INDICE

INTRODUZIONE i
1. LA FORMULA SAE 1
1.1. Obiettivi della competizione 1
1.2. Estratti fondamentali del regolamento 3
1.2.1. Requisiti e livelli di partecipazione alla competizione 3
1.2.2. Requisiti generali del veicolo 4
1.3. Le prove da affrontare nella manifestazione 6
1.3.1. L'ispezione tecnica 7
1.3.2. Cost event 8
1.3.3. Presentation event 9
1.3.4. Design event 12
1.3.5. Prova di accelerazione 15
1.3.6. Prova di skid-pad 16
1.3.7. Prova di autocross 17
1.3.8. Endurance e fuel economy 19
2. PNEUMATICI 21
2.1. Struttura dei pneumatici 21
2.2. Terminologia e sistema di riferimento 24
2.3. Raggio di rotolamento 26
2.4. Meccanica della generazione delle forze di contatto 27
2.5. Resistenza di rotolamento 29
2.6. Forze scambiate in direzione longitudinale 35
2.7. Forze scambiate in direzione laterale 39
2.8. Interazione tra forze longitudinali e trasversali 46
2.9. I pneumatici per vetture da Formula SAE 49
3. PROGETTO DELLA SOSPENSIONE 58
3.1. Considerazioni generali 58
3.2. I principali parametri geometrici di progetto 64
3.3. Le rigidezze e gli smorzamenti della sospensione 72
3.4. Soluzioni costruttive 74
3.5. Sintesi cinematica 77

3.6. Verifica cinematica del funzionamento 83
3.7. Calcolo delle caratteristiche del gruppo molla-smorzatore 87
3.8. Determinazione sperimentale dello smorzamento dell'ammortizzatore 92
3.9. Progettazione meccanica di dettaglio 97
3.10. Verifica agli elementi finiti 103
3.10.1. Modello FE dei membri di controllo della sospensione 104
3.10.2. Modello FE del portamozzo 109
3.10.3. Modello FE del bilanciere 111
3.10.4. Risultati 112
4. PROGETTO DEL TELAIO 116
4.1. Considerazioni generali 116
4.2. Le opzioni costruttive 118
4.2.1. Telaio a traliccio di tubi 119
4.2.2. Monoscocca pannellata 120
4.2.3. Monoscocca in compositi 121
4.3. Obiettivi progettuali 122
4.4. Vincoli progettuali 123
4.4.1. Definizioni 124
4.4.2. Materiali 124
4.4.3. Roll hoops 125
4.4.4. Struttura frontale di impatto 128
4.4.5. Struttura di impatto laterale 128
4.4.6. Abitacolo 129
4.4.7. Poggiatesta 130
4.5. Definizione della geometria di base 131
4.5.1. Abitacolo 131
4.5.2. Parte anteriore 133
4.5.3. Parte posteriore 135
4.6. Sviluppo e completamento della geometria. 136
4.7. Ottimizzazione numerica della geometria 139
4.8. Valutazione degli effetti di irrigidimento del motore 145
4.9. Analisi modale 147
4.10. Costruzione del telaio 148

4.11. Prova di torsione sperimentale 154
4.11.1. Il sistema di vincolo 154
4.11.2. Il sistema di carico 156
4.11.3. La strumentazione 157
4.11.4. Le modifiche introdotte nel modello ad elementi finiti e l'analisi 159
4.11.5. La prova sperimentale e i risultati 162
5. MODELLO MULTIBODY DEL VEICOLO 164
5.1. Considerazioni generali 164
5.2. Procedura sperimentale per la determinazione del CG 165
5.2.1. Determinazione della posizione nel piano 165
5.2.2. Determinazione della posizione verticale del baricentro 166
5.2.3. Le pesate sperimentali 167
5.3. La modellazione 170
5.3.1. Chassis 170
5.3.2. Sospensioni 171
5.3.3. Sistema sterzante 173
5.3.4. Powertrain 174
5.3.5. Pneumatici 176
5.4. Simulazioni e risultati 180
5.4.1. Steering Pad 180
5.4.2. Prova di accelerazione 185
5.4.3. Prova di frenata 187
5.4.4. Estrazione del GG Diagram 188
5.5. Validazione sperimentale – Test in pista 192
5.5.1. Il sistema di acquisizione dei dati impiegato 193
5.5.2. Il Diagramma GG misurato 196
6. IL SIMULATORE DI LAP TIME 198
6.1. Considerazioni generali 198
6.2. Funzionamento del simulatore 198
6.2.1. Immissione della geometria del tracciato 198
6.2.2. Campionamento del tracciato 199
6.2.3. Parametrizzazione della traiettoria 202
6.2.4. Analisi delle curvature e delle velocità massime 204

6.2.5. Le caratteristiche del motore 206
6.2.6. Determinazione del reale profilo di velocità.....208
6.3. I tracciati analizzati e i risultati 211
7. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....216
8. BIBLIOGRAFIA.....220

INTRODUZIONE

Scopo del presente lavoro di Tesi è quello di illustrare il processo di progettazione, simulazione e costruzione di telaio e sospensioni per una vettura da Formula SAE.

Come si vedrà più avanti, la Formula SAE è un particolare tipo di competizione, alla quale partecipano gli studenti di Ingegneria delle più prestigiose Università mondiali, impegnati nella progettazione, realizzazione e guida di piccole monoposto da competizione, spinte da motori di derivazione motociclistica.

Per la sua particolare natura, questo tipo di esperienza assume, prima ancora del suo valore agonistico, un grande valore formativo: come già detto, le monoposto infatti non vengono solo guidate ma vengono prima di tutto progettate da un team e seguite lungo ogni fase del processo di costruzione. E'chiaro quindi come l'esperienza offra la possibilità di uscire dal contesto puramente teorico proprio dell'Università, per andarsi a confrontare con tutti i problemi legati alla costruzione di un sistema meccanico complesso quale è un veicolo da competizione.

Il presente lavoro, ha come obiettivo quello di descrivere le attività di ingegneria svolte a supporto del lavoro del team dell'Università di Roma "Tor Vergata", al suo primo anno di partecipazione all'Evento.

Infatti, mentre da un lato le caratteristiche di questo particolare tipo di veicoli siano tali (e spesso esigenze legate al budget evidenziano questo aspetto) da giustificare realizzazioni più o meno artigianali, dall'altro l'utilizzo delle moderne tecnologie ingegneristiche e di un approccio sistematico alla progettazione può comportare un notevole beneficio in termini di performance del veicolo e di costi/tempi di progettazione e sviluppo.

Quindi, senza avere la pretesa di stabilire un metodo assoluto, il presente lavoro tratta della metodologia impiegata per la progettazione della monoposto dell'Università di Roma "Tor Vergata", mostrando come gli strumenti di calcolo e di disegno attualmente disponibili possano essere impiegati per la progettazione di questo veicolo.

In particolare, il lavoro si articola su 7 capitoli, che vogliono ricalcare il percorso seguito nella progettazione.

Il primo capitolo descrive le caratteristiche salienti di questo tipo di competizione, i requisiti regolamentari che il veicolo dovrà soddisfare, la tipologia di prove e le caratteristiche dei tracciati.
Nel secondo capitolo, si affronta la teoria del pneumatico e in particolare si valutano gli aspetti che regolano la scelta di un particolare pneumatico per un veicolo da competizione.
Nel capitolo tre, viene descritto il processo di progettazione della sospensione. In particolare, dopo opportune considerazioni generali, si entrerà nel vivo della progettazione affrontando la sintesi cinematica, la verifica mediante un software multibody specializzato, e la progettazione meccanica di dettaglio. Successivamente si vedrà come viene condotto il calcolo dinamico della sospensione e verrà mostrata la verifica mediante modelli agli elementi finiti dell'intero meccanismo.
Nel quarto capitolo, si descriverà l'iter di design del telaio. Dopo una breve introduzione, si esaminerà il processo di progettazione del telaio in tubolari metallici. Verrà poi mostrato il modello ad elementi finiti impiegato per la valutazione numerica della rigidezza torsionale del telaio e la metodologia impiegata per l'ottimizzazione della struttura. Da ultimo, verranno illustrate alcune fasi della costruzione del telaio e l'iter di misura sperimentale della rigidezza torsionale di questo.
Il quinto capitolo è dedicato alla descrizione del modello multibody realizzato in Adams/Car, con lo scopo di valutare in maniera preventiva le performance del veicolo. In particolare, si procederà alla descrizione dei sottosistemi che compongono il modello e della procedura sperimentale utilizzata per il calcolo del baricentro del veicolo. Verranno quindi illustrati i risultati delle prove, volte essenzialmente a stabilire i limiti del veicolo in termini di massima accelerazione longitudinale e trasversale che questo può sostenere.
Il modello numerico sviluppato, è stato quindi validato mediante una campagna di test in pista nei quali è stata montato sul veicolo un sistema dati utilizzato per registrare, tra le varie grandezze, le accelerazioni ottenute dal veicolo, che sono quindi state comparate con i risultati numerici.
I risultati estratti mediante il suddetto modello, verranno quindi impiegati in un simulatore di tempo sul giro, sviluppato per la simulazione di veicoli da competizione.

E'questo l'oggetto del capitolo sei, nel quale verrà inoltre descritta la teoria alla base del funzionamento del simulatore e i risultati ottenuti.
Il lavoro si chiude quindi con l'ultimo capitolo, dedicato alle conclusioni e ai possibili sviluppi futuri.

1. LA FORMULA SAE

La *Formula SAE Series* è una competizione indetta dalla Society of Automotive Engineers (SAE) tra tutte le università del mondo, che consiste nella ideazione, progettazione e realizzazione di una monoposto da corsa.
La prima manifestazione, detta Formula SAE, fu fatta nel 1981 in America mentre ora è una serie di 6 competizioni organizzate dalla SAE e dalle sue divisioni nel mondo:

- Formula SAE in Michigan, USA organizzata dalla SAE;
- Formula SAE West in California, organizzata dalla SAE;
- Formula SAE Australasia in Australia, organizzata dalla SAE Australasia;
- Formula SAE Brasil in Brasile, organizzata dalla SAE Brasile;
- Formula Student nel Regno Unito, organizzata dall'IMechE;
- Formula SAE Italy in Italia e organizzata dall'ATA;



Figura 1-1: I loghi di alcuni degli eventi Formula SAE.

1.1. Obiettivi della competizione

Ai fini della competizione il team partecipante deve immaginare di essere una società di engineering, che è stata incaricata da un costruttore esterno di ideare, progettare e fabbricare un prototipo, come valutazione di un modello da produrre in serie. Il mercato di riferimento è quello dei piloti non professionisti del week-end; tuttavia la vettura deve avere ottime prestazioni di handling, di accelerazione e di frenata. Altre caratteristiche del prodotto sono l'economicità, la facilità di manutenzione e l'affidabilità. La sua appetibilità inoltre dipende dall'aspetto estetico, dal confort per il pilota e dalla reperibilità dei pezzi di ricambio in commercio.

Nella valutazione della produzione in serie del prototipo, l'azienda committente deve poter soddisfare una capacità produttiva di 4 macchine al giorno a fronte di un costo di produzione del veicolo che non deve superare i25.000 dollari.

Il team partecipante deve quindi proporre un veicolo che soddisfi al meglio queste specifiche; tutto il veicolo verrà giudicato in sede di gara da una giuria di rappresentanti esperti del mondo automobilistico. A fronte di ciò, le attività del progetto sono sia di carattere più strettamente tecnico (progettazione, prototipazione e assemblaggio dei componenti della vettura, studio e ottimizzazione dei processi di lavorazione, testing della vettura ecc.) che di tipo gestionale-organizzativo (analisi di fattibilità economico-finanziarie, marketing, found raising, implementazione di un sistema di qualità, gestione documentale, comunicazione, ecc).

La competizione Formula SAE si presenta quindi con un carattere fortemente multidisciplinare. A livello regolamentare esistono poche restrizioni normative, che consentono un'ampia flessibilità progettuale sulla vettura, mentre molto più stringenti sono i requisiti da soddisfare dal lato economico. In vista di ciò, la competizione Formula SAE non si propone come una competizione esclusivamente tecnica, bensì vuol far emergere la capacità di sapersi organizzare, di coordinarsi, di lavorare in vista di un obiettivo da raggiungere. Lo spirito inoltre non è agonistico, ma prevalentemente formativo e fortemente collaborativo. Questi requisiti si traducono operativamente nella strutturazione di un team di lavoro ben organizzato e coordinato, con scambio efficiente ed efficace di informazioni al fine di realizzare una vettura completa con architetture tanto semplici quanto affidabili, facilmente ed economicamente realizzabili.

Non meno importante è il fattore tempo. A tale riguardo è da considerare che i limiti temporali del progetto sono dati dalla frequenza della manifestazione, che è annuale. La competizione italiana Formula SAE Italy, si svolgerà ogni anno a fine settembre sul circuito di proprietà Ferrari di Fiorano.

1.2. Estratti fondamentali del regolamento

Il regolamento ufficiale a cui si farà sempre riferimento è quello della Formula SAE consultabile al link:

http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/

In questo paragrafo se ne riportano gli estratti fondamentali per definire meglio l'ambiente operativo in cui si andrà ad agire.

1.2.1. Requisiti e livelli di partecipazione alla competizione

I requisiti del team per la partecipazione alla gara sono:

1. la presenza di studenti universitari laureati o laureandi;
2. la registrazione alla SAE o alle sue divisioni;
3. la patente di guida per il pilota (non professionista).

Gli studenti devono nominare un consulente di facoltà (Faculty Advisor) la cui funzione è esclusivamente quella di rappresentante della facoltà e di interazione tra team e ufficiali di gara.
La partecipazione alla competizione prevede quattro livelli di entrata, in modo da poter permettere ai team debuttanti il completamento del progetto nell'arco di tre anni e consentire lo sviluppo di un processo graduale di tipo educativo e formativo correlato alla competizione. I livelli di entrata sono:
Classe 1: è rivolta ai team che presentano in gara un veicolo completo e marciante, insieme al progetto su carta. Il regolamento definisce questi team come "first year competitor". Per tale categoria vengono assegnati punti su progetto, presentazione, costi (per gli static events) e prove di accelerazione, skidpad, autocross, endurance e consumi per i dynamics events.
Classe 2: è per i team che hanno sviluppato il progetto completo e parte di vettura. Il minimo richiesto per essere ammessi in questa classe è avere il telaio realizzato completamente. Si ricevono punti per progetto, presentazione e costi; in generale più

è completo il veicolo e più si ricevono punti. Per incoraggiare lo sviluppo del progetto continuamente non è possibile partecipare in Classe 2 per due anni consecutivi.

Classe 3: è la classe minore in cui poter entrare nella competizione, rivolta principalmente ai team nuovi. Vengono valutati i progetti, la presentazione e l'analisi dei costi. Come per la classe 2, non si può partecipare per due anni consecutivi in classe 3.

1.2.2. Requisiti generali del veicolo

Si vogliono riportare in questa sezione le caratteristiche principali del veicolo, rimandando ai capitoli successivi l'approfondimento sulle specifiche tecniche e le soluzioni adottate per lo sviluppo della monoposto dell'Università di Roma "Tor Vergata".

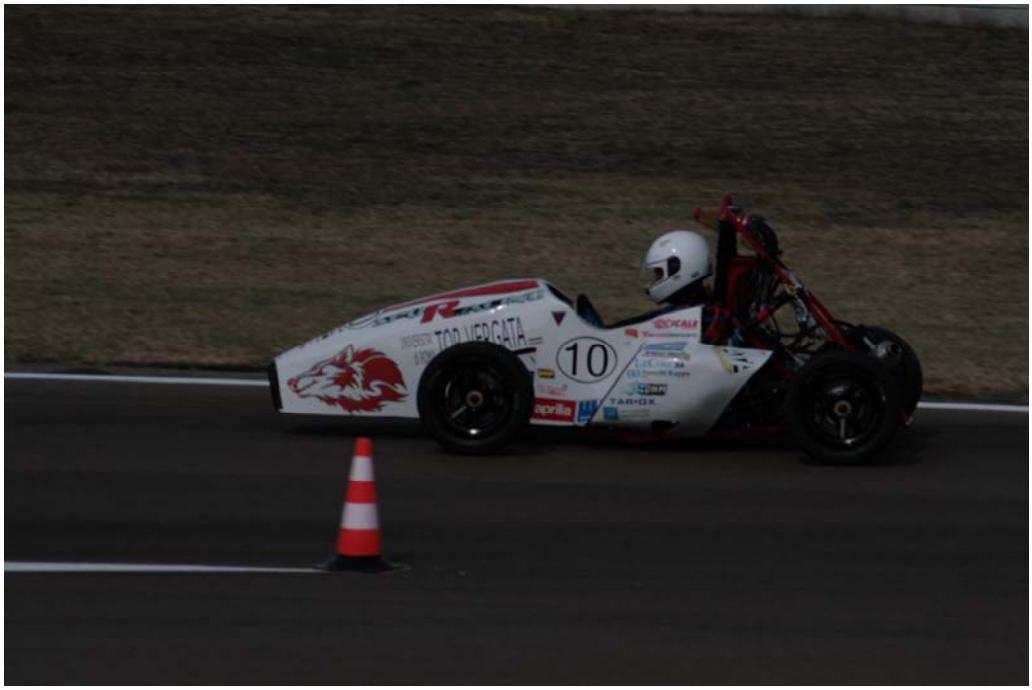


Figura 1-2: La vettura dell'Università di Roma "Tor Vergata".

Il veicolo da realizzare deve possedere i seguenti requisiti:

1. Ruote e abitacolo scoperti.
2. Corpo vettura adatto alla protezione del conducente contro eventuali urti (frontali laterali), ribaltamenti e incendi.
3. Materiali utilizzabili per telaio e sospensioni: acciaio,alluminio e compositi.

4. Passo minimo del veicolo 1525mm (60 pollici).
5. Differenza massima del 25% tra le carreggiate (anteriore e posteriore)
6. Pneumatici da asciutto e da pioggia
7. Sistema di sospensione con ammortizzatori, fronte e retro, ad escursione minima di 50.8 mm (2 pollici).
8. Diametro minimo delle ruote 203,2 mm (8.0 pollici).
9. Sistema di guida agente su almeno due ruote.
10. Sistema frenante agente sulle quattro ruote, o sull'asse posteriore se a
11. differenziale autobloccante.
12. Grossa attenzione ai sistemi di sicurezza come:
    - Fermo motore d'emergenza attivabile tramite interruttore interno all'abitacolo;
    - Impianto luci di frenata (stop);
    - Protezione dal ribaltamento;
    - Protezione da impatto frontale (assicurata da un attenuatore che abbia la capacità di rallentare la macchina entro un limite accettabile, e non penetri nel telaio in caso di impatto);
    - Protezione da impatto laterale;

Per quanto riguarda il propulsore, questo deve essere a 4 tempi e può avere una cilindrata massima di 610 cc. Il requisito regolamentare più importante riguarda il sistema di aspirazione, che prevede l'inserimento tra il condotto di aspirazione e la farfalla di un limitatore (strozzatura di 20mm).
La disposizione dei componenti deve essere Farfalla – Strozzatura – (Compressore) – Motore.
La valvola a farfalla deve essere comandata meccanicamente tramite filo o sistema di leve e sono quindi proibiti i sistemi ETC (electronic throttle control). Sistemi sovralimentati o turbocompressi possono essere usati solo se progettati dagli studenti. Motori originariamente progettati e dotati di questi sistemi non possono partecipare alle competizioni.
Per quanto riguarda il fuel system, il serbatoio può essere di qualsiasi dimensione. Gli elementi che devono per forza essere presenti sono:
- sight tube: tubo trasparente in vista per verificare il livello di carburante;

- linea di livello nel sight tube.

Il sistema di raffreddamento può essere ad acqua pura. Il veicolo deve potersi riavviare da bordo vettura senza assistenza esterna; va quindi prevista la presenza di uno starter.

Per il sistema di scarico, ogni veicolo deve essere dotato di silenziatore mentre lo scarico deve essere orientato in modo tale che il pilota non venga investito dai fumi.

La trasmissione può essere di qualsiasi tipo.

1.3. Le prove da affrontare nella manifestazione

La competizione si compone di due tipologie di prove:

- Prove statiche
- Prove dinamiche

Le caratteristiche sono esposte nelle seguenti tabelle riassuntive:

PROVE STATICHE		PROVE DINAMICHE	
Test	**Punti (Max)**	**Test**	**Punti (Max)**
		Accelerazione	75
Ispezione tecnica	--	Skid Pad	50
Analisi dei costi	100	Autocross	150
Presentazione	75	Economia di carburante	50
Progetto	150	Resistenza	350
TOTALE	325	*TOTALE*	*675*

Tabella 1-1: Le prove della competizione FSAE.

Il punteggio di gara si ottiene sommando i punti nelle varie prove, per cui il massimo ottenibile gareggiando in classe 1 è 1000 punti.

1.3.1. L'ispezione tecnica

L'obiettivo dell'ispezione tecnica è verificare l'idoneità del veicolo al regolamento e se esso, nella sua completezza, soddisfa l'intento della competizione. Un parametro di giudizio molto importante da considerare è che l'intento di violazione è di per sé già considerato violazione.

Una volta superata l'ispezione tecnica e una volta testato il funzionamento il veicolo viene ammesso a partecipare alle prove dinamiche. A parte modifiche o riparazioni, il veicolo deve competere nella condizione in cui il giudice lo ha esaminato ("*as approved condition*").

La procedura e gli strumenti per la verifica di idoneità sono a completa discrezione dell'ispettore tecnico; questi si atterrà al form di ispezione (che è allegato al regolamento) e può inoltre aggiungere nella sua lista qualsiasi altro componente da ispezionare.

Le decisioni del verificatore sono inappellabili e valgono per la sola competizione a cui si partecipa. Alla verifica tecnica il veicolo deve essere completamente assemblato e marciante, quindi può essere verificato anche se il set-up non è stato fatto.

La procedura in generale prevede i seguenti step:

1. Ispezione: ogni veicolo viene ispezionato per verificare il rispetto dei requisiti tecnici, oltre che l'equipaggiamento del pilota e il tempo di uscita dal veicolo (prova di egress);
2. Test di ribaltamento: il veicolo viene posto su un piano e inclinato a 45° e 60°. La prova si considera superata se non c'è perdita di liquidi dal veicolo;
3. Prova di frenata: il veicolo viene fatto accelerare per poi frenare bruscamente. La prova si considera superata se si ha il bloccaggio di tutte le ruote;
4. Prova fonometrica.

Di fondamentale importanza è considerare che il non superamento della prima prova preclude la partecipazione alla seconda e così a seguire. Se il veicolo non passa le prove, il team è tenuto a risolvere il problema e il veicolo deve poi essere reispezionato. I giudici hanno il diritto di reispezionare il veicolo in ogni momento della manifestazione e richiedere ai team qualsiasi modifica per il rispetto della conformità.



Figura 1-3: Un momento dell'ispezione tecnica.

1.3.2. Cost event

L'obiettivo di questa prova è duplice:

- insegnare ai partecipanti che i costi e i budget sono fattori significanti che devono essere presi in considerazione in ogni esercizio ingegneristica;
- conoscere le tecniche di fabbricazione dei componenti che vengono realizzati, ed apprendere a definire i processi di quelli che si è deciso di produrre.

Questo implica che il costo indicato nel report deve mostrare i processi reali usati per costruire il veicolo prototipo. Se poi in produzione di serie questi processi vengono cambiati allora bisogna annotarlo nel cost report che va presentato, in modo da poter essere analizzati separatamente.

L'obiettivo della produzione in serie è produrre 4 vetture al giorno per un periodo indefinito, quindi lo sconto sul volume o il prezzo all'ingrosso non è possibile. Il veicolo non dovrebbe costare più di 25.000$, ma c'è da notare che a questa soglia i primi 30 punti sono già persi (cfr. tabella sotto). I costi non tengono conto di sconti o donazioni, quindi vale il prezzo di vendita al dettaglio.

L'evento di presentazione dell'analisi costi e manufacturing è diviso in 2 parti:

- la preparazione e la sottomissione di un Cost Report, che deve essere inviato ai giudici prima della competizione (un paio di mesi prima).

- la valutazione da parte dei Giudici sia del valore della vettura e dell'abilità nello stimare il costo di fabbricazione del componente.

I punteggi sono cosi ripartiti:

$\frac{30 \cdot (25.000 - Pyour)}{(25.000 - Pmin)}$	**30 punti**	*Costo più basso:* ognuno dei team partecipanti sarà classificato in base al costo pesato che viene dalla distinta base e gli viene assegnato un punteggio da 0 a 30 a seconda della formula a sinistra. *Pyour* è il costo corretto della nostra vettura. *Pmin* è quello più basso della competizione.
	30 punti	*Stesura del cost report:* il punteggio viene assegnato in base alla qualità dell'elaborato, l'accuratezza e la completezza.
	20 punti	*Ispezione Visiva:* All'evento, la macchina viene rivista nei contenuti e viene verificata la fattibilità dei componenti, l'abilità nello stimare il costo di produzione.
	20 punti	*Analisi dei processi di fabbricazione:* Il team deve essere preparato a discutere in dettaglio tutti i processi di lavorazione di 2 dei componenti scelti da una lista.
	100 punti	TOTALE PUNTEGGIO

Tabella 1-2: La composizione dei punteggi nel cost event.

Ad una prima analisi delle caratteristiche richieste dal regolamento, va impostata la progettazione in ottica di costo minimo e va preparato il materiale in modo adeguato.

1.3.3. Presentation event

L'evento presentazione vale 75 punti e si propone l'obiettivo di valutare l'abilità del team a risolvere e sviluppare un business case, in modo da convincere un costruttore o un qualsiasi sponsor ad acquistare il pacchetto veicolo per produrre il prototipo in serie ed aggredire il mercato, che come detto è quello dei piloti non professionisti.

Nella presentazione bisogna immaginare che i giudici siano i clienti a cui si sta vendendo il prodotto e che essi rappresentino quindi i responsabili delle varie aree

funzionali dell'azienda acquirente (produzione, marketing e finanza, engineering, logistica, ecc.).

Le regole principali e i punti sui quali non bisogna fallire, sono:

- aver capito bene qual è il target a cui ci stiamo riferendo;
- avere chiaro l'obiettivo del progetto;
- essere preparati a discutere su tutti i punti (vale il principio dell'iceberg);
- aver chiari i punti su cui convincere;
- rafforzare il messaggio con la conclusione.

La presentazione è in un certo senso un gioco di ruolo in cui ci si deve immedesimare nello scenario imposto dal regolamento, sia come requisito da soddisfare, sia come concetto di veicolo che stiamo proponendo. E' diversa quindi dalla presentazione tecnica della vettura, cioè bisogna convincere che oltre agli ottimi requisiti tecnici, la nostra vettura ha un mercato che può facilmente aggredire grazie a caratteristiche di manutenibilità, affidabilità, facilità d'uso.
Ad esempio si potrebbe dimostrare come l'assemblaggio della plancia guidatore, potrebbe essere venduto come prodotto e quindi ricavato profitto. Da notare che nella presentazione non ci si riferisce alla vettura che partecipa alla competizione come prototipo, bensì viene vista nella prospettiva della produzione di serie. L'evento è cosi organizzato: ci sono dieci minuti di presentazione più cinque minuti di domande.
Le categorie su cui viene dato il punteggio sono:

1. Contenuti
    a. *Mercato/Target Cliente/ Input Progetto:* bisogna dimostrare di aver capito il mercato e il cliente, quindi dimostrare di aver condotto un'analisi di mercato (con interviste, comparazioni, etc.), di aver individuato le fette di mercato da aggredire e di aver ben compreso le esigenze dei consumatori. Riguardo agli input di progetto, occorre descrivere come gli input del mercato e del cliente vengono tradotti in requisiti funzionali della vettura e convincere i giudici della giustezza delle scelte effettuate.

b. *Progetto:* bisogna evidenziare ciò che è stato fatto in termini di sicurezza, reperibilità componenti, costi di proprietà, soffermandosi sui particolari tecnici che realizzano queste caratteristiche. La vettura deve avere USP (Unique Selling Proposition). Vanno inoltre menzionate tutte le tecniche di sviluppo utilizzate, come ad esempio FEM-CAE, FMECA, etc.
c. *Manufacturing:* bisogna argomentare come si passa dalla realizzazione prototipale alla produzione in serie, in termini di processi di lavorazione, strumenti, etc. Occorre inoltre indicare quali componenti sono fuori mercato e vanno quindi realizzati su misura.
d. *Profitti:* quello che occorre dimostrare è che entrambi i contraenti possono trarre beneficio dalla negoziazione del progetto. A tale proposito occorre dimostrare a quanto viene venduto il nostro progetto e in che modo (vendita dei diritti, prezzi costanti, collaborazione continuativa, sviluppi futuri, etc.). In altre parole occorre esporre l'analisi dell'investimento nel progetto, con tutti gli indicatori di redditività del caso (pay-back period, ROI, etc.)

2. Organizzazione

Per organizzazione della presentazione si intende la capacità di esporre organicamente il progetto per non distogliere l'attenzione degli ascoltatori.
Un semplice motto è: "dimmi cosa mi andrai a dire, dimmelo e poi dimmi cosa mi hai detto! ". Essendo un gioco di ruolo bisogna essere professionali e rispettare i tempi.

3. Visual aids

E' importantissimo mostrare la macchina mentre si parla. Le immagini aiutano ma devono essere di aspetto rilevante, meglio poche ma di effetto, sia della vettura che dei progetti. Vanno messi grafici nella presentazione ma solo se essi andranno discussi. Molto apprezzate sono le animazioni ma solo se di grandissimo effetto e non troppo estese perché il tempo è strettissimo. Per mantenere l'attenzione è molto utile preparare delle brochure da distribuire ai giudici e agli ascoltatori.

4. Esposizione

Grande importanza viene attribuita all'esposizione. L'obiettivo è quello di coinvolgere gli ascoltatori, per cui gli aspetti su cui lavorare sono la perfetta conoscenza della presentazione, non parlare velocemente, possibilmente avere delle note a cui fare riferimento, mantenere il contatto visivo con gli ascoltatori.

5. Domande

Le domande a cui si è sottoposti sono almeno 6, di cui due sulla parte di marketing, due sul progetto, 2 sui costi e sul manufacturing. Per ben figurare è bene prepararsi le domande e in caso non si sia in grado di rispondere può intervenire un altro membro del team, o semplicemente dire che daremo la risposta in un altro momento.

1.3.4. Design event

L'obiettivo della valutazione del progetto tecnico è quello di valutare come il team ha impostato la progettazione del veicolo nel rispetto dell'obiettivo imposto dal regolamento e dal mercato di riferimento. Ciò che viene valutato è la scelta progettuale dei componente e l'applicazione di essi al veicolo, quindi ogni componente va giustificato.

La valutazione del progetto tecnico è fortemente cooperativa e va vista come un'occasione fornita agli studenti per esporre la propria esperienza progettuale ma anche come una preziosa opportunità per ricevere preziosissimi feedback sul progetto nell'ottica di miglioramento continuo del progetto negli anni; da non sottovalutare che è una grande parte dei punteggi negli static events (150 su 1000) e che i giudici trovano gratificazione nell'insegnare in questo evento.

Il tempo a disposizione è abbastanza breve, circa 30 minuti, e in vista di ciò va pianificata molto attentamente la presentazione ai giudici, cercando di non trascurare nessun aspetto fondamentale.

La valutazione del progetto avviene secondo l'esame di due documenti principali:

- Il report di progetto (design report);
- Il foglio delle specifiche tecniche (design specification sheet)

Il primo rappresenta la descrizione sintetica delle attività di progetto. Esso deve assolutamente rispettare il formato imposto da regolamento, che impone:

- nome del file con formato #macchina_nome.pdf (ad esempio: 10_Victrix.pdf);
- non più di 4 pagine di testo;
- una pagina con fotografie, disegni di particolari, grafici, risultati di test sperimentali;
- tre pagine con i disegni frontali, laterale e dall'alto della vettura.

Possono essere portati dei documenti di back-up e supplementari che possono essere utili nel caso i giudici richiedano un verifica su un particolare componente. Il report deve contenere:

- Introduzione
- Filosofia di progettazione della vettura
- Metodologie di progettazione (DOE, DFM,DFA, parti universali)
- Tecnologie di fabbricazione
- Attività di test e sviluppo, con risultati sperimentali
- Obiettivi della progettazione (riduzione del peso, massima affidabilità)
- Elenco delle attività sui macroelementi della vettura (secondo la distinzione della BOM.

Il foglio di specifiche tecniche è invece una scheda che riassume tutte le caratteristiche tecniche della vettura e serve ai giudici come sunto, nel momento in cui alla presentazione, si è soggetti alle loro domande. Non può essere modificata la sua struttura.
Sia il report che lo specification sheet vanno consegnati prima della competizione.
Ai fini della valutazione ingegneristica del progetto, i punti fondamentali che vengono giudicati sono:

- Estetica (da 0 a 5 punti)

  Bisogna chiedersi: il veicolo è attraente? Trasmette un concetto di veicolo ad alte prestazioni?
- Dimensionamento meccanico (da 0 a 20 punti)

Il dimensionamento dei componenti sembra corretto? La forma segue la funzione? C'è qualche componente che può svolgere altre funzioni?

- Progetto del telaio (da 0 a 30 punti)

Il progetto della sospensione tiene conto del posizionamento del centro di rollio e dei trasferimenti di carico? Come è stata orientata la progettazione nei confronti dell'handling? Come è stato dimensionato l'impianto frenante? E'stato ottimizzato il peso e l'altezza del centro di rollio?

- Riproducibilità (da 0 a 100 punti)

E' economica la produzione di 1000 unità della vettura? Quanta considerazione è stata data alla manutenibilità e alla facilità di assemblaggio?

- Praticità (da 0 a 15 punti)

E' facile rimuovere il motore? E' facile settare le sospensioni?

- Innovazione (da 0 a 15 punti)

Ci sono componenti innovativi? Questa innovazione aggiunge funzionalità al prodotto?

- Ergonomia, abitacolo e sicurezza (da 0 a 20 punti)

Il veicolo è predisposto ad ospitare una ampia varietà di piloti di diverse taglie? La strumentazione è semplice e facile da usare? Quanta importanza è stata data alla sicurezza del pilota?

- Trasmissione (da 0 a 20 punti)

Il motore ha subito profonde trasformazioni rispetto al sistema di iniezione del carburante, del turbocompressore, in aspirazione e scarico? La trasmissione lavora bene? Come sono stati progettati i comandi pilota?

- Qualità della realizzazione (da 0 a 5 punti)

Finiture, qualità della lavorazione e dei materiali, attenzione ai dettagli, apparenza.

- Penalità (da 0 a 50 punti)

Le penalità sono assegnate a discrezione dei giudici; ad esempio nel caso di uno scarso miglioramento della vettura dall'anno precedente, o se il team non ha ben compreso la vettura.

Tutti questi fattori sono ovviamente da tenersi in considerazione per la gestione della progettazione.

1.3.5. Prova di accelerazione

Consiste nell'accelerazione del veicolo su un rettilineo di 75 metri. Ai fini del risultato viene misurato il tempo impiegato, che però è corretto a seconda delle varie penalità che vengono assegnate. La prova vale 75 punti.



Figura 1-4: La prova di accelerazione (Vettura TV '08).

Il punteggio viene calcolato secondo la formula:

$$punt_acc = 71.5 \times \frac{(\frac{5.8}{Tyour}) - 1}{(\frac{5.8}{T\,\min}) - 1} + 3.5$$

In cui:

- Tyour è il tempo corretto del proprio team;
- Tmin è il miglior tempo della vettura più veloce

Il primo termine è detto "di performance". La massima accelerazione accettabile è 5,8 sec. che corrisponde ad una media di 46,55 Km/hr.
Non è prevista la possibilità di assegnare punti negativi e vengono comunque assegnati 3,5 punti se si va sopra i 5,8 secondi.

1.3.6. Prova di skid-pad

L'obiettivo di questa prova è valutare la performance del veicolo nella percorrenza di una curva a raggio costante. Vale 50 punti.



Figura 1-5: La prova di skid-pad (Vettura TV '07).

Il layout della circuito (Figura 1-6) è a forma di otto, con due cerchi di diametro 15,25 mt i cui centri distano tra loro 18.25 mt.

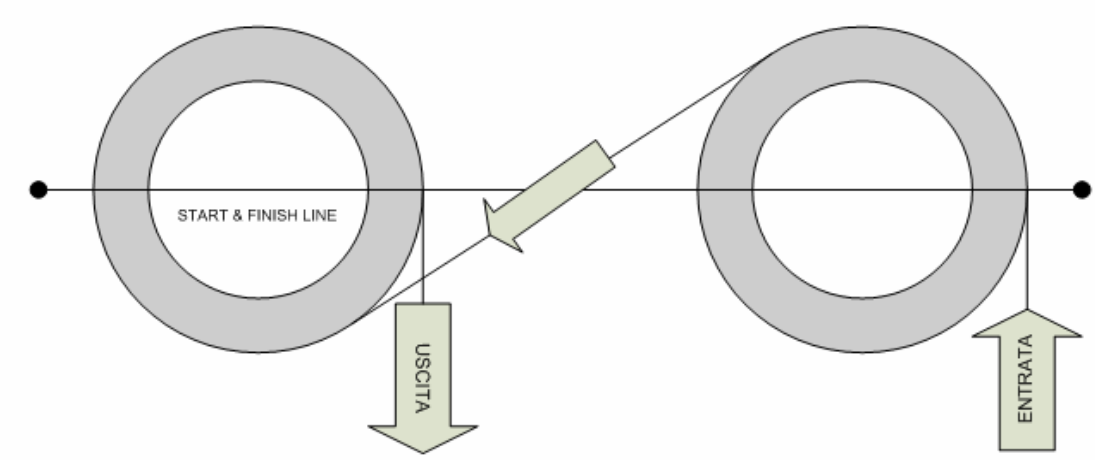


Figura 1-6: Il layout della prova di skid pad.

La procedura di prova prevede l'entrata nel cerchio di destra, un primo giro di stabilizzazione, un altro cronometrato. Poi si passa al cerchio di sinistra e si fa lo stesso, un giro si stabilizzazione e uno cronometrato, poi si esce.

Il calcolo del punteggio prevede :

$$punt_skidpad = 47.5 \times \frac{(\frac{6.184}{Tyour\,\hat{}\,2}) - 1}{(\frac{6.184}{T\,\min\hat{}\,2}) - 1} + 2.5$$

In cui: Tyour è il tempo medio calcolato nei cerchi di sinistra e destra, mentre Tmin si riferisce alla vettura più veloce.
La performance minima richiesta è 0,9g a cui corrisponde un tempo di percorrenza di 6,184 sec. ed una velocità media di percorrenza di 31,3 Km/h.

1.3.7. Prova di autocross

L'obiettivo dell'evento di autocross è quello di valutare la maneggevolezza della vettura in un percorso stretto ma senza l'intralcio delle altre macchine. Le performance valutate sono l'accelerazione, la frenata, la percorrenza curva, ecc.



Figura 1-7: La prova di autocross.

La procedura di gara prevede la percorrenza di due giri completi per ogni guidatore e viene misurato il miglior giro. Le caratteristiche del tracciato prevedono una percorrenza media dai 40 km/hr ai 48 km/hr, inoltre:

- i rettilinei non possono essere più di 60 metri con tornanti in fondo, oppure non più di 45 metri se hanno curve veloci alla fine, ovviamente per limitare la velocità massima nel giro;
- le curve a raggio costante possono andare dai 23 metri ai 45 di diametro;
- i tornanti da un minimo di 9 metri misurati all'esterno della carreggiata;
- sui rettilinei possono essere messi dei coni spaziati da 7,62 mt. a 12,19 mt.;
- sono possibili curve miste, a raggio variabile, chicane, e la carreggiata minima è 3,5 mt.

La lunghezza del tracciato è approssimativamente 0,805 Km (mezzo miglio).
Il punteggio si basa sul miglior tempo corretto, e viene assegnato in base alla formula:

$$punt_autocross = 142.5 \times \frac{(\frac{T\max}{Tyour}) - 1}{(\frac{T\max}{T\min}) - 1} + 7.5$$

Tmin è il miglior tempo corretto assoluto tra tutti i team.
Tmax è il 125% del Tmin, e rappresenta il tempo minimo da battere per poter prendere punti di "performance", ossia la prima parte del secondo membro della formula. Tyour è il proprio miglior tempo, corretto.
Si prendono comunque 7,5 punti anche se non si rientra nel tempo massimo del 125%.

1.3.8. Endurance e fuel economy

La prova di Endurance vale 350 punti ed è studiata per valutare le performance globali della vettura e la sua affidabilità.
La prova di Fuel Economy vale al massimo 50 punti ed è valutata nello stesso evento di endurance. E' chiara quindi l'esigenza di compromesso ingegneristico della prova, tra prestazione e consumo.
Le caratteristiche del tracciato prevedono una percorrenza media dai 48 Km/hr ai 57 Km/hr, con punte di velocità massime che non raggiungono i 105 Km/h. Nel percorso ci sono delle zone per sorpassare stabilite.
Inoltre:

- i rettilinei non possono essere più di 77 metri con tornanti in fondo, oppure non più di 61 metri se hanno curve veloci alla fine, ovviamente per limitare la velocità massima nel giro;
- le curve a raggio costante possono andare dai 30 mt. ai 54 mt. di diametro;
- i tornanti da un minimo di 9 metri misurati all'esterno della carreggiata;
- sui rettilinei possono essere messi dei coni spaziati da 9 mt a 15 mt, per fare degli slalom;
- sono possibili curve miste, a raggio variabile, chichane, ma la carreggiata minima è 4,5 mt.

La prova dura 22 km, durante la quale non è permesso lavorare sul veicolo.
C'è una velocità minima da rispettare, ossia quella che permette di girare entro il 133% del tempo più veloce. Il limite massimo di consumo è 26litri/100km, ossia 3,86 km/litro, valore che determina una penalità di 4 minuti.
Il punteggio viene assegnato come la somma dell'Endurance Time Score e dell' Endurance Finish Score. Il primo è basato sul tempo impiegato dal team, comprese le penalità, comparato al miglior tempo dei più veloci. Inoltre si possono guadagnare i 50 punti del finish score se il tempo impiegato, penalità comprese, è minore o uguale al massimo tempo possibile.
La formula è :

$$punt_endurance = 300 \times \frac{(\frac{T\max}{Tyour}) - 1}{(\frac{T\max}{T\min}) - 1} + 50$$

Se il tempo del proprio team è maggiore del tempo massimo Tmax si prendono zero punti. Inoltre:

- Tmin è il miglior tempo corretto assoluto tra tutti i team;
- Tyour è il proprio miglior tempo, corretto.

Il Tmax è valutato sulla velocità media del 75% del tempo del team più veloce, quindi il 133% del tempo minimo impiegato. Può essere attribuito un valore più alto al Tmax a sola discrezione dei giudici e a causa di particolari condizioni meteo.
Il punteggio per la prova di fuel economy è basata sul quantitativo medio di carburante consumato per chilometro percorso.

$$punt_fuel_econ = 50 \times \frac{(\frac{V\max}{Vyour}) - 1}{(\frac{V\max}{V\min}) - 1}$$

- Vmax equivale al volume massimo pari a 5,72 litri e può essere modificata per rappresentare i 26 litri per 100 km, a seconda della lunghezza del circuito stabilita.
- Vmin è il più piccolo volume di carburante usato nella competizione.
- Vyour è quello del proprio team.

Nel caso in cui si consumi più di 5,72 litri o si impieghi più di 1,33 volte il tempo corretto del miglior team si prendono 0 punti per la prova di fuel.

2. PNEUMATICI

2.1. Struttura dei pneumatici

In tutti i veicoli le forze di controllo e di disturbo applicate al veicolo, ad eccezione delle forze aerodinamiche, si originano in corrispondenza del contatto tra ruote e suolo.
I pneumatici assolvono essenzialmente tre funzioni:

1) Sostengono il veicolo, assorbendo le vibrazioni e gli urti che provengono dalla strada;

2) Sviluppano le forze longitudinali necessarie all'accelerazione e alla frenatura del veicolo;

3) Sviluppano le forze laterali necessarie alla percorrenza di curva.

A livello strutturale una ruota è costituita dal disco e dal cerchio, ed è circondata da un elemento deformabile, costituito dal pneumatico e dalla camera d'aria. che può non essere presente, come nei pneumatici *"tubeless"*, in cui il pneumatico è fissato in maniera ermetica al cerchio e contiene l'aria. Il pneumatico è una struttura complessa, formata da parecchi strati di tessuto gommato con fili di rinforzo che sono numerosi in direzione della trama e molto radi in quella dell'ordito. Il numero di tele, il loro orientamento, la composizione della gomma ed il materiale dei fili possono variare notevolmente: tali variabili costituiscono i parametri che danno a ciascuno pneumatico le sue caratteristiche particolari.

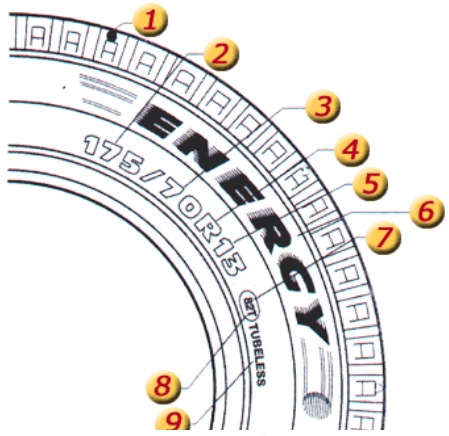


Figura 2-1: Nomenclatura usata nei pneumatici commerciali.

Ogni pneumatico è contrassegnato da un gruppo di tre numeri ed una lettera (ad esempio 6.00-16-4.50E) o da due numeri (ad esempio 155 ER 15). Nel primo caso i numeri indicano l'ampiezza della sezione, il diametro e la larghezza del cerchio in pollici (Figura 2-1), e la lettera il tipo di pneumatico; nel secondo caso i numeri indicano la larghezza della sezione in

millimetri ed il diametro del cerchio in pollici. Una designazione più completa comprende tre numeri e tre lettere, come in P 225/50 SR 15; la prima lettera indica la categoria (ad esempio P indica le autovetture), i primi due numeri indicano la larghezza della sezione in millimetri e il rapporto altezza/larghezza in percentuale, la lettera seguente indica la velocità massima (ad esempio S sta per una velocità massima di 180 km/h), l'ultima lettera indica il tipo di pneumatico (R:radiale, B:cinturato, D:convenzionale o a tele incrociate) e l'ultimo numero il diametro del cerchio in pollici.

Indipendentemente dal loro uso, dal punto di vista strutturale gli pneumatici appartengono a due tipi fondamentali: pneumatici convenzionali e pneumatici radiali, sebbene una specie di categoria intermedia sia costituita dagli pneumatici cinturati (Figura 2-2).

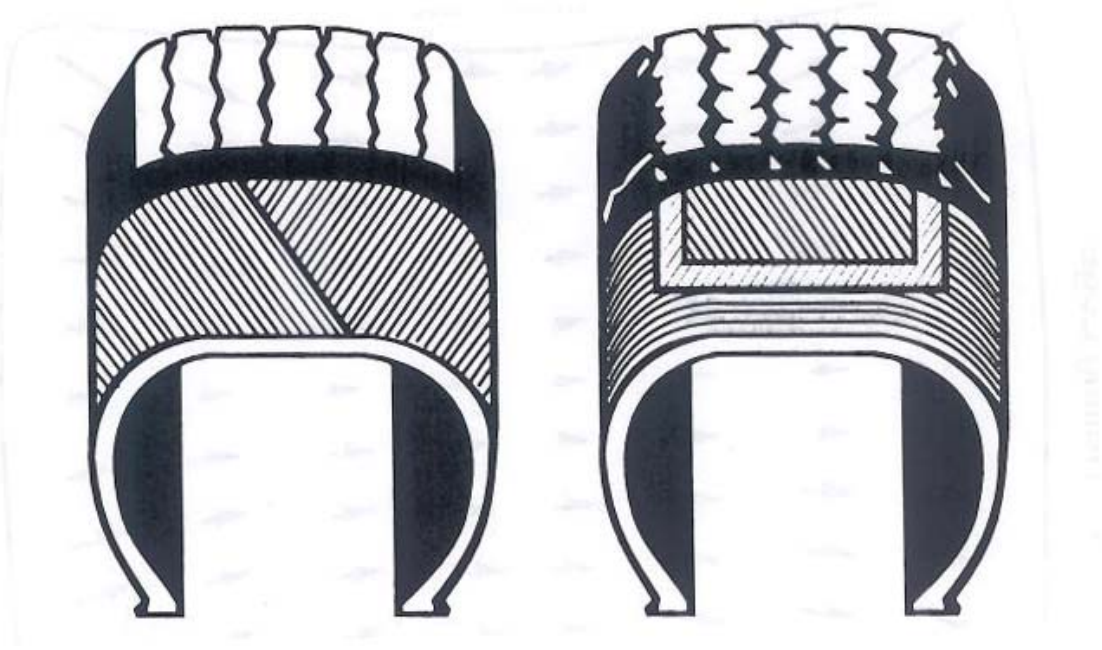


Figura 2-2: Differenze costruttive tra pneumatici convenzionali e radiali [5].

I pneumatici convenzionali sono stati lo standard nell'industria automobilistica americana dei primi anni, fino agli anni '60, quando i vantaggi dei pneumatici radiali (sviluppati in Europa) furono universalmente riconosciuti e accettati.

Nei pneumatici convenzionali la carcassa era formata da un certo numero di tele i cui rinforzi sono posti ad un angolo di 35° - 40° rispetto alla direzione circonferenziale.

Nel caso dei pneumatici cinturati, un certo numero di tele viene posto sotto il battistrada con un angolo piccolo, circa 15° rispetto alla direzione circonferenziale. Questa cintura da al pneumatico una maggiore rigidezza circonferenziale.

I pneumatici radiali (Figura 2-3) sono formati da tele orientate in direzione perpendicolare a quella circonferenziale e da tele di cintura. Questa struttura porta a fianchi più deformabili e ad una fascia battistrada più rigida in direzione circonferenziale.

Come già detto, oggi i pneumatici radiali hanno sostituito quasi completamente quelli di tipo diverso, grazie alle loro prestazioni superiori ed al maggior comfort.

La funzione principale di un pneumatico è quella di distribuire il carico verticale su di un'area sufficientemente grande e di assicurare un'adeguata deformabilità, necessaria per assorbire le irregolarità della strada. È essenziale che la deformabilità nelle diverse direzioni sia distribuita in modo opportuno; come già detto, uno pneumatico radiale, ad esempio, è molto deformabile in direzione verticale, a causa della bassa rigidezza dei fianchi, mentre è molto rigido in direzione circonferenziale a causa delle tele di cintura. L'elevato comfort di marcia e le buone caratteristiche di generazione di forze laterali degli pneumatici radiali sono direttamente legate a questa distribuzione di rigidezza.

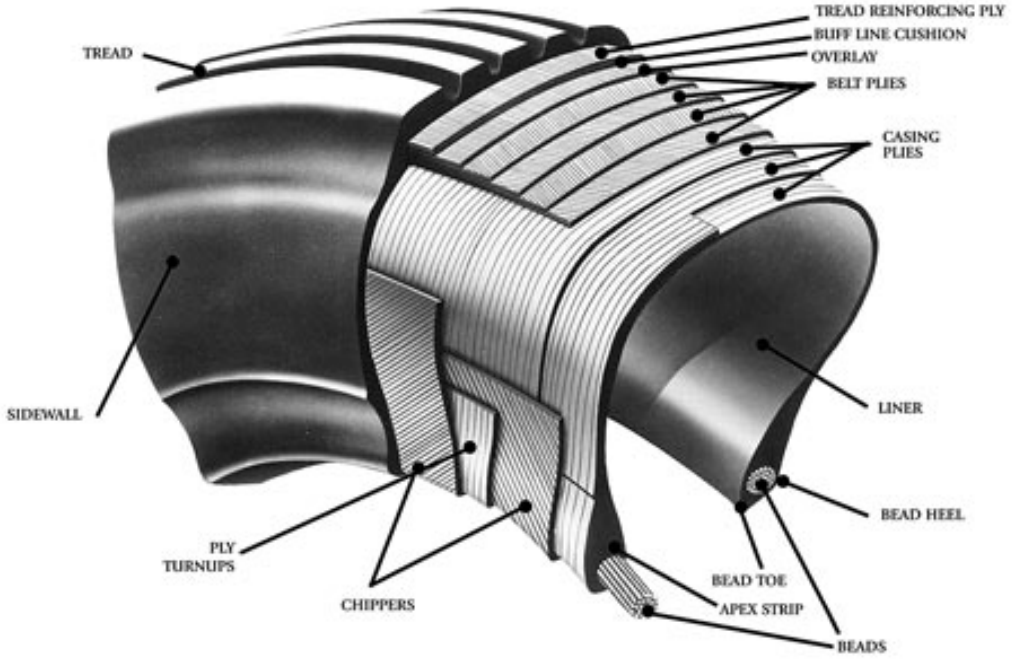


Figura 2-3: Struttura di un pneumatico radiale [32].

Di contro, un pneumatico convenzionale, sebbene più rigido lateralmente rispetto ad uno radiale, presenta il problema dello scorrimento laterale delle tele durante la percorrenza di curva, con conseguente sovraccarico del lato esterno. Inoltre, un pneumatico convenzionale soffre di una grande distorsione della zona di contatto durante il rotolamento, con conseguente decremento delle prestazioni (Figura 2-4).

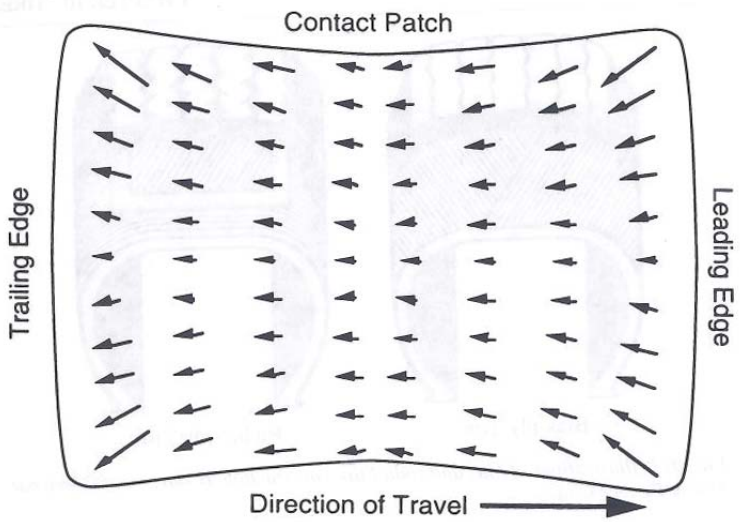


Figura 2-4: La deformazione della zona di contatto in un pneumatico convenzionale [5].

2.2. Terminologia e sistema di riferimento

Per lo studio delle caratteristiche e del funzionamento dei pneumatici, è utile introdurre un sistema di riferimento. Il sistema di riferimento convenzionalmente utilizzato per la descrizione dei pneumatici è il sistema di riferimento SAE (Figura 2-5).

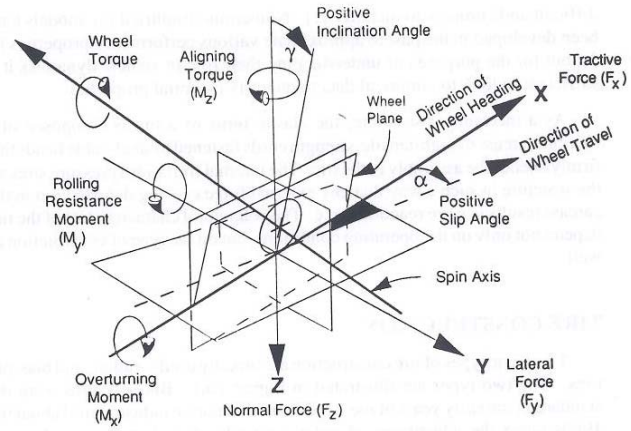


Figura 2-5: Sistema di riferimento SAE [5].

In tale sistema di riferimento, l'asse X è definito dall'intersezione tra il piano della ruota e il piano della strada, con la direzione positiva orientata nel senso di marcia.
L'asse Z è orientato ortogonalmente al piano stradale, con direzione positiva verso la strada. L'asse Y è nel piano della strada, e la sua direzione consegue dall'applicazione della regola della mano destra.
Le seguenti definizioni sono utili per la descrizione dei pneumatici:

- Piano della ruota: piano centrale della ruota, normale all'asse di rotazione;
- Centro ruota: intersezione tra l'asse di rotazione e il piano della ruota;
- Centro di contatto: intersezione tra il piano della ruota e la proiezione dell'asse di rotazione sul piano ruota;
- Raggio sotto carico: distanza tra il centro di contatto e il centro ruota, misurato nel piano ruota;
- Forza longitudinale (Fx): è la componente della forza agente sul pneumatico, nel piano della strada e parallela all'intersezione del piano ruota con il piano della strada. La componente di questa forza lungo la direzione di marcia prende il nome di forza di trazione;
- Forza laterale (Fy): è la componente della forza agente sul pneumatico nel piano della strada, diretta ortogonalmente all'intersezione tra il piano ruota e il piano della strada;
- Forza normale (Fz): è la componente della forza agente sul pneumatico diretta ortogonalmente al piano della strada. Per come è definita, la forza normale ha sempre magnitudine negativa. Il carico verticale è invece l'opposto della forza normale, ed è quindi sempre positivo;
- Momento di ribaltamento (Mx): è il momento agente sul pneumatico, nel piano della strada e parallelo all'intersezione tra il piano ruota e il piano della strada;
- Momento di resistenza a rotolamento (My): è il momento agente sul pneumatico, nel piano della strada e normale all'intersezione tra il piano della ruota e il piano della strada;
- Momento di auto allineamento (Mz): è il momento agente sul pneumatico, nel piano della strada e normale al piano della strada;

- Angolo di deriva (α): è l'angolo compreso tra la direzione della ruota e la direzione di marcia. Un angolo di deriva positivo corrisponde a un pneumatico che si muove verso destra mentre avanza lungo la direzione frontale;
- Angolo di campanatura (γ): è l'angolo compreso tra il piano ruota e la verticale. Un angolo di campanatura (camber) positivo corrisponde ad un pneumatico la cui sommità sporge verso l'esterno del veicolo.

2.3. Raggio di rotolamento

Consideriamo una ruota che rotola su di una strada piana, senza che a questa sia applicato un momento frenante o traente, e che abbia il piano di simmetria perpendicolare alla strada. Mentre per una ruota rigida di raggio R in rotolamento puro si possono mettere in relazione la velocità di avanzamento e la velocità angolare semplicemente come $V=\omega R$, per una ruota pneumatica, e quindi deformabile, si definisce il raggio di rotolamento effettivo, R_e come il rapporto tra V ed ω:

$$R_e = V / \omega$$

Poiché il contatto ruota-suolo è ben lontano dall'essere un contatto puntiforme e poiché la fascia del battistrada è deformabile anche in direzione circonferenziale, il raggio R_e non coincide né con il raggio sotto carico R_l né con quello indeformato R, ed il centro di rotazione non coincide con il centro del contatto A (Figura 2-6).

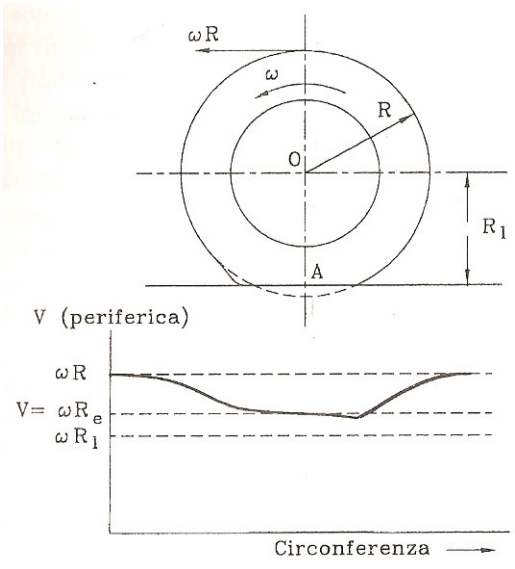


Figura 2-6: Velocità periferica di una ruota pneumatica in rotolamento [2].

Per via delle deformazioni longitudinali della fascia battistrada, la velocità periferica di questa varia periodicamente: rallenta quando ci si avvicina al punto di ingresso nella zona di contatto, al centro di questa assume lo stesso valore di velocità presente nel centro ruota e accelera nuovamente all'uscita dall'area di contatto, ritornando al valore originario, ωR.

Come conseguenza di questo meccanismo, la velocità di rotazione di una ruota pneumatica è minore di quella di una ruota rigida con lo stesso raggio sotto carico R_l, che trasli alla stessa velocità:

$$R_l < R_e < R$$

Il centro di rotazione della ruota si viene quindi a trovare poco al di sotto del piano stradale.

Per via della loro bassa rigidezza verticale, gli pneumatici radiali hanno un raggio sotto carico R_l minore di quello degli pneumatici convenzionali con uguale raggio R, ma il raggio di rotolamento R_e è più vicino al raggio indeformato, dato che la fascia battistrada è circonferenzialmente più rigida. Ad esempio in uno pneumatico non convenzionale R_e può essere circa il 96% di R mentre R_l è il 94% ; in uno pneumatico radiale R_e e R_l possono essere rispettivamente il 98% e il 92% di R.

2.4. Meccanica della generazione delle forze di contatto

Le forze in un pneumatico non sono applicate in un punto, ma sono le risultano da una distribuzione di sforzi normali e tangenziali che scaturisce su un'area di contatto.

La distribuzione di pressione in un pneumatico non è uniforme ma varia lungo le direzioni X e Y. Durante il rotolamento, generalmente non è simmetrica lungo l'asse Y ma tende ad essere più elevata nella zona anteriore dell'area di contatto. Questi fenomeni sono illustrati nella Figura 2-7.

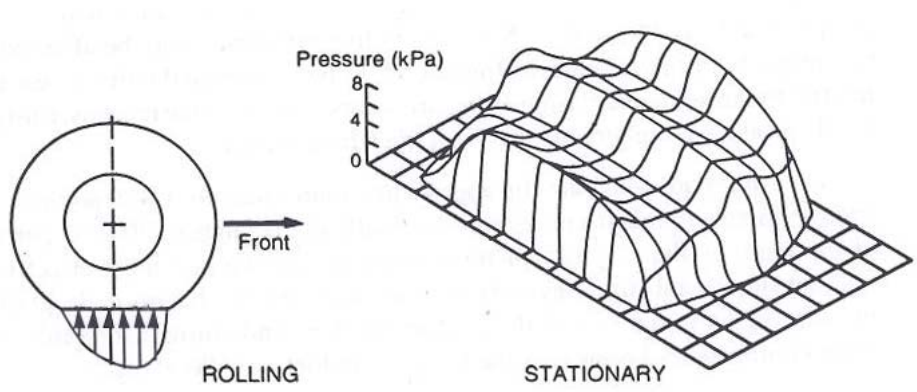


Figura 2-7: Distribuzione di pressione in un pneumatico in rotolamento e in uno fermo [5].

A causa della visco-elasticità del pneumatico, la deformazione della sezione anteriore del pneumatico fa si che la risultante delle forze di pressione verticali non passi per il centro ruota, ma sia spostato in avanti, generando la resistenza di rotolamento (cfr. par. 2.5). Quando il pneumatico rotola lungo la strada, sia le forze di trazione che quelle laterali sono generate da forze di taglio. Ogni elemento del battistrada esercita uno sforzo di taglio che, integrato sull'area di contatto, è uguale alla forza di trazione o laterale esercitata dal pneumatico.

I meccanismi responsabili dello sviluppo di sforzi all'interfaccia tra ruota e strada sono essenzialmente due, come illustrato in Figura 2-8.

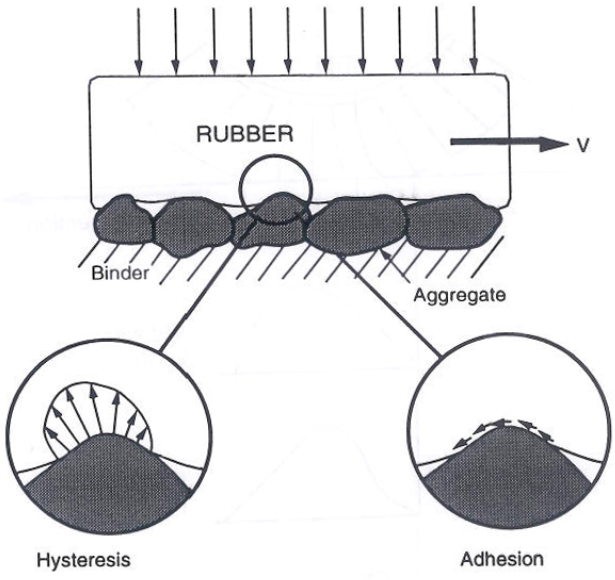


Figura 2-8: Meccanismi di interazione tra ruota e strada [5].

L'adesione superficiale si genera dai legami intermolecolari tra la gomma e l'asfalto. Questo fenomeno è prevalente in condizioni di strada asciutta, ma è ridotto sostanzialmente in condizioni di strada bagnata.
Il meccanismo di isteresi invece è responsabile della dissipazione di energia all'interno della gomma. Questo meccanismo non è suscettibile di variazione con strada bagnata, per cui una miglior trazione si riesce ad ottenere su questo tipo di strada con pneumatici costruiti con gomme ad alta isteresi.
Sia l'adesione che l'isteresi dipendono comunque da una piccola quantità di slittamento che si verifica all'interfaccia.

2.5. Resistenza di rotolamento

Consideriamo una ruota in rotolamento su di una superficie piana. Se la ruota e la strada fossero perfettamente indeformabili, non ci sarebbe alcuna resistenza e di conseguenza nessuna necessità di esercitare una forza di trazione.
Tuttavia, nella realtà non esistono corpi perfettamente rigidi e sia la strada che la ruota sono soggetti a deformazioni nella zona di contatto: durante il moto nuovo materiale entra continuamente in questa zona ed è deformato, per tornare alla sua forma iniziale quando se ne allontana. Per produrre questa deformazione è necessario spendere una certa quantità di energia che non viene del tutto recuperata alla fine della zona di contatto a causa dello smorzamento interno del materiale.
Questa dissipazione di energia è ciò che causa la resistenza di rotolamento. È dunque chiaro che essa aumenta all'aumentare delle deformazioni e, soprattutto, al diminuire del ritorno elastico. Una ruota d'acciaio su di una rotaia di acciaio ha una resistenza al rotolamento inferiore rispetto ad una ruota pneumatica ed il moto su di una superficie deformabile causa una resistenza maggiore di quello su di una superficie rigida.

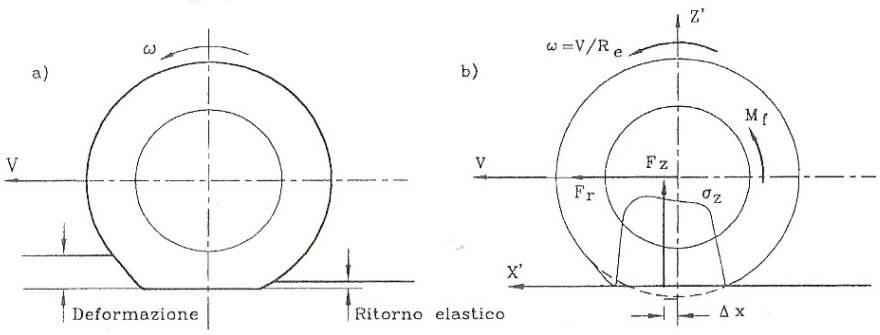


Figura 2-9:(a) Ruota in rotolamento su di una superficie deformabile; deformazione del suolo e ritorno elastico. (b) Forze F_z ed F_T e pressione di contatto σ_z in una ruota in rotolamento [2].

Quindi, secondo questo punto di vista, una ruota che si muove su di una superficie deformabile è sempre nella situazione di una ruota che cerca di risalire da una buca che essa stessa ha scavato (Figura 2-9a).

Nel caso di ruote pneumatiche in rotolamento su asfalto o su cemento, le deformazioni sono localizzate quasi esclusivamente nella ruota ed il fenomeno è dominato dall'energia dissipata negli pneumatici. Altri meccanismi, come piccoli strisciamenti tra ruota e suolo, la resistenza aerodinamica sul disco e l'attrito nel perno sono responsabili di un piccolo contributo alla resistenza totale, dell'ordine di pochi percento.

La distribuzione delle pressioni, che a ruota ferma era simmetrica rispetto a centro della zona di contatto, come già detto nel paragrafo precedente, diventa asimmetrica quando la ruota è in rotolamento; la risultante F_z quindi si sposta in avanti (Figura 2-9b) producendo una coppia M_y=-F_z Δx rispetto all'asse di rotazione. La resistenza al rotolamento è dovuta a questa coppia insieme al contributo della resistenza aerodinamica e di altri parametri. I suddetti due modi di vedere la resistenza di rotolamento sono equivalenti dal momento che la risultante F_z è spostata in avanti verso il centro di contatto, a causa della dissipazione di energia che ha luogo nelle parti deformate della ruota ed eventualmente del suolo.

Per mantenere in rotazione una ruota folle è necessaria una forza nel punto di contatto ruota – suolo e pertanto si usa una parte della trazione disponibile: sulla ruota folle, per fornire una coppia che equilibri il momento totale M_y , e sulla ruota motrice, che deve fornire una forza traente per vincere la resistenza di rotolamento della ruota folle.

Sulle ruote motrici la coppia necessaria per vincere il momento resistente è applicata direttamente attraverso i semiassi. La resistenza di rotolamento delle ruote motrici non implica forze in direzione *X '* che agiscono nel contatto ruota – suolo e non fa uso della trazione disponibile. Questo è particolarmente importante nel moto su terreno deformabile, che è caratterizzato di solito da un'elevata resistenza di rotolamento ed una bassa trazione: se tutte le ruote sono motrici, la resistenza di rotolamento può essere vinta direttamente dalla coppia motrice; se alcune ruote non sono motrici, la trazione che le ruote motrici possono fornire può non essere sufficiente per vincere la resistenza delle ruote folli ed il moto può risultare impossibile anche su una strada piana.

Se consideriamo una ruota folle in rotolamento su strada piana con il suo piano medio coincidente con il piano *X ' Z '* (fig. 3.9b). Se si assume che sulla ruota non sia applicato altro momento traente o frenante oltre al momento M_f dovuto alla resistenza aerodinamica e all'attrito del perno, l'equazione di equilibrio in condizioni stazionarie, risolta nella resistenza di rotolamento F_r , è

$$F_r = \frac{-F_z \Delta x + M_f}{R_l}$$

Si nota che la resistenza di rotolamento F_r ed il momento resistente M_f *sono negativi.*

Nel caso della ruota motrice, in luogo del momento frenante M_f è necessario scrivere la differenza tra il momento motore applicato alla ruota ed il momento resistente $M_m - \left| M_f \right|$. Se tale differenza è positiva e maggiore di $F_z \Delta x$, la forza X_r risulta positiva: la ruota esercita una trazione.

Tuttavia, la relazione sopra esposta ha una limitata utilità pratica per le difficoltà che si incontrano nella determinazione di Δx e M_f . Molto più spesso quindi, nella pratica, la resistenza di rotolamento si esprime come:

$$F_r = -fF_z$$

dove il coefficiente di rotolamento *f* deve essere misurato sperimentalmente. Il segno negativo che compare nella relazione è dovuto al fatto che per tradizione *f* viene assunto positivo.

Il coefficiente di rotolamento *f* dipende da un gran numero di parametri, quali la velocità di marcia *V* , la pressione di gonfiaggio *p* , il carico F_z gravante sulla ruota, le dimensioni della ruota e della zona di contatto, la struttura ed il materiale costituente il pneumatico, la temperatura, la natura e le condizioni della strada ed infine le forze F_x e F_y che la ruota esercita sul terreno.

Il coefficiente di rotolamento *f* cresce in generale al crescere della velocità di marcia *V* del veicolo, dapprima molto lentamente, poi in misura molto marcata (Figura 2-10).

