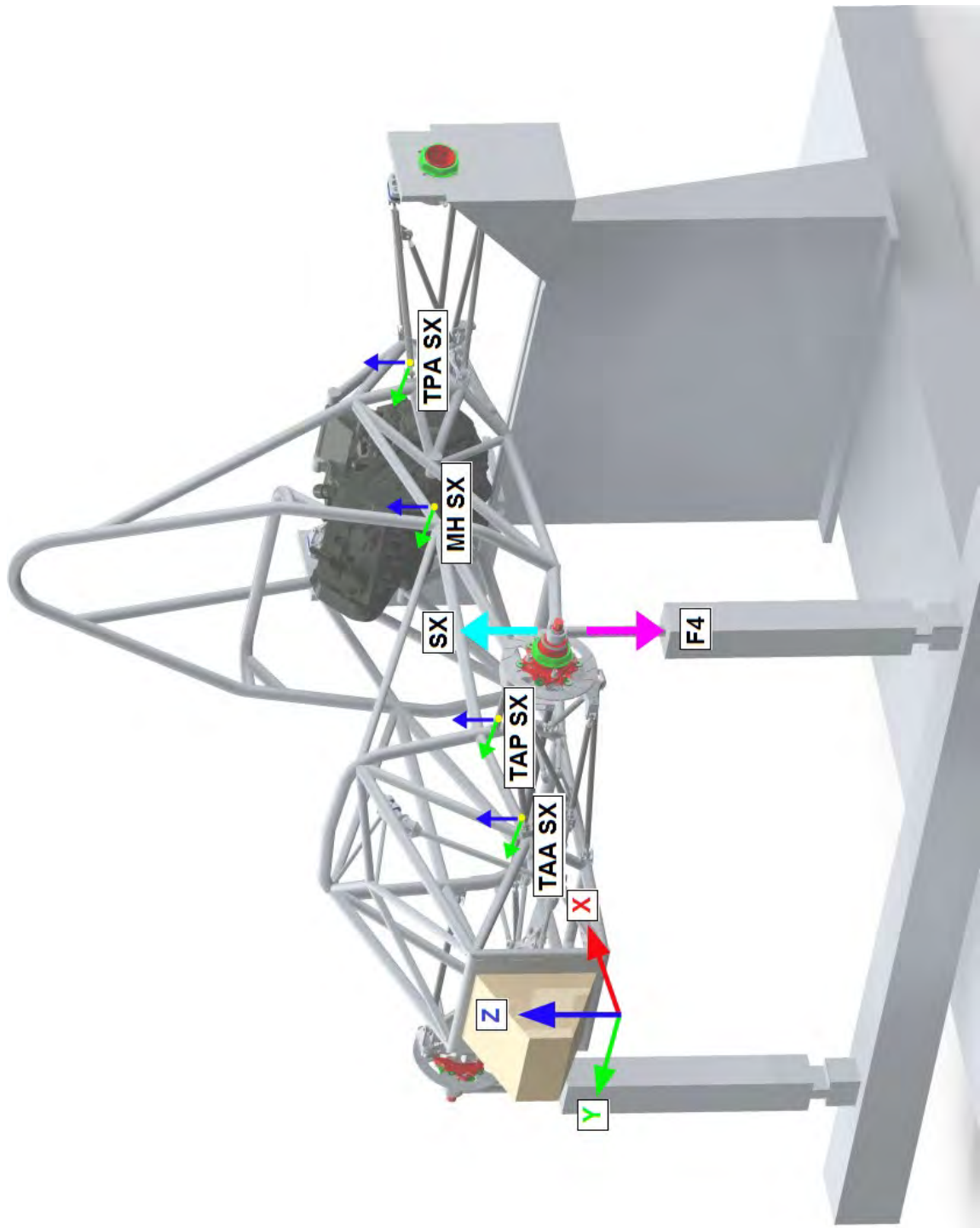


Figura 6.25: Render della posizione sensori nella prima configurazione, vista laterale sinistra.

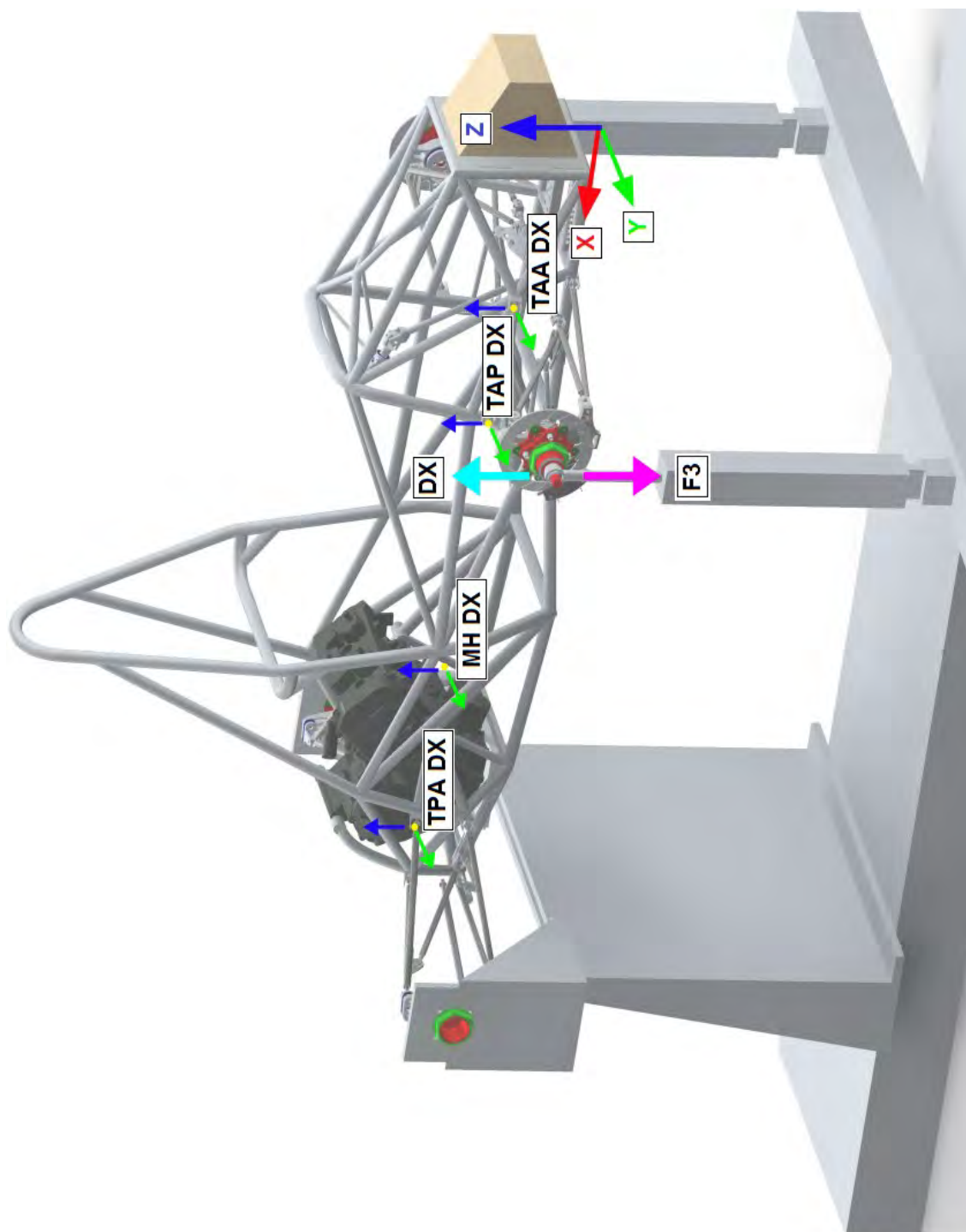


Figura 6.26: Render della posizione sensori nella prima configurazione, vista laterale destra.

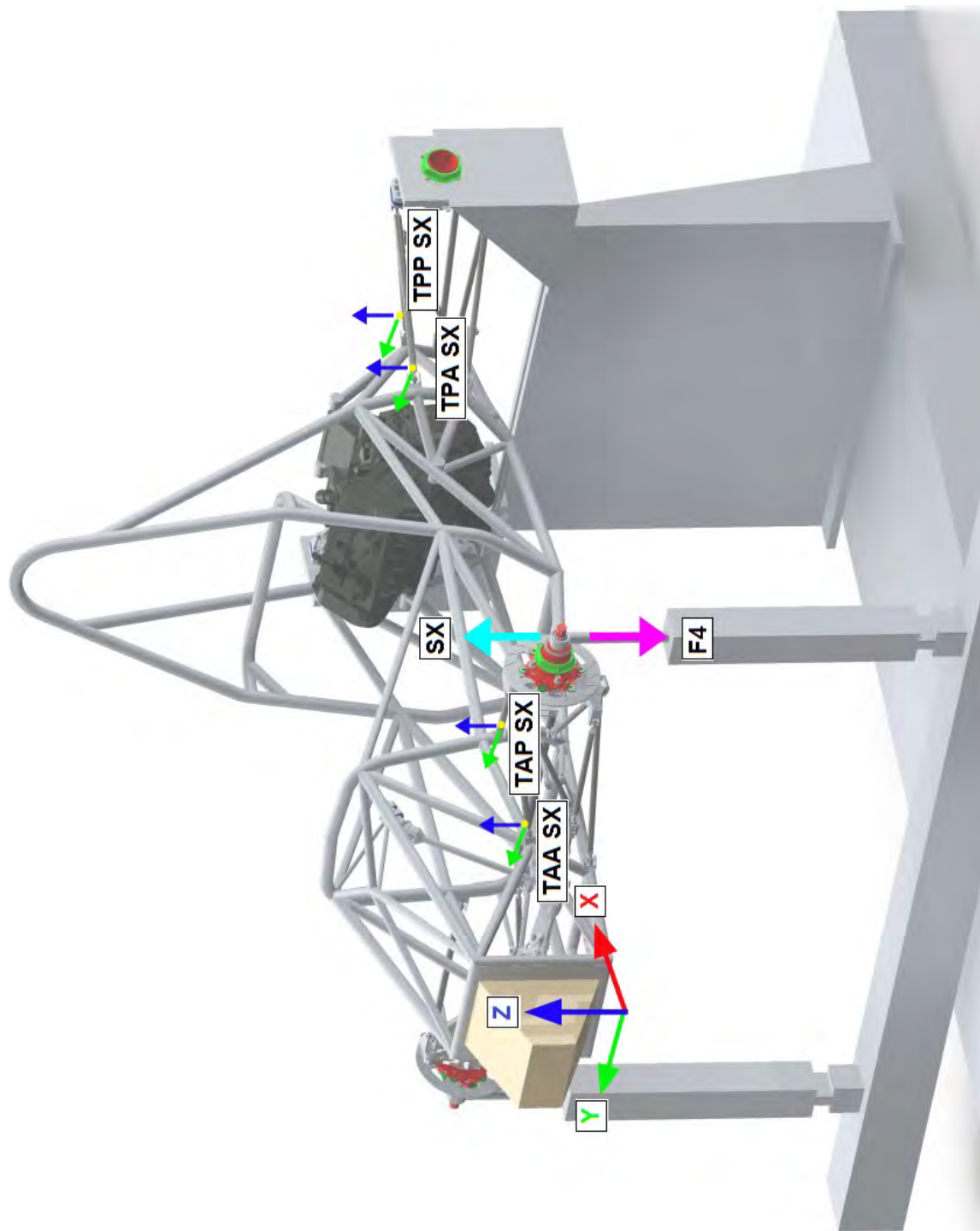


Figura 6.27: Render della posizione sensori nella seconda configurazione, vista laterale sinistra.

Questa disposizione dei sensori permette di valutare la variazione dell'angolo di torsione lungo la vettura, ma non la rigidità totale del telaio. Per valutare la totalità della rigidità del telaio si è deciso di disporre i sensori in una seconda configurazione, spostando il sensore dal MainHoop all'ultimo attacco delle sospensioni. [Figura 6.27-28]

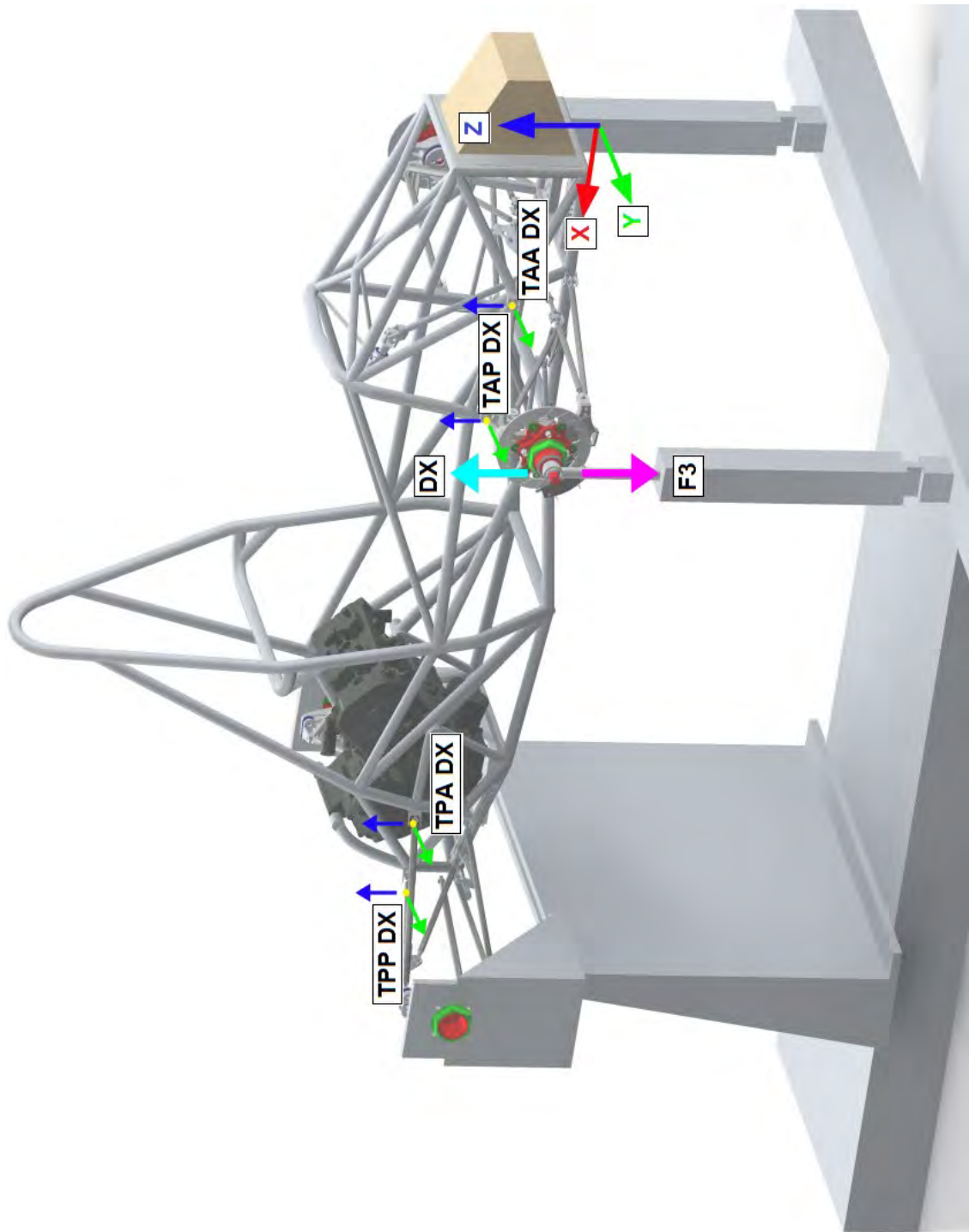


Figura 6.28: Render della posizione sensori nella seconda configurazione, vista laterale destra.



### 6.3.3 Configurazione dei martinetti

I martinetti sono controllati da un computer presente in laboratorio. La procedura per l'accensione ed il funzionamento prevede:

- Avvio del software Station Manager, che si occupa della gestione dei martinetti;
- Selezione dei canali dei martinetti usati. Nel nostro caso utilizzeremo i martinetti 3 e 4 per cui utilizzeremo la configurazione 03\_04.cfg>Gruppo parametri>Telaio\_FSAE\_prova1 [Figura 6.29];

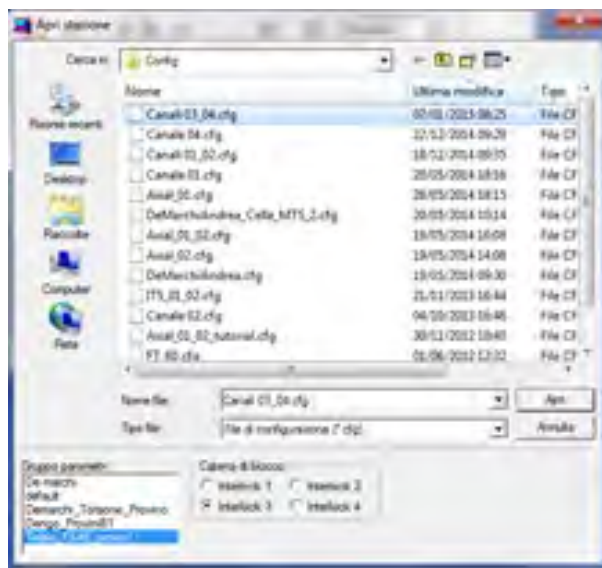


Figura 6.29: Configurazione dei martinetti.

- Accensione dell'impianto per mettere l'olio in pressione, facendo attenzione nell'accendere in modo corretto tutte le componenti;
- Azzeramento delle celle di carico, svincolando il martinetto dall'inserito del mozzo, azzerando poi la cella dal computer, ed infine ricollegando il martinetto e lo si fissa. L'operazione viene eseguita per entrambi i martinetti;
- Posizionamento la vettura all'altezza di progetto del CAD (centro dell'uniball martinetto a 930 mm dal banco);
- Controllo manuale dei martinetti, per poter definire i vari spostamenti personalmente. [Figura 6.30]

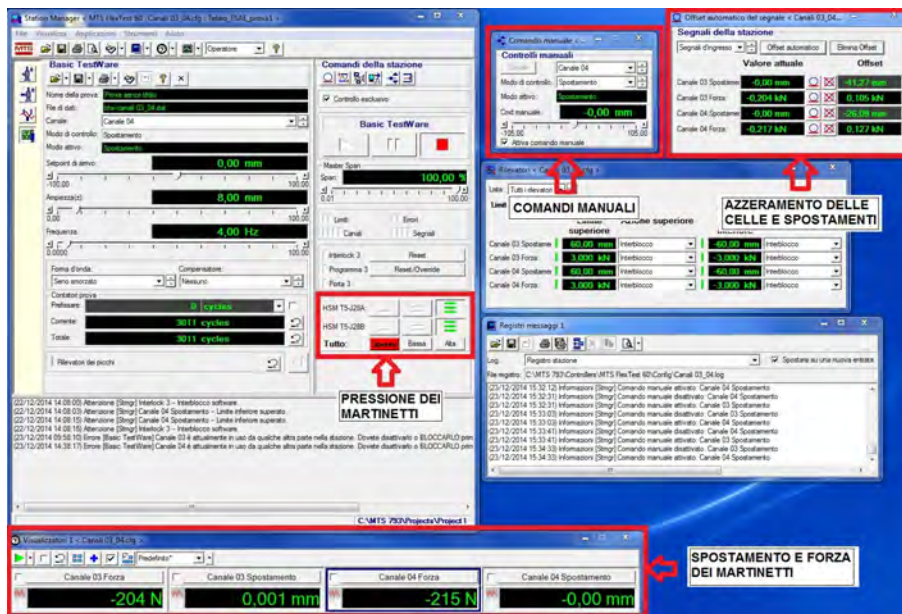


Figura 6.30: Schermata dei comandi dei martinetti.

### 6.3.4 Metodologia della prova di torsione

La procedura per la prova si può riassumere in alcuni passaggi:

- Si rende neutra la vettura, cercando di portare le forze misurate dalle celle allo stesso valore (o quasi). Per non ottenere una vettura con la parte anteriore troppo alta o troppo bassa, come riferimento viene utilizzata l'altezza del martinetto 4, che viene portata a 930 mm (all'inizio di ogni prova). Quindi viene variata l'altezza del martinetto 3, al fine di aver la vettura neutra.
- Si inizia l'acquisizione, aspettando per ogni step 10 secondi o più, in modo tale da vedere un gradino netto nelle acquisizioni.
- Si inseriscono i vari spostamenti nel computer con step di: +/-5, +/-10, +/- 20, +/-30, +/- 40, +/-30, +/-20, +/-10 e +/-5.

La prova è stata eseguita tre volte in senso orario e tre volte in senso antiorario. Sono state eseguite prove con e senza motore per entrambe le configurazioni dei sensori, per un totale di 24 prove. Ogni volta che si ricominciava con una nuova prova, la vettura è stata resa neutra muovendo il martinetto numero 3 e cercando di riportare i valori delle forze allo stesso valore. Infine, i dati delle acquisizioni sono stati elaborati e confrontati con quelli delle simulazioni.

## 6.4 Prove sperimentali

Data la grande mole di simboli ed incognite utilizzate per le prove sperimentali, si è realizzata una tabella che ne riassume il significato per una più rapida comprensione di grafici e tabelle. [Tabella 6.1]

SIMBOLI	SIGNIFICATO
TAA	Triangolo anteriore anteriore
TAP	Triangolo anteriore posteriore
MH	Main Hoop
TPA	Triangolo posteriore anteriore
TPP	Triangolo posteriore posteriore
L UNIBALL-MEZZERIA	Distanza tra uniball del martinetto e mezzeria vettura
L TAA-MEZZERIA	Distanza tra la posizione sensore TAA e la mezzeria vettura.
L TAP-MEZZERIA	Distanza tra la posizione sensore TAP e la mezzeria vettura
L MH-MEZZERIA	Distanza tra la posizione sensore MH e la mezzeria vettura
L TPA-MEZZERIA	Distanza tra la posizione sensore TPA e la mezzeria vettura
L TPP-MEZZERIA	Distanza tra la posizione sensore TPP e la mezzeria vettura
TAA Y DX	Spostamento in Y del sensore TAA destro
TAA Z DX	Spostamento in Z del sensore TAA destro
TAA Y SX	Spostamento in Y del sensore TAA sinistro
TAA Z SX	Spostamento in Z del sensore TAA sinistro
TAP Y DX	Spostamento in Y del sensore TAP destro
TAP Z DX	Spostamento in Z del sensore TAP destro
TAP Y SX	Spostamento in Y del sensore TAP sinistro
TAP Z SX	Spostamento in Z del sensore TAP sinistro
MH Y DX	Spostamento in Y del sensore MH destro
MH Z DX	Spostamento in Z del sensore MH destro
MH Y SX	Spostamento in Y del sensore MH sinistro
MH Z SX	Spostamento in Z del sensore MH sinistro
TPA Y DX	Spostamento in Y del sensore TPA destro
TPA Z DX	Spostamento in Z del sensore TPA destro
TPA Y SX	Spostamento in Y del sensore TPA sinistro
TPA Z SX	Spostamento in Z del sensore TPA sinistro
TPP Y DX	Spostamento in Y del sensore TPP destro
TPP Z DX	Spostamento in Z del sensore TPP destro
TPP Y SX	Spostamento in Y del sensore TPP sinistro
TPP Z SX	Spostamento in Z del sensore TPP sinistro
DX	Spostamento martinetto destro (3)
SX	Spostamento martinetto dinistro (4)
F3	Reazione vincola su martinetto destro (con peso statico della vettura)
F4	Reazione vincola su martinetto sinistro (con peso statico della vettura)
$\Delta F3$	Reazione vincolare sul martinetto destro sottraendo il contributo statico
$\Delta F4$	Reazione vincolare sul martinetto sinistro sottraendo il contributo statico
$\theta$ TAA	Angolo di torsione calcola in posizione TAA
$\theta$ TAP	Angolo di torsione calcola in posizione TAP
$\theta$ MH	Angolo di torsione calcola in posizione MH
$\theta$ TPA	Angolo di torsione calcola in posizione TPA
$\theta$ TPP	Angolo di torsione calcola in posizione TPP
$\theta$	Angolo di torsione calcolato ai martinetti
M TORCENTE	Momento torcente applicato al telaio
RIGIDEZZA TOTALE	Rigidezza torsionale includendo le sospensioni
RIGIDEZZA SOSP TAA	Rigidezza torsionale includendo le sospensioni posteriori nel punto TAA
RIGIDEZZA TELAIO TAA	Rigidezza torsionale del solo telaio nel punto TAA
RIGIDEZZA SOSP TAP	Rigidezza torsionale includendo le sospensioni posteriori nel punto TAP
RIGIDEZZA TELAIO TAP	Rigidezza torsionale del solo telaio nel punto TAP
RIGIDEZZA SOSP MH	Rigidezza torsionale includendo le sospensioni posteriori nel punto MH
RIGIDEZZA TELAIO MH	Rigidezza torsionale del solo telaio nel punto MH

RIGIDEZZA SOSP TPA	Rigidezza torsionale includendo le sospensioni posteriori nel punto TPA
RIGIDEZZA TELAIO TPA	Rigidezza torsionale del solo telaio nel punto TPA
RIGIDEZZA SOSP TPP	Rigidezza torsionale includendo le sospensioni posteriori nel punto TPP
RIGIDEZZA TELAIO TPP	Rigidezza torsionale del solo telaio nel punto TPP
RIGID. SPERIMENTALE	Rigidezza torsionale sperimentale media(seconda prova)
RIGID. SIMULAZIONE	Rigidezza torsionale calcolata dalle simulazioni FEM
$\Delta$ MOMENTO	Variazione percentuale del momento torcente
$\Delta$ RIGIDEZZA	Variazione percentuale della rigidezza torsionale tra FEM e sperimentale

Tabella 6.1: Tabella con distinta base delle incognite utilizzate.

### 6.4.1 Configurazione sensori 1

#### Prove di torsione in senso antiorario con motore

Il senso di rotazione antiorario od orario è stato definito in base alla posizione del pilota. La rotazione antioraria consiste nello spostamento verso l'alto del martinetto 3 ed in basso del martinetto 4. Infatti, riferendosi alla posizione pilota, il martinetto 3 si trova a destra ed il 4 a sinistra. Anche i sensori, essendo speculari rispetto al piano di mezzeria, presentano la dicitura DX (destra) ed SX (sinistra).

#### Prova di torsione oraria con motore 1

Sono mostrate di seguito tutte le tabelle delle acquisizioni ed i valori da cui derivano gli angoli, momenti e rigidezze per la prima prova.

