



FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

---

# **Progettazione del sistema sterzante di una vettura di Formula SAE**

**Design of the steering system for a Formula SAE car**

Candidato:  
**Nicolas Burocchi**

Relatore:  
**Prof. Marco Sasso**

Anno Accademico 2023-2024





FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

---

# **Progettazione del sistema sterzante di una vettura di Formula SAE**

**Design of the steering system for a Formula SAE car**

Candidato:  
**Nicolas Burocchi**

Relatore:  
**Prof. Marco Sasso**

Anno Accademico 2023-2024

---

UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA  
Via Brezze Bianche – 60131 Ancona (AN), Italy





# Sommario

Il sistema sterzante è uno dei componenti fondamentali di una vettura da competizione, influenzando direttamente la manovrabilità, la stabilità e la performance complessiva del veicolo. Questo lavoro di tesi si propone di descrivere la progettazione del sistema sterzante di una vettura di Formula SAE del Polimarche Racing Team. Nel particolare, lo studio è incentrato sul lavoro svolto dal reparto Chassis per i componenti installati a bordo della vettura.

Per completezza la trattazione è preceduta da una breve introduzione alle competizioni di Formula SAE ed al Polimarche Racing Team. Viene successivamente descritto un sistema sterzante riconducibile alla maggior parte dei veicoli a quattro ruote, con un approfondimento per ogni suo componente. Sono inoltre descritte alcune caratteristiche del sistema ed il modo in cui queste possono influenzare la dinamica di guida della vettura.

Si procede quindi con l'esposizione e l'analisi delle possibili soluzioni adottabili per ogni componente e con le motivazioni che hanno portato a prediligere le une rispetto alle altre, con l'aiuto del modello 3D.

Per validare il design, sulla base di simulazioni e studi sono stati stimati dei carichi a cui il sistema sterzante viene sottoposto; si è quindi verificato, tramite dei calcoli strutturali, che ogni componente abbia le proprietà meccaniche per resistere a tali carichi.

La tesi si conclude con una breve analisi dei potenziali sviluppi futuri.





# Indice

<b>1</b>	<b>Contesto</b>	<b>1</b>
1.1	Formula SAE . . . . .	1
1.1.1	Regolamento . . . . .	1
1.1.2	Formato di gara . . . . .	3
1.2	Polimarche Racing Team . . . . .	5
1.2.1	Le vetture . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Cenni teorici</b>	<b>7</b>
2.1	Introduzione al sistema sterzante . . . . .	7
2.2	Dinamica della sterzata . . . . .	8
2.2.1	Pneumatici . . . . .	9
2.2.2	Sospensioni . . . . .	12
2.2.3	Angoli e quote caratteristici . . . . .	13
<b>3</b>	<b>Progettazione dei componenti del sistema sterzante a bordo della vettura</b>	<b>17</b>
3.1	Volante . . . . .	17
3.1.1	Modifica del volante . . . . .	18
3.1.2	Plybook e FEM . . . . .	19
3.1.3	Quick release . . . . .	20
3.2	Scatola sterzo . . . . .	21
3.3	Piantone . . . . .	22
3.3.1	Analisi delle possibili configurazioni . . . . .	22
3.4	Modellazione 3D . . . . .	26
3.4.1	Coppia conica . . . . .	26
3.4.2	Supporto della coppia conica . . . . .	29
3.4.3	Tubi ed inserti . . . . .	31
3.4.4	Supporto del tubo orizzontale . . . . .	33
3.4.5	Assieme completo . . . . .	34
<b>4</b>	<b>Dimensionamento</b>	<b>35</b>
4.1	Calcolo dei carichi . . . . .	35
4.1.1	Metodo di calcolo . . . . .	35
4.1.2	Risultati . . . . .	36
4.2	Calcolo delle tensioni . . . . .	38
4.3	Coppia conica . . . . .	38
4.3.1	Albero obliquo . . . . .	38

## *Indice*

4.3.2	Albero orizzontale . . . . .	39
4.4	Tubo obliquo . . . . .	39
4.4.1	Tubo in carbonio . . . . .	39
4.4.2	Inserito inferiore . . . . .	40
4.4.3	Inserito superiore . . . . .	41
4.4.4	Incollaggio degli inserti . . . . .	41
4.4.5	Spine elastiche . . . . .	42
4.5	Tubo orizzontale . . . . .	42
<b>5</b>	<b>Conclusioni e sviluppi futuri</b>	<b>43</b>