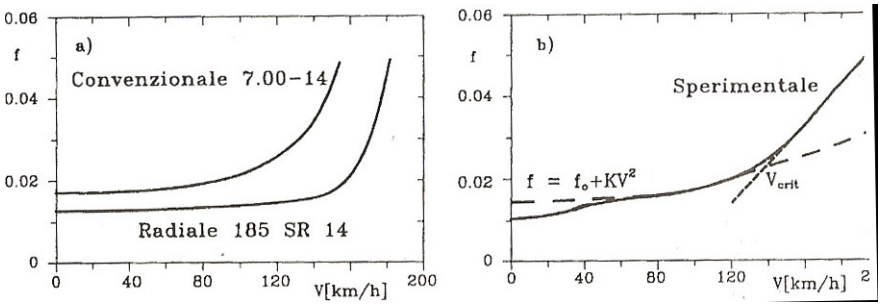


Figura 2-10: Andamento del coefficiente di rotolamento in funzione della velocità [2].

$$f = \sum_{i=0}^{n} f_i V^i$$

In generale due termini della relazione soprastante sono sufficienti per approssimare in modo soddisfacente l'andamento sperimentale di *f(V)*, almeno sino al valore della velocità al quale il coefficiente di rotolamento inizia a crescere in misura molto marcata (Figura 2-10). Si può usare la seguente espressione

$$f = f_0 + KV$$

oppure

$$f = f_0 + KV^2$$

E' bene sottolineare che i valori di f_0 e *K* vanno ricavati caso da prove sperimentali; Per il pneumatico di Figura 2-10, in quelle condizioni di prova, si ottiene, f_0=0.013, *K* =6.5x10^{-6} s^2/m^2.

La velocità alla quale la curva *f(V)* presenta un ginocchio viene generalmente indicata come velocità critica del pneumatico. La presenza di una velocità critica nel comportamento degli pneumatici può essere agevolmente spiegata dai fenomeni vibratori che si verificano negli pneumatici ad alta velocità. In Figura 2-11 sono

riportate alcune fotografie di pneumatici in rotolamento contro un rullo ad elevata velocità.

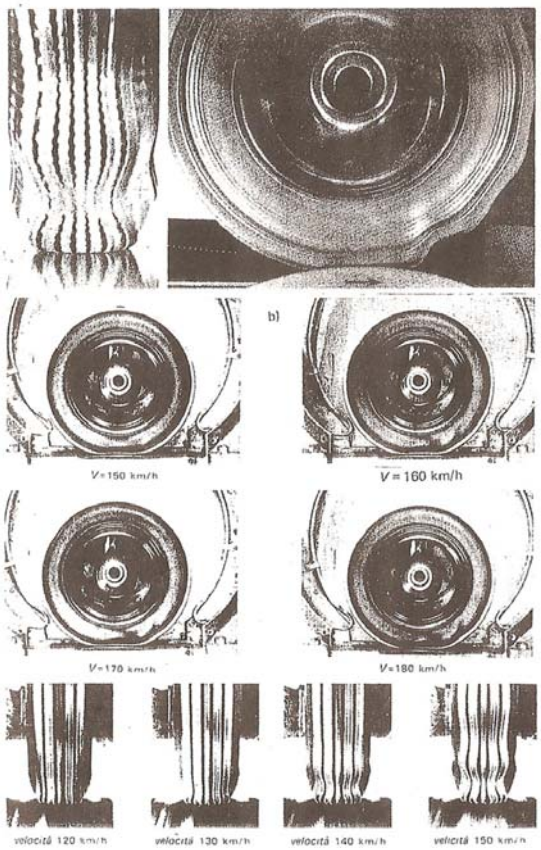


Figura 2-11: Onde stazionarie in pneumatici ad elevata velocità [2].

Sono chiaramente visibili le onde stazionarie che si propagano dalla zona di contatto lungo la circonferenza del pneumatico, che vibra sia nel suo piano che in direzione trasversale.

L'aumento di resistenza di rotolamento che si osserva in concomitanza dell'apparire delle vibrazioni del pneumatico, e principalmente delle vibrazioni che avvengono nel piano del pneumatico, si spiega con l'osservazione che la loro lunghezza d'onda è pari circa alla lunghezza della zona di contatto (Figura 2-12).

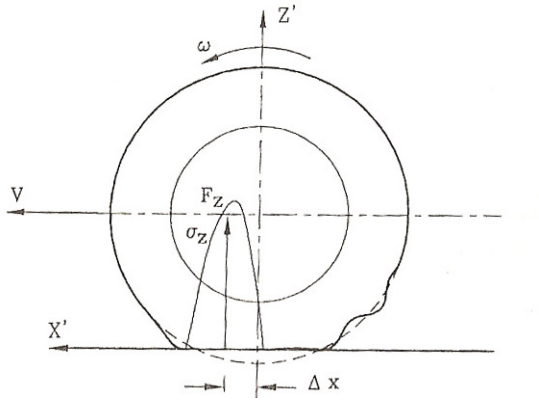


Figura 2-12: Onde stazionarie in uno pneumatico al di sopra della velocità critica - Distribuzione delle pressioni di contatto [2].

Nella parte posteriore della zona di contatto il pneumatico tende quindi a staccarsi dal terreno o, quanto meno, a diminuire la sua pressione su di esso. Le pressioni normali si concentrano quindi nella parte anteriore della zona di contatto e la loro risultante si sposta in avanti, causando così un aumento del momento $F_z \Delta x$.

La velocità critica del pneumatico, cioè quella velocità alla quali i fenomeni vibratori iniziano a manifestarsi, deve essere considerata come la velocità alla quale il pneumatico cessa di funzionare in modo regolare e quindi non dovrebbe essere superata nel normale uso del veicolo. Al di sopra della velocità critica infatti si hanno notevoli surriscaldamenti del pneumatico dovuti principalmente all'isteresi del materiale: gran parte dell'incremento della potenza necessaria all'avanzamento viene dissipata all'interno degli pneumatici, causando un aumento di temperatura che può portare in breve tempo alla distruzione degli pneumatici stessi.

Dato che il valore della velocità critica è influenzato da molti fattori, tale valore costituisce uno dei parametri che devono essere presi in considerazione nella scelta degli pneumatici per ogni particolare veicolo.

2.6. Forze scambiate in direzione longitudinale

Consideriamo una ruota in rotolamento alla quale venga applicata una coppia frenante M_b. Le distribuzioni delle pressioni normali e tangenziali che risultano dall'applicazione del momento frenante sono schematizzate in Figura 2-13.

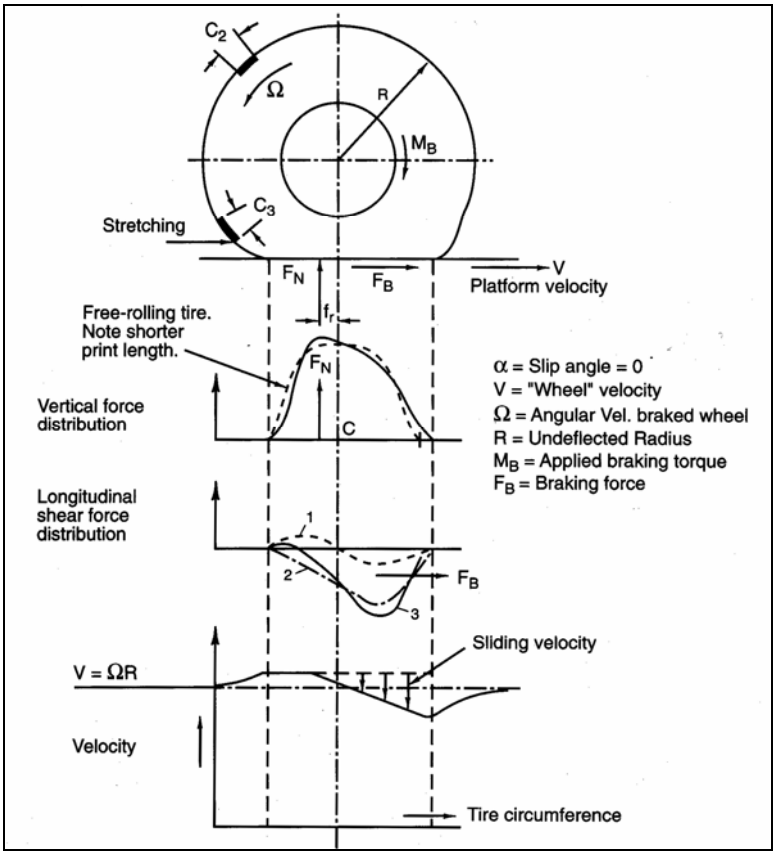


Figura 2-13: Distribuzione di forze e velocità di scorrimento lungo la lunghezza di contatto di un pneumatico sottoposto ad un momento frenante Mb [1].

Gli elementi della fascia battistrada che entrano in contatto con il suolo risultano in tensione mentre nel caso del rotolamento puro erano in compressione.

La velocità periferica della ruota (relativa al suo centro) con cui la fascia battistrada entra in contatto con il suolo $\omega R_e^{'}$ è quindi maggiore della velocità periferica ωR della ruota indeformata. Il raggio di rotolamento $R_e^{'}$, che nel caso di rotolamento puro era R_e, compreso tra R_1 ed R si sposta verso R e , al crescere di M_f, diviene maggiore di R .

Il centro di istantanea rotazione di conseguenza si porta ad una maggiore profondità al di sotto della superficie stradale (Figura 2-14). La velocità angolare della ruota

ω risulta minore di quella che caratterizza il rotolamento puro (ω_0=*V*/R_e). si può così definire uno scorrimento longitudinale σ della ruota come

$$\sigma = \frac{\omega}{\omega_0} - 1 = \frac{u}{V}$$

dove *u* è la velocità di spostamento della zona di contatto sul suolo.

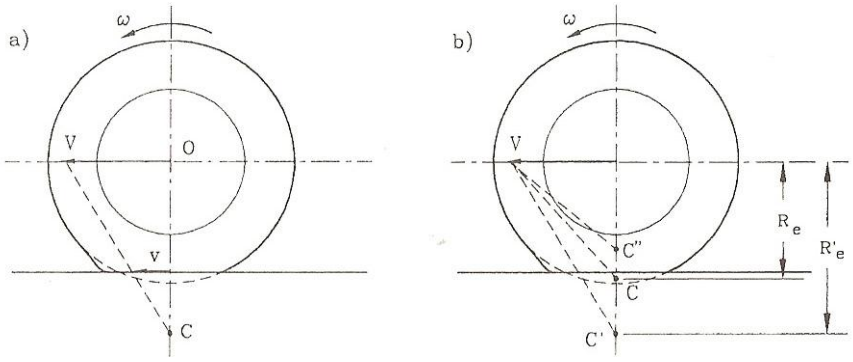


Figura 2-14: a)Ruota in frenata, posizione centro istantanea rotazione; b) posizione IC in rotolamento puro (C), frenata (C') e accelerazione (C'') [2].

Se invece di essere frenata, la ruota è motrice (Figura 2-15), la parte anteriore della zona di contatto è compressa invece di essere tesa (Figura 2-14). Il valore del raggio di rotolamento $R_e^{'}$ è inferiore a quello che caratterizza il rotolamento puro e di solito è minore di R_l ; la velocità angolare della ruota è maggiore di ω_0.

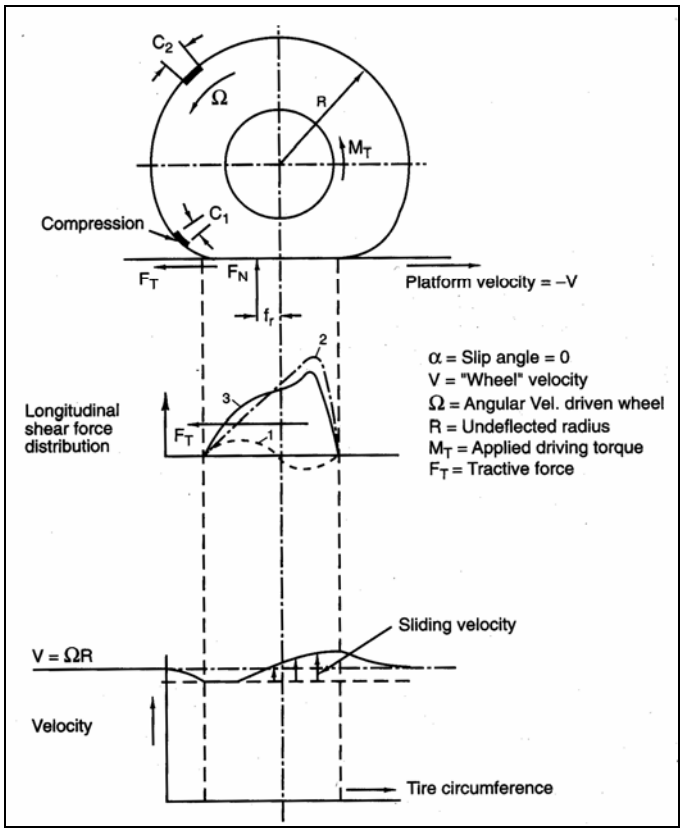


Figura 2-15: Distribuzione di forze e velocità di scorrimento lungo la lunghezza di contatto di un pneumatico sottoposto ad un momento traente Mt [1].

Lo scorrimento sopra definito è positivo in trazione e negativo in frenata.

In prima approssimazione si può ritenere che la forza F_x sia proporzionale, a parità di scorrimento σ, al carico normale F_z , per cui si può definire un coefficiente di aderenza longitudinale:

$$\mu_x = \frac{F_x}{F_z}$$

In Figura 2-16 è riportato l'andamento qualitativo di μ_x con σ. Sul grafico si possono individuare due valori notevoli di μ_x : il valore di picco μ_p ed il valore μ_s che caratterizza lo slittamento puro.

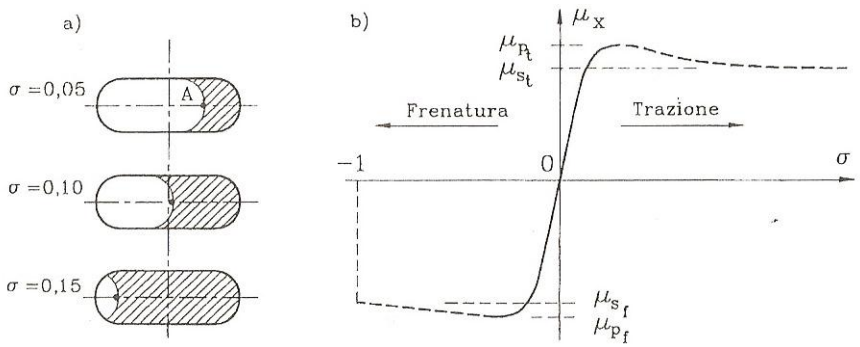


Figura 2-16: Coefficiente di aderenza longitudinale in funzione dello scorrimento [2].

Il primo valore caratterizza il massimo dell'aderenza in trazione o in frenatura. In quest'ultimo caso di solito si riporta in generale il valore assoluto di μ_p. I valori di μ_s caratterizzano l'aderenza in slittamento.

Questi valori dipendono essenzialmente dalla velocità e dalle condizioni della strada, e si riducono in condizioni di strada bagnata o sporca.

Un'ottima approssimazione della forza longitudinale Fx (ma anche di Fy e di Mz) in funzione dell'angolo di slittamento è rappresentata dalla "magic formula" di H.B. Pacejka, in cui queste quantità sono espresse in funzione della forza normale, Fz, dello slittamento, σ, dell'angolo di deriva, α, e dell'angolo di camber, γ.

L'equazione che dà la forza longitudinale F_x, in funzione dello scorrimento σ, è:

$$F_x = D\sin\left(C\arctan\left\{B(1-E)(\sigma+S_h)+E\arctan\left[B(\sigma+S_h)\right]\right\}\right)+S_v$$

dove B, C, D, E, S_v e S_h sono sei coefficienti che dipendono dal carico e dall'angolo γ. Essi devono essere ottenuti sperimentalmente e non hanno alcun significato fisico diretto. In particolare, S_v e S_h sono stati introdotti per consentire valori non nulli di F_x quando σ=0.

Il coefficiente D dà direttamente il valore massimo di F_x , tranne che per l''effetto di S_v

. I valori dei coefficienti sono espressi in funzione di un certo numero di coefficienti b_i che possono essere considerati come caratteristici del pneumatico, ma dipendono anche dalle condizioni della strada e dalla velocità.

$$C = b_0 \qquad D = \mu_p F_z$$

dove per b_0 si suggerisce un valore di 1,65 e

$$\mu_p = b_1 F_z + b_2 \qquad BCD = \left(b_3 F_z^2 + b_4 F_z\right)e^{-b_5 F_z}$$

$$E = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8 \qquad S_h = b_9 F_z + b_{10} \qquad S_v = 0$$

L'importanza del modello di Pacejka è legato soprattutto al fatto che i costruttori di pneumatici tendono sempre di più a indicare le prestazioni dei loro pneumatici fornendo i coefficienti che devono essere introdotti in tale formula e nelle analoghe espressioni per la forza di deriva e per il momento di autoallineamento. Se questa tendenza andrà consolidandosi, la "magic formula" finirà per essere un modello semplice ed accurato per il comportamento del pneumatico e, cosa più importante, un modello per cui sarà possibile ottenere facilmente i dati.
In Figura 2-17 è riportato il plot della relazione di Pacejka per la forza longitudinale, in funzione dello scorrimento longitudinale.

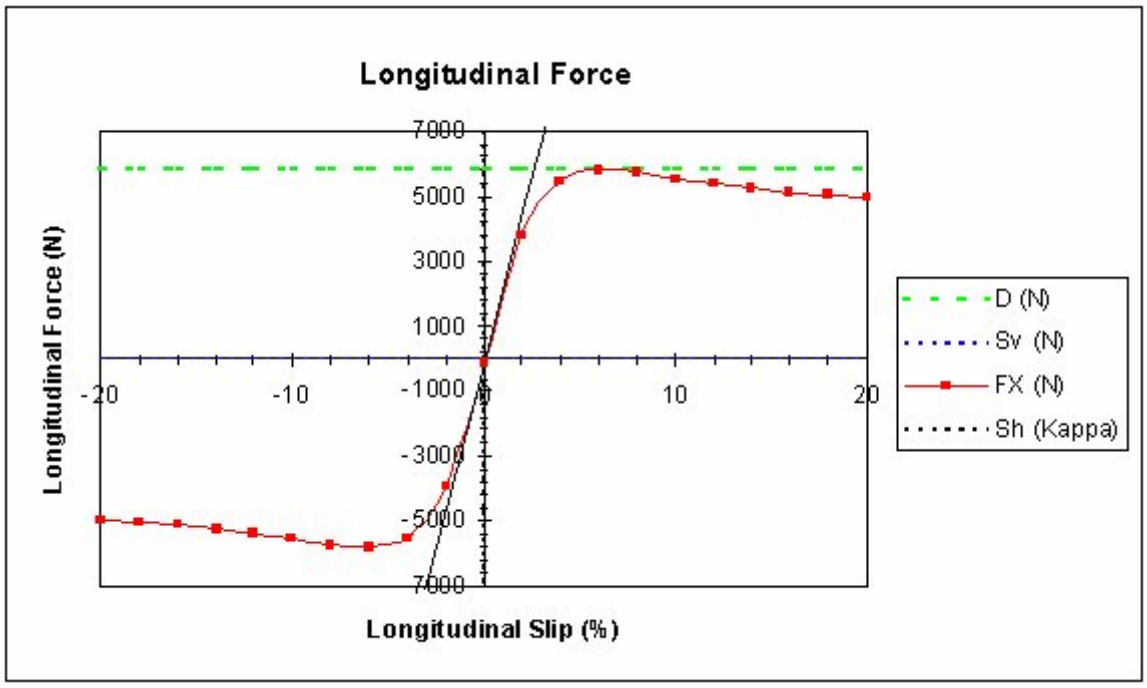


Figura 2-17: Magic formula di Pacejka per la forza longitudinale [37].

2.7. Forze scambiate in direzione laterale

Nel paragrafo precedente era chiaro che uno pneumatico può esercitare forze longitudinali soltanto in presenza di deformazioni nella fascia battistrada e di uno scorrimento longitudinale non nullo. Allo stesso modo la generazione di forze di deriva non può essere compresa se non si fa riferimento a deformazioni laterali del pneumatico ed al suo angolo di deriva: la generazione di forze tangenziali nel contatto ruota – suolo è direttamente legata a deformabilità del pneumatico.

Il fatto che la ruota abbia un angolo di deriva, cioè non sia in rotolamento puro, non vuol dire che nella zona di contatto il pneumatico strisci sulla strada: anche in questo caso, come si è visto per le forze longitudinali, la deformabilità del pneumatico permette alla fascia battistrada di muoversi relativamente al centro della ruota, con la stessa velocità del suolo. Tuttavia è possibile che ci siano alcuni strisciamenti localizzati tra la ruota e la strada e, con l'aumento dell'angolo di deriva, essi divengono sempre maggiori, sino a quando tutta la ruota si trova in vero e proprio strisciamento.

Se la velocità del centro della ruota non giace nel piano medio della stessa, cioè se la ruota si muove con un angolo di deriva α , la forma della zona di contatto risulta notevolmente distorta (Figura 2-18)

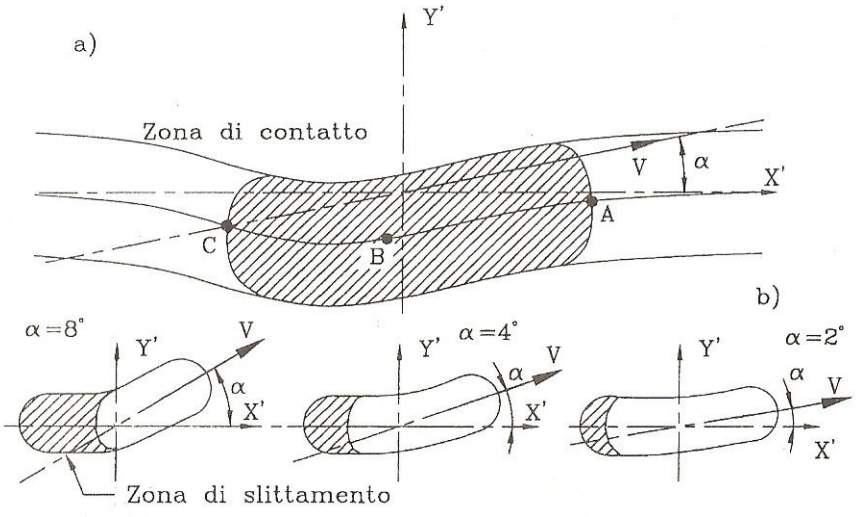


Figura 2-18: Contatto ruota-suolo in presenza di un angolo di deriva [2].

In Figura 2-19 sono rappresentate in modo schematico le deformazioni laterali del pneumatico, le distribuzioni di σ_z e di τ_y e la velocità laterale del pneumatico di deriva. La risultante F_y della distribuzione di pressioni tangenziali non è applicata al centro della zona di contatto, ma in un punto posto in posizione arretrata ad una distanza *t* da esso.

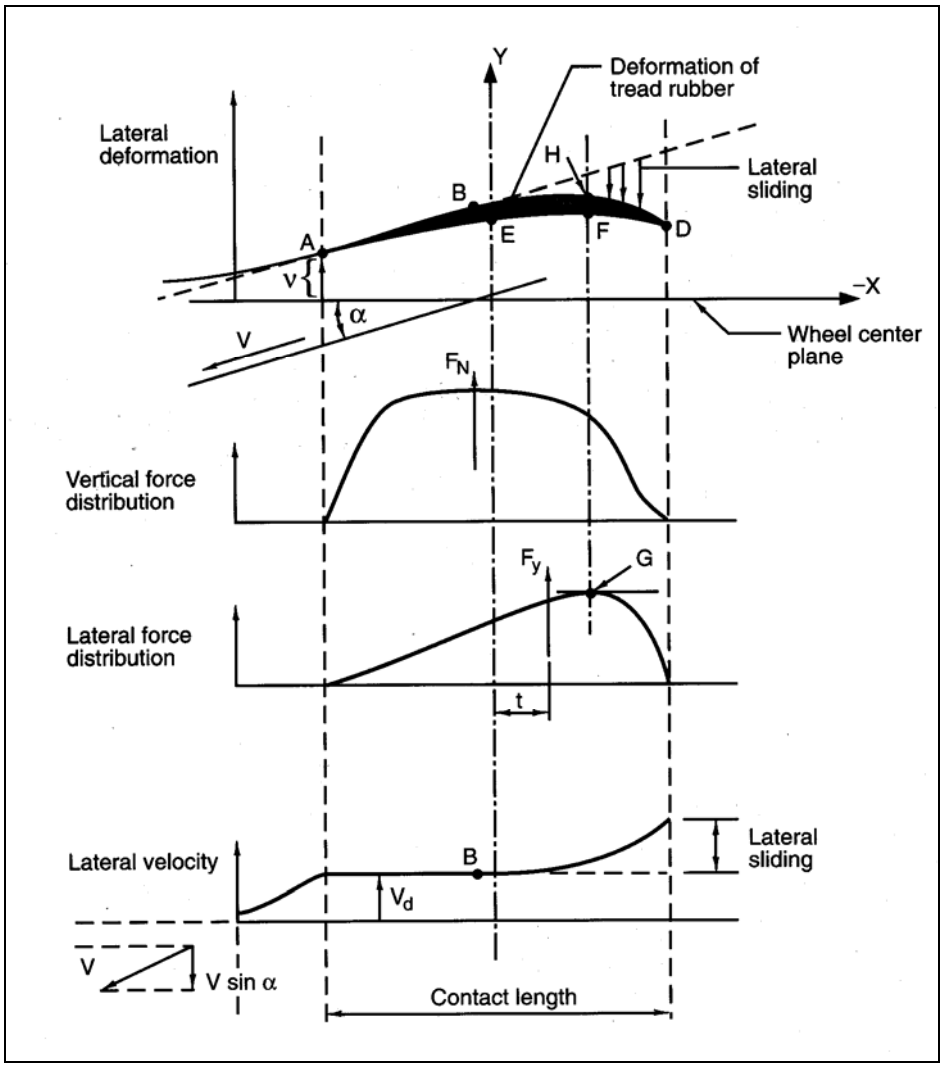


Figura 2-19: Caratteristiche del contatto pneumatico suolo - -Forza laterale [1].

Nasce quindi un momento $M_z = F_y t$ che viene detto momento di autoallineamento in quanto tende a portare il piano di simmetria della ruota nella direzione della velocità *V*. Il modulo della forza F_y cresce al crescere dell'angolo α, dapprima linearmente, poi, all'approssimarsi delle condizioni limite di aderenza, sempre più lentamente sino a rimanere quasi costante o a mostrare una leggera diminuzione in condizioni di forte strisciamento.

L'andamento di F_y e M_z in funzione dell'angolo di deriva è riportato in Figura 2-20 e in Figura 2-21.

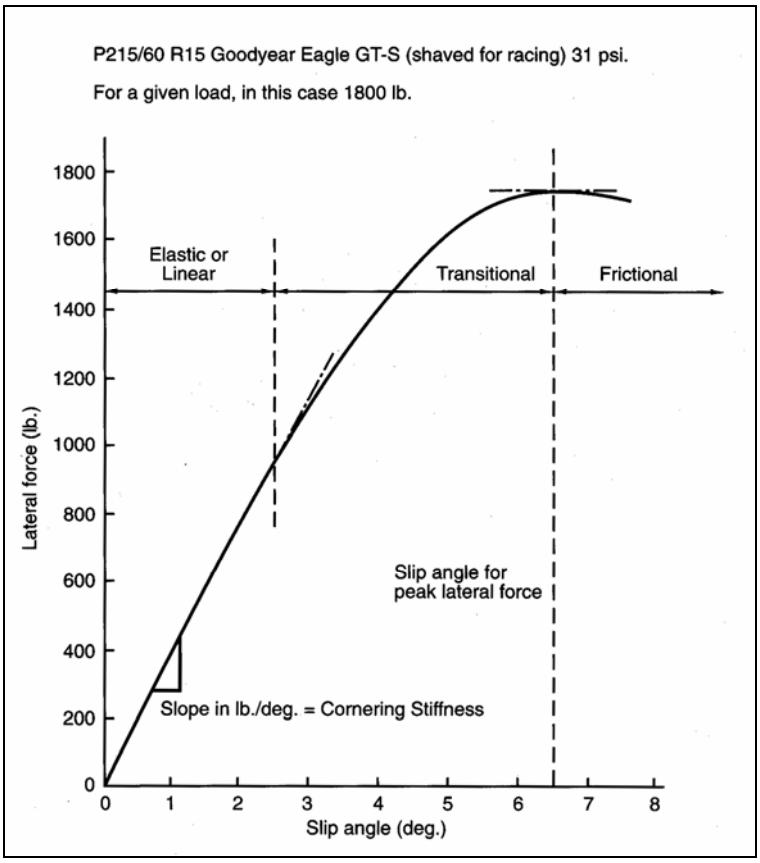


Figura 2-20: Forza laterale in funzione dell'angolo di deriva per un pneumatico da corsa [1].

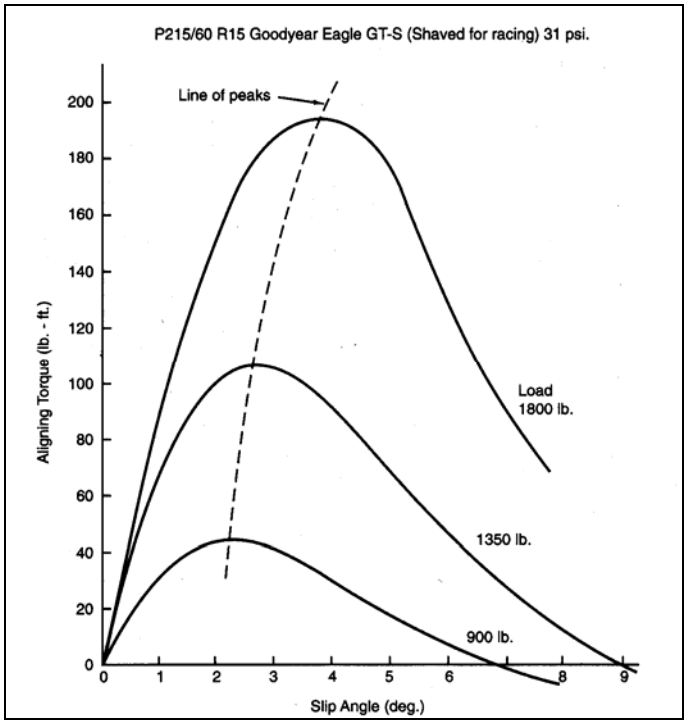


Figura 2-21: Momento di autoallineamento in funzione dell'angolo di deriva per un pneumatico da corsa [1].

Il coefficiente di forza laterale $\mu_y = F_y / F_z$ viene spesso usato in luogo della forza laterale. Il suo valore massimo, di solito definito come coefficiente di aderenza laterale, è indicato con μ_{yp} ed il valore assunto in condizioni di slittamento con μ_{ys}.
Sia la forza F_y che il momento M_z dipendono da molti fattori, oltre all'angolo α , come la forza normale F_z, la velocità , la pressione p , le condizioni della strada , ecc.
La presenza di un angolo campanatura produce una forza laterale anche se non vi è deriva. Tale forza viene di solito chiamata spinta di campanatura , per distinguerla dalla forza di deriva che è dovuta al solo angolo di deriva. La spinta di campanatura sommata alla forza di deriva dà la forza laterale totale. La spinta di campanatura è di solito molto minore della forza di deriva, quanto meno a parità del valore degli angoli α e γ. Essa dipende dal carico F_z , è praticamente lineare con esso (Figura 2-22), ed è strettamente legata al tipo di pneumatico considerato.
La spinta di campanatura è di solito applicata in un punto che si trova anteriormente al centro della zona di contatto, causando un momento molto piccolo M_{z_γ}. Tale momento viene di solito trascurato, a causa del suo valore molto modesto. Gli pneumatici convenzionali producono di solito spinte e momenti di campanatura maggiori rispetto agli pneumatici radiali.

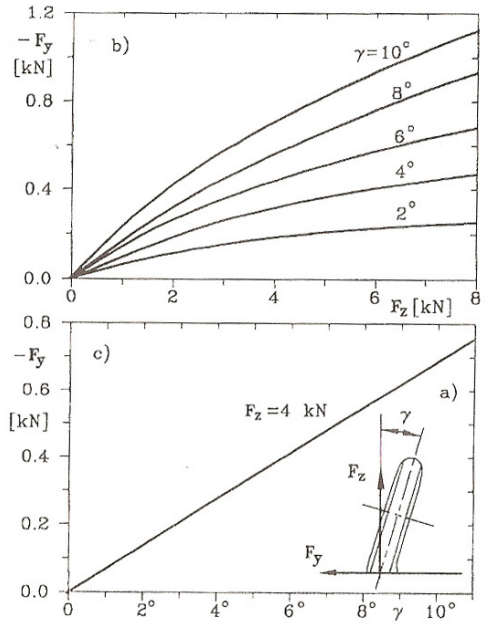


Figura 2-22: Spinta di campanatura [2].

Come già detto, per bassi valori dell'angolo di deriva la forza di deriva aumenta linearmente con α. La pendenza $\partial F_y / \partial \alpha$ della curva nell'origine viene di solito

definita *rigidezza di deriva* e indicata con il simbolo *C* . Dato che la rigidezza di deriva è espressa da un numero positivo mentre, almeno nella parte iniziale della curva $F_y(\alpha)$, la derivata $\partial F_y / \partial \alpha$ è sempre negativa, la forza di deriva può essere espressa, per bassi valori di α, come

$$F_y = -C\alpha$$

L'espressione sopra è assai utile per studiare il comportamento dinamico dei veicoli nell'ipotesi di piccoli angoli di deriva, come accade effettivamente nelle normali condizioni di marcia. In particolare, è essenziale nello studio della stabilità mediante l'uso di modelli linearizzati. Il rapporto tra la rigidezza di deriva e la forza normale è di solito indicato come coefficiente della rigidezza di deriva.

Per pneumatici convenzionali essa è dell'ordine di 0,12 deg^{-1} = 6,9 rad^{-1} e per pneumatici radiali è dell'ordine di 0,15 deg^{-1} = 8,6 rad^{-1}.

Anche il momento di autoallineamento può essere espresso da una legge lineare

$$M_z = \left(M_z\right)_{,\alpha}\, \alpha$$

dove $(M_z)_{,\alpha}$ è la derivata $\partial M_z / \partial \alpha$ calcolata per α e γ nulli ed è definita rigidezza di autoallineamento.

In maniera simile a quanto già visto per la forza longitudinale, anche per la forza laterale e per il momento di auto allineamento è possibile introdurre le relative espressioni di Pacejka. Per la forza laterale abbiamo:

$$F_y = D\ \sin\left(C\ \arctan\left\{B\left(1-E\right)\left(\alpha+S_h\right)+E\ \arctan\left[B\left(\alpha+S_h\right)\right]\right\}\right)+S_v$$

dove il prodotto dei coefficienti B,C e D dà direttamente a rigidezza di deriva. I valori degli altri coefficienti sono

$$C = a_0 \qquad D = \mu_{y_p} F_z$$

dove si suggerisce un valore di 1,30 per a_0 e $\mu_{y_p} = a_1 F_z + a_2$,

$$E = a_6 F_z + a_7 \quad ,$$

$$BCD = a_3 \sin\left[2\arctan\left(\frac{F_z}{a_4}\right)\right]\left(1 - a_5|\gamma|\right) \quad ,$$

$$S_h = a_8\gamma + a_9 F_z + a_{10} \quad ,$$

$$S_v = a_{11}\gamma F_z + a_{12} F_z + a_{13} \quad .$$

Per ottenere una descrizione migliore della spinta di campanatura, la costante a_{11} viene spesso sostituita dalla legge lineare

$$a_{11} = a_{111} F_z + a_{112}$$

I coefficienti S_h ed S_v tengono conto del ply steer e della forza dovuta alla conicità.
La relazione di Pacjeka per la forza laterale è rappresentata in Figura 2-23.

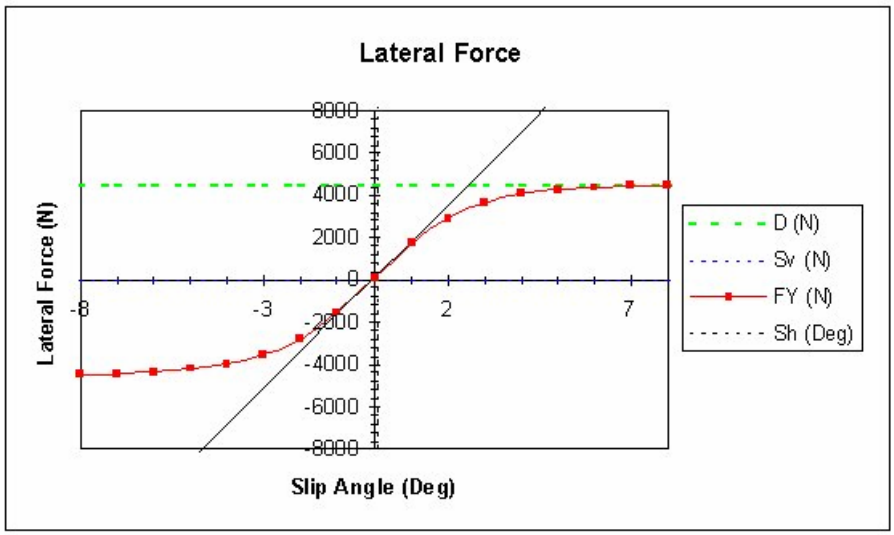


Figura 2-23: Magic formula di Pacejka per la forza laterale [37].

Similmente, nel caso del momento di autoallineamento la formula è:

$$M_z = D\ \sin\left(C\ \arctan\left\{B(1-E)(\alpha + S_h) + E\ \arctan\left[B(\alpha + S_h)\right]\right\}\right) + S_v$$

$$C = c_0, \qquad D = c_1 F_z^2 + c_2 F_z$$

dove di suggerisce un valore di 2,40 per c_0

$$E = \left(c_7 F_z^2 + c_8 F_z + c_9\right)\left(1 - c_{10}|\gamma|\right),$$

$$BCD = \left(c_3 F_z^2 + c_4 F_z\right)\left(1 - c_6|\gamma|\right)e^{-c_5 F_z},$$

$$S_h = c_{11}\gamma + c_{12} F_z + c_{13},$$

$$S_v = \left(c_{14} F_z^2 + c_{15} F_z\right)\gamma + c_{16} F_z + c_{17}.$$

Anche in questo caso le unità introdotte nella "formula magica" e non sono di solito congruenti: il carico F_z è espresso in kN, gli angoli α e γ sono in gradi, F_y ed M_z si ottengono rispettivamente in N e Nm.
La relazione di Pacjeka per il momento di auto allineamento è riportata in Figura 2-24.

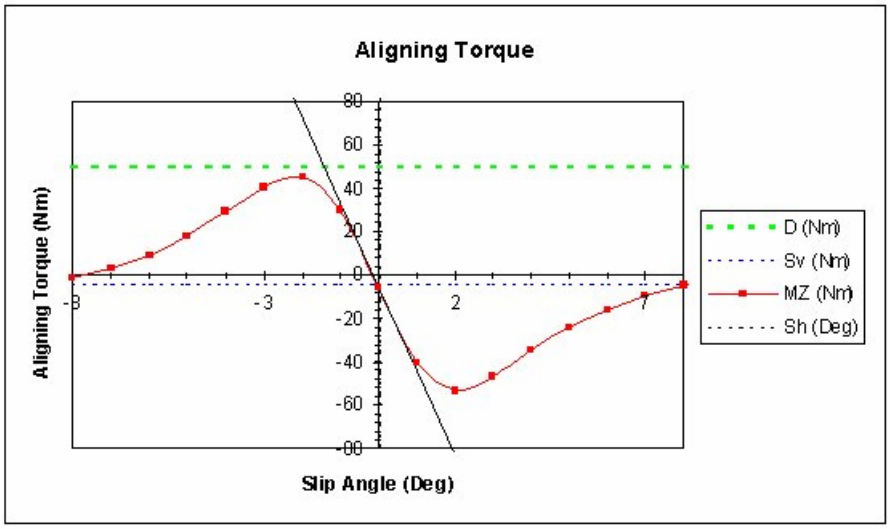


Figura 2-24: Magic formula di Pacejka per il momento di auto allineamento [37].

2.8. Interazione tra forze longitudinali e trasversali

Quanto detto nei paragrafi precedenti è valido solamente nel caso in cui il pneumatico sviluppi solamente forze longitudinali o forze trasversali. Se il pneumatico deve sviluppare contemporaneamente forze in direzione X^l ed Y^l la situazione può essere notevolmente diversa: l'impegno di aderenza in una delle due direzioni diminuisce infatti l'aderenza disponibile nell'altra.
Applicando una forza motrice o frenante ad uno pneumatico che abbia un certo angolo di deriva, la forza di deriva si riduce e lo stesso accade alla forza longitudinale che uno pneumatico può esercitare se è presente anche una forza laterale.
Un esempio è mostrato in Figura 2-25: posizionando uno pneumatico ad un angolo di deriva dato e applicando una coppia frenante, la forma della curva $\mu_z(\sigma)$ cambia notevolmente. Mentre il valore in condizioni di slittamento μ_s rimane quasi invariato, il valore di picco μ_p diminuisce notevolmente.

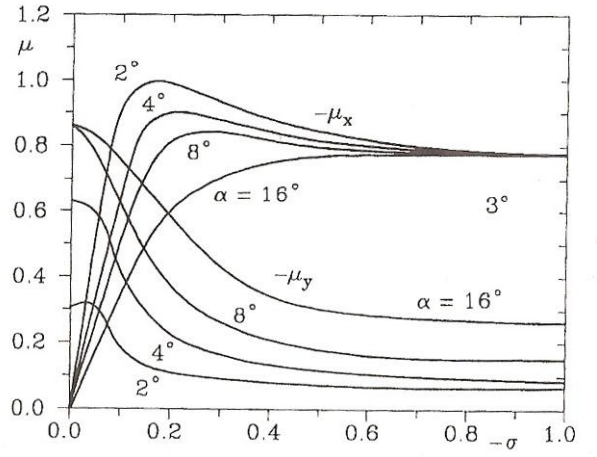


Figura 2-25: Coefficienti della forza longitudinale e laterale in funzione dello scorrimento longitudinale per alcuni valori dell'angolo di deriva [2].

È quindi possibile ottenere un diagramma polare del tipo mostrato in Figura 2-25 in cui la forza in direzione Y^I è rappresentata in funziona della forza in direzione X^I per alcuni valori dell'angolo di deriva α. Ogni punto della curva è caratterizzato da un valore diverso dello scorrimento σ.

A rigore, le curve non sono esattamente simmetriche rispetto all'asse F_y: di solito gli pneumatici sviluppano il valore massimo della suddetta forza quando esercitano una piccola forza longitudinale frenante ed una leggera frenante può in realtà aumentare la forza laterale esercitata ad un piccolo angolo di deriva.

Se F è la forza totale esercitata sulla strada mentre F_x ed F_y sono le sue componenti, il coefficiente della forza risultante può essere espresso nella forma:

$$\mu = \frac{F}{F_z} = \sqrt{\mu_x^2 + \mu_y^2}$$

Le curve tracciate per diversi valori di α sono inviluppate dal diagramma polare della forza massima che il pneumatico può esercitare. Se fosse un cerchio, il cosiddetto cerchio di aderenza (Figura 2-27), come si ipotizza nei modelli più semplici, ne seguirebbe che il massimo coefficiente della forza sarebbe indipendente dalla direzione.

In realtà, non solo il valore di μ_x è maggiore di quello di μ_y ma, come già detto, c'è qualche differenza tra le condizioni di trazione e frenatura. L'inviluppo, così come l'intero diagramma, è funzione di molti parametri. A parte la già ricordata

dipendenza dal tipo di pneumatico e dalle condizioni della strada, c'è una forte diminuzione del valore massimo della forza *F* con la velocità.

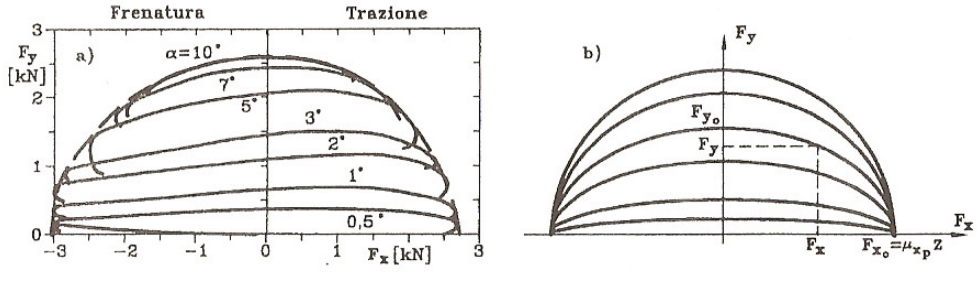


Figura 2-26: Diagrammi polari della forza esercitata sulla ruota con angolo di deriva costante. (a) Grafici sperimentali; (b) approssimazione ellittica [2].

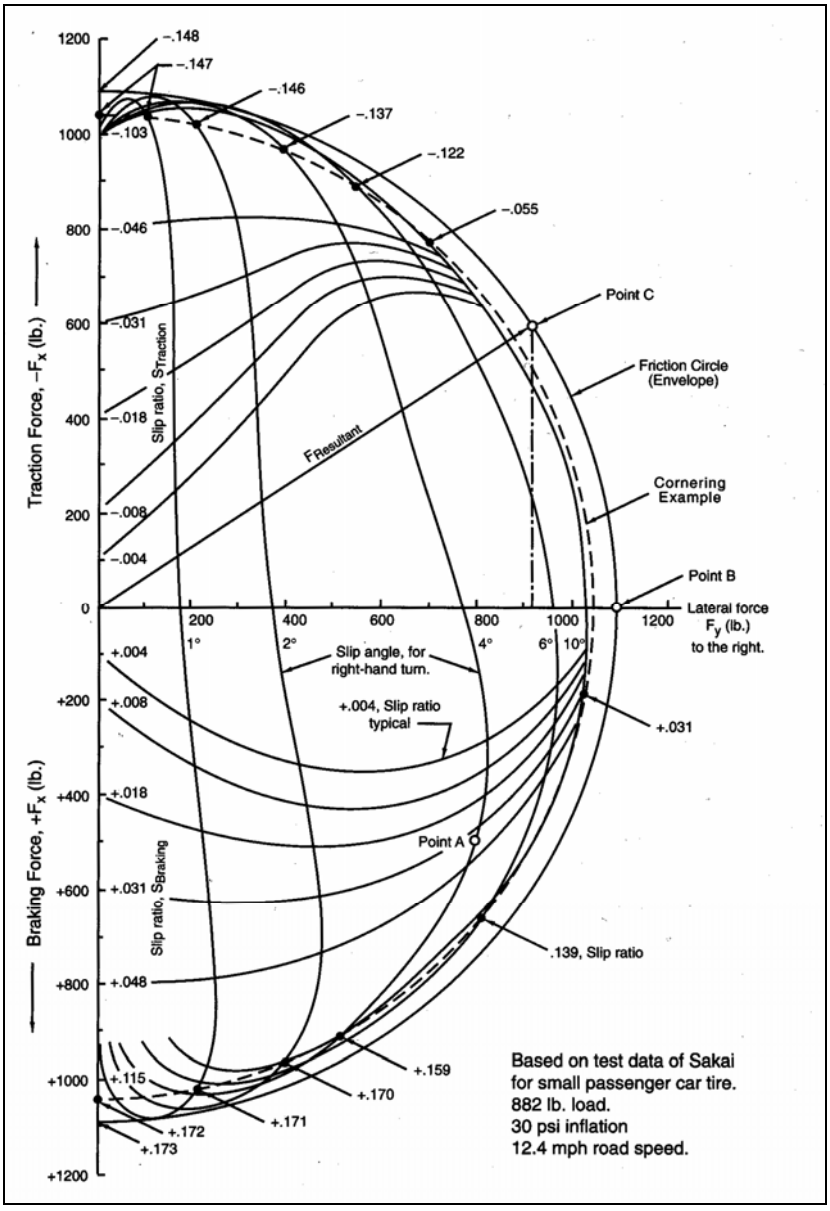


Figura 2-27: Diagramma del cerchio di aderenza per curva a destra [1].

2.9. I pneumatici per vetture da Formula SAE

In questo paragrafo si vogliono riportare i criteri sui quali ci si è basati per la scelta dei pneumatici per la vettura da Formula SAE oggetto del presente lavoro.
La scelta del pneumatico è forse lo step fondamentale per la progettazione della vettura e delle sue prestazioni, in quanto ogni suo aspetto è influenzato dall'interazione del pneumatico stesso con il terreno; basti pensare che se non esistesse questa interazione la vettura non sarebbe in grado di curvare, di sterzare o di frenare.
Non esiste una regola generale per scegliere il pneumatico, ma in un certo senso il processo è semplificato in quanto, essendo uno dei primi passi, una volta che esso è stato deciso, tutta la progettazione orientata all'ottenimento della prestazione è rivolta a far esprimere al pneumatico le proprie potenzialità. In questi termini è plausibile affermare che un ottimo pneumatico non è quello più soffice, quello più largo o quello più costoso, ma semplicemente quello sfruttato nel miglior modo nel suo arco di funzionamento.
La competizione Formula SAE attualmente è al suo 26^esimo anno di età e la ricerca riguardo ai pneumatici si è molto evoluta, tanto che, ad esempio, è stato costituito in Usa un consorzio in cui confluiscono tutti gli sviluppi dei migliori team. Questo comporta la disponibilità di molti dati sulle caratteristiche dei pneumatici, che ovviamente risultano molto utili per la progettazione delle prestazioni del veicolo tramite l'implementazione di modelli di pneumatico da associare ai codici di simulazione dinamica del veicolo. Questa attività è molto dispendiosa in termini di tempo di progettazione e richiede una grossa accuratezza nella modellazione del comportamento del pneumatico.
Riferendoci anche alle esperienze di altri team neo partecipanti, la decisione al riguardo è stata quella di non investire inizialmente troppe risorse sulla modellazione, bensì demandarle a dopo aver iniziato le sessioni di test in pista della vettura completa, in modo da poter sfruttare i dati acquisiti per la validazione dei modelli implementati. In questa sede pertanto si vogliono delineare quali sono i parametri che delineano la scelta di una particolare tipologia di pneumatico e quali caratteristiche influenzano.

Il primo parametro da valutare è il diametro del pneumatico (e quindi del cerchio), in quanto esso influenza molte delle caratteristiche che vogliamo conferire alla vettura: prestazioni, packaging, reperibilità e costo.
Il diametro minimo del pneumatico è 8", che però, vista la scarsissima reperibilità commerciale, non è utilizzato praticamente mai; pertanto la scelta è tra il diametro da 10" e quello da 13", di cui si vogliono analizzare pro e contro. A livello di prestazioni la scelta del diametro più piccolo è vantaggiosa per la minore massa sospesa (a parità di larghezza si ha -40%) e la minore inerzia rotazionale (-65%, sempre a parità di larghezza), ma d'altra parte vengono a crearsi problemi sul packaging del gruppo ruota, legato a ragioni di reperibilità e costo. Infatti la scelta di un diametro più piccolo necessita la progettazione, l'ottimizzazione e la realizzazione ad hoc dei portamozzi e dei mozzi ruota, che devono alloggiare anche le pinze e i dischi freno, con conseguente impegno di budget di progetto e tempi più ampi. Inoltre un altro fattore che non sempre piace ai giudici è legato alle risultanti dei carichi sul telaio dati dai punti di attacco interni delle sospensioni. Infatti, a parità di FVSA, i punti di attacco sono molto più vicini rispetto ad un cerchio grande, e conseguentemente si ha un'area maggiore della sezione del telaio non sollecitata.

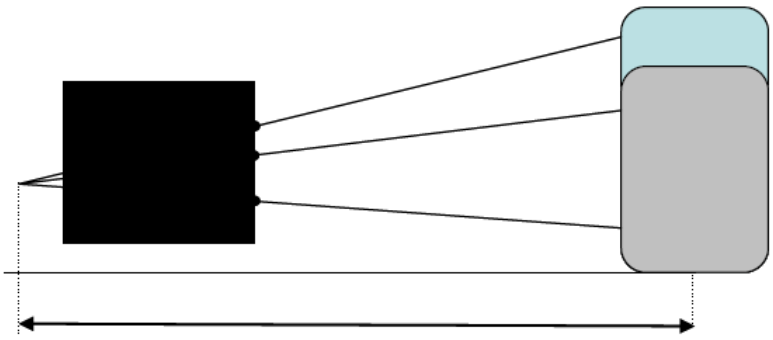


Figura 2-28: Con un cerchio piccolo i punti di attacco al telaio sono più vicini [24].

L'altro fattore da considerare è la larghezza del pneumatico. Avere un pneumatico più largo comporta un'area di contatto maggiore a terra, pertanto il grip tende ad aumentare. Questa correlazione non è però sempre vera in quanto intervengono numerosi altri fattori contrastanti. Infatti aumentando l'area, diminuisce, a parità di carico, la pressione specifica del pneumatico (per questa ragione per una vettura leggerissima non è auspicabile avere pneumatici molto larghi) , ma è anche vero che interviene la rigidezza verticale del pneumatico in quanto maggiore è la larghezza e

maggiore è la rigidezza verticale. Inoltre un pneumatico più largo presenta una forma dell'area di contatto più rettangolare, la quale consente una distribuzione più uniforme in senso trasversale della forza verticale e quindi un grip maggiore. Questi aspetti sono spesso considerati fattori secondari soprattutto per la difficoltà di prevedere a priori il loro comportamento.

I fattori fondamentali da prendere in considerazione derivano dall'analisi della tipologia di prove che la competizione prevede, per le quali la maggior parte dei pneumatici disponibili non è adatta. Essi sono infatti pensati per vetture molto più pesanti e veloci (Formula Ford o Renault con pesi attorno ai 500 Kg), oppure per applicazioni diverse dal circuito come le competizioni in salita (vedi LeCont). Nella FSAE invece bisogna considerare che:

- la presenza di curve strettissime nel percorso richiede notevoli angoli di sterzo, per cui la gomma (quella interna maggiormente) può trovarsi in condizioni di trascinamento (shear), e quindi può presentare fenomeni di degradamento molto diversi da quelli usuali.
- la durata delle prove, compresa quella di endurance, è molto breve. Pertanto i pneumatici devono entrare subito in temperatura, fattore amplificato dal fatto che non c'è possibilità durante i dynamic events di scaldare i pneumatici preventivamente tramite giri di warm-up.

Di conseguenza, i fattori da tenere maggiormente in considerazione sono il controllo di alcuni parametri nello scuotimento della sospensione (camber innanzitutto e scrub), la percentuale di Ackermann da conferire e la gestione delle pressioni e delle temperature di esercizio (per cui sono indispensabili i test in pista) .

Tornando al discorso della larghezza del pneumatico c'è da osservare, ad esempio, che un pneumatico più largo ha più difficoltà a scaldarsi proprio per le sue dimensioni maggiori e che richiede meno camber statico nel set up della sospensione perché ne perde meno nella deformazione laterale.

Inoltre un altro fattore fondamentale riguarda l'ergonomia del pilota, intesa, come si diceva nei capitoli precedenti, come facilità di guida del mezzo. Infatti aumentare la larghezza del pneumatico vuol dire aumentare il suo braccio a terra e quindi le forze di ritorno al volante per il pilota, in quanto aumenta il momento di riallineamento del pneumatico.

Sempre riguardo il feeling al pilota, ma anche e soprattutto riguardo altri fattori che si analizzeranno, una scelta molto importante riguarda l'adozione di pneumatici radiali o convenzionali. La principale differenza tra le due tipologie riguarda la forma della caratteristica di forza laterale. Volendo infatti rappresentare qualitativamente l'andamento della forza laterale in funzione dell'angolo di deriva si nota come un pneumatico a tele incrociate esprime una forza laterale massima per un angolo di deriva maggiore, e sottende al picco un'area maggiore. Il primo effetto influisce sulla scelta della percentuale di Ackermann del sistema sterzante, mentre maggiore area implica una maggiore energia dissipata nella deformazione del pneumatico che si traduce in un maggior feeling al pilota del raggiungimento delle condizioni di saturazione.

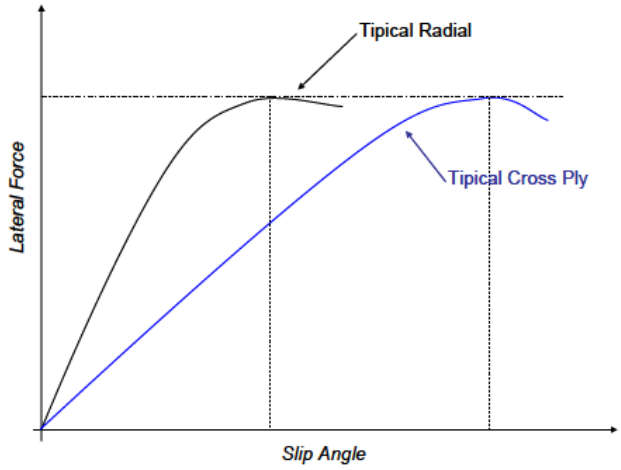


Figura 2-29: Differenze tra pneumatici convenzionali e radiali [24].

Il pneumatico tradizionale ha infatti una zona di transizione molto più ampia, a differenza del radiale che raggiunge molto prima (in termini di slip angle) la saturazione, e questo per il pilota si traduce in una caratteristica molto meno permissiva nella guida. In termini numerici, il coefficiente di rigidezza di deriva tipico di un radiale per la FSae è 0,12/deg per un pneumatico a tele incrociate, mentre per il radiale vale 0,16/deg. La rigidezza di deriva è 734 N/deg per un carico verticale di 1.5 KN (dati Avon, radiale). Un'altra differenza molto importante è la rigidezza verticale del pneumatico, di essa bisogna tenerne conto in quanto influenza la prestazione del pneumatico agendo sull' area di contatto del pneumatico e sul calcolo delle rigidezze alla ruota (Wheel Rate).

In generale un pneumatico a tele incrociate è più rigido verticalmente di quello radiale, proprio per la tecnologia di costruzione del fianco di quest'ultimo. Il radiale infatti è progettato per il disaccoppiamento della rigidezza verticale e laterale e tale differenza influisce sull'estensione della zona di contatto. Le grandi differenze si notano soprattutto a basse pressioni, condizione in cui questi pneumatici devono lavorare per scaldarsi al più presto. Il range di pressione di utilizzo va dai 18psi (1,241 bar) agli 11 psi (0,758 bar).
L'altro effetto su cui differiscono le due tipologie riguarda l'influenza del camber. Il pneumatico radiale necessita di molto più camber rispetto al tradizionale, per la maggiore rigidezza laterale del fianco che determina una minore deformazione dell'area di contatto. Dai dati numerici il coefficiente di rigidezza a camber tipico per un radiale FSAE è 0,008/deg, mentre per un tradizionale vale 0,018/deg.
Rispetto all'effetto dello slip angle, quello del camber è 5-6 volte minore per un pneumatico a tele incrociate.
I modelli più utilizzati nella competizione Formula SAE sono riassunti nella tabella seguente:

Good-Year		*Avon*	*Hoosier*	
20x6,5-13″	18x6,5-10″	20x7,2-13″	20x6-13″	18x6-10″
20x7,0-13″	18x7,5-10″	20x6,2-13″	20x6,5-13″	18x7,5-10″
20x8,0-13″			20x7,5-13″	19x7,5-10″

Tabella 2-1: I pneumatici più utilizzati nella FSAE.

Oltre ad essi ci sono Michelin (il più costoso in assoluto), LeCont, Dunlop e Continental (di più difficile reperimento).
Di seguito si vogliono riportare alcune considerazioni dall'elaborazione dei dati disponibili sul web. I pneumatici Hoosier (molto utilizzati nelle competizioni americane e Australiane), sono leggermente meno rigidi verticalmente dei Good-Year (a 11psi , 94 N/mm e 116 N/mm); questi però, a parità di dimensioni, sono un poco più leggeri. Da un'analisi dei feedback di molte squadre, si evince che le mescole dei due tipi sono considerate comparabili, con la differenza che i Good-Year forniscono il

massimo della prestazione a temperature più basse (50°-60°), fattore questo molto interessante per le più volte citate caratteristiche del circuito.
Per dare un termine di riferimento sulle prestazioni massime ottenibili si riporta qui di seguito un g-g diagram acquisito da un sistema Gps, sulla vettura dell'Università di Leeds.

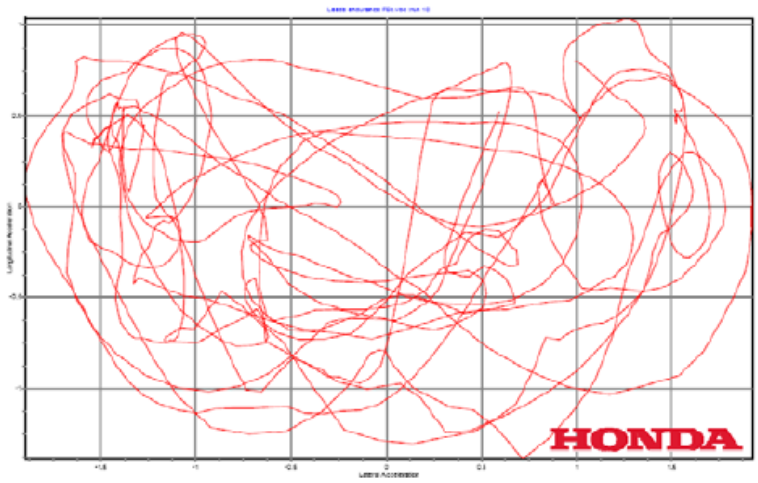


Figura 2-30: I dati acquisiti dalla Honda sulla vettura di Leeds [24].

Si nota come la capacità laterale sia vicina ai 2g, mentre quella longitudinale è prossima ad 1,5g . L'esattezza di tali risultati è però influenzata dal rollio della vettura che crea un errore sistematico sulla misurazione.
La decisione definitiva su quale pneumatico scegliere è demandata alla fase di test, ma è fortemente influenzata dalla reperibilità del pneumatico e quindi dal loro costo, ripercuotendosi sul budget associato al progetto. A questo proposito, visto che il team è al primo anno e che, come più volte ripetuto, sarà fondamentale la fase di test in pista, appare molto sensata la scelta di adottare soluzioni molto commerciali; questo per poter sfruttare, ad esempio, molte coperture usate dai vari team corse presenti in zona, acquistabili a costo bassissimo e facilmente reperibili.
Stesse considerazioni riguardano i cerchi, riguardo ai quali si vogliono riportare i criteri di scelta. Per quanto riguarda il diametro valgono ovviamente le considerazioni fatte per i pneumatici sia sul packaging che sulle prestazioni, ma riguardo queste ultime (in particolare il peso delle masse non sospese) non si è considerato il materiale. In genere i cerchi sono realizzati in varie leghe metalliche: acciaio (peso specifico 7.2g/cm^3), ottenuto tramite processo di rullatura del canale e successiva saldatura attorno alla flangia, o leghe di alluminio (2,7 g/cm^3) ottenute tramite fusione e lavorazione meccanica successiva del grezzo. In F1 attualmente si utilizzano

dischi forgiati, tecnologia ovviamente inapplicabile visto l'ambito di questo progetto. Una terza possibilità è costituita dai cerchi in leghe non di alluminio ma di magnesio. Esse hanno peso specifico minore (1,8 g/cm^3, ossia -35% sull'alluminio), un costo superiore e caratteristiche meccaniche inferiori. E' chiara l'esigenza di compromesso in questo caso.

Un altro fattore da tenere in considerazione, soprattutto nel caso in cui si decida di adottare un cerchio a tre pezzi e disegnare quindi il wheel center, è la distribuzione radiale della massa, che influisce sull'inerzia rotazionale del cerchio stesso. Una soluzione intermedia quindi potrebbe essere quindi, adottare un cerchio a tre pezzi dal diametro grande (13"), comodo per il packaging e nello stesso tempo progettare il wheel center in maniera ottimizzata rispetto all'inerzia, concentrando la massa tutta verso il centro ruota. Oltre al wheel center va ottimizzato anche lo spessore del canale, che contribuisce ad aumentare la massa periferica.

Da ultimo, diamo alcune indicazioni di carattere pratico su come interpretare lo stato del pneumatico durante i test in pista.

Gli indicatori principali dello stato del pneumatico sono la temperatura, la pressione di esercizio e l'aspetto del battistrada. Per analizzare se gli angoli caratteristici imposti stiano permettendo al pneumatico di esprimere tutto il potenziale, si va innanzitutto a misurare il range e la distribuzione di temperatura lungo il battistrada. La gomme Formula SAE hanno un arco di temperatura ottimale di esercizio che va dagli 80 ai 100°C, e come detto, pressioni che vanno dagli 0,8 bar agli 1,4 bar. La lettura della distribuzione della temperatura può essere riassunta nella figura seguente, in cui si elencano i possibili casi in cui si trova a lavorare il pneumatico.

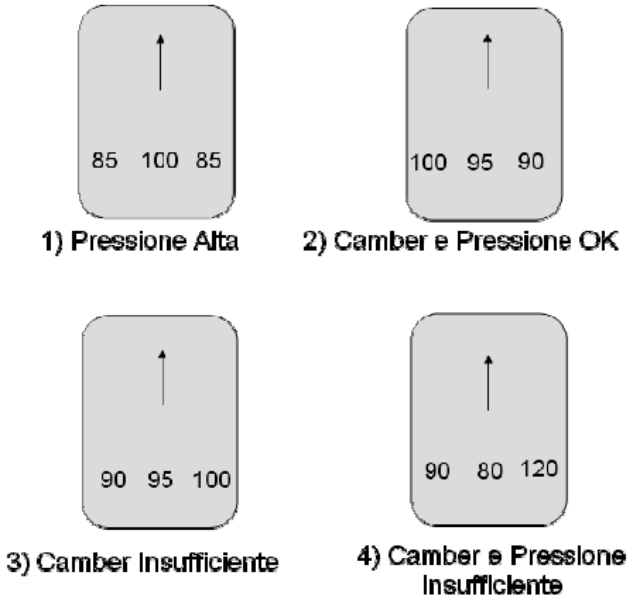


Figura 2-31: Diversi scenari di funzionamento del pneumatico [24].

Nel primo caso la pressione è troppo elevata e quindi il battistrada è a contatto solo con la parte centrale che aumenta la sua temperatura e si usura solo in quella zona. Quando invece il camber è insufficiente la temperatura esterna è maggiore in quanto la gomma, come si dice in gergo "tira sotto", ossia lavora di spalla. L'usura in questo caso è evidente sulla parte esterna del battistrada e spesso si forma uno scalino (caso 3). Se manca anche la giusta pressione allora la temperatura esterna è ancora maggiore (caso 4). La situazione ottimale invece prevede una distribuzione della temperatura con una differenza tra interno e esterno di circa 10 gradi (caso 2).
Oltre alle temperature e pressioni, anche l'aspetto del battistrada è molto importante. Di seguito si riportano alcuni modi di usura del pneumatico.



Figura 2-32: Surrisfcaldamento - gomma wet utilizzata in condizioni di asciutto [24].



Figura 2-33: Surriscaldamento di una gomma troppo soffice [24].



Figura 2-34: Le onde di Schallamach in un pneumatico alla fine della vita utile [24].



Figura 2-35: un pneumatico rovinato per non essere stato rodato [24].



Figura 2-36: Un pneumatico che ha funzionato perfettamente [24].

3. PROGETTO DELLA SOSPENSIONE

3.1. Considerazioni generali

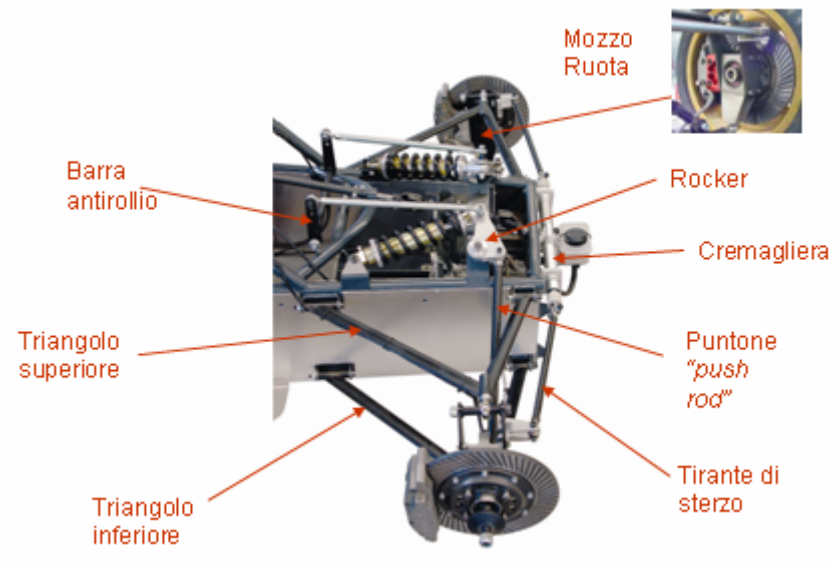


Figura 3-1: Sospensione a triangoli sovrapposti [24].

La Figura 3-1 presenta i componenti principali che compongono una sospensione del tipo "Double A Arm" anteriore. Questo tipo di sospensione realizza semplicemente un quadrilatero articolato nello spazio, in cui i triangoli superiore e inferiore rappresentano le aste e il gruppo ruota, la biella. Il tutto è azionato dal puntone (o tirante) che trasferisce le azioni dinamiche agenti sul pneumatico al gruppo molla-ammortizzatore. Quella rappresentata di sopra è una sospensione anteriore in cui sono presenti, tra l'altro, gli elementi della tiranteria di sterzo, elementi questi che influenzano fortemente il movimento della ruota nel suo scuotimento e la cui progettazione è altrettanto delicata per l'interazione che hanno col cinematismo sospensivo.

Per quella posteriore invece è influente l'interazione col sistema di trasmissione. La scelta di questa tipologia di sospensione è legata principalmente a ragioni di semplicità e flessibilità di progettazione: l'alta resistenza rispetto al peso (visto la natura tubolare e triangolare degli arm), la possibilità di "concentrare" al massimo le rigidezze, ridotto costo di costruzione e assemblaggio e ingombri contenuti per permettere un packaging compatto sia sull'anteriore che sul posteriore della vettura.

A conferma della flessibilità della progettazione, per una sospensione Double A-Arm, esistono diverse soluzioni costruttive che si è reso necessario analizzare. Una prima distinzione va fatta tra i sistemi pull-rod e push rod; nel primo al sollevamento della ruota il puntone è soggetto a compressione, nel secondo a trazione.

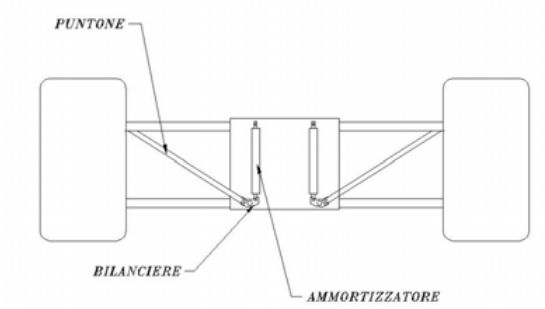


Figura 3-2: Sospensione Pull-Rod [24].

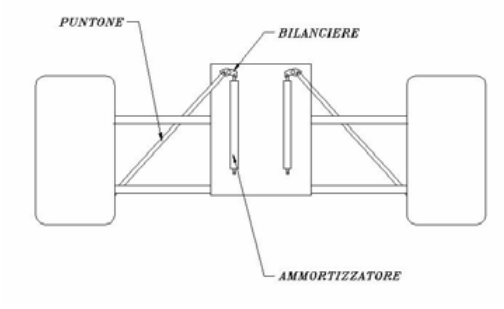


Figura 3-3: Sospensione Push-Rod [24].

Per la scelta bisogna considerare quattro parametri di progetto: il packaging, il motion ratio, i load paths e l'altezza del centro di massa. Il pull consente un packaging difficoltoso poiché il gruppo bilanciere (detto anche rocker o bellcrank) è situato in basso e vincola il gruppo molla-smorzatore ad inclinazioni difficoltose, così come al posteriore si può creare interferenza con la trasmissione. Inoltre crea difficoltà nell'adozione di barre antirollio.

D'altra parte però, nel caso in cui la massa del gruppo fosse elevata, tale soluzione permette di posizionare le masse molto più in basso diminuendo così l'altezza del baricentro del veicolo. Inoltre la differenza tra il pull e il push sta anche nella flessibilità di scegliere il motion ratio, ad esempio maggiore di 1 per adottare molle più morbide e quindi più leggere. Il sistema push, infatti, è più adattabile in quanto l'angolo formato tra il puntone e l'angolo inferiore è maggiore di quello che il tirante pull forma con il braccio superiore, soprattutto nel caso di posizionamento verticale delle molle. Questo fenomeno è maggiormente accentuato quando per avere centri di rollio positivi il triangolo superiore è sempre un po' inclinato verso il basso. Avere un angolo troppo chiuso significa avere una maggiore componente di trazione sul tirante, rispetto a quella di compressione sul puntone. L'adozione di una carreggiata troppo ampia punterebbe nella stessa direzione. Per questo una soluzione push potrebbe essere più auspicabile, nel caso ad esempio di un telaio con muso rialzato. Storicamente in F1 proprio per questa ragione fu soppiantato il pull, che poi riapparse sulla Arrow del 2000 ma per ragioni aerodinamiche, in quanto essendo

sollecitato a trazione il tirante può essere dimensionato con sezione minore. Attualmente però, visti i musi rialzati le moderne F1 le sospensioni sono tutte push.