Nella *Tabella 6.2* sono riportate le distanze dei vari punti caratteristici rispetto alla mezzeria vettura, tali lunghezze serviranno nelle formule enunciate di seguito [*Formula 6.1-2-3-4*]

L UNIBALL-MEZZERIA [mm]	674,000
L TAA-MEZZERIA [mm]	287,913
L TAP-MEZZERIA [mm]	352,994
L MH-MEZZERIA [mm]	331,170
L TPA-MEZZERIA [mm]	329,093

Tabella 6.2: Distanze rispetto alla mezzeria vettura dei punti caratteristici.

$$\Delta F_{3i} = F_{3i} - F_{3statico} \quad (6.1)$$

Tale *Formula 6.1* serve a ricavare il valore di forza applicato eliminato il peso della vettura a riposo.  $F_{3statico}$  identifica la forza che la cella rileva prima dell'inizio della prova ed è il primo valore segnato nelle varie tabelle. Tale formula è valida anche per  $\Delta F_{4i}$

$$\theta_i = \arctan \left( \frac{DX_i - SX_i}{L UNIBALL - MEZZERIA \cdot 2} \right) \cdot \frac{180}{\pi} \quad (6.2)$$

Tale formula nel caso delle varie sezioni lungo il telaio assume una forma un po' diversa (la  $i$  identifica la sezione dei sensori presa in considerazione).

$$\theta_i = \arctan \left( \frac{i Z DX - i Z SX + i Y DX - i Y SX}{L i - MEZZERIA \cdot 2} \right) \cdot \frac{180}{\pi} \quad (6.3)$$

$$M TORCENTE_i = (\Delta F_{4i} - \Delta F_{3i}) \cdot \left( \frac{L UNIBALL - MEZZERIA}{1000} \right) \quad (6.4)$$

$$RIGIDEZZA\ TOTALE_i = \frac{M\ TORCENTE_i}{\theta_i} \quad (6.5)$$

Noto lo spostamento del martinetto e la reazione vincolare, si calcola il momento e la rigidezza al variare dell'angolo. [Tabella 6.3]

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-277	0	0	-276	0
+5	-363	-86	-5	-190	86
+10	-424	-147	-10	-129	147
+20	-585	-308	-20	30	306
+30	-742	-465	-30	186	462
+40	-955	-678	-40	394	670
+30	-637	-360	-30	83	359
+20	-414	-137	-20	-139	137
+10	-307	-30	-10	-246	30
+5	-232	45	-5	-320	-44
0	-180	97	0	-370	-94

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	116	273
0,850	198	233
1,701	414	243
2,550	625	245
3,398	909	267
2,550	485	190
1,701	185	109
0,850	40	48
0,425	-60	-141
0,000	-129	

Tabella 6.3: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 1° prova antioraria con motore. (Fstatico è il primo valore di reazione vincolare segnato per i martinetti)

Le formule utilizzate per il calcolo della rigidezza nei vari punti del telaio sono le stesse. La formula per il calcolo della rigidezza del solo telaio (trascurando la cedevolezza delle componenti delle sospensioni) è la Formula 6.6.

$$RIGIDEZZA\ TELAIIO_i = \frac{M\ TORCENTE_i}{\theta_i - \theta_{TPA}} \quad (6.6)$$

In seguito all'elaborazione dei dati, sono state realizzate le Tabelle 6.4-5-6-7, contenenti gli spostamenti, angoli e rigidezze lungo l'asse longitudinale della vettura nelle varie sezioni ove sono posizionati i sensori.

TAA Z DX [mm]	TAA Y DX [mm]	TAA Z SX [mm]	TAA Y SX [mm]
0,00	0,00	0,00	0,00
1,49	0,52	-1,36	0,47
3,04	1,1	-2,83	1,01
6,36	2,45	-4,90	2,40
11,06	3,44	-4,37	3,62
14,21	4,67	-6,25	5,12
11,33	3,99	-4,02	4,15
7,97	3,11	-2,46	3,07
3,22	1,9	-2,81	1,79
1,68	1,25	-1,42	1,16
0,07	0,46	0,02	0,45

$\theta$ TAA [°][6.3]	RIGIDEZZA SOSP TAA [Nm/°][6.5]	RIGIDEZZA TELAIO TAA [Nm/°] [6.6]
0,000		
0,284	409	2055
0,584	339	1965
1,121	369	1830
1,537	407	1729
2,039	446	1744
1,529	317	1543
1,038	178	1303
0,600	67	828
0,309	-194	6447
0,005	-25863	2536

Tabella 6.4: Spostamenti, angoli e rigidezze dei sensori nella zona TAA.

TAP Z DX [mm]	TAP Y DX [mm]	TAP Z SX [mm]	TAP Y SX [mm]
0,00	0,00	0,00	0,00
1,59	0,22	-1,67	0,13
3,32	0,42	-3,42	0,35
6,88	1,04	-6,00	1,13
11,27	1,38	-6,20	1,80
14,51	1,76	-8,60	2,56
11,51	1,84	-5,99	2,16
8,12	1,65	-3,94	1,67
3,59	2,09	-3,47	1,03
1,87	0,80	-1,83	0,75
0,10	0,40	-0,06	0,36

$\theta$ TAP [°][6.3]	RIGIDEZZA SOSP TAP [Nm/°][6.5]	RIGIDEZZA TELAIO TAP [Nm/°] [6.6]
0,000		
0,265	438	3099
0,557	362	3100
1,046	396	2730
1,420	440	2552
1,880	483	2509
1,422	341	2334
0,979	189	2224
0,572	71	1985
0,300	-200	3450
0,013	-9909	3012

Tabella 6.5: Spostamenti, angoli e rigidezze dei sensori nella zona TAP.

MH Z DX [mm]	MH Y DX [mm]	MH Z SX [mm]	MH Y SX [mm]
0,00	0,00	0,00	0,00
1,24	-0,32	-1,37	-0,29
2,76	-0,69	-2,86	-0,61
5,52	-1,20	-5,05	-0,92
8,51	-1,61	-5,57	-1,10
10,92	-2,09	-7,56	-1,24
8,84	-1,48	-5,59	-0,95
6,47	-0,95	-3,88	-0,65
3,28	-0,52	-3,01	-0,43
1,77	-0,24	-1,54	-0,18
0,21	0,06	-0,30	0,06

$\theta$ MH [°][6.3]	RIGIDEZZA SOSP MH [Nm/°][6.5]	RIGIDEZZA TELAIO MH [Nm/°] [6.6]
0,000		
0,226	513	-85439
0,487	407	61868
0,916	452	19718
1,220	512	13889
1,603	567	10697
1,251	387	13405
0,897	206	836006
0,545	74	-6032
0,287	-209	1917
0,044	-2916	11102

Tabella 6.6: Spostamenti, angoli e rigidezze dei sensori nella zona MH.

TAA Z DX [mm]	TAA Y DX [mm]	TAA Z SX [mm]	TAA Y SX [mm]
0,00	0,00	0,00	0,00
1,17	-0,30	-1,44	-0,37
2,62	-0,70	-2,93	-0,74
5,11	-1,36	-5,16	-1,31
7,31	-1,86	-6,18	-1,70
9,33	-2,48	-8,08	-2,00
7,64	-1,88	-6,30	-1,71
5,74	-1,30	-4,55	-1,24
3,27	-0,72	-3,06	-0,76
1,78	-0,37	-1,87	-0,45
0,24	-0,03	-0,40	-0,06

$\theta$ TPA [°][6.3]	RIGIDEZZA SOSP TPA [Nm/°][6.5]
0,000	
0,227	510
0,483	410
0,895	463
1,175	532
1,518	598
1,215	399
0,896	206
0,551	73
0,318	-189
0,056	-2310

Tabella 6.7: Spostamenti, angoli e rigidezze dei sensori nella zona TPA.

Quindi si è eseguita la stessa procedura per le successive due prove; i risultati sono riportati nelle *Tabelle 6.8-9.*

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-282	0	0	-271	0
+5	-372	-90	-5	-182	89
+10	-448	-166	-10	-107	164
+20	-623	-341	-20	67	338
+30	-788	-506	-30	231	502
+40	-1009	-727	-40	448	719
+30	-691	-409	-30	136	407
+20	-457	-175	-20	-96	175
+10	-335	-53	-10	-217	54
+5	-253	29	-5	-299	-28
0	-205	77	0	-345	-74

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	121	284
0,850	222	262
1,701	458	269
2,550	679	266
3,398	975	287
2,550	550	216
1,701	236	139
0,850	72	85
0,425	-38	-90
0,000	-102	

Tabella 6.8: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 2° prova antioraria con motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-275	0	0	-275	0
+5	-378	-103	-5	-173	102
+10	-468	-193	-10	-86	189
+20	-652	-377	-20	98	373
+30	-830	-555	-30	274	549
+40	-1058	-783	-40	497	772
+30	-733	-458	-30	180	455
+20	-495	-220	-20	-57	218
+10	-313	-38	-10	-237	38
+5	-254	21	-5	-297	-22
0	-234	41	0	-316	-41



$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	138	325
0,850	257	303
1,701	506	297
2,550	744	292
3,398	1048	308
2,550	615	241
1,701	295	174
0,850	51	60
0,425	-29	-68
0,000	-55	

Tabella 6.9: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 3° prova antioraria con motore.

Si procede quindi con il confronto dell'andamento del momento in funzione dell'angolo per le tre prove [Figura 6.31]

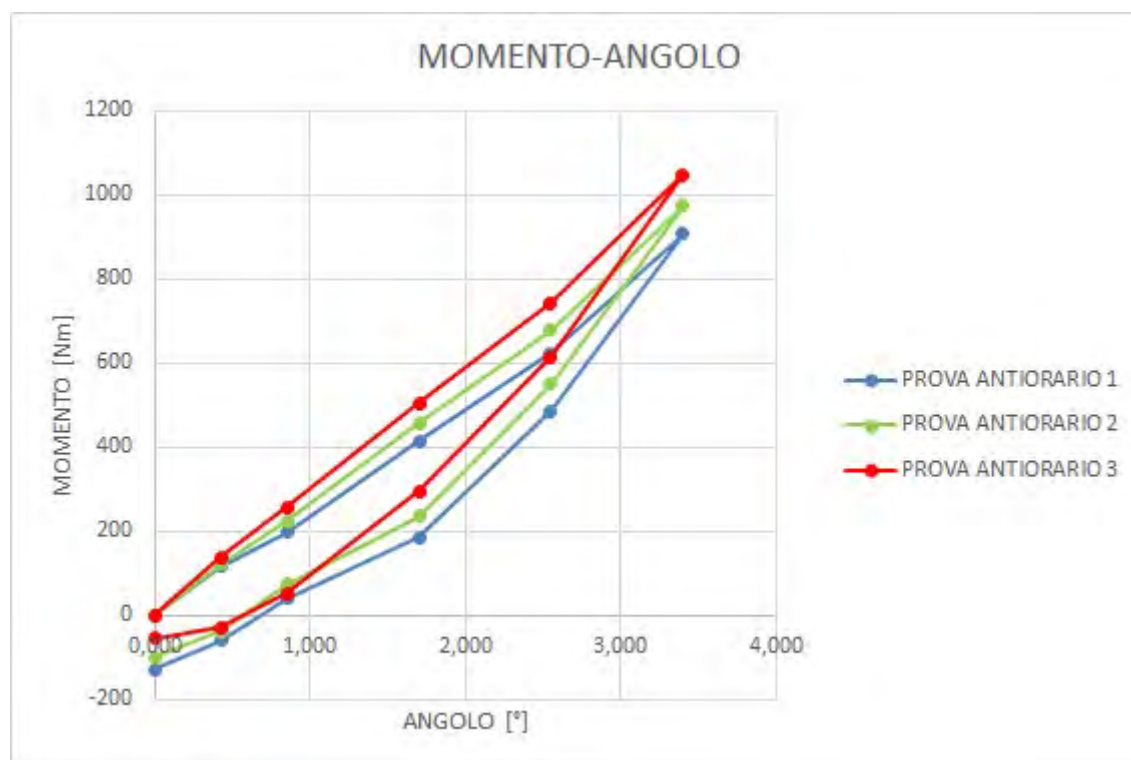


Figura 6.31: Grafico di confronto degli andamenti del momento in funzione dell'angolo di torsione.

La variazione massima del momento applicato è del 15,4% [Formula 6.7] tra la prima e la terza prova. La variazione da prova a prova, invece, è del 7,3% [Formula 6.7 considerando momenti massimi successivi] tra prima e seconda e del 7,6% [Formula 6.7 considerando momenti massimi successivi] tra seconda e terza.

$$\Delta MOMENTO = \left(1 - \frac{M TORCENTE_3}{M TORCENTE_1}\right) \cdot 100 \quad (6.7)$$

Nella Figura 6.31 si può ben notare il ciclo di isteresi a cui è soggetto il telaio, in quanto, ritornato ad un angolo 0°, il momento non è più nullo.

L'andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale della vettura è mostrato nelle *Figure 6.32-33-34* (la distanza è riferita alla posizione del *Bulkhead*).

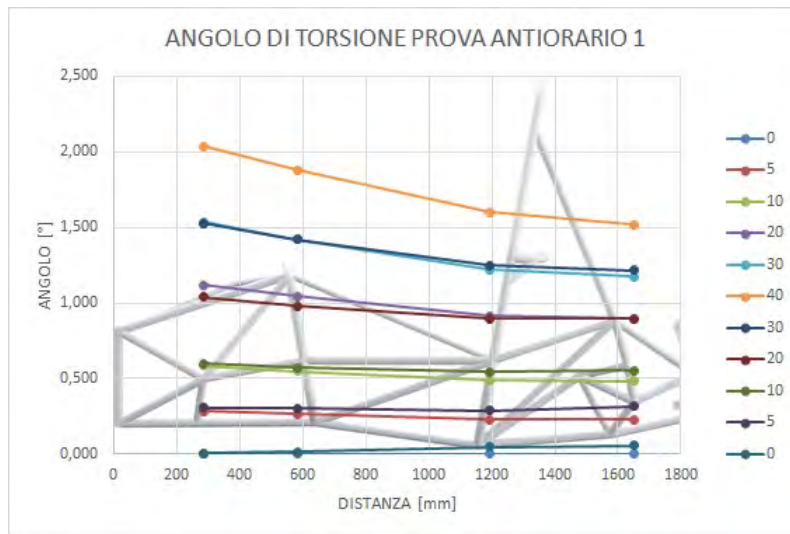


Figura 6.32: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 1° prova antioraria con motore [M TORCENTE 40 = 909 Nm].

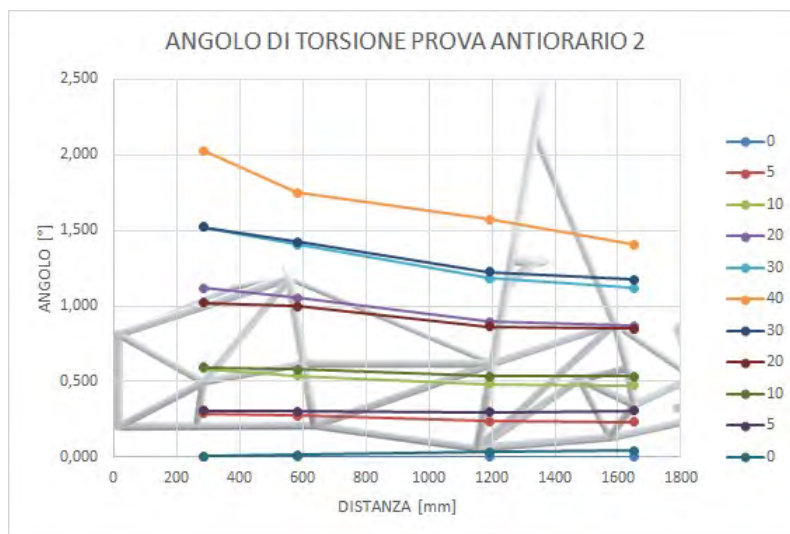


Figura 6.33: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 2° prova antioraria con motore [M TORCENTE 40 = 975 Nm].

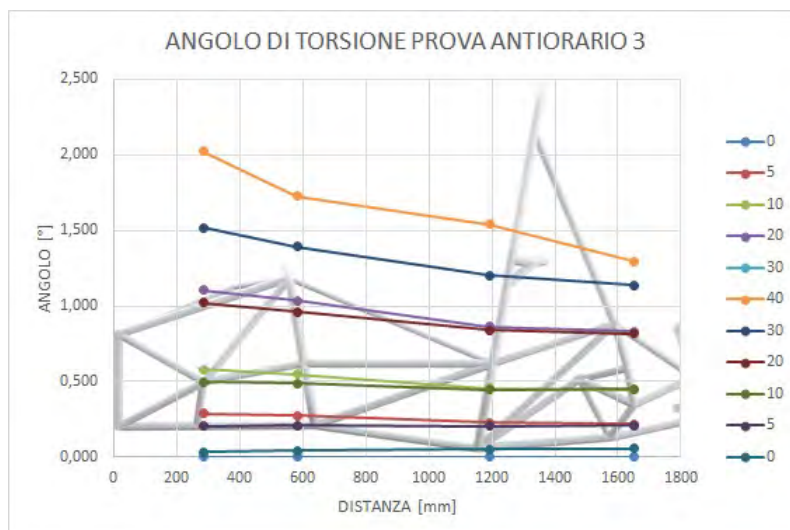


Figura 6.34: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 3° prova antioraria con motore [M TORCENTE 40 = 1048 Nm].

Si è deciso di studiare l'andamento dell'angolo nel solo ciclo di andata, per avere un confronto più veritiero e dettagliato della variazione dell'angolo. Nella Figura 6.35 sono state per confrontate le tre prove.

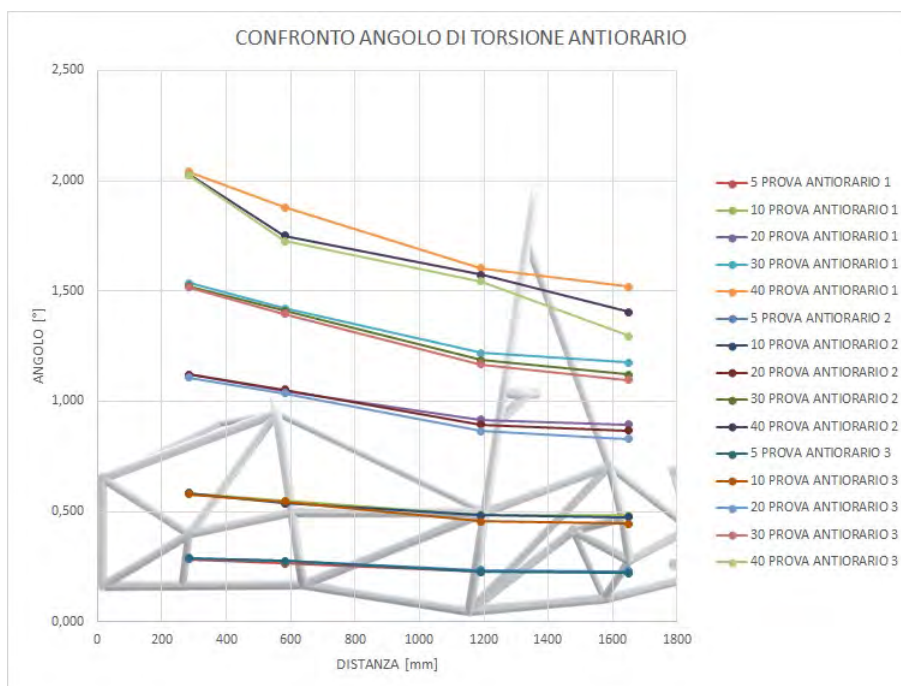


Figura 6.35: Confronto dell'andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale del telaio per le tre prove antiorarie con motore.

Infine si è deciso di valutare l'andamento dell'angolo calcolato ai martinetti e quello calcolato sul telaio per valutare il cedimento delle componenti delle sospensioni in termini di angolo. [Figura 6.36]

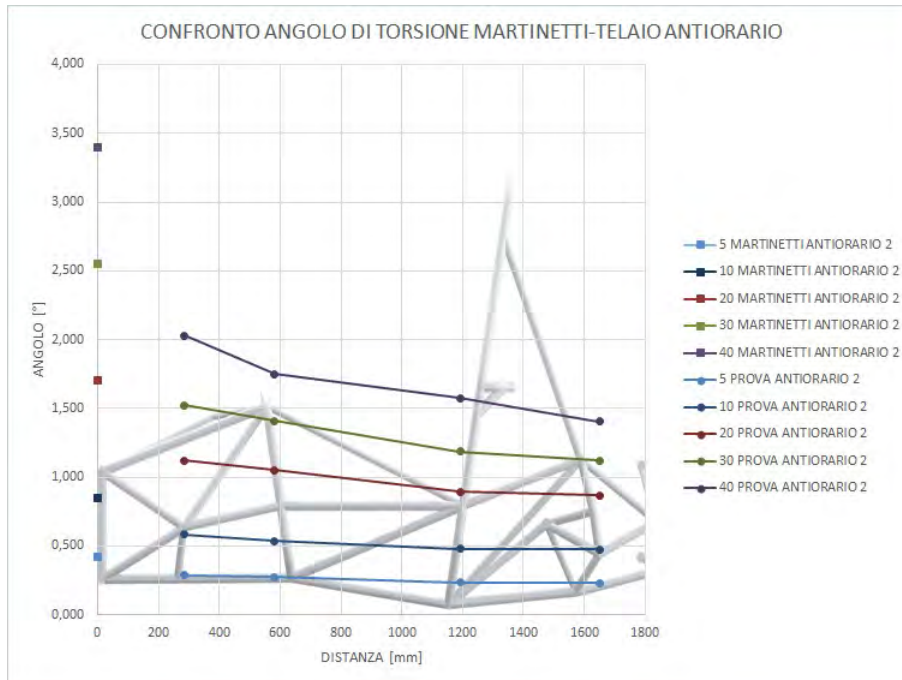


Figura 6.36: Confronto tra l'angolo di torsione ai martinetti e quelli calcolati lungo l'asse longitudinale del telaio.

La rigidità torsionale è stata calcolata partendo dalle acquisizioni dei potenziometri. La Tabella 6.10 riporta i valori di rigidità del telaio calcolati nei vari step (per il solo punto TAA, che identifica la rigidità telaio totale).

DX	RIGIDEZZA TELAIO TAA [Nm/°][6.6]	RIGIDEZZA TELAIO TAA [Nm/°][6.6]
+5	2055	2127
+10	1965	2030
+20	1830	1820
+30	1729	1697
+40	1744	1564
+30	1543	1577
+20	1303	1360
+10	828	1217
+5	6447	10351
0	2536	2709

RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
2027
1921
1824
1771
1441
1622
1436
1109
7797
2524

Tabella 6.10: Rigidezza torsionale del telaio (TAA) calcolata per la 1°-2°-3° prova antioraria con motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-270	0	0	-282	0
-5	-159	111	+5	-393	-111
-10	-84	186	+10	-465	-183
-20	69	339	+20	-623	-341
-30	237	507	+30	-792	-510
-40	427	697	+40	-986	-704
-30	100	370	+30	-659	-377
-20	-129	141	+20	-428	-146
-10	-295	-25	+10	-262	20
-5	-363	-93	+5	-193	89
0	-409	-139	0	-150	132

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [ $Nm$ ][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [ $Nm/^\circ$ ] [6.5]
0,000	0	
0,425	-150	352
0,850	-249	292
1,701	-458	270
2,550	-685	269
3,398	-944	278
2,550	-503	197
1,701	-193	114
0,850	30	-36
0,425	123	-288
0,000	183	

Tabella 6.11: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 1° prova oraria con motore.

#### Prove di torsione in senso orario con motore

Come nel caso precedente, le *Tabelle 6.11-12-13* riassumono i valori ottenuti dalle prove e la Figura 6.37 confronta i valori ottenuti nelle tre prove.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-274	0	0	-281	0
-5	-203	71	+5	-352	-71
-10	-122	152	+10	-433	-152
-20	74	348	+20	-630	-349
-30	279	553	+30	-836	-555
-40	495	769	+40	-1060	-779
-30	165	439	+30	-725	-444
-20	-80	194	+20	-479	-198
-10	-260	14	+10	-313	-32
-5	-328	-54	+5	-231	50
0	-384	-110	0	-174	107

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	-96	225
0,850	-205	241
1,701	-470	276
2,550	-747	293
3,398	-1043	307
2,550	-595	233
1,701	-264	155
0,850	-31	36
0,425	70	-165
0,000	146	

Tabella 6.12: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 2° prova oraria con motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-286	0	0	-269	0
-5	-195	91	+5	-360	-91
-10	-96	190	+10	-461	-192
-20	103	389	+20	-663	-394
-30	319	605	+30	-878	-609
-40	546	832	+40	-1108	-839
-30	208	494	+30	-770	-501
-20	-43	243	+20	-516	-247
-10	-227	59	+10	-328	-59
-5	-305	-19	+5	-252	17
0	-363	-77	0	-194	75

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	-23	288
0,850	-257	303
1,701	-528	310
2,550	-818	321
3,398	-1126	331
2,550	-671	263
1,701	-330	194
0,850	-80	94
0,425	24	-57
0,000	102	

Tabella 6.13: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 3° prova oraria con motore.

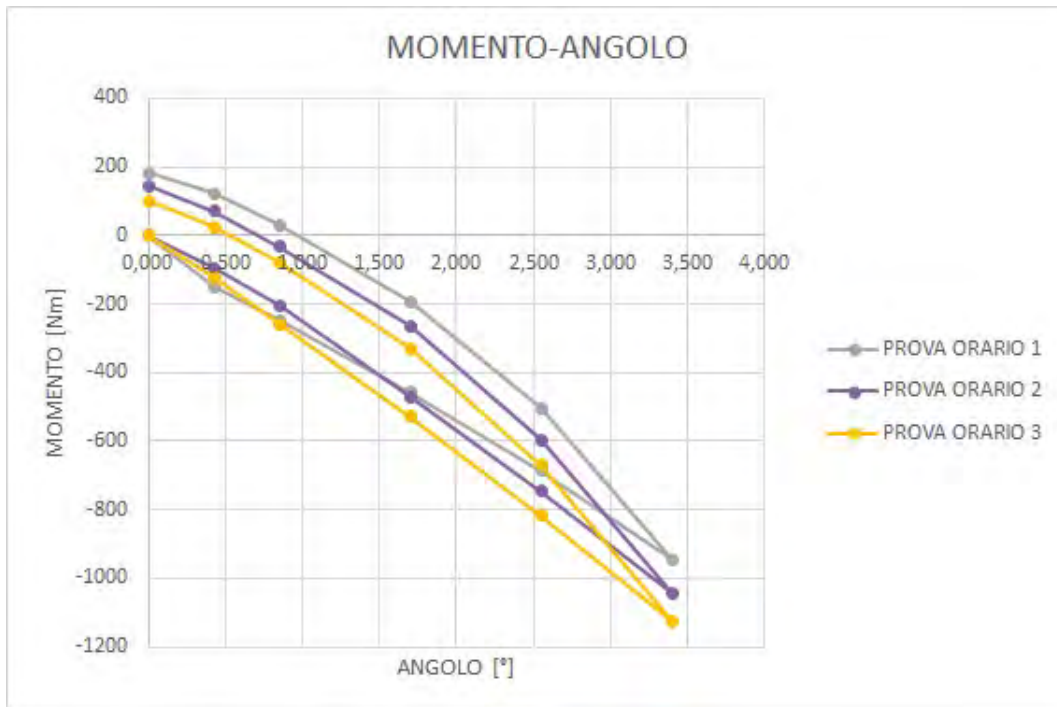


Figura 6.37: **Grafico di confronto degli andamenti del momento in funzione dell'angolo di torsione.**

Come precedentemente, la massima variazione percentuale del momento è del 19,3% [Formula 6.7], ed è stata rilevata tra la prima e l'ultima prova, tra prove successive abbiamo invece una variazione del 10,5% [Formula 6.7] tra prima e seconda e del 7,9% [Formula 6.7] tra seconda e terza.