# Elenco delle figure

1.1	Logo SAE . . . . .	1
1.2	Percorso Skid-Pad . . . . .	4
1.3	Logo del Polimarche Racing Team . . . . .	5
2.1	Schematizzazione del sistema sterzante . . . . .	7
2.2	Variazione di direzione causata dalla forza laterale, di D. Seward, <i>Race Car Design</i> [1] . . . . .	10
2.3	Deformazione dell'area di contatto, di D. Seward, <i>Race Car Design</i> [1] . . . . .	10
2.4	Andamento del carico laterale in funzione dello slip angle, di W. e D. Milliken, <i>Race Car Vehicle Dynamics</i> [2] . . . . .	11
2.5	Andamento del momento autoallineante in funzione dello slip angle, di W. e D. Milliken, <i>Race Car Vehicle Dynamics</i> [2] . . . . .	11
2.6	Sospensione anteriore della Ferrari F138 del 2017 . . . . .	12
2.7	Ferrari 150° Italia, con schema <i>push rod</i> . . . . .	13
2.8	Ferrari F14t, con schema <i>pull rod</i> . . . . .	13
2.9	Angolo di campanatura . . . . .	13
2.10	Angolo di convergenza . . . . .	14
2.11	Angolo di incidenza e mechanical trail . . . . .	15
2.12	Angolo di Kingpin e scrub radius . . . . .	15
2.13	Individuazione del centro di rollio . . . . .	16
2.14	Asse di rollio . . . . .	16
3.1	Volante a guscio in fibra di carbonio della P4 EVOLUZIONE . . . . .	17
3.2	Render del volante della Peacock Elettrica, vista frontale . . . . .	18
3.3	Render del volante della Peacock Elettrica, vista posteriore . . . . .	18
3.4	Semi-stampo originale . . . . .	19
3.5	Semi-stampo modificato . . . . .	19
3.6	Plybook del nuovo volante . . . . .	19
3.7	Analisi FEM del nuovo volante . . . . .	20
3.8	Quick-release OMP . . . . .	20
3.9	Scatola sterzo NARRco Rack V2 da 365,76mm . . . . .	21
3.10	Supporto scomponibile della scatola sterzo NARRco . . . . .	21
3.11	Percy all'interno della monoscocca . . . . .	22
3.12	Andamento della velocità dell'albero condotto in funzione dell'angolo di rotazione . . . . .	23
3.13	Installazione del doppio giunto di cardano, di Nadella[3] . . . . .	23

## Elenco delle figure

3.14	Coefficiente F in funzione dell'angolo di funzionamento del giunto . . .	24
3.15	Vista laterale della coppia conica . . . . .	25
3.16	Vista frontale della coppia conica . . . . .	25
3.17	Coppia conica sezionata, dal canale YouTube <i>Moto Serwis</i> . . . . .	26
3.18	Albero obliquo originale . . . . .	26
3.19	Foto di riferimento per la realizzazione del modello 3D della coppia conica . . . . .	27
3.20	Modello 3D della struttura esterna della coppia conica . . . . .	27
3.21	Albero ridisegnato per supportare la coppia . . . . .	28
3.22	Albero accoppiato con la ruota conica . . . . .	28
3.23	Coppia conica completa dei componenti interni . . . . .	28
3.24	Vista dei componenti interni della coppia conica . . . . .	28
3.25	Prima soluzione . . . . .	29
3.26	Seconda soluzione . . . . .	29
3.27	Terza soluzione . . . . .	30
3.28	Boccola filettata da installare nel telaio . . . . .	30
3.29	Soluzione adoperata, vista laterale . . . . .	31
3.30	Soluzione adoperata, vista 3/4 . . . . .	31
3.31	Modello 3D del tubo orizzontale . . . . .	31
3.32	Accoppiamento del tubo orizzontale al quick release . . . . .	31
3.33	Installazione del tubo orizzontale sull'albero della coppia conica . . .	32
3.34	Modello 3D del tubo obliquo completo di inserti . . . . .	32
3.35	Inserto superiore . . . . .	33
3.36	Inserto inferiore . . . . .	33
3.37	Supporto del tubo orizzontale . . . . .	33
3.38	Supporto nell'assieme . . . . .	33
3.39	Assieme del sistema sterzante completo dei componenti montati a bordo della vettura (1) . . . . .	34
3.40	Assieme del sistema sterzante completo dei componenti montati a bordo della vettura (2) . . . . .	34
4.1	Andamento di $F_y$ in funzione dello slip angle ad $F_z$ costante . . . . .	37
4.2	Foglio Excell per il calcolo dei momenti sul piantone . . . . .	37
4.3	Saldature da effettuare sull'albero . . . . .	39
4.4	Tubo in fibra di carbonio . . . . .	40
4.5	Esecuzione della prova di trazione, di M. Utzeri e S. Borriello . . . . .	41
4.6	Spina elastica a spirale Bossard . . . . .	42