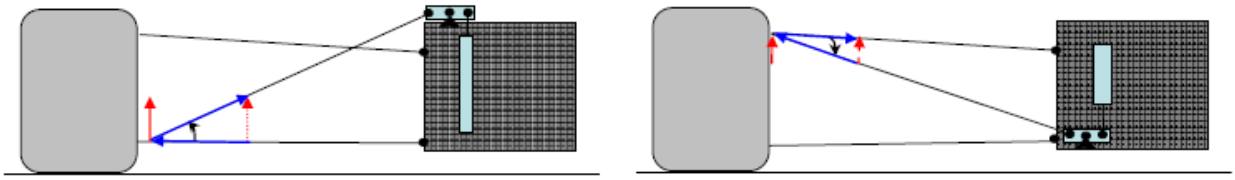


Figura 3-4: I differenti load path che si originano in una sospensione push e in una pull [24].

Un vantaggio del pull è sicuramente il fatto che il tirante non è soggetto a buckling, per cui il discorso del minore angolo e quindi maggior componente perde un po' di importanza, mentre un altro interessante vantaggio è rivolto alla sicurezza. In caso di rottura del sistema pull, non c'è niente che rischi di penetrare nel comparto pilota. Una considerazione importante che è lecito fare riguardo i due sistemi sospensivi presi in esame riguarda la facilità di set-up. Infatti utilizzando un sistema push si ha maggiore facilità di regolazione della vettura potendo lavorare sulla parte alta del telaio, magari grazie ad una fessura prevista sulla scocca di copertura del telaio; sul pull, invece, è molto più scomodo lavorare dovendo agire sul gruppo molla-ammortizzatore posizionato a livello del suolo, il che comporterebbe un allungamento dei tempi di set-up della vettura. Questa considerazione è ritenuta di fondamentale importanza nel momento in cui si ha intenzione di costruire una vettura che sia fortemente regolabile e che sarà soggetta a numerose sessioni di test. Nel momento in cui invece la vettura è molto ottimizzata rispetto alle masse e alle possibili combinazioni di set-up, una soluzione pull potrebbe portare benefici maggiori.

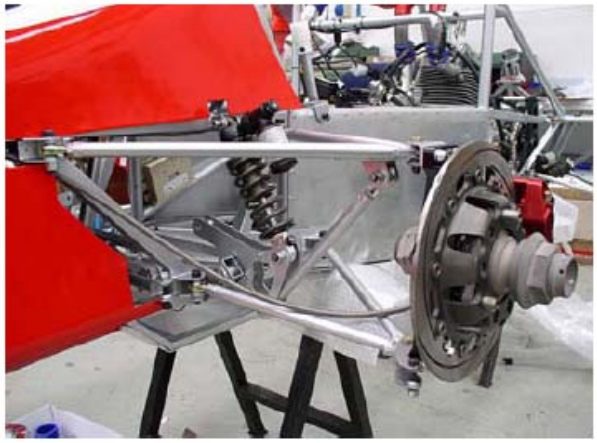



Figura 3-5: Esempi di sospensione push e pull [24].

Un'altra considerazione degna di nota riguarda la scelta dei due sistemi sulla base del comportamento della catena cinematica in condizioni di rottura del sistema stesso. Infatti supponendo che si prenda un colpo violento sulla gomma, il sistema push rod per sua natura si oppone alla salita della ruota comprimendola, per cui, può accadere che si rovini molto più facilmente un cerchio magari ultraleggero e costoso. D'altra parte il sistema pull permette la salita della ruota per cui salverebbe il cerchio. Considerando poi che i carichi verticali del pneumatico sono a fatica e che il più pericoloso è quello di trazione si potrebbe pensare addirittura di dimensionare il puntone in modo da garantire, nel caso suddetto, il failure mode adatto. Sempre riguardo ai load path di due sistemi si ha che il triangolo superiore di un sistema pull, essendo sottoposto a compressione, risulta in generale più grande e quindi più pesante di quello di un sistema push, ma in compenso il suo braccio posteriore è preservato dal buckling che può instaurarsi in fase di frenata, soprattutto nel caso in cui si faccia una triangolazione scalena nel piano dall'alto dei wishbones.
Un ultima considerazione di cui si può tener conto riguarda l'influenza sul sistema di sterzo; infatti se si posiziona il ball joint dello sterzo e quello del puntone sullo stesso lato del mozzo ruota, si ha una grande flessibilità di progettazione e costruzione muovendo l'estremo dell'altro wishbone per giocare sui parametri di king-pin e caster, senza nessuna interferenza sulla geometria dello sterzo e sul motion ratio.

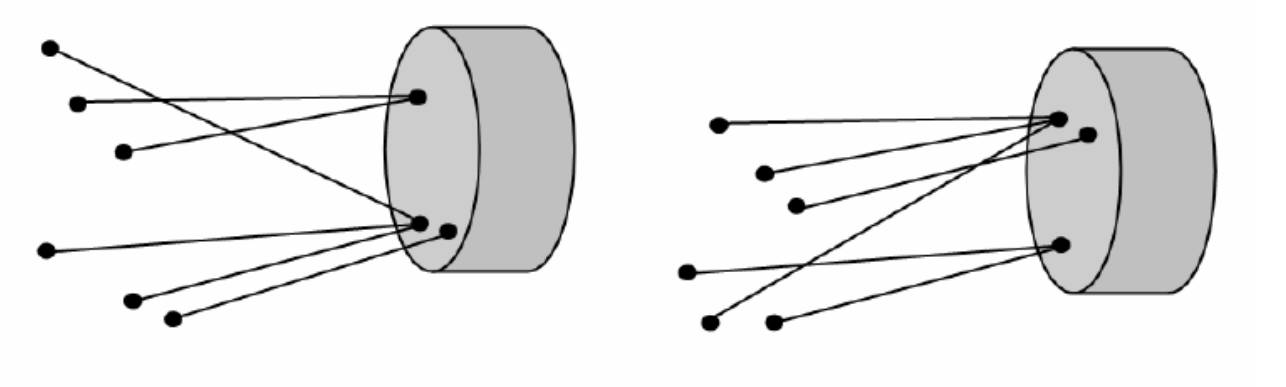


Figura 3-6: La correlazione sterzo-tipologia di sospensione sulla flessibilità di progetto [24].

Una variante del sistema push rod è quella di eliminare il puntone, installando il gruppo molla ammortizzatore direttamente sul control arm inferiore. Il vantaggio di questa soluzione è sicuramente la riduzione del peso e del costo derivante dall'aver tolto il puntone ed il rocker, ma il grosso svantaggio sta nella regolazione del sistema. Infatti per variare il motion ratio della sospensione è necessario spostare il punto di attacco inferiore del control arm, cosa questa che comporta la saldatura di più flange e la conseguente variazione troppo grossolana dell'altezza della vettura, a differenza di quella molto più fine col puntone. Inoltre un tale sistema non permette l'installazione di una barra antirollio, componente che è ritenuto molto importante per l'ampia possibilità di regolazione fine che offre a fronte di un costo di produzione bassissimo. Altro fattore a svantaggio è la decentralizzazione delle masse sulla vettura, a fronte però di una facilità di regolazione sicuramente migliore essendo il gruppo molla-ammortizzatore esterno al corpo vettura. C'è comunque da osservare che in questo caso, soprattutto al posteriore, la mancanza di una carenatura rende questo vantaggio meno evidente.

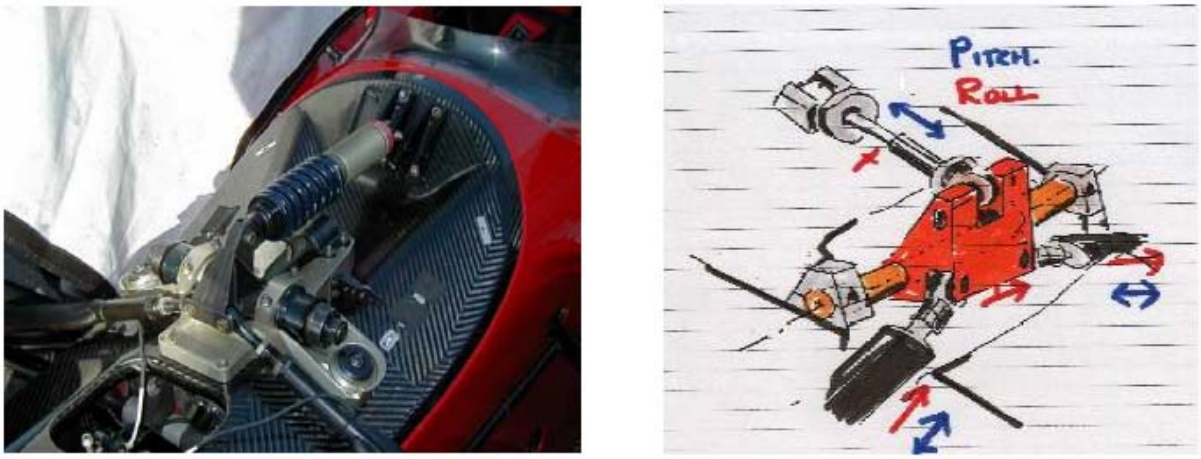


Figura 3-7: Il monoshock [24].

Una tipologia di sospensione molto particolare è quella del monoammortizzatore, soluzione largamente usata su vetture che concorrono in competizioni di alto livello e ad alte velocità.

Questa tipologia prevede l'adozione di un rocker comune che ruota e scorre perpendicolarmente rispetto alla direzione longitudinale del veicolo, su cui agiscono direttamente tutti e due i puntoni. Nel pitch le ruote si alzano rispetto al telaio e il rocker ruota solamente comprimendo il gruppo molla ammortizzatore. Nella percorrenza della curva il controllo del movimento di rollio è demandato alle molle che sono ai lati del rocker, che possono essere elicoidali o con molle a tazza, mentre non interviene l'ammortizzatore. L'adozione di un sistema di questo tipo presenta vantaggi sostanziali come la compattezza del sistema, la riduzione del peso, vista l'assenza di due rocker, del secondo ammortizzatore, della barra antirollio e la conseguente riduzione dei costi, ricordando che l'ammortizzatore è il componente più costoso del gruppo sospensivo. Ad essi si associano a livello di prestazione un ottimo controllo dei movimenti alle basse velocità di rollio e beccheggio e la separazione del controllo di essi, soprattutto sulle piste molto levigate. Gli svantaggi principali però sono il basso controllo dei movimenti vettura alle alte velocità e su "bumpy surface", ma soprattutto la presenza di rigidezza non smorzata nel controllo del rollio, fattore questo che ai fini della vettura che ci si appresta a costruire, non viene considerato positivamente, vista la probabile mancanza di rigidezza ottimizzata del telaio che causerebbe quindi interferenza col sistema sospensivo. Non è un caso infatti che sia nella competizione Formula Sae che negli altri campionati, questo

sistema è applicato su scocche in carbonio che hanno una rigidezza torsionale più elevata del telaio a tralicci. Inoltre la facilità di set-up a rollio è più complicata in quanto è molto più facile agire su eventuali barre antirollio che smontare le molle laterali.

3.2. I principali parametri geometrici di progetto

Una volta scelta la tipologia di sistema sospensivo, essa va progettata tenendo in considerazione i parametri che influenzano la prestazione del veicolo, ma anche, ai fini della competizione, la valutazione del progetto nella sua interezza.
L'obiettivo del sistema sospensivo è innanzitutto quello di sostenere il veicolo e garantire che esso non tocchi il fondo durante le condizioni di moto a cui è sottoposto, causando quindi grandi scorrezioni[1]. Poiché per regolamento deve essere garantito uno scuotimento di 25,4 mm sia in bump che in rebound, va stabilito il valore di progetto dell'altezza statica da terra del veicolo, valore che in ogni modo è ampiamente regolabile col sistema di puntoni o tiranti della sospensione. L'altro obiettivo fondamentale a livello di prestazioni è quello di ottimizzare il contatto pneumatico-suolo per garantire al veicolo la massima accelerazione nella direzione laterale, longitudinale e verticale.
Molti sono i parametri sui quali si può intervenire in fase di progetto della sospensione, che vengono determinati dalla posizione dei centri di istantanea rotazione.
La posizione del centro di istantanea rotazione del meccanismo, in vista frontale, determina alcuni parametri di funzionamento della sospensione: l'altezza del centro di rollio, l'entità del recupero di camber, e lo scrub dei pneumatici.
L'altezza del centro di rollio si può trovare proiettando una linea che passa per il centro del contatto pneumatico-suolo e per il centro di istantanea rotazione del meccanismo, come illustrato in Figura 3-8.

[1] Per scorrezione si intende la variazione degli angoli di funzionamento della sospensione al di fuori dei limiti operativi di progetto.

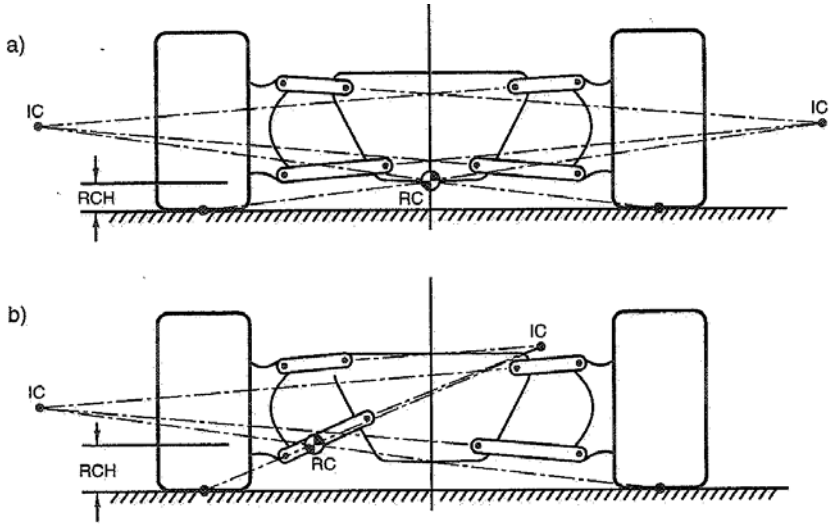


Figura 3-8: Costruzione geometrica del centro di rollio [1].

Ripetendo il procedimento per ciascun lato della sospensione, si otterranno due linee e il punto un cui queste si incontrano sarà il centro di rollio. Non necessariamente questo si troverà nella mezzeria del veicolo, specie nel caso in cui la sospensione sia asimmetrica (caso comunque puramente teorico).

Chiaramente, la posizione del centro di rollio è determinata univocamente dalla posizione dei centri di istantanea rotazione dei due lati della sospensione.

Il centro di rollio rappresenta il punto ideale di accoppiamento tra la massa sospesa e la massa non sospesa. Chiaramente, esistono due centri di rollio, uno per la sospensione anteriore e uno per quella posteriore. Congiungendo questi due punti si ottiene l'asse di rollio, che rappresenta l'asse ideale intorno al quale il veicolo ruota istantaneamente durante la percorrenza di curva ed in particolare quando ad essa viene applicato un momento di rollio dato dal carico laterale agente sul centro di massa delle masse sospese della vettura (la distanza di quest'ultimo dal centro di rollio è quindi il braccio del momento).

Per quanto concerne la scelta dell'altezza del centro di rollio, non esiste un valore a priori ottimo, ma questa deve essere influenzata da una serie di considerazioni ed esigenze legate all'handling del veicolo, alcune delle quali in contrasto tra di loro. E'chiaro quindi come la scelta dell'altezza del centro di rollio (ed in particolare della distanza tra centro di rollio e baricentro della massa sospesa) sia, in ultimo, dettata da un compromesso.

Durante la percorrenza di curva, le forze di reazione vengono assorbite dal gruppo sospensivo del veicolo per cui a parità di rigidezza al rollio, avere un centro di rollio

distante dal centro di massa delle masse sospese significa avere un momento di rollio maggiore e conseguentemente un angolo maggiore di rollio. È quindi richiesta maggiore rigidezza al rollio per mantenere l'angolo di rollio desiderato. Un effetto fondamentale per l'handling del veicolo, collegato ad un aumento della distanza Cg-Cr è l'aumento dell'inerzia al rollio che ne deriva, con dipendenza quadratica per il teorema del trasporto. Poiché il veicolo nel suo moto è costantemente in condizioni transitorie è fondamentale focalizzare l'attenzione sul controllo dell'accelerazione al rollio per non avere la cosiddetta "lack of responsiveness" del veicolo, che si traduce molto spesso in un sottosterzo accentuato.
La tabella seguente indica i componenti che determinano il controllo del rollio del veicolo.

	ROLL ANGLE	ROLL SPEED	ROLLACCELERATION
SPRING & ARB	X	X	X
SCHOCKS		X	X
INERZIA			X

Figura 3-9: I parametri sui quali si può intervenire per il controllo del rollio.

In relazione a quanto detto se si sceglie una vettura con un centro di rollio molto distante dal centro di massa delle masse sospese, vista la grossa inerzia, si dovrà avere un'alta velocità di rollio che consenta di avere l'angolo desiderato. Di contro una vettura con centro di rollio prossimo al centro di massa, avrà una maggiore reattività nel trasferimento di carico laterale, caratteristica questa che potrebbe essere plausibile con la tipologia di percorso della Formula SAE.
L'altezza del centro di rollio è però collegata anche alla cosiddetta jacking force o forza di sollevamento del veicolo, che si ha nella condizione di cornering del veicolo in cui si perde la simmetria della geometria della sospensione e in cui le forze laterali di reazione sul pneumatico sono diverse.

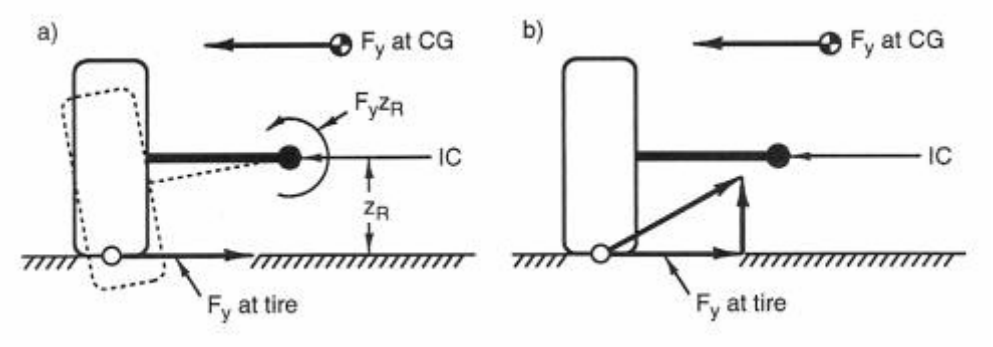


Figura 3-10: La forza di jacking [1].

Maggiore è l'altezza del centro di rollio e maggiore è la jacking force, per la quale la sospensione scende rispetto al telaio, perdendo camber negativo e quindi perdendo tenuta laterale. Al contrario avere un centro di rollio sotto il terreno consente alla sospensione di salire rispetto al telaio, per cui in questo caso, potrebbe essere necessario diminuire il camber statico per ottenere un funzionamento del pneumatico ottimale. Inoltre la scelta di un centro di rollio prossimo al centro di massa riguarda la settabilità della vettura; infatti avendo poco rollio la maggior parte del trasferimento di carico laterale non viene assorbito dal gruppo molla ammortizzatore ma dai bracci della sospensione e quindi comprimendosi poco è difficile regolare il momento resistente al rollio tramite molle e barre antirollio. Un'altra caratteristica che interviene all'aumentare dell'altezza del centro di rollio è la variazione di carreggiata con lo scuotimento della sospensione (scrub). Questo è dovuto all'altezza del centro di istantanea rotazione della ruota rispetto al telaio e più esso è alto e maggiore è lo scrub della sospensione. In generale un tale fenomeno è indesiderabile, in quanto costituisce una sollecitazione non controllabile sulla sospensione che induce eccessiva usura del pneumatico, una variazione dello slip angle durante la compressione della sospensione in curva e una maggiore resistenza all'avanzamento. L'unico vantaggio di una soluzione del genere è la possibilità di scaldare molto velocemente il pneumatico, soluzione questa che potrebbe essere desiderabile visti i tempi strettissimi della competizione o magari in situazioni meteo più fredde. Per ridurre la percentuale di scrub presente si agisce sul control arm inferiore rendendolo il più lungo e più orizzontale possibile (in vista frontale) . Il modo per accorgersi della presenza di scrub è l'osservazione di una traiettoria ondulatoria della ruota, in vista dall'alto.

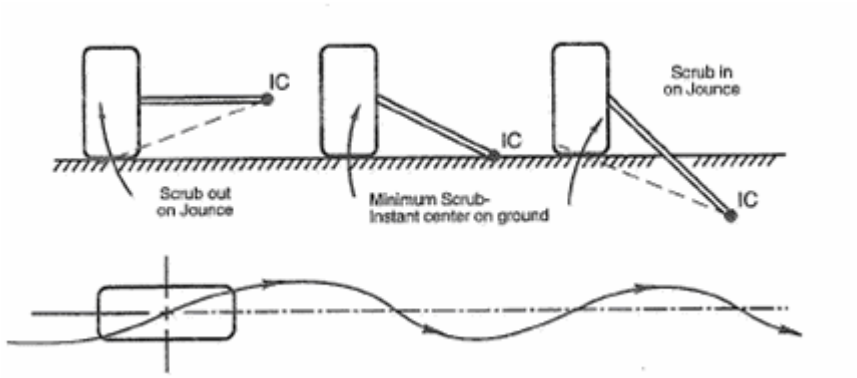


Figura 3-11: Lo scrub nella sospensione [1].

Alla luce di tutto ciò la scelta più plausibile è forse quella di scegliere un'altezza del centro di rollio molto vicina al terreno e sopra di esso, ma soprattutto vista l'inversione di segno della forza di sollevamento, si deve monitorare la migrazione del centro di rollio che non deve assolutamente intersecare il suolo durante tutte le condizioni di scuotimento.

Per quanto concerne il controllo della variazione di camber durante lo scuotimento della vettura, questo è fondamentale per sfruttare il potenziale massimo del pneumatico, la cui massima forza esprimibile si ha ad un certo angolo (negativo). La percentuale di recupero di camber è determinata dalle lunghezza dei control arm sul piano frontale dell'asse vettura in questione, in quanto i punti di attacco percorrono archi di circonferenza diversi. Un dato di partenza solito è quello di avere un rapporto tra braccio del control arm inferiore e superiore di circa 3/2.

L'entità della variazione di camber con lo scuotimento è data dalla lunghezza del braccio equivalente della sospensione, in vista anteriore, secondo la relazione:

$$camber\ change = \arctan(1/\ fvsa\ lenght)$$

Gli altri parametri che concorrono a determinare la geometria della sospensione e che influenzano il recupero di camber durante la fase di cornering della vettura (in presenza quindi di rollio e sterzatura) sono, come detto, il king-pin, il caster e lo scrub radius (o king-pin offset).

L'inclinazione del king-pin conferisce un camber positivo quando la ruota viene sterzata. Un caster positivo invece conferisce camber negativo sulla ruota esterna caricata in curva e positivo su quella interna e questo effetto è maggiore per alti

gradi di sterzo; riguardo il recupero di camber è quindi da optare per l'adozione di piccoli angoli di king-pin e più ampi di caster (positivi). Poiché si hanno spostamenti verticali della ruota sterzata, quest'ultima soluzione favorisce il trasferimento di carico diagonale del carico consentendo lo scaricamento della ruota posteriore interna, similmente a quanto accade sui gokart.

Lo svantaggio dell'adozione di molto caster è l'aumento della forza da imprimere al volante per la sterzatura, per cui ne viene influenzata l'ergonomia del pilota. Per compensarlo si può agire sul "mechanical trail" del pneumatico, la cui riduzione consente di variare il trasferimento di carico e di ridurre la zona di feeling del pilota nel momento in cui la gomma raggiunge il limite, senza cambiare l'effetto sul camber. Un valore di partenza molto utilizzato è di circa 2,7 centimetri.

Sempre riguardo il feeling del pilota, in riferimento al piano frontale, si possono adottare valori positivi del king pin offset, ma si hanno esigenze di compromesso con la riduzione del king pin, anche se quest'ultima non sempre è possibile per questioni di packaging all'interno del cerchio.

Ovviamente l'interazione di tutti questi parametri rende molto complesso e iterattivo tutto il processo di progettazione della sospensione, per cui rimane fondamentale ribadire l'importanza dei test in pista per l'ottimizzazione dei parametri stessi. Nella progettazione della geometria della sospensione anteriore un ruolo fondamentale lo esercita il sistema di sterzo, in quanto rappresenta l'elemento di interazione tra la strada e il pilota, nel veicolo inteso come sistema a retroazione.

Per quanto riguarda la geometria ciò che va assolutamente evitato è la presenza di bump steer, ossia la variazione di convergenza durante lo scuotimento della sospensione. In presenza di bump steer infatti la vettura tende a perdere direzionalità e di conseguenza diventa ingestibile per il pilota.

Il bump steer è influenzato dalla posizione della scatola di sterzo rispetto all'inclinazione sul piano frontale dei control arm, come indicato nella figura sottostante. Molto spesso però il posizionamento della scatola crea problemi di packaging sull'anteriore della vettura.

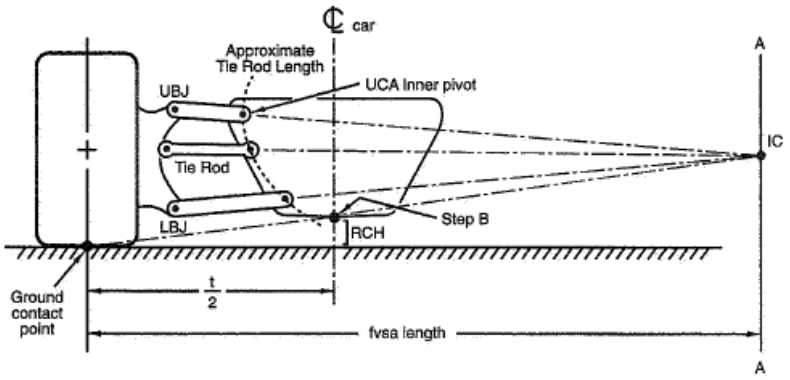


Figura 3-12: La corretta posizione della scatola di sterzo [1].

L'altro parametro che va deciso in fase di progetto è la geometria di Ackermann che si intende conferire al sistema.

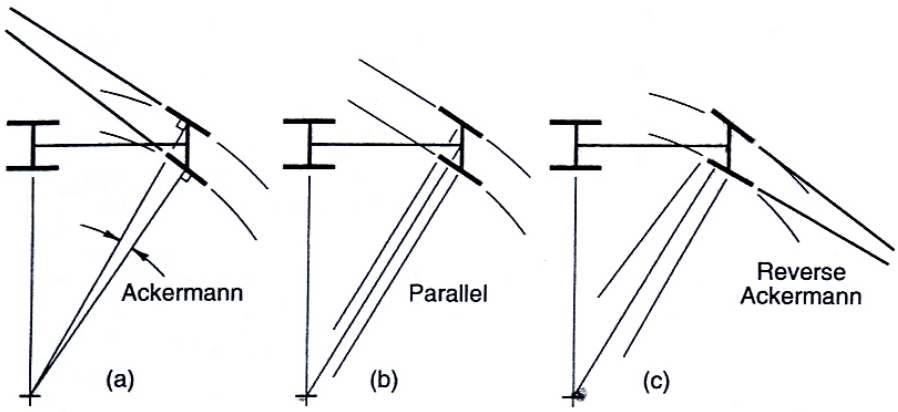


Figura 3-13: Le configurazioni di Ackermann possibili [1].

La Figura 3-13 indica le tre possibili soluzioni utilizzabili, ognuna variabile con una propria percentuale. In generale un Ackermann positiva si adotta per curve strette percorse a modeste velocità mentre quella negativa per curve ad alta velocità con forte influenza dell'aerodinamica. La soluzione di partenza più plausibile è quella di Ackermann positiva con percentuali variabili dal 100 al 150%, realizzabili semplicemente con una piastra di sterzo regolabile in tre o più posizioni. Una soluzione del genere demanda ancora una volta notevole importanza ai test di sviluppo in pista.



Figura 3-14: Piastra di sterzo regolabile per la variazione dell'Ackermann [24].

Le ultime considerazioni a livello progettuale riguardano la sospensione posteriore che deve possedere una forte solidità di convergenza, ottenibile con il corretto dimensionamento del tirante posteriore vista la maggiore entità dei carichi agenti e la totale assenza di bump steer e roll steer per evitare che la vettura abbia tendenza al sovrasterzo improvviso.

Al posteriore un ruolo importante lo riveste la trasmissione, in quanto deve essere assicurato l'allineamento tra l'albero di trasmissione e i giunti in ogni condizione di funzionamento della sospensione.

L'adozione di giunti omocinetici è la più utilizzata, sia nel caso si adotti il differenziale, sia nel caso opposto.



Figura 3-15: Giunto omocinetico.

3.3. Le rigidezze e gli smorzamenti della sospensione

La scelta della rigidezza della sospensione determina la capacità del sistema di sostenere il veicolo e di compiere gli scuotimenti e gli angoli di rollio desiderati, nonché di ottimizzare il contatto a terra del pneumatico distribuendo il trasferimento di carico della vettura sui quattro appoggi. Altro fattore importante è il confort per il pilota, da intendersi non come nella progettazione delle vetture stradali, ma come capacità del pilota di guidare la vettura al limite. Infatti rigidezze alla ruota troppo elevate rendono la vettura troppo difficile da guidare al limite "perdonando meno"eventuali errori di guida e ricordando che il target di pilota a cui ci si deve rifare è quello del pilota non professionista, questa scelta non è auspicabile. Inoltre utilizzare rigidezze troppo elevate potrebbe indurre deformazioni sui componenti della sospensione (compliances) nel caso si verificassero errori nel loro dimensionamento, così come una rigidezza non ottimizzata del telaio potrebbe conferire una pessima guidabilità della vettura. Quest'ultimo infatti deve essere rigido a tal punto che il controllo dell'handling del veicolo sia demandato solamente alla sospensione. Inoltre un'alta rigidezza alla ruota causa più facilmente la perdita di contatto al suolo, essendo meno "copiante" sull'asfalto. Un parametro che consente notevole flessibilità nella progettazione e nello sviluppo del set-up della vettura è il rapporto di installazione (motion-ratio), ossia il rapporto tra movimento della ruota e movimento della molla.

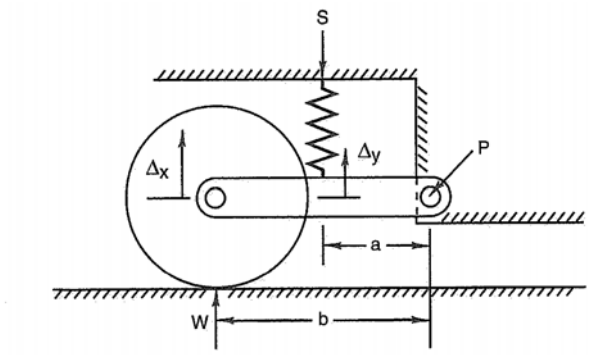


Figura 3-16: Rapporto di installazione (motion ratio) [1].

Questovalore cambia in modo non lineare nello scuotimento della sospensione e in genere si desidera un andamento crescente (rising rate) nella fase di compressione della sospensione. In generale un alto valore del motion ratio è desiderabile perché

determina velocità più alte dell'ammortizzatore ed un suo più ampio utilizzo nel range di velocità in cui è stato progettato, permettendo così una maggiore sensibilità di regolazione.

Si vogliono riportare a questo punto delle considerazioni sugli elementi smorzanti della vettura. Il compito dell'ammortizzatore è quello di lavorare con la molla per mantenere il contatto tra pneumatico e strada; nella fase di compressione (bump) l'ammortizzatore svolge una funzione di controllo dello scuotimento e previene che la sospensione vada "a tampone", mentre in estensione esso assorbe l'energia di rilascio della molla. Molti team adottano ammortizzatori destinati alle mountain bike, i quali possono essere utilizzati sulle vetture formula SAE per il fatto che le condizioni di masse e forze agenti sono abbastanza simili. Le differenze sono però nelle velocità di funzionamento; in generale infatti essi presentano una rilevante differenza tra i valori di smorzamento in estensione e in compressione. Per evitare che durante la pedalata la bicicletta oscilli fortemente essi presentano una curva in compressione molto ripida, mentre alle alte velocità essi sono molto duri perché devono sopportare i carichi violenti che derivano da buche o salti. Su una vettura Formula SAE non ci sono generalmente condizioni di carico così gravose e differenti e per questo molto spesso adottare una tale tipologia di ammortizzatori comporta la necessità di modificare la caratteristica smorzante intervenendo sul numero e sullo spessore delle lamelle interne, oltre che sulla viscosità dell'olio. Inoltre gli ammortizzatori da mountain bike hanno una corsa utile di circa 75mm, mentre la sospensione per regolamento deve avere 25,4 mm in bump e altrettanti in rebound. A tale proposito è chiara la necessità di ottimizzare i rapporti di installazione e che utilizzarne valori troppo elevati potrebbe portare a tampone la sospensione.

Ai fini dello sviluppo della vettura è evidente che avere la possibilità di variare in maniera molto fine la caratteristica smorzante dell'ammortizzatore consentirebbe una taratura fine degli smorzamenti e un'ottimizzazione completa di essi. Anche in questo caso l'importanza dei test è fondamentale per il rapido sviluppo della vettura.

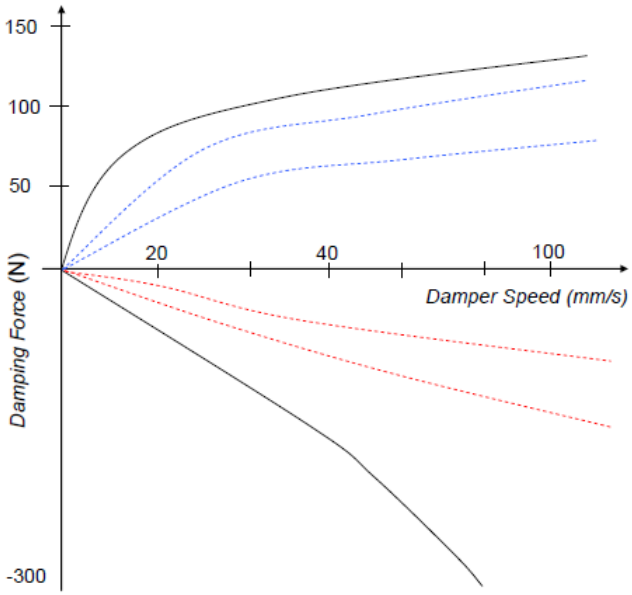


Figura 3-17: Curva qualitativa di funzionamento di un ammortizzatore da MTB [24].

3.4. Soluzioni costruttive

In questo paragrafo si vogliono delineare delle soluzioni costruttive applicabiliper la vettura che le consentono di acquisire determinate caratteristiche.

La prima considerazione riguarda la modalità di costruzione dei bracci sospensioni e dei puntoni della sospensione con gli uniball. La soluzione di Figura 3-18 è quella più utilizzata e prevede un uniball filettato all'estremità del tubo con un dado di tenuta. Per la realizzazione dei puntoni o dei tiranti l'uso della filettatura destra su un lato e sinistra sull'altro permette di variare la propria lunghezza di una quantità pari alla somma dei passi dei due filetti, semplicemente ruotando le sue facce. Questa soluzione è anche la più economica in quanto permette di utilizzare gli stessi uniball per tutti e quattro i lati della vettura, per i tiranti dello sterzo e inoltre perché prevede la sola filettatura interna di un tubo.



Figura 3-18: Soluzione con uniball filettato [24].

Gli svantaggi di una soluzione costruttiva di questo genere consistono nella minore rigidezza del sistema e nella possibilità di avere dimensioni non uguali sui bracci della sospensione per la presenza della filettatura.
Una soluzione più elegante è sicuramente quella che prevede l'inserimento dell'uniball nella sede cilindrica, la quale viene poi saldati ai bracci della sospensione in modo da conferire una maggiore rigidezza al sistema ed evitare la possibilità di far lavorare gli snodi sferici in flessione, errore questo su cui i giudici di gara pongono particolare attenzione.



Figura 3-19: Soluzione con testa a snodo [24].

Inoltre, a fronte di un costo maggiore di realizzazione e di una minore riparabilità del sistema si ha un'ottima facilità di montaggio del braccio sospensione, proprio dovuto al fatto che le lunghezza non variano per l'assenza della filettatura. Sempre a livello di rigidezza dei componenti della sospensione un accorgimento molto importante è quello di saldare delle placchette di rinforzo tra i bracci concorrenti nel nodo di un

triangolo della sospensione. In questo modo si riduce la lunghezza libera di inflessione dei bracci. Un'altra soluzione che si può prevedere di adottare nel caso in cui si è pianificato un lungo periodo di sviluppo in pista, è il metodo di attacco delle sospensioni al telaio. La soluzione più economica è quella che prevede la saldatura di due piastrine sul lato superiore e inferiore del tubo del telaio, in cui va ad incassarsi la testa dell'uniball.

L'altra soluzione è quella di applicare delle piastre con sezione a C, imbullonate al telaio che consentono, tramite l'uso di placchette di spessore variabile, di variare la carreggiata e di spostare le geometrie della sospensione riguardo l'anti-dive. Quella rappresentata in figura è fissa.



Figura 3-20: Dettaglio dell'attacco dei bracci al telaio [24].

3.5. Sintesi cinematica

La sintesi cinematica della sospensione inizia a partire dai dati di progetto fissati per quanto riguarda il gruppo ruota. In particolare, per la sintesi del meccanismo, le ovvie considerazioni legate al packaging dell'unità meccanica richiedono la conoscenza delle dimensioni di pneumatico, cerchio e gruppo pinza-disco freno.
A partire da queste, è possibile posizionare il giunto sferico inferiore. La posizione del giunto sferico superiore si troverà quindi su una direzione determinata imponendo l'angolo di kingpin del meccanismo o, il che è equivalente, lo scrub radius che il pneumatico avrà a terra.
Inoltre, per fissare la posizione del giunto sferico superiore è necessario fissare la distanza da quello inferiore. In questo tipo di sospensione sono due le opzioni costruttive possibili: a montante corto (Figura 3-21)o a montante lungo.



Figura 3-21: Soluzione costruttiva a montante corto [52].

Nel primo caso si ha che il giunto sferico superiore ricade all'interno del diametro della ruota. Questo schema, con ruote con elevato offset e grande diametro consente di tenere basso l'angolo di kingpin, spostando il giunto sferico superiore verso l'interno della ruota.
Al fine di ridurre i carichi sui triangoli delle sospensioni e sugli altri componenti è comunque opportuno distanziare i due snodi quanto più possibile. Poiché nella tipologia a montante corto questo può produrre angoli di kingpin non sufficienti,

spesso si utilizza la seconda tipologia costruttiva, ossia quella in cui lo snodo superiore si trova esternamente al diametro della ruota.
In questo tipo di design, come già detto, si hanno minori sollecitazioni sugli organi meccanici, buoni angoli di kingpin, e in più eventuali errori di montaggio comporteranno errori cinematici più piccoli rispetto al caso precedente.
Una volta fissate le posizioni degli snodi inferiore e superiore è possibile procedere con la sintesi del meccanismo.

A tal fine, a prima cosa che si stabilisce è la posizione del centro di istantanea rotazione del meccanismo, determinata dall'entità del recupero di camber e dall'altezza desiderata del centro di rollio.
La lunghezza del braccio equivalente del meccanismo è determinata dal recupero di camber desiderato secondo la relazione:

$$fvsa = (t/2)/(1 - roll\ camber)$$

Dove t è la carreggiata e il roll camber è definito come:

$$roll\ camber = \frac{wheel\ camber\ angle}{chassis\ roll\ angle}$$

E rappresenta il rapporto tra l'angolo di camber della ruota, durante la percorrenza di curva e l'angolo di rollio della cassa.

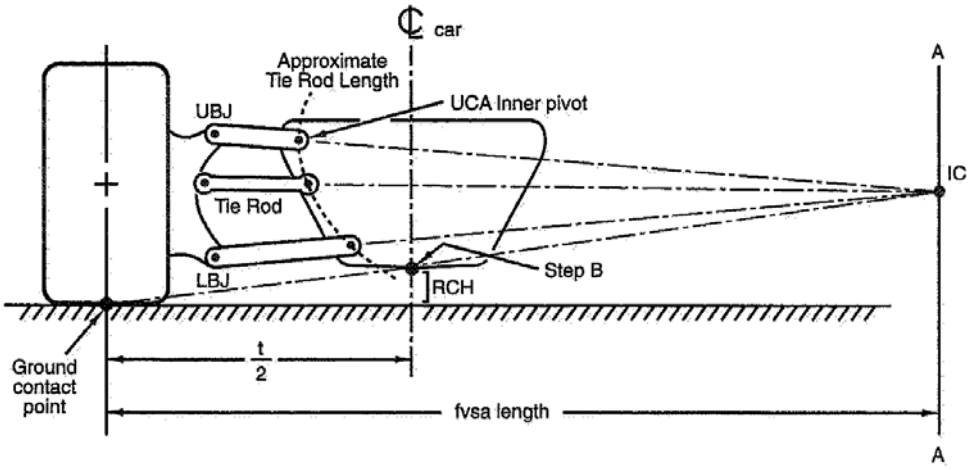


Figura 3-22: Sintesi del meccanismo in vista frontale [1].

A questo punto è possibile trovare il centro di istantanea rotazione del meccanismo tracciando una linea dal punto di contatto tra pneumatico e suolo che passi per il centro di rollio desiderato. Su questa linea, il centro di istantanea rotazione sarà quindi determinato dalla conoscenza della lunghezza del braccio equivalente sopra determinata.

A partire dagli snodi superiore e inferiore quindi si vanno a tracciare due linee che rappresentano le tracce dei piani contenenti i triangoli superiore e inferiore. La lunghezza del triangolo inferiore è dettata da esigenze di packaging ma comunque dovrebbe essere la maggiore possibile. La lunghezza del triangolo superiore invece va scelta in funzione dell'entità del recupero di camber desiderato per la sospensione.

Per completare la sintesi in vista frontale, occorre posizionare la scatola di sterzo e i braccetti. A tal fine occorre considerare che la posizione in pianta della scatola di sterzo sarà determinata dalla necessità rispettare i requisiti per avere una sterzatura secondo Ackermann e dalle ovvie necessità di carattere ergonomico e di packaging del veicolo. Le direzioni che i braccetti di sterzo dovranno seguire saranno poi quelle convergenti vero il centro di istantanea rotazione.

Seguendo il procedimento sopraesposto è stata effettuata la sintesi della sospensione per la vettura da FSAE oggetto del presente lavoro.

In particolare, si è proceduto dapprima con la valutazione degli ingombri dei componenti del gruppo ruota e con la modellazione CAD degli stessi

A tal riguardo, occorre precisare che, nell'ottica di procedere con la costruzione in tempi rapidi e di poter disporre in maniera agevole della componentistica necessaria, la scelta effettuata è stata quella di utilizzare il più possibile componenti disponibili sul mercato e, in particolare, i componenti che vengono impiegati correntemente nelle vetture da Formula Gloria[2], dalle quali si sono mutuati cerchi (da 13"), mozzi, cuscinetti e gruppo frenante (pinze e disco di fabbricazione TAR-OX).



Figura 3-23: Gruppo ruota Formula Gloria.

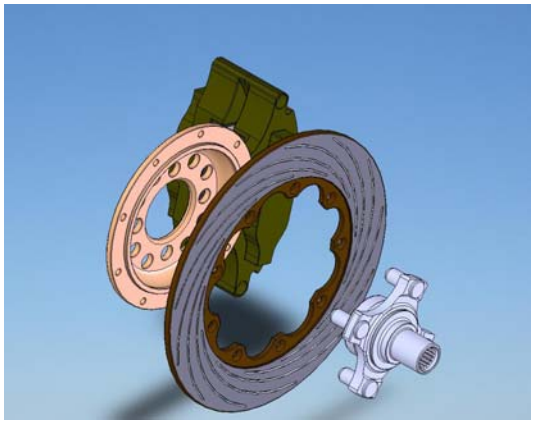


Figura 3-24: Gruppo frenante e mozzo.

Definiti i componenti che faranno parte del gruppo sospensivo si passa alla sintesi cinematica dello stesso stabilendo anzitutto i valori di passo e carreggiata. Va tenuto conto che un passo ampio garantisce una miglior stabilità durante la percorrenza di rettilinei, un minor trasferimento di carico longitudinale e, soprattutto, un maggior spazio per l'alloggiamento di tutti i sistemi che compongono il veicolo. Di converso un passo ridotto, consente di ottenere una riduzione generale di peso del veicolo e una migliore manovrabilità di questo. Considerando il tipo di tracciati, abbastanza tortuosi, sul quale il veicolo si troverà a gareggiare, la scelta si è orientata verso l'adozione di un passo il più possibile vicino al limite minimo regolamentare (1525 mm) ma tale da poter ospitare il pilota garantendo una buona ergonomia e assicurando inoltre spazio a sufficienza per il contenimento dei componenti del veicolo. Similmente, anche la scelta delle carreggiate anteriori e posteriori è frutto di un trade-off. Una carreggiata ampia garantisce una diminuzione dell'entità dei

[2] La Gloria è una piccola monoposto utilizzata in campionati monomarca che possiede molte similitudini con le vetture da Formula SAE. Per questo motivo, l'utilizzo di componentistica di derivazione Gloria può consentire un sostanziale risparmio sia in termini di tempo che di costi di produzione.

trasferimenti di carico laterale durante la percorrenza di una curva e una minor variazione dell'angolo di camber ma aumenta la sezione frontale del veicolo, penalizzando quindi l'aerodinamica. Vista l'entità delle velocità comunque, che risultano essere abbastanza ridotte, l'aerodinamica non è un fattore di primaria importanza nelle competizioni della serie FSAE, per cui ci si è orientati verso carreggiate piuttosto ampie. Inoltre l'impiego di una carreggiata più ampia all'anteriore che al posteriore, diminuisce il trasferimento di carico diagonale e garantisce una migliore stabilità nell'inserimento in curva. Il risultato delle scelte progettuali è sintetizzato nella tabella seguente.

Peso veicolo	280 Kg
Distanza % del baricentro dall'asse anteriore	55 %
Altezza baricentro veicolo	300 mm
Passo veicolo	1610 mm
Carreggiata anteriore	1280 mm
Carreggiata posteriore	1140 mm
Altezza centro rollio sospensione anteriore	35 mm
Altezza centro rollio sospensione posteriore	45 mm

Tabella 3-1: Parametri di progetto della sospensione.

I valori dei rimanenti parametri (angoli di king pin, caster, camber, etc.) sono stati assunti sulla base di un'attività di *reverse engineering* condotta sulle vetture da Formula SAE che hanno conseguito i migliori risultati nelle scorse edizioni della Competizione.. La tabella 5 mostra i valori adottati.

	Anteriore	Posteriore
Camber	-2°	-3°
Caster	8°	8.5°
King Pin	8°	7°
Convergenza	5 mm	5 mm

Tabella 3-2: Angoli caratteristici di funzionamento delle sospensioni.

Al tempo stesso si è previsto un sistema di regolazione della sospensione tale da poter intervenire su tali valori adeguandoli alle esigenze che emergeranno in pista (si veda in seguito).

Inoltre, per procedere alla sintesi cinematica e al calcolo dinamico della sospensione è stato necessario effettuare una prima stima delle masse in gioco, stima che è sintetizzata nella seguente tabella.

Mass budget	
Componente	***Peso (kg)***
Pilota	70
Telaio	39
Ruote	5.5
Motore	32
Pneumatici	5
Disco Freno + Pinza	3
Portamozzo + Mozzo	5
Puntone e Bracci sosp.	2
Semiasse	4
Differenziale	7

Tabella 3-3: Mass budget stimato del veicolo.

La sintesi cinematica della sospensione implementando il procedimento sopraesposto all'interno di un modello parametrico Solidworks, attraverso il quale si è realizzato in maniera rapida lo studio del layout del veicolo e la determinazione dei punti notevoli della sospensione e dello sterzo.

In particolare, l'implementazione della procedura di sintesi all'interno del CAD ha consentito di lavorare indipendentemente, e soprattutto in maniera parametrica, nelle diverse viste (frontale, laterale e in pianta), e di ottenere quindi la configurazione del meccanismo nello spazio e le coordinate degli snodi in maniera pressoché automatica.

Il modello realizzato è rappresentato nella seguente figura.

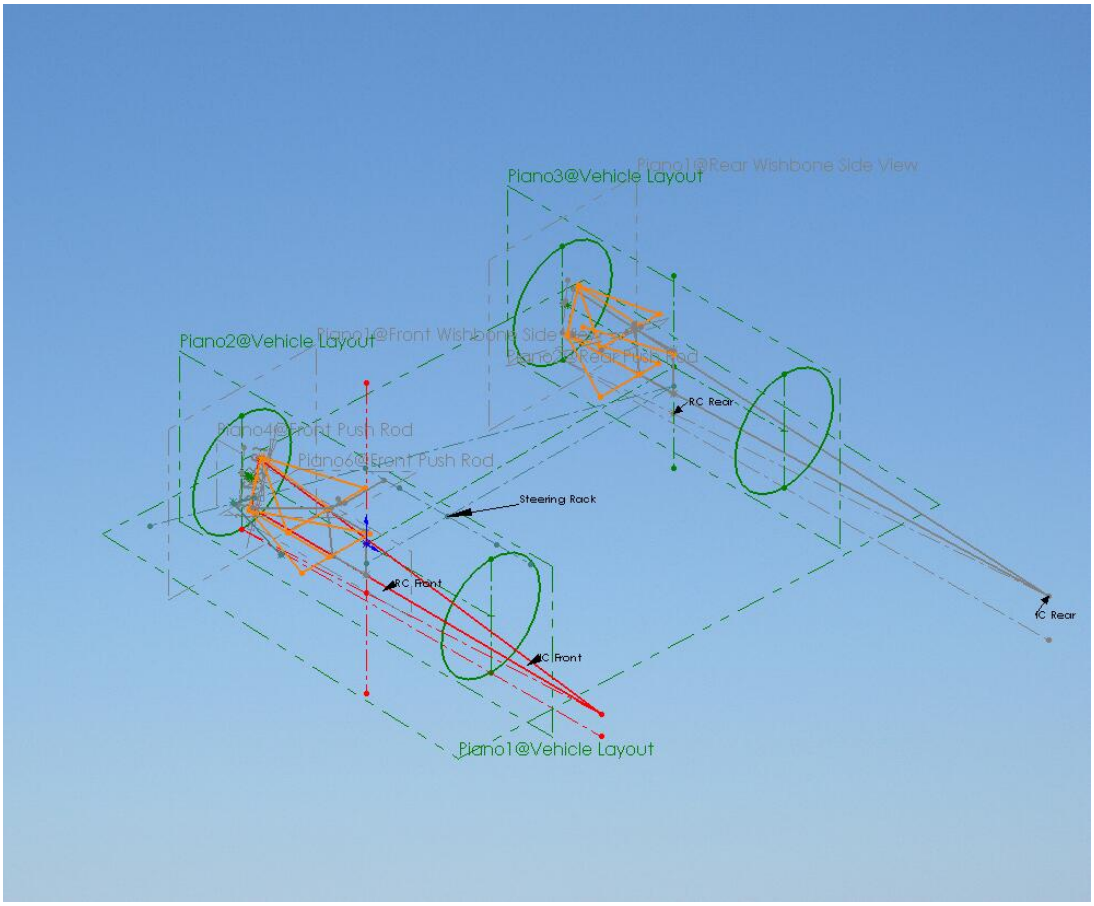


Figura 3-25: Il modello Solidworks utilizzato per la sintesi della sospensione.

3.6. Verifica cinematica del funzionamento

Esaurita la fase di sintesi cinematica della sospensione, si è proceduto con la valutazione del comportamento di questa durante il funzionamento. In particolare, mediante l'utilizzo di un software cinematico multibody dedicato alla progettazione di sospensioni (LOTUS Shark) si è voluto verificare che il comportamento del meccanismo durante lo scuotimento fosse quello atteso e che non ci fossero anomalie.

Il software consente la creazione dei modelli delle sospensioni in maniera semplice, offrendo all'utente dei template (nei quali è già rappresentata la topologia del meccanismo) che possono essere modificati rapidamente inserendo la posizione dei punti notevoli del meccanismo (i cosiddetti "hardpoint").

Tali punti, come già detto, possono essere estratti in maniera agevole dal modello CAD tridimensionale del meccanismo e, salvo adeguamento del sistema di

riferimento, inseriti all'interno del software di analisi che, autonomamente, procede alla costruzione del meccanismo e alla sua analisi, come si vede nelle figure seguenti.

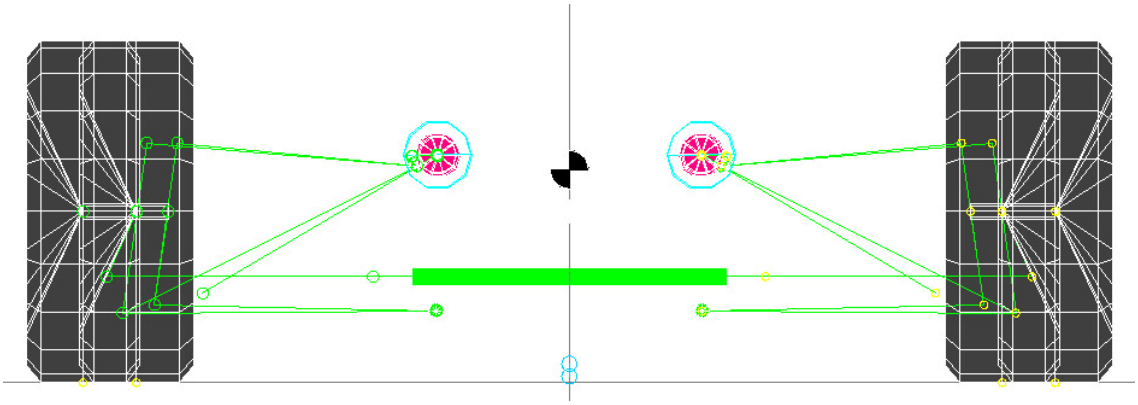


Figura 3-26: Modello cinematico della sospensione – Vista anteriore.

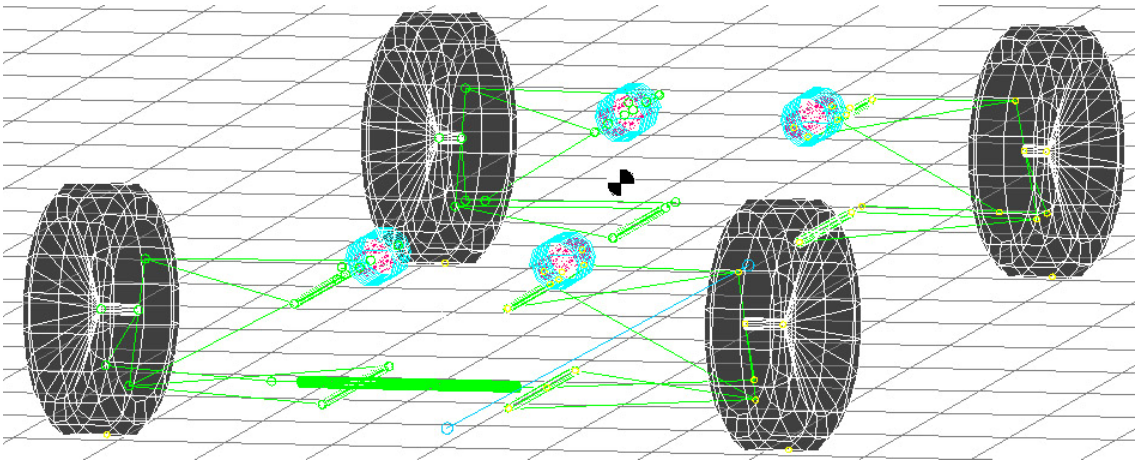


Figura 3-27: Modello cinematico della sospensione – Vista isometrica.

Una volta che il meccanismo è stato inserito all'interno del software di simulazione, il secondo step è quello di definire i parametri di simulazione, il che avviene in maniera elementare mediante l'inserimento in un apposito form.

I risultati della simulazione, come mostrato nei grafici seguenti, mostrano che il comportamento della sospensione durante il suo funzionamento sono concordi con quanto ci sei era prefissati in fase di sintesi del meccanismo.

In particolare, per quanto riguarda l'andamento dell'angolo di king pin, vediamo come questo abbia un andamento lineare e sia più alto al retrotreno, così come imposto durante la sintesi del meccanismo.

Stesso discorso, ossia la coerenza con quanto atteso, risulta dall'analisi dell'andamento dell'angolo di caster. E' evidente come questo rimanga costante

durante lo scuotimento della sospensione e concorde con i valori imposti in fase di progettazione cinematica.

Per quanto riguarda l'andamento dell'angolo di convergenza, è questo un aspetto di fondamentale importanza ai fine della valutazione della bontà del progetto cinematico.

Si deve infatti assolutamente evitare, posizionando opportunamente il meccanismo di sterzo, che, durante lo scuotimento della sospensione si abbia sterzatura indesiderata delle ruote (il cosiddetto "bump steer").

Questo perché un comportamento del genere renderebbe le reazioni del veicolo imprevedibili e quindi lo stesso risulterebbe difficile da guidare.

Anche in questo caso, i risultati della simulazione mostrano come il processo di sintesi cinematica sia stato condotto correttamente, evidenziando variazioni minime dell'angolo di convergenza durante il normale funzionamento del meccanismo.

Da ultimo, analizziamo i risultati dell'andamento dell'angolo di camber e dell'altezza dei centri di rollio anteriore e posteriore.

Per quanto riguarda il primo, anche in questo caso i risultati della simulazione si mostrano in linea con quanto atteso; per quanto concerne l'altezza da terra del centro di rollio invece, occorre verificare che questo, durante lo scuotimento della sospensione, non passi al di la della linea del suolo. In questo caso si avrebbe infatti un'inversione del verso delle forze agenti sulla cassa, con conseguente forte penalizzazione dell'handling. Tuttavia, anche in questo caso i risultati mostrano che la configurazione ottenuta sia esente da questo tipo di problemi.

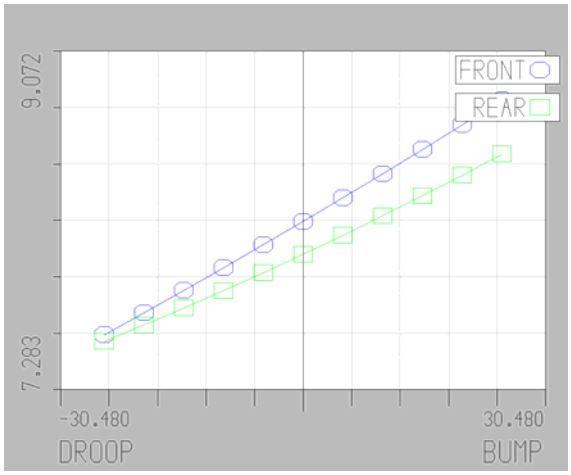


Figura 3-28: Andamento dell'angolo di king-pin.

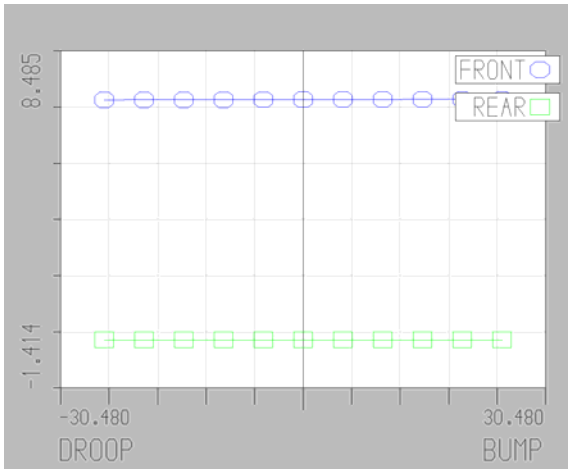


Figura 3-29: Andamento dell'angolo di caster.

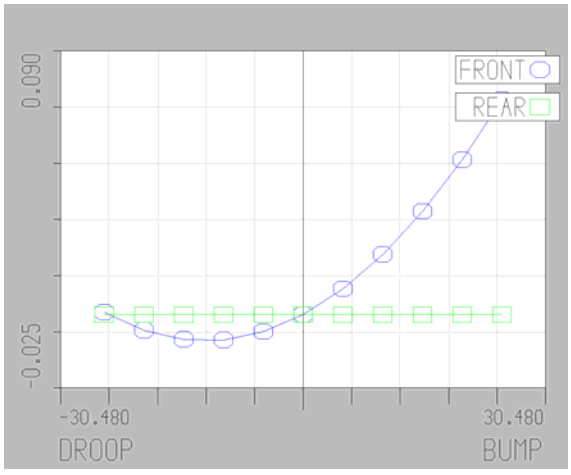


Figura 3-30: Andamento dell'angolo di convergenza;

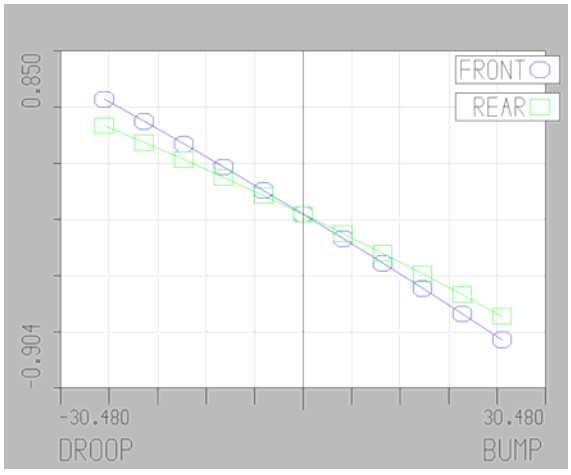


Figura 3-31: Andamento dell'angolo di camber.

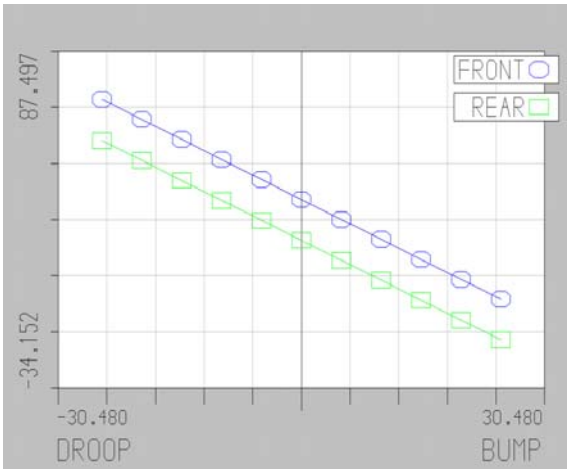


Figura 3-32: Variazione di altezza dei centri di rollio.

3.7. Calcolo delle caratteristiche del gruppo molla-smorzatore

In questo paragrafo si vuole illustrare il metodo di calcolo utilizzato per la determinazione delle caratteristiche dinamiche che il gruppo molla smorzatore dovrebbe, in linea teorica, avere, e che verranno utilizzate per la scelta da catalogo del particolare componente da utilizzare.

Il calcolo delle caratteristiche degli ammortizzatori è stato eseguito in una delle prime fasi della progettazione della vettura, questo per consentire l'approvvigionamento dei componenti in tempo per soddisfare le esigenze temporali del progetto.

Di conseguenza, ci si è avvalsi, per il calcolo di queste caratteristiche a valori stimati per le masse in gioco, riportati nella seguente tabella.

E'da precisare che i valori reali di massa dei componenti costruiti è numericamente comparabile ai valori che sono stati stimati in fase preliminare, motivo per cui il calcolo può essere ingegneristicamente considerato attendibile.

Componente	Peso (Kg)
Disco	2
Pinza	0.8
Mozzo	5
Triangolo sospensione	2
Puntone	1
Ruota (Cerchio + Pneumatico)	7
Tiranteria sterzo	0.6
Semiasse	2

Tabella 3-4: Mass budget di primo tentativo.

Il calcolo avviene in maniera semplificata, secondo il metodo proposto in [1] che, per la determinazione delle caratteristiche di molla e smorzatore utilizza un semplice modello a parametri concentrati in cui avantreno e retrotreno vengono condensati in due sistemi disaccoppiati a due gradi di libertà. Il calcolo parte dalla determinazione delle masse sospese e non sospese. Al fine di stimare la distribuzione di massa del veicolo, è stata effettuata una stima, basata sull'entità delle masse dei componenti che si installeranno a bordo del veicolo e da un'accurata ricerca in letteratura sulle

caratteristiche di peso e distribuzione di peso (in termini di posizione longitudinale del baricentro) comuni a gran parte di queste vetture.
In primo luogo si procede con la determinazione delle masse sospese e non sospese. Si determina innanzitutto la distribuzione di massa su avantreno e retrotreno:

$$W_f = W_t \frac{b}{l}; \quad W_r = W_t \frac{a}{l};$$

Mentre l'entità delle masse non sospese, all'anteriore e al posteriore possono essere ricavate semplicemente sommando le masse dei componenti che concorrono all'uno e all'altro asse. A questo punto l'entità delle masse sospese per i due assi si ottiene sottraendo alla massa totale agente sull'asse l'entità della corrispondente massa non sospesa. I risultati sono riassunti nella tabella seguente.

	Avantreno	Retrotreno
Massa totale, W	126 Kg	154 Kg
Massa sospesa, Ws	85.2 Kg	112 Kg
Massa non sospesa, Wu	40.8 Kg	42 Kg

Tabella 3-5: Masse sull'anteriore e sul posteriore.

Si può quindi procedere al calcolo dinamico della sospensione. Dalla letteratura [1] sono stati innanzitutto assunti dei valori plausibili per le frequenze all'avantreno e al retrotreno:

$$f_f = 5\,Hz; \quad f_r = 4.8\,Hz;$$

si è quindi proceduto al calcolo dei ride rate (rigidezza del veicolo nel punto di contatto) considerando un modello a quarto di veicolo.

$$Kr_{(f,r)} = (2\pi f)^2 \frac{W_{(f,r)}}{2}$$

Inserendo quindi la rigidezza radiale dei pneumatici, determinata in accordo ai dati sperimentali forniti in [45] e tenendo conto del rapporto di installazione della sospensione, diventa quindi possibile il calcolo delle rigidezze che le molle dovranno avere:

$$K_{wheel_{f,r}} = \frac{RR_{(f,r)} K_{t_{f,r}}}{K_{t_{f,r}} - RR_{(f,r)}}$$

$$K_{wheel_{f,r}} = \frac{RR_{(f,r)} K_{t_{f,r}}}{K_{t_{f,r}} - RR_{(f,r)}}$$

I risultati sono riassunti in tabella 8.

	Avantreno	Retrotreno
Ride rate, Kr	42.05 N/mm	50.94 N/mm
Wheel rate, Kw	65.98 N/mm	90.88 N/mm
Spring rate, Ks	65.98 N/mm	90.88 N/mm

Tabella 3-6: Risultati del calcolo dinamico delle sospensioni.

Per completare l'analisi bisogna valutare se è necessaria o meno l'aggiunta di una barra antirollio al sistema sospensivo. Per fare ciò si valuta innanzitutto l'altezza del baricentro della massa sospesa:

$$h_s = \frac{W_t - W_{uf} RL_f - W_{ur} RL_r}{W_s},$$

dove RL rappresenta il raggio sotto carico dei pneumatici anteriori e posteriori [45]. Si procede poi determinando la distribuzione della massa sospesa e quindi il braccio di rollio.

$$a_s = \frac{W_{sf}}{W_s}; \quad h_{rm} = h_s - \left[Z_f + \left(Z_r - Z_f \right) \left(1 - a_s \right) \right]$$

Dalla conoscenza del braccio di rollio diventa quindi possibile conoscere l'entità del momento di rollio che agisce sulla casa per ogni g di accelerazione laterale:

$$M_{\phi A_y} = h_{rm} W_s$$

Imponendo, in base all'esperienza, il gradiente di rollio desiderato (RG) è possibile quindi quantificare il contributo di rigidezza a rollio fornito dalle molle e quello che è necessario fornire tramite la barra antirollio.
Si calcola innanzitutto il Roll Rate equivalente al dato RG:

$$K_\phi = \frac{M_{\phi Ay}}{RG},$$

quindi il contributo fornito dalle molle risulta:

$$K_{\phi s_{f,r}} = \frac{K_{rf} T_{f,r}^2}{2}$$

Di conseguenza, il supplemento di rigidezza che dovrà essere fornito dalla barra antirollio risulta essere:

$$K_{\phi b} = K_\phi - K_{\phi s}$$

I risultati del calcolo sono riassunti nella tabella seguente. Appare chiaro come, risultando il contributo della barra antirollio negativo, le sole molle sono sufficienti ad assicurare alla cassa il gradiente di rollio desiderato e quindi non è necessario procedere all'installazione della barra antirollio.

Altezza CG massa sospesa, h_s	323 mm
Distribuzione massa sospesa, a_f	0.432 front
Braccio momento di rollio, h_{rm}	269 mm
Mom. rollio per g di acc. laterale	513.8 N/m·g
RG	0.5 °/g
K_ϕ	1028 N·mm/°
$K_{\phi s,f}$	537.19 Nm/°
$K_{\phi s,r}$	650.80 Nm/°
$K_{\phi b}$	-160.40 Nm/°

Tabella 3-7: Risultati del calcolo a rollio.

Da ultimo si procede al calcolo dello smorzamento ideale che gli ammortizzatori dovranno possedere. Come noto, la scelta del coefficiente di smorzamento dovrà essere dettata da un trade-off tra le esigenze di confort e di handling veicolo. Poiché il confort non è di primario interesse per un veicolo da competizione, si assume, secondo [1] un valore di smorzamento pari al 25% dello smorzamento critico, che rappresenta un buon valore in grado di garantire buone performance di handling. Nel calcolo si è assunto nuovamente un rapporto di installazione ammortizzatori unitario. I risultati sono mostrati nella tabella seguente.

	Avantreno	Retrotreno
Smorzamento critico, $C_{crit,f,r}$	4.603 Ns/mm	5.602 Ns/mm
Smorzamento alla ruota	1.151 Ns/mm	1.4 Ns/mm
Smorzamento ammortizzatori	1.151 Ns/mm	1.4 Ns/mm

Tabella 3-8: Risultati del calcolo degli smorzamenti.

E' chiaro che I valori calcolati, specialmente per gli smorzamenti, rappresentano dei valori indicativi, in quanto la scelta del gruppo molla ammortizzatore che verrà acquistato sarà dettata inoltre da altri fattori quali la reperibilità, il costo, le dimensioni, etc.

Nella fattispecie, per la vettura da FSAE oggetto del presente lavoro gli ammortizzatori selezionati sono i DNM Burner RCP, illustrati nella figura seguente.

Questo tipo di ammortizzatore è tra i migliori attualmente in commercio per un utilizzo su mountain bike e presenta le seguenti caratteristiche [46]

- Regolazione dello smorzamento in estensione, compressione e del procarico;
- Sistema di sicurezza anti esplosivo;
- Albero in acciaio;
- Peso di soli 350 g;

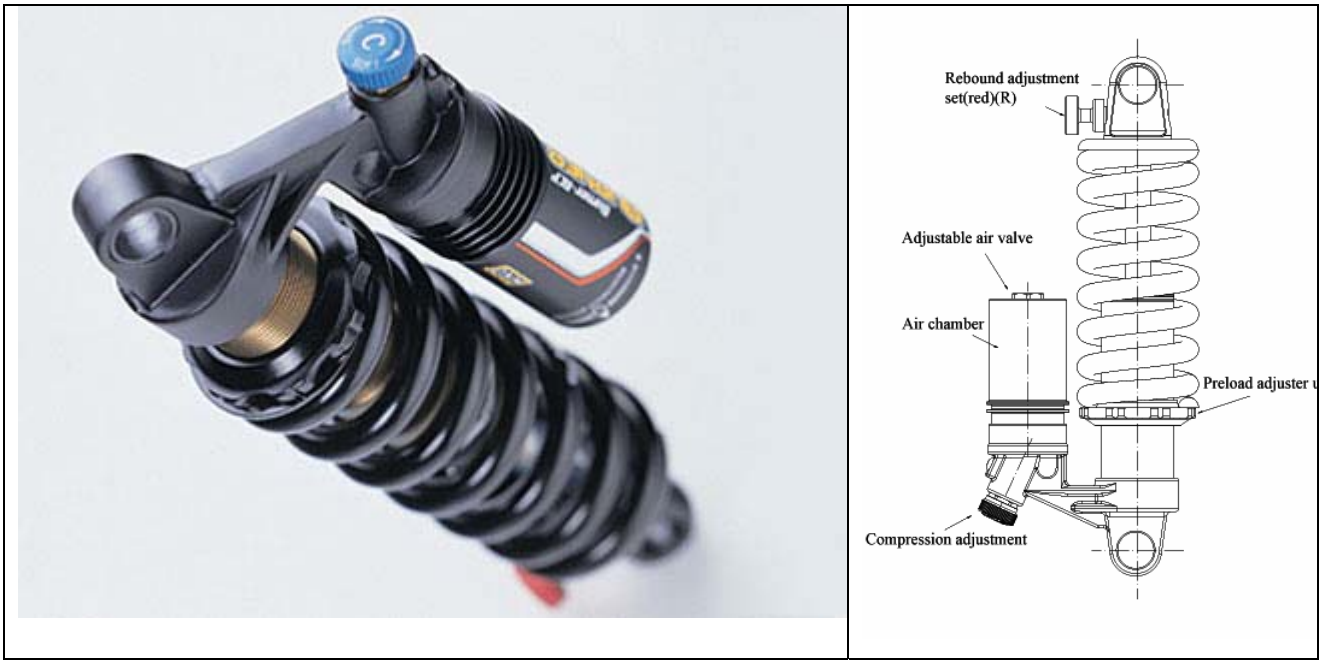


Figura 3-33: Ammortizzatore MTB DNM Burner RCP [46].