Si analizzano di seguito i grafici riguardanti la variazione dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale della vettura. [Figure 6.38-39-40]

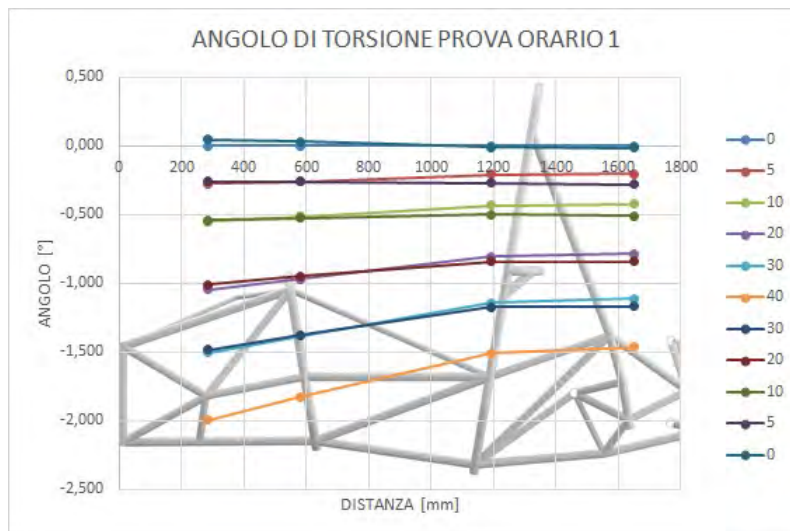


Figura 6.38: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 1°prova oraria con motore [M TORCENTE 40 = -944 Nm].

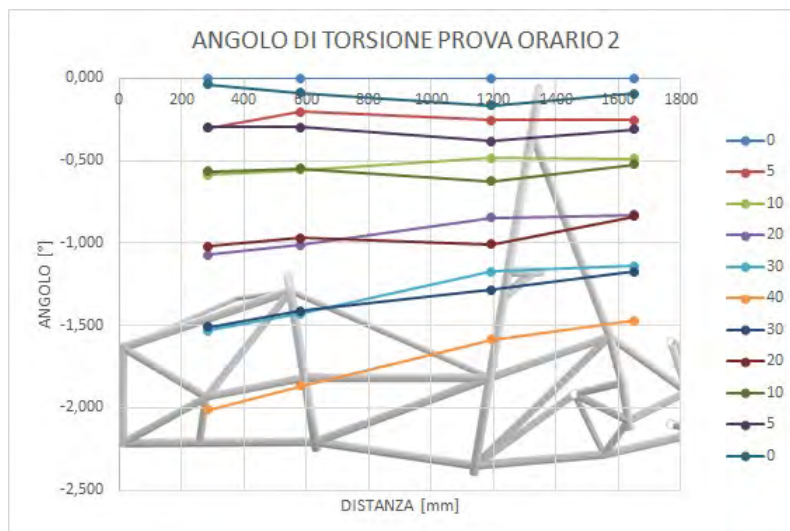


Figura 6.39: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 2°prova oraria con motore [M TORCENTE 40 = -1043 Nm].



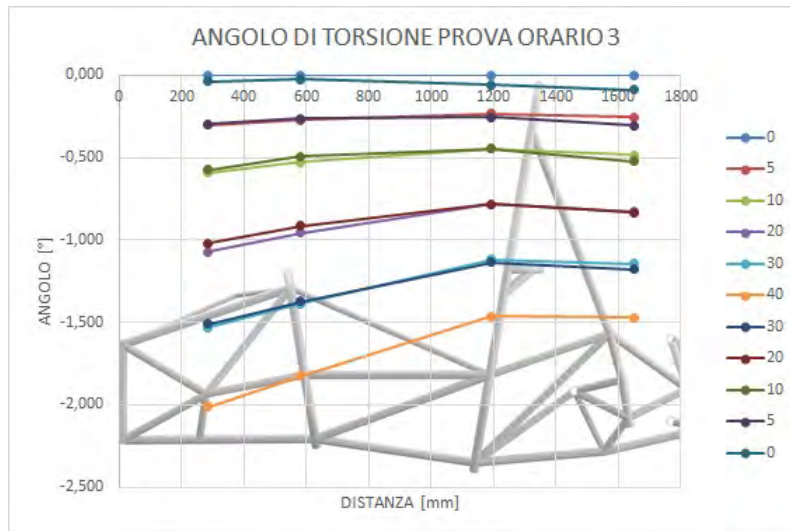


Figura 6.40: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 3° prova oraria con motore [M TORCENTE 40 = -1126 Nm].

La Figura 6.41 mette a confronto l'andamento dell'angolo per le tre prove nella rampa di salita dello spostamento.

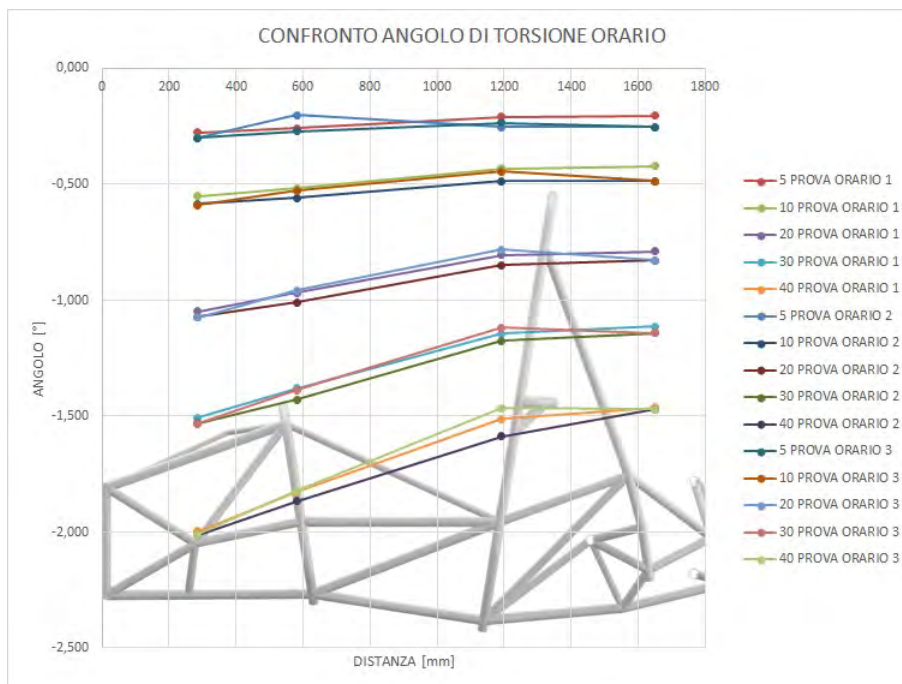


Figura 6.41: Confronto dell'andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale del telaio per le tre prove orarie con motore.

Infine, si analizza il cedimento delle sospensioni, confrontando l'angolo calcolato ai martinetti e quello lungo la vettura per la sola seconda prova di torsione. [Grafico 6.42]

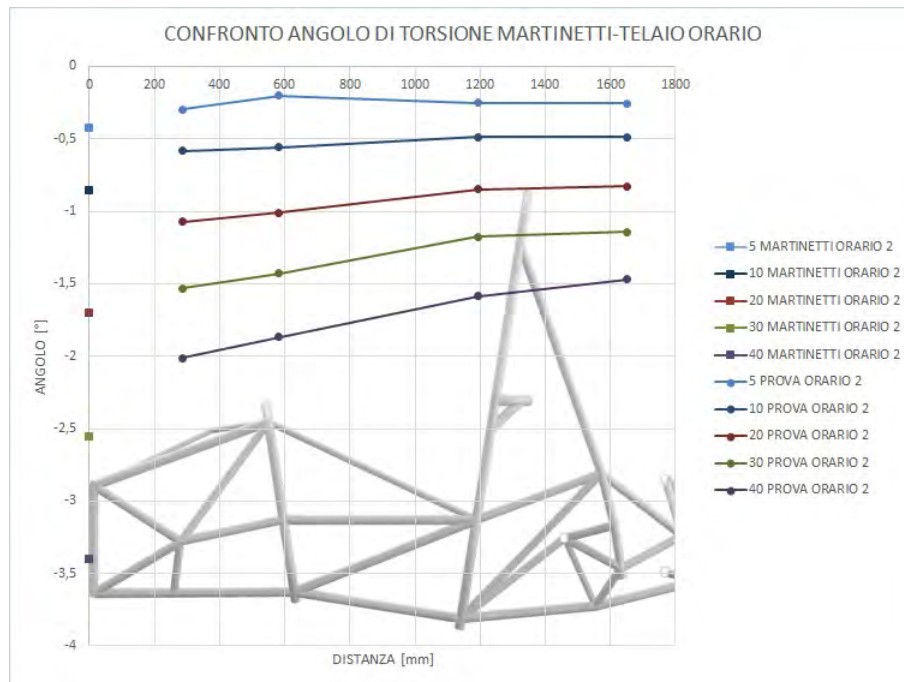


Figura 6.42: Confronto tra l'angolo di torsione ai martinetti e quelli calcolati lungo l'asse longitudinale del telaio.

Si riportano quindi i valori di rigidezza calcolati nelle tre prove di torsione. [Tabella 6.14]

DX	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
-5	2064	2115
-10	1916	2080
-20	1765	1933
-30	1733	1914
-40	1773	1933
-30	1591	1784
-20	1127	1433
-10	-952	737
-5	5574	6538
0	3004	2770

RIGIDEZZA TELAIO TAA [Nm/°][6.6]
2605
2488
2155
2091
2086
2002
1766
1510
2725
1975

Tabella 6.14: Rigidezza torsionale del telaio (TAA) calcolata per la 1°-2°-3° prova oraria con motore.

### Rigidezza torsionale sperimentale

La rigidezza torsionale sperimentale è stata calcolata dagli spostamenti acquisiti con i potenziometri a filo nelle zone degli attacchi delle sospensioni. La *Figura 6.43* mette a confronto i valori di rigidezza calcolati nei due sensi di rotazione, considerando le sospensioni e sottraendone il cedimento (si valuta la sola seconda prova per entrambi i sensi).

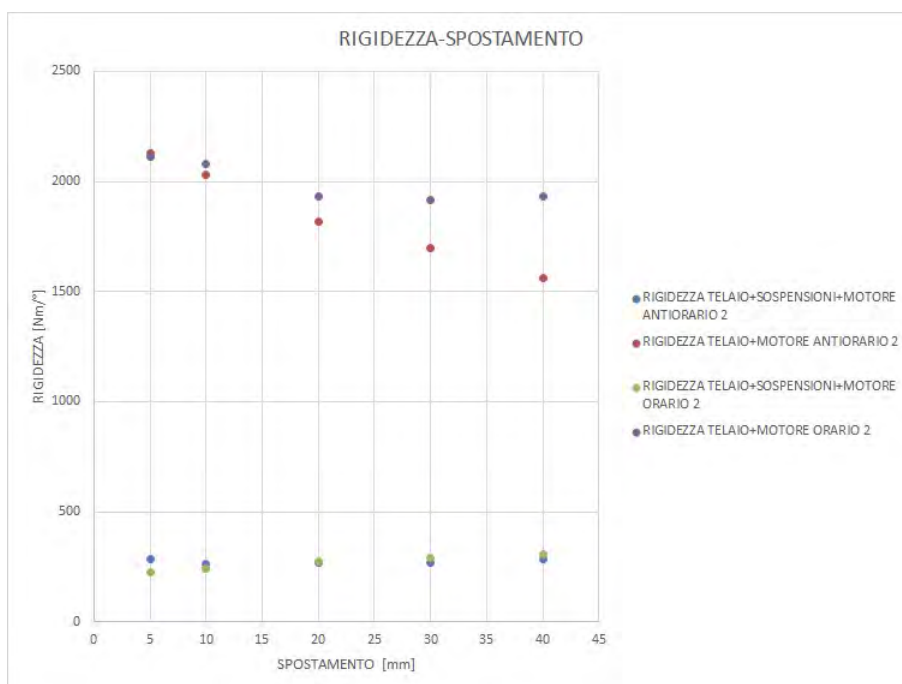


Figura 6.43: Confronto tra i valori di rigidezza calcolati in senso orario ed antiorario, considerando e non considerando il contributo delle sospensioni.

### Confronto tra prove sperimentali e simulazioni

Il confronto tra le prove sperimentali e le simulazioni è stata eseguita calcolando la rigidezza nei punti di fissaggio dei sensori. Tali punti sono stati inseriti prima nel CAD e poi nella simulazione FEM, per poterne rilevare i valori corretti.

I risultati di rigidezza calcolati in senso antiorario con motore nella simulazione FEM, sono stati riportati in *Tabella 6.15* (essendo una simulazione in senso antiorario od orario il risultato non cambia).

	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]
BEAM	2378
SHELL	2375

Tabella 6.15: Rigidezza torsionale (TAA) calcolata dalle simulazioni.

Prendendo quindi il valore medio delle prove sperimentali ricavato dalla *Formula 6.8* e confrontandolo con il valore risultante dalle simulazioni, si hanno le variazioni di rigidezza calcolate con la *Formula 6.9*. [Tabella 6.16]

$$RIGIDEZZA\ SPERIMENTALE = \frac{\sum_{i=1}^5 RIGIDEZZA\ TELAI\O\ TAA_{SECONDA\ PROVA}}{5} \quad (6.8)$$

$$\Delta RIGIDEZZA = \left(1 - \frac{RIGIDEZZA\ SIMULAZIONE}{RIGIDEZZA\ SPERIMENTALE}\right) \cdot 100 \quad (6.9)$$

ANTIORARIO	RIGIDEZZA SPERIMENTALE [Nm/°][6.8]	
	1847	
ORARIO	RIGIDEZZA SPERIMENTALE [Nm/°][6.8]	
	1995	

	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]	$\Delta$ RIGIDEZZA [%] [6.9]
BEAM	2378	-28,74
SHELL	2375	-28,54
	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]	$\Delta$ RIGIDEZZA [%] [6.9]
BEAM	2378	-19,21
SHELL	2375	-19,03

Tabella 6.16: Confronto tra la rigidezza calcolata con la prova torsionale e la rigidezza calcolata dalla simulazione FEM.

### Prove di torsione in senso antiorario senza motore

Le prove torsionali senza motore sono state eseguite per verificare se il modello FEM sia corretto e se i risultati ottenuti dalle simulazioni siano comparabili alla realtà. Togliendo l'incognita del motore, il risultato di rigidezza calcolato dalla simulazione e quello reale dovrebbero essere molto più vicini. Nelle *Tablelle 6.17-18-19* sono riportati i valori dell'angolo e del momento applicato alla vettura.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-207	0	0	-207	0
+5	-319	-112	-5	-97	110
+10	-383	-176	-10	-34	173
+20	-496	-289	-20	79	286
+30	-596	-389	-30	176	383
+40	-763	-556	-40	341	548
+30	-510	-303	-30	93	300
+20	-322	-115	-20	-95	112
+10	-193	14	-10	-220	-13
+5	-145	62	-5	-266	-59
0	-98	109	0	-313	-106

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.3]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.4]
0,000	0	
0,425	150	352
0,850	235	277
1,701	388	228
2,550	520	204
3,398	744	219
2,550	406	159
1,701	153	90
0,850	-18	-21
0,425	-82	-192
0,000	-145	

Tabella 6.17: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 1° prova antioraria senza motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-203	0	0	-212	0
+5	-282	-79	-5	-132	80
+10	-347	-144	-10	-69	143
+20	-469	-266	-20	51	263
+30	-640	-437	-30	222	434
+40	-821	-618	-40	397	609
+30	-565	-362	-30	148	360
+20	-365	-162	-20	-47	165
+10	-224	-21	-10	-188	24
+5	-172	31	-5	-240	-28
0	-123	80	0	-286	-74

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.3]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.4]
0,000	0	
0,425	107	252
0,850	193	227
1,701	357	210
2,550	587	230
3,398	827	243
2,550	487	191
1,701	220	130
0,850	30	36
0,425	-40	-94
0,000	-104	

Tabella 6.18: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 2° prova antioraria senza motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-210	0	0	-202	0
+5	-304	-94	-5	-110	92
+10	-370	-160	-10	-45	157
+20	-509	-299	-20	92	294
+30	-693	-483	-30	274	476
+40	-882	-672	-40	459	661
+30	-624	-414	-30	208	410
+20	-420	-210	-20	5	207
+10	-262	-52	-10	-152	50
+5	-200	10	-5	-210	-8
0	-155	55	0	-256	-54

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.3]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.4]
0,000	0	
0,425	125	295
0,850	214	251
1,701	400	235
2,550	646	253
3,398	898	264
2,550	555	218
1,701	281	165
0,850	69	81
0,425	-12	-29
0,000	-73	

Tabella 6.19: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 3° prova antioraria senza motore.

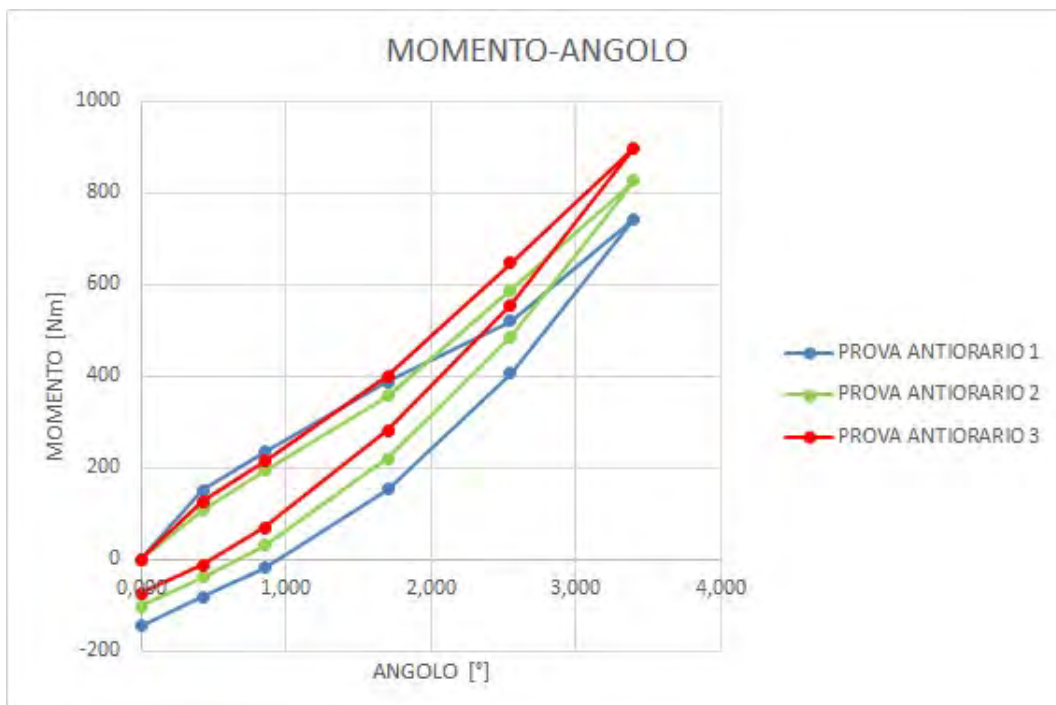


Figura 6.44: Grafico di confronto degli andamenti del momento in funzione dell'angolo di torsione.

La successiva Figura 6.44 mette a confronto i momenti calcolati e i relativi angoli.

Come nei casi precedenti abbiamo una variazione massima percentuale del momento dalla prima prova alla terza del 17,3% [Formula 6.7], con una variazione tra prima e seconda del 9,9% [Formula 6.7] e dalla seconda alla terza del 8,1% [Formula 6.7].  
 Le successive Figure 6.45-46-47 mostrano la variazione dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale della vettura.

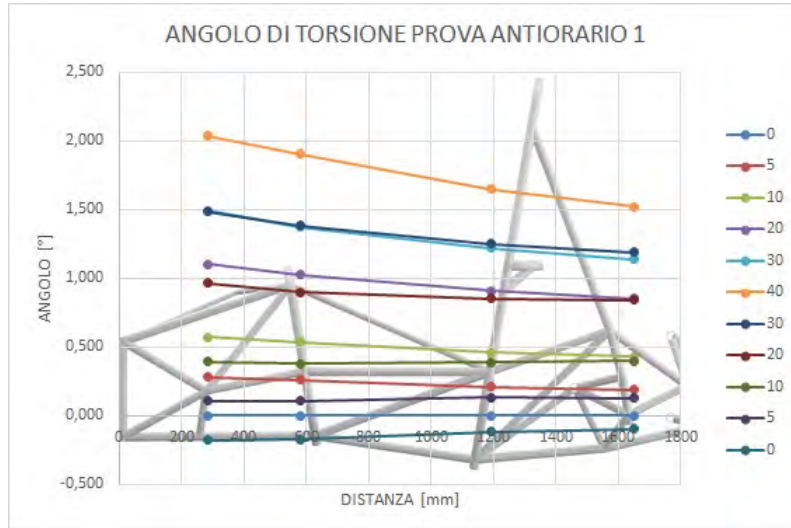


Figura 6.45: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 1°prova antioraria senza motore [M TORCENTE 40 = 744 Nm].

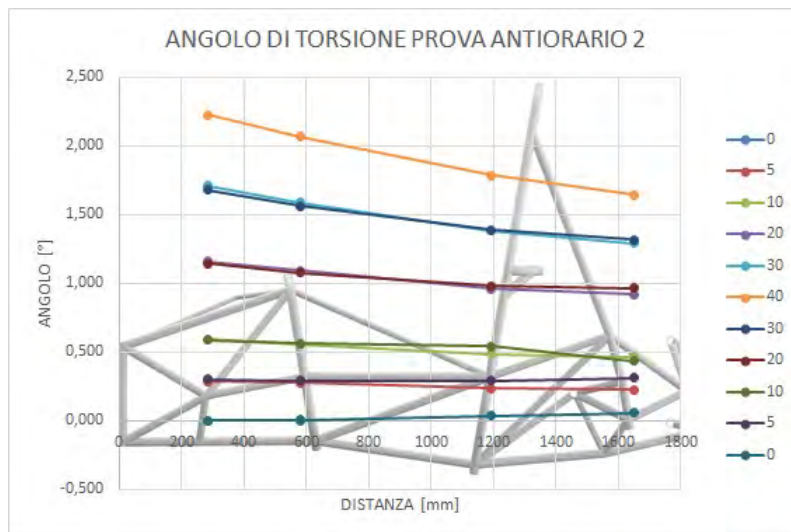


Figura 6.46: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 2°prova antioraria senza motore [M TORCENTE 40 = 827 Nm].

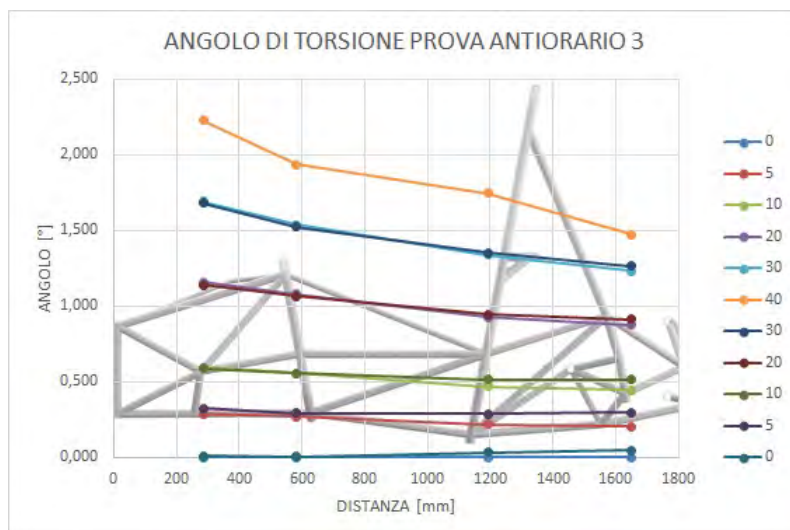


Figura 6.47: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 3° prova antioraria senza motore [M TORCENTE 40 = 898 Nm].

La successiva *Figura 6.48* confronta il valore dell'angolo per la rampa di spostamento di andata, in modo tale da verificare che i valori siano paragonabili e simili.

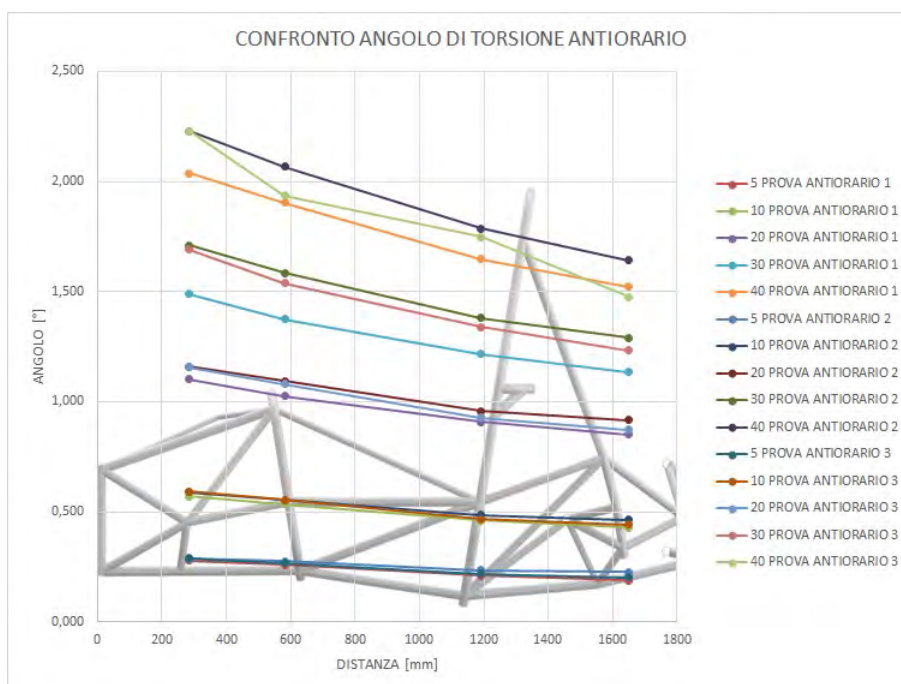


Figura 6.48: Confronto dell'andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale del telaio le tre prove antiorarie senza motore.

Per appurare il cedimento delle componenti delle sospensioni, è stato realizzato il seguente grafico, che mette in relazione l'angolo misurato ai martinetti e quello misurato lungo l'asse della vettura (dati della seconda prova). [*Figura 6.49*]



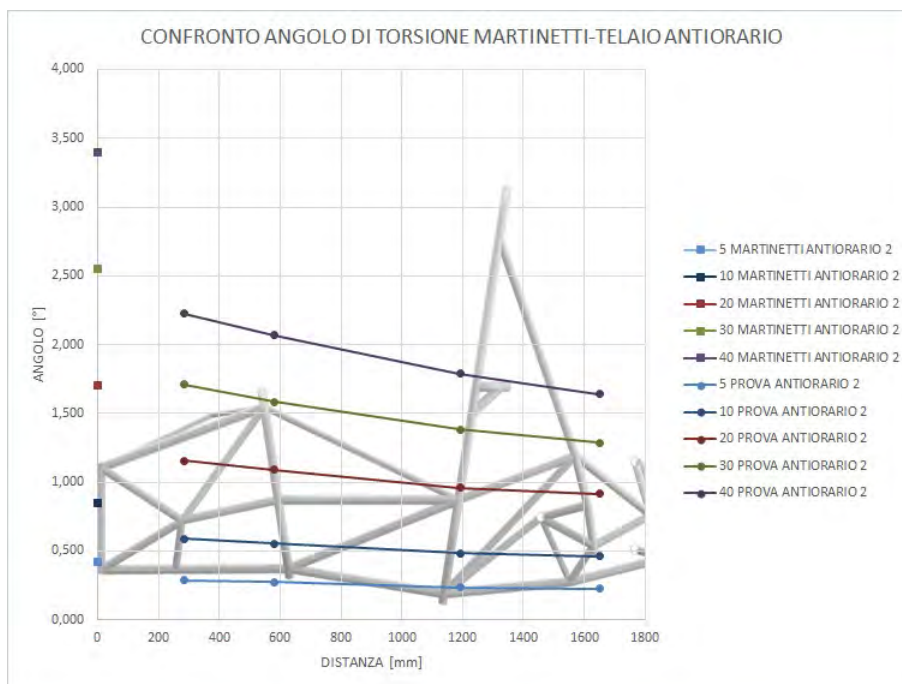


Figura 6.49: Confronto tra l'angolo di torsione ai martinetti e quelli calcolati lungo l'asse longitudinale del telaio.