# Capitolo 1

## Contesto

### 1.1 Formula SAE

La Formula SAE[5] è una competizione che coinvolge le università di tutto il mondo, le quali progettano, producono e promuovono auto da corsa in stile Formula. L'idea di una competizione motoristica universitaria venne proposta inizialmente nel 1981 dalla Society of Automotive Engineers (SAE), negli Stati Uniti. Ad oggi la competizione avviene in eventi organizzati in tutto il mondo e partecipano circa 700 squadre.



Figura 1.1: Logo SAE

Nel 2017 la Formula Student Germany (FSG), l'organizzazione che si occupa dell'evento in Germania, ha proposto la propria versione della competizione, basata sullo stesso principio della Formula SAE ma con qualche leggera variazione al regolamento, denominandola Formula Student

In ogni evento i team si presentano nella veste di aziende che si inseriscono nel segmento di mercato delle competizioni dedicate a piloti non professionisti, occupandosi quindi anche della parte economica e di marketing, e non solo della progettazione e realizzazione del veicolo. I prototipi vengono valutati in base ad otto tipologie di prove, divise in statiche e dinamiche, che tengono in conto delle performance in pista, del design, della pubblicizzazione e della presentazione della vettura.

La competizione è organizzata nelle seguenti categorie:

- Classe 1C: comprende i veicoli a propulsione endotermica
- Classe 1E: rivolta ai prototipi elettrici
- Classe 1D: riguarda le vetture a guida autonoma
- Classe 3: dedicata ai team che non hanno realizzato il prototipo ma hanno eseguito la parte di progettazione.

#### 1.1.1 Regolamento

Il regolamento della Formula SAE[6] è piuttosto libero per quanto riguarda il design dei prototipi: le restrizioni principali riguardano le prestazioni e la sicurezza

## *Capitolo 1 Contesto*

del pilota. Questo consente ad ogni team di esprimere la propria interpretazione del regolamento, facendo sì che vi sia una grande varietà e differenziazione tra le vetture. Di seguito vengono riassunti, a grandi linee, i punti principali del regolamento.

### **Competizione studentesca**

Il team deve essere composto interamente da studenti universitari, i quali possono interfacciarsi e confrontarsi con professori e figure esterne all'università ma senza che questi intervengano direttamente nella progettazione e sviluppo del veicolo.

### **Telaio**

Il regolamento prevede la realizzazione di telai tubolari in acciaio, fornendo le proprietà meccaniche minime che il materiale utilizzato deve avere. Consente inoltre l'utilizzo di altri materiali, tra cui compositi, a patto che venga dimostrata l'equivalenza (o la superiorità) alle proprietà meccaniche minime regolamentari. Vengono inoltre imposti dei volumi e delle sezioni minimi e massimi per quanto riguarda telaio e abitacolo

### **Motore**

Per i veicoli a combustione interna è previsto un motore alternativo quattro tempi a ciclo Otto, con cilindrata massima di 710cc. Il motore deve essere alimentato a benzina o a E85 e non può essere sovralimentato nativamente; tuttavia il team ha la possibilità di progettare ed installare un sistema di sovralimentazione. Non vi sono limitazioni per quanto riguarda il frazionamento del motore, mentre è regolamentata la sezione massima del condotto di aspirazione.

Per quanto riguarda i veicoli elettrici invece, le limitazioni riguardano soltanto la potenza massima erogabile dal pacco batterie, che non deve essere superiore agli 80kW.

### **Dinamica ed Aerodinamica**

Il regolamento prevede che il veicolo sia necessariamente munito di sospensioni, ma non impone particolari limitazioni su queste fatta eccezione per gli standard di sicurezza.