3.8. Determinazione sperimentale dello smorzamento dell'ammortizzatore

L'ammortizzatore che è stato scelto per la vettura da Formula SAE oggetto del presente lavoro è stato oggetto di un test sperimentale volto alla determinazione delle caratteristiche di smorzamento dello stesso (caratteristiche che non sono state rese note dal produttore).

Non disponendo di una macchina specifica per il test, si è scelto di utilizzare una macchina di trazione idraulica convenzionale, imponendo cicli di sollecitazione di ampiezza costante e frequenza crescente e misurando la risposta dell'ammortizzatore in termini di forza esercitata su una cella di carico.

Esistono chiaramente sul mercato strumenti migliori e più precisi per la determinazione delle caratteristiche di funzionamento dell'ammortizzatore ma

questo test può comunque fornire qualche indicazione sul comportamento dell'ammortizzatore.

Le figure seguenti illustrano la macchina di trazione impiegata e un dettaglio dell'afferraggio impiegato.

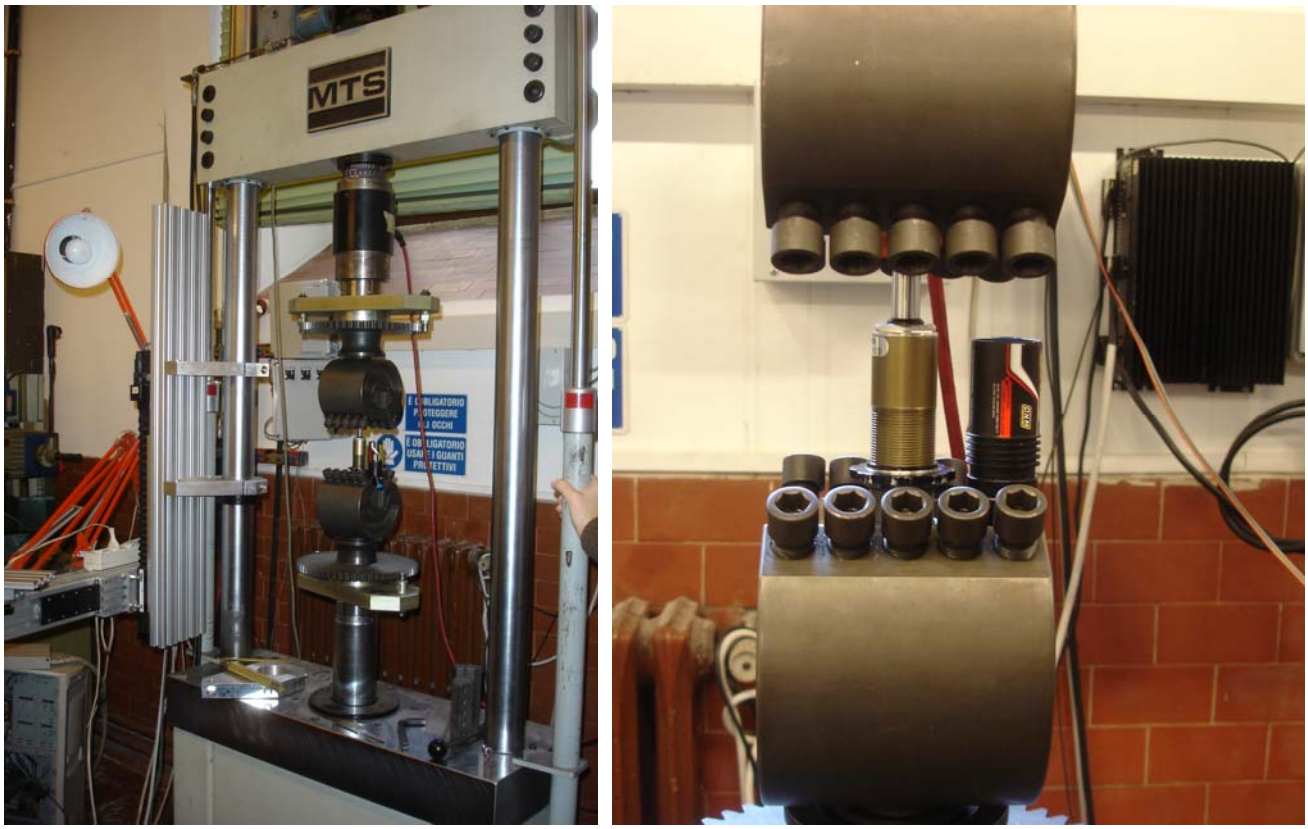


Figura 3-34: La macchina di trazione impiegata e un dettaglio dell'afferraggio.

La teoria che sta alla base dell'esperienza di misura è piuttosto semplice.

L'ammortizzatore viene sottoposto a cicli di compressione ed estensione sinusoidali con, come già detto, ampiezza costante e frequenza crescente. La macchina consente di registrare l'andamento della risposta dell'ammortizzatore in funzione dello spostamento ottenendo, per ogni ciclo, un grafico simile a quello mostrato in Figura 3-35.

Per ciascun ciclo di estensione-compressione la velocità di picco (misurata nel punto corrispondente a spostamento zero) è data da:

$$V = 2\pi\omega A$$

Dove A è l'ampiezza del ciclo di sollecitazione e ω la pulsazione corrispondente alla frequenza del ciclo.

In corrispondenza del punto di spostamento zero vengono inoltre misurate le forze di compressione e di estensione, come mostrato in Figura 3-36.

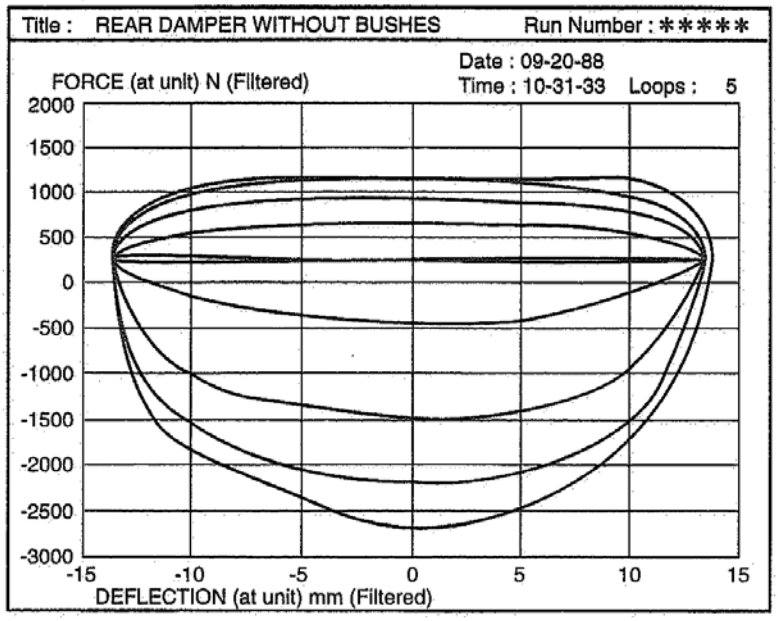


Figura 3-35: Caratteristiche dell'ammortizzatore, Forza vs spostamento [1].

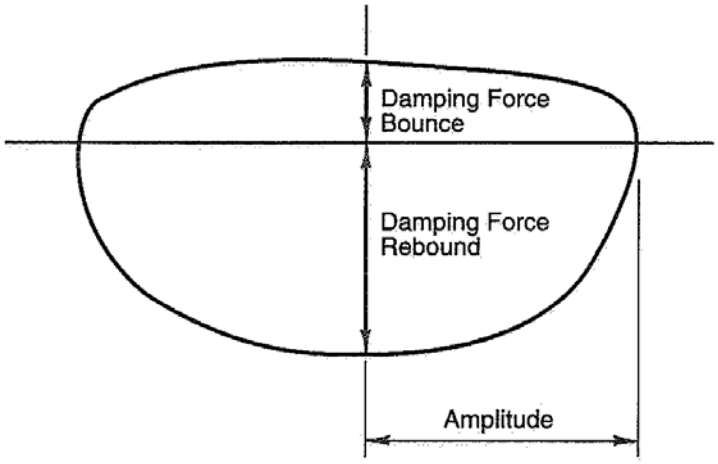


Figura 3-36: Caratteristiche dell'ammortizzatore, dettaglio di un ciclo di sollecitazione [1].

In questa maniera, è possibile andare a costruire la curva caratteristica dell'ammortizzatore, che mostra l'andamento della forza di reazione in funzione della velocità di applicazione del carico.

Nel caso in esame, i test sono stati eseguiti con frequenza di 1-2-5-7-10 Hz e l'ammortizzatore è stato provato sia in configurazione "tutto chiuso" che in configurazione "tutto aperto". I test eseguiti in totale sono quindi stati venti e i risultati ottenuti sono riassunti nei grafici seguente.

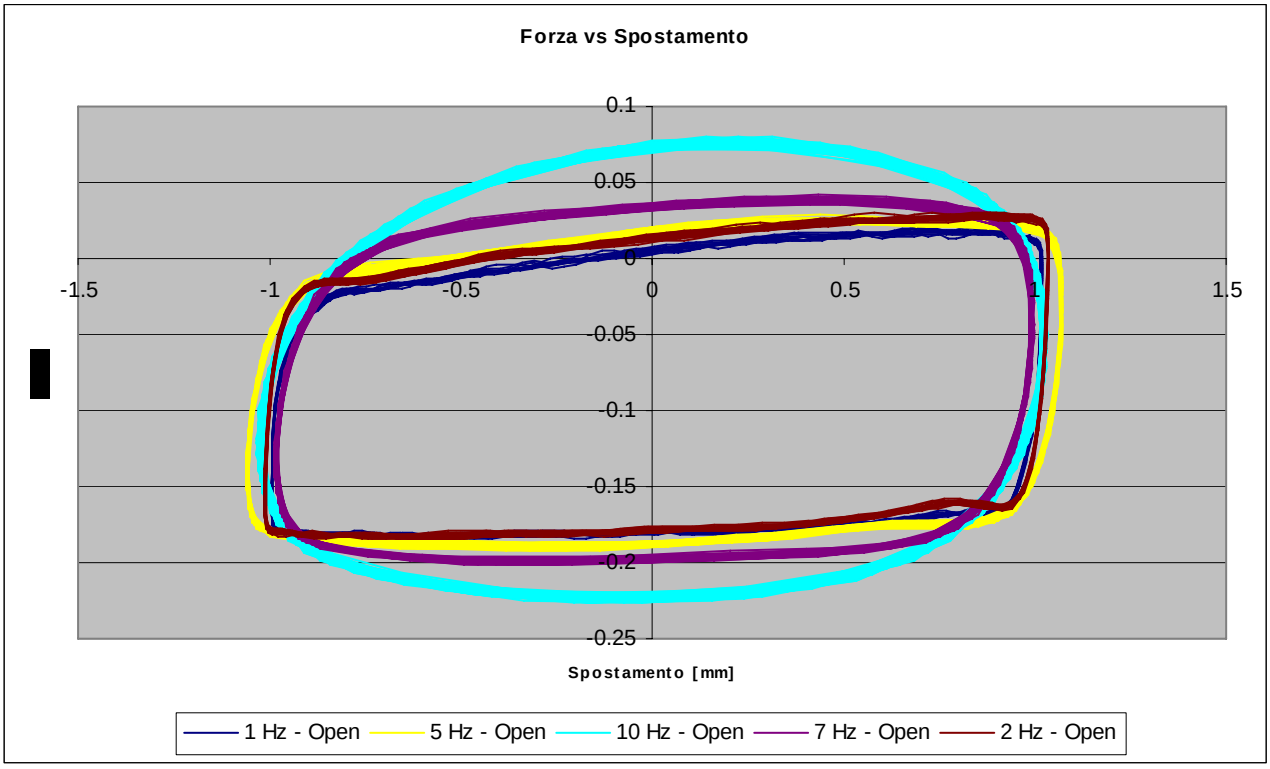


Figura 3-37: Andamento forza - spostamento in configurazione "tutto aperto".

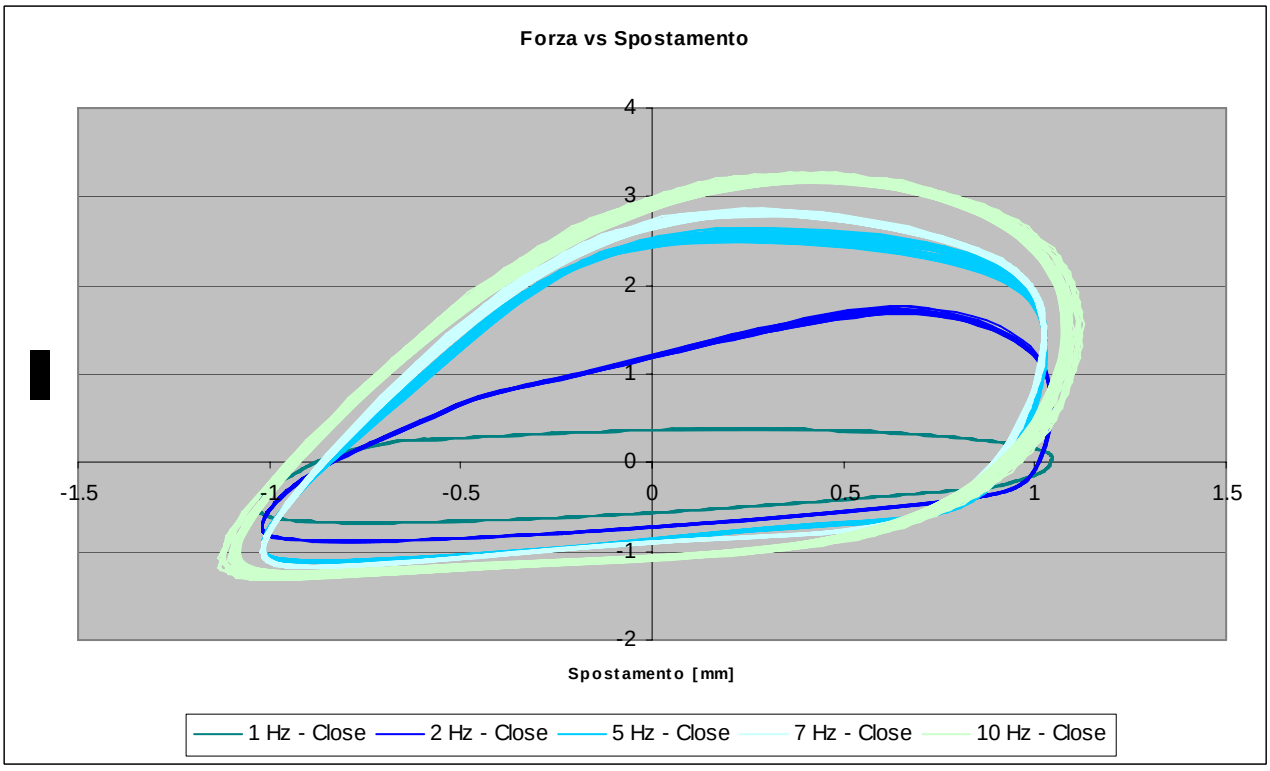


Figura 3-38: Andamento forza - spostamento in configurazione "tutto chiuso".

Analizzando i risultati ottenuti nelle due configurazioni è stato quindi possibile procedere all'estrapolazione delle curve caratteristiche degli ammortizzatori che sono illustrate nelle figure seguenti.

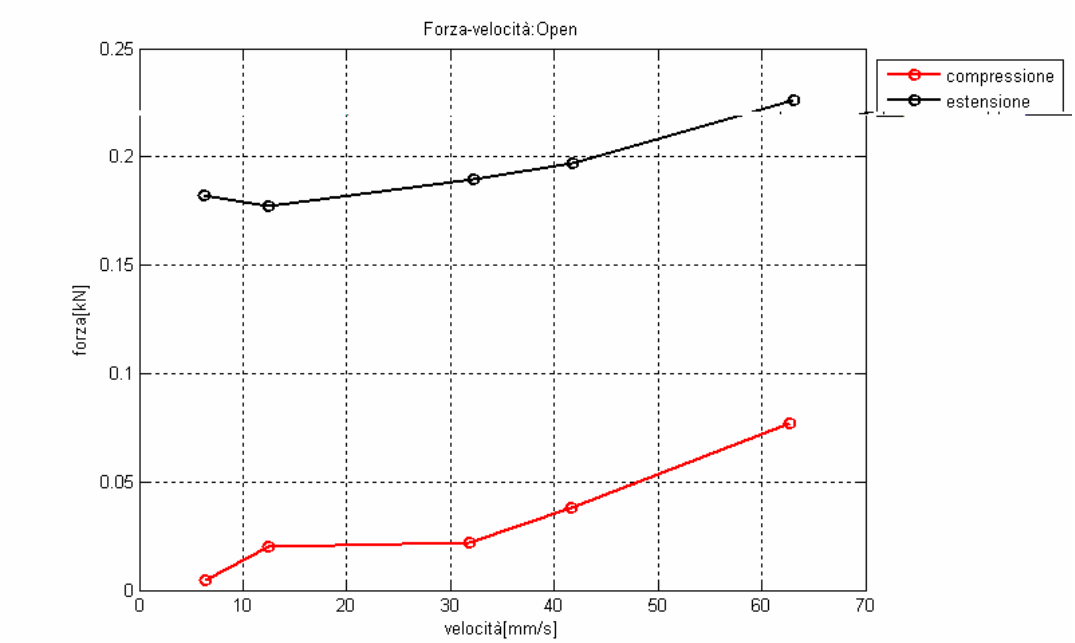


Figura 3-39: Andamento forza – velocità in configurazione "tutto aperto".

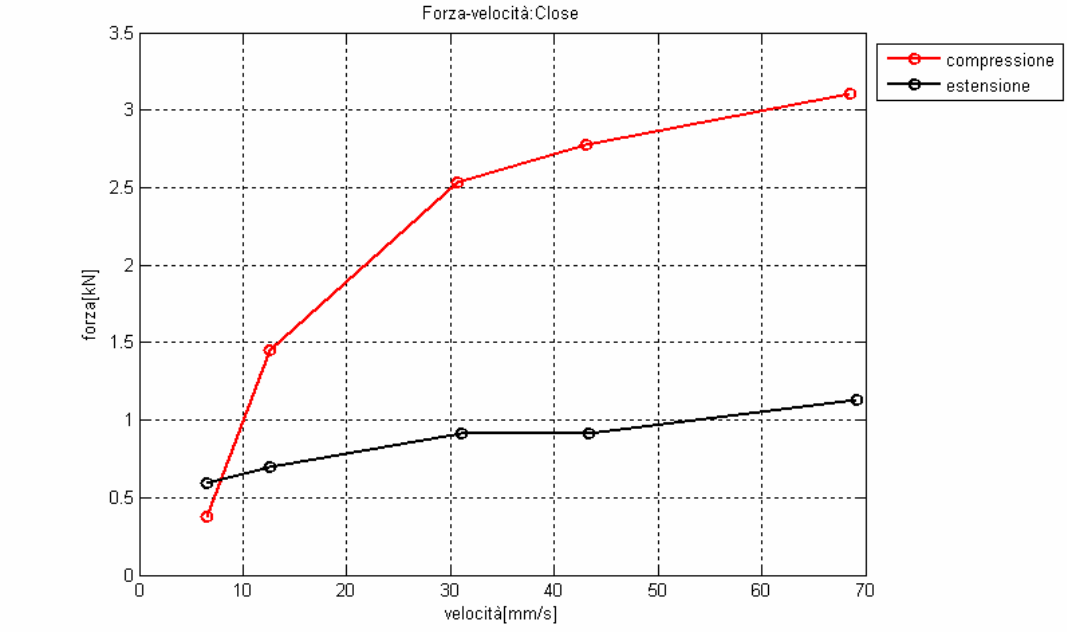


Figura 3-40: Andamento forza – velocità in configurazione "tutto chiuso".

3.9. Progettazione meccanica di dettaglio

Scelta e verificata la configurazione cinematica del meccanismo, e definita la componentistica con la quale si realizzerà fisicamente il dispositivo, è possibile passare alla fase di progettazione di dettaglio, nella quale si andranno a definire in via finale i componenti della sospensione e si procederà alla progettazione del porta mozzo, unico componente della sospensione realizzato "su misura" per questa vettura.

Come già detto, molti dei componenti che verranno impiegato sono correntemente utilizzati nelle vetture da Formula Gloria, motivo per il quale non è stata eseguita una vera e propria progettazione meccanica ma semplicemente una modellazione 3D e una valutazione della funzionalità dell'assemblaggio.

Un componente che invece ha richiesto una progettazione da zero è stato il porta mozzo del veicolo, poiché, in questo caso, l'utilizzo di componentistica commerciale avrebbe in qualche maniera fortemente limitato la libertà di progetto, imponendo buona parte dei parametri di funzionamento della sospensione.

La progettazione del portamozzo è stata eseguita considerando i seguenti obiettivi e vincoli di progetto:

- Costruzione in lega di alluminio per motivi legati al risparmio di peso;
- Compatibilità con la componentistica commerciale scelta;
- Conformità allo schema cinematico sintetizzato;
- Possibilità di regolazione degli angoli caratteristici;
- Standardizzazione dei componenti (utilizzo di componenti identici tra avantreno e retrotreno);
- Assenza di interferenze meccaniche durante il funzionamento;
- Adeguata resistenza meccanica;

Inoltre, è stato necessario procedere alla progettazione dei triangoli, superiori e inferiori, di azionamento del meccanismo, tenendo in mente anche in questo caso, i requisiti sopra esposti.

La configurazione finale ottenuta al termine del processo di progettazione è quella rappresentata nelle figure seguenti (in cui si illustra la sola sospensione anteriore destra), in cui vengono illustrati l'accoppiamento tra il gruppo portamozzo-freno e

l'insieme cerchio-ruota e il meccanismo completo di triangoli di controllo. Un'immagine di dettaglio del portamozzo progettato è invece rappresentata nella Figura 3-43.



Figura 3-41: Portamozzo, disco e pinza inseriti nel cerchio.

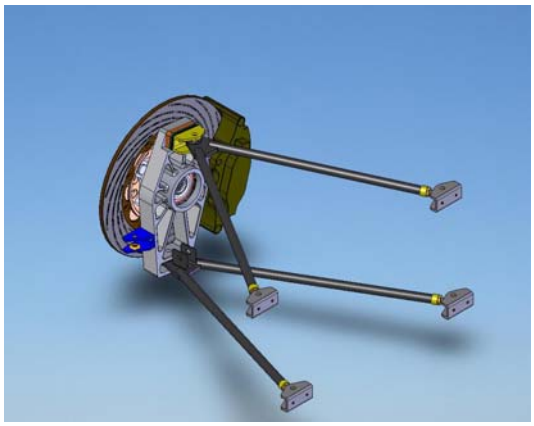


Figura 3-42: Il gruppo sospensivo completo di triangoli di controllo.

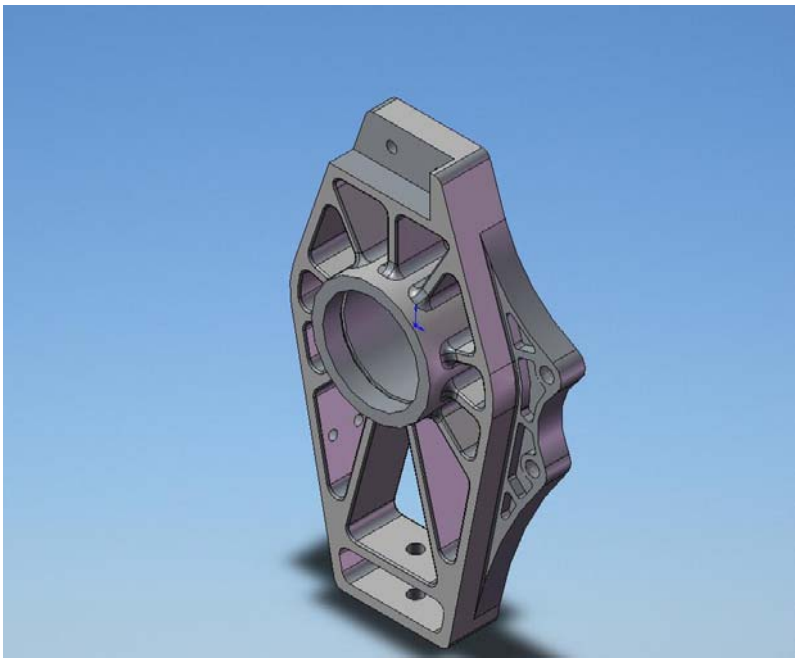


Figura 3-43: Il portamozzo progettato.

Come è evidente nella Figura 3-42, all'interno del meccanismo è stata prevista la possibilità di regolazione dell'angolo di camber, attuabile mediante la rimozione o l'aggiunta di piastrine di regolazione posizionate nella parte superiore del portamozzo e di spessore variabile e corrispondente ad una certa variazione angolare (nella fattispecie si sono previste piastrine per una variazione di 0.5°, 1° e 2°).

Il portamozzo è stato concepito in lega di alluminio e presenta la forma illustrata in Figura 3-43, nella quale risultano evidenti i numerosi alleggerimenti previsti, al fine di contenere la massa senza pregiudicare la resistenza meccanica dell'insieme.

Per quanto concerne i triangoli di azionamento del meccanismo, questi vengono realizzati mediante tubi di acciaio. L'interfaccia verso il telaio è realizzata mediante uni ball filettati (

Figura 3-45) che vanno poi ad impegnarsi in apposite piastre imbullonate al telaio. L'accoppiamento tra uni ball e tubi in acciaio è realizzato mediante boccole filettate che vanno ad impegnarsi all'interno dei tubi e a questi vengono quindi saldate (Figura 3-44).



Figura 3-44: Il triangolo anteriore inferiore.



Figura 3-45: Esempio di uniball con gambo filettato.



Figura 3-46: Esempio di testa a snodo senza gambo.

L'interfaccia dei triangoli di azionamento verso il portamozzo è invece realizzata utilizzata mediante teste a snodo senza gambo (Figura 3-46) che sono inserite all'interno di una piastra in acciaio sulla quale i bracci dei triangoli vengono innestati per saldatura. Le teste a snodo sono quindi bloccate all'interno della piastra mediante uno spallamento all'estremità superiore e un anello elastico all'estremità inferiore.
Dal lato portamozzo è stata scelta questa soluzione anziché quella che prevede l'impiego di uni ball con gambo filettato per motivi legati alla resistenza meccanica.
L'impiego di uni ball filettati dal lato portamozzo infatti richiede che questi siano di dimensione importante. Abbiamo infatti che il gambo dell'uniball è sollecitato a flessione durante l'accelerazione e la frenata del veicolo e questo, in aggiunta all'effetto di intaglio prodotto dalla filettatura, comporta uno stato di sollecitazione elevato nel materiale che può portare a rotture, assolutamente da evitarsi in un componente così critico come la sospensione.
E'da evidenziare infine come nei punti di collegamento gli uni ball/teste a snodo sono posizionati mediante distanziali conici che consentono un accoppiamento preciso non limitando la possibilità di movimento dello snodo.

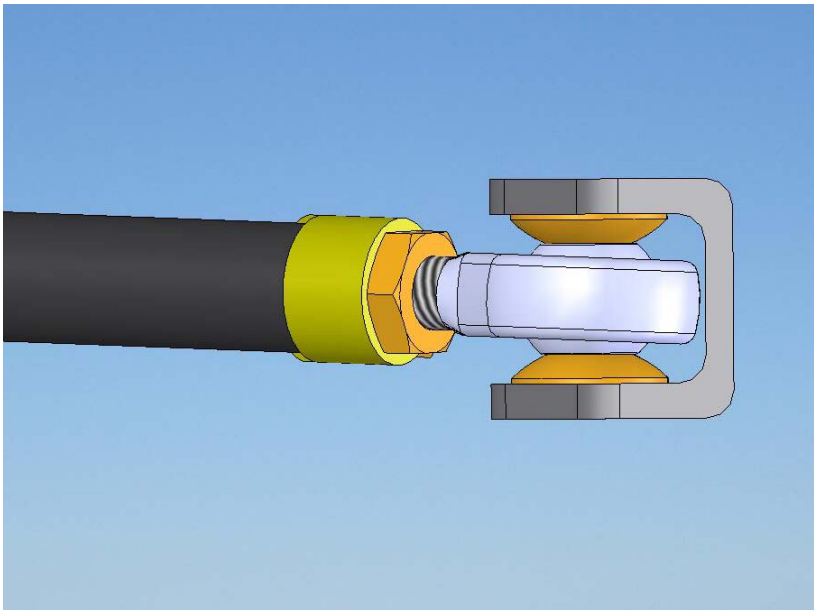


Figura 3-47: Dettaglio di una connessione.

Tra le quattro sospensioni che vengono installate del veicolo non vi è differenza concettuale. Le uniche variazioni riguardano le geometrie dei triangoli, che ovviamente differiranno tra di loro. Vi è invece, chiaramente, specularità tra le sospensioni del lato sinistro e quelle del lato destro.

L'insieme completo delle sospensioni e dello sterzo montate sul telaio è rappresentato nella Figura 3-48, in cui sono mostrato anche i piantoni e i bilancieri di rinvio.

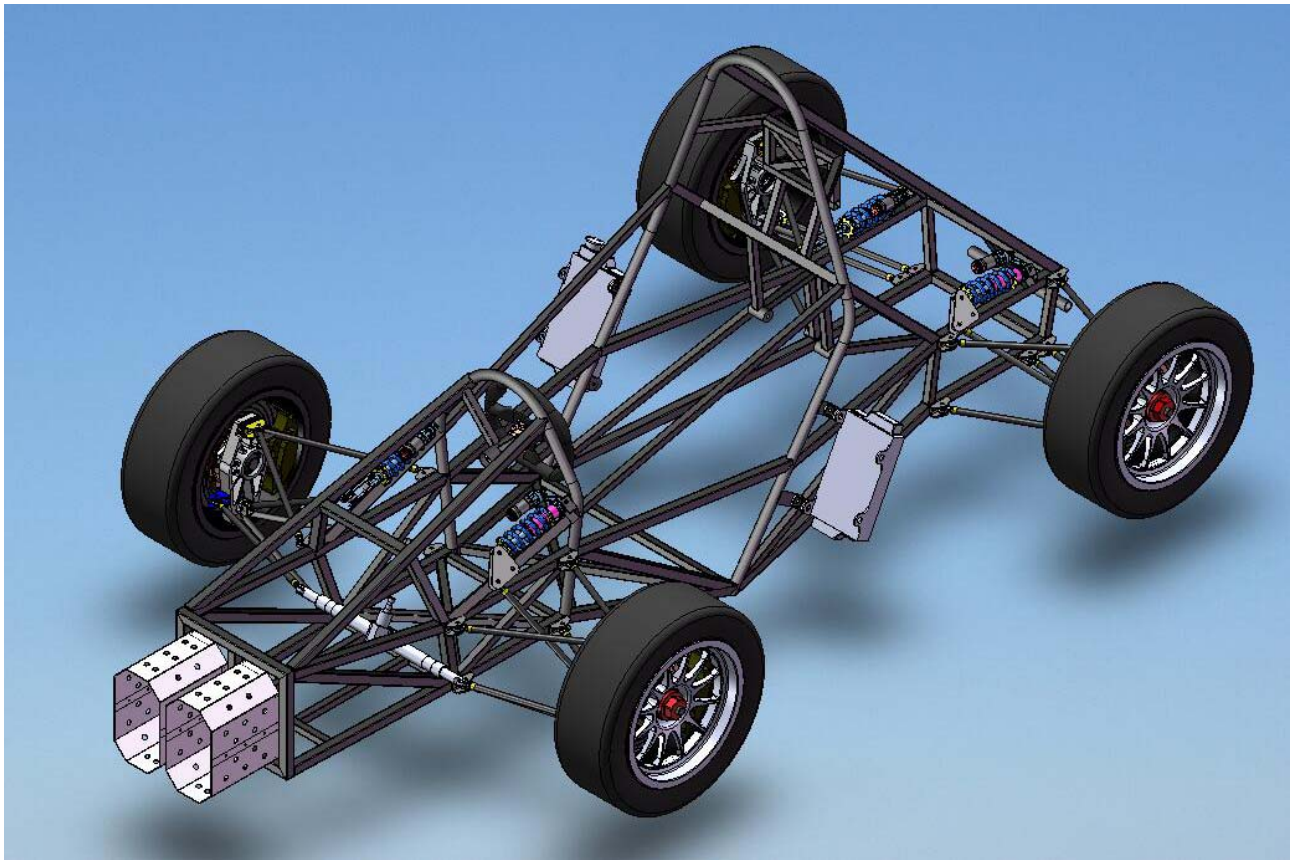


Figura 3-48: L'insieme sospensioni-telaio.

La Figura 3-49 mostra invece un dettaglio della sospensione così come è stata realizzata e installata sul veicolo.



Figura 3-49: Dettaglio della sospensione realizzata.

Da ultimo, occorre chiarire come avviene il montaggio dei bilancieri di rinvio (anche detti "rocker") sul telaio.

Questo è effettuato mediante un perno filettato che viene saldato al telaio e sul quale il bilanciere è inserito. Gli attriti meccanici vengono fortemente ridotti attraverso l'utilizzo di boccole in teflon che hanno inoltre la funzione di limitare eventuali giochi. L'insieme è poi bloccato mediante un dado che va ad impegnarsi sul perno.

3.10. Verifica agli elementi finiti

Completata la fase di sintesi cinematica del meccanismo. di disegno dei componenti meccanici e di verifica della funzionalità dell'assieme, si vuole verificare il corretto dimensionamento dei componenti attraverso la modellazione e l'analisi ad elementi finiti del meccanismo, sotto l'azione di diverse condizioni di carico.

Il modello è stato realizzato utilizzando il software Femap 9.2 come per il pre e post processing, mentre la soluzione è stata ottenuta utilizzando il software MSC Nastran 2005.

Poiché i componenti che costituiscono le sospensioni anteriori e posteriori sono pressoché identici, per semplicità e rapidità si è analizzato il solo comportamento di una sospensione anteriore, poiché queste risultano sicuramente essere più sollecitate, specialmente durante la fase di frenatura.

Ai fini dell'analisi, la sospensione è stata scomposta in tre modelli di calcolo:

1. Il primo è rappresentativo dei triangoli di controllo del meccanismo e del puntone e in questo è il portamozzo è considerato, in sicurezza, infinitamente rigido;
2. Il secondo modello è rappresentativo del portamozzo isolato;
3. Il terzo modello rappresenta il rocker

3.10.1. Modello FE dei membri di controllo della sospensione

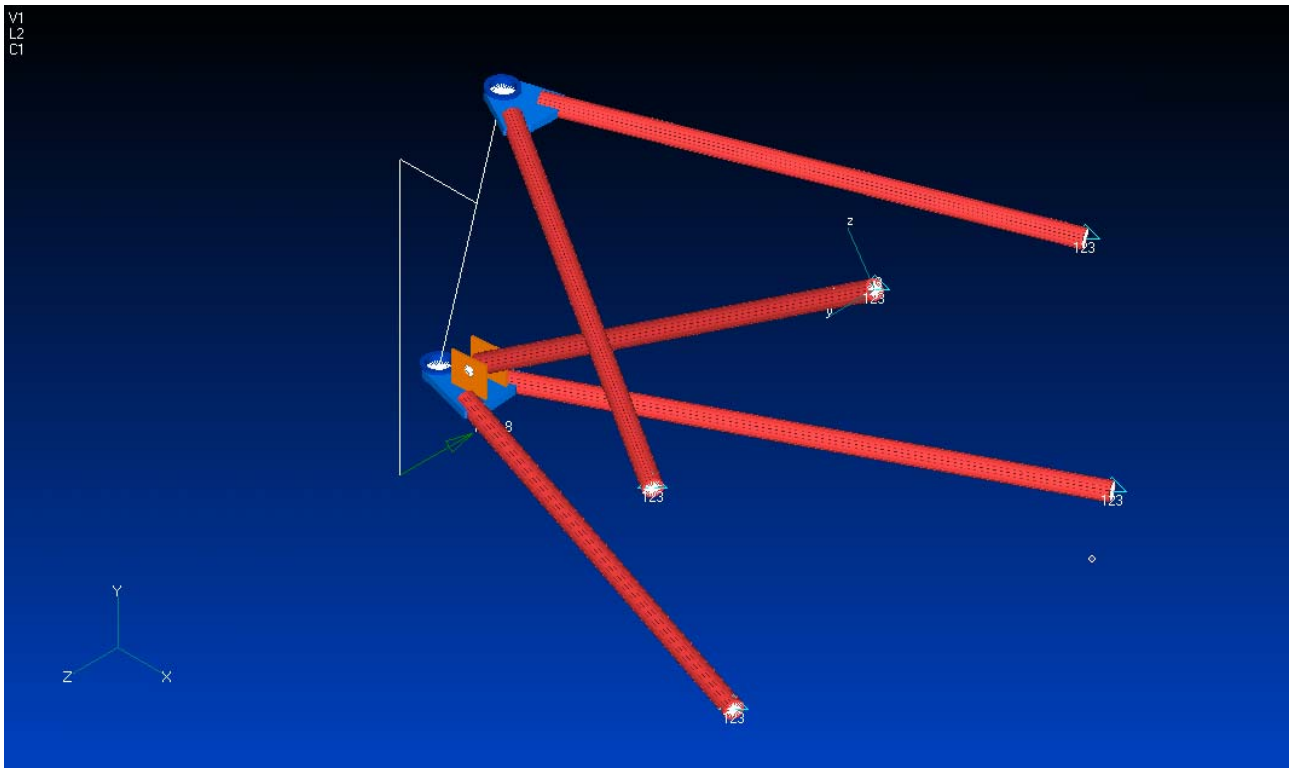


Figura 3-50: Modello FE dei membri di controllo della sospensione.

La Figura 3-50 illustra il modello ad elementi finiti realizzato per la valutazione dello stato di sollecitazione degli elementi di controllo della sospensione: triangoli e puntone. Il modello è costituito da 22189 nodi e 22010 elementi.
Per quanto concerne le caratteristiche del materiale impiegato, queste sono riportate nella seguente tabella.

Fe 510	
Modulo di Young, E	206 GPa
Coefficiente di Poisson, ν	0.33
Densità, ρ	7800 Kg/m³
Limite di snervamento, σs	355 MPa

Tabella 3-9: Caratteristiche meccaniche del Fe510.

Come già accennato in precedenza, in favore della semplicità di modellazione, il portamozzo non viene rappresentato in questo modello, ma viene invece rimpiazzato da un elemento rigido (NASTRAN RBE3) collegato alle piastre terminali dei triangoli

per mezzo di altri elementi rigidi che collegano solo i gradi di libertà traslazionali, ricreando quindi le condizioni di vincolo reali offerte dalle teste a snodo (Figura 3-51). La stessa strategia di modellazione è stata utilizzata anche nei punti in cui i triangoli vengono collegati al telaio e nelle sezioni di collegamento tra puntone e piastra inferiore e tra puntone e bilanciere. Per il puntone inoltre, al fine di rappresentare accuratamente le condizioni di vincolo esistenti, è stato necessario introdurre un sistema di riferimento locale, diretto lungo l'asse dello stesso, nel quale i vincoli vengono espressi.

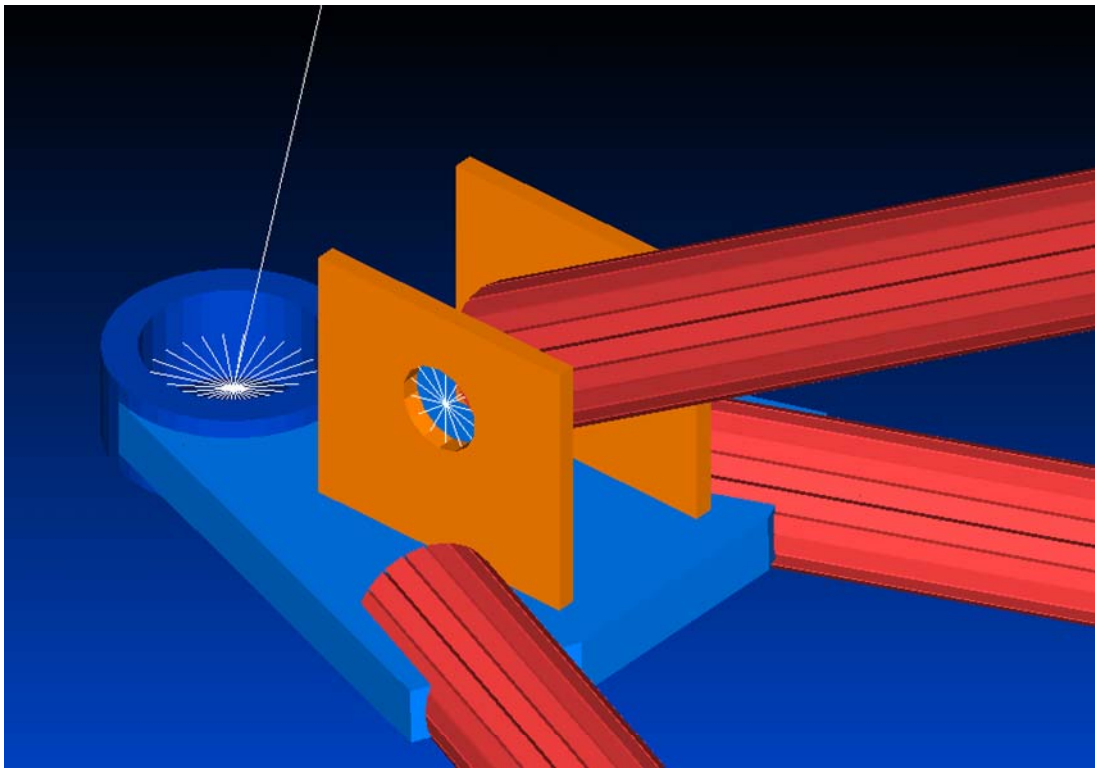


Figura 3-51: Dettaglio della connessione - Lato portamozzo.

I tubolari metallici sono modellati attraverso elementi piastra (PLATE), così come anche le piastre terminali a cui questi sono connessi.
Il dettaglio delle condizioni di vincolo applicate è rappresentato nella seguente figura.

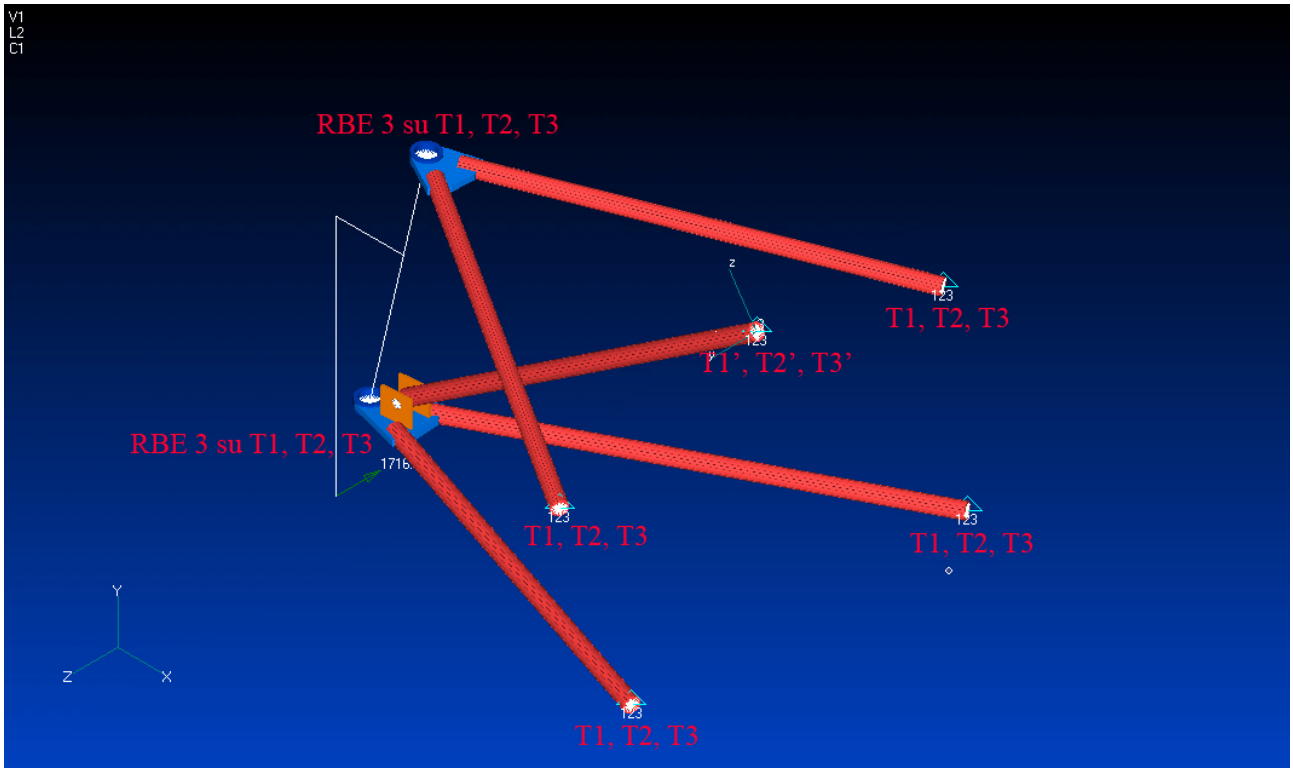


Figura 3-52: Condizioni di vincolo.

Per quanto riguarda il carico invece, questo viene applicato nella posizione in cui realmente questo agisce, ossia nel punto di contatto tra pneumatico e suolo. Tale punto è collegato al portamozzo mediante una catena di elementi rigidi, che consente di applicare le forze alla struttura rispettando i rapporti di leva realmente esistenti.

Le condizioni di carico applicate sono rappresentative delle condizioni in cui si troverà ad operare il meccanismo, e sono riassunte nella seguente tabella.

In particolare, queste vengono calcolate nella maniera seguente, a seconda della condizione in cui ci si trova ad operare.

- Condizione #1 – Peso proprio

Il carico agente in questa condizione può essere ricavato semplicemente come:

$$F_v = \frac{W_f g}{2}$$

Dove W_f è il carico statico che grava sull'avantreno.

- Condizione #2 – Frenata

Per il calcolo delle forze agenti in questa configurazione, occorre considerare l'effetto del trasferimento di carico che avviene durante la frenata e della ripartizione di frenata tra avantreno e retrotreno.
Il calcolo inizia con la determinazione del carico gravante sull'avantreno durante la frenata:

$$W' = W_f + \Delta W$$
$$\Delta W = \frac{hW_{tot}a_x}{l}$$

In cui h è l'altezza dal suolo del CG, l è il passo del veicolo, a_x l'accelerazione agente e W_{tot} il peso totale del veicolo.
Il carico gravante sulla singola ruota sarà quindi, nelle due direzioni:

$$F_v = \frac{W'g}{2}$$
$$F_l = a_x F_v RF$$

In cui RF rappresenta il valore della ripartizione di frenata tra avantreno e retrotreno.

- Condizione #3 – Percorrenza di curva

In questa condizione, similmente a quanto già fatto al punto precedente, il calcolo inizia con la determinazione del trasferimento di carico in curva:

$$W' = W_f + \Delta W$$
$$\Delta W = \frac{hW_{tot}a_y}{t}$$

In cui a_y è l'accelerazione laterale e t la carreggiata.
A questo punto è possibile calcolare le azioni sulla ruota come:

$$F_v = \frac{W'g}{2}$$
$$F_l = a_y F_v$$

- Condizione #4 – Combinata

La condizione di carico #4 rappresenta la condizione di carico più sfavorevole per il veicolo, nella quale si combinano le forze calcolate nei casi precedenti.

I risultati del calcolo delle forze agenti sono riassunti nella Tabella 3-10.
Vale la pena ricordare che nessun calcolo a fatica verrà effettuato sul meccanismo in quanto la durata prevista del veicolo è molto corta e non giustifica quindi un'indagine di questo tipo.

ID	Condizione	Fv [N]	Fl [N]	Ft [N]
1	Peso proprio	617.8	0	0
2	Frenata 1.7g	1074	1278	0
3	Curva 1.7g	1165	0	1980
4	Combinata	1165	1278	1980

Tabella 3-10: Condizioni di carico applicate.

3.10.2. Modello FE del portamozzo

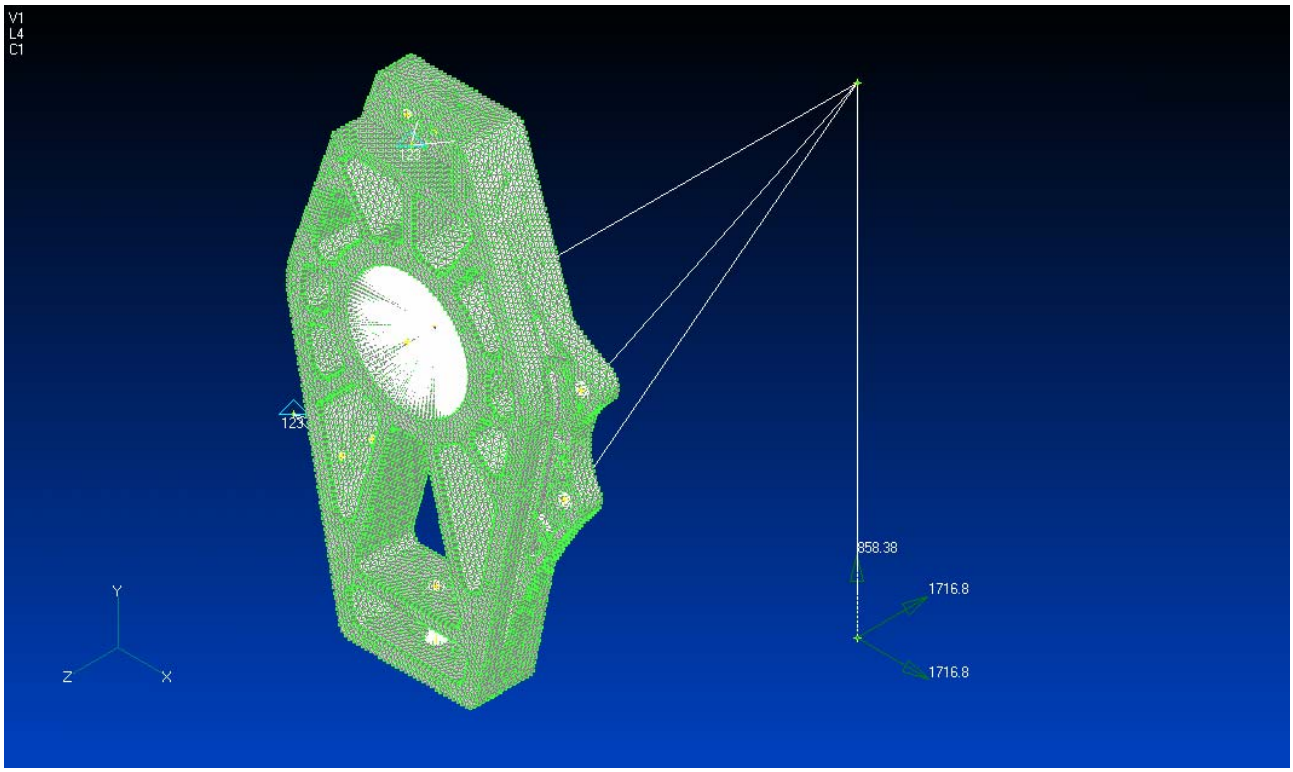


Figura 3-53: Modello FE del portamozzo.

Il modello ad elementi finiti del portamozzo è rappresentato in Figura 3-53. Tale modello, costituito da 29607 nodi e 110308 elementi, è stato realizzato a partire dal modello tridimensionale del portamozzo, sul quale è stata realizzata la griglia di calcolo, quest'ultima realizzata con elementi di tipo solido (NASTRAN CTETRA).
Le caratteristiche del materiale di costruzione del portamozzo sono riportate nella seguente tabella.

Al 6082 T6	
Modulo di Young, E	70 GPa
Coefficiente di Poisson, ν	0.33
Densità, ρ	2700 Kg/m³
Limite di snervamento, σs	275 MPa

Tabella 3-11: Caratteristiche meccaniche del Al 6082 T6.

Similmente a quanto realizzato nel modello descritto in precedenza, anche in questo caso le condizioni di vincolo ai bordi della struttura sono state assegnate in maniera

tale da riprodurre le condizioni esistenti nella realtà costruttiva. In questo caso i membri di controllo non sono stati rappresentati, ancora una volta in favore della semplicità di modellazione e della sicurezza (considerando come rigidi tali elementi lo stato tensionale nel portamozzo sarà sicuramente più elevato di quello realmente agente).

Al contrario, il portamozzo è stato vincolato nei punti in cui realmente si interfaccia con gli altri componenti (attacco superiore, attacco inferiore e attacco sterzo), avendo cura di vincolare le sole traslazioni in maniera tale da riprodurre il funzionamento delle teste a snodo.

Per quanto riguarda il carico applicato, similmente a quanto già illustrato anche in questo caso l'introduzione delle forze avviene nel punto di contatto tra ruota e suolo e una catena di elementi rigidi consente di scaricare il carico sulle sezioni interessate (sede di alloggiamento del cuscinetto e attacco della pinza freno).

Per quanto riguarda il cuscinetto, questo è stato supposto infinitamente rigido e sostituito con una schiera di elementi RIGID che hanno la sola funzione di distribuire il carico entrante sulla sede del cuscinetto, come si evince dalla figura successiva.

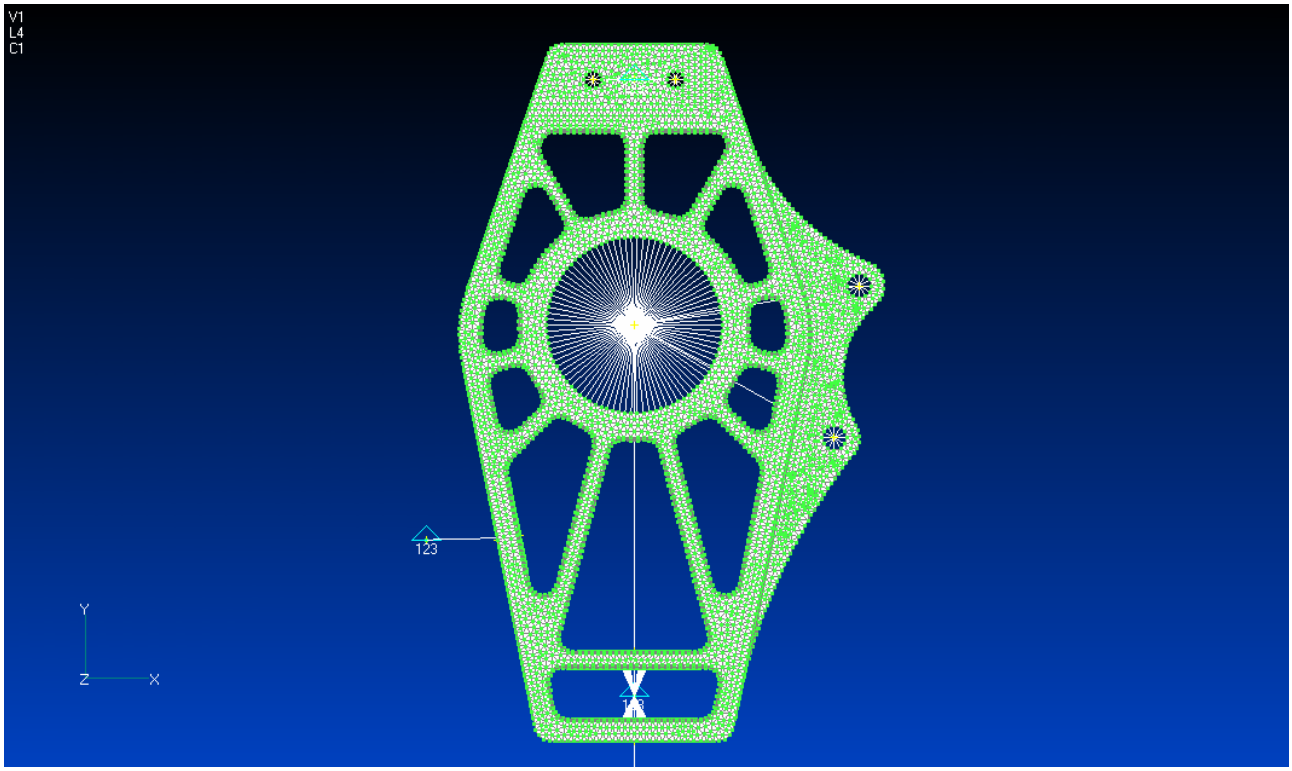


Figura 3-54: Le connessioni modellate.

Per quanto riguarda le condizioni di carico esaminate, queste sono le stesse del caso precedente, per cui si rimanda alla precedente Tabella 3-10.

3.10.3. Modello FE del bilanciere

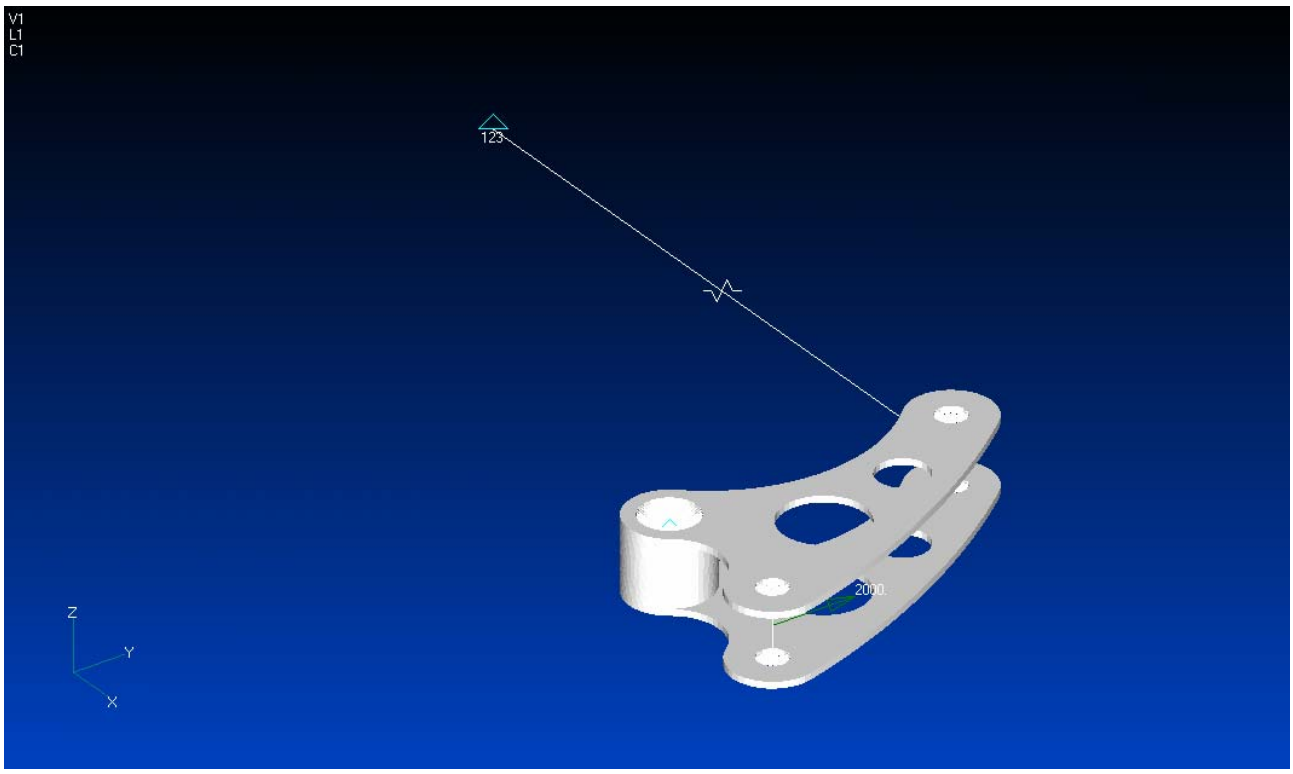


Figura 3-55: Modello FE del bilanciere.

L'ultimo modello FE realizzato ha lo scopo di verificare le caratteristiche di resistenza del rocker.

Il modello realizzato, che possiede 28030 nodi e 13447 elementi è illustrato in Figura 3-55.

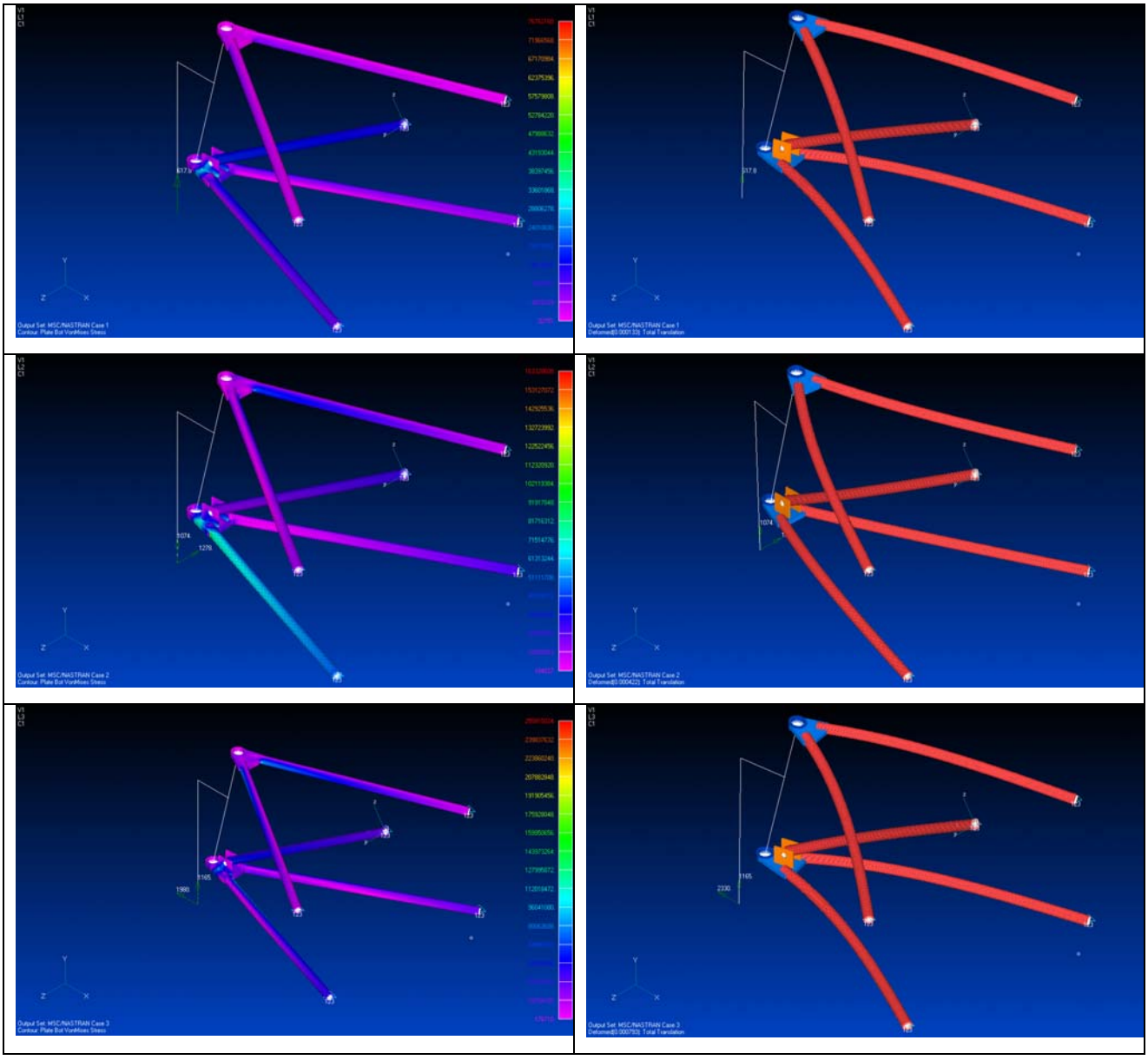
Anche in questo caso la modellazione è avvenuta per mezzo di elementi solidi e nuovamente le condizioni di vincolo sono state imposte in maniera tale da consentire al modello di riprodurre la cinematica del meccanismo. All'interno del modello è stata inoltre inserita una molla, di costante elastica pari a quella delle molle impiegate negli shocks.

Per quanto concerne il carico applicato, in questo caso la struttura è stata verificata solo nella condizione di urto della ruota con un ostacolo in pista, ad es. un cordolo.

Il carico agente è stato determinato moltiplicando il carico gravante sulla ruota (80 kg circa) corrispondente per un fattore di amplificazione dinamica pari a 2.5, ottenendo un valore di circa 2000 N.

3.10.4. Risultati

I contour di stress e deformazione per ciascuno dei componenti sottoposto ad analisi sono illustrati nelle figure seguenti.



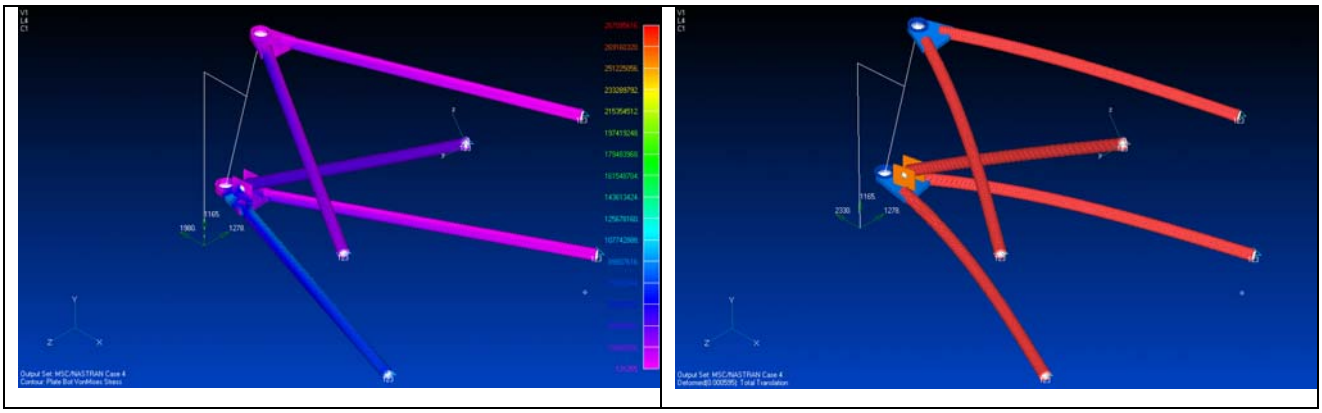
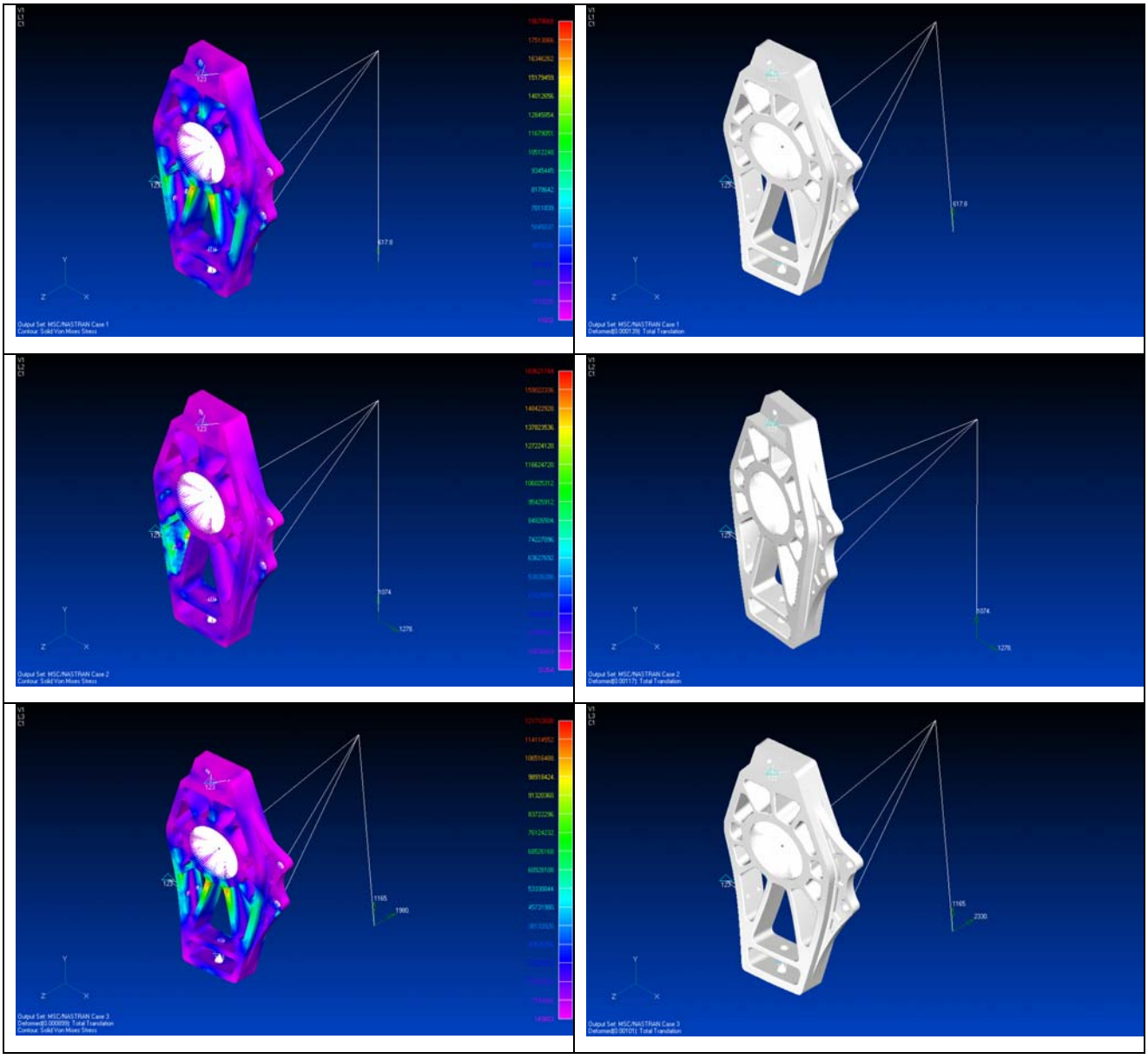


Figura 3-56: Modello 1 - Contour di stress e deformazione.



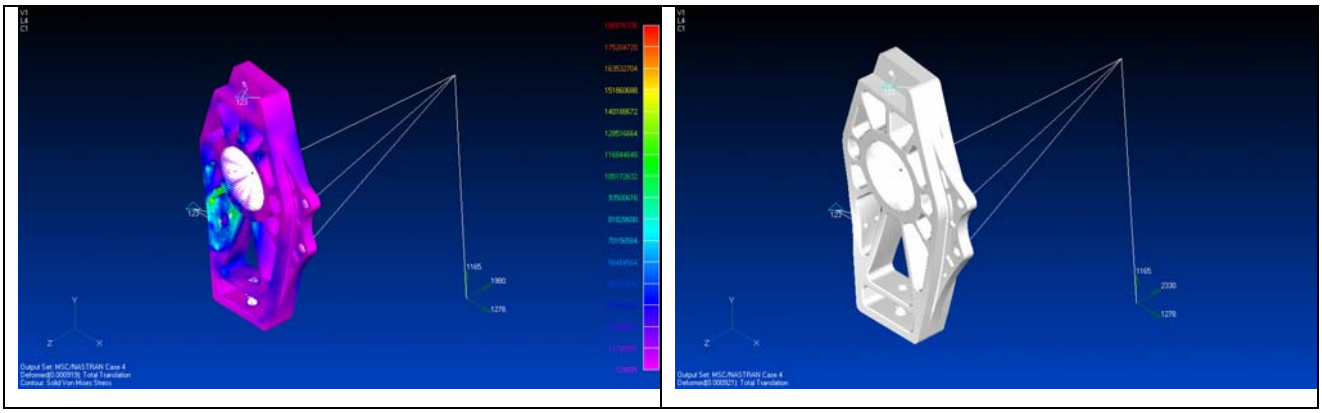


Figura 3-57: Modello 2 - Contour di stress e deformazione.