Sono riportano infine i valori di rigidezza calcolati nelle varie prove. Il calcolo è stato eseguito ad ogni step, in modo tale da avere più valori e poterne poi fare una media .[Tabelle 6.20]

DX	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
+5	1670	1754
+10	1646	1512
+20	1558	1479
+30	1476	1399
+40	1441	1412
+30	1375	1328
+20	1260	1251
+10	3900	199
+5	3605	3716
0	1766	1818

RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
1462
1424
1411
1407
1192
1329
1239
970
-442
1911

Tabella 6.20: Rigidezza torsionale del telaio (TAA) calcolata per la 1°-2°-3° prova antioraria senza motore.

### Prove di torsione in senso orario senza motore

Sono state poi eseguite le stesse prove, ma in senso orario. Il momento e le rigidezze calcolate durante tali prove sono riportate nelle *Tabelle 6.21-22-23* e la *Figura 6.50* ne confronta gli andamenti.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-204	0	0	-207	0
-5	-122	82	+5	-290	-83
-10	-76	128	+10	-336	-129
-20	22	226	+20	-434	-227
-30	162	366	+30	-578	-371
-40	316	520	+40	-737	-530
-30	60	264	+30	-432	-225
-20	-120	84	+20	-298	-91
-10	-258	-54	+10	-162	45
-5	-309	-105	+5	-110	97
0	-355	-151	0	-65	142

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [ $Nm$ ][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [ $Nm/^\circ$ ] [6.5]
0,000	0	
0,425	-111	262
0,850	-173	204
1,701	-305	180
2,550	-497	195
3,398	-708	208
2,550	-330	129
1,701	-118	69
0,850	67	-78
0,425	136	-320
0,000	197	

Tabella 6.21: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 1° prova oraria senza motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-212	0	0	-204	0
-5	-138	74	+5	-280	-76
-10	-81	131	+10	-335	-131
-20	78	290	+20	-498	-294
-30	248	460	+30	-669	-465
-40	427	639	+40	-852	-648
-30	164	376	+30	-589	-385
-20	-35	177	+20	-389	-185
-10	-195	17	+10	-229	-25
-5	-256	-44	+5	-164	40
0	-290	-78	0	-132	72

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	-101	238
0,850	-177	208
1,701	-394	231
2,550	-623	245
3,398	-867	255
2,550	-513	201
1,701	-244	143
0,850	-28	-33
0,425	57	-133
0,000	101	

Tabella 6.22: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 2° prova oraria senza motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-205	0	0	-217	0
-5	-117	88	+5	-301	-84
-10	-46	159	+10	-373	-156
-20	126	331	+20	-546	-329
-30	313	518	+30	-737	-520
-40	506	711	+40	-932	-715
-30	238	443	+30	-662	-445
-20	33	238	+20	-458	-241
-10	-139	66	+10	-284	-67
-5	-214	-9	+5	-208	9
0	-264	-59	0	-156	61

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	-116	273
0,850	-212	250
1,701	-445	262
2,550	-700	274
3,398	-961	283
2,550	-599	235
1,701	-323	190
0,850	-90	105
0,425	12	-29
0,000	81	

Tabella 6.23: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 3° prova oraria senza motore.

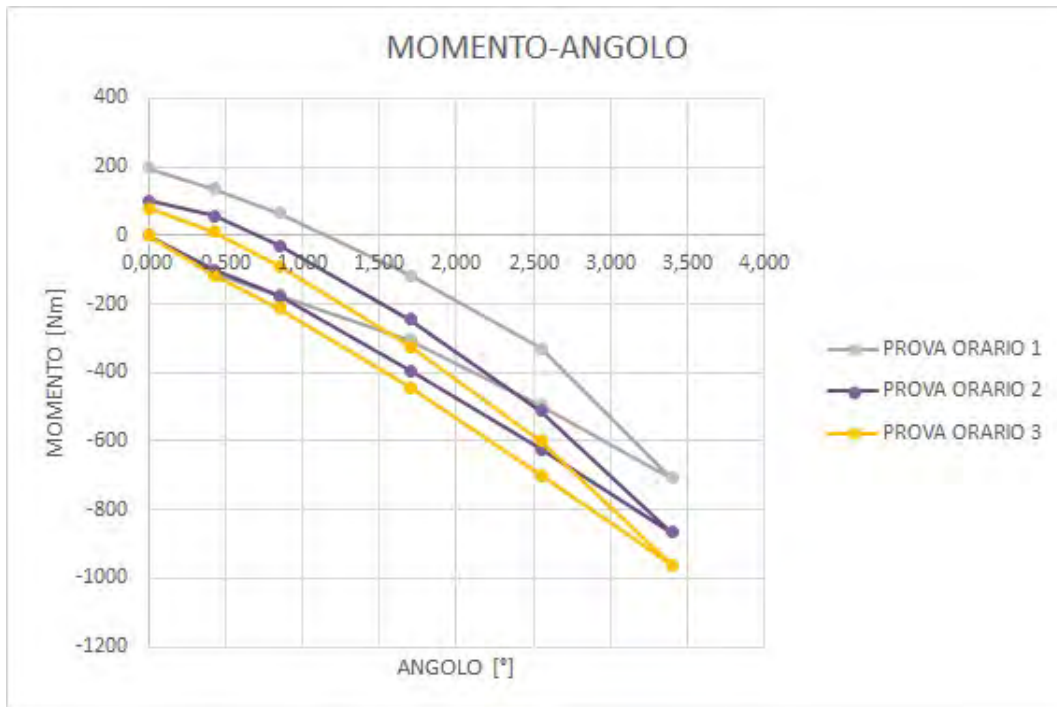


Figura 6.50: Grafico di confronto degli andamenti del momento in funzione dell'angolo di torsione.

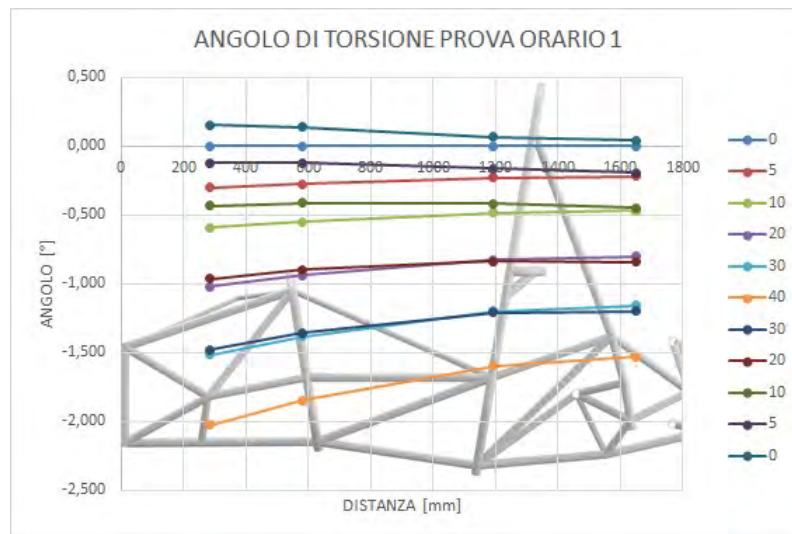


Figura 6.51: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 1° prova oraria senza motore [M TORCENTE 40 = -708 Nm].

Andando, quindi, a valutare la variazione del momento massimo applicato, abbiamo che: la variazione massima tra prima e terza prova è del 26,4% [Formula 6.7], mentre la variazione tra primo e secondo, e secondo e terzo è rispettivamente del 18,5% [Formula 6.7] e del 9,8% [Formula 6.7]. Sono stati poi analizzati gli andamenti degli angoli di torsione lungo l'asse longitudinale della vettura. [Figure 6.51-52-53]

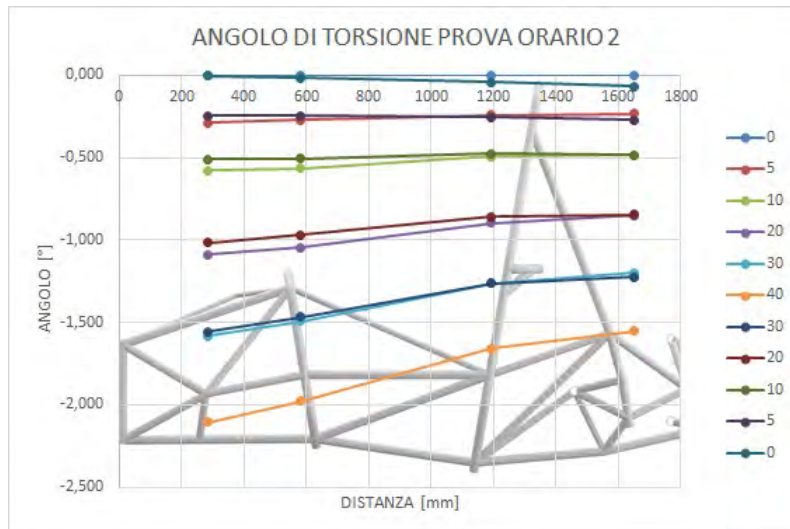


Figura 6.52: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 2° prova oraria senza motore [M TORCENTE 40 = -867 Nm].

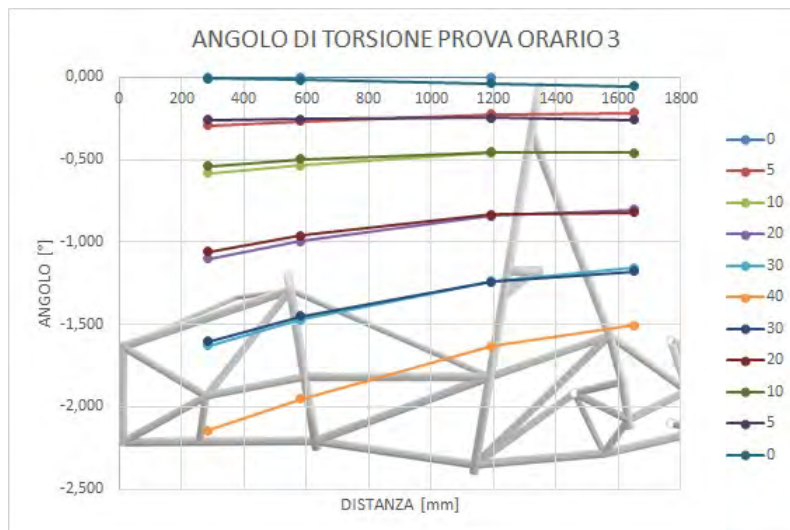


Figura 6.53: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 3° prova oraria senza motore [M TORCENTE 40 = -961 Nm].

La Figura 6.54 mette in relazione le tre prove, ed è stato realizzato per un confronto più diretto dell'andamento dell'angolo.

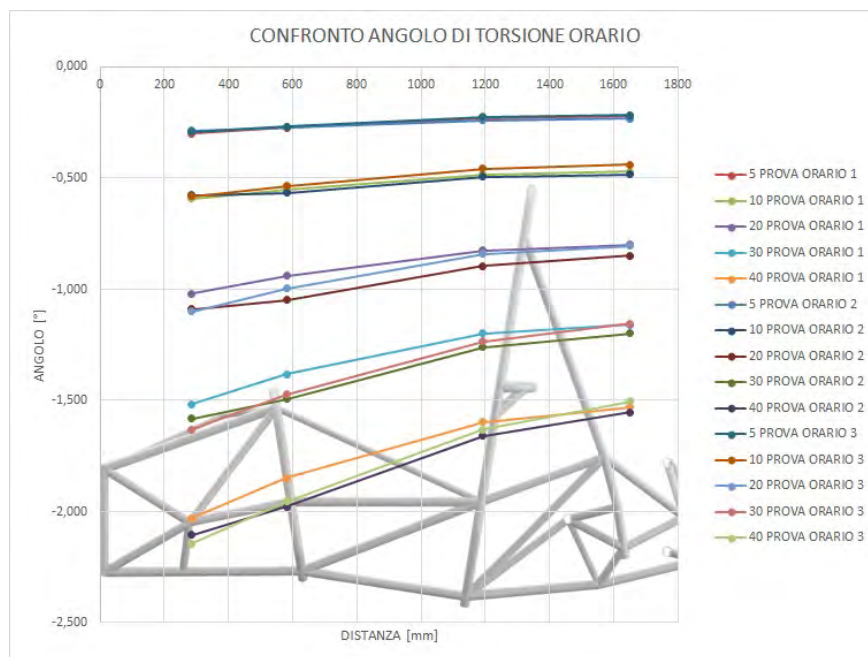


Figura 6.54: Confronto dell'andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale del telaio per le tre prove orarie senza motore.

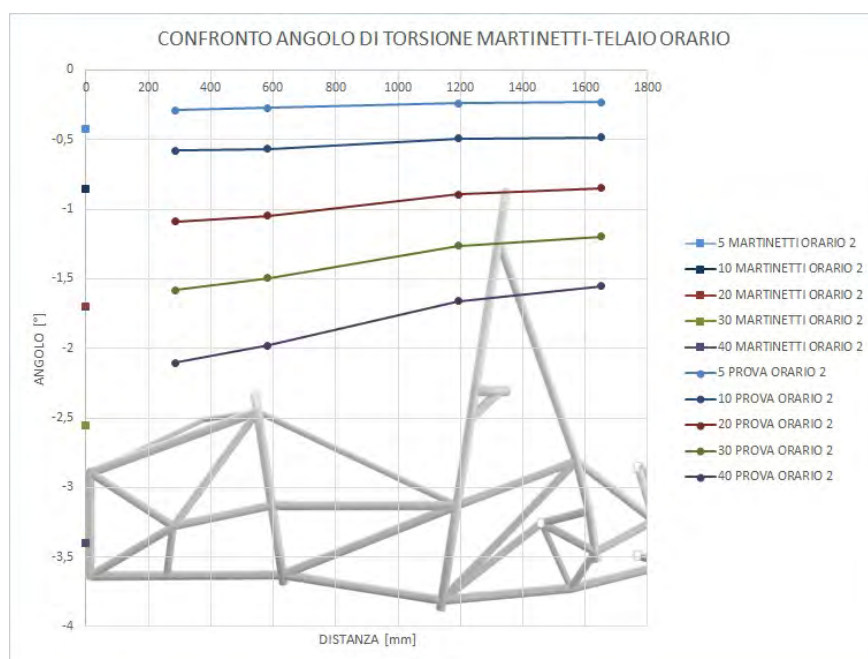


Figura 6.55: Confronto tra l'angolo di torsione ai martinetti e quelli calcolati lungo l'asse longitudinale del telaio.

Come nei casi precedenti, è necessario valutare il cedimento delle componenti delle sospensioni ai vari angoli di torsione. [Figura 6.55]  
 Infine si riportano le rigidezze calcolate [Tabella 6.24].

DX	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
-5	1401	1805
-10	1415	1853
-20	1385	1625
-30	1391	1627
-40	1415	1577
-30	1167	1547
-20	968	1411
-10	5191	1059
-5	1993	2117
0	1745	1662

RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
1551
1476
1502
1473
1506
1401
1348
1082
-5614
1752

Tabella 6.24: Rigidezza torsionale del telaio (TAA) calcolata per la 1°-2°-3° prova oraria senza motore.

### Rigidezza torsionale sperimentale

Per valutare la rigidezza torsionale sperimentale si è deciso di realizzare il grafico di *Figura 6.56*, nel quale le rigidezze calcolate in senso orario ed antiorario sono state messe in relazione. E' stata effettuata un'ulteriore suddivisione in prove con le componenti delle sospensioni e prove senza il loro contributo cedimento.

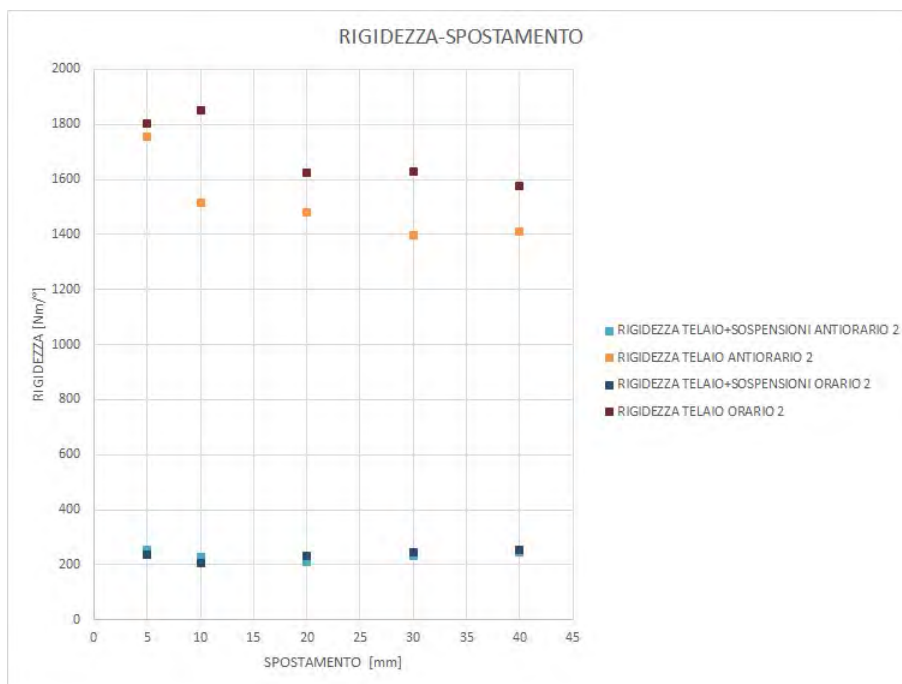


Figura 6.56: Confronto tra i valori di rigidezza calcolati in senso orario ed antiorario, considerando e non considerando il contributo delle sospensioni.

### Confronto tra proce sperimentali e simulazioni

Confrontiamo ora i valori delle simulazioni FEM e quelli della prova sperimentale. Nella *Tabella 6.25* sono riportati i valori della rigidezza ricavati dalla simulazione FEM.

	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]
BEAM	1374
SHELL	1275

Tabella 6.25: Rigidezza torsionale (TAA) calcolata dalle simulazioni.

Il confronto tra realtà e simulazione è realizzato nella *Tabella 6.26*.

ANTIORARIO	RIGIDEZZA SPERIMENTALE [Nm/°][6.8]
	1511
ORARIO	RIGIDEZZA SPERIMENTALE [Nm/°][6.8]
	1697



	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]	Δ RIGIDEZZA [%] [6.9]
BEAM	1374	9,09
SHELL	1275	15,65
	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]	Δ RIGIDEZZA [%] [6.9]
BEAM	1374	19,06
SHELL	1275	24,91

Tabella 6.26: Confronto tra la rigidezza calcolata con la prova torsionale e la rigidezza calcolata dalla simulazione FEM.

#### 6.4.2 Configurazione sensori 2

Grazie alla seconda configurazione dei sensori, è stato possibile valutare la rigidezza torsionale totale del telaio, non trascurando alcuna porzione di esso.

#### Prove di torsione in senso antiorario con motore

Sono state, quindi, ripetute tutte le prove precedenti. Nelle *Tablelle 6.27-28-29* sono riportati i valori dell'angolo, momento e rigidezza delle varie prove.

DX [mm]	F3 [N]	ΔF3 [N] [6.1]	SX [mm]	F4	ΔF4 [N] [6.1]
0	-285	0	0	-282	0
+5	-416	-131	-5	-149	133
+10	-491	-206	-10	-75	207
+20	-650	-365	-20	83	365
+30	-790	-505	-30	219	501
+40	-990	-705	-40	417	699
+30	-672	-387	-30	109	391
+20	-436	-151	-20	-125	157
+10	-310	-25	-10	-251	31
+5	-241	44	-5	-318	-36
0	-190	95	0	-368	-86

θ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.3]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.4]
0,000	0	
0,425	116	273
0,850	198	233
1,701	414	243
2,550	625	245
3,398	909	267
2,550	485	190
1,701	185	109
0,850	40	48
0,425	-60	-141
0,000	-129	

Tabella 6.27: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 1° prova antioraria con motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-280	0	0	-277	0
+5	-370	-90	-5	-185	92
+10	-444	-164	-10	-113	164
+20	-628	-348	-20	71	348
+30	-804	-524	-30	244	521
+40	-1037	-757	-40	472	749
+30	-714	-434	-30	160	437
+20	-472	-192	-20	-79	198
+10	-322	-42	-10	-228	49
+5	-259	21	-5	-293	-16
0	-207	73	0	-340	-63

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.3]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.4]
0,000	0	
0,425	123	288
0,850	221	260
1,701	469	276
2,550	704	276
3,398	1015	299
2,550	587	230
1,701	263	155
0,850	61	72
0,425	-25	-59
0,000	-92	

Tabella 6.28: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 2° prova antioraria con motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-274	0	0	-273	0
+5	-372	-98	-5	-177	96
+10	-460	-186	-10	-190	183
+20	-650	-376	-20	100	373
+30	-841	-567	-30	287	560
+40	-1075	-801	-40	518	791
+30	-752	-478	-30	204	477
+20	-507	-233	-20	-40	233
+10	-342	-68	-10	-203	70
+5	-277	-3	-5	-268	5
0	-222	52	0	-321	-48

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.3]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.4]
0,000	0	
0,425	116	273
0,850	198	233
1,701	414	243
2,550	625	245
3,398	909	267
2,550	485	190
1,701	185	109
0,850	40	48
0,425	-60	-141
0,000	-129	

Tabella 6.29: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 3° prova antioraria con motore.

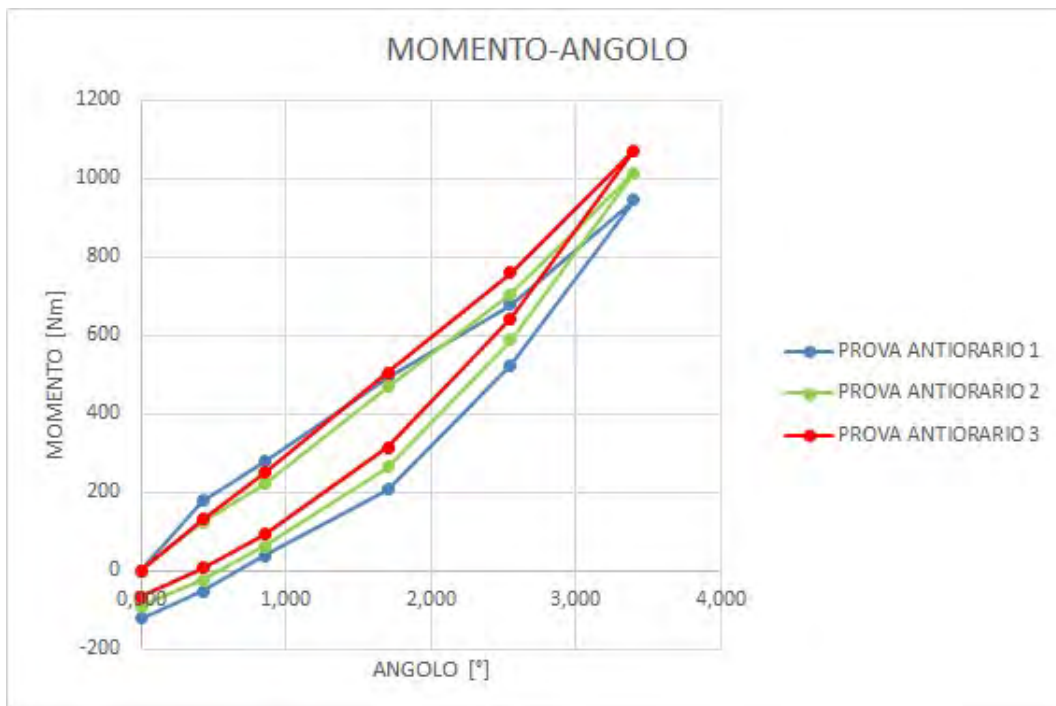


Figura 6.57: Grafico di confronto degli andamenti del momento in funzione dell'angolo di torsione.

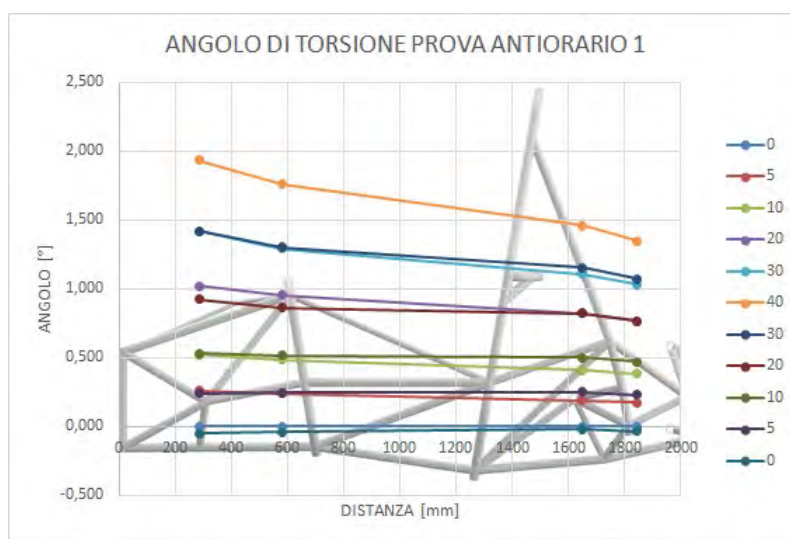


Figura 6.58: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 1° prova antirotaria con motore [M TORCENTE 40 = 946 Nm].

Il grafico di *Figura 6.57* illustra l'andamento del momento al variare dell'angolo per le tre prove di torsione. Come nei casi precedenti, si nota un aumento del valore dalla prima alla terza prova. La massima variazione percentuale è del 11,8% [Formula 6.7] dalla prima alla terza, con una variazione tra le varie prove del 6,8% [Formula 6.7] e 5,4% [Formula 6.7]. Si analizzano quindi gli andamenti degli angoli lungo l'asse longitudinale della vettura. [Figure 6.58-59-60]

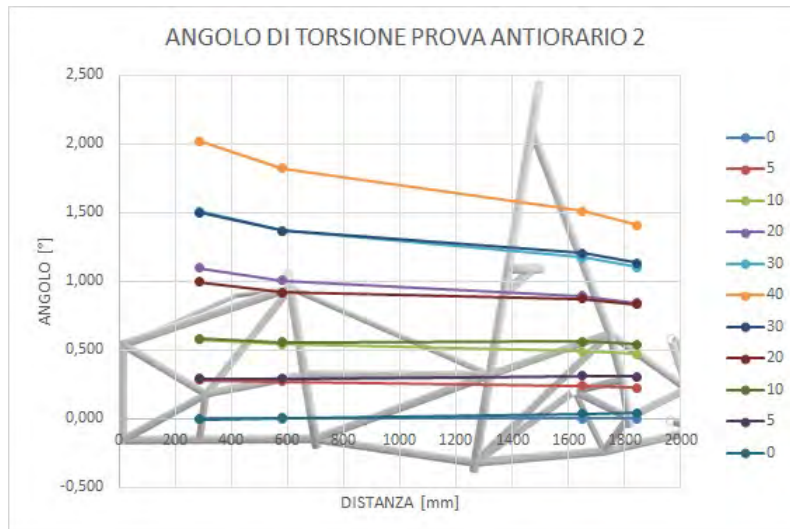


Figura 6.59: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 2° prova antioraria con motore [M TORCENTE 40 = 1015 Nm].