Le appendici aerodinamiche non sono obbligatorie. Il regolamento ne determina soltanto i volumi di ingombro massimi e consente dispositivi mobili.

### **Sicurezza**

Sono previsti un firewall tra il compartimento del motore (o del pacco batterie) e la seduta del pilota e due roll bar: il main hoop, posto all'altezza della testa del pilota, e il front hoop, in prossimità del volante. Inoltre è richiesta la presenza di

cinture di sicurezza ad almeno cinque punti e di un attenuatore di impatto, posto davanti ai piedi del pilota, che deve assorbire l'energia in caso di impatto frontale.

### 1.1.2 Formato di gara

La competizione è volta a valutare sia le performance delle vetture, esibite negli eventi dinamici, sia l'operato dei team a livello di progettazione, gestione del budget, promozione del progetto, ecc., oggetto degli eventi statici.

#### Verifiche tecniche

Prima che le macchine possano scendere in pista per gli eventi dinamici, queste vengono sottoposte a delle verifiche tecniche da parte dei giudici e dei commissari, i quali si accertano che ogni prototipo sia conforme al regolamento.

Successivamente si procede al tilt test, una prova che prevede l'inclinazione laterale della vettura ad un angolo pari a 60°, che simula l'accelerazione laterale che si potrebbe avere in curva. La prova si considera superata se non vi sono perdite di liquidi.

In base alla propulsione, le vetture vengono sottoposte al prossimo test. Per quelle a combustione si tratta del noise test, dove i giudici verificano che il rumore generato dal motore non superi i 110dB ad ogni regime. Le auto elettriche, invece, vengono poste all'interno di una particolare struttura che spruzza acqua in varie direzioni; se la vettura non riscontra malfunzionamenti in seguito alla prova, questa è superata. L'ultima verifica tecnica consiste nel brake test, una prova dove il pilota accelera fino al raggiungimento di una velocità di circa 50km orari per poi frenare bruscamente, dovendo innescare il bloccaggio di tutte e quattro le ruote contemporaneamente.

#### Prove statiche

Le prove statiche, ovvero quelle che non coinvolgono l'attività in pista dei prototipi, sono:

- Cost Analysis: composta da un report scritto e da una presentazione orale, questa prova ha l'obiettivo di valutare l'abilità del team di produrre una stima accurata dei costi di produzione e progettazione.
- Business Plan Presentation: l'oggetto della valutazione è un business case, del quale vengono esaminati il contenuto, l'organizzazione e l'illustrazione del progetto.
- Engineering Design: vengono analizzate le scelte progettuali, in relazione alle prestazioni ed all'aspetto economico. Inoltre possono essere posti dei quesiti ai membri del team durante l'ispezione della vettura.

## Prove Dinamiche

Le prove dinamiche sono:

- Acceleration: le vetture devono accelerare om un tratto di circuito rettilineo e in pianura lungo 75 metri. Il punteggio viene assegnato in relazione al tempo impiegato a coprire la distanza.
- Skid-Pad: la vettura percorre un circuito a forma di 8, compiendo due giri nel cerchio destro, per poi spostarsi nel cerchio sinistro e compiere altri due giri. Gli anelli hanno diametro interno di 15,25 metri e diametro esterno di 21,5. Viene cronometrato soltanto il secondo giro di ogni anello.

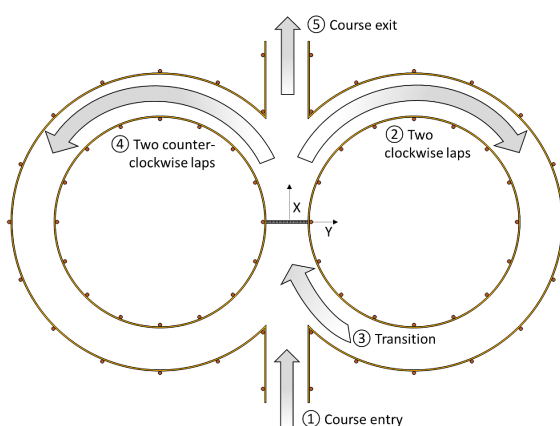


Figura 1.2: Percorso Skid-Pad

- Autocross: consiste in due giri cronometrati in un circuito disegnato in modo da avere velocità medie relativamente basse, tra i 30 e i 40km orari. Il punteggio viene assegnato ad ogni vettura in base al miglior tempo su due prove effettuate da due piloti diversi.
- Endurance ed Efficiency: è l'evento principale della competizione. Prevede che le vetture percorrano diversi giri in un circuito simile a quello dell'autocross per un totale di 22km, con un cambio pilota a metà dell'evento. Il punteggio viene assegnato in base alla somma dei tempi di ciascun pilota, tenendo conto delle eventuali penalità. Viene inoltre stilata una classifica in base al consumo di carburante o di energia elettrica.