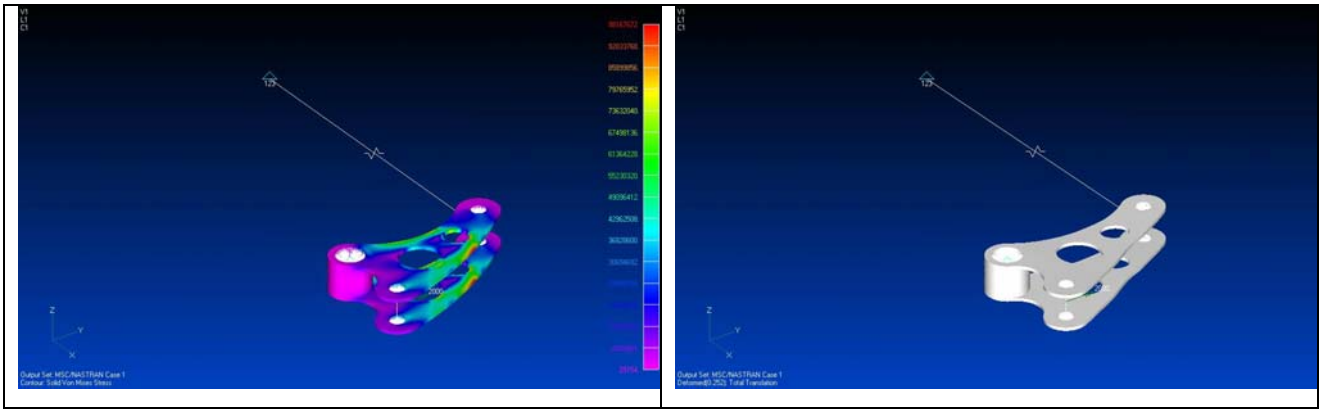


Figura 3-58: Modello 3 – Contour di stress e deformazione.

Per ognuno dei modelli considerati e per ciascuna condizione di vincolo si è provveduto a calcolare i margini di sicurezza (MOS) definiti come:

$$MOS = \frac{fy}{\left(\sigma_{\max} SF\right)} - 1$$

Le seguenti tabelle sintetizza invece i risultati numerici delle analisi condotte.

	Name	Weight (1g vertical)	Braking1.7g	Cornering1.7g	Combined
	Type	Static	Static	Static	Static
	S Factor	1.5	1.33	1.33	1
Control arms	Max stress SVM (MPa)	76.8	163.3	255.8	287.1
	fy (MPa)	355	355	355	355
	MOS	2.082	0.635	0.043	0.237
Upright	Max stress SVM (MPa)	18.7	169.6	121.7	186.9
	fy (MPa)	275	275	275	275
	MOS	8.804	0.219	0.699	0.471

Tabella 3-12: Risultati delle analisi – Modelli 1 e 2.

Rocker	Max stress SVM (MPa)	98.17
	S factor	1.5
	fy (MPa)	275
	MOS	0.86

Tabella 3-13: Risultati delle analisi – Modello 3.

Come si evince dall'analisi dei risultati ottenuti, essendo i margini di sicurezza tutti maggiori di zero, la struttura è correttamente dimensionata.

4. PROGETTO DEL TELAIO

4.1. Considerazioni generali

Il telaio è un sottosistema essenziale per la vettura in quanto sostiene e connette tutti i componenti della vettura. La sua influenza però riguarda molti aspetti della vettura, quali l'ergonomia, le prestazioni, la sicurezza, l'affidabilità, il costo, ecc.

A livello di prestazioni il compito principale del telaio è quello di connettere rigidamente le sospensioni anteriori e posteriori della vettura. Questo è sicuramente l'aspetto più importante di tutta la progettazione delle performance del veicolo in quanto ogni scelta progettuale, ogni ottimizzazione o variazione di set-up, è praticamente inefficiente e fuorviante se la rigidezza del telaio non è adeguata. La forze trasmesse dal pneumatico devono essere assorbite solamente dagli elementi smorzanti e qualsiasi cedevolezza degli elementi del telaio compromette l'handling del veicolo in maniera incontrollabile per il pilota.

Di conseguenza un ruolo molto importante lo rivestono i punti di attacco al telaio delle sospensioni, che non devono cedere sotto l'azione dei carichi dinamici durante il funzionamento in quanto introdurrebbero variazioni degli angoli caratteristici della sospensione. Il medesimo discorso vale per gli attacchi del motore.

Il parametro più importante da considerare nella progettazione del telaio è quindi il raggiungimento di un'adeguata rigidezza torsionale a cui è connessa la ricerca di compromesso con la massa del telaio (che va dai 24 Kg ai 40 Kg). A tale proposito molto utile è riferirsi al rapporto Rigidezza/Massa per scegliere tra le varie tipologie costruttive possibili e valutare anche la rigidezza flessionale del telaio in questione.

I metodi per aumentare la rigidezza torsionale sono diversi; il primo è la triangolazione che consente di ottenere risultati notevoli in termini di irrigidimento. In ogni nodo della struttura devono convergere almeno tre aste e i punti di carico delle forze esterne al telaio (sospensioni e motore) devono essere preferibilmente posizionati ai nodi della triangolazioni.

Un parametro molto importante per il conferimento di rigidezza alla struttura è il momento di inerzia di area, per cui più materiale c'è lontano dall'asse di rotazione e maggiore è la rigidezza. Tale concetto viene sfruttato nel momento in cui si adottano i cosiddetti "*structural side pod*" ossia delle barre laterali che aumentano la sezione

frontale della scocca e hanno l'effetto congiunto di aumentare la sicurezza da impatto laterale (Figura 4-1).

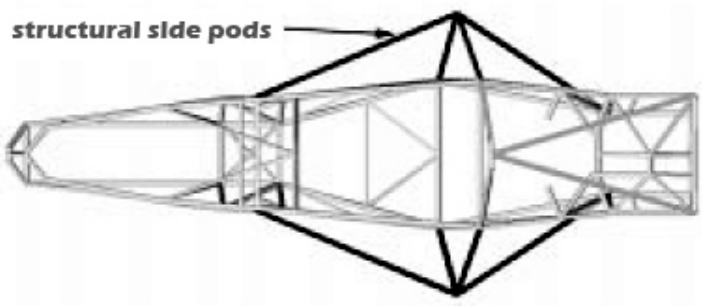


Figura 4-1: Telaio a traliccio dotato di side pods [18].

Molti team adottano questa soluzione ma c'è da notare che essa è applicata in quei casi in cui l'ottimizzazione del telaio è molto spinta, per cui si è raggiunto un valore del rapporto rigidezza-massa molto favorevole.

Un altro metodo per fornire rigidezza al telaio è la pannellatura della struttura, che può essere eseguita tramite lamiere alluminio o anche con laminati precompressi di carbonio. Nel primo caso il metodo di fissaggio migliore è la rivettatura e il successivo incollaggio dei pannelli. Ovviamente una tale soluzione, a fronte di un ottima rigidezza, può aumentare considerevolmente il peso della struttura se lo spessore della lamiera è troppo grande; di contro però consente il rivestimento della struttura tubolare e migliora il posizionamento dei componenti all'interno della scocca (serbatoio, sedile ecc.)

Il packaging è infatti un aspetto molto importante da tenere in considerazione nella progettazione del telaio in quanto questo, come già detto all'inizio deve essere visto esclusivamente come componente di raccordo e contenimento tra tutti i sottosistemi fondamentali che compongono il veicolo.

Aspetti relativi al packaging dovranno quindi essere presi in considerazione per le sospensioni, evitando che possano insorgere problemi di interferenza meccanica durante il funzionamento del meccanismo. Ancora, nella progettazione occorrerà considerare le caratteristiche di motore e trasmissione, e i relativi ingombri.

Inoltre va considerata come fondamentale l'ergonomia del pilota, in quanto una vettura per essere veloce deve essere anche comoda da guidare ed il regolamento

prescrive in più che il telaio deve garantire l'uscita di emergenza del pilota in un tempo inferiore ai 5 secondi.
Un aspetto molto importante nella progettazione del telaio è la attenta previsione di tutti i sistemi di sicurezza, come l'impianto antincendio a bordo e gli attacchi delle cinture, la presenza di paratie tra il serbatoio benzina, il pilota, ecc.
Da ultimo, occorrerà tenere conto della posizione di tutti gli ausiliari del veicolo quali radiatori, pedaliera, centralina, serbatoio, batteria, etc.
Un altro aspetto fondamentale da tenere presente è l'accessibilità dei vari componenti. Il telaio (ma più in generale il layout del veicolo) deve infatti essere concepito in maniera tale che tutti i sottosistemi più importanti siano rapidamente e agevolmente raggiungibili. Questo può infatti costituire un impagabile vantaggio in termini di tempo necessario ad effettuare eventuali riparazioni e può quindi risultare determinante ai fini della gara.

4.2. Le opzioni costruttive

Il regolamento che regola le competizioni SAE fornisce una serie di vincoli riferiti a telai con struttura a traliccio di tubi. Nel corso degli anni però si sono viste, e di conseguenza regolamentate, ulteriori soluzioni costruttive, quali la monoscocca metallica pannellata e quella in compositi. Il regolamento prevede precisi vincoli per garantire l'equivalenza strutturale da qualsiasi soluzione si discosti dalla proposta base a traliccio, anche in termini di diametri dei tubi.
Tutte le possibilità sono state esaminate per il progetto della monoposto in oggetto, trovando tuttavia, anche in considerazioni degli stringenti vincoli temporali e del fatto che il team è alla sua prima esperienza in questo tipo di competizioni, che la soluzione più facile e rapida da realizzare è il telaio a traliccio di tubi; in particolare si è adottata una configurazione a tubi quadri (per i quali si è garantita l'equivalenza strutturale), tranne che per i roll-bar, a sezione tonda come da regolamento.
I tubi quadri garantiscono infatti una maggiore semplicità costruttiva in quanto si possono evitare tutte le operazioni di fresatura necessarie all'intestazione, che invece sono necessarie con i tubi tondi.
Si vuole qui fare comunque una rapida disamina delle caratteristiche delle tre soluzioni analizzate.

4.2.1. Telaio a traliccio di tubi

E' senz'altro la soluzione più popolare nell'ambito delle competizioni SAE: essa trova nella sua semplicità di progettazione, modellazione e realizzazione i suoi principali vantaggi, unitamente a costi contenuti rispetto ad altre soluzioni. Si consideri inoltre la facilità di riparazione in caso di rottura.

Un altro aspetto da considerare è il "rapporto" telaio-giudici: difatti questi dispongono di un tempo limitato per poter ispezionare il veicolo e verificarne la conformità al regolamento; un telaio a traliccio consente un accesso diretto alle misurazioni che senz'altro diminuiscono il tempo di verifica da parte dei giudici.

Inoltre nel caso durante l'ispezione tecnica siano richieste da parte dei giudici alcuni adeguamenti (per via di eventuali non conformità) l'intervento è senz'altro facilitato rispetto, ad esempio, alla monoscocca in composito In Figura 4-2 è visibile il telaio della monoposto FSAE dell'Università di Roma "Tor Vergata" in avanzato stato di completamento.



Figura 4-2: Il telaio della vettura da FSAE dell'Università di Roma "Tor Vergata".

4.2.2. Monoscocca pannellata

Un telaio di questo tipo prevede l'utilizzo di una struttura base a traliccio di tubi con lamiere di alluminio saldate ad essa che hanno la funzione di incrementarne la rigidità torsionale, fungendo anche da carrozzeria.
Le pannellature di solito prevedono l'uso di lamiere di spessori compresi tra ¼" e ½", quindi abbastanza ridotti, ma grande è il loro effetto di irrigidimento.
In alternativa ai pannelli di alluminio, è possibile impiegare anche pannelli in composito, che essendo formati in stampi, garantiscono maggiore flessibilità quando si voglia applicare il pannello su superfici dalla geometria complessa. In Figura 4-3 è ritratta la monoscocca di questo tipo dell'università di Wollongong, con pannelli in composito.



Figura 4-3: Il telaio pannellato dell'Università di Wollongong [51].

Una soluzione di questo tipo consente, se ben studiata, di ottenere significativi incrementi di rigidezza torsionale rispetto alla configurazione a traliccio semplice, a fronte di lievissimi aumenti dei costi.

4.2.3. Monoscocca in compositi

E' la soluzione più raffinata e complessa, che consente di ottenere le rigidezze più elevate con pesi molto contenuti, inoltre la carrozzeria risulta essere completamente integrata, in quanto è la scocca stessa ad assolvere a questa funzione, con evidenti vantaggi anche in termini di studi aerodinamici.

Si impiega di solito una matrice in fibra di carbonio incollate con resina epossidica: agendo sulla disposizione delle fibre e sulla sequenza di sovrapposizione delle varie pelli, è possibile variare la rigidità e il peso della struttura, potendo così puntare ad un design molto spinto ed ottimizzato.

Questa configurazione presenta però alcuni svantaggi: prima di tutto i costi, che non risiedono tanto nei materiali quanto negli stampi necessari alla costruzione: superato questo problema, la costruzione diventa sotto certi aspetti più semplice di un telaio a traliccio. In secondo luogo abbiamo una maggiore complessità della fase di verifica, in quanto i giudici non hanno accesso diretto alle linee su cui si scaricano le forze e diventa più difficoltoso provare l'equivalenza strutturale alla soluzione base proposta dal regolamento.

In Figura 4-4 si può osservare la monoscocca dell'università austriaca di Graz.



Figura 4-4: La monoposto del TU Graz con monoscocca in compositi [51].

4.3. Obiettivi progettuali

Il design del telaio della monoposto oggetto del presente lavoro è partito dapprima con la definizione degli obiettivi progettuali da perseguire. La mancanza di esperienze pregresse nella progettazione ha portato in una prima fase ad un intenso ed accurato lavoro di reverse engineering sui lavori presentati dalle altre università, durante il quale è stata raccolta un'imponente quantità di dati e fotografie.

Si ricordi inoltre che i compiti che devono essere assolti dallo chassis sono principalmente di due tipologie: strutturali e prestazionali.

Per quanto riguarda gli aspetti strutturali, come già detto occorre considerare il packaging e la distribuzione delle masse a bordo, oltre che gli ovvi requisiti di resistenza meccanica che la struttura dovrà avere, anche per offrire le adeguate prestazioni in termini di sicurezza.

Per quanto riguarda l'aspetto prestazionale invece, occorre considerare tutte quelle grandezze che hanno influenza sul comportamento dinamico del veicolo come ad esempio la distribuzione geometrica dei componenti (e soprattutto del pilota, che di fatto è la massa posta ad un'altezza maggiore) che influenza fortemente i momenti di inerzia del veicolo e ne determina la posizione del baricentro, andando ad influenzare l'entità dei trasferimenti di carico.

Uno dei parametri fondamentali per la progettazione di uno chassis è poi la rigidezza torsionale.

Questa infatti influenza il funzionamento delle sospensioni determinando l'entità del cedimento dei punti d'attacco di queste al telaio, e quindi modificando il loro comportamento e quello di tutto il veicolo.

Per chiarire l'importanza di questo parametro, possiamo fare riferimento alle due tipologie di competizioni che si pongono agli estremi delle gare automobilistiche: la Formula 1 e le gare di Kart. Nelle auto di Formula 1 si ricerca la massima rigidezza torsionale del telaio per garantire una posizione quasi fissa, dei punti d'attacco delle sospensioni: l'ordine di grandezza è di oltre 20000 Nm/°.

Nei Kart invece non sono presenti delle sospensioni vere e proprie, e l'azione sospensiva viene svolta proprio dal telaio, che con la sua alta deformabilità programmata svolge la funzione sospensiva garantendo il contatto ruote-suolo.

Un veicolo da Formula SAE, essendo una monoposto dotata di sospensioni, è sicuramente più simile ad una Formula 1 piuttosto che ad un Kart, perciò lo chassis non dovrà essere troppo flessibile.
In contrasto con le esigenze di rigidità del telaio, vi è l'evidente necessità di minimizzare l'entità della massa totale del veicolo, al fine di ottenere prestazioni migliori in tutte le prove che questo dovrà sostenere, dalla prova di accelerazione al consumo di carburante.
Rimane da chiarire quando si possa definire rigido un telaio; un valore valido universalmente non può esistere, perché dipende dall'utilizzo a cui è destinato i veicolo (slalom, rally, velocità su strada, velocità in pista etc.), certamente possiamo affermare, anche sulla base dei valori riscontrati in letteratura per questo genere di veicoli che per la nostra monoposto la rigidezza torsionale sarà almeno di un ordine di grandezza inferiore a quella di una Formula 1.
Sulla base di tutte queste considerazioni, si sono fissati gli obiettivi da raggiungere in termini di rigidezza torsionale, con un target di circa 1200 Nm/°, e di peso, con un target di 40 kg (molti team al primo anno non riescono a scendere sotto i 50 kg).

4.4. Vincoli progettuali

In questa sede si discuteranno i vincoli che il regolamento della competizione pone a tutela dell'incolumità del pilota e degli altri veicoli in caso di incidente.
Occorre inoltre tenere in conto, al di la dell'aspetto relativo alla sicurezza, che un altro vincolo di fatto presente è quello relativo alle considerazioni legate al costo di realizzazione (limitato in qualche maniera dal regolamento e dalle disponibilità economiche del team), alle difficoltà tecnologiche che si possono incontrare durante la realizzazione e all'approvvigionamento dei materiali.

4.4.1. Definizioni

Si specifica un insieme di definizioni a cui si farà riferimento da qui in poi.

- **Main hoop**: roll bar posizionato lungo il torso del pilota o appena dietro.
- **Front hoop**: roll bar posizionato sopra le gambe del pilota, in prossimità del volante.
- **Membro telaio**: la minima parte rappresentante il telaio, costituita da un singolo tubo continuo non tagliato.
- **Telaio**: struttura assemblata che supporta tutti i sistemi funzionali del veicolo; può essere costituito da una singola o da più strutture saldate, integrando eventualmente parti composite.
- **Struttura primaria**: comprende gli hoop e i relativi rinforzi, la struttura di protezione laterale (side impact structure), la front bulkhead e il suo supporto e tutti i membri telaio, compreso l'attacco cinture.
- **Struttura principale**, come sopra, ad esclusione della parte superiore del main hoop e dei suoi rinforzi.
- **Front bulkhead** (paratia frontale): struttura piana che definisce la parte anteriore della major structure e che ha funzione di protezione dei piedi del pilota.
- **Impact Attenuator**: dispositivo di assorbimento di energia deformabile posizionato anteriormente alla paratia frontale.
- **Driver's Restraint Harness Attachment**: traversa di attacco delle cinture.

4.4.2. Materiali

La struttura primaria deve essere costituita da tubi tondi di acciaio (con percentuale minima di carbonio dell'1%) aventi i diametri minimi riportati in Tabella 4-1.

E' possibile utilizzare geometrie materiali diversi da quelli specificati purché venga garantita l'equivalenza strutturale in termini di prodotto *EI* (dove *E* è il modulo di Young e *I* è il momento di inerzia); sono comunque stabiliti spessori minimi al di sotto dei quali non è consentito scendere.

L'uso dei compositi è proibito solo per il main hoop e i suoi rinforzi.

Specifiche tubi	
ITEM or APPLICATION	**OUTSIDE DIAMETER x WALL THICKNESS**
Main & Front Hoops	1.0 inch (25.4 mm) x 0.095 inch (2.4 mm) or 25.0 mm x 2.50 mm metric
Side Impact Structure, Front Bulkhead, Roll Hoop Bracing & Driver's Restraint Harness Attachment	1.0 inch (25.4 mm) x 0.065 inch (1.65 mm) or 25.0 mm x 1.75 mm metric or 25.4 mm x 1.60 mm metric
Front Bulkhead Support	1.0 inch (25.4 mm) x 0.049 inch (1.25 mm) or 25.4 mm x 1.25 mm metric

Tabella 4-1: Specifiche dei tubi per la realizzazione della struttura primaria.

4.4.3. Roll hoops

La testa e le mani del pilota non devono venire a contatto col suolo in caso di ribaltamento. A questo compito sono demandati l'insieme front hoop e main hoop, che devono inoltre sottostare ai vincoli geometrici illustrati nella figura seguente.

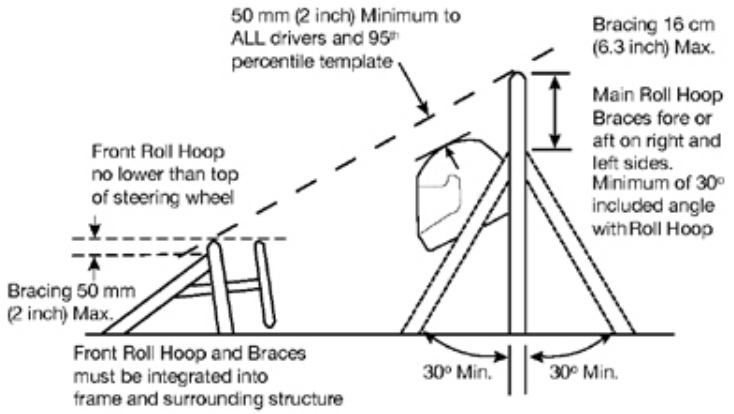


Figura 4-5: Vincoli geometrici degli hoop [47].

La costrizione senz'altro più importante per la sicurezza del pilota è senz'altro quella relativa al fatto che la congiungente gli apici dei due roll bar deve esse posta in modo che la testa del pilota si trovi a 50mm al di sotto di tale linea; la misura va effettuata col sedile completamente arretrato, con i cerchi di spalle e bacino poggiati sul sedile, e con la testa ad 1" dal poggiatesta.

Il pilota è rappresentato da un manichino 95 percentile, ovvero le cui dimensioni della sagoma coprano le dimensioni del 95% della popolazione americana e per cui il regolamento specifica delle dimensioni precise per una rappresentazione semplificata attraverso tre cerchi, che raffigurano rispettivamente la testa, le spalle e il bacino del pilota, uniti da due aste, che rappresentano il torso e il collo. La sagoma usata per le verifiche e le sue dimensioni è rappresentata in Figura 4-6.

Gli hoop devono essere realizzati a partire da un unico tubo piegato, e la piega deve essere tale da non evidenziare grinze e cedimenti della struttura, con raggio di curvatura non inferiore a tre volte il diametro del tubo.

Il main hoop si deve estendere dal più basso membro del telaio da un lato e dall'altro, e nella vista laterale, la porzione di tubo che si trova al di sopra della struttura principale non deve essere inclinata di più di 10° rispetto alla verticale.

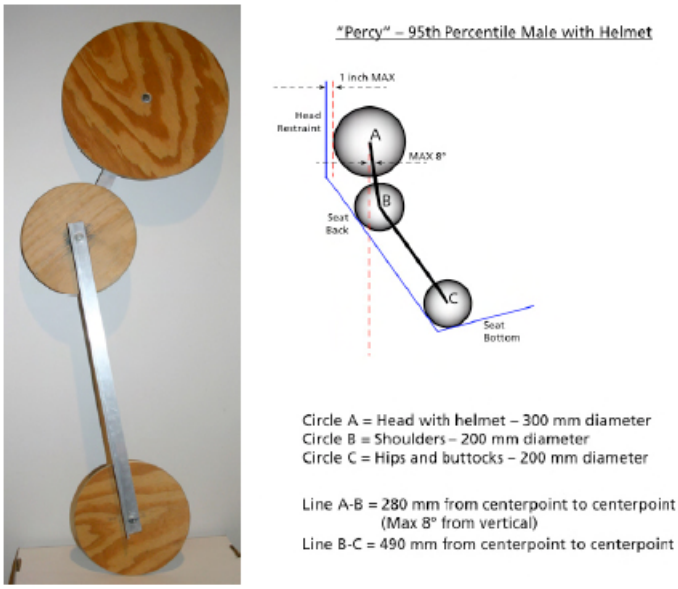


Figura 4-6: Il manichino rappresentativo del pilota [20].

Altre restrizioni si applicano al caso in cui il telaio sia realizzato in compositi: tali vincoli non verranno trattati in questa sede in quanto non verrà adottata tale soluzione costruttiva.

Il front hoop è soggetto alle stesse limitazioni in termini di estensione del main hoop, ma può essere realizzato in più parti, a patto di predisporre un'opportuna triangolazione ed eventuali rinforzi.

L'apice del front hoop non può essere più basso della corona del volante e non può trovarsi più avanti del volante di 250mm, distanza misurata sulla linea di mezzeria del

veicolo, dalla parte anteriore della corona del volante alla parte posteriore del front hoop.
Infine, nella vista laterale nessuna parte del front hoop deve essere inclinata di più di 20° dalla verticale.
Per quanto riguarda i rinforzi (bracing), per quelli del main hoop sono proibiti i compositi e le leghe particolari.
Il roll bar principale deve essere sostenuto da due bracci che si estendono in avanti o indietro su entrambi i lati destro e sinistro del roll bar principale. Nella vista laterale del telaio,il roll bar principale e i bracci del roll bar devono essere tali per cui se il main hoop è inclinato in avanti, i bracci devono essere posti anteriormente e viceversa.
I rinforzi del main hoop devono essere collegati al roll bar più in prossimità possibile all'apice dello stesso e comunque a distanza dall'apice non superiore a 160mm; inoltre l'angolo compreso tra l'hoop e i rinforzi deve essere almeno 30°
I bracci del roll bar principale devono essere rettilinei e senza pieghe.
L'attacco dei bracci del roll bar principale non deve compromettere la funzione dei sostegni. I bracci devono trasmettere il carico alla struttura principale del telaio,o direttamente o attraverso una opportuna triangolazione.
Il roll bar anteriore deve essere sostenuto da due bracci che si estendono in avanti su entrambi i lati destro e sinistro del roll bar anteriore.
I bracci del roll bar anteriore devono essere costruiti in modo tale che proteggano le gambe del pilota e dovrebbero estendersi alla struttura di fronte ai piedi del pilota.
I bracci del roll bar anteriore devono essere attaccati il più vicino possibile al vertice del roll bar anteriore ma non più di 50,8mm al di sotto dell'apice del roll bar anteriore. Se il roll bar anteriore è inclinato indietro di più di 10 gradi sulla verticale,deve essere sostenuto da un sostegno addizionale posteriore.
Vi sono ulteriori dettagli in caso di rinforzi smontabili, per i quali si rimanda al regolamento [47].

4.4.4. Struttura frontale di impatto

La struttura di impatto deve essere tale da contenere completamente i piedi del pilota, di modo che in qualsiasi vista, questi non sporgano dal telaio.
Anteriormente alla struttura frontale del telaio deve essere posto un assorbitore d'urto; ulteriori dispositivi quali le pompe freno non possono sporgere dalla paratia frontale (front bulkhead), considerando la pedaliere posizionata il più anteriormente possibile.
La paratia frontale deve essere supportata da almeno tre membri telaio per lato con due posti alle estremità e uno in diagonale, a formare la triangolazione.
L'attenuatore di impatto deve essere posizionato anteriormente alla paratia frontale, deve avere una lunghezza minima di 150mm e deve essere fermamente attaccato alla struttura principale. Deve inoltre essere in grado di assorbire una decelerazione di 20g senza che il telaio si deformi.

4.4.5. Struttura di impatto laterale

Deve essere composta di tre membri posizionata lateralmente al pilota su entrambi i lati, secondo quanto illustrato in Figura 4-7.

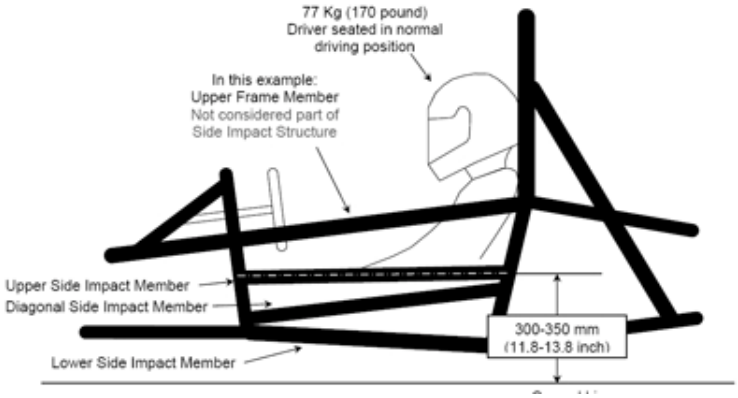


Figura 4-7: Definizione della struttura di impatto laterale [47].

Il membro superiore deve connettere il main hoop al front hoop ad un'altezza da terra compresa tra 300 e 350mm, misurata col pilota (con peso assunto di 77kg) seduto a bordo. Il membro inferiore deve connettere le parti terminali degli hoop, mentre il membro diagonale connette, oltre agli hoop anche il membro superiore all'inferiore.

E' consentito realizzare la side impact structure anche in più membri, a patto di adottare un'opportuna triangolazione e/o rinforzi.

4.4.6. Abitacolo

All'interno dell'abitacolo deve essere previsto un sistema di cinture di sicurezza a 5 o 6 punti di attacco; i materiali e le larghezze di fascia delle cinture sono regolamentate: esse devono essere connesse in maniera sicura alla struttura principale del telaio, ed è vietata la connessione ai pannelli di chiusura del fondo vettura.

Il montaggio delle cinture addominali deve avvenire in modo da rispettare le distanze illustrate in Figura 4-8.

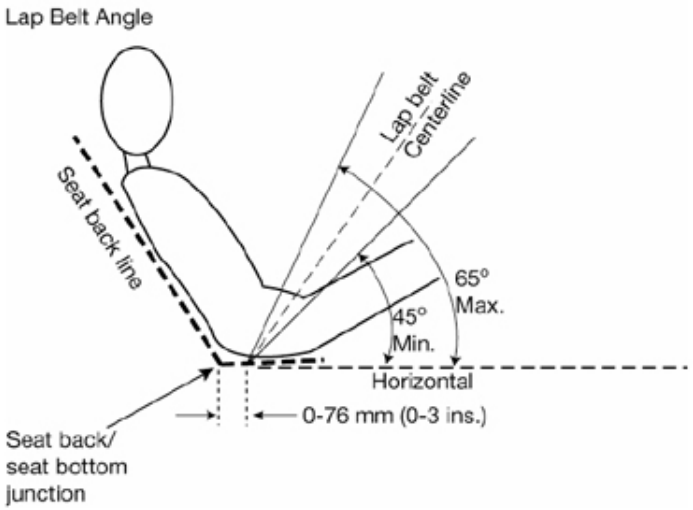


Figura 4-8: Le posizioni ammesse per il montaggio delle cinture addominali [47].

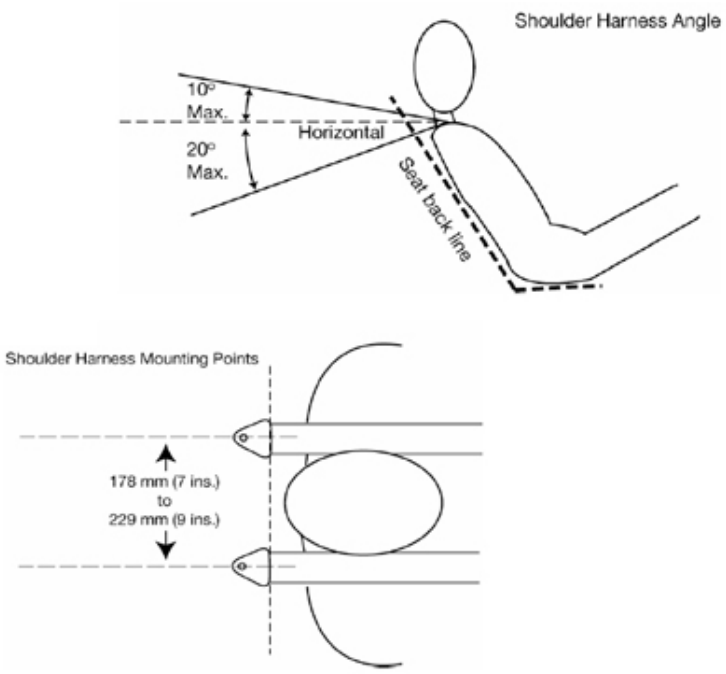


Figura 4-9: Le posizioni ammesse per il montaggio delle cinture delle spalle [47].

Si noti che l'ancoraggio delle cinture del dorso deve avvenire ad una traversa di dimensioni regolamentate, che deve scaricare le forze direttamente sulla struttura principale del telaio. E' dunque proibito il collegamento ai bracci di rinforzo del main hoop.

4.4.7. Poggiatesta

La monoposto deve prevedere un poggiatesta, che limiti il movimento della testa del pilota in caso di urto.

Il regolamento specifica che il poggiatesta deve avere superficie minima di 232 cm^2 e deve essere rivestito di uno strato di spessore di almeno 38mm di materiale assorbente, quale Ethafoam® o Ensolite®, in modo che nel suo stato non compresso si trovi a distanza massima di 1" dal casco del pilota.

4.5. Definizione della geometria di base

Sulla base delle considerazioni esposte, e degli obiettivi e vincoli di cui si è discusso, si è proceduto con la sintesi della geometria del telaio. In particolare, in questa fase è stato solo tracciato l'andamento della linea media dei tubi nello spazio. La determinazione delle caratteristiche geometriche dei tubolari metallici e la relativa ottimizzazione saranno poi oggetto della fase successiva di progettazione.
La modellazione della linea media avverrà suddividendo idealmente il telaio in tre zone: abitacolo, parte anteriore e parte posteriore e sarà effettuata mediante il CAD tridimensionale parametrico Solidworks.

4.5.1. Abitacolo

Per la definizione della geometria dell'abitacolo si sono considerate le regole prescritte dal regolamento nonché delle misure ergonomiche effettuate su un potenziale pilota, di circa 75 Kg di peso e 1,80 m di altezza, posizionato in modo da simulare la posizione di guida.
Da queste valutazioni è stata determinata l'inclinazione di primo tentativo del dorso del pilota (dunque del sedile), e la posizione del volante; sono stati poi rilevati gli ingombri generali dell'abitacolo ed infine è stato deciso che il sedile e il main hoop abbiano la stessa inclinazione in previsione della fase costruttiva, in cui si renderanno lo schienale del sedile e la parte inferiore del main hoop solidali.
Definite le misure generali, si è passati all'applicazione del regolamento e, inserendo nel modello cad il manichino rappresentativo del 95 percentile è stato possibile decidere l'altezza del roll bar di sicurezza. Il risultato di questa prima modellazione, è illustrato nelle seguenti figure.

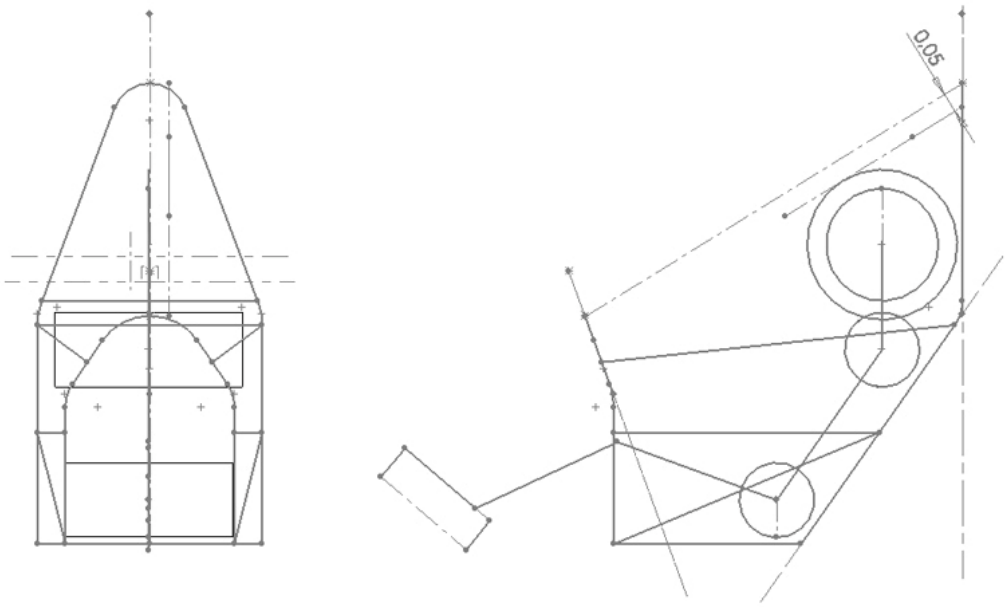


Figura 4-10: Modellazione dell'abitacolo.

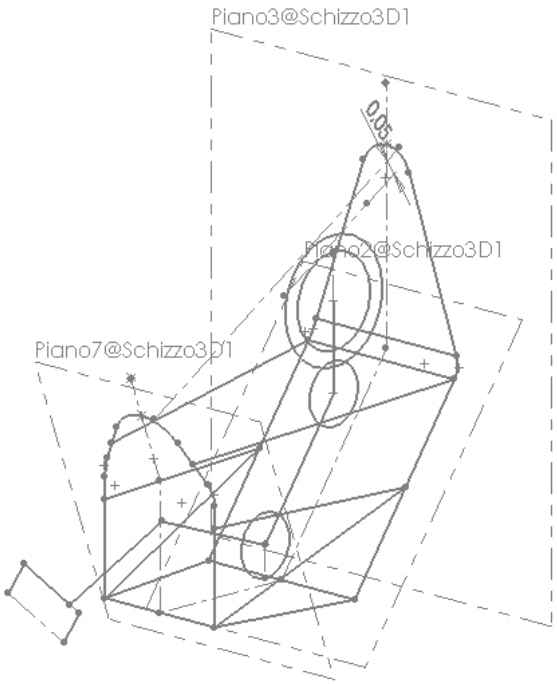


Figura 4-11: Modellazione dell'abitacolo, vista dimetrica.

Il risultato di questa prima fase di modellazione è da considerarsi del tutto indicativo, in quanto, al momento in cui questa fase è stata sviluppata, non erano ancora del tutto note alcune informazioni relative al veicolo (es. geometria volante).

Il posizionamento delle cinture di sicurezza, inoltre, verrà deciso più avanti nel processo di modellazione e comunque soggetto a revisione finale a telaio costruito,

vista l'importanza della problematica sia in termini di sicurezza che di confort: si pensi infatti al range concesso dal regolamento in termini di distanza dagli attacchi delle cinture delle spalle, se troppo vicine potrebbero interferire col collo del pilota, ad esempio.

4.5.2. Parte anteriore

Il progetto della sezione anteriore del veicolo è stato dettato sia dalle prescrizioni regolamentari ma, soprattutto, dalla necessità di alloggiare l'attenuatore di impatto (posto davanti alla paratia frontale) e dalla posizione dei punti di attacco delle sospensioni anteriori.
Con particolare riguardo a quest'ultimo aspetto, è infatti fondamentale assicurare che questi punti, al fine di ottenere una buona rigidità della connessione, siano posti in corrispondenza di nodi triangolati del telaio.
In questa maniera è stato possibile tracciare la linea media del membro superiore della struttura di protezione dall'impatto laterale, che proseguirà poi nella traversa di connessione del triangolo superiore della sospensione. In questa maniera entrambi i membri convergeranno in uno stesso punto sul front hoop, evitando sforzi di taglio su questo.
Per quanto riguarda la struttura di impatto frontale e la paratia frontale, queste sono state modellate a partire dalle prescrizioni regolamentari. In particolare, la regola per cui la paratia deve essere supportata da tre membri lateralmente, porta alla definizione di una controventatura anteriore. In questa fase inoltre si è scelto che la paratia, per semplificare la costruzione e l'attacco dell'assorbitore d'urto, avrebbe avuto forma rettangolare.
Da ultimo, in questa fase si sono inseriti nella geometria i rinforzi del front hoop previsti dal regolamento e di cui si è discusso in 5.4.2.
Il risultato di questa fase di modellazione è illustrato nelle seguenti figure.

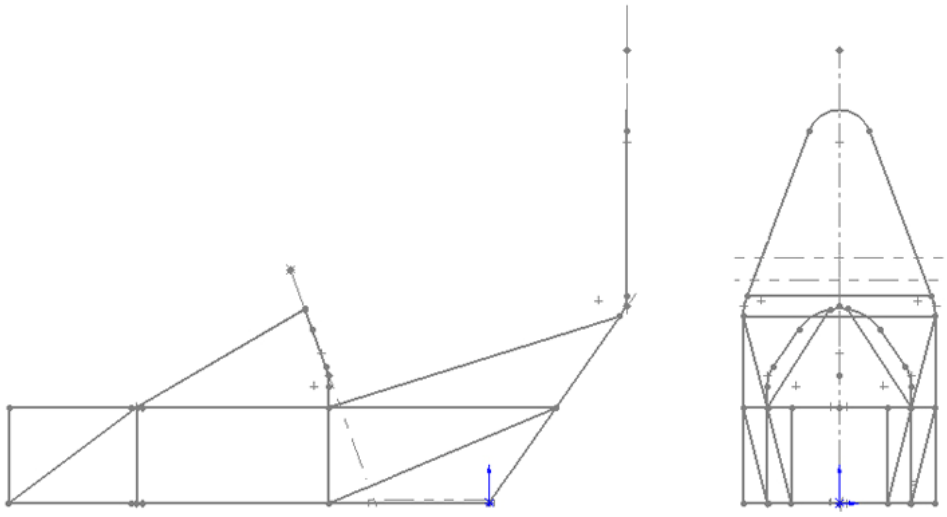


Figura 4-12: Modellazione della parte anteriore del telaio.

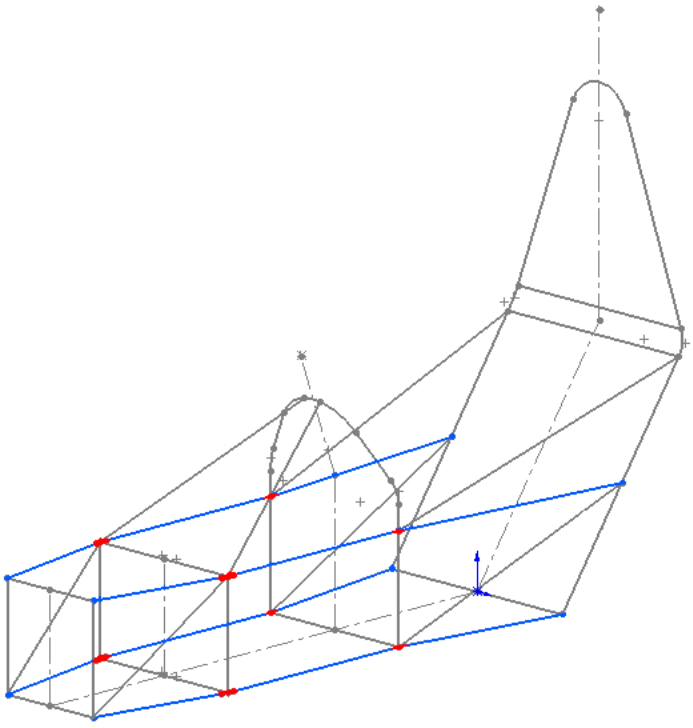


Figura 4-13: Modellazione della parte anteriore del telaio, vista dimetrica.

4.5.3. Parte posteriore

La modellazione della parte posteriore del telaio è avvenuta tenendo in conto della geometria del motore (e in particolare di punti di attacco di questo) degli ingombri della trasmissione e, nuovamente, delle posizioni dei punti di collegamento tra telaio e sospensioni.

Una volta definita la parte principale del retrotreno, che corrisponde alla zona inferiore del telaio, si è passati alla modellazione delle parti restanti, in particolare si è provveduto a collocare i rinforzi del main hoop, secondo quanto enunciato in 5.4.2, e si è provveduto a modellare un primo abbozzo della traversa a cui andranno ancorate le cinture delle spalle, che rappresenta una zona abbastanza critica, sia in termini di adempimenti regolamentari che in termini di design; per questa zona verrà effettuata una verifica finale in fase costruttiva, una volta avuto accesso alle cinture che andranno montate sulla monoposto, prima di deliberarne il disegno definitivo.

Nelle figure seguenti sono illustrati i risultati dello studio del design della parte posteriore.

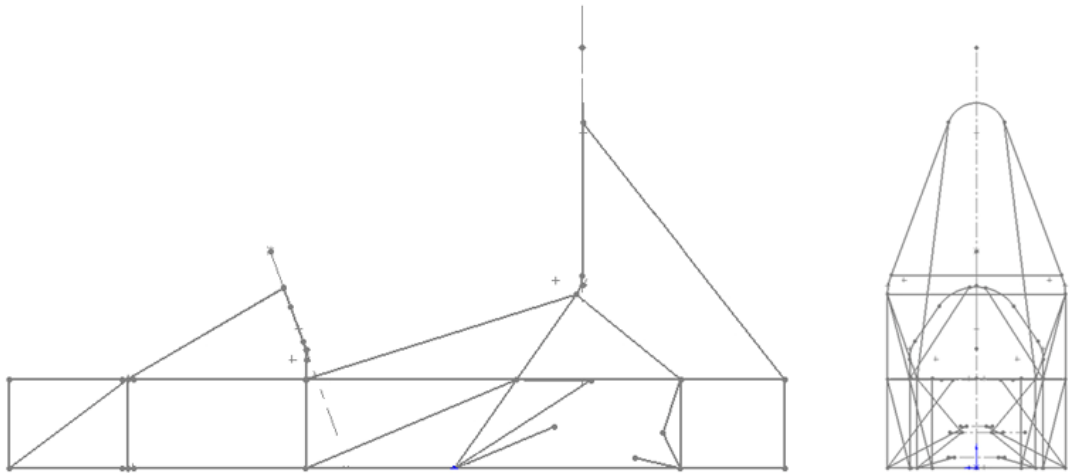


Figura 4-14: Modellazione della parte posteriore.

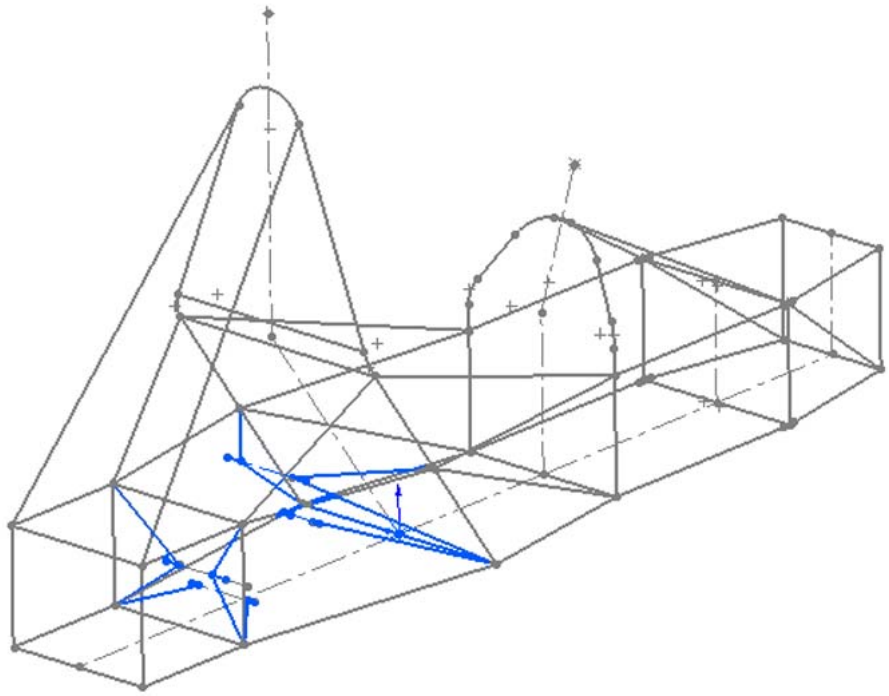


Figura 4-15: Modellazione della parte posteriore, vista dimetrica.

4.6. Sviluppo e completamento della geometria.

La geometria le cui modellazione è stata descritta nel precedente paragrafo, è stata oggetto di sviluppo e ottimizzazione mano a mano che ulteriori informazioni sulle caratteristiche del veicolo e soprattutto dei suoi sottosistemi ausiliari venivano a concretizzarsi.

In particolare, le evoluzioni che la geometria finale del telaio presenta riguardano in buona sostanza la modifica di alcune dimensioni caratteristiche per migliorare alcuni aspetti rispetto alla fase di design di primo tentativo.

Dapprima, alla geometria di base si sono aggiunti le controventature di irrigidimento, per triangolare opportunamente il telaio e, di conseguenza, aumentarne la rigidezza torsionale (Figura 4-16).

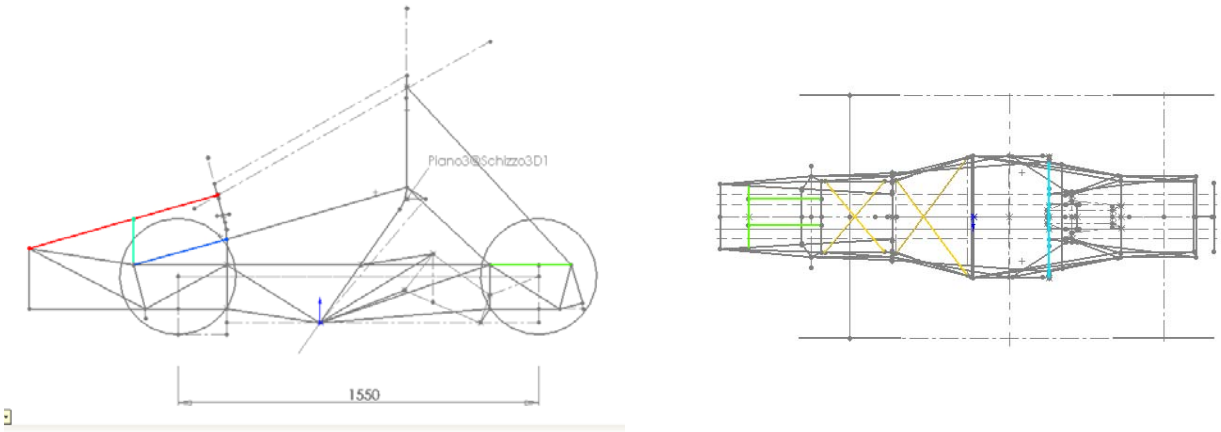


Figura 4-16: Evoluzione del progetto del telaio.

In secondo luogo, si è proceduto alla modifica del retrotreno del veicolo, resasi necessaria a seguito della variazione delle dimensioni della trasmissione rispetto a quelle inizialmente previste e all'esigenza quindi di lasciare lo spazio sufficiente all'uscita dei semialberi della trasmissione.

Nell'ottica di abbassare il baricentro del veicolo, e di centralizzare le masse si è proceduto con un abbassamento della seduta e lo spostamento di questa verso il retrotreno. Contemporaneamente, per recuperare l'angolo tra torso e gambe del pilota impostato in precedenza si è aumentata l'ampiezza dell'angolo tra schienale e seduta, facendo assumere al pilota una postura leggermente più sdraiata.

Nella parte anteriore del telaio sono stati modificati i bracci di rinforzo del roll-bar, allungati fino al muso della vettura ed evidenziati in rosso in Figura 4-16, in modo da fornire protezione ai piedi del pilota stesso. La flessione di tubi così allungati è stata compensata con una centina intermedia (in blu in Figura 4-16), che supporta e integra i bracci.

Questa centina ha inoltre il ruolo, insieme al membro indicato in verde in figura, di consentire il montaggio degli ammortizzatori e del rocker.

Il montaggio della pedaliera avviene invece in corrispondenza di una traversa (evidenziata in verde in figura) sulla quale questa viene imbullonata. La regolazione della posizione è possibile tramite dei fori posti a distanza diversa dal sedile che consentono di scegliere tra tre posizioni.

Un'ultima aggiunta, con la quale si chiude la modellazione tridimensionale del telaio è il supporto per il poggiatesta, che da regolamento dovrà avere una superficie minima di 232 cm^2 e resistere un carico di 890N.

Il collegamento del poggiatesta al telaio sarà effettuate mediante quattro sostegni che lo interfacceranno inferiormente alla traversa cinture e superiormente al main hoop.

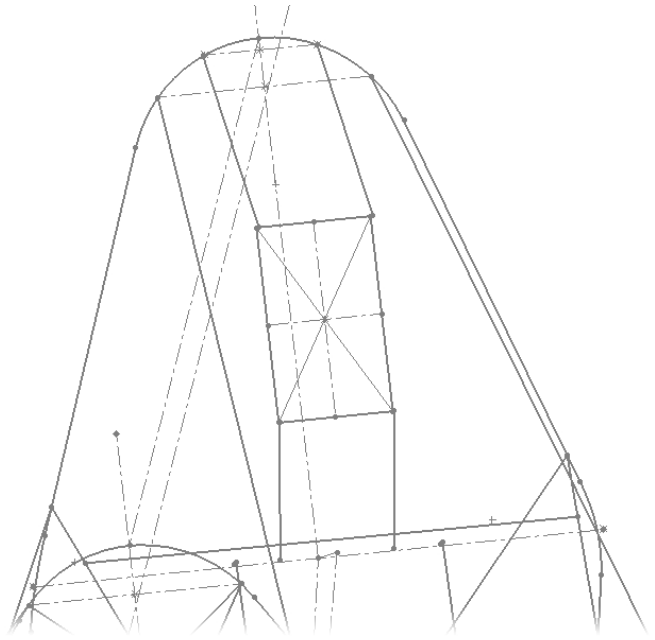


Figura 4-17: Il supporto del poggiatesta.

Con l'aggiunta del poggiatesta, si conclude il processo di modellazione geometrica del telaio. Il risultato del design è illustrato in Figura 4-18. Questo sarà il punto di partenza per l'ottimizzazione numerica e la scelta della sezione dei tubolari.

Per quanto riguarda il materiale, problemi di reperibilità, di costo e di tempi di approvvigionamento hanno portato alla scelta di un comune Fe460, le cui caratteristiche sono riportate nella seguente tabella.

Proprietà dell'Acciaio Fe430	
Proprietà	***Valore (unità SI)***
Densità	7870 kg/m^3
Carico di rottura	Min 430 MPa
Carico di snervamento	Min 280 MPa
Allungamento a rottura	Min 20%
Modulo di Young	200 GPa
Modulo di Poisson	0.33

Tabella 4-2: Caratteristiche dell'acciaio Fe430.

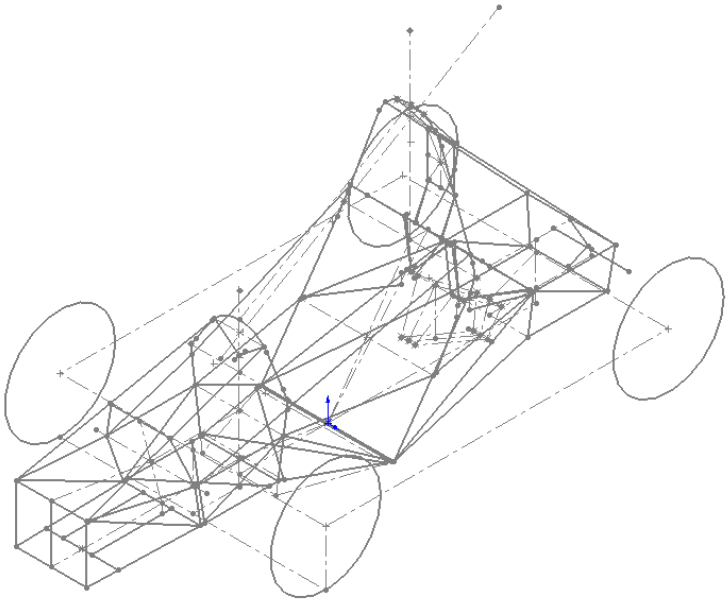


Figura 4-18: Il telaio della monoposto nella sua versione definitiva.

4.7. Ottimizzazione numerica della geometria

Per valutare numericamente la rigidezza torsionale del telaio progettato è stato sviluppato un modello ad elementi finiti.

Il modello, realizzato mediante il software Femap v9.2 e risolto mediante l'utilizzo di Nastran 2005, verrà utilizzato con lo scopo sia di valutare la rigidezza totale tra le sezioni di collegamento delle sospensioni, e quindi nella zona stressata del telaio, che di ottenere l'andamento di questa lungo tale sezione, evidenziando quindi le aree su cui intervenire per il miglioramento delle prestazioni.

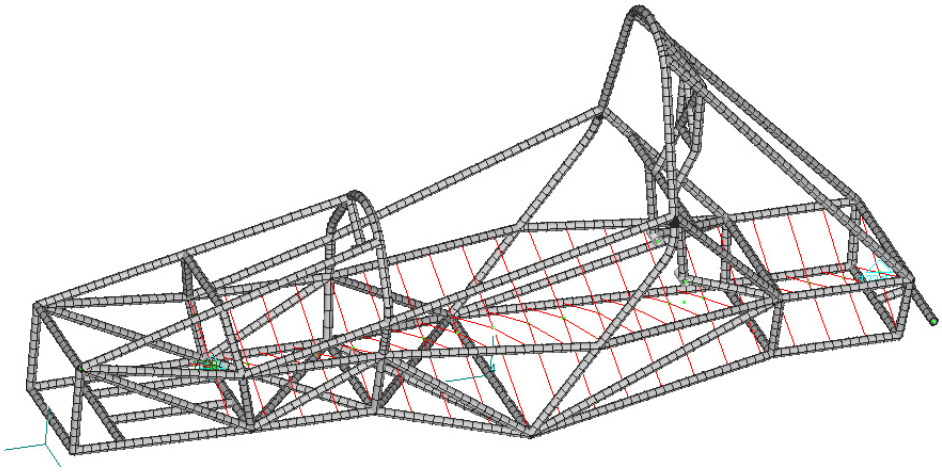


Figura 4-19: Il modello ad elementi finiti e il sistema di misura.

Il modello (Figura 4-19) è stato realizzando per mezzo di elementi beam mentre, al fine di misurare con continuità l'andamento della rigidezza torsionale, è stato usato un espediente. In pratica, sono state create delle stazioni di misura lungo il telaio, costituite da nodi posto sulla mezzeria della sezione e collegate ai quattro angoli di questa per mezzo di elementi di interpolazione. In questa maniera, la rotazione calcolata del nodo di mezzeria, sarà rappresentativa della rotazione complessiva della sezione.

Scopo del modello è quello di riprodurre in virtuale una prova di torsione sperimentale, che consiste semplicemente nell'incastrare la sezione posteriore del telaio e nell'applicazione nella sezione anteriore di una coppia torcente di entità nota. In questa maniera, misurando la rotazione della sezione di applicazione del carico, è possibile risalire alla rigidezza complessiva del telaio:

$$M_t = K \cdot \theta \Rightarrow K = M_t / \theta$$

Le condizioni di vincolo che verranno imposte saranno quindi l'incastro della sezione posteriore estrema del modello, mentre un ulteriore vincolo verrà assegnato sulle traslazioni verticali della sezione anteriore.

Il carico è applicato alla sezione anteriore, e consiste in una coppia torcente di 1000 Nm, diretta lungo l'asse della vettura.

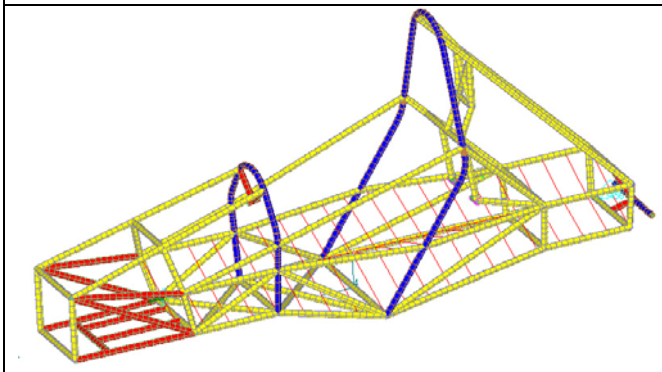
Come è stato già detto in precedenza, requisito primario del telaio sarà quello di offrire una buona rigidezza torsionale. Questo requisito è però in contrasto con la necessità di avere un telaio il più leggero possibile in quanto spesso le due grandezze crescono l'una con l'altra.

Il termine di paragone con il quale si giudicherà la bontà di una soluzione telaistica diventa quindi il rapporto K/M tra la rigidezza del telaio e il suo peso.

L'evoluzione del progetto del telaio è avvenuta passando per quattro diverse configurazioni.

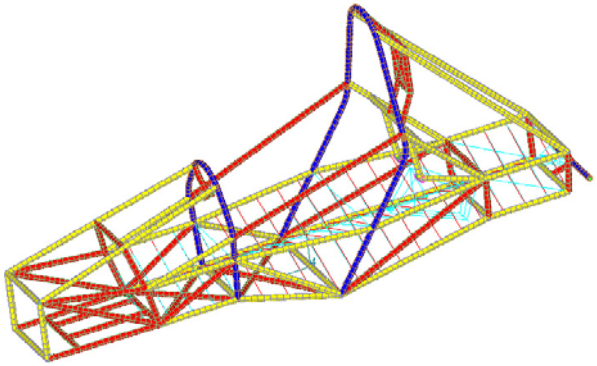
La configurazione di partenza (#1)è stata quella che prevede l'utilizzo di tubi tondi di sezione conforme al minimo regolamentare li dove previsto, mentre per le sezioni non regolamentate si è impostato un valore di primo tentativo.

#1



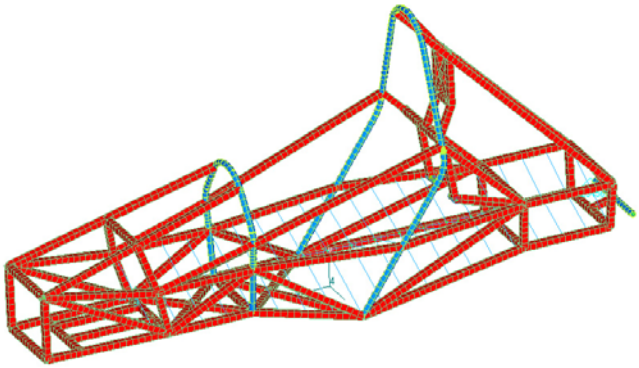
Property impostate				
Nome	Tipo	Dimensione (mm)	Spessore (mm)	Colore
Circ 25x2.5	Beam	25	2.5	
Square 25x25x1.6	Beam	25	1.6	
Square 20x20x1.5	Beam	20	1.5	
Boccole motore	Beam	29	9	

#2



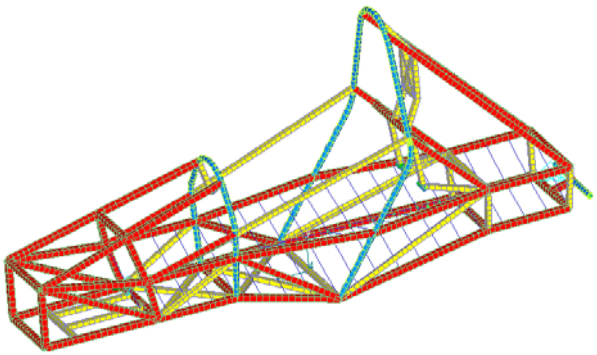
Property impostate				
Nome	Tipo	Diam ext (mm)	Spessore (mm)	Colore
Circ 25x2.5	Beam	25	2.5	
Circ 25x1.75	Beam	25	1.75	
Circ 25.4x1.25	Beam	25.4	1.25	
Boccole motore	Beam	29	9	

#3



Property impostate				
Nome	Tipo	Dimensione (mm)	Spessore (mm)	Colore
Circ 25x2.5	Beam	25	2.5	
Square 25x25x1.6	Beam	25	1.6	
Square 20x20x1.5	Beam	20	1.5	
Boccole motore	Beam	29	9	

#4



Property impostate				
Nome	Tipo	Dimensione (mm)	Spessore (mm)	Colore
Circ 25x2.5	Beam	25	2.5	
Square 25x25x1.6	Beam	25	1.6	
Square 20x20x1.5	Beam	20	1.5	
Boccole motore	Beam	29	9	

Figura 4-20: Le configurazioni analizzate e le relative sezioni.

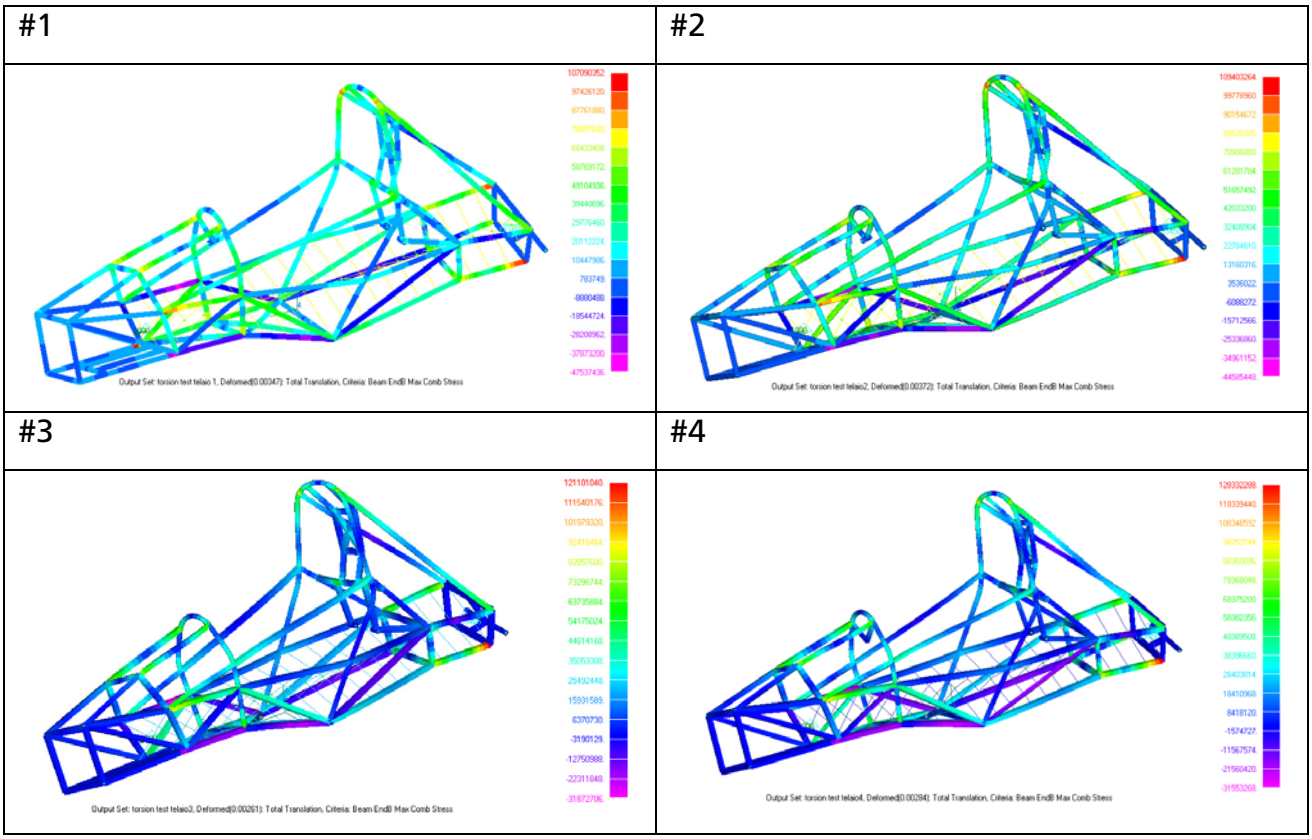


Figura 4-21: Stato tensionale in ciascuna delle configurazioni analizzate.

Nella configurazione #2, che utilizza sempre ancora tubi tondi, si è andato a effettuare uno smagrimento delle sezioni, laddove queste risultano meno stressate. In particolare, sono state operate modifiche nello spessore dei tubi, mentre la dimensione esterna è stata tenuta costante.

La configurazione #3 presenta invece per i tubi una sezione quadrata, ad eccezione di quelli usati per i roll bar di protezione che, da regolamento, devono essere realizzati con tubi a sezione circolare.

Per le altre zone del telaio soggette al regolamento, si è dovuto procedere alla verifica dell'equivalenza strutturale tra le sezioni quadre e le rispettive sezioni tonde.

Le caratteristiche delle due tipologie di sezione sono riportate nella tabella seguente.

Sezione tubi utilizzate					
Richieste					
	Diametro (mm)	Spessore (mm)	Area (mm^2)	Modulo di Resistenza a flessione (mm^3)	Momento di inerzia (mm^4)
Front Bulkhead Support	25.4	1.25	95	546	6932
Side Impact Structure, Front Bulkhead, Roll Hoop Bracing & Driver's Restraint Harness Attachment	25	1.75	128	695	8686
Utilizzate					
	Lato (mm)	Spessore (mm)	Area (mm^2)	Modulo di Resistenza a flessione (mm^3)	Momento di inerzia (mm^4)
Front Bulkhead Support	25	1.6	150	1098	13731
Side Impact Structure, Front Bulkhead, Roll Hoop Bracing & Driver's Restraint Harness Attachment	25	1.6	150	1098	13731

Tabella 4-3: Caratteristiche delle sezioni utilizzate.

Questa configurazione, sebbene sarà sicuramente penalizzante in termini di peso (ma migliorativa in termini di rigidezza), presenta comunque notevoli vantaggi per quanto concerne la reperibilità del materiale e soprattutto per la notevole semplificazione in fase di costruzione (i tubi quadri non richiedono intestazioni di fresa e le uniche lavorazioni necessarie sono i tagli).

L'ultima configurazione analizzata risulta dall'ottimizzazione della soluzione #3. Similmente a quanto fatto nel caso #2, per tramite l'analisi dello stato tensionale sotto carico è stato possibile andare a determinare i membri meno stressati, e quindi andare a diminuire lo spessore del materiale in quelle zone.

La Figura 4-22 illustra l'andamento della rigidezza torsionale per ciascuna delle configurazioni analizzate, mentre la Tabella 4-4 riassume gli altri risultati delle analisi. Come si può osservare, l'andamento è complessivamente simile per ciascuno dei telai proposti. La ripida pendenza nel tratto iniziale, è giustificata dall'assenza dei controventi nella sezione posteriore, per esigenze di packaging legate ai due semiassi. Lungo il resto del telaio invece, l'andamento della rigidezza torsionale rimane pressoché costante, senza evidenziare zone particolarmente critiche.

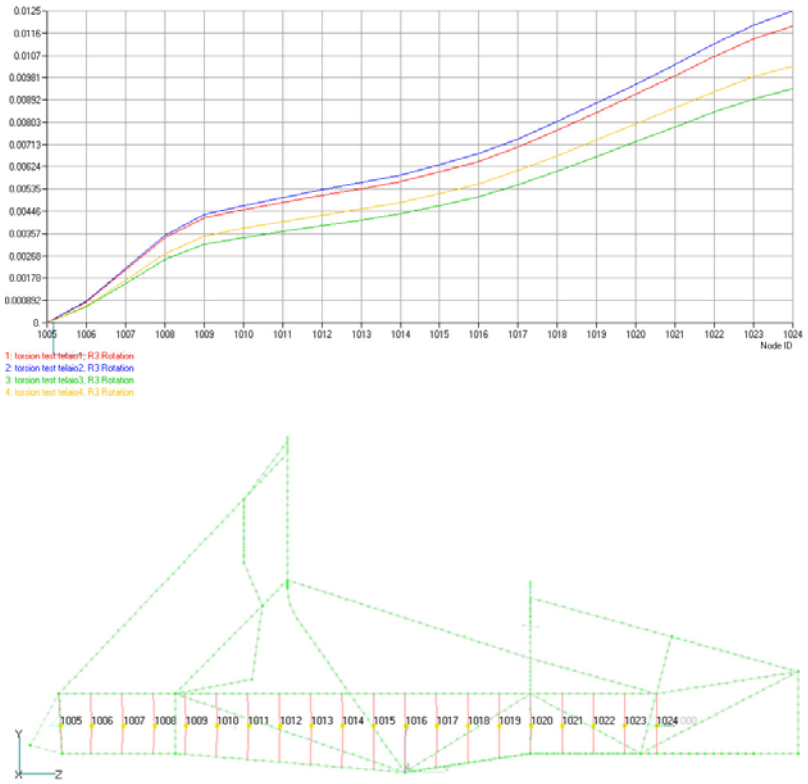


Figura 4-22: Andamento della rigidezza torsionale in funzione della sezione di misura.