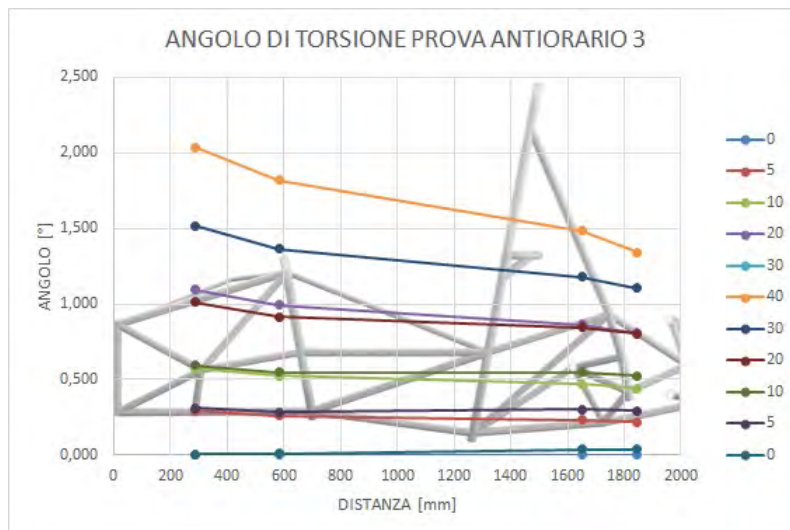


Figura 6.60: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 3° prova antioraria con motore [M TORCENTE 40 = 1073 Nm].

A questo punto sono stati confrontati gli angoli per la rampa di salita [Figura 6.61]. Infine, la Figura 6.62 illustra il contributo del cedimento delle componenti delle sospensioni in termini di angolo lungo l'asse longitudinale della vettura.

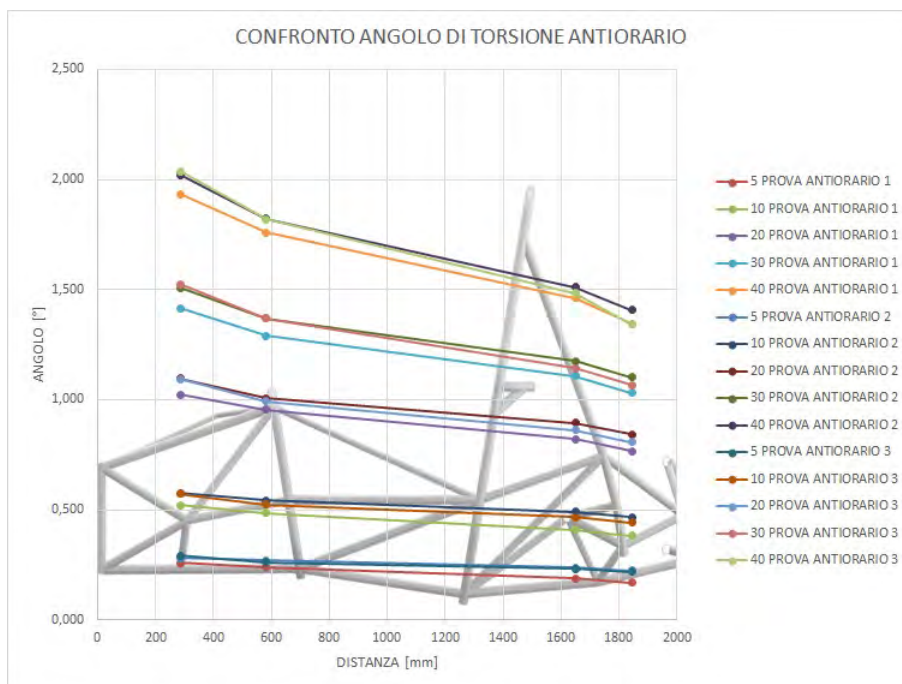


Figura 6.61: Confronto dell'andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale del telaio per le tre prove antiorarie con motore.

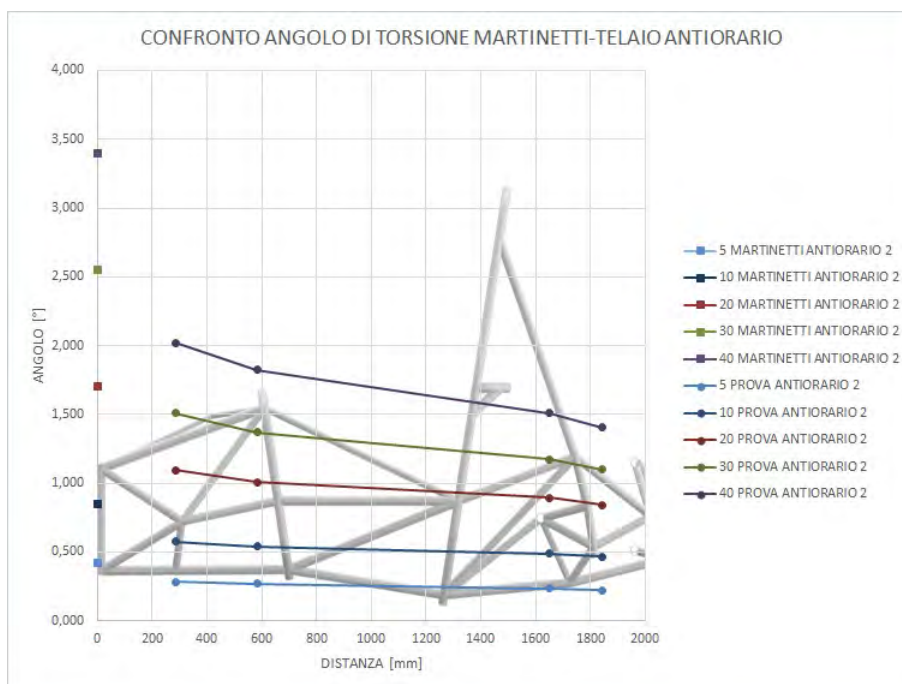


Figura 6.62: Confronto tra l'angolo di torsione ai martinetti e quelli calcolati lungo l'asse longitudinale del telaio.

Quindi le rigidezze calcolate sono riportate nella seguente *Tabella 5.30*.

DX	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
+5	2008	2127
+10	2014	2030
+20	1919	1839
+30	1763	1724
+40	1607	1652
+30	1518	1601
+20	1300	1581
+10	619	1635
+5	-4528	1709
0	7364	1946

RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
1803
1879
1774
1657
1547
1561
1489
1364
357
2228

Tabella 6.30: Rigidezza torsionale del telaio (TAA) calcolata per la 1°-2°-3° prova antioraria con motore.

#### Prove di torsione in senso orario con motore

Le Tabelle 6.31-32-33 riportano i dati di angoli, momenti e rigidezze calcolate per la prova oraria con motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-271	0	0	-274	0
-5	-133	138	+5	-411	-137
-10	-60	211	+10	-485	-211
-20	103	374	+20	-650	-376
-30	273	544	+30	-822	-548
-40	475	746	+40	-1028	-754
-30	149	420	+30	-700	-426
-20	-95	176	+20	-455	-181
-10	-280	-9	+10	-270	4
-5	-339	-68	+5	-210	64
0	-395	-124	0	-155	119

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	-185	436
0,850	-284	334
1,701	-506	297
2,550	-736	289
3,398	-1011	298
2,550	-570	224
1,701	-241	141
0,850	9	-10
0,425	89	-209
0,000	164	

Tabella 6.31: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 1° prova oraria con motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-275	0	0	-274	0
-5	-200	75	+5	-348	-74
-10	-106	169	+10	-443	-169
-20	102	377	+20	-653	-379
-30	320	595	+30	-873	-599
-40	545	820	+40	-1101	-827
-30	213	488	+30	-768	-494
-20	-38	237	+20	-514	-240
-10	-232	43	+10	-319	-45
-5	-312	-37	+5	-237	37
0	-370	-95	0	-182	92

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	-100	236
0,850	-228	268
1,701	-510	300
2,550	-805	316
3,398	-1110	327
2,550	-662	260
1,701	-321	189
0,850	-59	70
0,425	50	-117
0,000	126	

Tabella 6.32: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 2° prova oraria con motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-275	0	0	-277	0
-5	-147	128	+5	-403	-126
-10	-34	241	+10	-516	-239
-20	190	465	+20	-742	-465
-30	419	694	+30	-973	-696
-40	628	903	+40	-1148	-907
-30	316	591	+30	-872	-595
-20	53	328	+20	-607	-30
-10	-160	115	+10	-390	-113
-5	-248	27	+5	-302	-25
0	-319	-44	0	-231	46

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	-171	403
0,850	-324	380
1,701	-627	369
2,550	-937	367
3,398	-1220	359
2,550	-799	313
1,701	-443	261
0,850	-154	181
0,425	-35	82
0,000	61	

Tabella 6.33: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 3° prova oraria con motore.

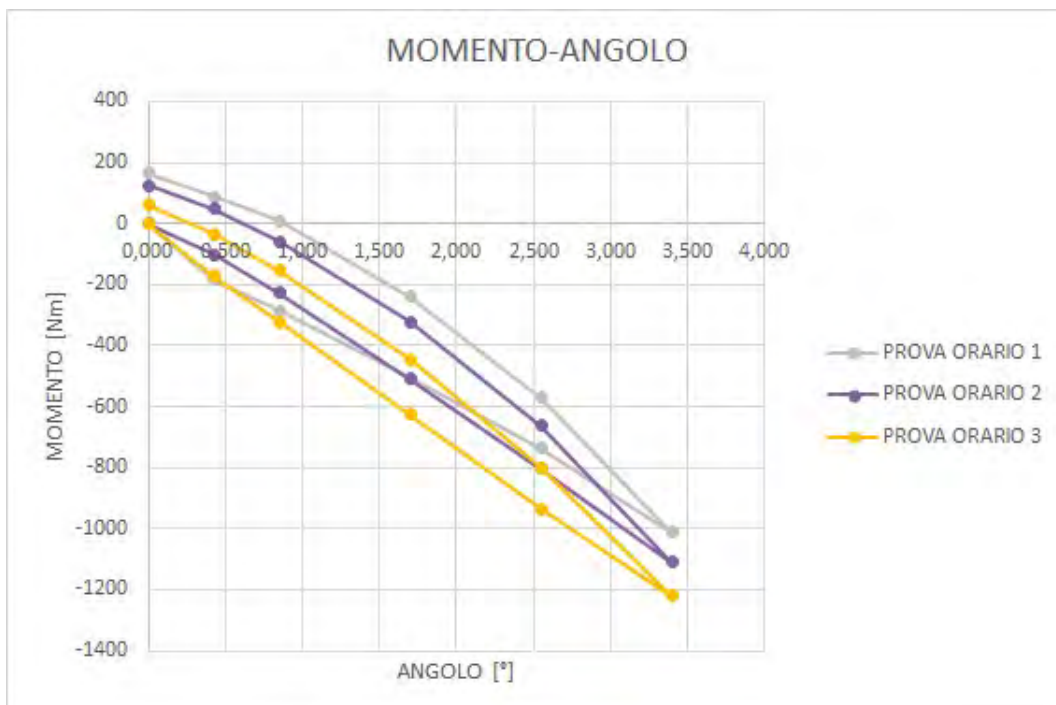


Figura 6.63: Grafico di confronto degli andamenti del momento in funzione dell'angolo di torsione.

Il grafico di *Figura 6.33* confronta l'andamento del momento con l'angolo delle tre prove.



Grafici dell'andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale della vettura [Figure 6.64-65-66].

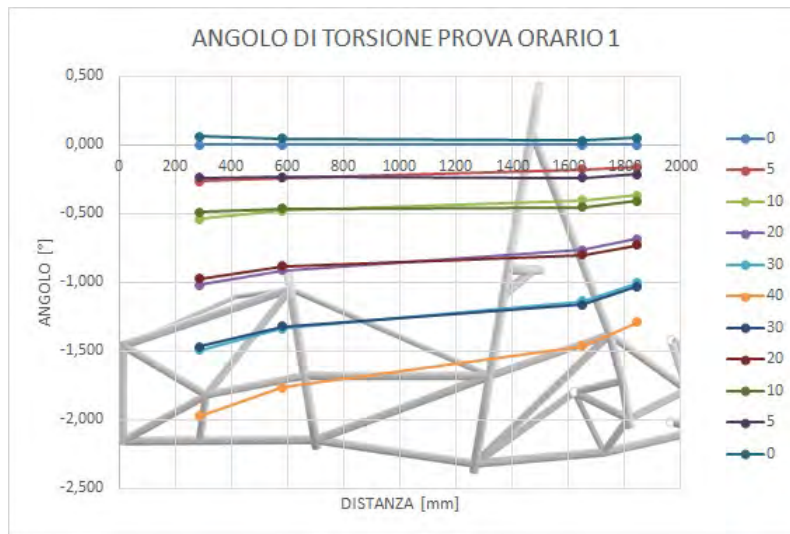


Figura 6.64: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 1°prova oraria con motore [M TORCENTE 40 = -1011 Nm].

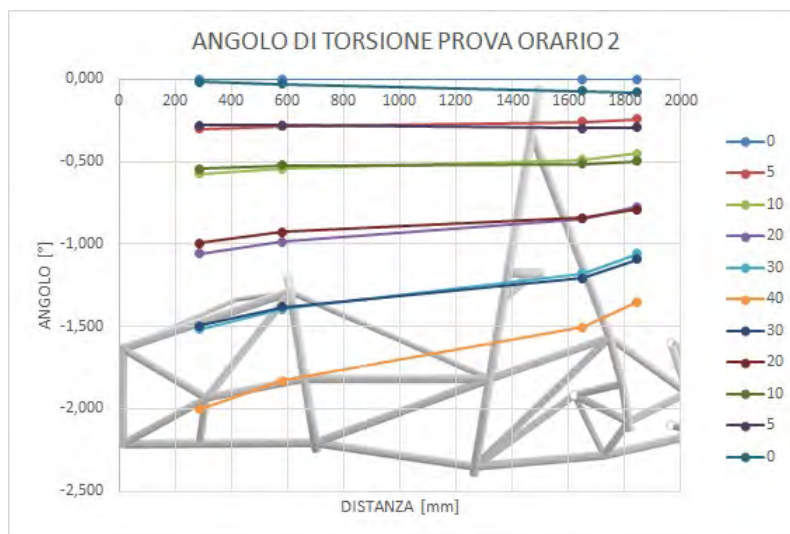


Figura 6.65: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 2°prova oraria con motore [M TORCENTE 40 = -1110 Nm].

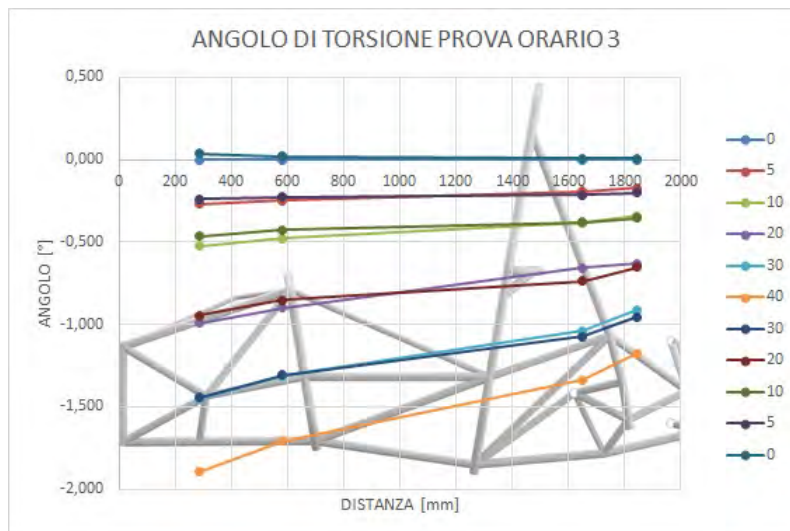


Figura 6.66: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 3° prova oraria con motore [M TORCENTE 40 = -1220 Nm].

Il grafico di *Figura 6.67* confronta la variazione di angolo nelle varie prove per la sola rampa di salita, invece il grafico di *Figura 6.68* mostra il cedimento delle componenti delle sospensioni in termini di gradi lungo l'asse longitudinale.

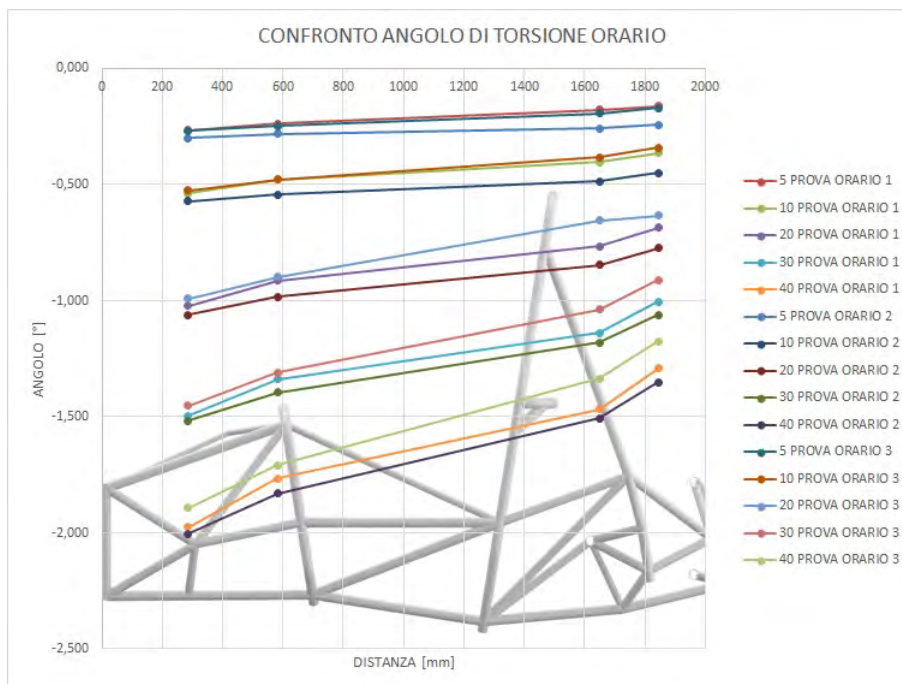


Figura 6.67: Confronto dell'andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale del telaio per le tre prove orarie con motore.

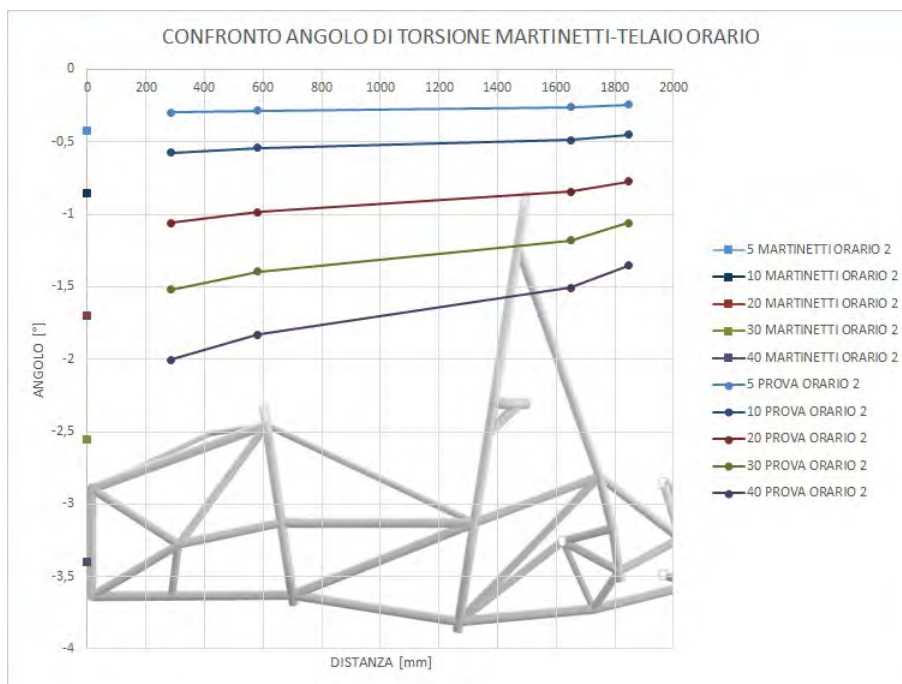


Figura 6.68: Confronto tra l'angolo di torsione ai martinetti e quelli calcolati lungo l'asse longitudinale del telaio.

E quindi le rigidità calcolate nelle varie prove .[Tabelle 6.34]

DX	RIGIDEZZA TELAI0 TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]	RIGIDEZZA TELAI0 TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
-5	1794	1765
-10	1640	1865
-20	1501	1785
-30	1499	1756
-40	1478	1706
-30	1292	1630
-20	984	1572
-10	-107	1178
-5	-3224	3609
0	12778	2053

RIGIDEZZA TELAIO TAA [Nm/°][6.6]
1738
1757
1750
1728
1695
1628
1518
1386
913
2089

Tabella 6.34: Rigidezza torsionale del telaio (TAA) calcolata per la 1°-2°-3° prova oraria con motore.

### Rigidezza torsionale sperimentale

Dai valori ottenuti della prova sperimentale è stato ottenuto il grafico di *Figura 6.69*, che mette a confronto le rigidezze calcolate nelle seconde prove orarie ed antiorarie. Sono stati considerati separatamente i casi in cui considerano o meno le componenti delle sospensioni.

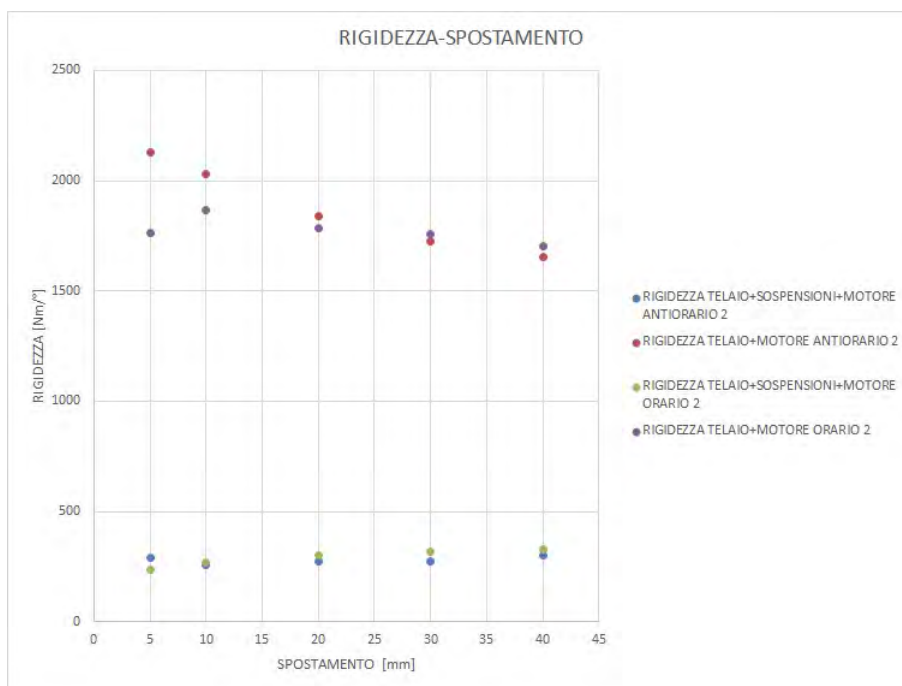


Figura 6.69: Confronto tra i valori di rigidezza calcolati in senso orario ed antiorario, considerando o non considerando il contributo delle sospensioni.

### Confronto tra prove sperimentali e simulazioni

Dai dati sperimentali e dalle simulazioni è stato possibile ricavare i valori di rigidezza della struttura. La *Tabella 6.35* presenta i valori risultanti dalla simulazione invece la *Tabella 6.36* mette a confronti la media dei valori di rigidezza della seconda prova sperimentale con i valori di rigidezza calcolati dal FEM.

	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]
BEAM	2341
SHELL	2329

Tabella 6.35: Rigidezza torsionale (TAA) calcolata dalle simulazioni.

ANTIORARIO	RIGIDEZZA SPERIMENTALE [Nm/°][6.8]
	1874
ORARIO	RIGIDEZZA SPERIMENTALE [Nm/°][6.8]
	1775

	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]	Δ RIGIDEZZA [%] [6.9]
BEAM	2341	-24,90
SHELL	2329	-24,24
	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]	Δ RIGIDEZZA [%] [6.9]
BEAM	2341	-31,86
SHELL	2329	-31,17

Tabella 6.36: Confronto tra la rigidezza calcolata con la prova torsionale e la rigidezza calcolata dalla simulazione FEM.

#### Prove di torsione in senso antiorario senza motore

Si riportano quindi i valori di angoli, momento e rigidezze calcolati nelle prime tre prove. [Tabelle 6.37-38-39]

DX [mm]	F3 [N]	ΔF3 [N] [6.1]	SX [mm]	F4	ΔF4 [N] [6.1]
0	-207	0	0	-195	0
+5	-286	-79	-5	-117	78
+10	-351	-144	-10	-52	142
+20	-489	-282	-20	82	277
+30	-661	-454	-30	256	451
+40	-854	-647	-40	443	638
+30	-594	-387	-30	191	386
+20	-394	-187	-20	-7	188
+10	-245	-38	-10	-156	39
+5	-188	19	-5	-212	-17
0	-140	67	0	-259	-64

Il confronto tra i vari andamenti del momento con l'angolo di torsione è riportato nel grafico di *Figura 6.70*.

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.3]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.4]
0,000	0	
0,425	106	249
0,850	193	227
1,701	377	222
2,550	610	239
3,398	866	255
2,550	521	204
1,701	253	149
0,850	52	61
0,425	-24	-57
0,000	-88	

Tabella 6.37: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 1° prova antioraria senza motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-200	0	0	-201	0
+5	-294	-94	-5	-107	94
+10	-359	-159	-10	-44	157
+20	-503	-303	-20	99	300
+30	-685	-485	-30	278	479
+40	-878	-678	-40	469	670
+30	-620	-420	-30	217	418
+20	-417	-217	-20	16	217
+10	-258	-58	-10	-143	58
+5	-199	1	-5	-200	1
0	-153	64	0	-245	-44

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.3]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.4]
0,000	0	
0,425	127	298
0,850	213	250
1,701	406	239
2,550	650	255
3,398	909	267
2,550	565	222
1,701	293	172
0,850	78	92
0,425	0	0
0,000	-61	

Tabella 6.38: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 2° prova antioraria senza motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-200	0	0	-201	0
+5	-301	-101	-5	-100	101
+10	-373	-173	-10	-31	170
+20	-525	-325	-20	122	323
+30	-714	-514	-30	308	509
+40	-919	-719	-40	501	702
+30	-650	-450	-30	247	448
+20	-445	-245	-20	43	244
+10	-276	-76	-10	-123	78
+5	-218	-18	-5	-181	20
0	-168	32	0	-228	-27

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.3]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.4]
0,000	0	
0,425	136	320
0,850	231	272
1,701	437	257
2,550	690	270
3,398	958	282
2,550	605	237
1,701	330	194
0,850	104	122
0,425	26	60
0,000	-40	

Tabella 6.39: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 3° prova antioraria senza motore.