Nella maggior delle prove, sia statiche che dinamiche, viene assegnato il massimo dei punti al team che ottiene la migliore prestazione, in relazione alla quale vengono calcolati i punteggi degli altri team; tuttavia i criteri di assegnazione dei punti possono variare da evento ad evento, ed è pertanto consigliato consultare i relativi hand-book.



## 1.2 Polimarche Racing Team

Il Polimarche Racing Team è la squadra corse dell'Università Politecnica delle Marche che da più di un decennio compete nel campionato di Formula SAE. Il team nasce a Settembre del 2013 su iniziativa del Professore Dario Amodio e nel corso degli anni è diventato una realtà sempre più rilevante all'interno dell'Università. Al momento è composto da più di 70 studenti, divisi in sette reparti: telaio, aerodinamica, dinamica, battery pack, controlli, elettronica e static events; a capo di ogni gruppo vi è un responsabile.



Figura 1.3: Logo del Polimarche Racing Team

### 1.2.1 Le vetture

Dalla sua fondazione il team ha progettato e realizzato sei vetture:

- Peacock 1
- Peacock 2
- Peacock 3
- Peacock 3 - EVO
- Peacock 4
- Peacock 4 - EVOLUZIONE

Ogni vettura sopra elencata ha portato delle migliorie rispetto alla precedente, ma le più grandi rivoluzioni nel progetto sono arrivate con la P4, sia per quanto riguarda il telaio che il motore. Le vetture dalla P1 alla P3 - EVO, infatti, erano dotate un telaio tubolare in acciaio, sul quale era installato un motore tre cilindri sovralimentato di derivazione automobilistica, inizialmente di 0.6l di cubatura, passato poi a 0.7l.

La P4, invece, sancisce il passaggio alla monoscocca in fibra di carbonio, mentre la propulsione è affidata ad un motore monocilindrico sovralimentato da 0.69l, di derivazione motociclistica.

Tutte le vetture dalla P1 alla P4 - EVOLUZIONE hanno avuto motori endotermici. Nel 2023, invece, avviene il passaggio all'elettrico, con l'inizio della progettazione della Peacock Elettrica.

### **Peacock Elettrica**

La Peacock Elettrica è la settima vettura del Polimarche Racing Team, la cui progettazione ha avuto inizio del 2023, ed è il primo prototipo completamente elettrico della squadra. Il telaio è una monoscocca in fibra di carbonio e la propulsione è affidata a due motori elettrici fuoribordo installati sull'asse posteriore. Inoltre è dotata di un pacchetto aerodinamico completamente ridisegnato.

# Capitolo 2

## Cenni teorici

### 2.1 Introduzione al sistema sterzante

Nelle autovetture il sistema sterzante, spesso chiamato semplicemente sterzo, è l'insieme dei componenti che consente di variare la direzione di avanzamento del veicolo. Esso, nella quasi totalità dei casi, viene comandato dal conducente dall'interno dell'abitacolo.

Ogni sistema sterzante viene progettato e realizzato in base alla tipologia di veicolo sul quale è installato, tenendo conto dell'impiego della vettura, dello schema sospensivo ed altri fattori; tuttavia è possibile schematizzare in maniera semplificata un sistema sterzante riconducibile alla maggior parte dei veicoli a quattro ruote:

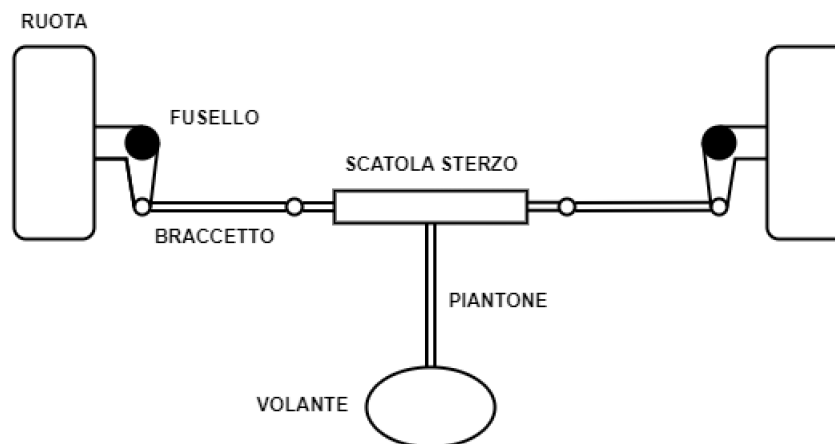


Figura 2.1: Schematizzazione del sistema sterzante

#### Volante

Il *volante* è di fatto l'elemento con cui il conducente si interfaccia con lo sterzo della vettura, imprimendo su di esso una rotazione che viene trasferita alle ruote. In base all'applicazione variano le caratteristiche del volante, quali dimensione, forma, impugnatura, funzioni secondarie.

### **Piantone**

Il *piantone* dello sterzo è l'elemento o l'insieme degli elementi che garantiscono il collegamento meccanico tra il volante e la scatola sterzo, consentendo quindi il trasferimento della coppia. La conformazione del piantone è strettamente dipendente dalle geometrie e dagli ingombri di veicolo e conducente, richiedendo a volte uno o più snodi.

### **Scatola sterzo**

La *scatola sterzo* è il meccanismo che converte il moto rotatorio del piantone in moto rettilineo, trasferito ai braccetti dello sterzo. Nella quasi totalità delle applicazioni è composta da un ingranaggio pignone e cremagliera.

### **Braccetti**

I *braccetti* di sterzo sono gli elementi che collegano la scatola sterzo ai portamozzi. In base alle condizioni di sterzata possono fungere da tiranti o puntoni.

### **Portamozzi o Fuselli**

I *portamozzi* o *fuselli* sono gli elementi che sorreggono i mozzi delle ruote e ai quali vengono collegati i braccetti di sterzo e il sistema sospensivo. L'asse sul quale il portamozzo può ruotare è detto *asse di sterzo*.

### **Ruote**

Le ruote sono collegate ai portamozzi attraverso i mozzi. La loro rotazione sull'asse di sterzo comporta il cambio di direzione del veicolo. Generalmente le ruote sterzanti sono quelle sull'asse anteriore, ma in alcuni casi lo sono tutte e quattro. Sono molto rari, invece, i casi di sistemi sterzanti agenti esclusivamente sulle ruote posteriori.

Nella gran parte delle applicazioni automobilistiche, sia stradali che da competizione, il sistema sterzante è coadiuvato da un servosterzo, ovvero un apparato idraulico o elettronico (o talvolta una combinazione dei due) che riduce lo sforzo che il conducente deve compiere per girare il volante della vettura. Tale soluzione è volta ad aumentare la guidabilità e la sicurezza dei veicoli. Tuttavia questa tecnologia non è prevista nelle vetture di Formula SAE.

## **2.2 Dinamica della sterzata**

Durante le fasi di accelerazione, frenata e sterzata di un veicolo, esso è soggetto a trasferimenti di carico, ovvero ridistribuzioni dei carichi agenti sulle quattro ruote. In particolare, possiamo evidenziare tre casi:

- *Beccheggio* o *Pitch*: si riferisce al movimento del veicolo lungo l'asse trasversale (laterale), ossia l'inclinazione del veicolo in avanti o indietro. Questo movimento avviene principalmente durante l'accelerazione e la frenata, causando un trasferimento di carico longitudinale.
- *Rollio* o *Roll*: è riferito al movimento del veicolo lungo l'asse longitudinale (anteriore-posteriore), ossia all'inclinazione del veicolo da un lato all'altro. Questo fenomeno si manifesta in curva, causando un trasferimento di carico laterale.
- *Imbardata* o *Yaw*: è il movimento del veicolo lungo l'asse verticale, ossia la rotazione del veicolo attorno al proprio asse centrale, che avviene durante i cambiamenti di direzione.

La dinamica di una vettura è fortemente influenzata da una varietà di aspetti, alcuni dei quali vengono brevemente analizzati di seguito.