	Telaio1	*Telaio2*	*Telaio3*	*Telaio4*
Proprietà	***Valore***			
Massa	39.85 kg	37.07 kg	45.79 kg	43.12 kg
Rigidità torsionale	1468.51 Nm/deg	1397.94 Nm/deg	1865.07 Nm/deg	1701.60 Nm/deg
K/M	36.85	37.71	40.73	39.47

Tabella 4-4: Risultati delle analisi.

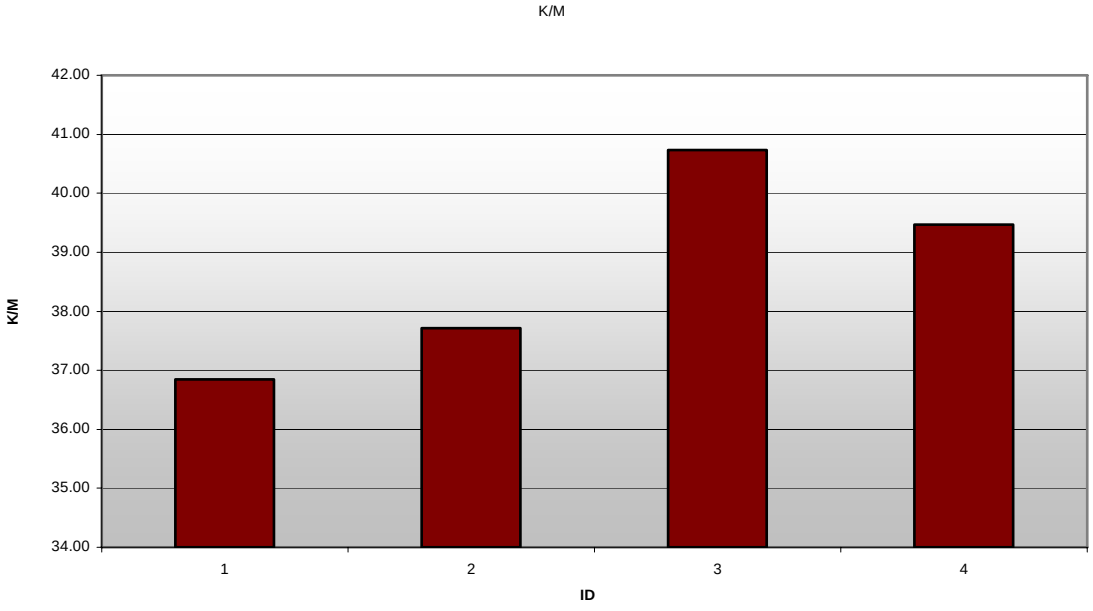


Figura 4-23: Andamento del rapporto K/M per le diverse configurazioni.

Dall'analisi dei risultati, si evince che la soluzione più vantaggiosi in termine di rapporto tra rigidezza e massa è sicuramente la soluzione numero 3. Tuttavia, avendo sicuramente raggiunto il target prefissato di circa 1400 N/m° di rigidezza torsionale, si è optati per la soluzione #3, che a fronte di un valore di rigidezza comunque accettabile, offre un più favorevole valore di massa.

Da ultimo, la figura seguente illustra lo stato tensionale che si instaura sul telaio #4 durante la prova di torsione. Sebbene questo non sia rappresentativo dei cariche che il telaio dovrà sostenere durante la competizione, questo verrà comunque utilizzato per la validazione del modello numerico, come si vedrà in seguito.

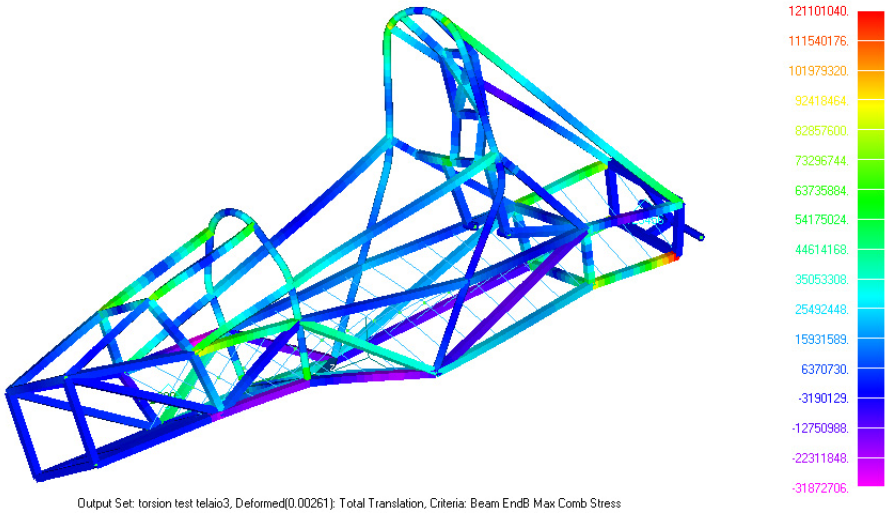


Figura 4-24: Lo stato tensionale durante la prova di torsione sulla configurazione #4.

4.8. Valutazione degli effetti di irrigidimento del motore

Si vogliono qui valutare gli effetti di irrigidimento del retrotreno legati alla presenza del motore. L'ancoraggio di questo alla struttura.

è stato pensato il più simile possibile a quello della moto da cui proviene, essendo sostenuto nell'attacco superiore tra le teste da una coppia di tubi opportunamente triangolata al telaio, che incidono su due boccole su cui verrà fatto passare un'asta filettata che bloccherà il tutto.

L'attacco inferiore, ove si collega il perno forcellone sulla moto, viene vincolato al telaio con una traversa smontabile su cui è saldata una piastra in lamiera piegata che

riproduce le forme del telaio della moto e su cui si impernia anche il gruppo trasmissione.

Nella modellazione FEM si schematizzerà la piastra con elementi RIGID che connettono il motore al telaio, vista la ridotta estensione e l'elevato spessore della lamiera con cui la piastra verrà realizzata.

Il motore verrà invece schematizzato come una massa concentrata, di peso pari a quello del propulsore (32 kg), collocata nel baricentro del motore stesso e collegata agli attacchi motore tramite elementi RIGID. Il risultato di tale schematizzazione è visibile in Figura 4-25.

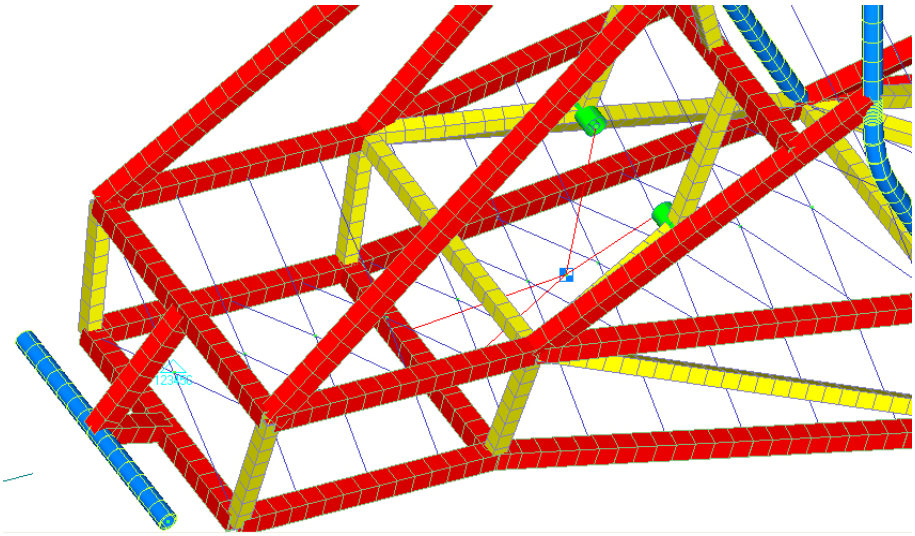


Figura 4-25: La schematizzazione adottata per rappresentare il motore.

L'influenza del motore è evidente in termini di rigidità torsionale: come visibile in figura 4.26, dove sono illustrate le rotazioni dei nodi di misura, l'effetto irrigidente del motore comporta una diminuzione della rotazione dei nodi di misura. Il valore massimo è di 0.0096 rad che corrispondono ad una rigidità torsionale di 1816.18 Nm/deg.

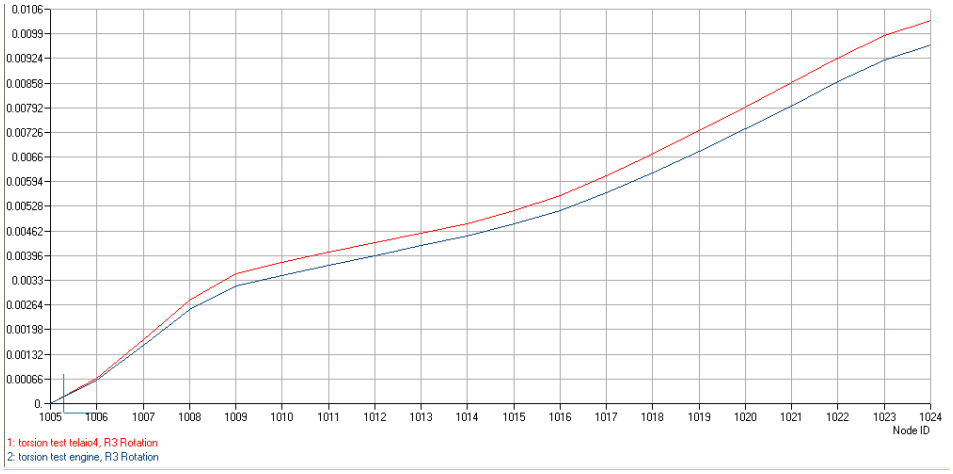


Figura 4-26: Confronto tra le rigidezze della configurazione #3 con e senza motore.

4.9. Analisi modale

Si riporta infine l'analisi modale del telaio, eseguita in configurazione free body, ovvero col telaio non vincolato: delle 10 frequenze trovate dall'analisi FEM le prime sei sono dunque da non considerare, in quanto corrispondono ai moti rigidi del telaio nello spazio.

Le quattro frequenze rimanenti sono proprio i modi propri di vibrare; tali frequenze sono riportate in tabella 4.13 mentre le relative forme modali sono illustrate nelle figure che seguono.

Modo	*Frequenza (Hz)*
1	131.99
2	133.19
3	138.12
4	142.57

Tabella 4-5: Frequenze proprie del telaio #3.

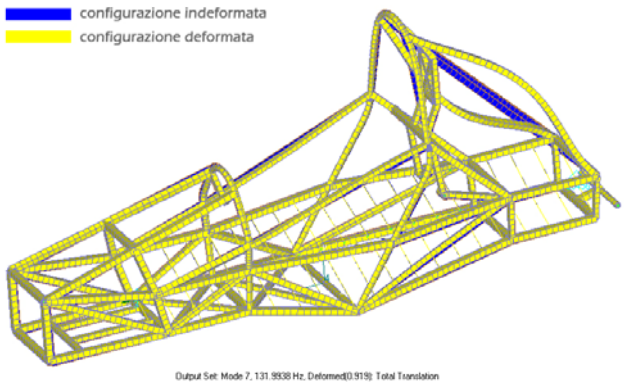


Figura 4-27: Modo 1 – 131.99 Hz

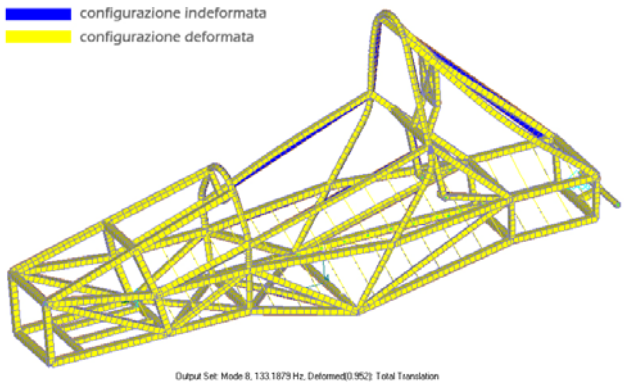


Figura 4-28: Modo 2 – 133.19

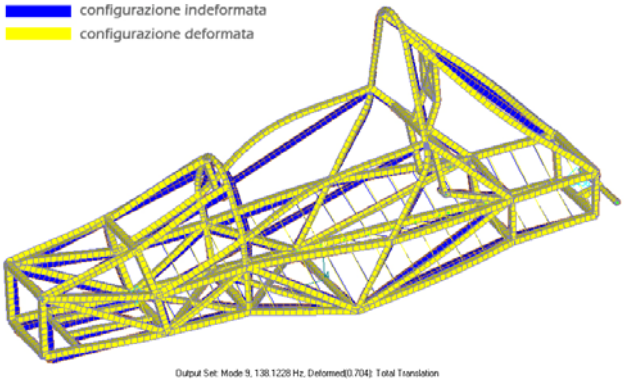


Figura 4-29: Modo 3 – 138.12 Hz

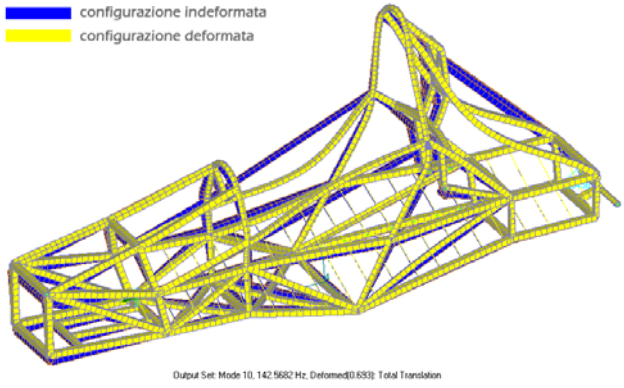


Figura 4-30: Modo 4 – 142.57 Hz

4.10. Costruzione del telaio

In questo paragrafo si vuole descrivere il processo di costruzione del telaio, avvenuto presso le officine dell'Istituto T. Gerini.

La costruzione si è articolata nelle tre fasi di seguito descritte:

- Taglio dei tubi a partire dal disegno costruttivo, le barre tubolari lunghe 6m vengono portate a misura mediante una sega circolare con testa e base inclinabili (Figura 4-31)
- Posizionamento dei tubi: una volta che il tubo è stato tagliato, si provvederà al suo posizionamento; le quote necessarie per la collocazione dei tubolari sono state di volta in volta rilevate direttamente dal modello CAD 3D. Questa fase è forse la più critica, in quanto non si è fatto uso di maschere per la saldatura, per cui, come si vedrà più avanti, si sono adottati altri sistemi per realizzare il corretto accoppiamento tra i diversi elementi.
- Saldatura: per la saldatura si è proceduto in due fasi: nella prima fase, una volta che gli elementi sono posizionati, si è applicato un solo punto di

saldatura, in modo da poter verificare il corretto posizionamento anche rispetto al resto della struttura; solo quando questo è risultato corretto, si è preceduto alla saldatura definitiva con la creazione del cordone. La saldatrice impiegata è del tipo MIG (Metal Inert Gas, Figura 4-31).

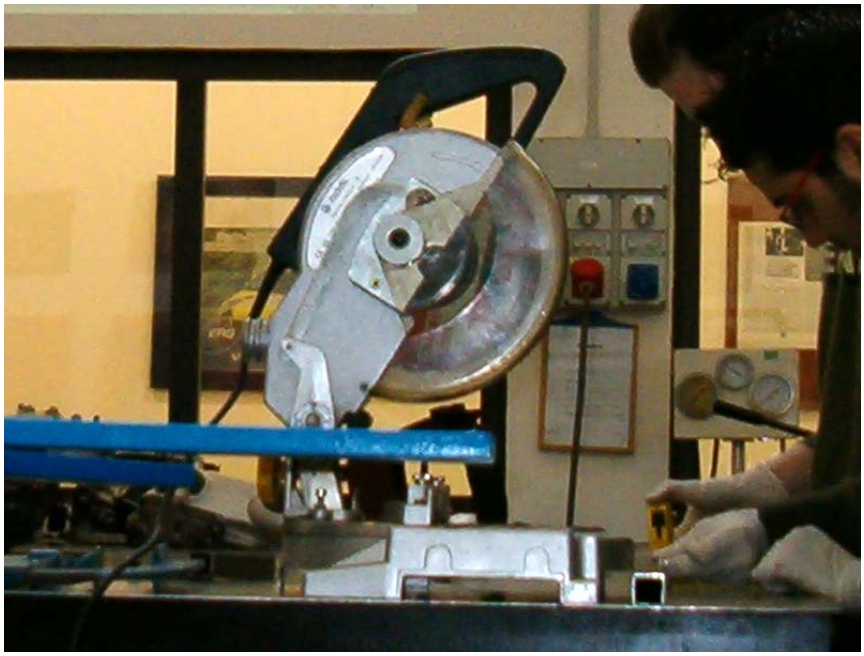


Figura 4-31: La sega circolare utilizzata.



Figura 4-32: Saldatrice MIG.

La costruzione è cominciata con la realizzazione di un simulacro della parte anteriore del telaio. Tale simulacro servirà infatti per la realizzazione delle prove sperimentali di crash che, per motivi regolamentari, devono essere condotte sull'attenuatore di impatto.

Inoltre, l'esperienza di costruzione di un simulacro costituisce un 'ottimo test per quella che sarà la costruzione definitiva del telaio.

Le figure seguenti illustrano alcune fasi del processo di costruzione del simulacro.

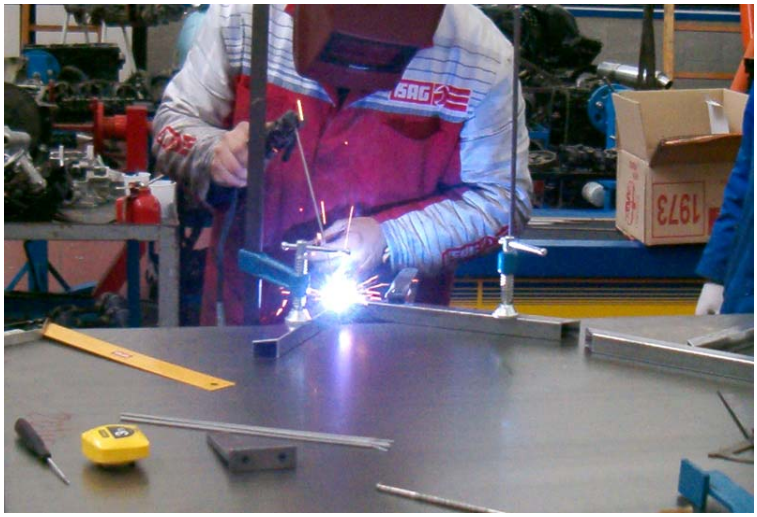


Figura 4-33: Saldatura della paratia centrale.

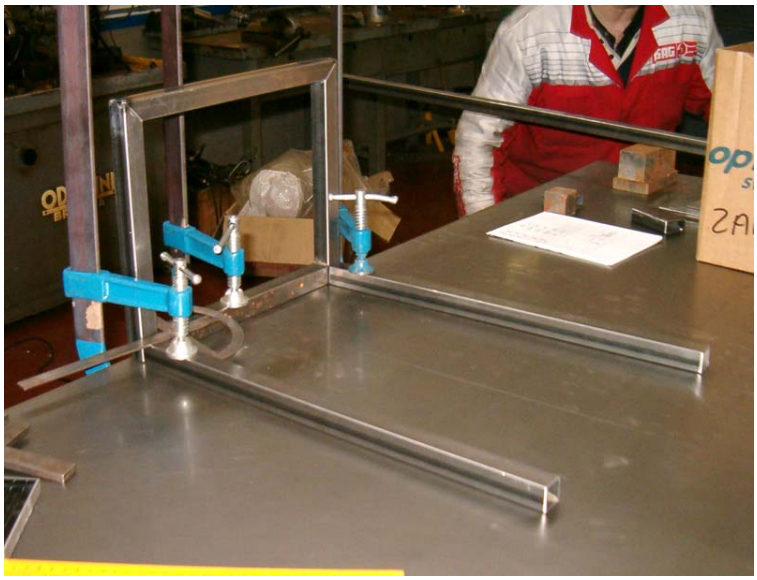


Figura 4-34: Il posizionamento si avvale della planarità del piano di lavoro.

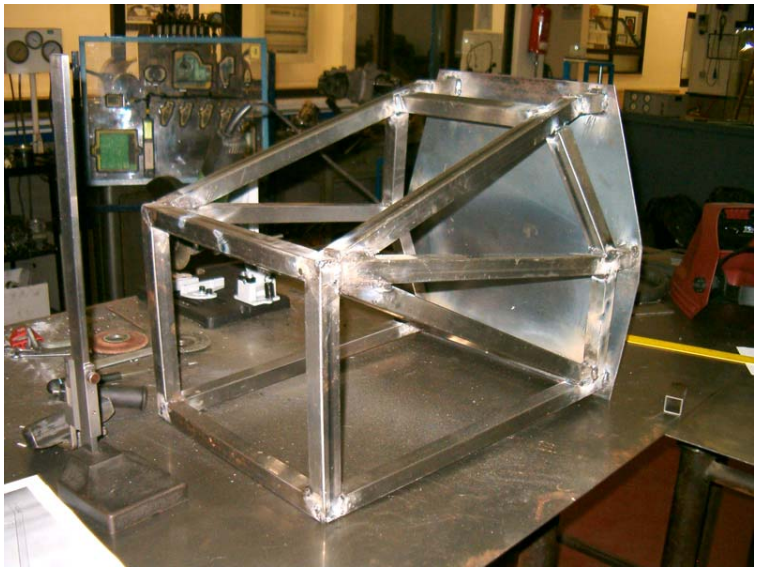


Figura 4-35: Il simulacro della parte anteriore.

Per ciò che concerne la costruzione del telaio, la mancanza di dime di costruzione ha reso necessaria l'ideazione di un sistema alternativo per il corretto posizionamento dei membri del telaio nello spazio.

Un metodo molto diffuso, e che si è rivelato poi molto efficacie, è quello che utilizza delle tavole in legno forate, e disposte ortogonalmente al piano di lavoro, dentro le quali si vanno ad infilare i tubi. La posizione dei fori è stata ricavata mediante l'utilizzo del CAD mentre la realizzazione è stata eseguita al trapano per mezzo di una punta a bandiera, regolata in maniera tale da realizzare fori che eliminino qualsiasi gioco nell'accoppiamento con i tubi.

L'ortogonalità delle tavole con il piano è stata ottenuta per mezzo di alette in legno e dei riferimenti sono stati tracciati sul piano di lavoro per mantenere l'allineamento delle tavole. La figure seguenti illustrano il procedimento impiegato.

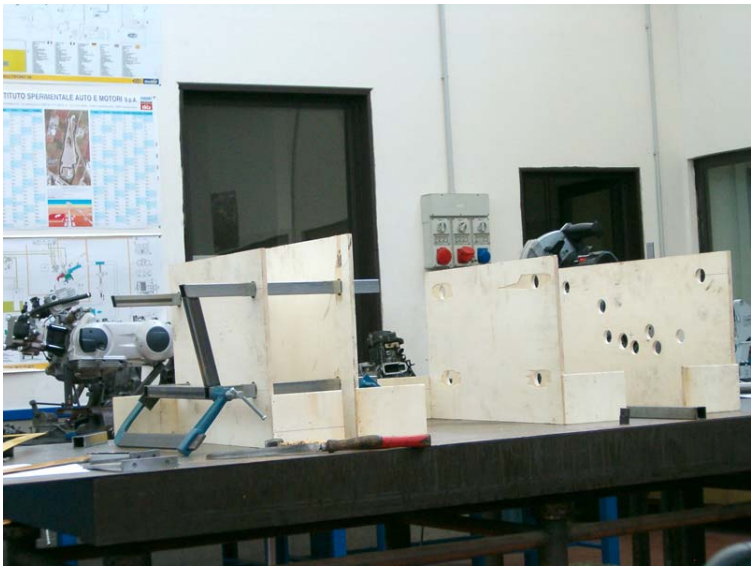


Figura 4-36: Posizionamento dei primi tubi.



Figura 4-37: Costruzione del telaio.

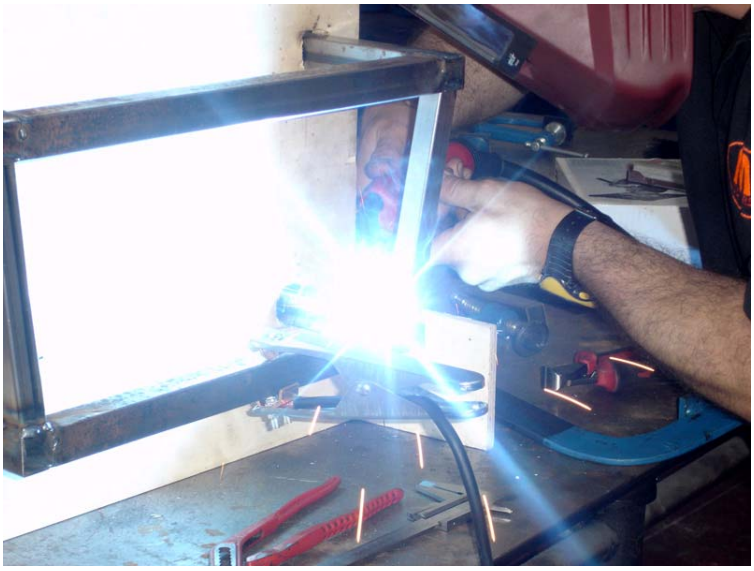


Figura 4-38: Una fase della saldatura.



Figura 4-39: Il telaio in avanzato stato di completamento.

Completato il lavoro di costruzione, il telaio è stato quindi preparato per la verniciatura, mediante l'utilizzo di carta abrasiva, e quindi verniciato.



Figura 4-40: Il telaio completato.

4.11. Prova di torsione sperimentale

Con il fine di determinare, in maniera sperimentale, il valore della rigidezza torsionale del telaio costruito, potendo così validare anche i modelli ad elementi finiti realizzati, si è andati ad effettuare una prova di torsione in laboratorio.

4.11.1. Il sistema di vincolo

Una prova di torsione consiste sempre in linea generale nell'incastrare una parte del telaio, applicare una coppia nota in un altro punto e rilavare la rotazione nella sezione che comprende il punto di applicazione della coppia. Per realizzare il vincolo di incastro si ha disposizione un traliccio costruito in tubi di carpenteria pesante, ripreso in Figura 4-41, assemblato utilizzando i relativi giunti a vite.



Figura 4-41: Struttura per la realizzazione dell'incastro.

Il telaio è stato ancorato ad uno dei tubi trasversali secondo il sistema illustrato in Figura 4-42, utilizzando gli appositi giunti di collegamento.

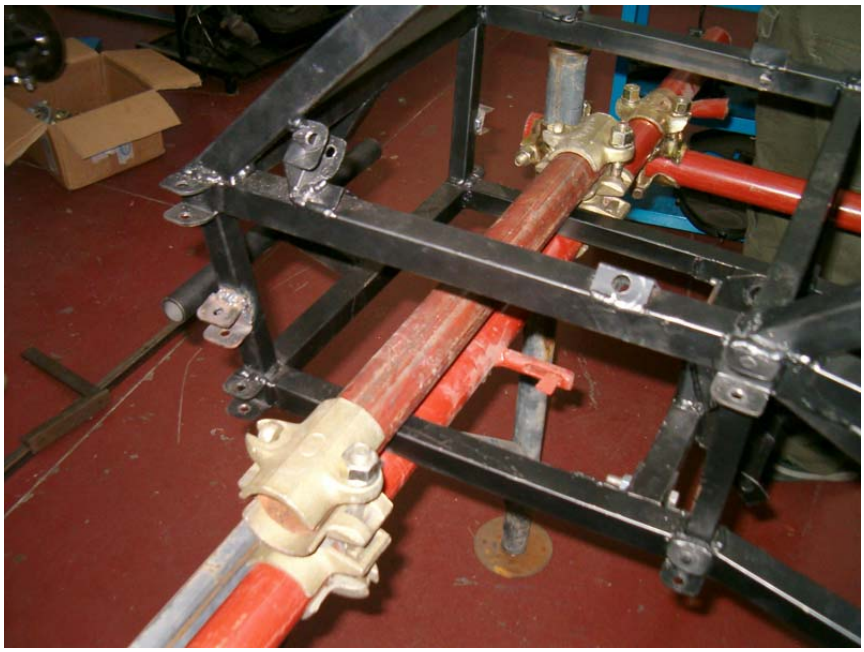


Figura 4-42: Incastro della parte posteriore del telaio.

Le traslazioni della sezione anteriore sono state impedite mediante l'utilizzo di un paranco, che sostiene il telaio come illustrato in Figura 4-43.

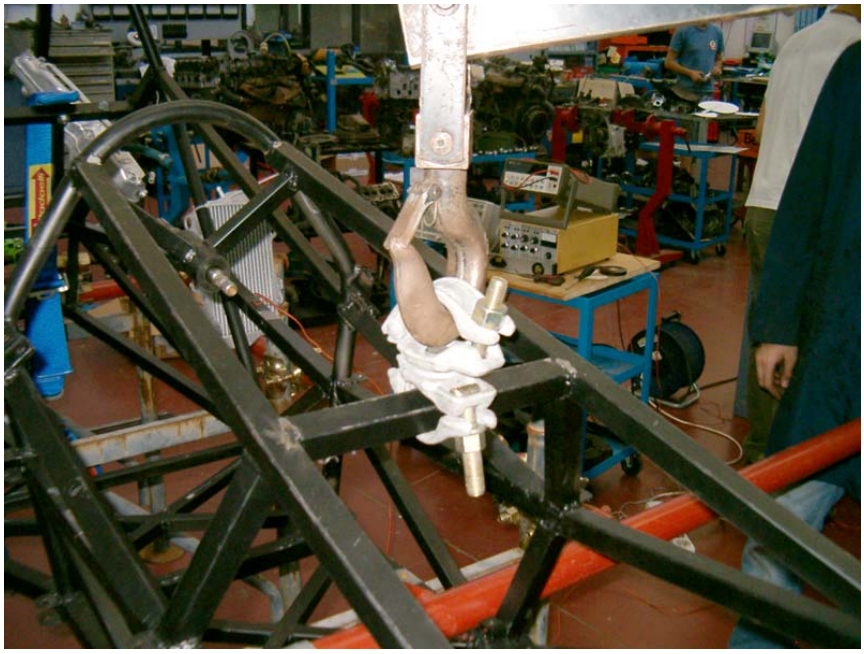


Figura 4-43: Il paranco utilizzato per sorreggere il telaio.

4.11.2. Il sistema di carico

Per l'applicazione della coppia torcente, si è provveduto ad ancorare una trave di tubo pesante al tubo che connette trasversalmente gli attacchi anteriori dei triangoli inferiori della sospensione, tramite il sistema illustrato in Figura 4-44.
A questa trave è stata quindi applicata una massa nota e posta ad una certa distanza in modo da realizzare la coppia torcente.

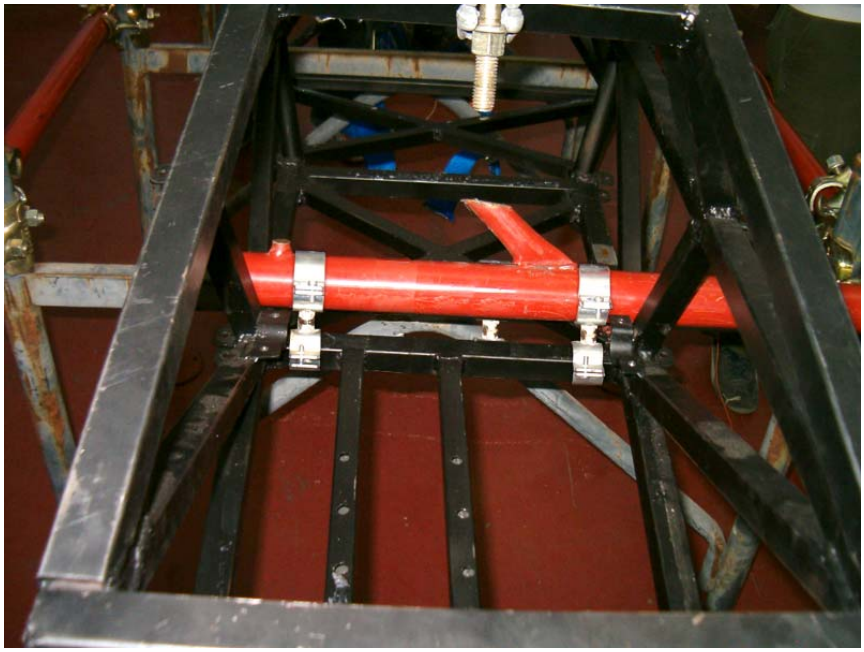


Figura 4-44: La barra utilizzata per l'applicazione della coppia torcente.

4.11.3. La strumentazione

Per la misura degli spostamenti dei punti desiderati sul telaio, ci si è avvalsi di due comparatori centesimali, mostrati in Figura 4-45, posizionati sul telaio in corrispondenza dei nodi al di sotto degli attacchi delle sospensioni anteriori, nella sezione dove è applicata la barra di carico, montati su portacomparatori magnetici connessi alla struttura di base. La Figura 4-46 illustra il montaggio dei comparatori.



Figura 4-45: Uno dei comparatori centesimali utilizzati.

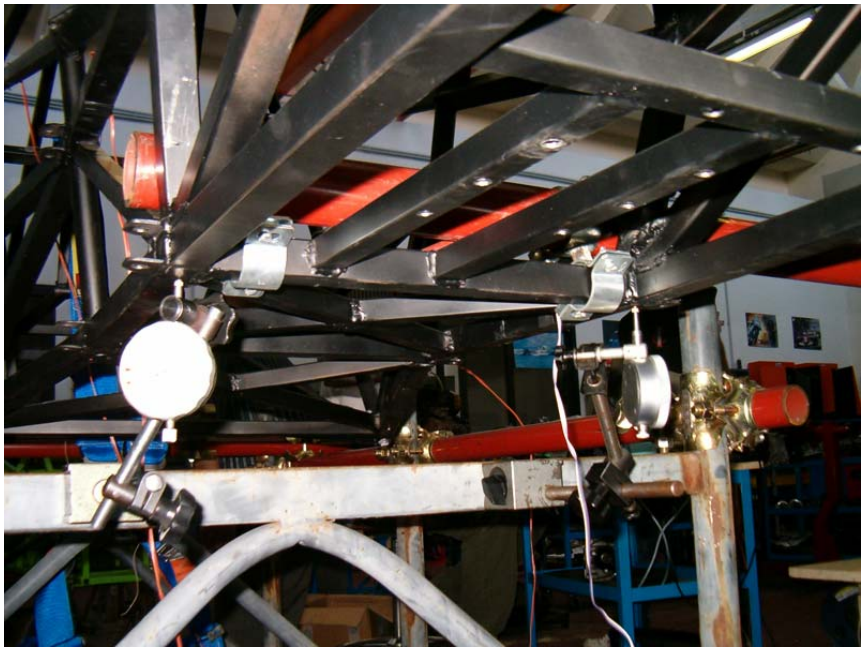


Figura 4-46: Il montaggio dei comparatori.

Per il rilievo delle tensioni lungo i membri del telaio, ci si è invece avvalsi di estensimetri.

La procedura di applicazione dei sensori al telaio comprende le seguenti fasi:

- Rimozione della vernice dal punto di applicazione;
- Pulizia della superficie con le soluzioni illustrate in **Error! Reference source not found.**;
- Incollaggio del sensore tramite l'apposito collante;

Dalle analisi FEM effettuate in precedenza si sono individuate le zone più stressate su cui disporre gli estensimetri: in particolare i quattro sensori a disposizione sono stati collocati sui membri superiori della struttura di impatto laterale, e sulle traverse comprese tra gli attacchi dei triangoli inferiori della sospensione anteriore.

Una volta che i sensori sono stati tutti posizionati sul telaio si provvederà al collegamento elettrico degli stessi alle apparecchiature di misura, costituite da un oscilloscopio, un alimentatore stabilizzato e un generatore di forme d'onda. In Figura 4-47 è ripreso un estensimetro cablato, mentre l'intera strumentazione è illustrata in figura Figura 4-48.

L'estensimetro consente di rilevare la deformazione della struttura a cui è attaccato variando la sua tensione di uscita sotto stress meccanico. Nella catena di misura è stata previsto un sistema di taratura calibrato in modo da avere 1 mV corrispondente a 1 μm/m.

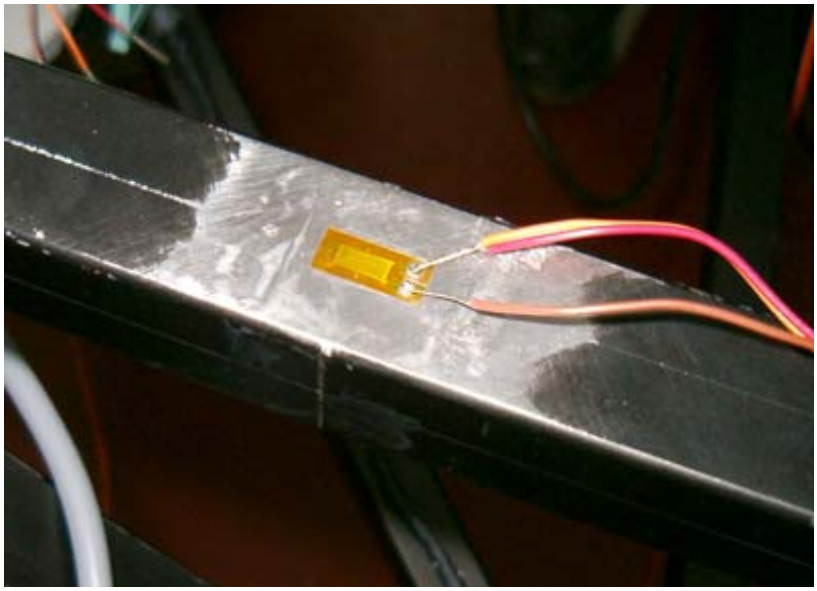


Figura 4-47: Estensimetro cablato e fissato al telaio.



Figura 4-48: La strumentazione utilizzata per la misura.

4.11.4. Le modifiche introdotte nel modello ad elementi finiti e l'analisi

Per la validazione del modello ad elementi finiti utilizzato per la determinazione delle caratteristiche meccaniche del telaio, è necessario introdurre piccole modifiche al fine di riprodurre esattamente le condizioni della sperimentazione.

In particolare, i vincoli sono stati inseriti nel modello come essi sono nella realtà sperimentale, applicando quindi due vincoli di incastro sui longheroni posteriori del telaio, a 150 mm dall'estremità di questo, e un vincolo sulle traslazioni verticali nella mezzeria della traversa che corre tra i due rinforzi del front hoop, a rappresentare l'azione del paranco.

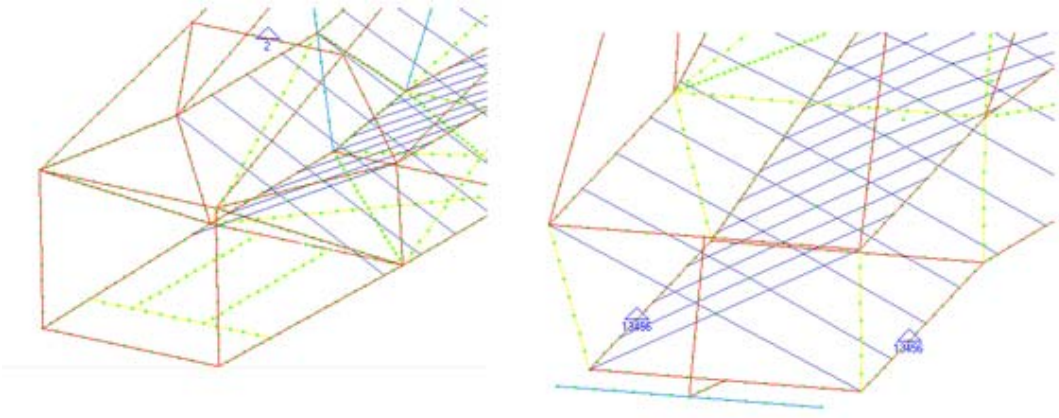


Figura 4-49: I nuovi vincoli introdotti nel modello numerico.

Anche il sistema di carico è stato modificato, con il fine di una più realistica rappresentazione di quanto fatto durante la sperimentazione. In particolare, si è introdotta la barra utilizzata per l'applicazione della coppia torcente per mezzo di un elemento rigido vincolato al telaio opportunamente. Il carico è quindi costituito da una massa di 30 Kg, corrispondenti a 294.3 N.
Il sistema di carico introdotto è rappresentato in Figura 4-50.

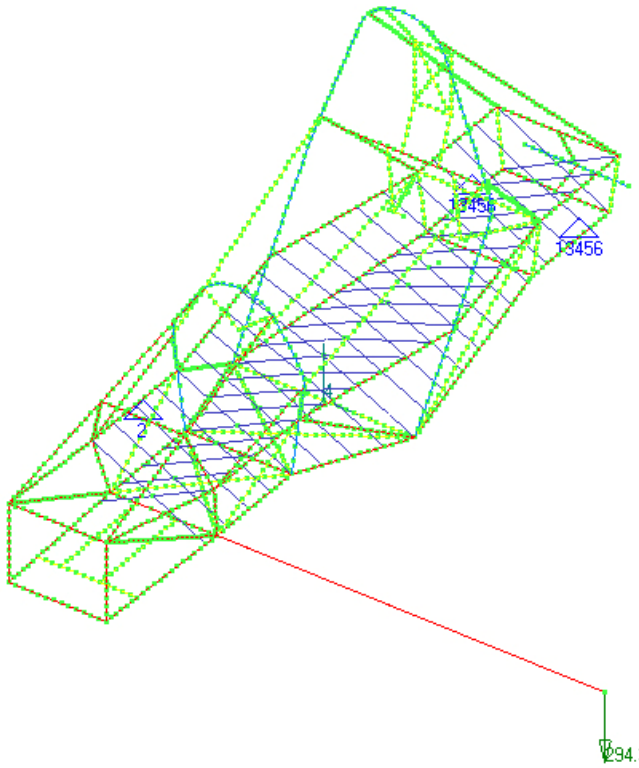


Figura 4-50: Il nuovo sistema di carico introdotto nel modello numerico.

Si è infine eseguita l'analisi statica del modello e si è rilevato lo spostamento del nodi in corrispondenza dei quali si sono posti i comparatori: calcolando da questi l'angolo di rotazione della sezione e quindi la rigidità torsionale, si trova un valore di 1507.8 Nm/deg, valore diverso ma non troppo lontano rispetto a quanto valutato nel capitolo 4. Tale incoerenza è certamente giustificata dalla variazione delle modalità di misura.
La rigidità torsionale viene calcolata, con riferimento alla Figura 4-51, nel seguente modo: noti gli spostamenti d e il braccio L_t, si calcola la rotazione della sezione secondo la formula

$$\theta = \arctan\left(\frac{d_1 + d_2}{L_t}\right)$$

per cui

$$K = M_t / \theta$$

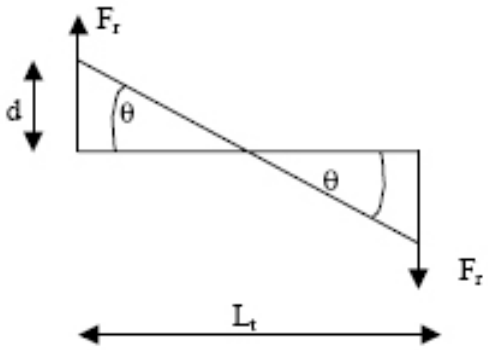


Figura 4-51: Relazione tra rotazione della sezione e spostamenti verticali.

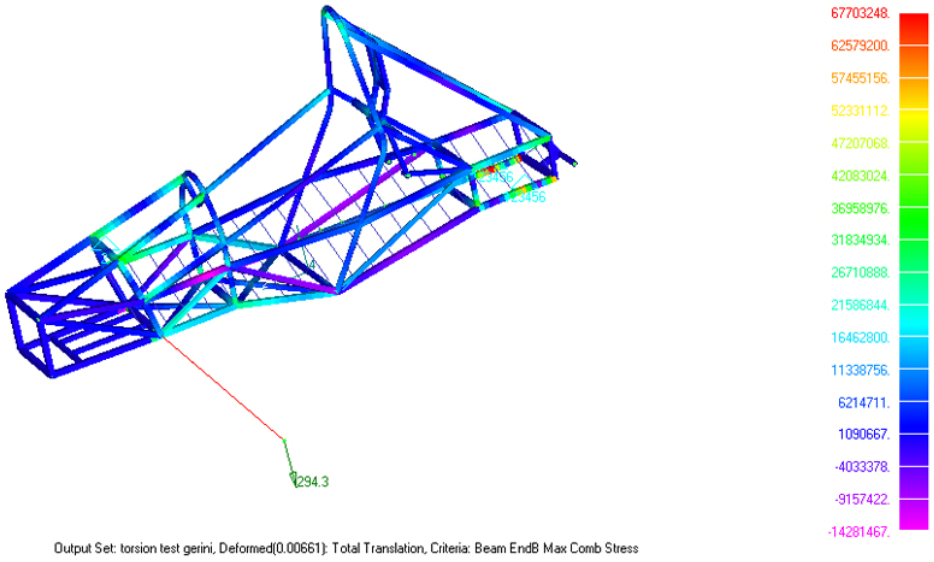


Figura 4-52: Le tensioni registrate nella prova di torsione.

Osservando la Figura 4-52, dove è rappresentato lo stato tensionale agente sulla struttura, si rilevano le tensioni in cui nella realtà sono stati posti gli estensimetri: per i sensori posti sulle traverse inferiori, si rilevano tensioni di Von Mises nell'ordine di 16 MPa. Per quelli posti ai lati dell'abitacolo, si rilevano tensioni nell'ordine dei 2-4 MPa.

4.11.5. La prova sperimentale e i risultati

Una volta predisposta tutta la strumentazione, controllato i vincoli ed assicurato che il carico in posizione di riposo non incidesse sulla struttura, si è passati alla taratura della strumentazione, portando a zero gli aghi dei comparatori e annullando il segnale di uscita degli estensimetri. A questo punto è stato fatto agire progressivamente il carico leggendo i valori misurati dagli strumenti, quindi spostamenti sui comparatori e tensioni dagli estensimetri.
I risultati della prova sono riportati in Tabella 4-6, mentre la Tabella 4-7 mostra il confronto tra dati ricavati dall'analisi FEM e quelli ricavati sperimentalmente.

Risultati della prova	
Misura	***Valore***
Comparatore sx	2.3 mm
Comparatore dx	1.9 mm
Estensimetro inferiore sx	100÷150 mV
Estensimetro inferiore dx	60÷80 mV
Estensimetro superiore sx	20÷50 mV
Estensimetro superiore dx	10÷30 mV

Tabella 4-6: Valori rilevati sperimentalmente.

Validazione delle misure		
Misura	***Valore***	
	Reale	***FEM***
Rigidità torsionale	1460 Nm/deg	1507.8 Nm/deg
Tensione Estensimetro inferiore sx	15÷18 MPa	16 MPa
Tensione Estensimetro inferiore dx	12÷15 MPa	13 MPa
Tensione Estensimetro superiore sx	5÷8 MPa	6 MPa
Tensione Estensimetro superiore dx	2÷5 MPa	3.2 MPa

Tabella 4-7: Confronto tra i valori ricavati dal FEM e quelli rilevati sperimentalmente.

Come si evince dall'analisi dei risultati, esiste un buon accordo tra le misure sperimentali e i risultati numerici, sia in termini di rigidezza torsionale complessiva

della struttura che in termini di tensioni registrate. Il modello numerico può quindi ritenersi validato.

5. MODELLO MULTIBODY DEL VEICOLO

5.1. Considerazioni generali

Con lo scopo di ottenere alcune informazioni riguardo al comportamento dinamico della vettura è stato sviluppato un modello multibody di questa mediante il software di simulazione MSC Adams/Car. Con tale modello ci si prefigge di ricavare, a monte della fase di test in pista, le caratteristiche del veicolo in termini di massime accelerazioni longitudinali e laterali che questo può sostenere. Tali informazioni, come si vedrà nel prossimo capitolo, consentono, mediante un software appositamente sviluppato, di predire con buona approssimazione il tempo che il veicolo avrà su un determinato circuito. E'chiaro quindi come la disponibilità di un modello del veicolo e la simulazione possano inoltre costituire un utile strumento per eventuali studi di sensibilità e per l'ottimizzazione del comportamento del veicolo, consentendo una riduzione del numero dei test in pista necessari per l'ottimizzazione e il setup.

Il modello è stato sviluppato a partire dai template per veicoli da Formula SAE resi disponibili dalla MSC Software. Grazie alla disponibilità di tali template, la modellazione è potuta avvenire in maniera abbastanza rapida, semplicemente andando a modificare le coordinate nello spazio degli hardpoint (i punti notevoli di ciascun sottosistema) e le caratteristiche dei vari sottosistemi.

Poiché al momento della modellazione il veicolo risultava già in larga parte costruito, si è proceduto con la misura sperimentale della posizione del baricentro, al fine di poter quindi inserire questa all'interno del modello e di ottenere quindi una modellazione più realistica. La procedura di misurazione della posizione del baricentro è illustrata nel seguente paragrafo, mentre verranno poi discusse in dettaglio le caratteristiche di ciascun sottosistema.

5.2. Procedura sperimentale per la determinazione del CG

In questo paragrafo si vuole descrivere la procedura sperimentale utilizzata per ricavare la posizione del centro di gravità del veicolo. Questa, seguendo il metodo proposto in [1] può essere determinata in maniera piuttosto semplice, mediante due pesate del veicolo, in posizione piana e in posizione inclinata di un angolo noto: la prima consentirà la localizzazione del CG nel piano del veicolo, mentre la seconda ne consentirà la determinazione dell'altezza rispetto al suolo.

5.2.1. Determinazione della posizione nel piano

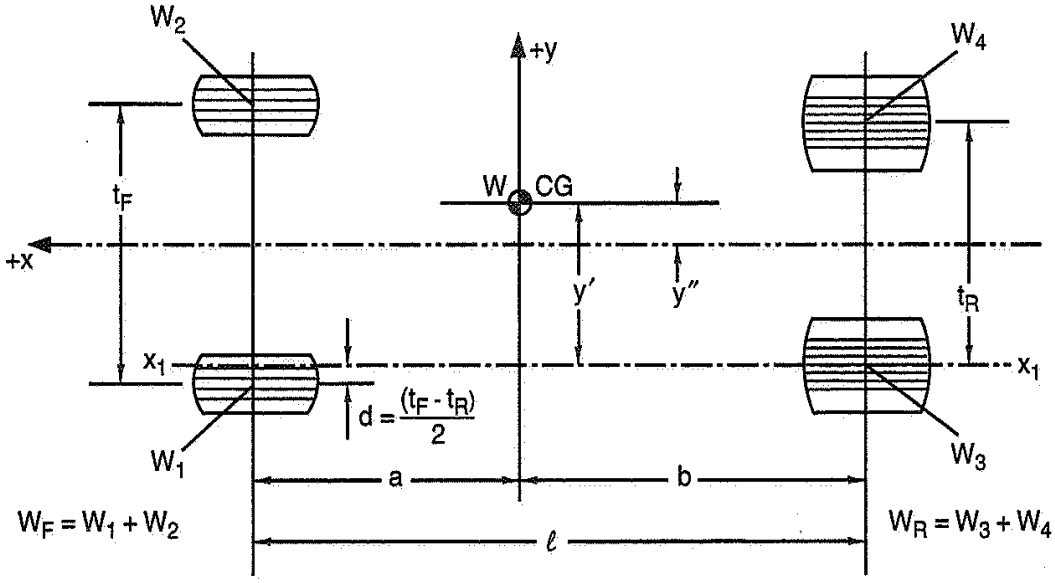


Figura 5-1: Determinazione della posizione del CG nel piano del veicolo [1].

Con riferimento alla Figura 5-1, la posizione del CG nel piano del veicolo può essere determinata ponendo il veicolo su quattro bilance (una per ruota) poste a loro volta su di una superficie livellata, e leggendo il peso su ciascuna di esse.
Così facendo, è possibile risalire al peso totale del veicolo, al peso dell'avantreno e del retrotreno, mediante le

$$W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = W \quad Peso \quad totale \quad del \quad veicolo$$

$$W_F = W_1 + W_2 \quad Peso \quad dell' \quad avantreno$$

$$W_R = W_3 + W_4 \quad Peso \quad del \quad retrotreno$$

Mediante l'applicazione della regola della leva è quindi possibile calcolare la distanza del baricentro da ciascuno dei due assi.

$$b = \frac{W_F \cdot l}{W}$$
$$a = l - b$$

Per l'equilibro alla rotazione intorno all'asse x_1- x_1 è quindi possibile valutare la distanza del baricentro dall'asse di mezzeria del veicolo.

$$y' = \frac{W_2}{W}(t_F - d) - \frac{W_1}{W}d + \frac{W_4}{W}t_R$$
$$y'' = y' - \frac{t_R}{2} = \frac{W_2}{W}(t_F - d) - \frac{W_1}{W}d + \frac{W_4}{W}t_R - \frac{t_R}{2}$$

5.2.2. Determinazione della posizione verticale del baricentro

Per valutare la posizione verticale del baricentro, occorre inclinare l'asse mediano del veicolo di un angolo conosciuto. Valutando poi le altezze degli assali anteriore e posteriore, e misurando il peso gravante su quest'ultimo, si può andare a calcolare la posizione verticale del CG, risolvendo l'equilibrio sull'asse trasversale al veicolo.

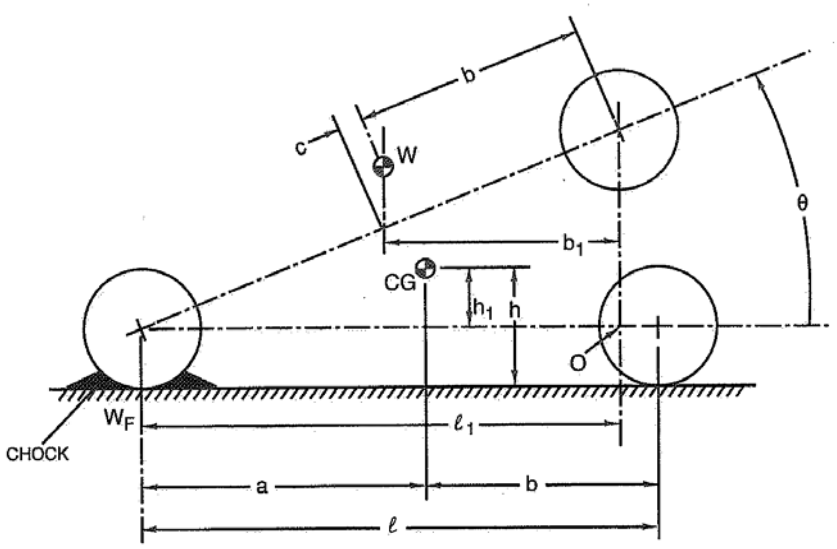


Figura 5-2: Determinazione dell'altezza del CG [1].

Con riferimento alla Figura 5-2, dalla trigonometria abbiamo:

$$l_1 = l \cdot \cos(\vartheta)$$

Per l'equilibrio dei momenti intorno a O abbiamo:

$$W_F \cdot l_1 = W \cdot b_1 \rightarrow b_1 = \frac{W}{W_F} l \cdot \cos(\vartheta)$$

$$\frac{b}{b+c} = \cos(\vartheta) \rightarrow c = \frac{W_F}{W} l - b$$

$$\frac{c}{h_1} = \tan(\vartheta) \rightarrow h_1 = \frac{W_F \cdot l - W \cdot b}{W \cdot \tan(\vartheta)}$$

E quindi l'altezza del baricentro può essere determinata con:

$$R_{L\,CG} = R_{LF} \frac{b}{l} + R_{LR} \frac{a}{l}$$

$$h = R_{L\,CG} + h_1$$

5.2.3. Le pesate sperimentali

La Figura 5-3 illustra alcune fasi della misura dei pesi del veicolo, condotta presso l'officina.

Sono state dapprima effettuate le pesate con il veicolo in piano, per la determinazione della posizione del CG nel piano del veicolo.

Due sono state le pesate effettuate, con e senza pilota, e i risultati della misura e del calcolo sono riportati nelle seguenti tabelle.

Senza Pilota				***Con Pilota (70 Kg)***			
W1 [Kg]	59.5	W2 [Kg]	60	**W1 [Kg]**	81.5	W2 [Kg]	84
W3 [Kg]	60	W4[Kg]	60.5	**W3 [Kg]**	74.5	W4 [Kg]	72.5

Tabella 5-1: Risultati delle pesate in piano.

Posizione CG Senza Pilota		***Posizione CG Con Pilota (70 Kg)***	
Wf [Kg]	119.5	**Wf [Kg]**	165.5
Wr [Kg]	120.5	**Wr [Kg]**	147
W [Kg]	240	**W [Kg]**	312.5
b [mm]	786.708333	**b [mm]**	836.768
a [mm]	793.291667	**a [mm]**	743.232
y'' [mm]	-2.5208333	**y'' [mm]**	-1.472

Tabella 5-2: Risultati del calcolo della posizione del baricentro.



Figura 5-3: La determinazione sperimentale della posizione del baricentro.

Per la misurazione dell'altezza del baricentro, ci si è avvalsi di una palanca in legno, sulla quale sono state montate le bilance e su queste è stato appoggiato l'avantreno del veicolo. La palanca è stata a sua volta montata su due crick da officina, che ne hanno consentito il sollevamento fino alla quota prestabilita (30 cm). In queste condizioni l'angolo di inclinazione risulta essere:

$$\vartheta = \arctan\left(\frac{h}{p}\right) = 0.19rad$$

Dove h è l'altezza da terra e p il passo del veicolo. Le figure seguenti illustrano il procedimento di pesatura.



Figura 5-4: Alcune fasi della pesata inclinata.

In Tabella 5-3 e Tabella 5-4 sono riportati i valori che risultano dalle pesate e i risultati del calcolo dell'altezza del baricentro.

Senza Pilota			
W1 [Kg]	58	**W2 [Kg]**	58
W3 [Kg]	62	**W4[Kg]**	62
Wf [Kg]	116	**Wr [Kg]**	124

Tabella 5-3: Risultati della pesata inclinata.

RLF Altezza assale anteriore (mm)	600
RLR Altezza assale posteriore (mm)	290
b [mm]	786.7083
a [mm]	793.2917
θ•[rad]	0.193741
l1 [mm]	1550.439
b1 [mm]	749.9239
c [mm]	-23.0417
h1 [mm]	-117.438
RL-CG [mm]	444.3542
h CG [mm]	326.916

Tabella 5-4: Risultati del calcolo dell'altezza del baricentro.

5.3. La modellazione

5.3.1. Chassis

Il sottosistema chassis è un sottosistema fondamentale del modello e contiene un solo corpo rigido (parte) al quale tutti gli altri sottosistemi sono collegati. Il sottosistema chassis, inoltre, definisce il sistema di coordinate generale, che viene in seguito utilizzato per la generazione e il posizionamento degli altri sottosistemi.

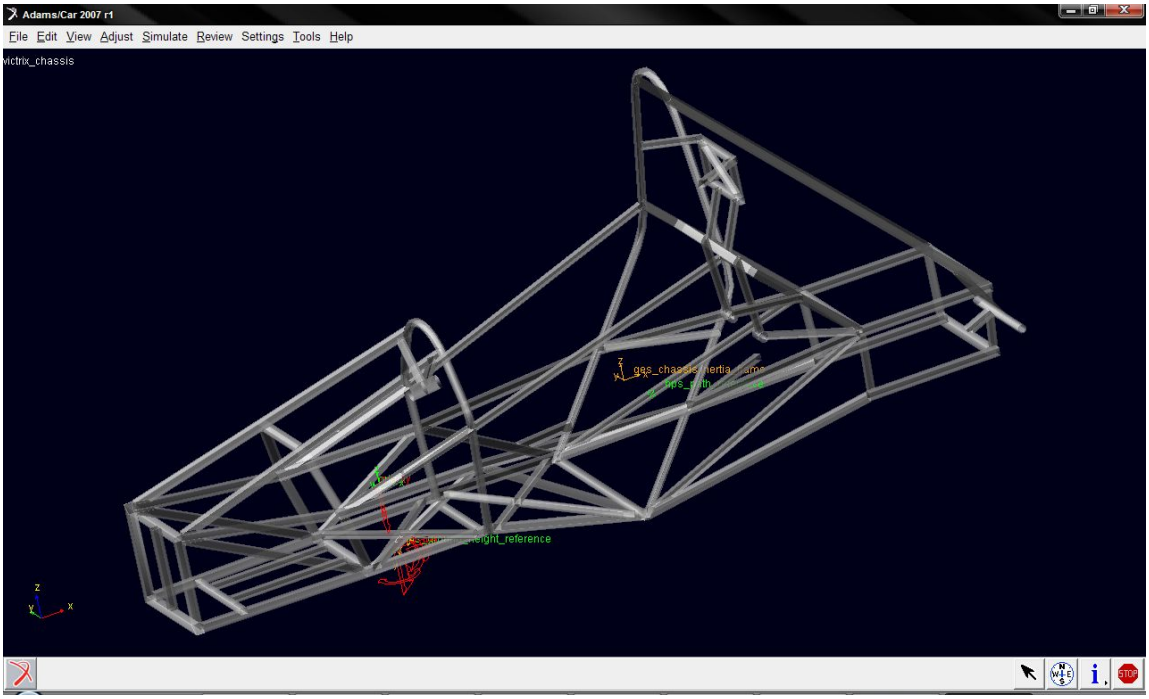


Figura 5-5: Il sottosistema chassis.

Il sottosistema fornito con i template MSC è stato modificato e adattato per renderlo adatto a rappresentare il telaio della monoposto in oggetto. In particolare, è stata sostituita la shell grafica di default con il file 3D ottenuto dal CAD del telaio; inoltre, poiché alcuni elementi non possono essere agevolmente introdotti nel modello multibody (si pensi al pilota e a tutti gli ausiliari) la massa di questi è stata distribuita su tutto il telaio, artificio questo che consente di ottenere, per il veicolo completo, una massa circa uguale a quella del veicolo reale.

Da ultimo, la posizione del baricentro del sottosistema è stata impostata manualmente in maniera tale da essere coerente con quella del telaio reale.

5.3.2. Sospensioni

L'inserimento della sospensione anteriore all'interno del modello, si esaurisce nell'inserimento delle coordinate degli hardpoint, ossia dei punti fondamentali, all'interno di Adams. Sulla base delle coordinate inserite è poi il software che si occupa della generazione dell'insieme meccanico e dell'assegnazione degli opportuni vincoli relativi tra le parti.

Data la simmetria del veicolo inoltre, è sufficiente inserire i soli dati relativi al lato sinistro o destro; l'operazione di specchiatura sarà quindi eseguita in automatico dal software.

Il modello della semisospensione anteriore è illustrato nella seguente figura.

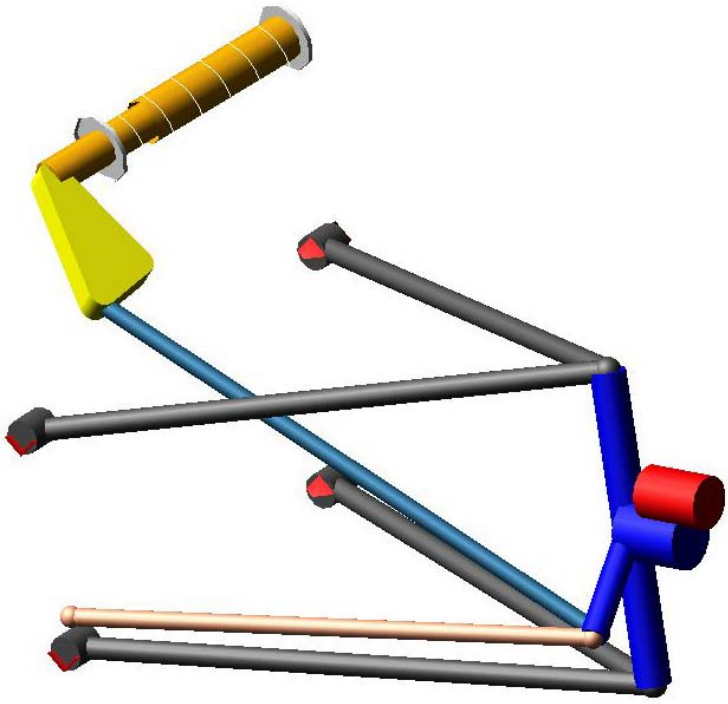


Figura 5-6: Semisospensione anteriore.

Dopo l'inserimento delle coordinate geometriche necessarie alla costruzione del sottosistema, le masse dei singoli componenti (braccetti, portamozzo, etc.) sono state inserite manualmente, col fine di allineare tali valori con quelli desumibili dal modello CAD.

Per quanto concerne l'immissione della sospensione posteriore, il procedimento è in tutto e per tutto analogo a quanto appena illustrato per la sospensione anteriore.

Il modello della semisospensione posteriore è illustrato nella seguente figura.

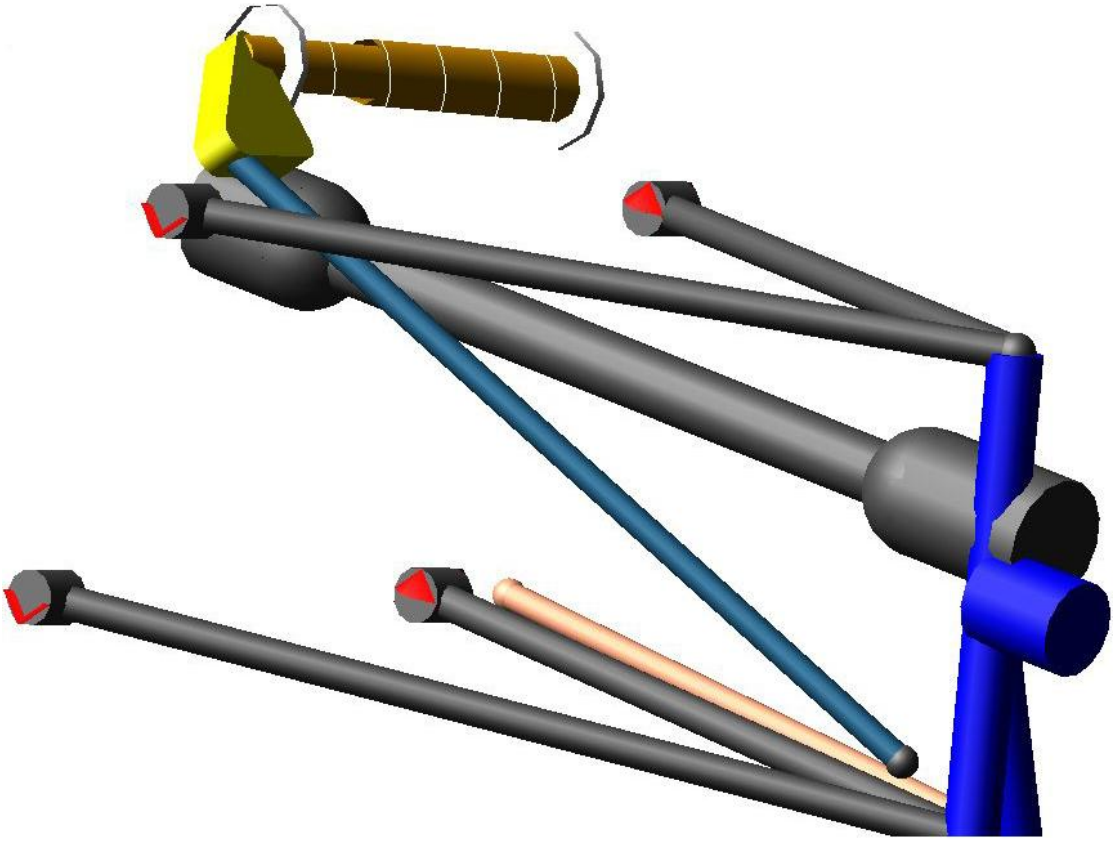


Figura 5-7: Semisospensione posteriore.

Oltre alle coordinate geometriche dei punti notevoli, sono state immesse nel modello anche le caratteristiche del gruppo molla smorzatore di cui si è già discusso al capitolo 3.

5.3.3. Sistema sterzante

Anche per il sistema sterzante del veicolo, la generazione del modello avviene semplicemente per immissione delle coordinate degli hardpoint, espresse nel sistema di riferimento globale.
La figura seguente illustra il sottomodello del sistema sterzante.

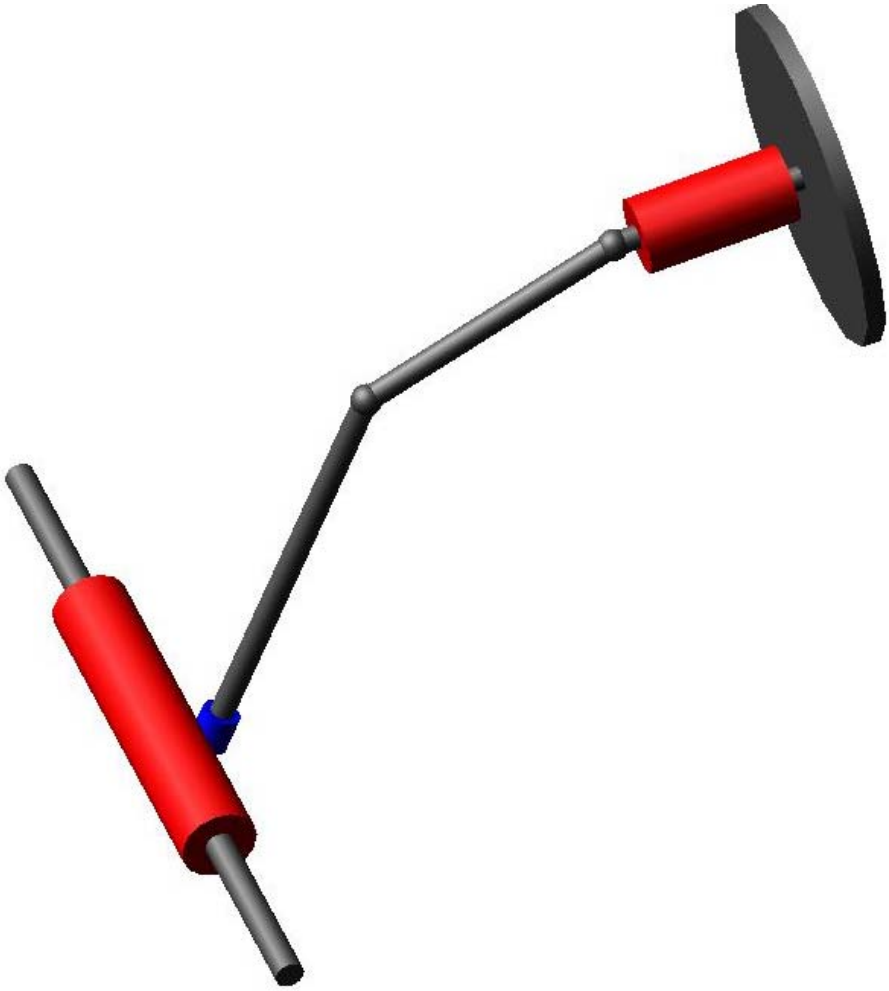


Figura 5-8: Sistema sterzante.

5.3.4. Powertrain

Similmente a quanto già visto per sospensioni e sterzo, il posizionamento del sottosistema powertrain (che include in se le caratteristiche di motore e trasmissione) avviene mediante l'immissione delle coordinate dei punti notevoli del meccanismo.
Anche in questo caso, la shell grafica che rappresenta la geometria è stata sostituita con quella ricavata dal CAD del motore (Figura 5-9). Inoltre, a differenza di quanto fatto per gli altri sottosistemi, per il sottosistema powertrain è necessario specificare le caratteristiche della trasmissione e del motore.
In particolare, i dati relativi al cambio sono stati reperiti dal manuale di officina del motore, e sono riportati nella tabella seguente.

RAPPORTI DI TRASMISSIONE SXV 550				
Rapporto	Primaria	Secondaria	Rapporto finale	Rapporto totale
1ª	22/56 = 1: 2,545	13/30 = 1: 2,307	16/46 = 1: 2,875	1: 16,888
2ª		15/27 = 1: 1,800		1: 13,172
3ª		16/23 = 1: 1,437		1: 10,519
4ª		20/23 = 1: 1,150		1: 8,415
5ª		21/21 = 1: 1,000		1: 7,318

Tabella 5-5: I rapporti di trasmissione del motore Aprilia SXV 550.