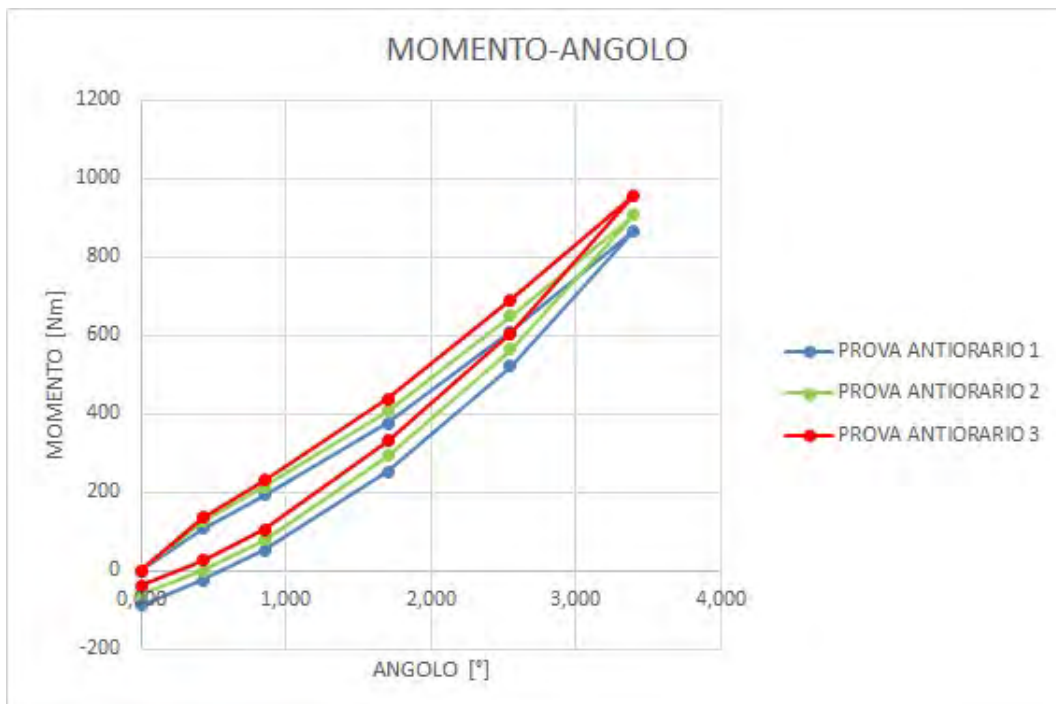


Figura 6.70: Grafico di confronto degli andamenti del momento in funzione dell'angolo di torsione.

Come nei casi precedenti, l'andamento nelle varie prove riporta una variazione del momento massimo applicato. La differenza massima la si ha tra la prima e l'ultima prova con un incremento del 9,5% [Formula 6.7], inferiore rispetto ai casi precedenti. L'incremento tra le varie prove è del 4,6% tra prima e seconda [Formula 6.7], e del 5,1% tra seconda e terza [Formula 6.7]. L'andamento degli angoli di torsione lungo l'asse longitudinale della vettura sono riportati nei grafici delle Figure 6.71-72-73.

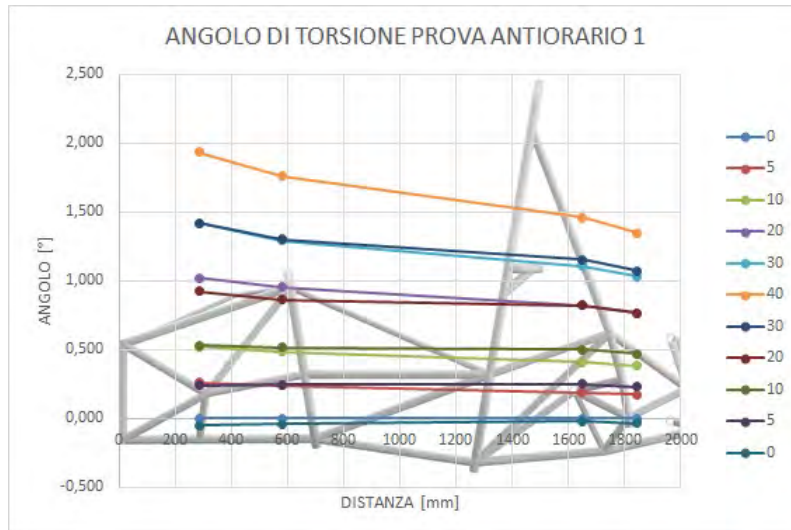


Figura 6.71: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 1° prova antioraria senza motore [M TORCENTE 40 = 866 Nm].

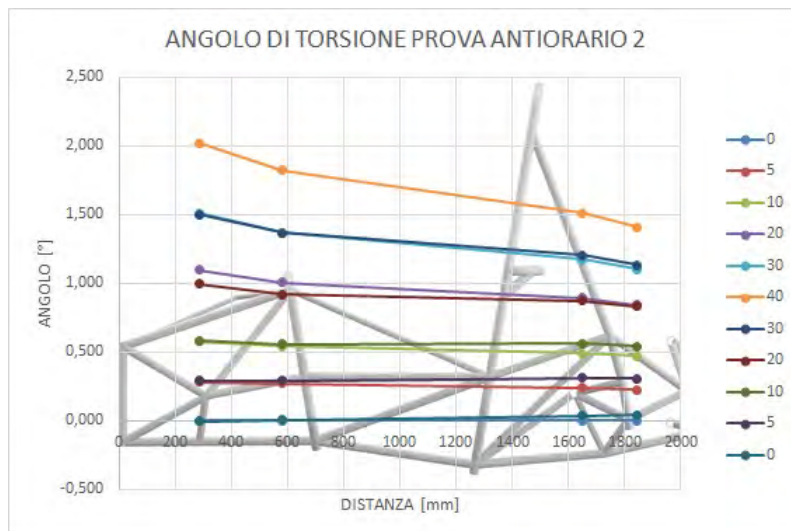


Figura 6.72: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 2° prova antioraria senza motore [M TORCENTE 40 = 909 Nm].



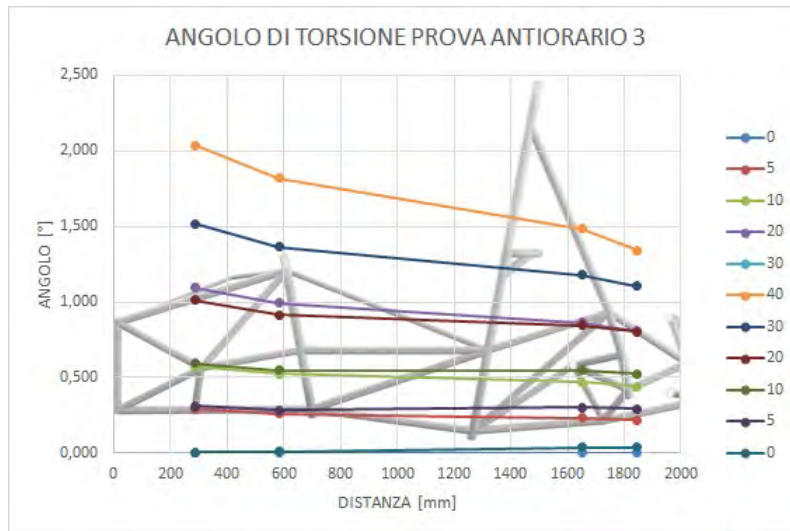


Figura 6.73: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 3° prova antioraria senza motore [M TORCENTE 40 = 958 Nm].

Sono stati confrontati, quindi, gli andamenti dell'angolo nelle tre prove per la rampa di salita dello spostamento. [Figura 6.74]

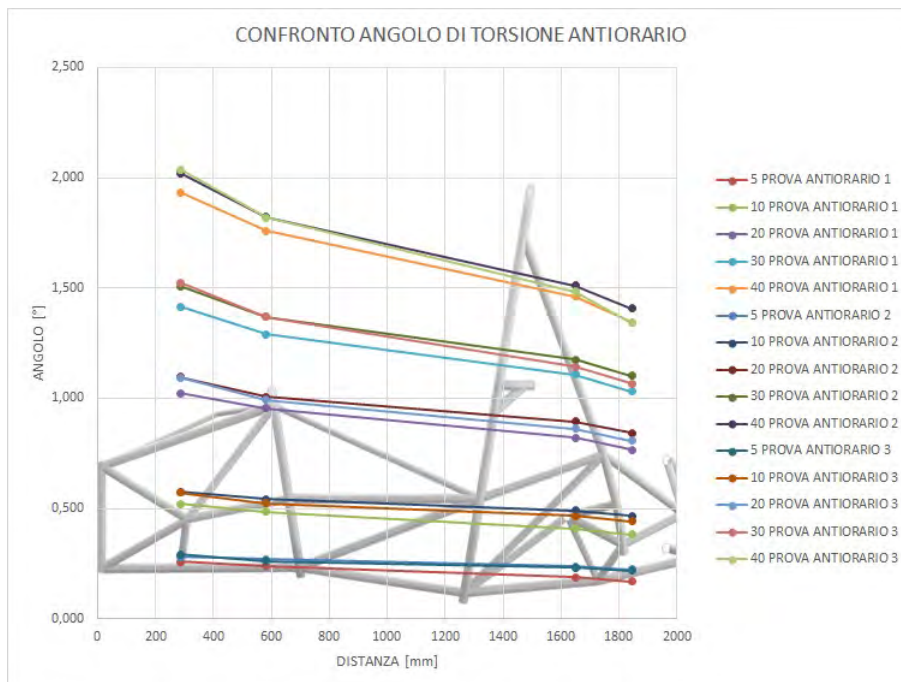


Figura 6.74: Confronto dell'andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale del telaio per le tre prove antiorarie senza motore.

Nel grafico di *Figura 6.75* viene identificato il cedimento delle componenti delle sospensioni, confrontando il valore dell'angolo ai martinetti e quelli lungo l'asse longitudinale della vettura.

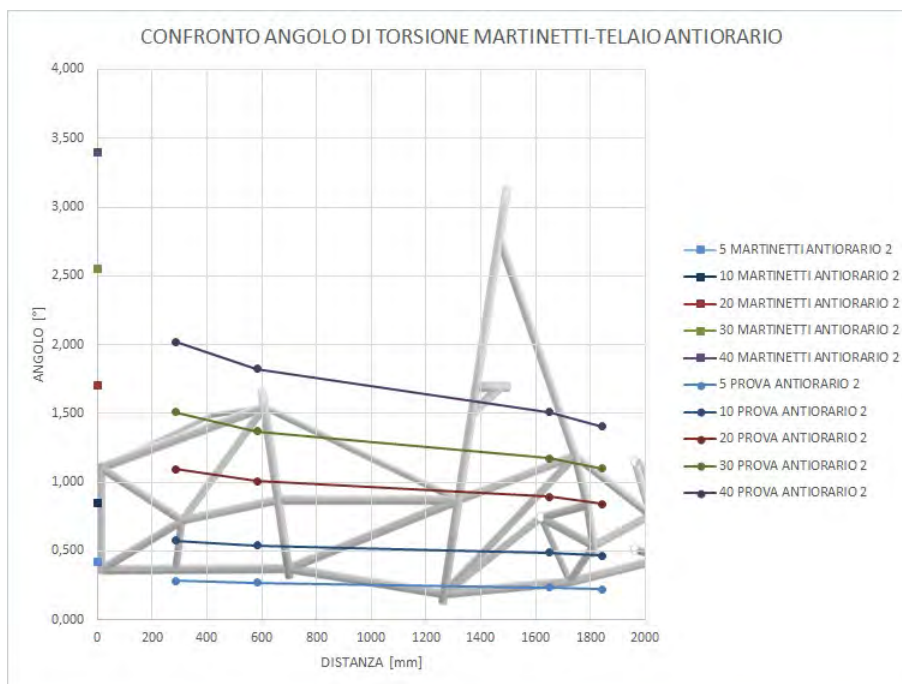


Figura 6.75: Confronto tra l'angolo di torsione ai martinetti e quelli calcolati lungo l'asse longitudinale del telaio.

I valori di rigidezza calcolati nelle varie prove sono riportati nelle *Tabelle 6.40*.

DX	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
+5	1257	1087
+10	1158	1047
+20	1062	1034
+30	1047	1038
+40	1053	1042
+30	999	989
+20	928	915
+10	762	721
+5	3119	0
0	1254	1396

RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
1112
1069
1068
1057
1067
1017
971
823
577
4195

Tabella 6.40: Rigidezza torsionale del telaio (TAA) calcolata per la 1°-2°-3° prova antioraria senza motore.

### Prove di torsione in senso orario senza motore

Per questa ultima prova si riportano i valori calcolati di angolo, rigidezza e momento come nei casi precedenti [Tabelle 6.41-42-43]. Il grafico di Figura 6.76, invece, confronta l'andamento del momento in funzione dell'angolo di torsione per le tre ultime prove.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-200	0	0	-203	0
-5	-118	82	+5	-285	-82
-10	-50	150	+10	-352	-149
-20	90	290	+20	-491	-288
-30	230	430	+30	-636	-433
-40	400	600	+40	-809	-606
-30	136	336	+30	-547	-344
-20	-60	140	+20	-348	-145
-10	-210	-10	+10	-198	5
-5	-270	-70	+5	-136	67
0	-320	-120	0	-87	116

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [ $Nm$ ][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [ $Nm/^\circ$ ] [6.5]
0,000	0	
0,425	-11	260
0,850	-202	237
1,701	-390	229
2,550	-582	228
3,398	-813	239
2,550	-458	180
1,701	-192	113
0,850	10	-12
0,425	92	-217
0,000	159	

Tabella 6.41: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 1° prova oraria senza motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-208	0	0	-199	0
-5	-120	88	+5	-286	-87
-10	-51	157	+10	-355	-156
-20	124	332	+20	-531	-332
-30	313	521	+30	-722	-523
-40	502	710	+40	-912	-713
-30	229	437	+30	-642	-443
-20	26	234	+20	-436	-237
-10	-154	54	+10	-256	-57
-5	-223	-15	+5	-186	13
0	-272	-64	0	-136	63

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	-118	277
0,850	-211	248
1,701	-448	263
2,550	-704	276
3,398	-959	282
2,550	-593	233
1,701	-317	187
0,850	-75	88
0,425	19	-44
0,000	86	

Tabella 6.42: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 2° prova oraria senza motore.

DX [mm]	F3 [N]	$\Delta F3$ [N] [6.1]	SX [mm]	F4	$\Delta F4$ [N] [6.1]
0	-200	0	0	-208	0
-5	-90	110	+5	-315	-107
-10	-19	181	+10	-385	-177
-20	116	316	+20	-524	-316
-30	278	478	+30	-678	-470
-40	450	650	+40	-861	-653
-30	184	384	+30	-595	-387
-20	-16	184	+20	-392	-184
-10	-183	17	+10	-224	-16
-5	-238	-38	+5	-169	39
0	-293	-93	0	-114	94

$\theta$ [°][6.2]	M TORCENTE [Nm][6.4]	RIGIDEZZA TOTALE [Nm/°] [6.5]
0,000	0	
0,425	-146	344
0,850	-241	284
1,701	-426	250
2,550	-639	251
3,398	-878	258
2,550	-520	204
1,701	-248	146
0,850	-22	26
0,425	52	-122
0,000	126	

Tabella 6.43: Calcolo dell'angolo, momento e rigidezza nella 3° prova oraria senza motore.

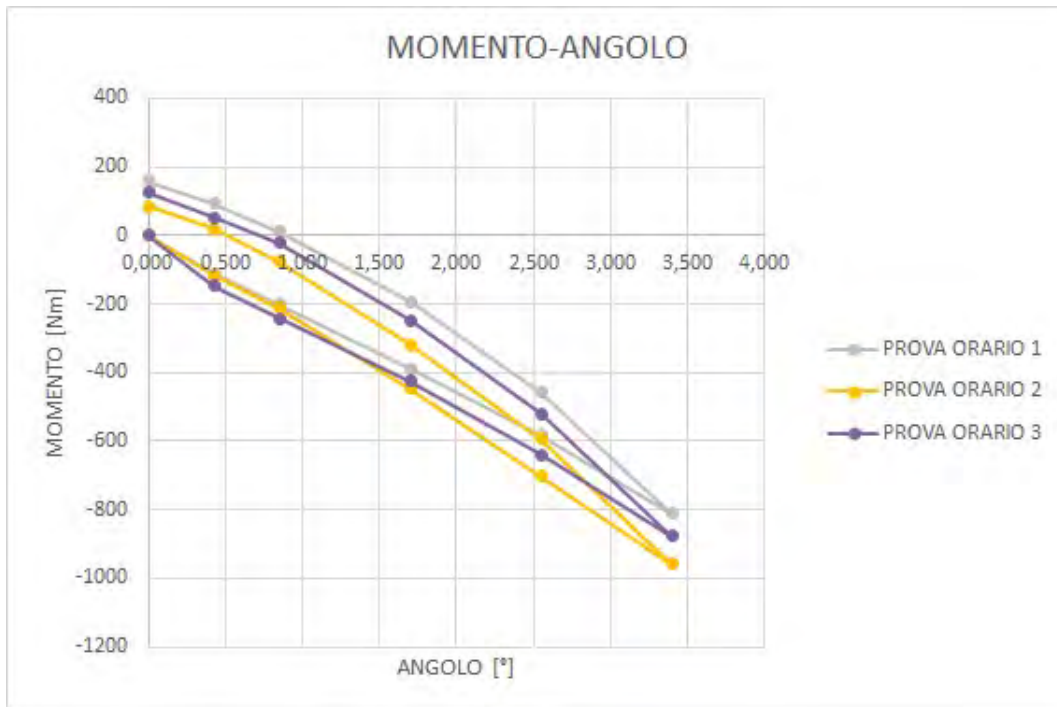


Figura 6.76: Grafico di confronto degli andamenti del momento in funzione dell'angolo di torsione.

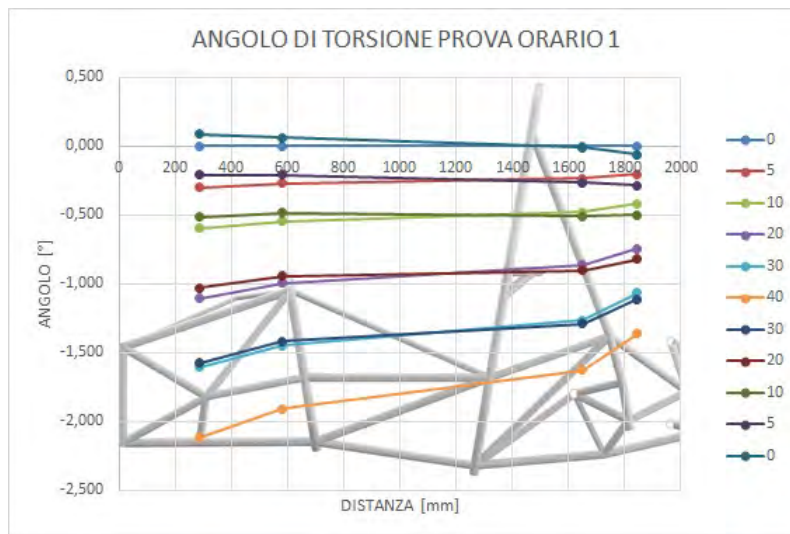


Figura 6.77: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 1° prova oraria senza motore [M TORCENTE 40 = -813 Nm].

La differenza massima di momento si ha tra prima e seconda prova ed è del 15,3% [Formula 6.7], mentre tra la seconda e la terza prova si registra un calo del 8,4% [Formula 6.7].

E' riportata di seguito l'analisi dell'andamento dell'angolo lungo l'asse longitudinale della vettura (Figura 6.77-78-79) e il confronto di questi, per la sola rampa di salita, tra le tre prove. [Figura 6.80] Il grafico di Figura 6.81 mostra il contributo della cedevolezza delle parti delle sospensioni in termini di angolo, confrontando l'angolo ai martinetti con quello lungo l'asse longitudinale della vettura, come nei casi precedenti.

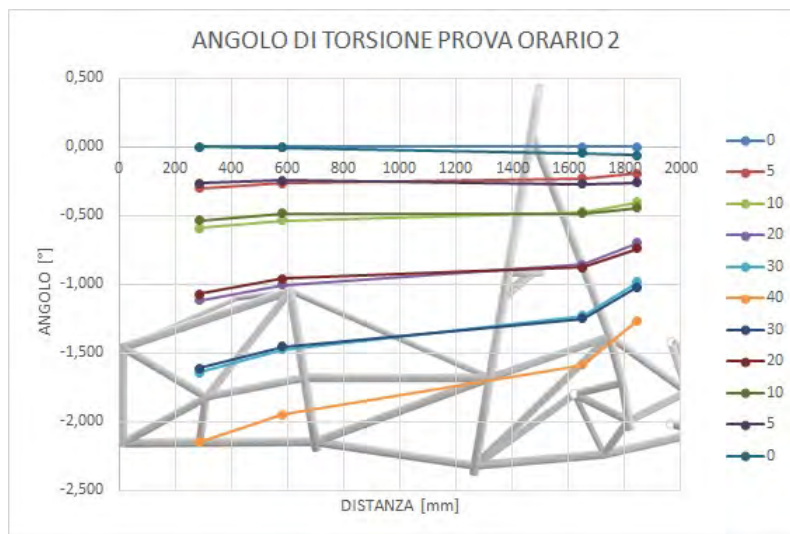


Figura 6.78: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 2° prova oraria senza motore [M TORCENTE 40 = -959 Nm].

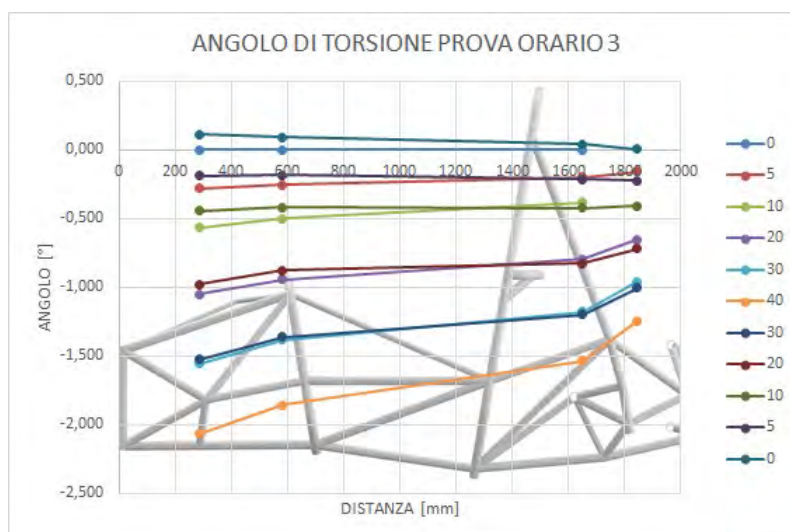


Figura 6.79: Andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale, 3° prova oraria senza motore [M TORCENTE 40 = -878 Nm].

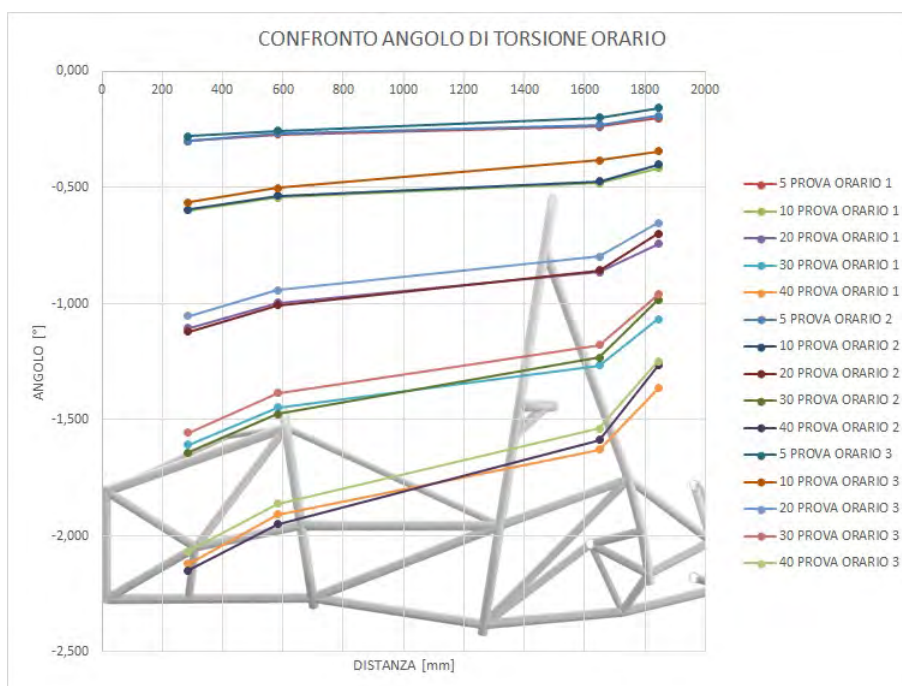


Figura 6.80: Confronto dell'andamento dell'angolo di torsione lungo l'asse longitudinale del telaio per le tre prove orarie senza motore.

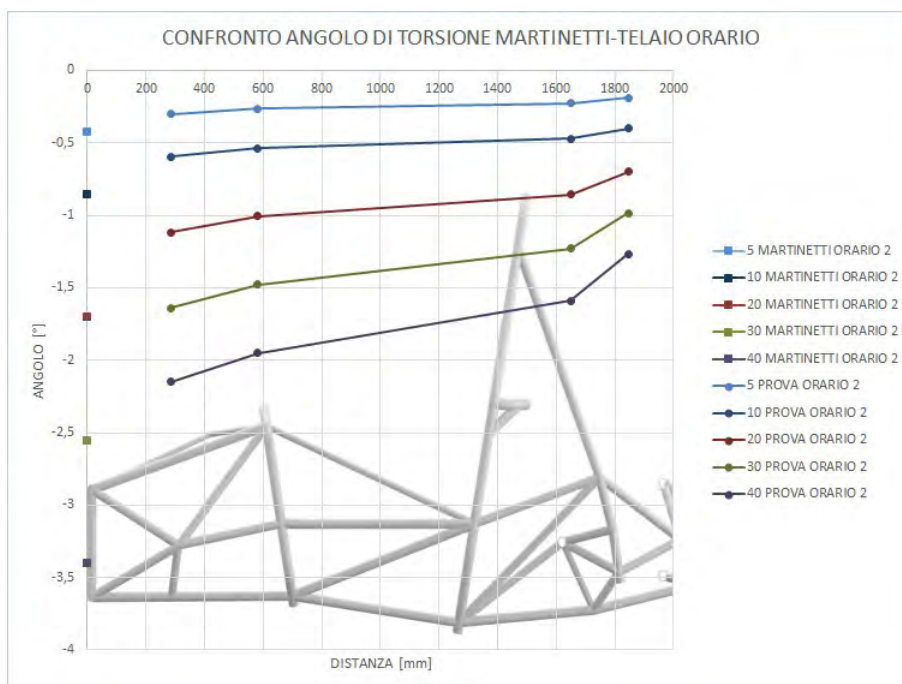


Figura 6.81: Confronto tra l'angolo di torsione ai martinetti e quelli calcolati lungo l'asse longitudinale del telaio.

Le Tabelle 6.51-52-53 riportano i valori di rigidezza calcolati nelle prove.