### 2.2.1 Pneumatici

Gli pneumatici sono gli unici elementi della vettura a contatto con l'asfalto, pertanto comprendere il loro comportamento è di cruciale importanza nella progettazione e nello sviluppo di una vettura da competizione. In particolare, è opportuno effettuare una breve introduzione ai parametri strettamente influenti nella sterzata: *slip angle* e *pneumatic trail*, facendo riferimento al libro *Race Car Design*[1] di D. Seward. Per semplicità si assumono nulli gli angoli e le quote caratteristici dell'assieme ruota, ovvero campanatura, convergenza ed incidenza, così come il *mechanical trail* e lo *scrub radius*.

#### Slip Angle

In condizioni di avanzamento rettilineo, sugli pneumatici, in prima approssimazione, vengono impresse solamente le forze verticali dovute al peso della vettura e all'eventuale carico aerodinamico. L'impronta a terra risulta allineata con il piano longitudinale passante per il centro della ruota. Andando ad applicare un carico laterale al veicolo, ad esempio procurato dal vento, noteremo che, pur mantenendo le ruote dritte, la direzione di avanzamento verrà variata di un certo angolo  $\alpha$ , noto come *angolo di deriva* o *slip angle*, mostrato nell'immagine 2.2.

Questo fenomeno è dovuto alla deformazione dello pneumatico causata dalla forza laterale, e si presenta anche durante la sterzata del veicolo, dove la forza laterale è generata dall'accelerazione centripeta.

Contrariamente a quanto possa far immaginare il termine *slip*, che significa letteralmente *scivolare* o *slittare*, la variazione di direzione avviene senza perdita di aderenza, bensì è causata dal disallineamento dell'impronta rispetto al centro dello pneumatico.

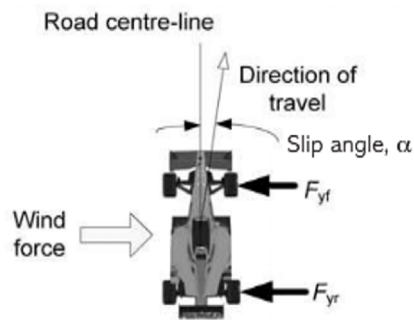


Figura 2.2: Variazione di direzione causata dalla forza laterale, di D. Seward, *Race Car Design*[1]

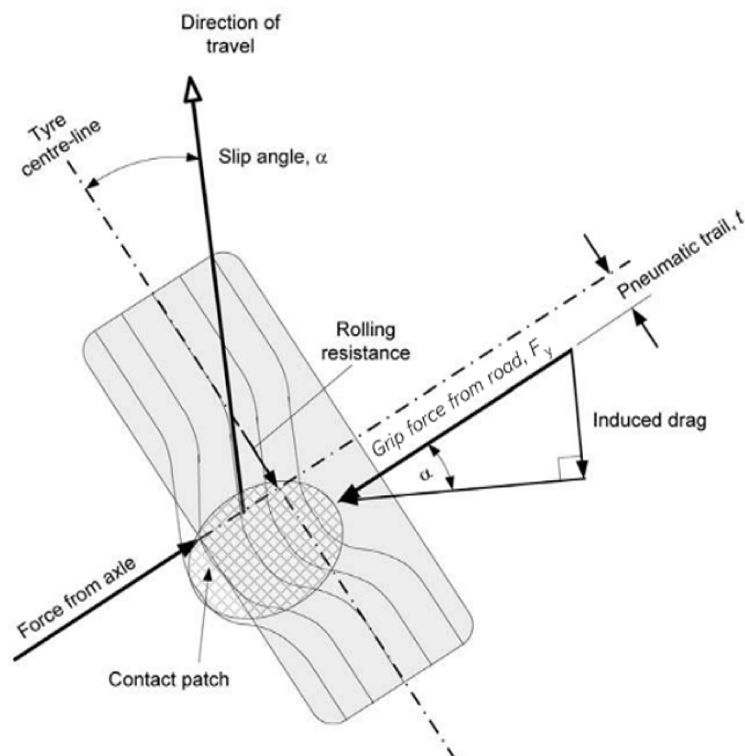


Figura 2.3: Deformazione dell'area di contatto, di D. Seward, *Race Car Design*[1]

Nel caso in cui i valori di slip angle delle ruote anteriori siano diversi da quelle posteriori si incorre nei fenomeni di *sottosterzo* e *sovrasterzo*, che rendono necessarie delle correzioni dell'angolo di sterzata da parte del pilota.