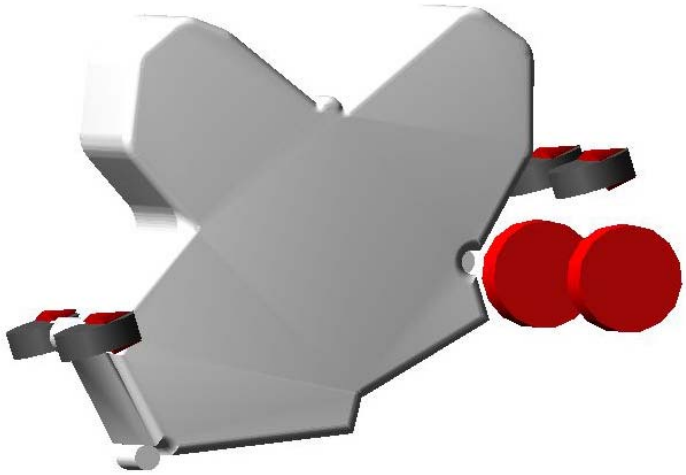


Figura 5-9: Il sottomodello powertrain.

Nel sottosistema in oggetto vanno inoltre inserite le caratteristiche di funzionamento del motore, ed in particolare la sua curva di coppia. Poiché i dati relativi al motore che possono essere reperiti non tengono in conto del fatto che all'aspirazione sia presente una flangia di restrizione e inoltre poiché non sono state effettuate misure al banco sul motore con restrizione, la curva di coppia inserita nel modello è frutto di una stima, comunque attendibile, secondo quanto riportato in [18]. Questa curva di coppia, così come anche l'originale, è illustrata nella seguente figura.

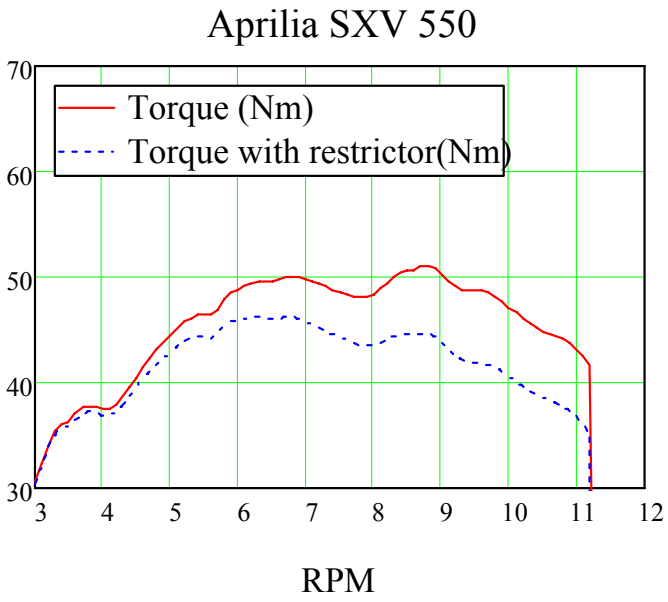


Figura 5-10: Curva di coppia originale e con strozzatura [10].

5.3.5. Pneumatici

All'interno del modello di veicolo è possibile andare ad inserire le caratteristiche dei pneumatici, che verranno richiamate dal software durante la simulazione.

Adams/Car offre all'utente la possibilità di avvalersi di differenti tipi di modelli di pneumatici, con varie formulazioni di grado e complessità crescenti, tra cui sono presenti anche le formulazioni proposte da Pacejka e delle quali si è già discusso nel capitolo dedicato ai pneumatici.

Per quanto riguarda le caratteristiche dei pneumatici inserite, in letteratura [27] e sul web [45] sono state reperiti i dati relativi ai pneumatici Good Year 20x6.5-13, che sono riportati nelle figure seguenti.

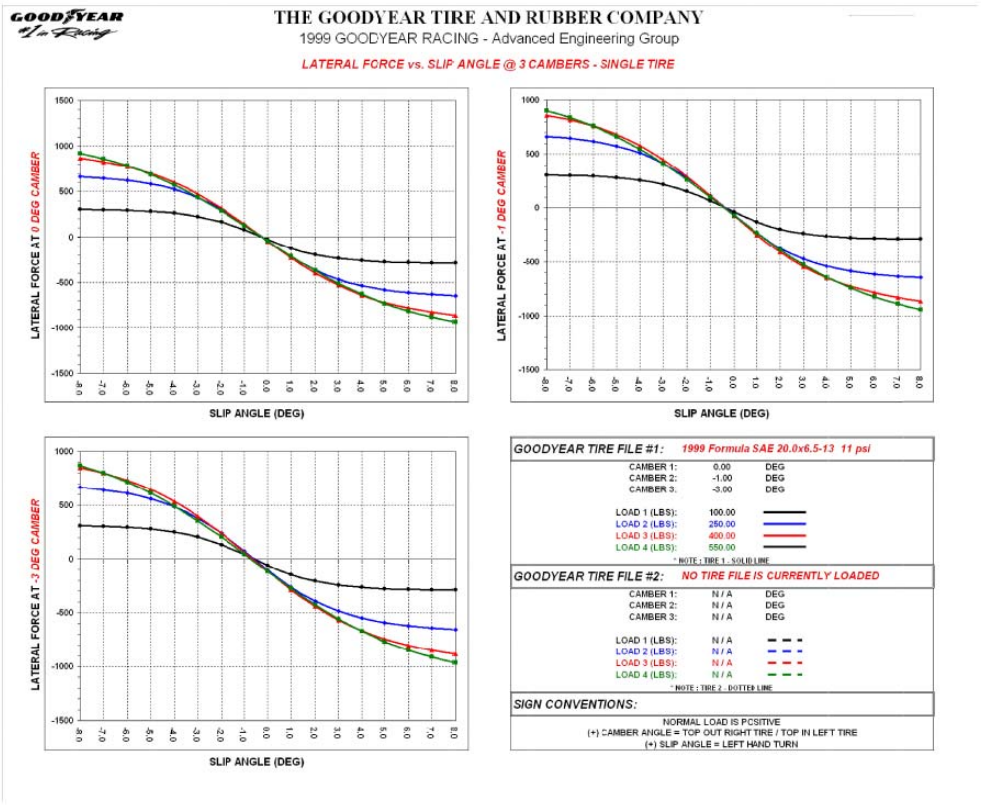


Figura 5-11: Andamento della forza laterale in funzione dell'angolo di deriva [45].

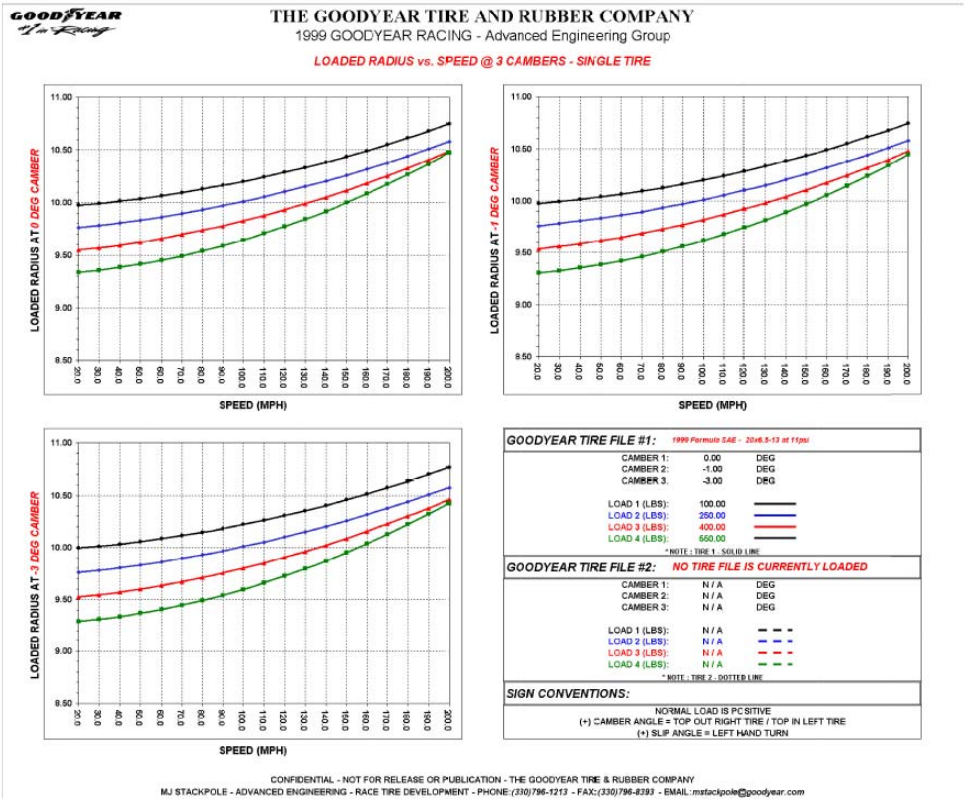


Figura 5-12: Andamento del raggio sotto carico in funzione della velocità [45].

I coefficienti di Pacejka relativi al pneumatico in oggetto sono invece riassunti di seguito, insieme alle curve caratteristiche ottenute mediante l'utilizzo delle "Magic Formulas" con i coefficienti in oggetto.

Coefficienti laterali	Coefficienti longitudinali	Coefficienti di allineamento
$a_0 := 2$	$b_0 := 2.3$	$c_0 := 2.34$
$a_1 := -34$	$b_1 := -10$	$c_1 := 1.495$
$a_2 := 1250$	$b_2 := 1400$	$c_2 := 6.416654$
$a_3 := 3036$	$b_3 := 130$	$c_3 := -3.57403$
$a_4 := 12.80$	$b_4 := 276$	$c_4 := -0.087737$
$a_5 := 0.00501$	$b_5 := 0.08860$	$c_5 := 0.098410$
$a_6 := -0.02103$	$b_6 := 0.00402$	$c_6 := 0.0027699$
$a_7 := 0.77394$	$b_7 := -0.0615$	$c_7 := -0.0001151$
$a_8 := 0.0022890$	$b_8 := 1.05$	$c_8 := 0.1$
$a_9 := 0.013442$	$b_9 := 0.02990$	$c_9 := -1.33329$
$a_{10} := 0.003709$	$b_{10} := -0.176$	$c_{10} := 0.025501$
$a_{11} := 19.1656$		$c_{11} := -0.02357$
$a_{12} := 1.21356$		$c_{12} := 0.03027$
$a_{13} := 6.26206$		$c_{13} := -0.0647$
		$c_{14} := 0.0211329$
		$c_{15} := 0.89469$
		$c_{16} := -0.099443$
		$c_{17} := -3.336941$

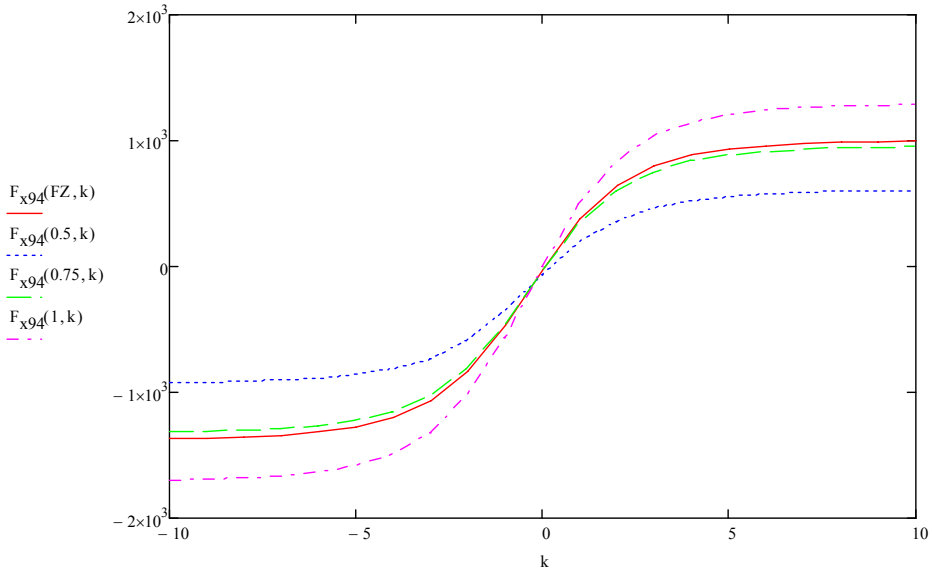


Figura 5-13: Andamento della forza longitudinale in funzione dello slittamento.

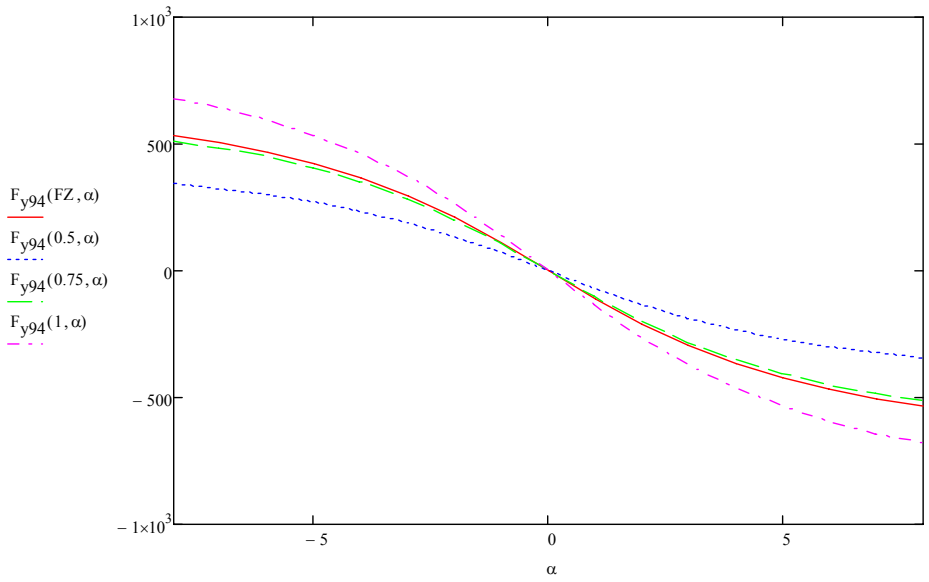


Figura 5-14: Andamento della forza laterale in funzione dell'angolo di deriva.

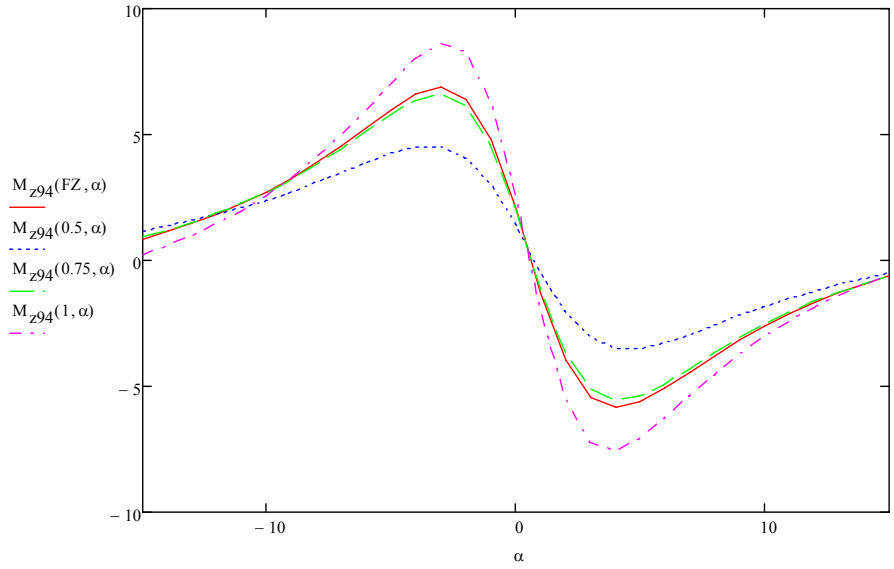


Figura 5-15: Andamento del momento di autoallineamento in funzione dell'angolo di deriva.

Definiti anche i pneumatici, tutti i maggiori sottosistemi del modello sono pronti ad essere richiamati e utilizzati per la simulazione.

Il modello completo della vettura da Formula SAE oggetto del presente lavoro è illustrato nella seguente figura.

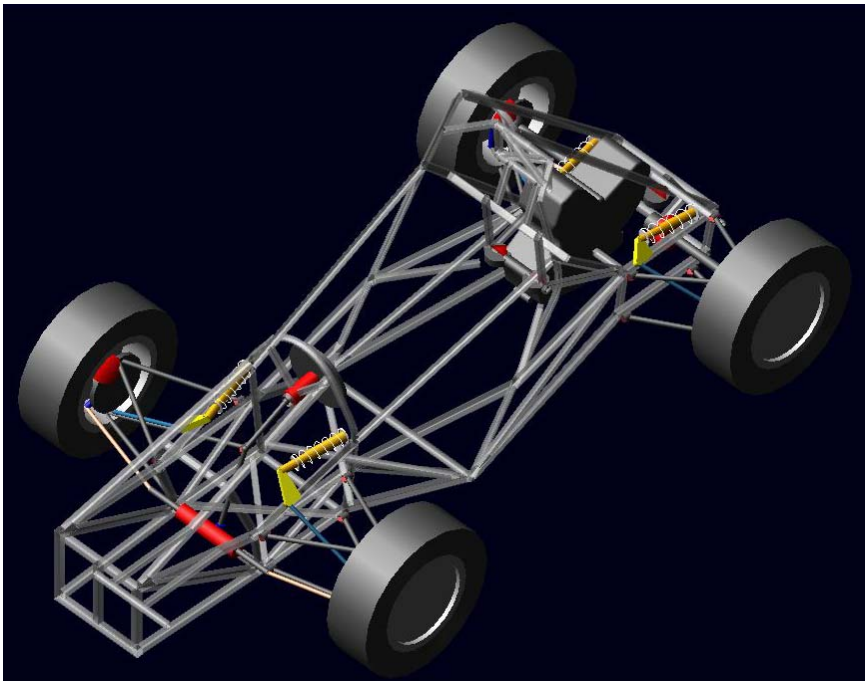


Figura 5-16: Modello multibody del veicolo.

5.4. Simulazioni e risultati

Terminata la fase di modellazione dei singoli sottosistemi del veicolo si passa ora alla discussione dei casi simulati e dei relativi risultati. I casi che verranno trattati hanno lo scopo di qualificare il comportamento dinamico del veicolo e di poterne tracciare l'inviluppo delle massime accelerazioni, il cosiddetto diagramma G-G.

5.4.1. Steering Pad

Lo steering pad è una delle classiche prove della dinamica del veicolo, volta a qualificare le performance del veicolo in termini di massima accelerazione trasversale che questo può sostenere. La prova si effettua percorrendo una circonferenza di diametro noto a velocità via via crescenti (ma con accelerazioni longitudinali comunque trascurabili), fino alla perdita di controllo del veicolo.

Molto simile ad uno steering pad è la prova di skid pad, prevista dal regolamento Formula SAE; la finalità della prova è più o meno la stessa dello steering pad, ma in questo caso la traiettoria non è una circonferenza, ma un otto, di diametro 18.5 m.

Con il fine di fornire qualche indicazione utile in fase di set-up del veicolo, sono stati investigati diversi casi, andando in particolare a variare la rigidezza delle molle

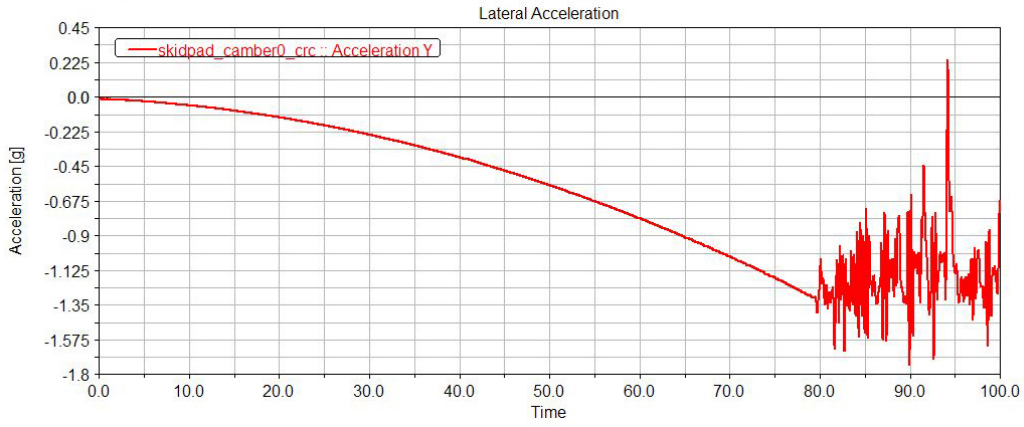
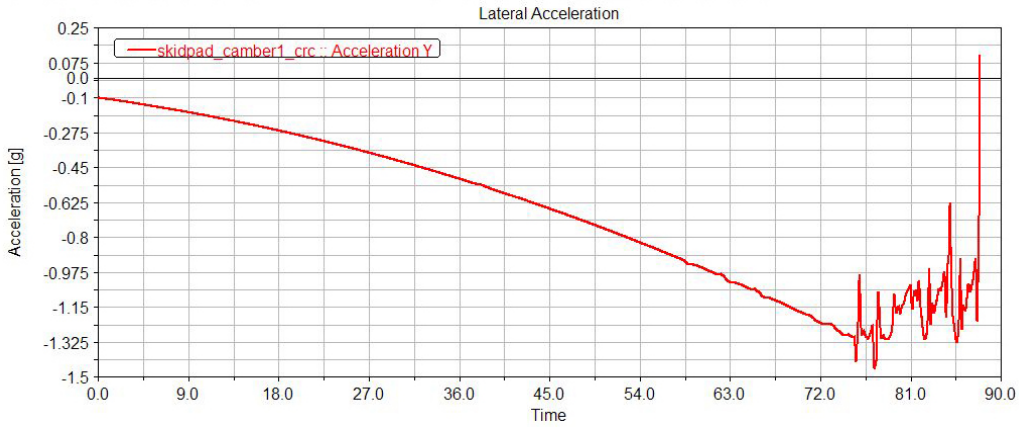
installate sulle sospensioni anteriori e posteriori e il valore dell'angolo di camber impostato per le ruote anteriori.

In particolare, le configurazioni analizzate sono riassunte in Tabella 5-6.

ID	Camber [deg]	Rigidezza Ant. [lbs/in]	Rigidezza Post. [lb/in]
1	0	550	350
2	1	550	350
3	3	550	350
4	1	450	350
5	1	550	450

Tabella 5-6: Steering Pad – Casi analizzati.

Per ciascuna delle simulazioni, il principale parametro di interesse è la massima accelerazione laterale raggiunta, l'andamento della quale è illustrato nelle figure seguenti (insieme agli altri parametri misurati), per ciascun caso.

ID	
1	
2	

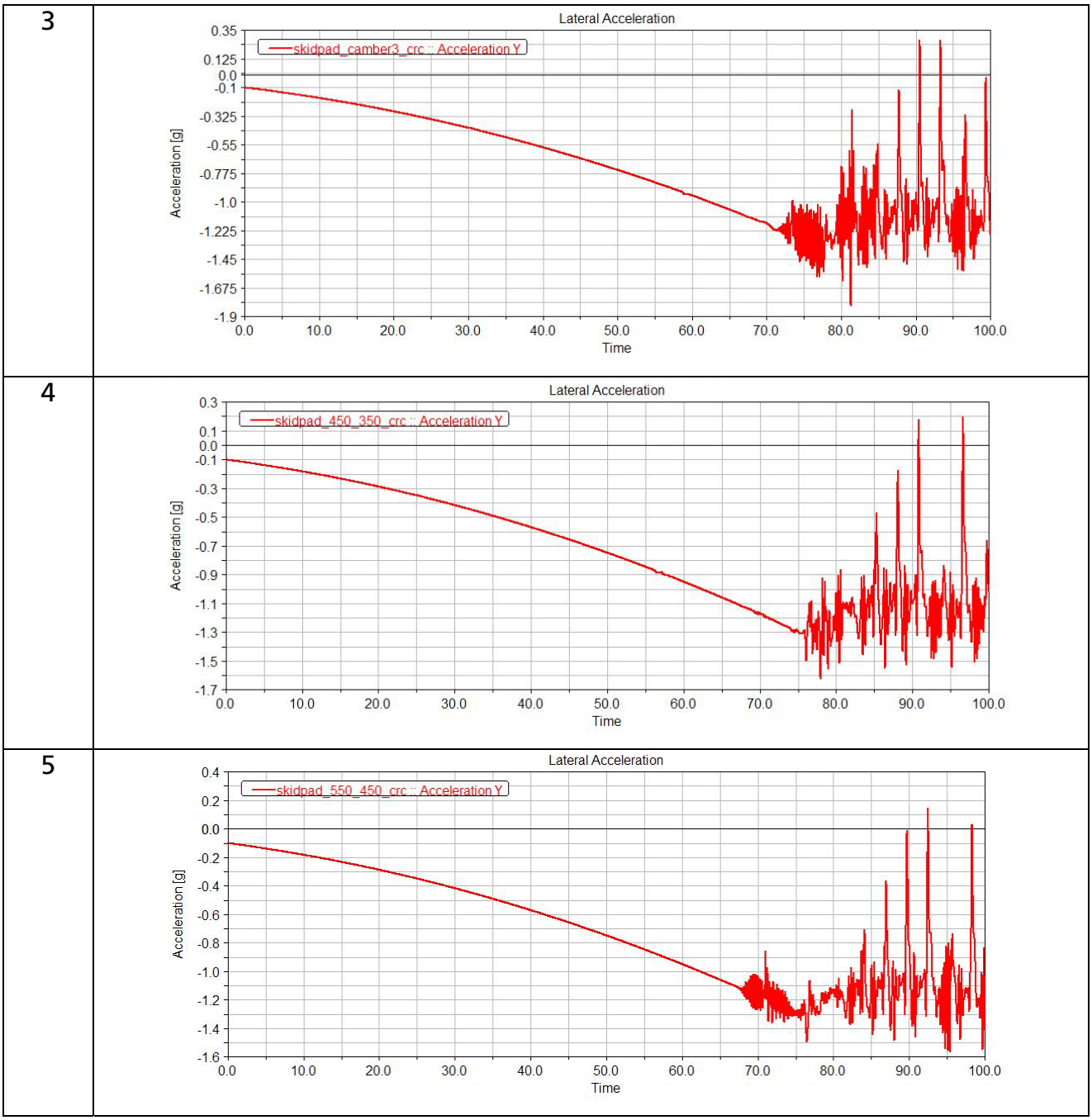


Figura 5-17: Confronto tra le accelerazioni laterali registrate nelle simulazioni.

ID	Ay max [g]
1	1.24
2	1.30
3	1.23
4	1.27
5	1.1

Tabella 5-7: Riassunto dei risultati ottenuti.

Dai risultati delle simulazioni, appare evidente che la configurazione che offer i migliori risultati in termini di accelerazioni laterali sostenibili è la #2, ossia quella in cui il veicolo è settato con un angolo di camber pari a 1° e monta molle molto più rigide all'avantreno che al retrotreno.

Altra caratteristica che emerge dall'analisi dei risultati dello steering pad è, e questo si vedrà anche meglio nei risultati delle analisi successive, una tendenza del veicolo ad un comportamento sovrasterzante.

Con riferimento al grafico illustrato in Figura 5-18 infatti è evidente come l'angolo di deriva delle ruote posteriori assuma un valore molto elevato mentre valori relativamente più bassi si instaurano all'avantreno. E'quindi chiaro come sia il retrotreno a perdere per primo l'aderenza e a determinare quindi un comportamento sovrasterzante per il veicolo.

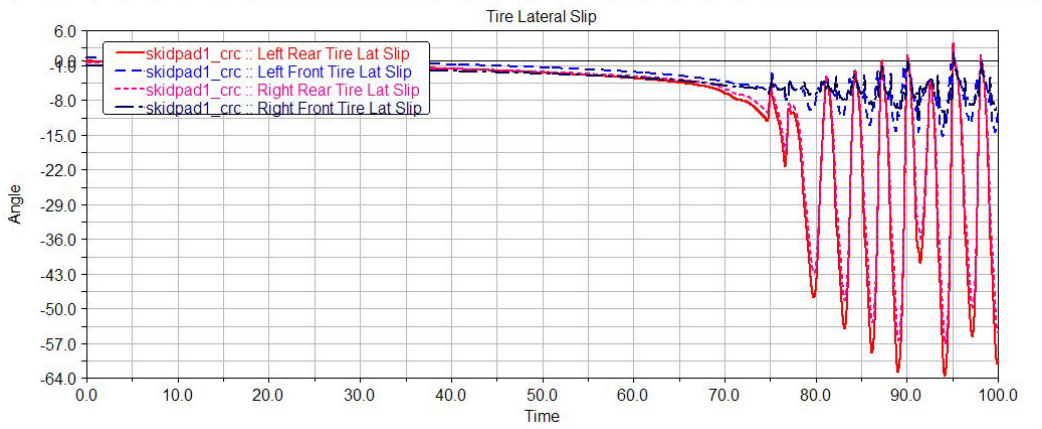


Figura 5-18: Andamento dell'angolo di deriva - Caso #2.

A titolo di esempio, e per il solo caso #2, si riportano inoltre di seguito l'andamento delle altre grandezze registrate dalle simulazioni.

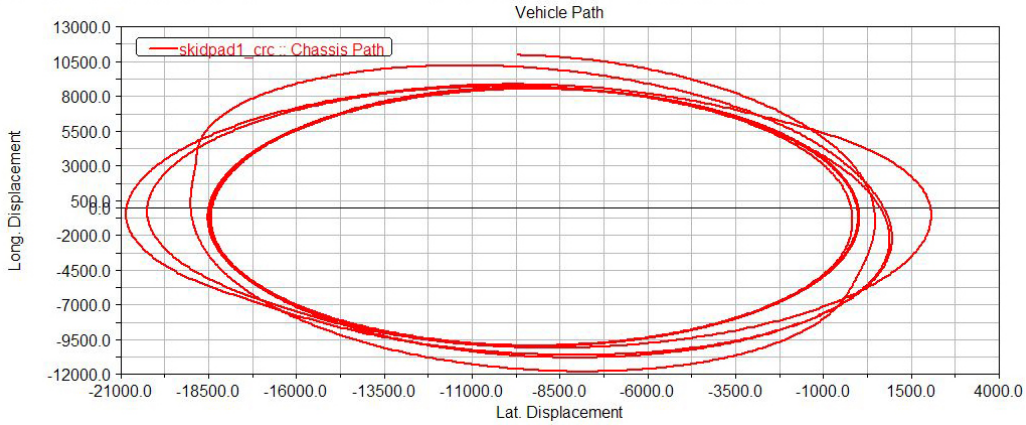


Figura 5-19: Traiettoria del CG.

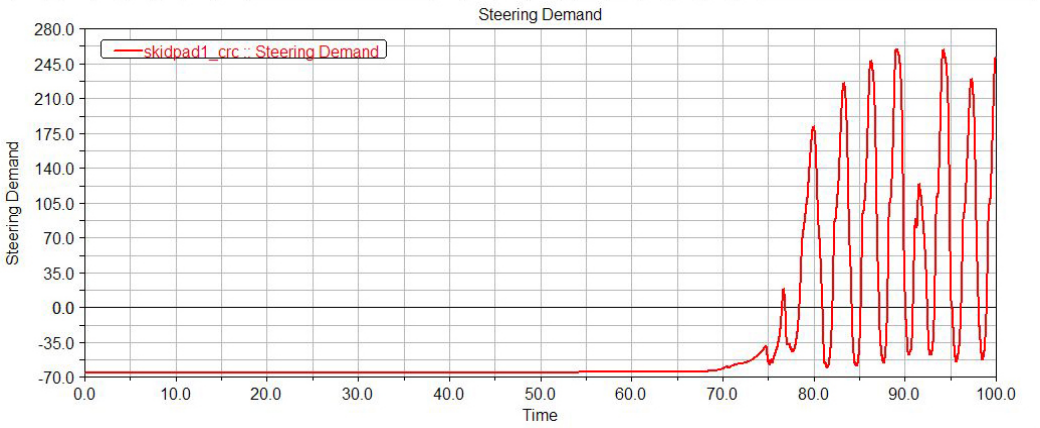


Figura 5-20: Andamento dell'angolo di sterzo in funzione del tempo.

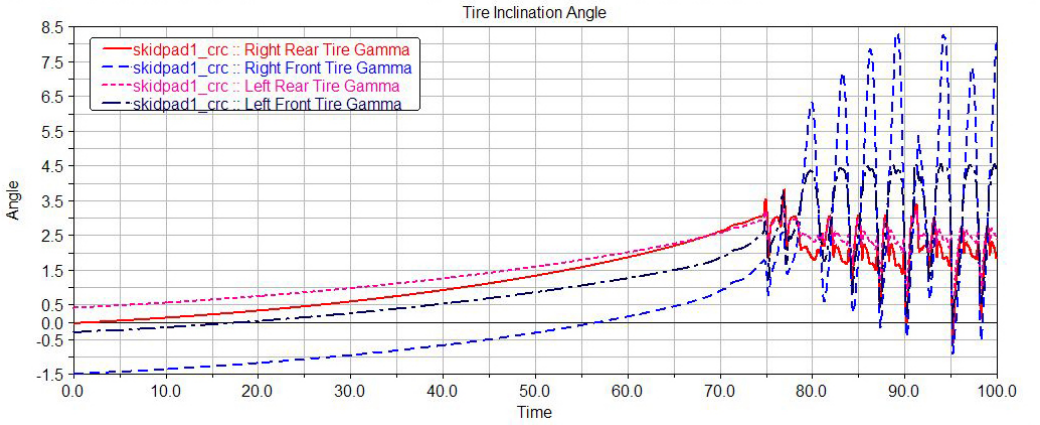


Figura 5-21: Andamento dell'angolo di camber in funzione del tempo.

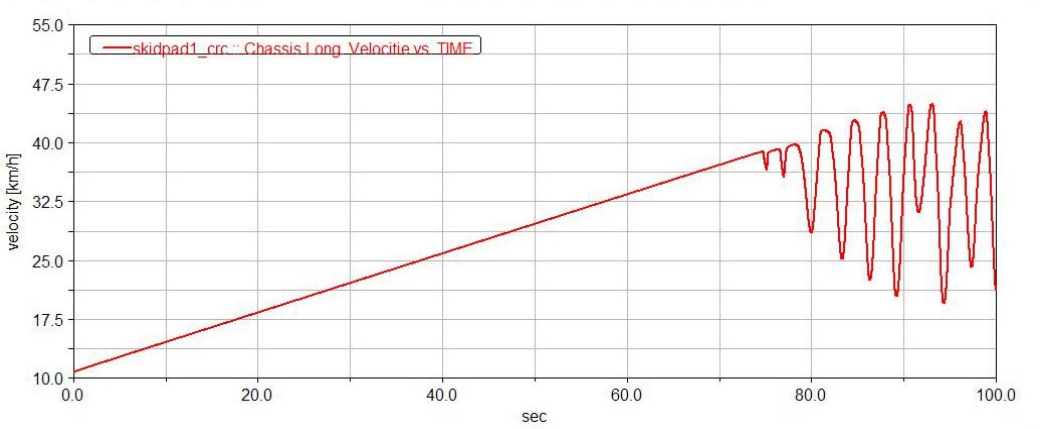


Figura 5-22: Andamento della velocità in funzione del tempo.

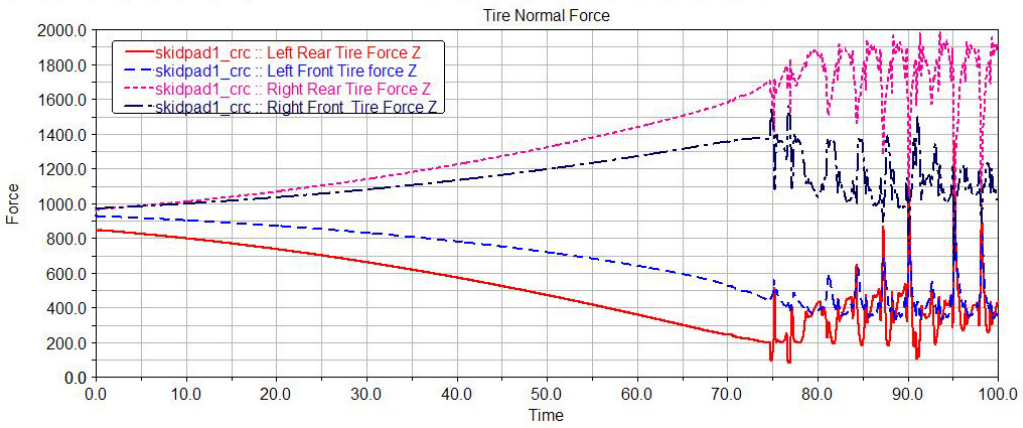


Figura 5-23: Andamento del carico normale sui pneumatici in funzione del tempo.

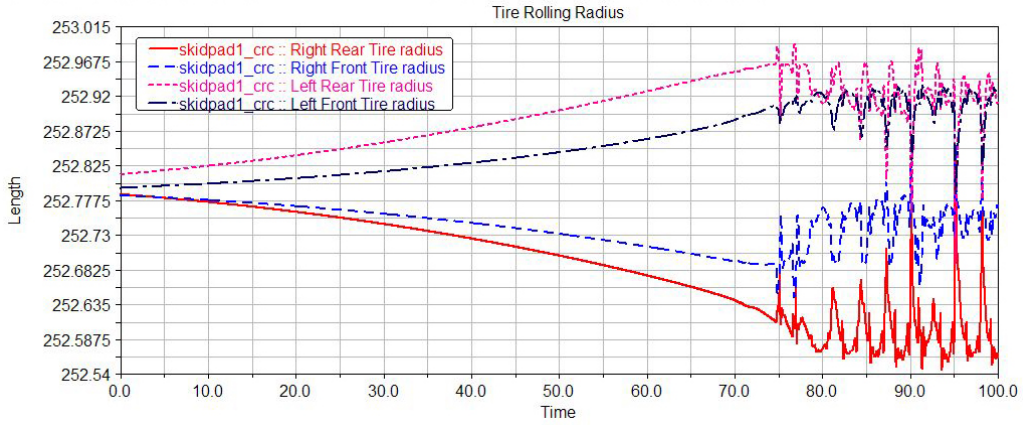


Figura 5-24: Andamento del raggio di rotolamento dei pneumatici in funzione del tempo.

5.4.2. Prova di accelerazione

Per la determinazione dei limiti dell'accelerazione longitudinale del veicolo è stata eseguita una serie di simulazioni di prova di accelerazione (che da Regolamento è prevista su 75m) nelle quali si è andato ad investigare l'effetto della variazione del numero dei denti della corona posteriore. In particolare, questo è stato fatto variare tra 46 e 52 denti ottenendo, come tra l'altro ci si aspettava, il miglior risultato per la corona da 52 denti, con un tempo di completamento della prova di 5.25 s, in ottimo accordo con il tempo di 5.13 s registrato in pista durante l'Evento.

I grafici che seguono illustrano i risultati relativi al caso in cui il veicolo monta una corona da 52 denti.

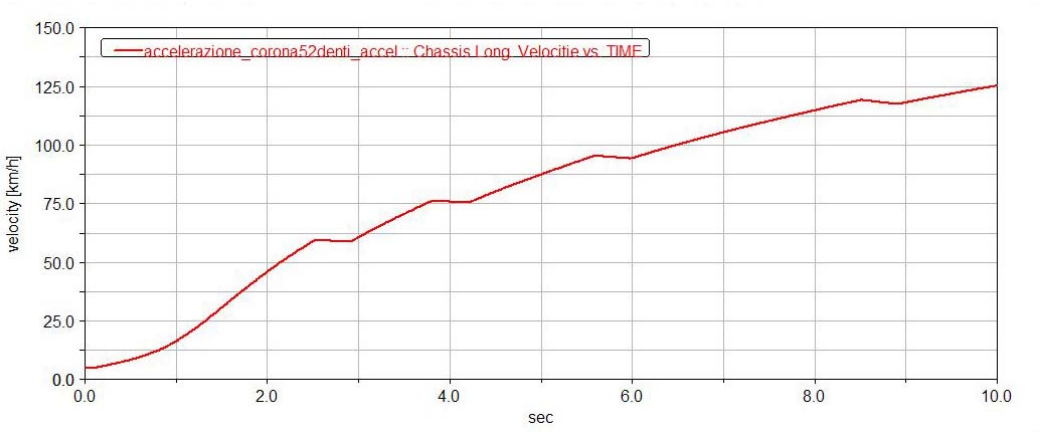


Figura 5-25: Andamento della velocità in funzione del tempo.

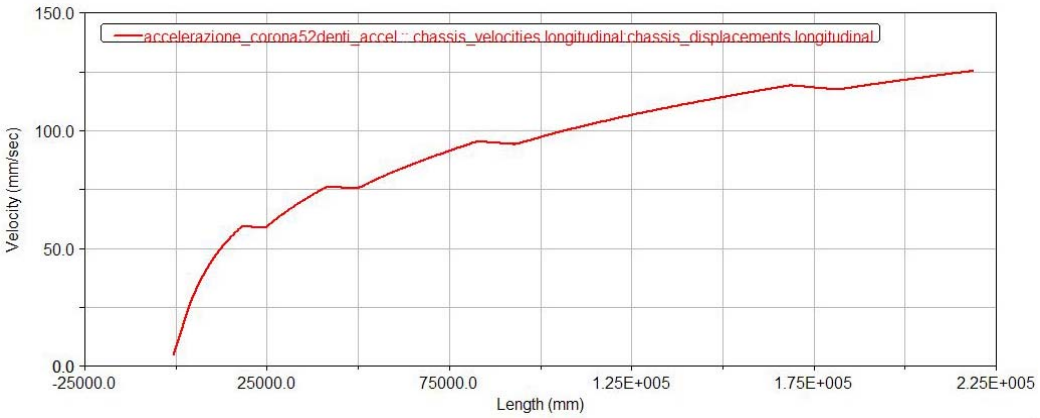


Figura 5-26: Andamento della velocità in funzione dello spazio percorso.

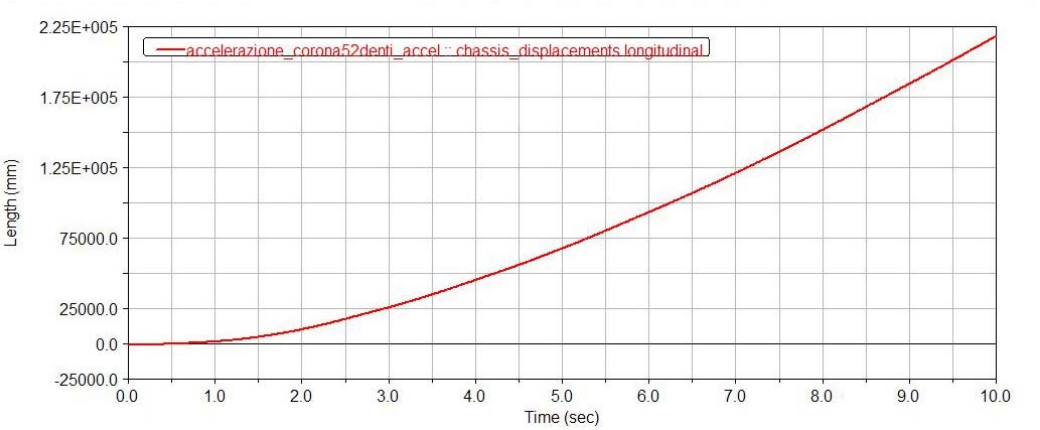


Figura 5-27: Spazio percorso in funzione del tempo.

Con lo scopo di determinare il limite superiore di prestazioni in termini di accelerazione longitudinale si è voluto andare a investigare l'effetto dei tempi di cambiata sull'accelerazione del veicolo. In particolare, facendo tendere a zero il tempo di cambiata, il risultato che si otterrebbe è quello rappresentato dalla curva in blu di Figura 5-28.

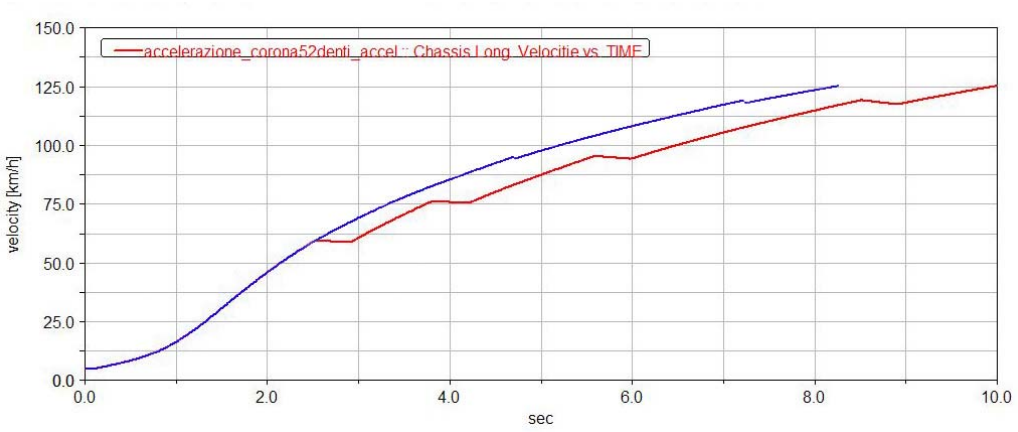


Figura 5-28: Andamento velocità-tempo con un tempo di cambiata tendente a zero.

E'evidente come la diminuzione dei tempi di cambiata comporti benefici notevoli in termini di prestazioni del veicolo: esaminando infatti la Figura 5-26 si nota come la velocità raggiunta al termine dei 75 m sia di circa 90 km/h. La stessa velocità, minimizzando il tempo di cambiata, sarebbe raggiunta invece in 4.25 s (con un'accelerazione media di circa 0.85 g).

E'quindi opportuno che ci si adoperi per l'installazione di un sistema che possa assicurare tempi di cambiata quanto più possibile contenuti.

5.4.3. Prova di frenata

Similmente a quanto visto al punto precedente, è stata condotta una prova di frenata sul modello, volta a caratterizzare le massime prestazioni da questo raggiungibili in termini di decelerazione longitudinale.

La prova è stata effettuata a partire da una velocità di 120 Km/h, con il veicolo in quinta marcia, ed i risultati (Figura 5-29) dimostrano che il veicolo ha una capacità di decelerazione massima di 1.4 g.

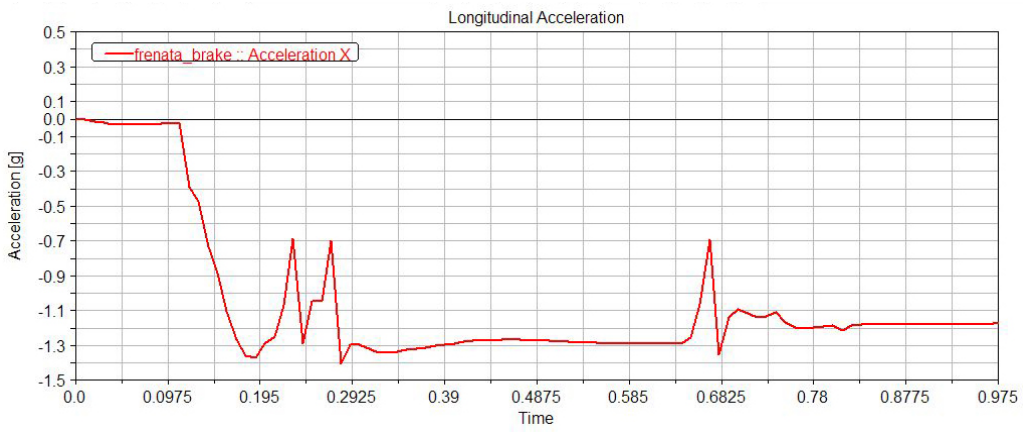


Figura 5-29: Andamento dell'accelerazione longitudinale durante la prova di frenata.

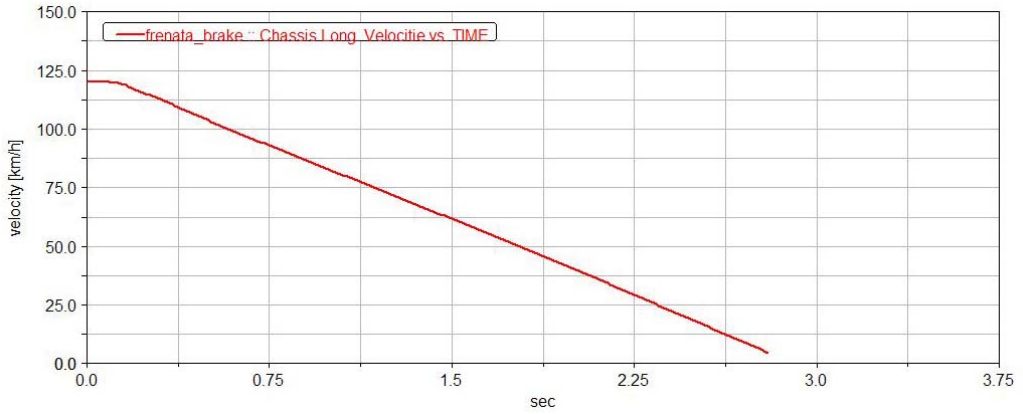


Figura 5-30: Andamento della velocità durante la prova di frenata.

5.4.4. Estrazione del GG Diagram

Il diagramma GG rappresenta a tutti gli effetti un'estensione del concetto di ellisse di aderenza dei pneumatici, esposto al capitolo 2 del presente lavoro. Così come l'ellisse di aderenza è rappresentativo dei limiti del pneumatico nella capacità di generare forze longitudinali e laterali, così il GG diagram può essere pensato come la condensazione degli ellissi di aderenza dei quattro pneumatici in un unico ellisse che, chiaramente, terrà in conto anche degli effetti legati al layout del veicolo e al funzionamento delle sospensioni.

In pratica, il GG diagram è un diagramma che in ascissa e ordinata presenta, rispettivamente, le accelerazioni trasversali e le accelerazioni longitudinali, espresse in g. Un esempio di GG diagram è illustrato in Figura 5-31.

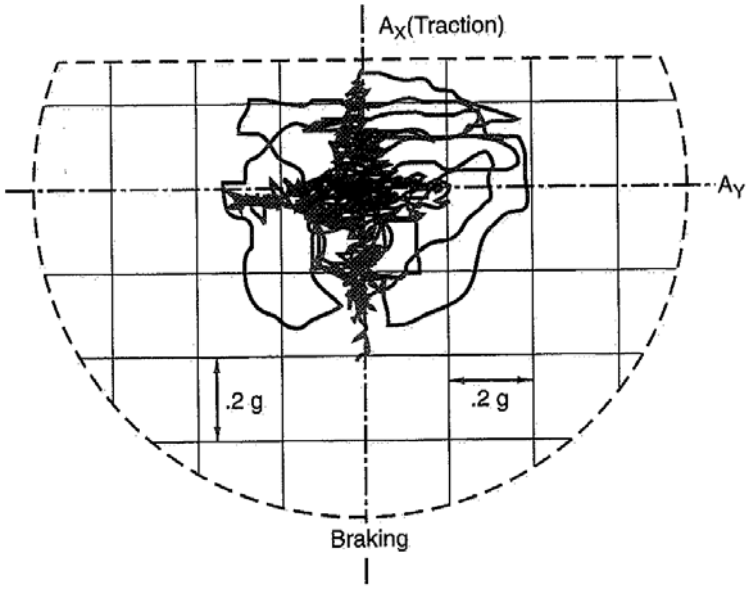


Figura 5-31: Esempio di GG diagram [1].

Come si può vedere nella suddetta figura, i limiti del veicolo sono indicati con linea tratteggiata, mentre con linea continua sono indicati i dati sperimentali relativi alla performance registrata da un pilota con lo stesso veicolo.

Quello che si può notare è innanzitutto che l'ellisse di aderenza del veicolo non è un vero e proprio ellisse ma risulta invece tagliato nella sua parte superiore, dove la limitazione è rappresentata non dalla capacità di lavoro dei pneumatici ma dalla potenza del motore. Questo non avviene invece per quanto riguarda la parte inferiore, visto che a rigore le uniche capacità limitative nei riguardi della frenatura interessano i pneumatici e non di certo un sottodimensionamento dell'impianto frenante.

Con riferimento invece alle performance del pilota, è bene precisare che la Figura 5-31 si riferisce ad un caso di veicolo stradale con guidatore medio. E'evidente infatti come il veicolo non venga mai portato al limite e come difficilmente si abbia impegno delle capacità del veicolo in tutti e due i sensi, longitudinale e trasversale.

Un discorso profondamente diverso è quello che invece si può fare in riferimento alla Figura 5-32, che illustra il GG diagram registrato da Ayrton Senna sulla pista di Adelaide, nel 1987.

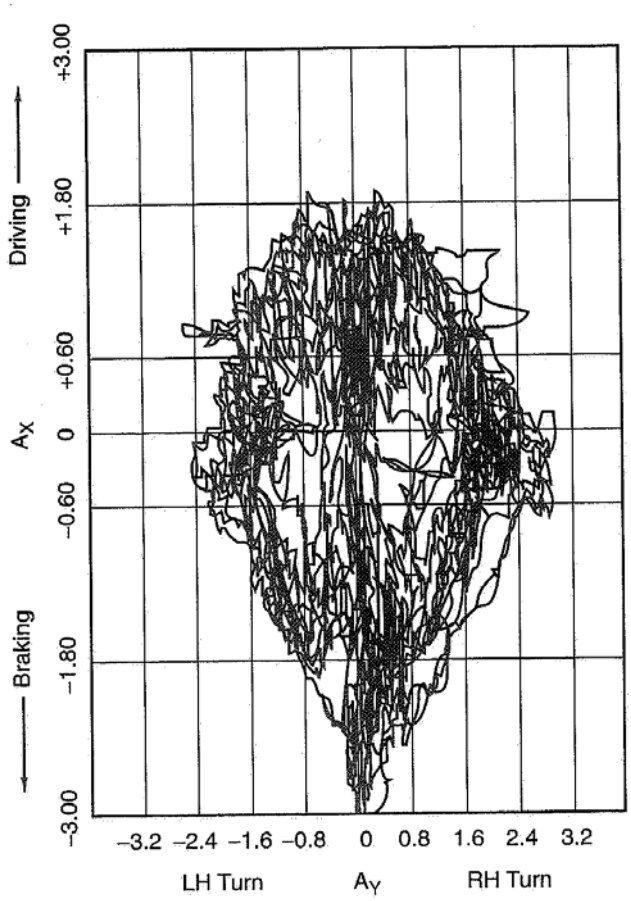


Figura 5-32: GG diagram registrato da A. Senna – Pista di Adelaide [1].

E' evidente in questo caso come il veicolo sia portato dal pilota al limite, per la maggior parte del tempo e come per il più delle volte il veicolo venga impegnato simultaneamente in senso longitudinale e trasversale, con una conseguente massimizzazione dei g totali sviluppati.

Per quanto riguarda il veicolo da Formula SAE oggetto del presente lavoro, sulla base delle considerazioni sopra esposte e delle simulazioni effettuate si verifica che, considerando le sole caratteristiche dei pneumatici l'ellisse di aderenza del veicolo è' quello rappresentato in Figura 5-33, mentre se vogliamo includere gli effetti relativi alla potenza massima disponibile dal motore, l'ellisse di aderenza del veicolo diviene quello rappresentato in Figura 5-34 in cui è presente il "taglio" nella parte superiore.

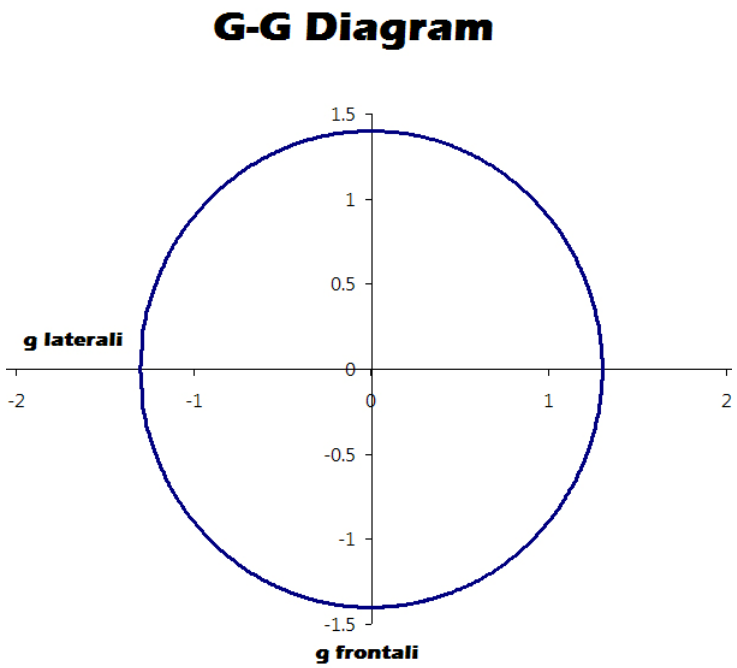


Figura 5-33: Ellisse di aderenza del veicolo (teorico).

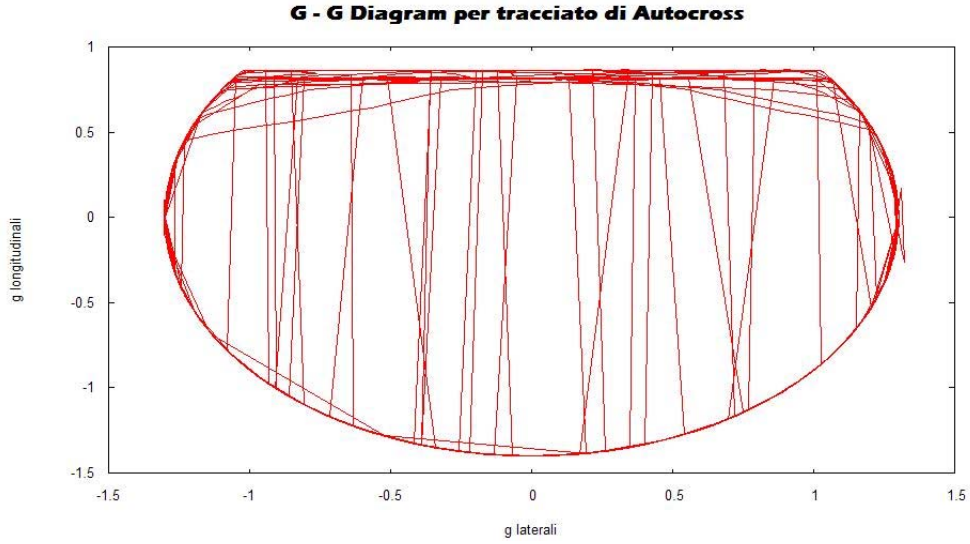


Figura 5-34: Ellisse di aderenza del veicolo (con motore).

5.5. Validazione sperimentale – Test in pista

Con lo scopo di validare il modello di veicolo illustrato nel presente capitolo, sfruttando una giornata di test in pista volti essenzialmente alla verifica dell'affidabilità e all'addestramento dei piloti. La giornata di test si è svolta presso l'Istituto Sperimentale di Auto e Motori (ISAM) di Anagni, sul cui piazzale sono stati riprodotti i tracciati dello skid pad e della prova di accelerazione.



Figura 5-35: Un momento della sessione di test.

In tale occasione, la vettura è stata strumentata con un sistema di acquisizione dati e varie grandezze sono state registrate, tra cui le accelerazioni nelle due direzioni. E'chiaro quindi come può essere effettuato il confronto tra dati sperimentali e numerici, col fine di verificare la correttezza di questi ultimi e quindi la capacità predittiva del modello. In particolare, si analizzerà l'inviluppo delle accelerazioni registrate dal sistema di acquisizione, col fine di determinare il diagramma GG reale del veicolo ed effettuarne un confronto con l'analogo calcolato numericamente.

5.5.1. Il sistema di acquisizione dei dati impiegato

Il sistema di acquisizione dei dati con cui è stato strumentato il veicolo è in realtà un sistema destinato ad essere utilizzato sui go kart da competizione, e manca quindi di quella serie di sensori comunemente impiegati per la misurazione sperimentale delle performance dei veicoli da competizione (per esempio i potenziometri di misura dello scuotimento delle sospensioni).

Tuttavia, possono essere comunque misurate le grandezze di maggiore interesse, quali angolo di sterzo, numero di giri motore, velocità e accelerazioni nelle due direzioni.

Il sistema, schematizzato in Figura 5-36 è composto essenzialmente da quattro componenti:

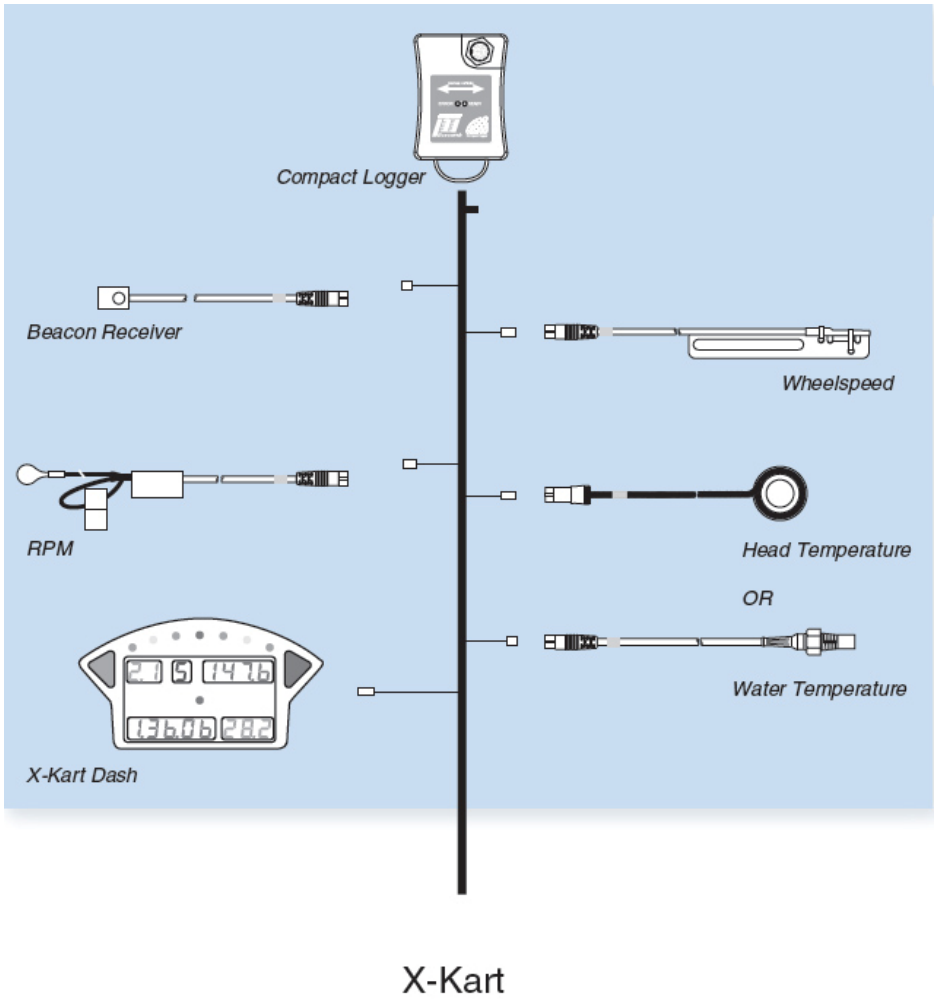


Figura 5-36: Il sistema di acquisizione dati X-Kart [53].

- La centralina di acquisizione e salvataggio dei dati (Logger, all'interno della quale sono presenti gli accelerometri);
- Il cruscotto di visualizzazione in tempo reale dei dati e di interfaccia con il pilota;
- Il beacon di start/stop: un dispositivo ad infrarossi utilizzato per segnalare al logger l'inizio e la fine di ciascun giro;
- I vari sensori e cablaggi di collegamento.

Le figure seguenti illustrano alcuni dei componenti suddetti installati sul veicolo.

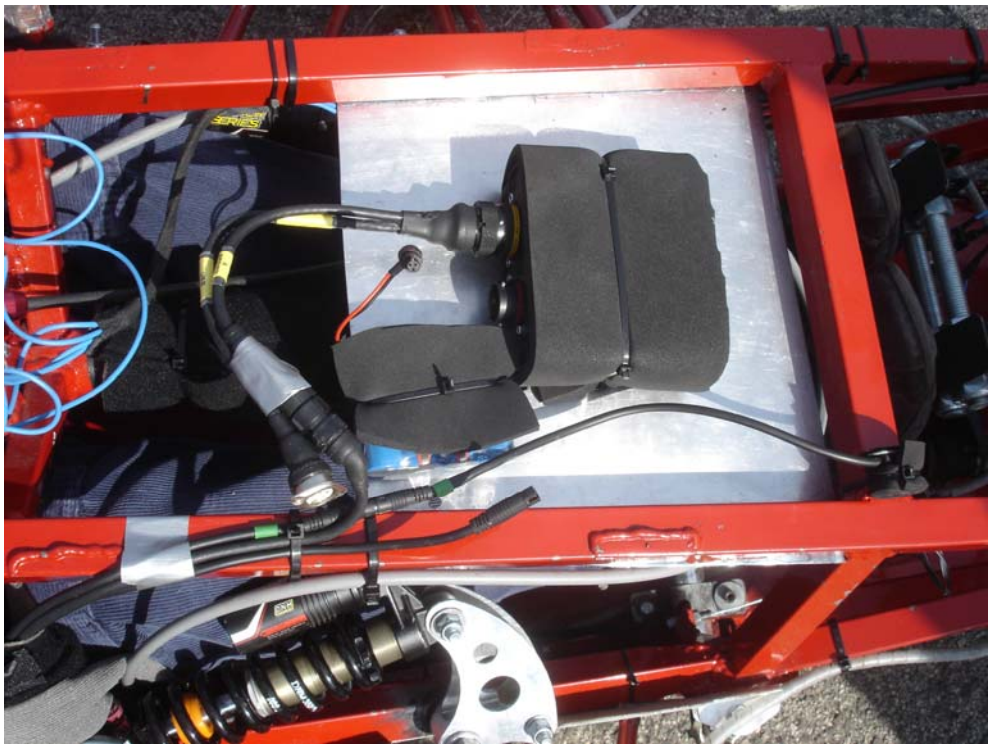


Figura 5-37: La centralina di acquisizione dati.



Figura 5-38: Il beacon ad infrarossi.



Figura 5-39: La sonda per la misura della temperatura dell'acqua.



Figura 5-40: Il sensore per la misura della velocità.

5.5.2. Il Diagramma GG misurato

Al termine della giornata di prove, i dati acquisiti sono stati scaricati ed elaborati mediante il software per il trattamento e l'analisi Club Expert Analysis, prodotto dalla PI Research.

Dall'elaborazione dei dati registrati, si ottiene il diagramma GG riportato in Figura 5-41. E'da specificare che il diagramma riportato nella figura sottostante è ottenuto dalle time history delle accelerazioni longitudinali e trasversali estratte dall'intera mole di dati registrata.

Nella Figura 5-41, in rosso è stato riportato il diagramma GG determinato per mezzo del modello multibody del veicolo. Come si può vedere, vi è un buon accordo tra i risultati numerici e le evidenze sperimentali, per cui il modello sviluppato può dirsi validato.

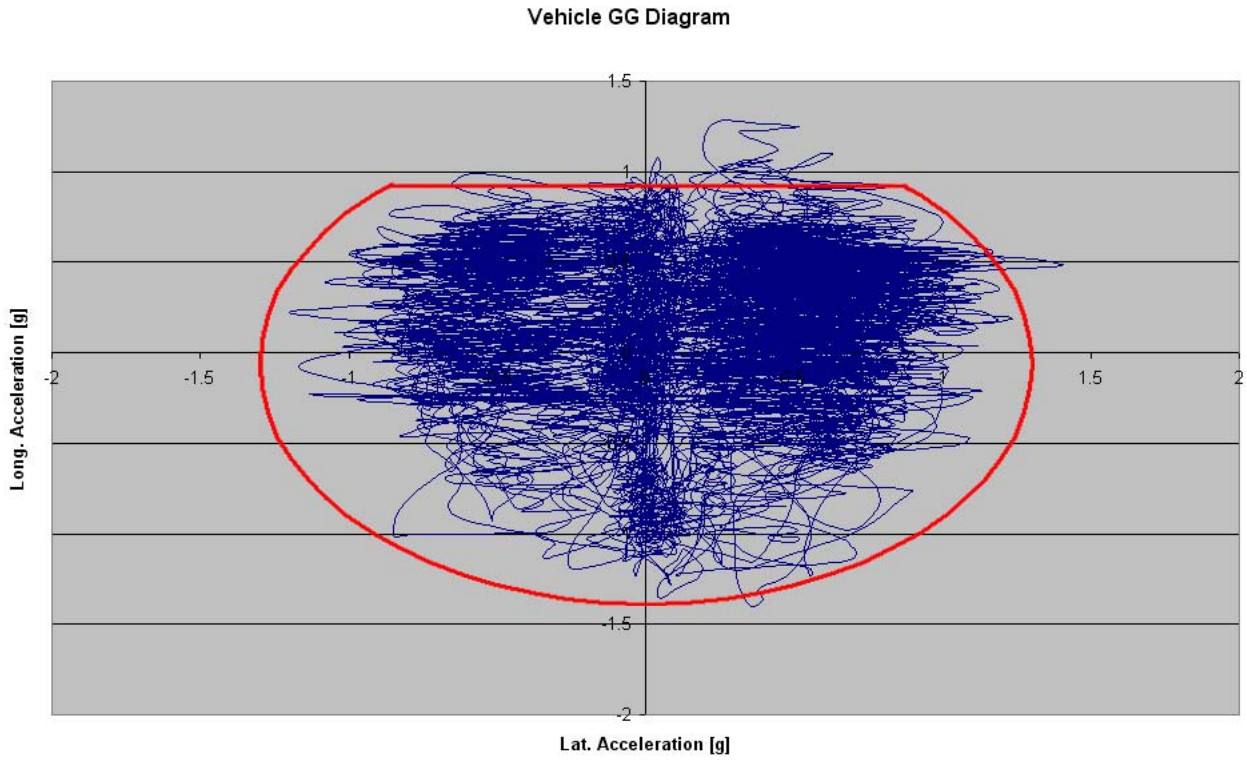


Figura 5-41: Il GG Diagram rilevato sperimentalmente.

6.IL SIMULATORE DI LAP TIME

6.1. Considerazioni generali

Con l'intento di determinare le performance che la vettura da Formula SAE oggetto del presente lavoro avrà in relazione ai circuito su cui questa verrà impiegata, è stato sviluppato e impiegato un simulatore di lap time generico, che si presta quindi ad essere impiegato anche per la simulazione di altri veicoli, anche diversi.
In origine, il simulatore nasce per determinare le performance di go kart da competizione ma, con alcuni stratagemmi numerici le sue predizioni possono essere considerate valide anche per altri veicoli.
In particolare, il simulatore renderà possibile la valutazione delle performance del veicolo non più esclusivamente in senso assoluto, come visto nel precedente capitolo, ma in senso relativo, ossia in abbinamento ad un dato circuito.
E'infatti evidente come le caratteristiche di un dato circuito, ed in particolare la sua conformazione geometrica, risultino determinanti ai fini della performance globale del veicolo, misurata in questo caso da un unico parametro di merito che ben sintetizza le prestazioni dell'accoppiamento tra pilota, veicolo e pista: il tempo su giro (lap time).
Il tempo sul giro è quindi il parametro discriminante che su tutti ha maggior valore: una vettura che rispetto ad un'altra è più efficace riuscirà ad impiegare un tempo minore per percorrere lo stesso tracciato.

6.2. Funzionamento del simulatore

In questo paragrafo si vuole esporre la teoria che è alla base del funzionamento del simulatore di lap time. Innanzitutto deve essere immesso nel simulatore il particolare tracciato sul quale si vogliono valutare le prestazioni del veicolo.

6.2.1. Immissione della geometria del tracciato

L'immissione avviene attraverso un file di testo nel quale il circuito è rappresentato tramite archi di circonferenza (i tratti rettilinei vengono chiaramente rappresentati come archi di circonferenza di raggio tendente all'infinito).

Per ciascun tratto in cui la pista è suddivisa, il file di immissione del circuito contiene un ID rappresentativo del tratto in oggetto, le coordinate Xc e Yc rappresentative della posizione del centro della circonferenza, le coordinate X0 e Y0 rappresentative della posizione iniziale del tratto, il raggio di curvatura dell'arco di circonferenza in oggetto e la sua lunghezza. Così facendo, la pista è memorizzata all'interno del software in una matrice nx7 in cui n è il numero di tratti in cui la pista viene discretizzata. A questo punto, il simulatore è in grado di calcolare la lunghezza totale del circuito, semplicemente come somma delle lunghezze parziali dei singoli tratti.