DX	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]	RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
-5	1116	1074
-10	1104	1096
-20	1072	1066
-30	1072	1069
-40	1075	1085
-30	986	1003
-20	918	952
-10	-838	796
-5	1254	-3311
0	1094	1366

RIGIDEZZA TELAIO TAA [ $Nm/^\circ$ ][6.6]
1197
1091
1061
1073
1073
996
950
646
1408
1160

Tabella 6.44: **Rigidezza torsionale del telaio (TAA) calcolata per la 1°-2°-3°prova oraria senza motore.**

#### **Rigidezza torsionale sperimentale**

Nel grafico di *Figura 6.82* sono riportati i valori della rigidezza calcolati nella seconda prova (ritenuta la più affidabile anche nelle prove precedenti), differenziando il caso con o senza componenti delle sospensioni.



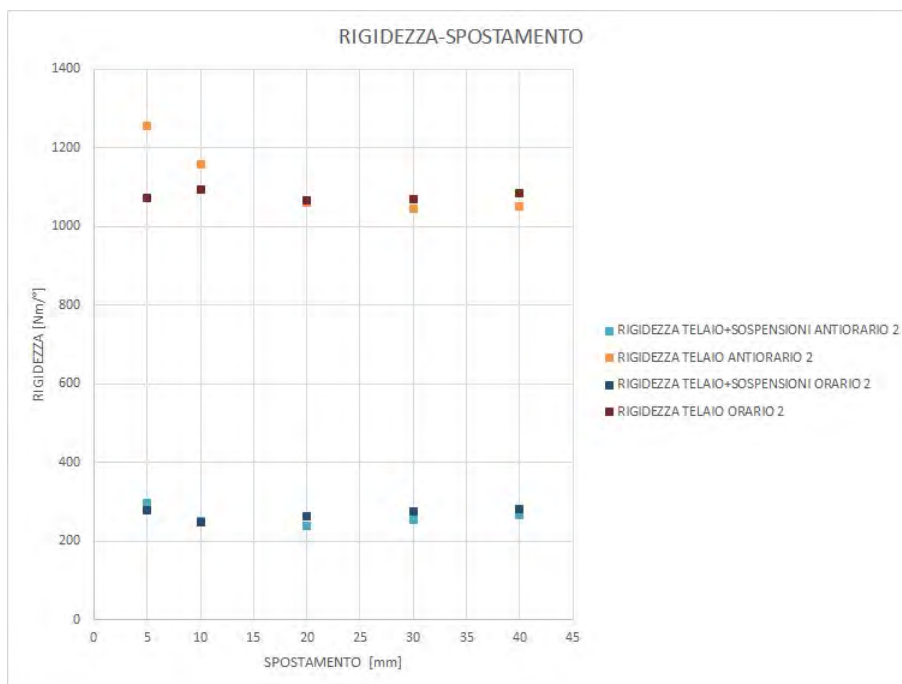


Figura 6.82: Confronto tra i valori di rigidezza calcolati in senso orario ed antiorario, considerando o non considerando il contributo delle sospensioni.

#### Confronto tra prove sperimentali e simulazioni

Di seguito le *Tabelle 6.45-46* riportano i valori della rigidezza calcolata con la simulazione FEM e sono poi confrontate con la rigidezza media delle prove sperimentali.

	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]
BEAM	1020
SHELL	933

Tabella 6.45: Rigidezza torsionale (TAA) calcolata dalle simulazioni.

ANTIORARIO	RIGIDEZZA SPERIMENTALE [Nm/°][6.8]
	1049
ORARIO	RIGIDEZZA SPERIMENTALE [Nm/°][6.8]
	1078

	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]	$\Delta$ RIGIDEZZA [%] [6.9]
BEAM	1020	2,79
SHELL	933	11,04
	RIGIDEZZA SIMULAZIONE [Nm/°][6.6]	$\Delta$ RIGIDEZZA [%] [6.9]
BEAM	1020	5,38
SHELL	933	13,41

Tabella 6.46: Confronto tra la rigidezza calcolata con la prova torsionale e la rigidezza calcolata dalla simulazione FEM.

### 6.4.3 Conclusioni

Nella *Tabella 6.47* sono riassunti tutti i valori sperimentali e calcolati nelle simulazioni delle rigidezze torsionali. Analizzando i risultati ottenuti con la Configurazione 2 per la rigidezza del telaio con motore abbiamo che:

- Il modello beam con motore ha un valore del 24-31% superiore alla sperimentale;
- Il modello shell con motore ha un valore dal 24-31% superiore alla sperimentale.

I risultati ottenuti della rigidezza del solo telaio senza motore sono più prossimi al valore sperimentale, infatti:

- Il modello beam senza motore si avvicina alla realtà con un valore del 2-5% inferiore alla sperimentale;
- Il modello shell senza motore ha un valore del 11-14% inferiore alla sperimentale.

Lo scostamento che risulta tra la rigidezza telaio calcolata con le simulazioni e prove sperimentali è imputabile a diversi fattori:

- Schematizzare il motore come un reticolato di elementi beam infinitamente rigidi non è realistico. Questa soluzione per il motore è un compromesso da noi scelto in fase di realizzazione del modello, in quanto è stata considerata la scelta più opportuna. Nella realtà tra il motore ed i suoi attacchi ci sono dei giochi e dei cedimenti che nelle simulazioni non sono considerati e comportano un valore ottenuto maggiore rispetto al reale.
- Le shell hanno un valore sempre inferiore alle beam in quanto sui nodi tali elementi non simulano la saldatura tra i vari tubi e quindi tendono a far “ovalizzare” le sezioni dei tubi in tali zone.

La rigidezza complessiva, considerando anche le componenti delle sospensioni, risulta invece molto differente:

- Il modello beam con motore ha un valore 2,6-7 volte superiore a quello sperimentale.
- Il modello shell con motore ha un valore 2,4-6 volte superiore a quello sperimentale.

La rigidezza complessiva senza motore da i seguenti risultati:

- Il modello beam senza motore ha un valore 1,2-3 volte superiore a quello sperimentale;
- Il modello shell senza motore ha un valore 1,0-1 volte superiore a quello sperimentale.

Le cause di uno scostamento così elevato per il calcolo della rigidezza complessiva sono imputabili a diversi fattori:

- I giochi degli uniball dei martinetti in fase di carico;
- I giochi del cuscinetto del mozzo inserito nel portamozzo;
- I giochi degli uniball di collegamento tra braccetto e portamozzo e tra braccetti e telaio;
- La deformazione degli attacchi delle sospensioni attaccati a telaio;



Figura 6.83: Braccetti della componente delle sospensioni posteriore destra, si possono vedere gli uniball e gli attacchi a telaio e sul portamozzo.

- La deformazione della linguella di supporto del tirante quadretta [Figura 6.84];



Figura 6.84: Linguella di supporto del tirante squadretta.

- Le boccole in teflon all'interno dello snodo delle squadrette, le quali sono molto morbide e quindi deformabili [Figura 6.85]. Inizialmente, si era pensato di sostituire il teflon con alluminio od acciaio ma, dopo una seconda valutazione, e' stata scelto di optare per la realizzazione di una vettura il più simile possibile a quella utilizzata durante gli eventi e le corse in pista, per poter valutare la reale rigidità sviluppata dal veicolo in corsa;



Figura 6.85: Dettaglio dello snodo squadretta.

- Le lamine di acciaio che collegano gli ammortizzatori al telaio, che probabilmente flettono in condizioni di carico. [Figura 6.86]



Figura 6.86: Attacco a telaio delle sospensioni.

Per quanto riguarda la Configurazione 1, i risultati ottenuti per il telaio con motore sono:

- Il modello beam con motore ha un valore del 19-29% superiore alla sperimentale;
- Il modello shell con motore ha un valore dal 19-29% superiore alla sperimentale.

I risultati ottenuti della rigidità del solo telaio senza motore sono:

- Il modello beam senza motore ha un valore del 9-20% inferiore alla sperimentale;
- Il modello shell senza motore ha un valor del 15-25% inferiore alla sperimentale.

Per la rigidità complessiva considerando anche le componenti delle sospensioni risulta invece molto differente:

- Il modello beam con motore ha un valore 2,8-9 volte superiore a quello sperimentale.

- Il modello shell con motore ha un valore 2,6-7 volte superiore a quello sperimentale.

La rigidezza complessiva senza motore dà i seguenti risultati:

- Il modello beam senza motore ha un valore 1,5-6 volte superiore a quello sperimentale;
- Il modello shell senza motore ha un valore 1,3-4 volte superiore a quello sperimentale.

Le cause della differenza di risultato sono ugualmente imputabili alle cause descritte per la Configurazione precedente.

CONFIGURAZIONE 1		
SPERIMENTALI		
	ANTIORARIO	ORARIO
RIGIDEZZA TELAIO + MOTORE [Nm/°]	1847	1995
RIGIDEZZA TELAIO [Nm/°]	1511	1697
RIGIDEZZA TELAIO + SOPSENSIONI + MOTORE [Nm/°]	274	268
RIGIDEZZA TELAIO + SOSPENSIONI [Nm/°]	233	235
SIMULAZIONI BEAM		
RIGIDEZZA TELAIO + MOTORE [Nm/°]	2378	
RIGIDEZZA TELAIO [Nm/°]	1374	
RIGIDEZZA TELAIO + SOPSENSIONI + MOTORE [Nm/°]	1041	
RIGIDEZZA TELAIO + SOSPENSIONI [Nm/°]	605	
SIMULAZIONI SHELL		
RIGIDEZZA TELAIO + MOTORE [Nm/°]	2375	
RIGIDEZZA TELAIO [Nm/°]	1275	
RIGIDEZZA TELAIO + SOPSENSIONI + MOTORE [Nm/°]	998	
RIGIDEZZA TELAIO + SOSPENSIONI [Nm/°]	553	
CONFIGURAZIONE 2		
PROVE SPERIMENTALI		
	ANTIORARIO	ORARIO
RIGIDEZZA TELAIO + MOTORE [Nm/°]	1874	1775
RIGIDEZZA TELAIO [Nm/°]	1049	1078
RIGIDEZZA TELAIO + SOPSENSIONI + MOTORE [Nm/°]	280	289
RIGIDEZZA TELAIO + SOSPENSIONI [Nm/°]	262	269
SIMULAZIONI BEAM		
RIGIDEZZA TELAIO + MOTORE [Nm/°]	2341	
RIGIDEZZA TELAIO [Nm/°]	1020	
RIGIDEZZA TELAIO + SOPSENSIONI + MOTORE [Nm/°]	1041	
RIGIDEZZA TELAIO + SOSPENSIONI [Nm/°]	605	
SIMULAZIONI SHELL		
RIGIDEZZA TELAIO + MOTORE [Nm/°]	2329	
RIGIDEZZA TELAIO [Nm/°]	933	
RIGIDEZZA TELAIO + SOPSENSIONI + MOTORE [Nm/°]	998	
RIGIDEZZA TELAIO + SOSPENSIONI [Nm/°]	553	

Tabella 6.47: Tabulazione completa dei valori di rigidezza torsionale calcolati nelle varie prove (sperimentali e simulazioni FEM).

## 6.5 Prove sperimentali di rigidità locale

Le prove sperimentali di rigidità locale sono state eseguite al fine di stimare lo schiacciamento della struttura. In particolare si vuole studiare l'avvicinamento dei punti degli attacchi delle sospensioni durante la prova di torsione. Nei primi anni di partecipazione agli eventi FSAE era sorto un problema di schiacciamento evidente della struttura che deve più avvenire.

Tale studio serve ad evitare che lo schiacciamento della vettura, soggetta a carichi in corsa, si deformi eccessivamente compromettendo sia la cinematica sia la rigidità della struttura. Questa verifica è stata inserita nel secondo- terzo anno del progetto poiché, uno dei telai realizzati, aveva un problema di flessione dei tubi su cui poggiavano gli attacchi delle sospensioni. Con la sola salita del pilota i tubi in questione flettevano verso l'interno della vettura, oltre a far perdere sicurezza e punti agli eventi non era per nulla sicura la struttura dato che durante il moto del veicolo i carichi sviluppati lungo i braccetti sono molto più elevati di quelli statici.

Si è quindi deciso di valutare la variazione di distanza tra i vari punti degli attacchi sempre con i potenziometri a filo.

### 6.5.1 Disposizione dei sensori

I sensori sono stati posizionati come in *Figura 6.87*, collegando quindi attacchi da destra a sinistra del telaio.

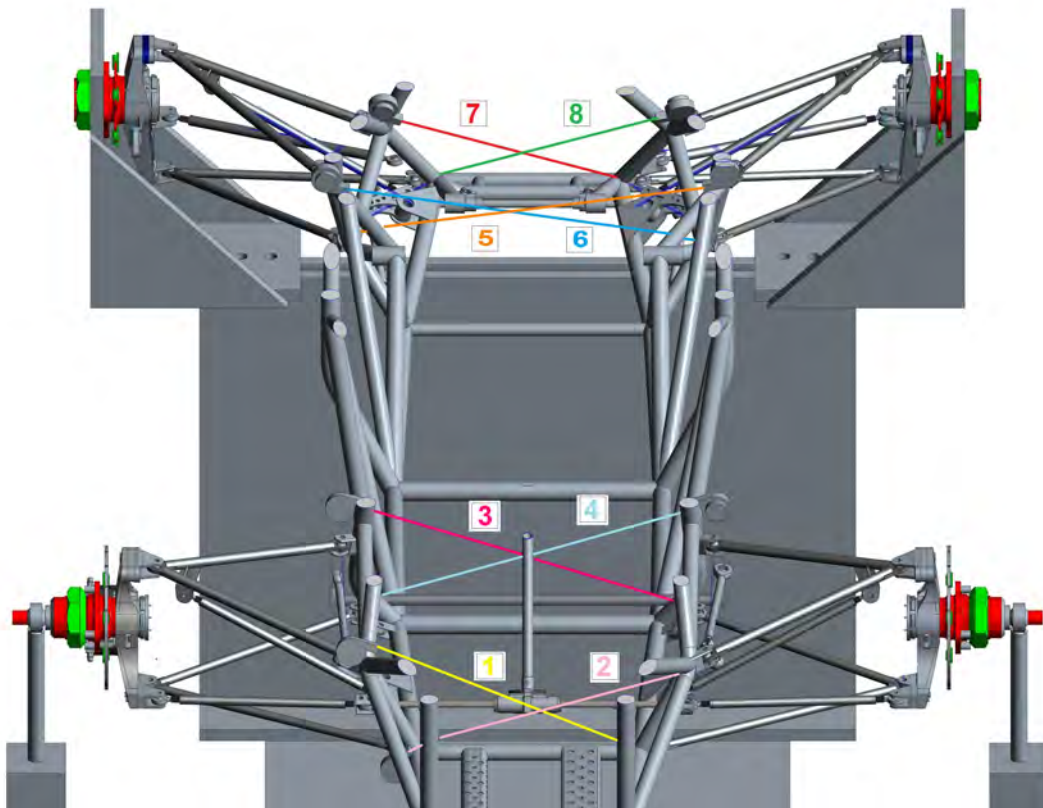


Figura 6.87: Configurazione e posizione dei sensori per la prova di rigidità locale.

Per supportare i sensori in quelle posizioni sono state utilizzate delle fascette, inoltre per poter collegare il filo alla struttura si sono usate ancora le fascette. [Figure 6.88-89]



Figura 6.88: Fissaggio dei sensori sul telaio.



Figura 6.89: Fissaggio del cavo sulla struttura del telaio.

Una volta collegati nuovamente tutti i sensori si è proceduto con la prova andando ad applicare gli spostamenti come nelle prove precedenti. Si sono realizzate tre prove orarie e tre antiorarie per poter verificare la differenza, tutte senza il motore.

## 6.5.2 Risultati della prova

### Prove antiorarie per la rigidità locale

Dalle acquisizioni sono stati elaborati i dati per tutte le prove. I risultati della prima prova sono riportati in *Tabella 6.48* e la tipologia di elaborazione è valida anche per le successive.

DX/SX	TAAA-TAAB [1]	TAAA-TAAB [2]	TAPA-TAPB [3]	TAPA-TAPB [4]
0	0,000	0,000	0,000	0,000
5	-0,114	0,080	-0,080	0,098
10	-0,195	0,150	-0,130	0,171
20	-0,383	0,290	-0,270	0,346
30	-0,611	0,490	0,430	0,558
40	-0,847	0,680	-0,670	0,757
30	-0,582	0,470	-0,400	0,521
20	-0,330	0,260	-0,230	0,293
10	-0,126	0,090	-0,090	0,102
5	-0,041	0,010	-0,040	0,036
0	0,008	-0,020	0,000	-0,0025

TPAA-TPAB [5]	TPAA-TPAB [6]	TPPA-TPPB [7]	TPPA-TPPB [8]
0	0,000	0,000	0,000
-0,004	0,029	0,020	-0,020
0,008	0,151	-0,077	0,010
0,012	0,257	-0,134	0,025
0,016	0,383	-0,187	0,035
0,024	0,522	-0,195	0,065
0,020	0,400	-0,122	0,060
0,012	0,257	-0,082	0,057
0,008	0,127	-0,057	0,045
0,004	0,041	-0,016	0,017
0,000	-0,012	0,025	-0,020

Tabella 6.48: Risultati di spostamento per la 1° prova di rigidità locale (antioraria).

SIMBOLI	SIGNIFICATO
TAAA	Attacco triangolo anteriore anteriore alto
TAAB	Attacco triangolo anteriore anteriore basso
TAPA	Attacco triangolo anteriore posteriore alto
TAPB	Attacco triangolo anteriore posteriore basso
TPAA	Attacco triangolo posteriore anteriore alto
TPAB	Attacco triangolo posteriore anteriore basso
TPPA	Attacco triangolo posteriore posteriore alto
TPPB	Attacco triangolo posteriore posteriore basso
DISTANZA INIZIALE	Distanza iniziale tra gli attacchi (simulazioni)
DISTANZA FINALE	Distanza finale tra gli attacchi (simulazioni)
$\Delta X$	Variazione lungo l'asse X della posizione dell'attacco
$\Delta Y$	Variazione lungo l'asse Y della posizione dell'attacco
$\Delta Z$	Variazione lungo l'asse Z della posizione dell'attacco
$\Delta ANT$	Differenza tra distanza finale ed iniziale con senso di rotazione antiorario
$\Delta ORAR$	Differenza tra distanza finale ed iniziale con senso di rotazione orario
TAAA-TAAB [1]	Variazione della distanza tra TAAA destro e TAAB sinistro (sperimentale)
TAAA-TAAB [2]	Variazione della distanza tra TAAB destro e TAAA sinistro (sperimentale)
TAPA-TAPB [3]	Variazione della distanza tra TAPA destro e TAPB sinistro (sperimentale)
TAPA-TAPB [4]	Variazione della distanza tra TAPB destro e TAPA sinistro (sperimentale)
TPAA-TPAB [5]	Variazione della distanza tra TPAA destro e TPAB sinistro (sperimentale)
TPAA-TPAB [6]	Variazione della distanza tra TPAB destro e TPAA sinistro (sperimentale)
TPPA-TPPB [7]	Variazione della distanza tra TPPA destro e TPPB sinistro (sperimentale)
TPPA-TPPB [8]	Variazione della distanza tra TPPB destro e TPPA sinistro (sperimentale)

Tabella 6.49: Legenda del capitolo sulle rigidità locali.

La legenda riportata in *Tabella 6.49* definisce i simboli utilizzati.



Dalle simulazioni beam e shell, eseguite precedentemente, sono stati estrapolati i valori di variazione di distanza ai diversi step di spostamento [Tabella 5.49-50]. La Tabella 5.51 riporta le coordinate dei punti iniziali delle sospensioni.

Le formule utilizzate per compilare i grafici sono le seguenti. [Formule 6.10-11-12-13]

$$DISTANZA\ INIZIALE = \sqrt{((X_1 - X_2)^2 + (Y_1 - Y_2)^2 + (Z_1 - Z_2)^2)} \quad (6.10)$$

$$DISTANZA\ INIZIALE = \sqrt{((X_1 - X_2 + \Delta X_1 - \Delta X_2)^2 + (Y_1 - Y_2 - \Delta Y_1 + \Delta Y_2)^2 + (Z_1 - Z_2 + \Delta Z_1 - \Delta Z_2)^2)} \quad (6.11)$$

La formula precedente viene utilizzata per il calcolo della distanza per i punti [1][3][5][7]. La formula seguente viene usata per il calcolo della distanza dei punti [2][4][6][8].

$$DISTANZA\ INIZIALE = \sqrt{((X_1 - X_2 - \Delta X_1 + \Delta X_2)^2 + (Y_1 - Y_2 - \Delta Y_1 + \Delta Y_2)^2 + (Z_1 - Z_2 + \Delta Z_1 - \Delta Z_2)^2)} \quad (6.12)$$

$$\Delta ANT = DISTANZA\ FINALE - DISTANZA\ INIZIALE \quad (6.13)$$

Vale la stessa formula per  $\Delta ORAR$ .

	DISTANZA INIZIALE [mm] [6.10]	$\Delta X_1$ [mm]	$\Delta X_2$ [mm]	$\Delta Y_1$ [mm]
TAAA-TAAB[1]	438,948	0,171	-0,001	1,329
TAAA-TAAB[2]	438,948	-0,001	-0,171	2,398
TAPA-TAPB[3]	499,386	0,219	-0,127	0,673
TAPA-TAPB[4]	499,386	0,126	-0,219	1,503
TPAA-TPAB[5]	576,371	0,228	-0,114	-0,386
TPAA-TPAB[6]	576,371	0,112	-0,233	0,031
TPPA-TPPB[7]	383,575	0,244	-0,037	-0,161
TPPA-TPPB[8]	383,575	0,038	-0,245	0,004

$\Delta Y_2$ [mm]	$\Delta Z_1$ [mm]	$\Delta Z_2$ [mm]	DISTANZA FINALE [mm] [6.11-12]	$\Delta ANT$ [mm] [6.13]
2,398	1,545	-1,209	438,795	-0,153
1,239	1,031	-1,557	439,199	0,251
1,503	1,356	-1,195	499,224	-0,163
0,673	1,194	-1,357	499,564	0,177
0,030	0,892	-0,778	576,301	-0,070
-0,387	0,770	-0,889	576,450	0,080
0,008	0,384	-0,182	383,564	-0,011
-0,162	0,186	-0,394	383,649	0,074

Tabella 6.50: Risultati simulazione beam con uno spostamento di 5 mm (per i successivi spostamenti basta moltiplicare questi risultati dato che la soluzione è lineare), rotazione antioraria.

	DISTANZA INIZIALE [mm] [6.10]	$\Delta X_1$ [mm]	$\Delta X_2$ [mm]	$\Delta Y_1$ [mm]
TAAA-TAAB[1]	476,958	0,210	-0,004	1,546
TAAA-TAAB[2]	476,958	-0,004	-0,209	2,678
TAPA-TAPB[3]	560,812	0,263	-0,153	0,927
TAPA-TAPB[4]	560,812	0,153	-0,263	2,012
TPAA-TPAB[5]	618,387	0,243	-0,113	-0,395
TPAA-TPAB[6]	618,387	0,113	-0,243	0,020
TPPA-TPPB[7]	445,246	0,243	-0,015	-0,163
TPPA-TPPB[8]	445,246	0,015	-0,243	0,008

$\Delta Y_2$ [mm]	$\Delta Z_1$ [mm]	$\Delta Z_2$ [mm]	DISTANZA FINALE [mm] [6.11-12]	$\Delta$ ANT [mm] [6.13]
2,678	1,768	-1,246	476,160	-0,798
1,546	1,246	-1,768	477,776	0,819
2,011	1,583	-1,402	560,467	-0,345
0,927	1,402	-1,583	561,175	0,363
0,020	0,928	-0,816	618,330	-0,056
-0,395	0,816	-0,928	618,448	0,062
0,008	0,426	-0,227	445,252	0,006
-0,160	0,227	-0,426	445,238	-0,008

Tabella 6.51: Risultati simulazione shell con spostamento 5 mm, rotazione antioraria.

	BEAM			SHELL		
	X	Y	Z	X	Y	Z
TAAA	269,573	244,476	214,887	310,00	273,000	121,000
TAAB	249,470	169,967	71,681	288,400	200,975	72,320
TAPA	597,216	253,239	236,259	607,000	284,200	241,000
TAPB	618,692	229,350	109,636	627,000	260,000	107,000
TPAA	1622,440	295,192	259,476	1675,000	315,000	261,500
TPAB	1642,340	268,337	140,135	1693,000	290,000	134,800
TPPA	1832,470	220,420	231,087	1870,000	250,000	236,000
TPPB	1884,600	138,484	106,186	1916,730	172,444	103,330

Tabella 6.52: Coordinate delle sospensioni nelle simulazioni beam e shell (solo dei punti a destra del pilota quelli a sinistra sono speculari alla mezzzeria vettura).

I risultati ottenuti dalla prima prova sperimentale sono stati riportati nei seguenti grafici [Figure 6.90-91]. Per ogni prova si sono realizzati i grafici con spostamento a 20 [mm] e 40 [mm] tralasciando gli altri step intermedi.

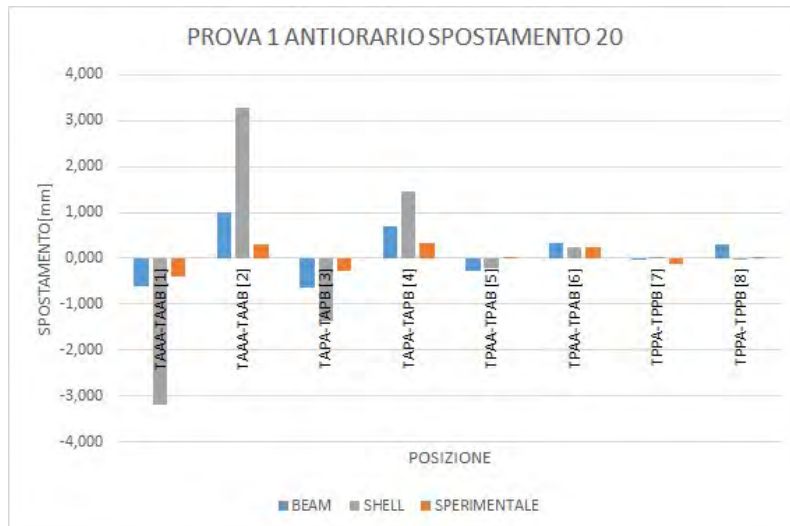


Figura 6.90: Confronto tra le variazioni di distanza della 1° prova sperimentale antioraria e delle simulazioni beam e shell a 20 mm.

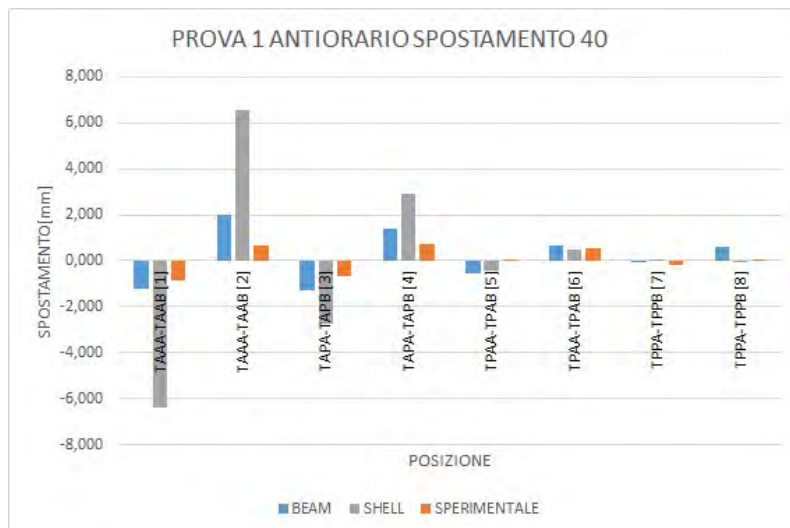


Figura 6.91: Confronto tra le variazioni di distanza della 1° prova sperimentale antioraria e delle simulazioni beam e shell a 40 mm.

Si è eseguito il confronto in tutte le prove ed i risultati sono riportati nei grafici delle *Figure 6.92-93-94-95*.

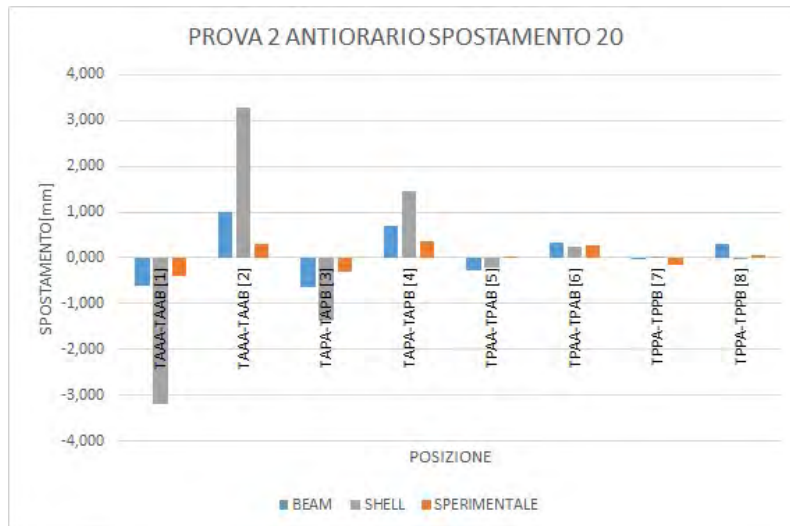


Figura 6.92: Confronto tra le variazioni di distanza della 2° prova sperimentale antioraria e delle simulazioni beam e shell a 20 mm.

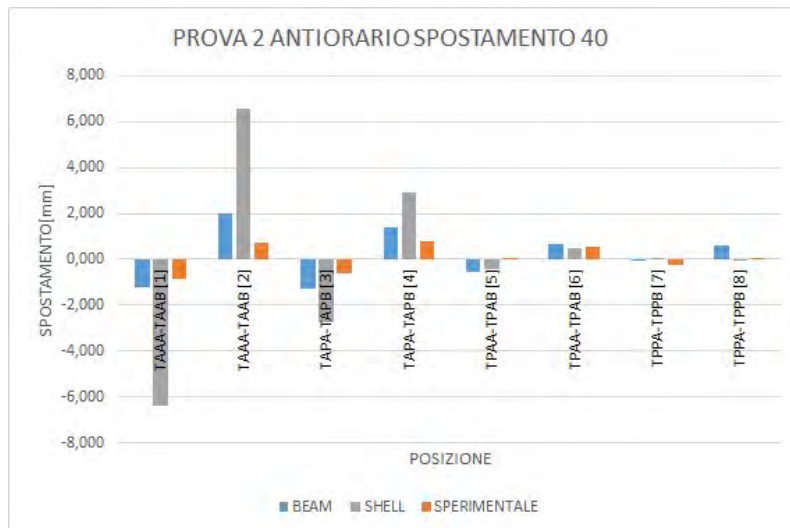


Figura 6.93: Confronto tra le variazioni di distanza della 2° prova sperimentale antioraria e delle simulazioni beam e shell a 40 mm.

### Prove orarie per la rigidezza locale

Sono state eseguite le prove sperimentali anche in senso orario ed i risultati sono riportati nei grafici delle Figure 6.96-97-98-99-100-101.

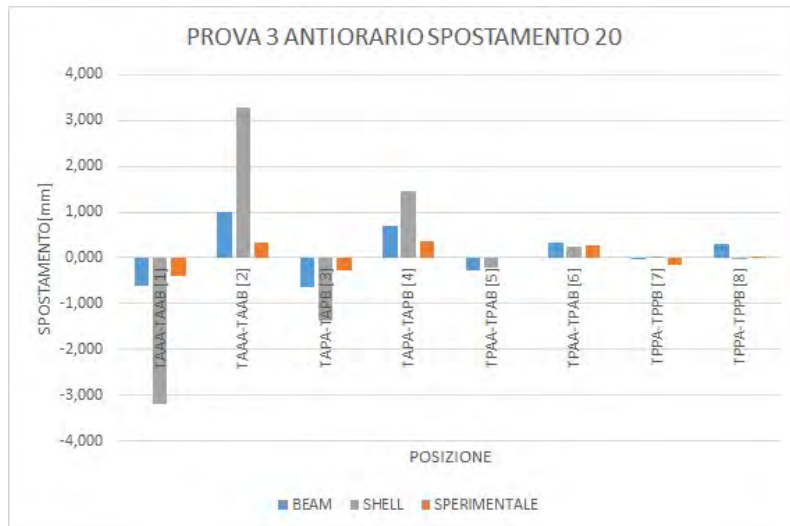


Figura 6.94: Confronto tra le variazioni di distanza della 3° prova sperimentale antioraria e delle simulazioni beam e shell a 20 mm.

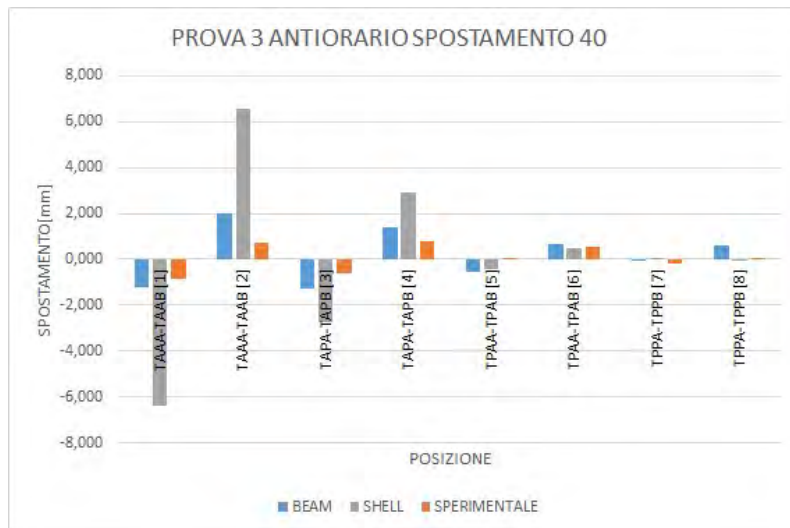


Figura 6.95: Confronto tra le variazioni di distanza della 3° prova sperimentale antioraria e delle simulazioni beam e shell a 40 mm.

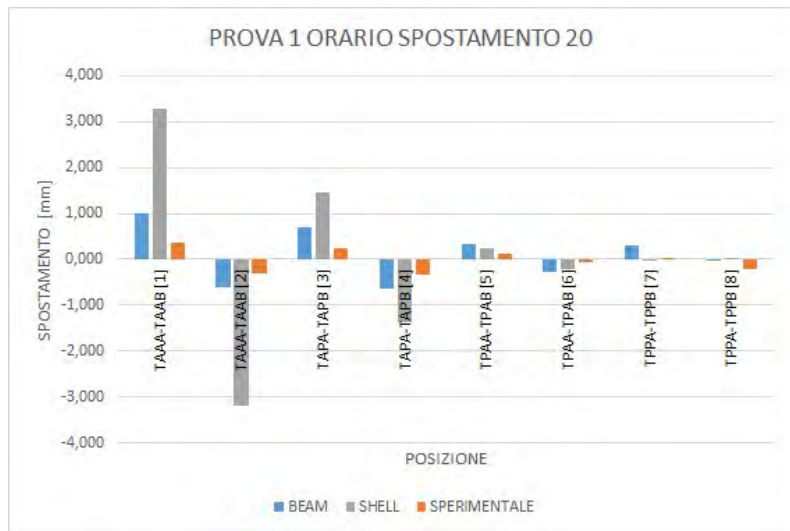


Figura 6.96: Confronto tra le variazioni di distanza della 1°prova sperimentale oraria e delle simulazioni beam e shell a 20 mm.

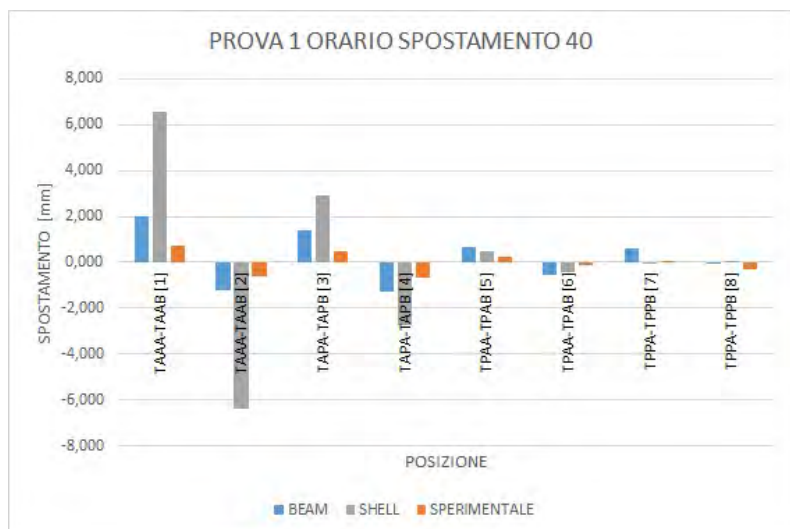


Figura 6.97: Confronto tra le variazioni di distanza della 1°prova sperimentale oraria e delle simulazioni beam e shell a 40 mm.

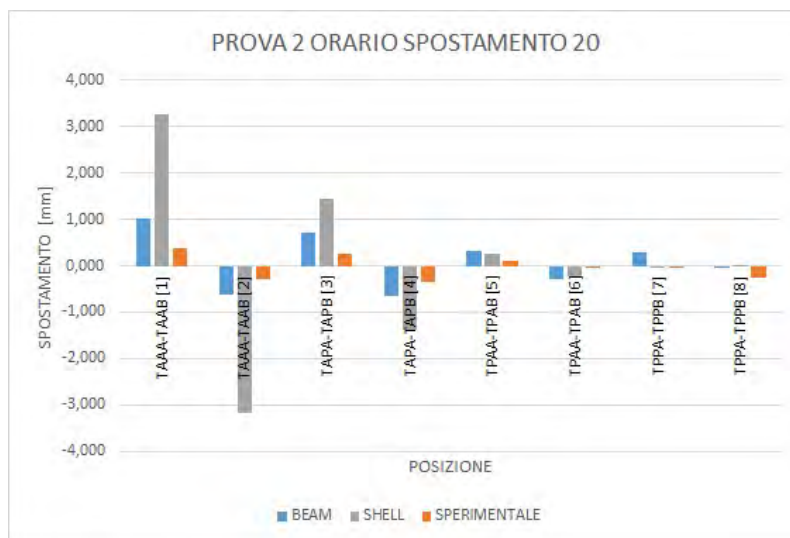


Figura 6.98: Confronto tra le variazioni di distanza della 2° prova sperimentale oraria e delle simulazioni beam e shell a 20 mm.

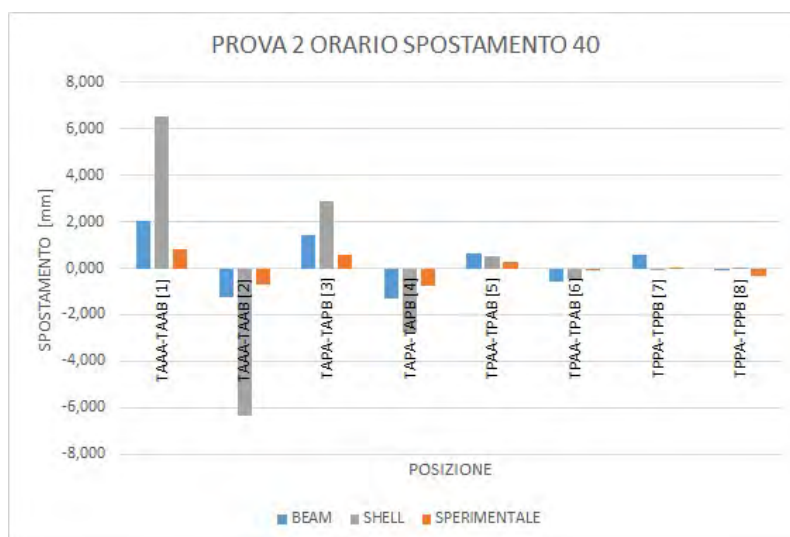


Figura 6.99: Confronto tra le variazioni di distanza della 2° prova sperimentale oraria e delle simulazioni beam e shell a 40 mm.

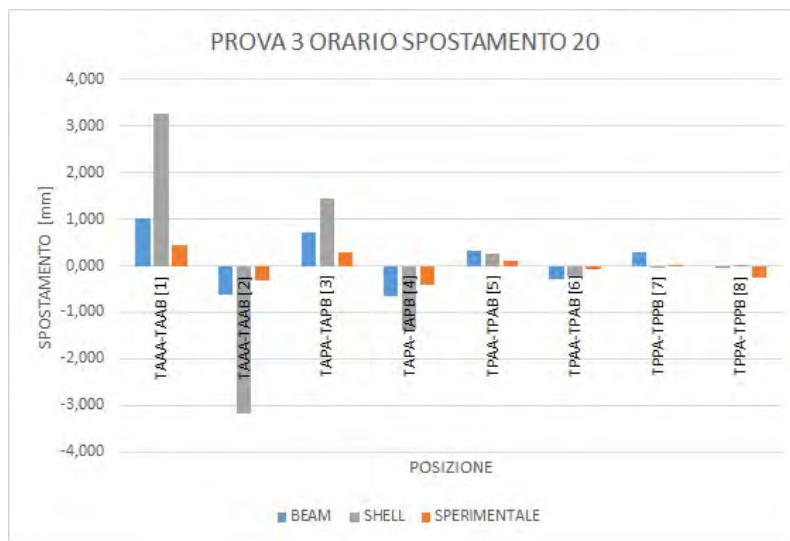


Figura 6.100: Confronto tra le variazioni di distanza della 3°prova sperimentale oraria e delle simulazioni beam e shell a 20 mm.

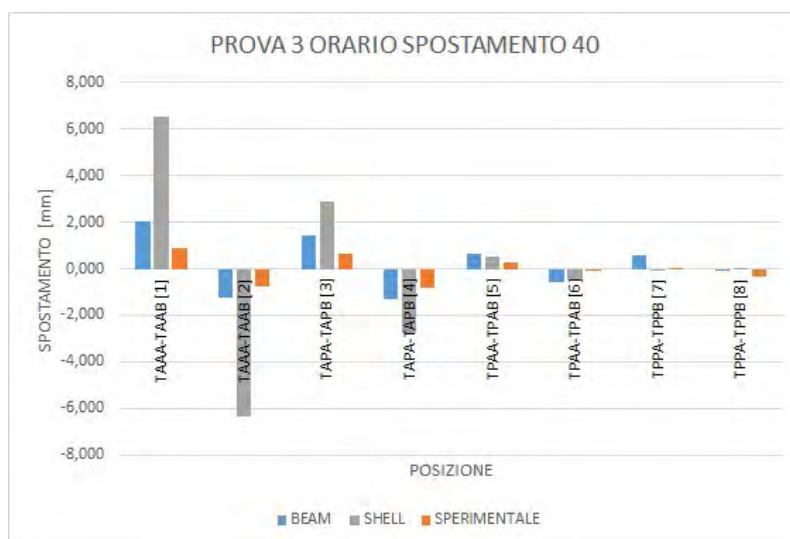


Figura 6.101: Confronto tra le variazioni di distanza della 3°prova sperimentale oraria e delle simulazioni beam e shell a 40 mm.



### 6.5.3 Conclusioni

I risultati più interessanti riguardano la parte anteriore del telaio la quale è più sollecitata a questo genere di carico. Come si può notare l'andamento ai vari step è lo stesso con un divario notevole con le simulazioni shell ed una relazione più vicina con le beam.

I risultati sono:

- Il modello beam ha un valore di 1,5-2,8 volte superiore alle prove sperimentali nella parte anteriore della vettura che si riduce mano a mano che si procede verso il retrotreno;
- Il modello shell ha un valore di 4-9,3 volte superiore alle prove sperimentali nella parte anteriore e poi si riduce come per le beam.

Le cause di questo divario tra prove sperimentali e simulazioni sono:

- Non perfetto allineamento dei sensori con gli attacchi delle sospensioni nella prova sperimentale.
- Le shell risentono dell'effetto dello schiacciamento delle superfici dei tubi come nel caso delle prove precedenti e non risultano molto affidabili come modello.
- Lo spostamento in alcune zone del telaio era molto piccolo ed i sensori (nonostante la grande sensibilità) non rilevavano adeguatamente tale spostamento (soprattutto nel retrotreno).



## Capitolo 7

# Conclusioni

Dal confronto tra simulazioni e prove sperimentali si può concludere che:

- Le simulazioni beam, anche se più “grezze”, rispecchiano in modo più accurato la realtà rispetto alle shell, che soffrono troppo della cedevolezza delle superfici nelle zone dei nodi. (Beam 2-5%, shell 11-14%)
- Probabilmente, nei prossimi anni, si utilizzeranno le sole prove beam (2 giorni) per risparmiare tempo dato il lungo lavoro richiesto nella preparazione di una simulazione shell (due settimane).
- Il modello del motore, come già detto, non è realistico e comporta un aumento di rigidità maggiore rispetto alla realtà. (Incremento : simulazioni 1321 Nm/°, sperimentale 740 Nm/°)
- La cedevolezza delle componenti delle sospensioni è maggiore rispetto a quanto rilevato nelle simulazioni. Sicuramente bisognerà intervenire durante la progettazione della vettura per migliorare tale deficit. Per quanto riguarda il modello si dovrebbe intervenire andando ad ottimizzare tali componenti in modo più accurato. (Rigidità complessiva simulazioni 605 Nm/°, rigidità complessiva sperimentale 260 Nm/°)

Grazie alle ottime prestazioni e leggerezza questo telaio si è distinto consentendo al team di ottenere ottimi risultati. Il concetto di sviluppo e realizzazione di un telaio performante, secondo quanto scritto in questa tesi, è stato tramandato ai nuovi membri del team che si stanno già prodigando nella realizzazione del nuovo telaio. I risultati ottenuti hanno consentito di confermare i modelli e gli studi fatti negli anni precedenti.



# Ringraziamenti

Nel mio percorso di studio e formazione all'università ho condiviso esperienze con molte persone. Tante di queste sono diventati importanti per me, supportandomi ed affiancandomi in ogni situazione che ho affrontato. Voglio ringraziare: i miei genitori (Amedeo e Gabriella) che hanno creduto in me fin da quando ero piccolo, le mie sorelle (Alice, Angela ed Aurora) che nonostante qualche litigio e qualche malumore sono sempre state al mio fianco, la mia ragazza (Anna) che mi ha regalato ogni giorno un sorriso sincero, i miei amici di paese (Stefano, Daniele, Paolo, Daniel, Alessandro, Federico, Andrea) che non vedono l'ora che inizi a lavorare, tutti i miei compagni di università (Federica, Francesco, Marco S., Filippo, Matteo, Marco B., Manuel F., Manuel S. e Andrea) con cui ho condiviso studio e feste, tutti i miei compagni del progetto FSAE del Race Up Team ( Nicola M., Marco D., Erik, Giacomo, Daniele, Marco G., Stefano, Tazio, Riccardo, Enrico, Alberto, Francesco G., Daniela, Marco G., Davide, Daniele, Pierandrea, Francesco M., Mattia, Marco W., Riccardo, Federico S., Federico G., Nicola F., Nicola C. e Marco Z) che mi hanno regalato sabati intensi ed emozioni uniche agli eventi, infine ringrazio il Prof. Giovanni Meneghetti ed il Tutor Stefano Giacometti per l'aiuto, il supporto e la possibilità di realizzare questo stupendo lavoro.



# Bibliografia

- [1] William B.Riley and Albert R.George (2002), Cornell University, Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis, *Motorsports Engineering Conference & Exhibition* **382**,1-18.
- [2] Simren Gill, Philip Hay, Patrick Mckenna and Philippe Thibodeau (2011), Dalhousie University, Final Design Report, [www.dal.ca](http://www.dal.ca), 11-13.
- [3] Prajwal Kumar M.P., Vivek Muralidharan and G. Madhusudhana (2013), National Institute of Technology Karnataka, Design and Analysis of a Rubular Space Frame Chassis of a High Performance Race Car, *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 1-5.
- [4] Tanawat Limwathanagura, Chartree Sithananun, Teekayu Limchamroon and Thanyarat Singhanart (2012), Chulalongkorn University, The Frame Analysis and Testing for Student Formula, *World Academy of Science, Engineering and Technology* Vol. **6**, 1-5.
- [5] A. Van Berkum (2006), Master's Thesis, Eindhoven University, Chassis and Suspension Design FSRTE02,1-118.
- [6] Jannis D.G. Van Kerkhoven (2008), Master's Thesis, Eindhoven University, Design of a Formula Student Race Car Chassis, 1-84.
- [7] Giacomo Marchetto (2011), Tesi Triennale, Università di Padova, Analisi strutturale numerica e sperimentale del telaio della vettura FSAE, 1-114.
- [8] SAE International All Right Reserved, 2013-2014 FSAE Rules, Reperito sul sito ufficiale <http://www.sae.org/> .
- [9] Niccolò Colombo (2012), Tesi Magistrale, Università di Padova, Progetto e sviluppo di un telaio in lega leggera per vettura FSAE, *Analisi FEM del telaio con elementi di tipo Beam* **1**, 3-42, *Analisi FEM del telaio con elementi di tipo Shell* **2**, 43-75.
- [10] Esab saldatura Spa(2010), Manuale di saldatura per riparazione e manutenzione, reperibile nel sito [www.esab.se](http://www.esab.se), 6-7.
- [11] Giovanni Meneghetti, Mattia Manzolaro e Marino Quaresimin (2012),Introduzione all'Analisi Strutturale Statica con il codice di calcolo Ansys, Libreria Progetto, 7-30, 31-52, 92-97.
- [12] Andrew Deakin, David Crolla, Juan Pablo Ramirez and Ray Hanley (2000), School of Mech. Eng., The University of Leeds, The Effect of Chassis Stiffness on Race Car Handling Balance, *Motorsports Engineering Conference & Exposition* **361**, 1-9.
- [13] Federico Bertuol (2014), University of Padua, Static Effect of Chassis Compliance on Vehicle Handling Balance,*Race Up Web Page*,1-5.





# Appendice A

## Codice MATLAB Deakin\_Static

```
clc clear all close all %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% CHASSIS TORSIONAL STIFFNESS %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% STATIC ANALYSIS %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
% Study of Load Transfer distribution as a function of the antiroll  
% stiffness distribution considering different chassis stiffness
```

```
%If you want a plot percentual losses use K_chassis length equal to 2  
% The first K_chassis value is the chassis stiffness to be tested, the  
% second one a really high chassis stiffness
```

```
K_chassis=[10 100 350 700 1000 1500 2000]; %[Nm/deg]
```

```
K_tot = 700; %Total antirollstiffness of the car[Nm/deg]
```

```
perc=[5:1:100];
```

```
%Antiroll stiffness front and rear [Nm/deg]
```

```
K_front=0.01*perc*K_tot;  
K_rear=(K_tot*ones(1,length(perc)) - K_front);
```

```
mass_distr_front=50;
```

```
b=1.535*mass_distr_front/100; % rear leverage [m]  
a=1.535 - b; % front leverage [m]  
h=0.369; % sprung mass cg [m]  
fT=1.26; % front truck [m]  
rT=1.23; % rear truck [m]  
n=0.098; % front roll center height [m]  
m=0.11; % rear roll center height [m]  
r=0.255; % center wheel [m]  
ng=1.8*9.81; % lateral acceleration [m/s2]
```

```
m_unsprung_front=10; % front unsprung mass [kg]  
m_unsprung_rear=14; % rear unsprung mass [kg]  
m_sprung = 275; % sprung mass [kg]
```

```
% Calculation of height difference between cg and roll center knowing front  
% and rear roll center height  
rc=(m*b+n*a)/(a+b);  
x= h-rc;
```

```

M_sprung_elastic = m_sprung*ng*x; % Roll Moment due to suspended mass ( Elastic )

M_sprung_elastic_front = M_sprung_elastic * b/(a+b);
M_sprung_elastic_rear = M_sprung_elastic * a/(a+b);

M_sprung_geometric_front = m_sprung*ng*n*b/(a+b); % Moment that causes geometrical
weight of front suspended mass ( hence not depending on antiroll stiffness)
M_sprung_geometric_rear = m_sprung*ng*m*a/(a+b); % Moment that causes geometrical weight
of rear suspended mass ( hence not depending on antiroll stiffness)

M_unsprung_front = m_unsprung_front*ng*r; % Moment of unsprung mass front
M_unsprung_rear = m_unsprung_rear*ng*r; % Moment of unsprung mass rear

figure(1)
hold on
grid on
xlabel('Front Antiroll Stiffness / Total Antiroll Stiffness [%]','FontSize',14)
ylabel('Front Load Transfer / Total Load Transfer [%]','FontSize',14)

cc=hsv(10);

for j = 1 : length (K_chassis)

for i=1:length(perc)

% Calculation of roll angles (front, rear, chassis)
% coming from the Roll Moment (only Elastic SM)

% K*Phi=M

K_matrix= [ K_front(i) 0 -K_chassis(j)
0 K_rear(i) K_chassis(j)
1 -1 1 ];

M_roll = [M_sprung_elastic_front
M_sprung_elastic_rear
0 ];
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% K*Phi=M
Phi_tot=K_matrix M_roll;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Calculation of Load Transfer Distribution (Elastic + Geometric + Unsprung)

Load_Tr_front = (K_chassis(j) * Phi_tot(3) + M_sprung_elastic_front + M_sprung_geometric_front
+M_unsprung_front)/fT;
Load_Tr_rear = (-K_chassis(j) * Phi_tot(3) + M_sprung_elastic_rear + M_sprung_geometric_rear
+M_unsprung_rear)/rT;

Load_Tr_front_perc(i,j)= 100*Load_Tr_front/(Load_Tr_front+Load_Tr_rear);

end

leg(j)=plot(perc, Load_Tr_front_perc(:,j),'color' ,cc(j,:), 'Linewidth',1.5);
legendAHHRunoj= ([ 'Chassis Stiffness: ', num2str(K_chassis(j)), 'Nm/deg' ]);
end
set(gca,'FontAngle','oblique','FontSize',14)
legend(legendAHHRuno(:));

```

```

axis([0 100 0 100])

%Plot percentual losses only if K_chassis length is 2
% The first K_chassis value is the chassis stiffness to be tested, the
% second one a really high chassis stiffness
if length(K_chassis)==2 Loss =100*(Load_Tr_front_perc(:,2) - Load_Tr_front_perc(:,1))./Load_Tr_front_perc(:,1)

figure(2)
plot(perc, Loss,'k','Linewidth',1.5)
hold on
grid
set(gca,'FontAngle','oblique','FontSize',14)
xlabel('Front Antiroll Stiffness / Total Antiroll Stiffness [%]')
ylabel('Loss [%]')
axis([ 45 55 -2 2])
end

```