6.2.2. Campionamento del tracciato

E'abbastanza chiaro come l'immissione geometrica della pista avverrà attraverso un numero piuttosto limitato di tratti.
Chiaramente, ai fini della precisione del calcolo, il numero di punti di campionamento necessari dovrà essere di gran lunga maggiore rispetto al numero di tratti immesso.
A tal fine una funzione interna al software si occupa di generare la pista (o meglio la sua mezzeria) per mezzo della sua ascissa curvilinea, in maniera tale che, assumendo lo zero dell'ascissa curvilinea in corrispondenza del punto di inizio della pista, ad ogni valore s di ascissa corrisponda un vettore che contiene le coordinate del punto in oggetto espresse nel sistema di riferimento globale (X, Y), e le componenti del vettore normale e tangenziale alla mezzeria della pista, sempre espresse nel sistema di riferimento globale (Tx, Ty, Nx, Ny).
Il calcolo di queste grandezze avviene nella seguente maniera, per i tratti curvilinei.
A partire dal valore dell'ascissa curvilinea s, il codice si occupa di determinare l'ID del tratto di pista in cui quest'ascissa va a cadere e la distanza curvilinea, ds, tra il punto di inizio del segmento e il punto di ascissa s.

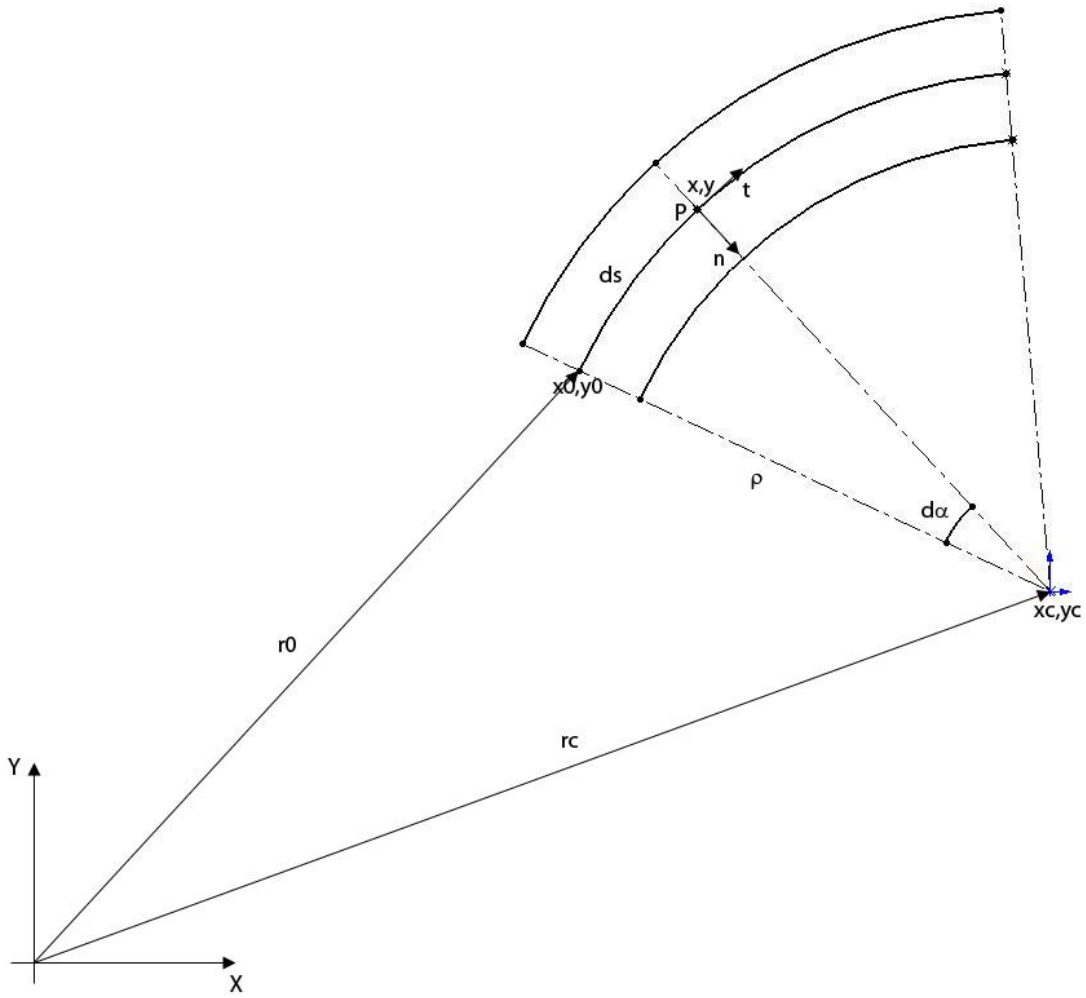


Figura 6-1: Calcolo dell'ascissa curvilinea - Nomenclatura.

E' possibile quindi calcolare il valore dell'angolo $d\alpha$ come

$$d\alpha = \frac{ds}{\rho}$$

E il vettore che esprime la posizione del punto P diventa

$$r_p = r_c + \begin{bmatrix} \cos d\alpha & -\sin d\alpha \\ \sin d\alpha & \cos d\alpha \end{bmatrix} (r_o - r_c)$$

E quindi:

$$x = x_c + (x_0 - x_c)\cos d\alpha - (y_0 - y_c)\sin d\alpha$$
$$y = y_c + (x_0 - x_c)\sin d\alpha + (y_0 - y_c)\cos d\alpha$$

I versori tangente e normale alla traiettoria vengono quindi determinati come

$$n_x = \frac{x - x_c}{\rho}$$
$$n_y = \frac{y - y_0}{\rho}$$
$$t_x = -n_y$$
$$t_y = n_x$$

Se il tratto in oggetto è invece rettilineo, il calcolo si semplifica, e le grandezze in oggetto vengono determinate nella maniera seguente

$$t_x = \frac{x - x_0}{L}$$
$$t_y = \frac{y - y_0}{L}$$
$$x = x_0 + ds \cdot t_x$$
$$y = y_0 + ds \cdot t_y$$
$$n_x = t_y$$
$$n_y = -t_x$$

A partire dalla linea media, e conoscendo la larghezza della pista e i versori tangenziale e normale a ciascun punto della traiettoria è possibile quindi andare a tracciare la pista completa

Un esempio di pista acquisita dal software è illustrata in Figura 6-2, dove, oltre alla linea media, compaiono anche i limiti destro e sinistro della pista.

Nella stessa figura inoltre i punti rossi indicano i punti di inizio e fine di ciascun segmento geometrico immesso.

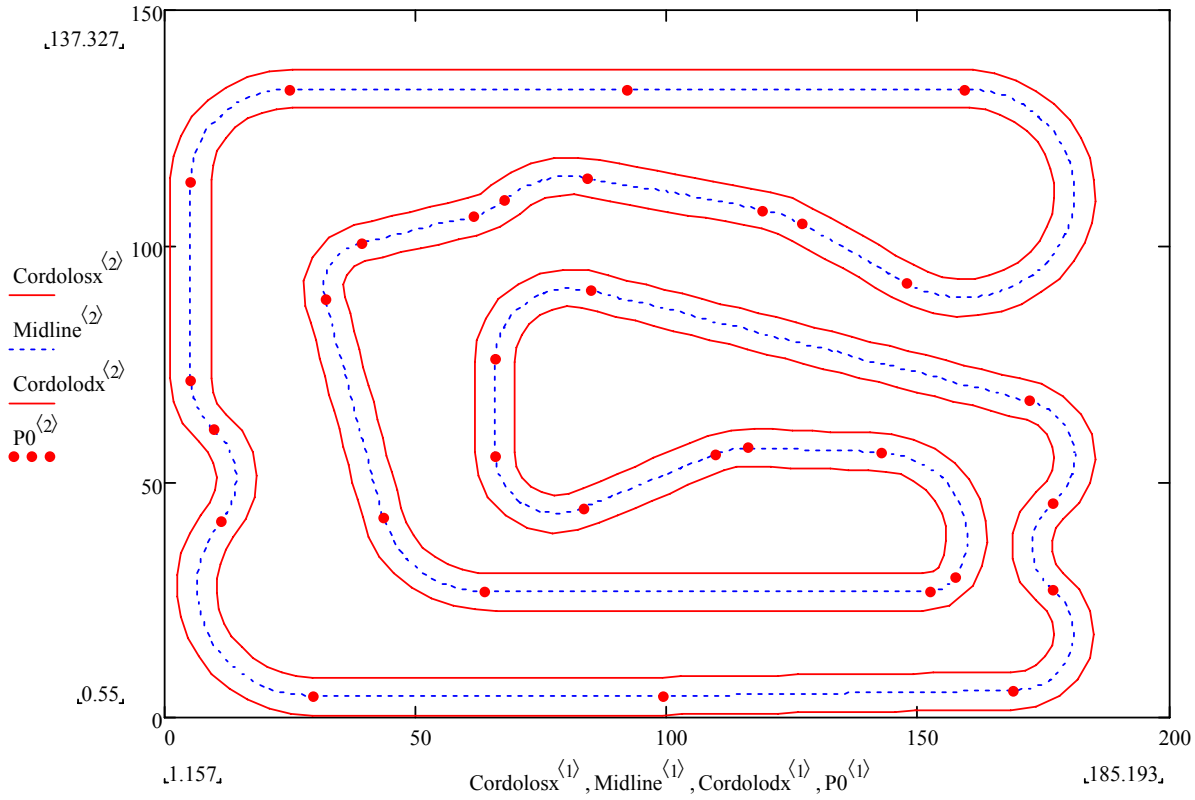


Figura 6-2: Un'esempio di pista acquisita dal software.

6.2.3. Parametrizzazione della traiettoria

Nell'ottica di utilizzare lo strumento di calcolo come mezzo di indagine non solo del setup del veicolo ma anche dell'effetto delle traiettorie impostate, si è voluto dare la possibilità che la traiettoria venga liberamente inserita dall'utente e sia comunque modificabile. L'inserimento della traiettoria avviene mediante un file di testo, nel quale questa è definita non in senso assoluto ma come perturbazione dalla linea media del circuito.

In particolare, per la generazione della traiettoria, la pista viene innanzitutto discretizzata in una serie di punti di campionamento posti, ciascuno, all'inizio e alla mezzeria dei tratti che la costituiscono. Per ciascuno di questi punti, il codice calcola le coordinate x e y, mediante la procedura esposta al precedente paragrafo.

Oltre ai suddetti punti di controllo, vengono aggiunti anche un punto all'inizio del circuito e due alla fine, in maniera tale da avere la chiusura del circuito e mantenere invariata la curvatura al traguardo.

A questo punto, le coordinate dei punti attraverso i quali la traiettoria del veicolo dovrà passare vengono calcolati assegnando alle coordinate dei punti di controllo la rispettiva perturbazione H_{tra}.

$$x_t = x_c + H_{tra} n_x$$
$$y_t = y_c + H_{tra} n_y$$

A partire dalle coordinate dei punti giacenti sulla traiettoria, questa viene quindi costruita mediante interpolazione con delle spline cubiche con riferimento di base sull'ascissa curvilinea.

Nella seguente figura, è possibile vedere il risultato della procedura di generazione della traiettoria. In ciano sono rappresentati i punti di controllo della traiettoria (rappresentata in blu) mentre in marrone sono rappresentati i punti attraverso i quali la traiettoria è vincolata a passare.

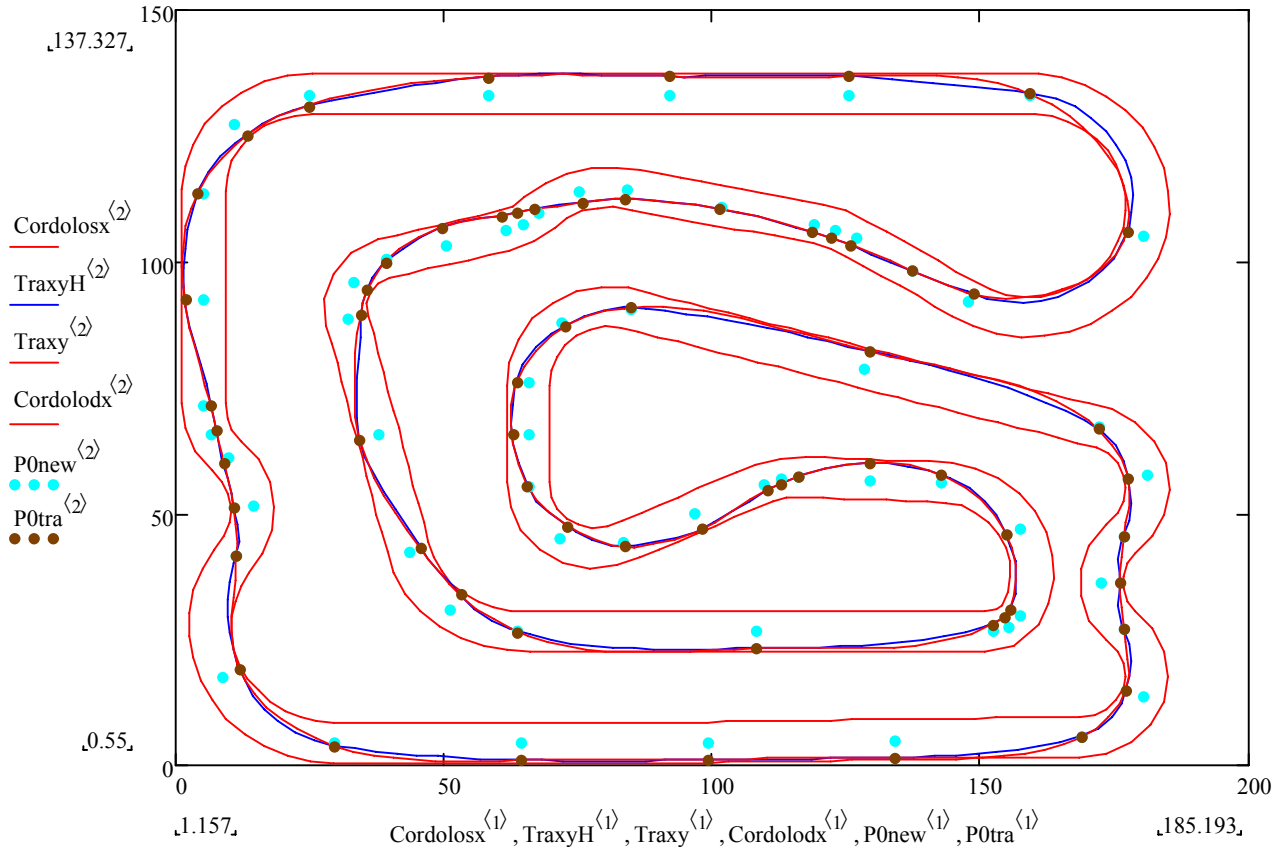


Figura 6-3: La traiettoria inserita.

6.2.4. Analisi delle curvature e delle velocità massime

Arrivati a questo punto, diventa possibile valutare il profilo di velocità massima che il veicolo potrà avere sul circuito in oggetto. In particolare, dalla conoscenza dei limiti di accelerazione laterale del veicolo (ricavabili dal suo GG diagram, come visto al capitolo precendente) e dall'analisi della curvatura del circuito, la velocità massima è determinabile come:

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{a_{y0}}{|\chi(s)|}}$$

In cui a_{y0} rappresenta la massima accelerazione laterale che il veicolo può sostenere, mentre $\chi(s)$ è la curvatura della traiettoria del veicolo, calcolabile come

$$\chi(s) = \frac{\left(\frac{d}{ds} tra(s)_1\right)\left(\frac{d^2}{ds^2} tra(s)_2\right) - \left(\frac{d}{ds} tra(s)_2\right)\left(\frac{d^2}{ds^2} tra(s)_1\right)}{\left[\left(\frac{d}{ds} tra(s)_1\right)^2 + \left(\frac{d}{ds} tra(s)_2\right)^2\right]^2}$$

In cui *tra* rappresenta il vettore delle coordinate della traiettoria.

Per la pista in oggetto, il profilo delle velocità massime è illustrato nella seguente figura.

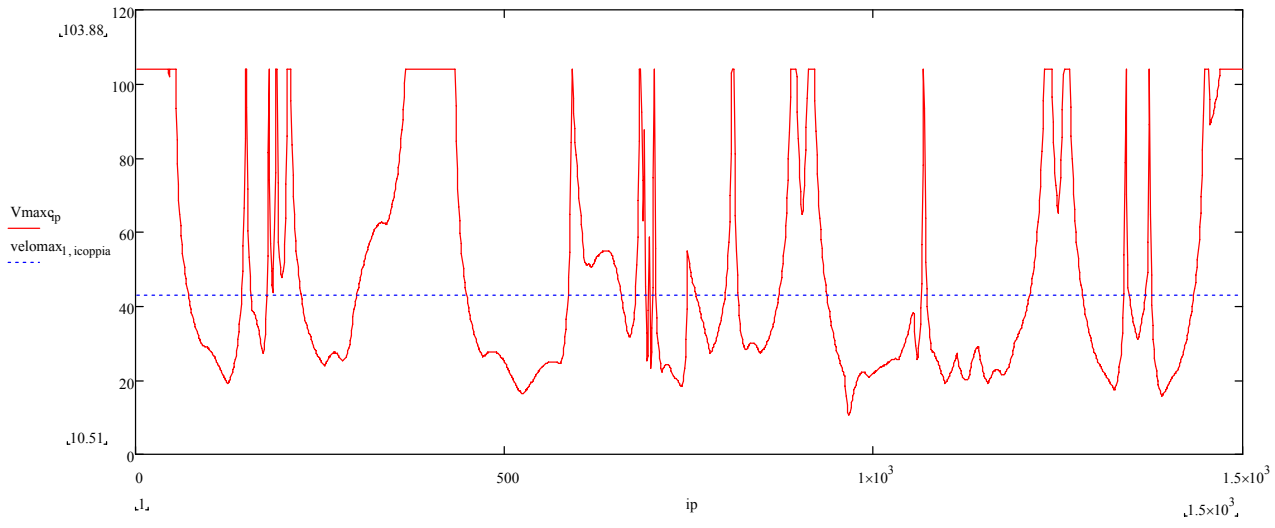


Figura 6-4: Andamento della velocità massima in funzione della ascissa curvilinea.

Il profilo di velocità illustrato in Figura 6-4 si riferisce ad un veicolo con capacità di accelerazione/decelerazione longitudinale infinita ed è quindi rappresentativo di un caso ideale. Nella realtà, il veicolo avrà una capacità di accelerazione limitata dalle caratteristiche del motore, mentre la sua capacità frenante sarà limitata dalle caratteristiche dei freni.

Al fine di determinare quindi il reale profilo di velocità, che tiene in conto anche della dinamica longitudinale del veicolo, viene dapprima esaminato il profilo di velocità calcolato al paragrafo precedente, alla ricerca dei suoi punti di minimo locale. Durante la procedura di ricerca dei punti di minimo, vengono esclusi a priori tutti quei punti che non sono fisicamente raggiungibili dal veicolo, ossia tutti i punti di minimo a cui corrisponde una velocità maggiore di quella raggiungibile dal motore (linea blu tratteggiata in Figura 6-4).

Al termine della procedura, per ogni punto di minimo individuato, il codice calcola le sue coordinate x e y. La seguente figura illustra la posizione dei punti di minimo calcolati (in verde).

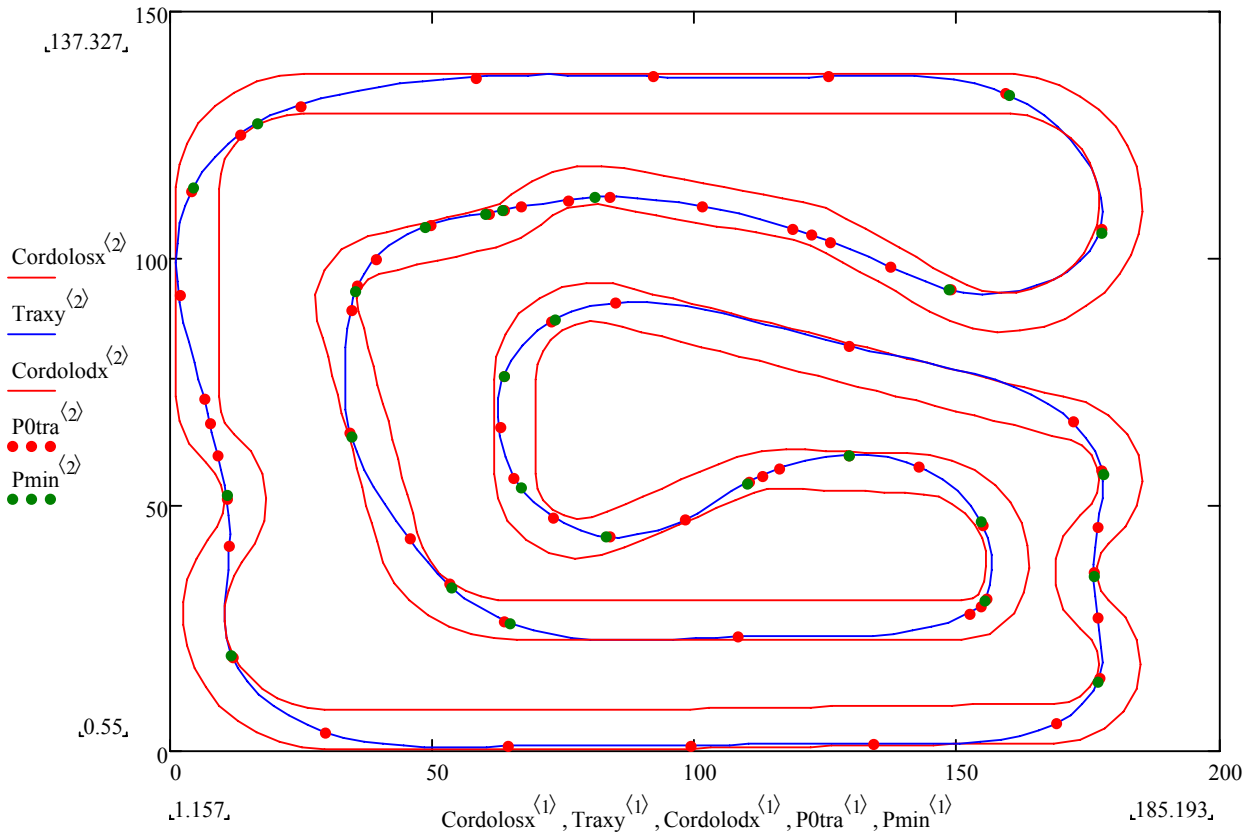


Figura 6-5: I punti di minimo calcolati.

Non tutti i punti di minimo calcolati in questa maniera saranno però vincolanti ai fini della determinazione del reale profilo di velocità. E'da precisare infatti che alcuni di essi saranno irraggiungibili dal veicolo reale, limitato, come già detto, dalla sua capacità di accelerare.
Occorre quindi inserire all'interno del simulatore le caratteristiche del motore ed in particolare, la capacità di accelerazione che questo può fornire, in funzione della velocità del veicolo.

6.2.5. Le caratteristiche del motore

La capacità di accelerazione del veicolo in funzione della sua velocità, può essere ricavata a partire dalla curva di coppia del propulsore, considerando gli effetti legati al cambio di velocità, e alle resistenze passive in gioco (in particolare la resistenza aerodinamica e la resistenza di rotolamento).
L'accelerazione del veicolo è data da

$$F_{tot}(v) = Ma$$

Dove F_{tot} è la risultante delle azioni sul veicolo, pari a

$$F_{tot}(v) = F_{thrust}(v) - F_{drag}(v) - F_{roll}(v)$$

Con

$$F_{thrust}(v) = T\left(\frac{v}{2\pi R_{rot} Z_{tot}}\right)\frac{1}{R_{rot} Z_{tot}}$$

$$F_{roll}(v) = Mg\left(f_0 + f_1 v\right)$$

$$F_{drag}(v) = \frac{1}{2}\rho v^2 C_x A_{front}$$

Dove T è la coppia erogata dal motore, R il raggio di rotolamento dei pneumatici e Z_{tot} è il numero di denti della corona.
Inoltre, nelle relazioni precedenti, F_{roll} rappresenta il contributo alla resistenza legato alle perdite di rotolamento dei pneumatici, mentre F_{drag} rappresenta invece le perdite aerodinamiche.

A partire dalla curva di coppia, è quindi possibile determinare il profilo accelerazione-velocità, che assumerà l'andamento mostrato, a titolo di esempio, in Figura 6-6.

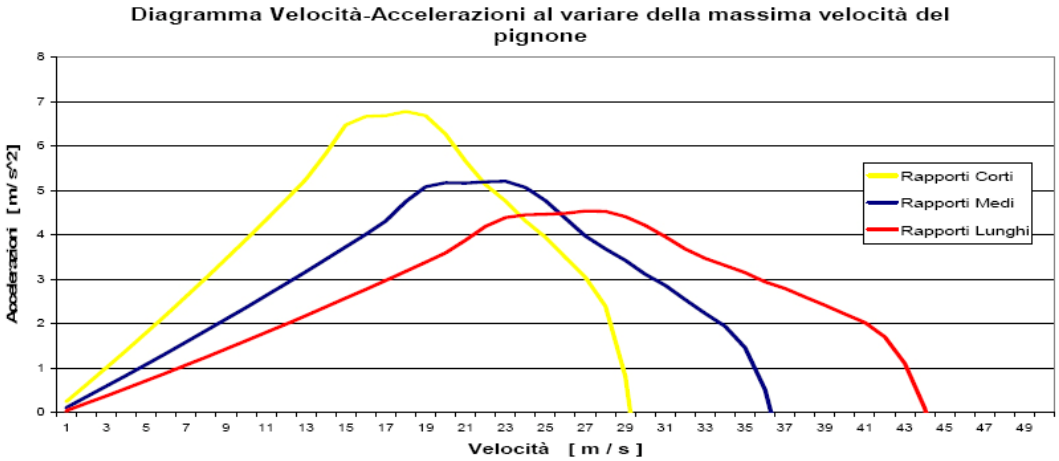


Figura 6-6: Profili accelerazione-velocità.

C'è da precisare che il simulatore in oggetto è concepito per la simulazione di veicoli monomarcia. L'effetto del cambio di velocità può comunque essere tenuto in conto nella simulazione, agendo con uno stratagemma numerico sulla curva di coppia del motore.

Infatti, la coppia disponibile a valle del cambio può essere determinata come

$$C_i = C \cdot RT_i$$

In cui C_i è la coppia disponibile utilizzando il rapporto i-esimo, e RT_i è il rapporto stesso.

Inoltre, il numero di giri massimo per ciascuna marcia è stato calcolato come:

$$RPM_{eq} = \frac{RPM}{TR}$$

Il risultato ottenuto, per la monoposto oggetto del presente lavoro, è rappresentato nella seguente figura.

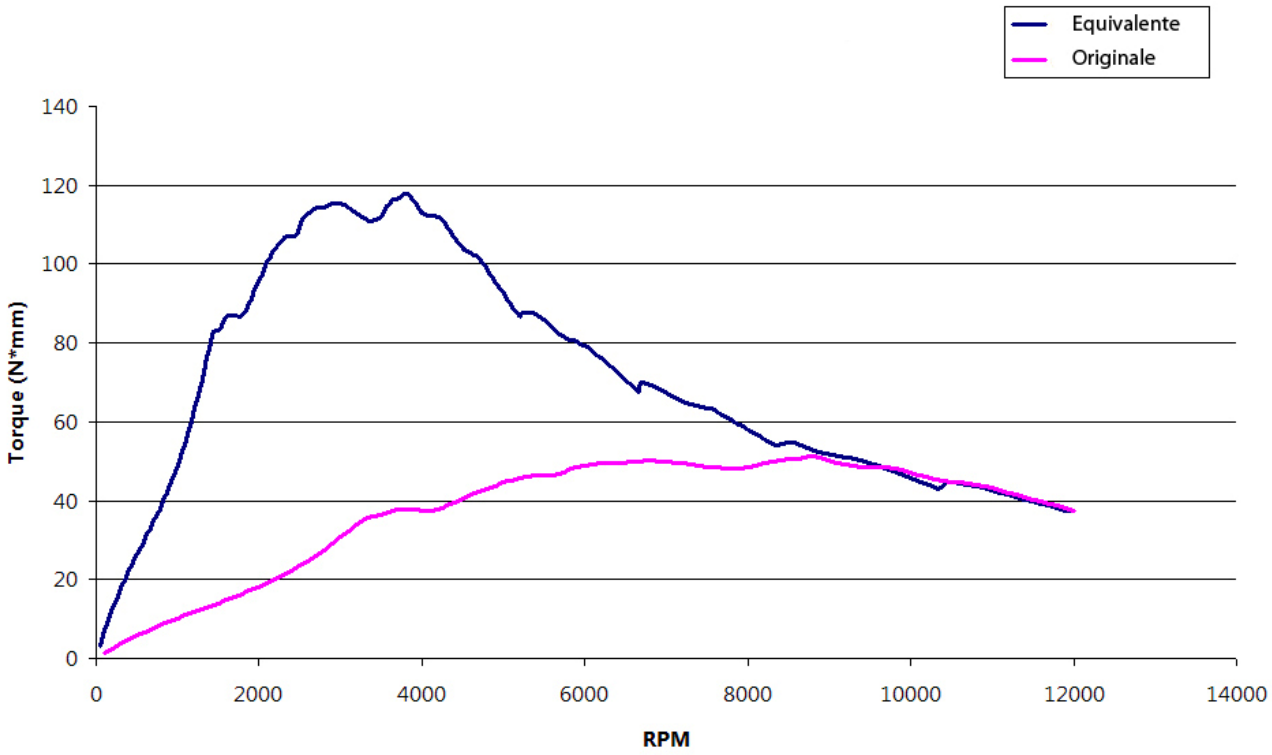


Figura 6-7: Curva di coppia equivalente.

6.2.6. Determinazione del reale profilo di velocità

A questo punto, diventa possibile andare a determinare il reale profilo di velocità che il veicolo avrà sul dato tracciato. I punti di minimo trovati al punto 6.2.4 vengono analizzati, per verificare quali sono realmente vincolanti e quali, per via dei limiti del veicolo, non hanno senso fisico.

In particolare, per ciascun tratto tra due minimi viene comparato lo spazio realmente percorso dal veicolo con lo spazio che intercorre tra questi due punti:

$$\Delta s = v_m t + \frac{1}{2} a_{x0} t^2$$

$$v_m = \frac{\left(v_{i+1} + v_i\right)}{2}$$

$$v_m = a_{x0} t \quad \Rightarrow \quad t = \frac{v_m}{a_{x0}}$$

$$\Delta s = \frac{v_m^2}{a_{x0}} + \frac{1}{2}\frac{v_m^2}{a_{x0}^2}$$

Dove v_m è la velocità media del veicolo tra due tratti successivi, e a_{x0} la massima capacità di accelerazione o di frenatura del veicolo, a seconda del caso in esame.

Se lo spazio percorso dal veicolo è minore dello spazio che intercorre tra due punti di minimo consecutivi, allora significa che il secondo punto non è vincolante, in quanto al passaggio del veicolo per tale posizione, questo non avrà raggiunto la velocità ideale, ma possiederà invece una velocità più ridotta.
La Figura 6-8 illustra , sul circuito in esame, la posizione dei punti di minimo vincolanti (rappresentati con un cerchio arancione).

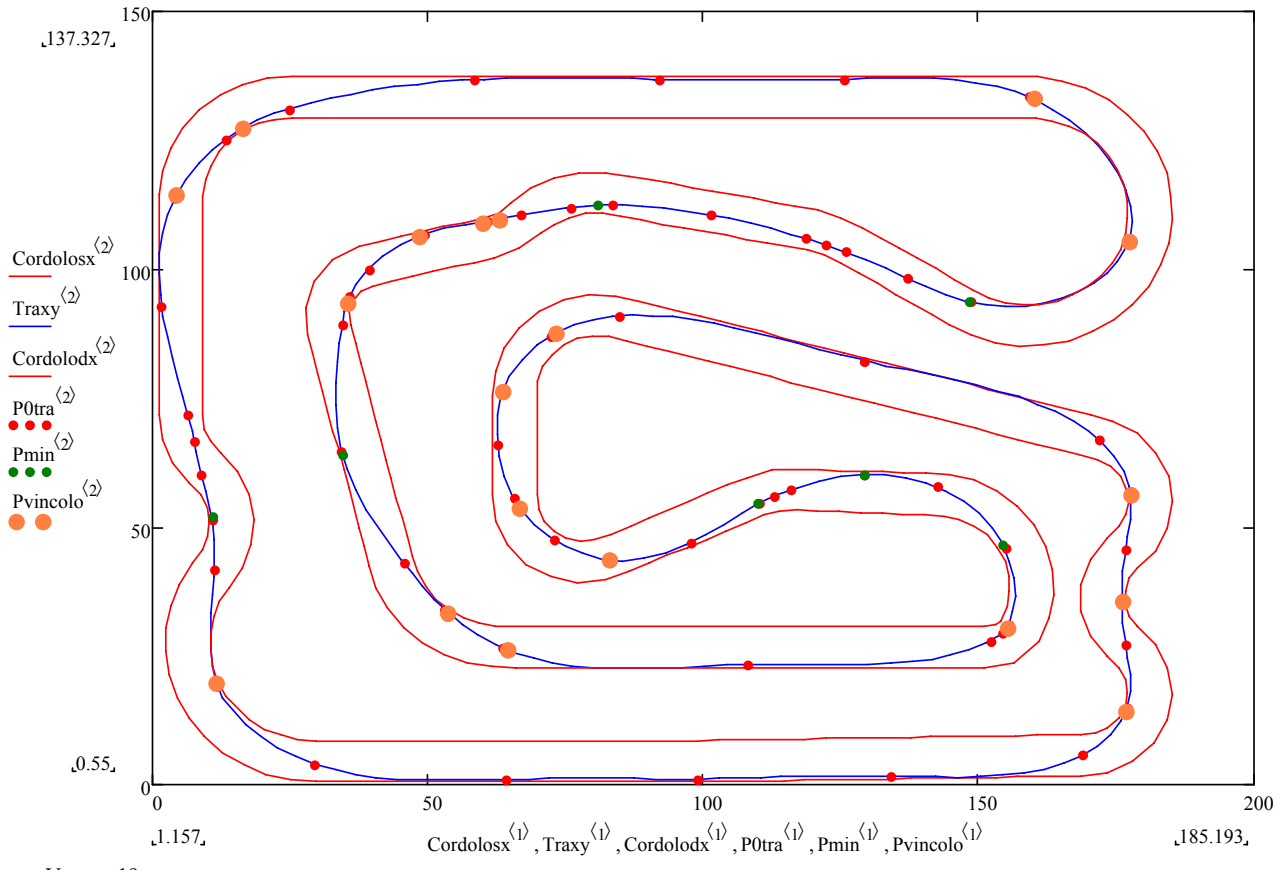


Figura 6-8: Punti di minimo vincolanti.

Conoscendo i punti vincolanti, è quindi possibile andare a determinare il profilo reale di velocità del veicolo. In particolare, questo viene costruito dal codice integrando il moto in entrata e in uscita dal punto in esame e ricostruendo quindi le curve di accelerazione e/o frenata con le quali il veicolo entra o esce da quel punto.
Il risultato è illustrato nelle seguenti figure.

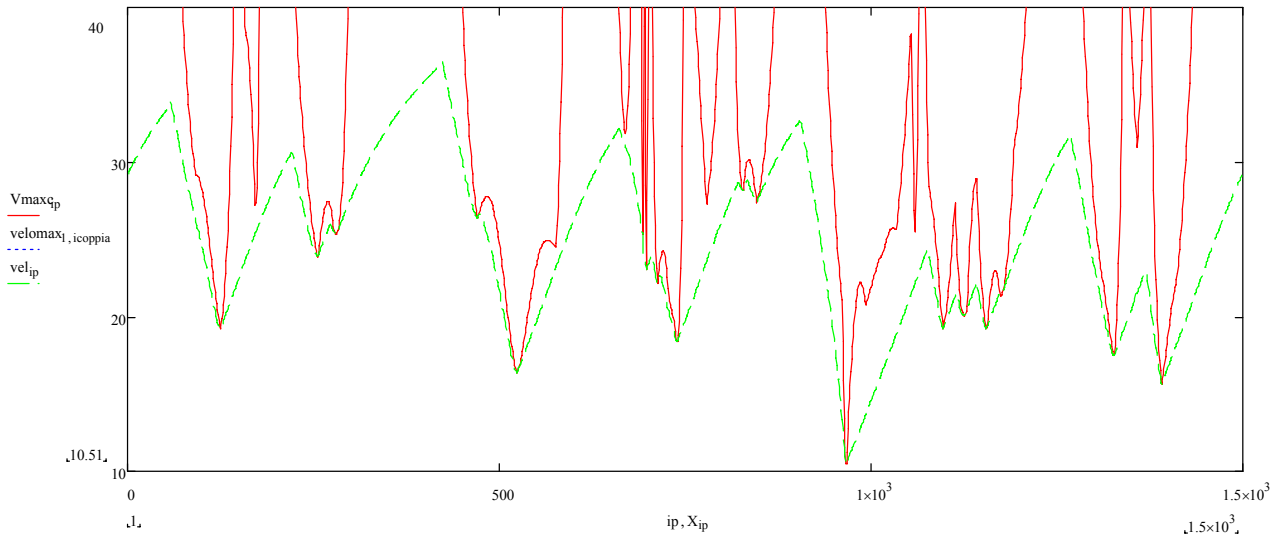


Figura 6-9: Profilo di velocità reale.

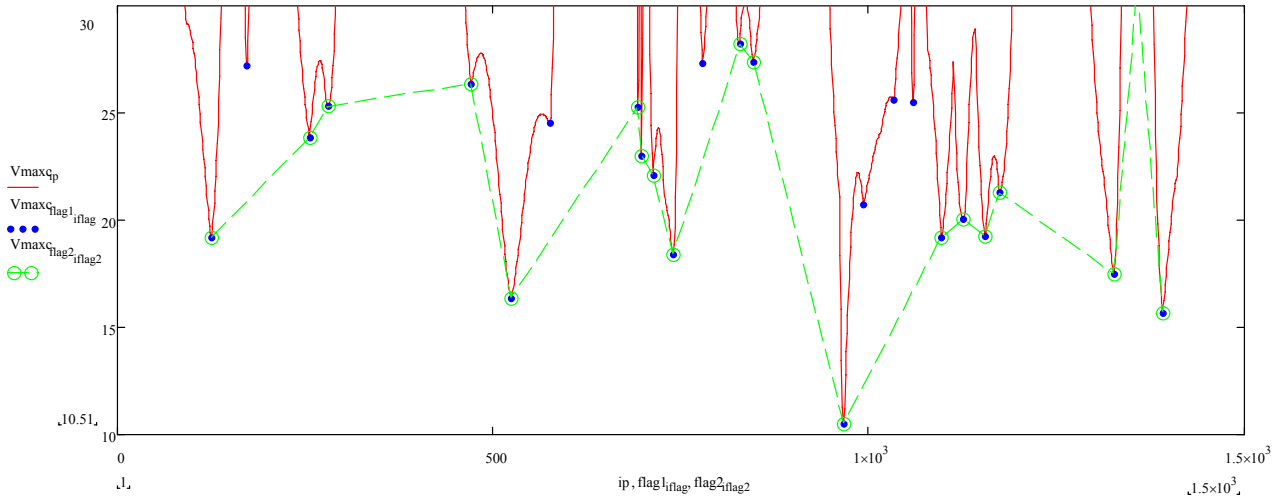


Figura 6-10: Profilo di velocità reale - Dettaglio.

In particolare, in Figura 6-10, è rappresentato un dettaglio del diagramma di Figura 6-9 che mette in evidenza quali punti siano vincolanti e quali no.

Dalla conoscenza del profilo di velocità è quindi immediato, per derivazione, calcolare il profilo di accelerazione longitudinale e trasversale lungo l'intero tracciato (e di conseguenza il diagramma GG del veicolo) ed inoltre si può procedere al calcolo del lap time, semplicemente come somma dei tempi di percorrenza dei singoli tratti.

Le figure che seguono mostrano gli andamenti delle accelerazioni e il diagramma GG ricavati in questo caso di esempio.

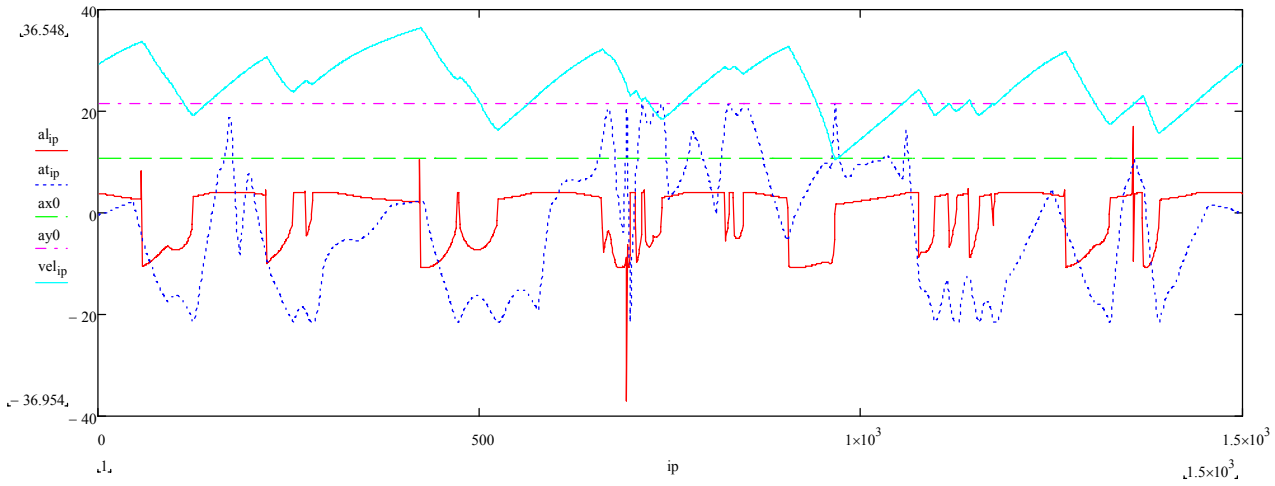


Figura 6-11: Andamento della velocità e delle accelerazioni.

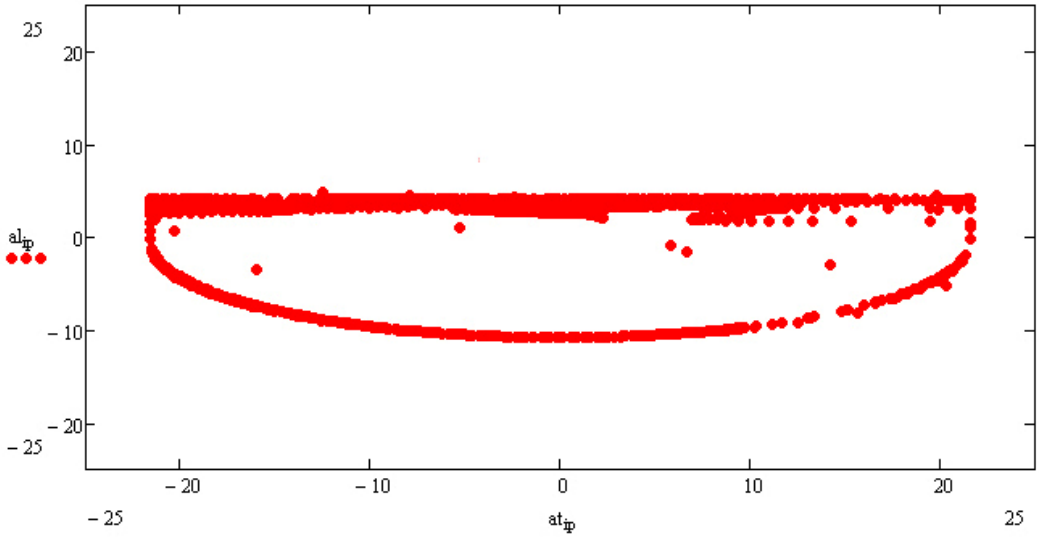


Figura 6-12: GG Diagram.

6.3. I tracciati analizzati e i risultati

In questo paragrafo si riportano le geometrie dei tracciati sui quali è stato valutato il comportamento della vettura da Formula SAE oggetto del presente lavoro.

Due in particolare sono state le tipologie considerate: un circuito rappresentativo della prova di autocross e uno rappresentativo della prova di endurance.

Le geometrie dei tracciati sono state ricavate a partire dalle disposizioni regolamentari, che offrono utili informazioni riguardo alle caratteristiche che i tracciati dovranno possedere.

I due circuiti generati sono illustrati nelle seguenti figure, che ne mostrano la linea media (inserita nel software) e il rendering tridimensionale generato dal software, sul quale compare anche la traiettoria impostata.

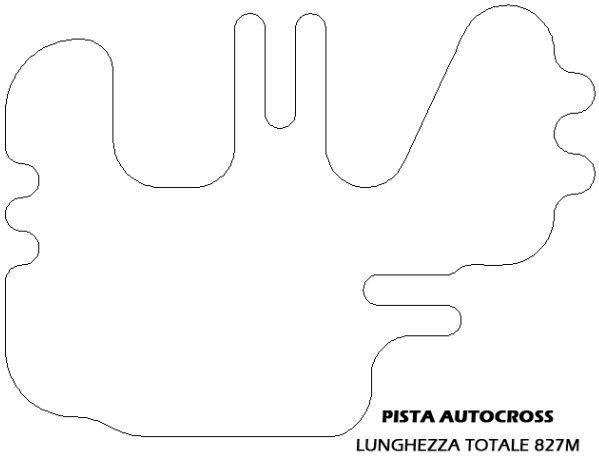


Figura 6-13: Circuito da autocross – Linea media.

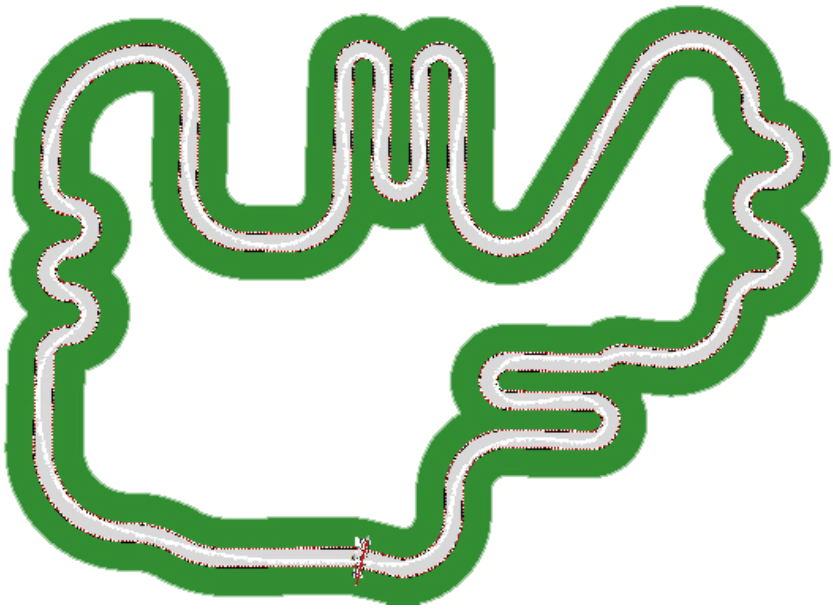


Figura 6-14: Circuito da autocross – Rendering.

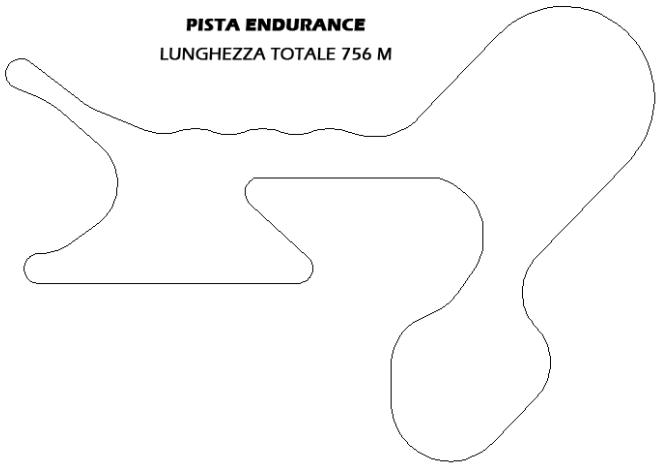


Figura 6-15: Circuito da endurance – Linea media.

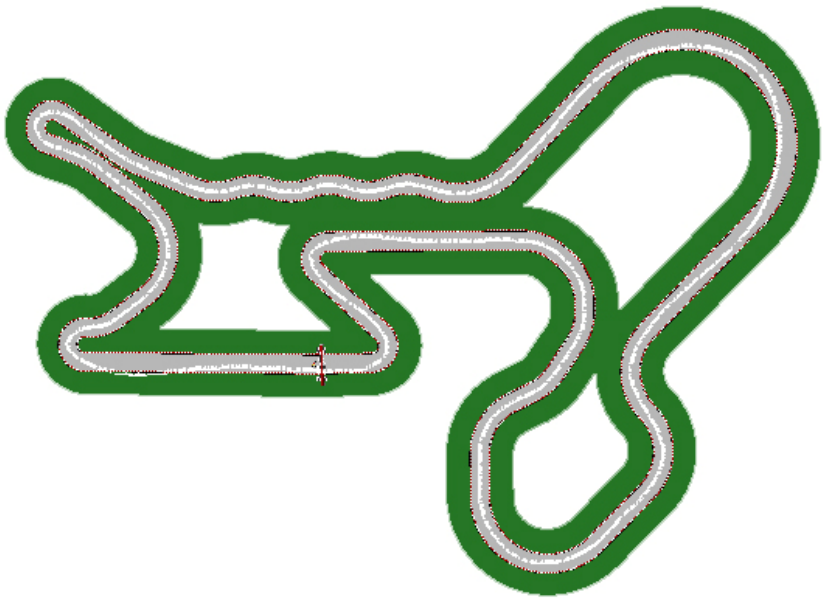


Figura 6-16: Circuito da endurance – Rendering.

Per quanto concerne i risultati ottenuti, questi sono sintetizzati nella tabella e nelle figure che seguono.

	Autocross	Endurance
Lap time [s]	60.6	47.9
V_{media} [m/s]	46.8	56.8
V_{max} [m/s]	22.91	22.37

Tabella 6-1: Sintesi dei risultati numerici.

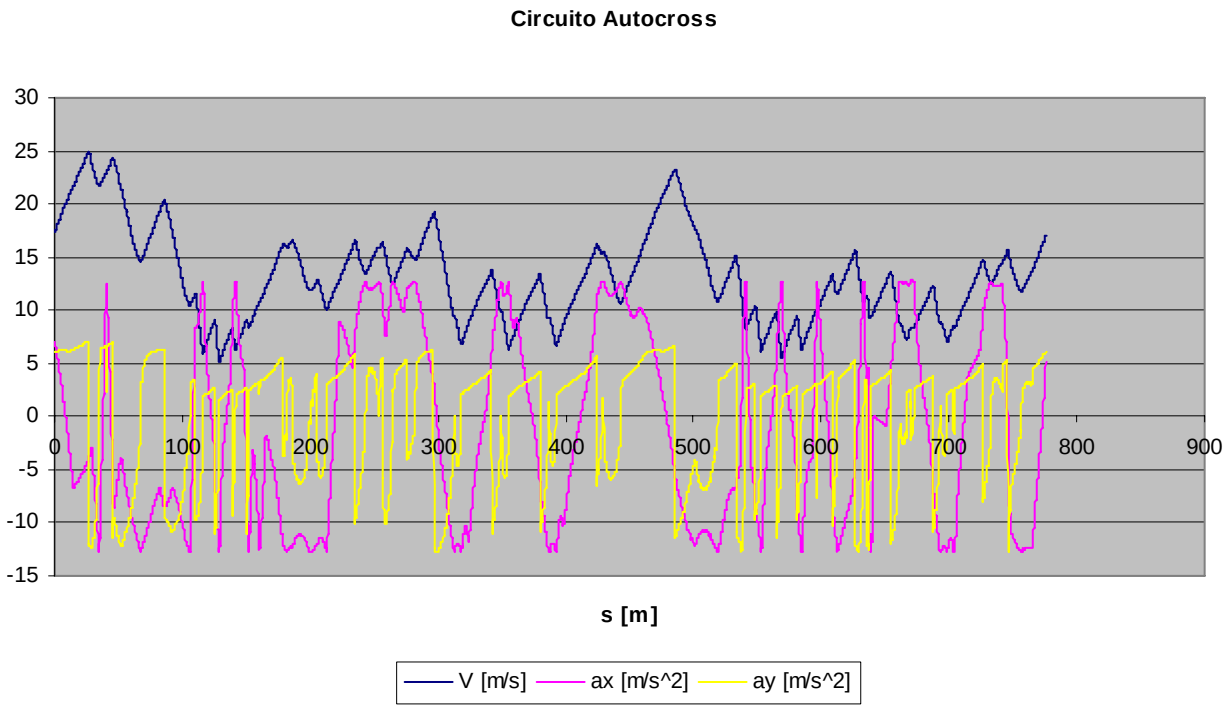


Figura 6-17: Circuito Autocross – Profili di accelerazione e velocità.

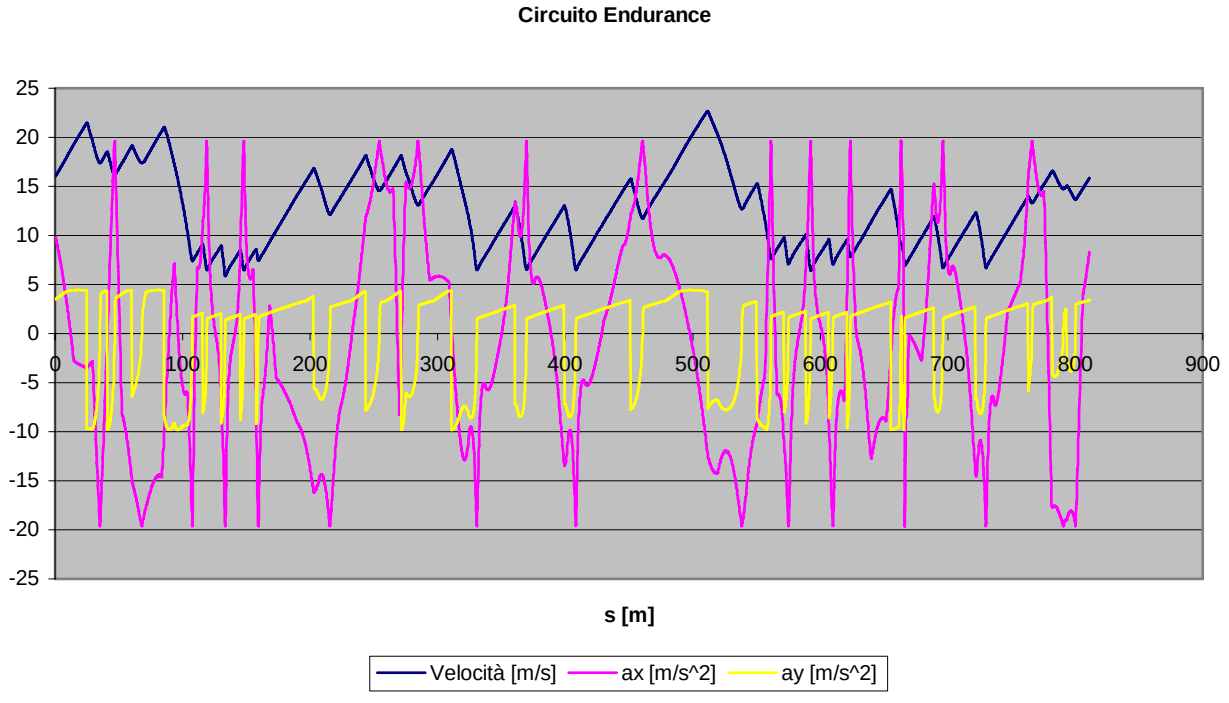


Figura 6-18: Circuito Endurance – Profili di accelerazione e velocità.

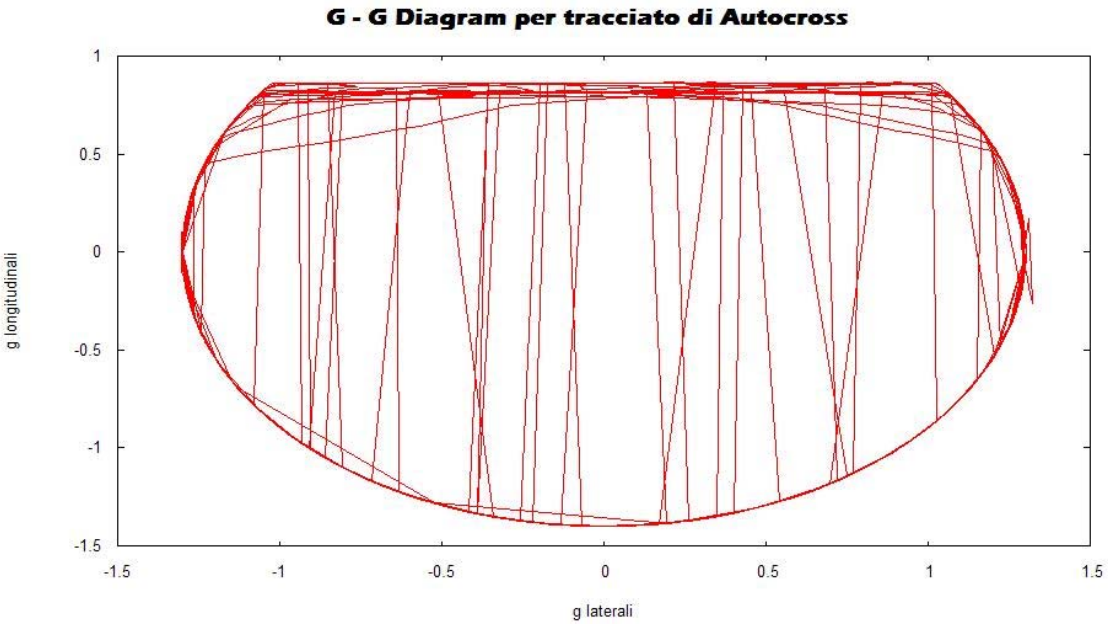


Figura 6-19: Circuito Autocross – GG Diagram

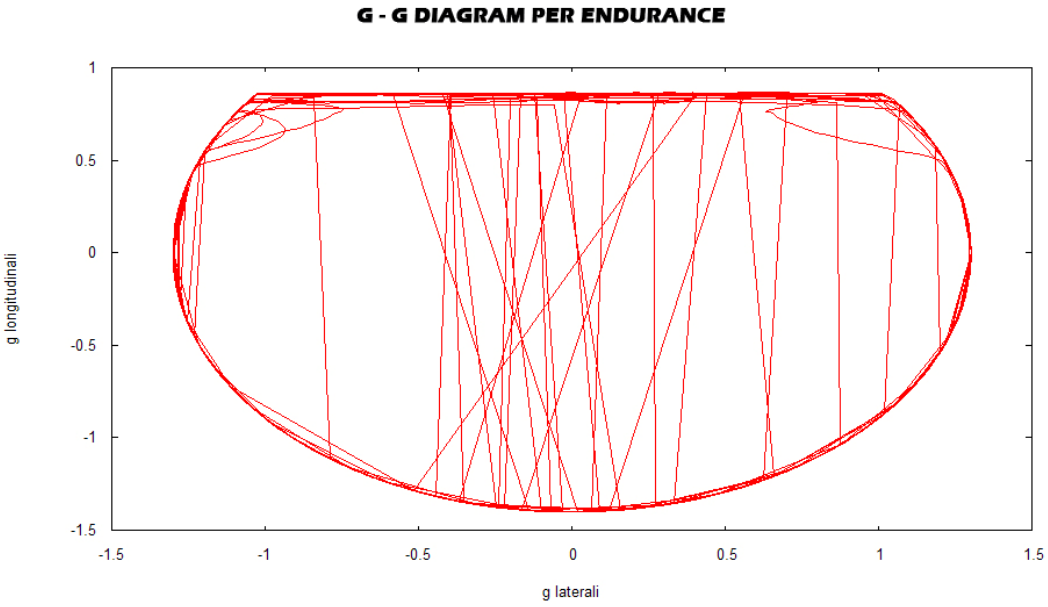


Figura 6-20: Circuito Endurance – GG Diagram

7. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Nel presente lavoro di tesi è stato illustrato il procedimento di progettazione, simulazione e costruzione di telaio e sospensioni per un veicolo da Formula SAE.

Vista la vastità degli argomenti trattati, la presente Tesi non ha la pretesa di esaurire tutte le tematiche collegate alla progettazione di un veicolo da competizione, ma vuole comunque delineare le considerazioni e le valutazioni che si pongono alla base della progettazione dei due sottosistemi che principalmente ne influenzano l'handling.

In particolare, si è visto come per giungere alla realizzazione della monoposto in oggetto si è fatto un diffuso utilizzo dei moderni strumenti di progettazione assistita dal calcolatore e, dove necessario si è provveduto allo sviluppo di strumenti custom per assistere il progetto dei componenti in tutte le sue fasi e per la predizione delle performance che il veicolo sarà in grado di offrire.

Progettare una vettura da competizione è un procedimento lungo e complesso, in gran parte basato sull'esperienza del progettista.

Per ottenere dei risultati apprezzabili è necessario quindi provare e riprovare più volte al fine di accumulare il know-how necessario per giungere all'Evento con una vettura testata e performante.

Ad ogni modo, partecipare alla Competizione con una monoposto marciante è comunque un successo per un Team che partecipa per la prima volta all'evento e pone delle solide basi per il successivo lavoro di testing e sviluppo, che si concretizzeranno nella realizzazione di una nuova vettura.

Appare quindi evidente come i futuri sviluppi del Progetto verteranno inizialmente su una estensiva campagna di test in pista, volti a verificare sia il comportamento dinamico del veicolo sia, e questo è sicuramente il lato più importante, l'affidabilità complessiva della vettura.

Con particolare riguardo a quest'ultimo punto, appare evidente come solo con la percorrenza di un adeguato numero di chilometri, possano essere scoperti (e sanati) eventuali errori o leggerezze progettuali. Questo può rappresentare un enorme vantaggio ai fini della gara: molto spesso infatti una rottura meccanica subita durante la Competizione, può pregiudicarne in maniera irreversibile l'esito.

Sulla base dell'esperienza in pista, e dei risultati dei test, sarà poi possibile procedere all'impostazione progettuale di una nuova vettura, e al successivo sviluppo.
Un altro aspetto non strettamente legato alla progettazione meccanica ma comunque di fondamentale importanza ai fini della buona riuscita del Progetto è quello legato al teamworking. Una squadra vincente infatti è quella che riesce a coordinare in maniera impeccabile gli sforzi dei suoi membri, evitando sovrapposizioni o contrasti tra le varie aree di attività che gravitano intorno al Progetto.
In questo senso, l'esperienza acquisita con la progettazione della presente monoposto pone sicuramente delle ottime basi per l'organizzazione del lavoro che dovrà essere svolto il prossimo anno.
Per quanto riguarda eventuali sviluppi futuri legati al lato progettuale in senso stretto, molte sono le migliorie che possono essere introdotte nel veicolo futuro.
In particolare, relativamente al telaio, possono essere prese in considerazione soluzioni costruttive diverse: senza ricorrere all'uso di una monoscocca un buon miglioramento delle prestazioni si avrebbe con la riduzione del numero di tubolari impiegati e una compensazione della rigidezza per mezzo di pannelli in carbonio, laminati sulla struttura metallica.
Per quanto riguarda le sospensioni, un miglioramento che non implica un'eccessiva complicazione progettuale, potrebbe essere quello legato all'adozione di tubi in carbonio per i bracci di controllo della sospensione. In questa maniera, con una minima complicazione realizzativa, si potrebbe ottenere una diminuzione della massa non sospesa del veicolo, con conseguente miglioramento dell'handling.
Ancora, un grosso vantaggio in termini sia di peso che di efficienza si potrebbe ottenere andando a riprogettare il sistema per il cambio delle marce. Attualmente basato su un sistema elettromeccanico, questo potrebbe essere invece realizzato con un sistema elettropneumatico che consentirebbe sicuramente di ottenere tempi di cambiata estremamente contenuti e un notevole risparmio in peso.
Da ultimo, molto può essere fatto dal lato motore, essenzialmente per quanto concerne la gestione elettronica del propulsore e l'ottimizzazione del comportamento e delle prestazioni di questo.

Per quanto riguarda invece gli sviluppi di cui il metodo di progettazione proposto può e deve beneficiare, nuovamente si sottolinea l'importanza di una estensiva campagna di test in pista volta alla validazione dei modelli proposti.

Pur disponendo di dati bibliografici relativi ai pneumatici, test in laboratorio e in pista sono sicuramente da considerarsi utili per la determinazione delle caratteristiche e delle capacità prestazionali di questi componenti di fondamentale importanza.

Da un punto di vista di organizzazione generale del progetto, molto può ancora essere fatto, in termini di integrazione tra le aree progettuali e coordinamento del lavoro. Potrebbero, ad esempio essere introdotti (al fine di migliorare l'efficienza dell'intera progettazione) i comuni strumenti di condivisione delle informazioni impiegati al giorno d'oggi, come, ad esempio, il PLM.

In quest'ottica, sarebbe sicuramente auspicabile giungere, prima della costruzione, ad un modello completo e di pieno dettaglio del veicolo, da poter essere utilizzato per tutte le attività relative al Progetto (costruzione, approvvigionamento, simulazione, etc.), approccio questo che, sebbene comporti un maggior dispendio di risorse nelle prime fasi di progettazione, può comportare notevoli benefici durante le successive fasi.

In conclusione, molta è ancora la strada da percorrere ma sicuramente le basi gettate con la vettura oggetto del presente lavoro costituiscono sicuramente un buon punto di partenza per la realizzazione di una vettura che possa essere competitiva ed ottenere, magari, un buon risultato alla prossima edizione dell'Evento.


OMP
OMP
FORMULA

8.BIBLIOGRAFIA

[1] -W. Milliken, D. Milliken – *Race Car Vehicle Dynamics* (1995)

[2] -G. Genta – *Meccanica dell'autoveicolo* – Levrotto & Bella (2000)

[3] -M. Costin, D.Phipps – *Racing and Sports Car Chassis Design* – B.T. Basford LTD (1961)

[4] -A. Staniforth – *Competition Car Suspension* – Haynes Publishing (1988)

[5] -T. D. Gillespie – *Fundamentals of Vehicle Dynamics* – SAE (1992)

[6] -C. Smith – *Engineer to win. Understanding Race Car Dynamics* – Motorbooks (1984)

[7] -C. Smith – *Drive to win: The essential guide to race driving*– Motorbooks (1984)

[8] -C. Smith – *Prepare to win. Nuts and bolts guide to race car preparation* – Motorbooks (1984)

[9] -J. Reimpell, H. Stoll, J. W. Betzler – *The Automotive Chassis: Engineering Principles* – Butterworth Heinemann (1986)

[10] - M.E. Biancolini – Engine/Vehicle Matching for a FSAE Race Car SAE Technical Paper Series (2007)

[11] - M.E. Biancolini, C. Brutti, S. Dari, M. Mosconi, F. Renzi – Progettazione di un circuito per go kart, XXXVI Congresso Nazionale AIAS (2007)

[12] - R. Baudille, M.E. Biancolini, L. Reccia – *An Integrated Tool For Competition Go-Kart Analysis* – The 30th FISITA World Congress (2004)

[13] - M. B. Gerrard – *Roll Centres and Jacking Forces in Independent Suspensions – A First Principle Explanation and a Designer's Toolkit* – SAE Technical Paper Series (1999)

[14] - A. Deakin, D. Crolla - *Fundamental Parameter Design Issues Which Determine Race Car Performance* - SAE Technical Paper Series (2000)

[15] - W. B. Riley, A. R. George - *Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis* - SAE Technical Paper Series (2002)

[16] - B. A. Jawad, B. D. Polega - *Design of Formula SAE Suspension Components* - SAE Technical Paper Series (2002)

[17] - B. A. Jawad, B. D. Polega - *Design of Formula SAE Suspension* - SAE Technical Paper Series (2002)

[18] - E. F. Gaffney III, A. R. Salinas - *Introduction to Formula SAE Suspension and Frame Design*

[19] - D. Caprioli, D. G. Rosti - *Progetto e realizzazione di una monoposto da competizione per la SAE Formula Student* – XXX Congresso Nazionale AIAS (2001)

[20] - M. Royce – *Rules & Technical Inspection* – FSAE Workshop (2006)

[21] - J. P. Blessing - *Numerical And Experimental Analysis Of Formula Sae Chassis, With Recommendations For Future Design Iterations* – Master Thesis (2004)

[22] - A. Deakin, D. Crolla, J. P. Ramirez, R. Hanley - *The Effect of Chassis Stiffness on Race Car Handling Balance* - SAE Technical Paper Series (2004)

[23] - R. E. Miller - *Formula SAE Project Memorandum, Department of Mechanical and Aerospace Engineering* - Carleton University, September 2004

[24] - C. Ponzo - *Pianificazione avanzata della qualità del prodotto per la progettazione integrata di una vettura da competizione: il Tor Vergata Student nella Formula SAE Italy 2007* – Master Thesis (2007)

[25] - A. Cerullo - *Progettazione E Realizzazione Del Telaio Di Una Monoposto Formula Sae* - Master Thesis (2007)

[26] - R. Conti - *Ottimizzazione Del Sistema Telaio/Sospensioni Di Un Veicolo Per Formula Sae* - Master Thesis (2008)

[27] - R. L. Mueller - *Full Vehicle Dynamics Model Of A Formula Sae Racecar Using Adams/Car* – Master Thesis (2005)

[28] - B. S. Lim, H. E. Lim – *Formula SAE – Suspension System* – Master Thesis (2004)

[29] - C. Mitchell, M. Unger - *Training Test Drivers with Data Acquisition* - SAE Technical Paper Series (2000)

[30] - L.Y Chan, M. Doecke, H. Lalwani, H.W Lau, T. Lau, C.C Lee, C.C Low.- *Design/Build Of A Formula Sae Vehicle (Chassis, Shell And Instrumentation)*

[31] - N. D. Smith – *Understanding Parameters Influencing Tire Modeling"*- Master Thesis (2004)

[32] - F. Renzi – *Design And Analysis Of Chassis And Suspension Of An Electric Land Speed Record Vehicle* – Master Thesis (2005)

[33] - P. Clarke - *Pat D'Rat's FSAE Technical Instruction*

[34] - C. Smith - *All You Ever Wanted To Know About Design Judging and Waited Until Too Late To Ask Formula SAE*

[35] - D. Tremayne – *The Science of F1 Design* – Haynes Publishing (2004)

[36] - MSC Software Inc – *ADAMS/Car Training Guide* – Ann Arbor, MI (2005)

[37] - MSC Software Inc – *ADAMS/Car User Manual* – Ann Arbor, MI (2005)

[38] - M.E. Biancolini, F.Renzi, L.Reccia, A.Cerullo - *Linee guida per la progettazione di telaio e sospensioni di una vettura FSAE: l'esperienza SPQRacing Team* – XXXVI Congresso Nazionale AIAS (2007)

[39] - M.E. Biancolini, C.Brutti, R.Conti, F.Renzi - *Progettazione delle sospensioni e sviluppo di un modello per la valutazione del comportamento dinamico di una vettura da formula SAE* - XXXVII Congresso Nazionale AIAS (2008)

[40] - A. Candelpergher, M. Gadola, D. Vetturi - *Developments of a Method for Lap Time Simulation* - SAE Technical Paper Series (2000)

[41] - C. Hallum - *Dynamic Traction Characteristics of Tires* - SAE Technical Paper Series (2002)

[42] - B. Siegler, D. Crolla – *Lap Time Simulation for Racing Car Design*- SAE Technical Paper Series (2002)

[43] - B. Siegler, A. Deakin, D. Crolla - *Lap Time Simulation: Comparison of Steady State, Quasi- Static and Transient Racing Car Cornering Strategies* - SAE Technical Paper Series (2000)

[44] - A. Deakin, D. Crolla, J. P. Ramirez, R. Hanley - *The Effect of Chassis Stiffness on Race Car Handling Balance* - SAE Technical Paper Series (2000)

[45] - http://www.racegoodyear.com/sae.html

[46] - http://www.dnmsuspension.com/pro_bur_burner_rcp.htm

[47] - http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/

[48] - http://www.carbibles.com/suspension_bible.html

[49] - www.matweb.com

[50] - http://www.formulastudent.de/academy/pats-corner/articles/

[51] - www.fsae.com

[52] - www.wikipedia.org

[53] - www.piresearch.com