Dal grafico 2.4 si nota come il carico laterale, e quindi l'aderenza all'asfalto, sia linearmente proporzionale allo slip angle per circa il 75% del range, mentre nel tratto successivo la curva tende ad appiattirsi.

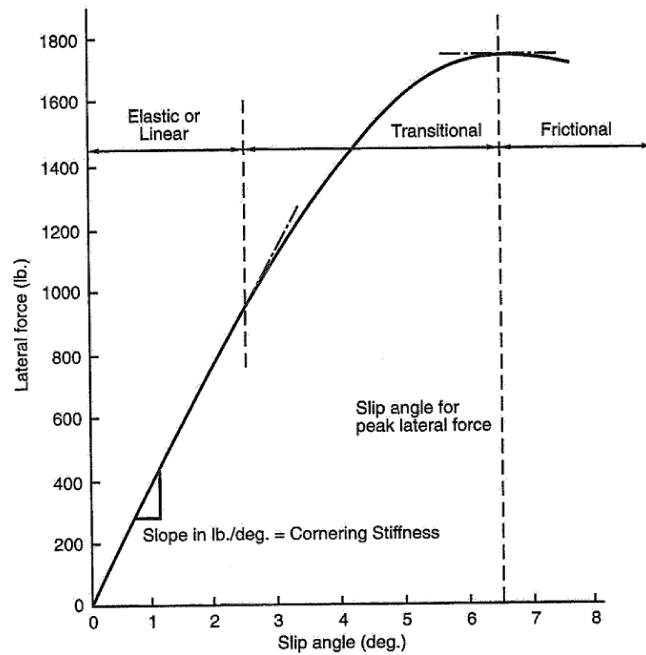


Figura 2.4: Andamento del carico laterale in funzione dello slip angle, di W. e D. Milliken, *Race Car Vehicle Dynamics*[2]

**Pneumatic trail**

Dall'illustrazione 2.3 è inoltre possibile notare come l'impronta a terra risulti arretrata rispetto all'asse di rotazione della ruota: questa distanza è detta *pneumatic trail* e fa sì che la forza laterale scambiata tra pneumatico ed asfalto generi un *momento autoallineante*, che tende a riportare in posizione neutra lo sterzo.

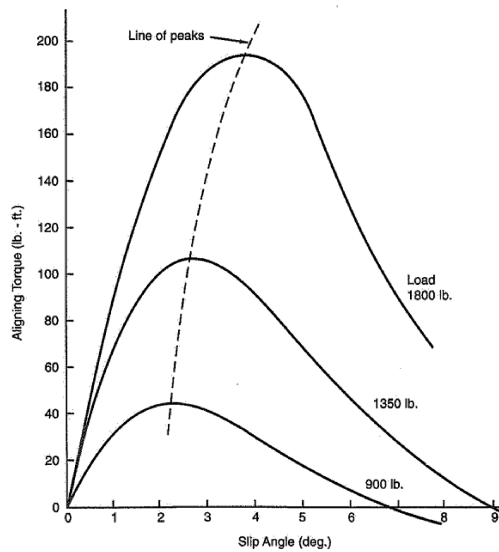


Figura 2.5: Andamento del momento autoallineante in funzione dello slip angle, di W. e D. Milliken, *Race Car Vehicle Dynamics*[2]

Il momento autoallineante raggiunge il suo picco quando lo slip angle è circa alla metà del suo valore massimo, per poi riscendere per valori più alti, come illustrato nel grafico 2.5. Il momento generato dal pneumatic trail è utile al pilota per capire quando si sta per raggiungere la condizione di massima aderenza.

### 2.2.2 Sospensioni

Altri aspetti che influenzano la dinamica del veicolo in curva sono legati al sistema sospensivo. Per introdurre questi concetti prendiamo in considerazione il caso di un tipico schema di una vettura formula, ovvero a *doppio triangolo sovrapposto*.



Figura 2.6: Sospensione anteriore della Ferrari F138 del 2017

Questa sospensione prevede appunto l'utilizzo di due elementi di forma triangolare posti uno sopra l'altro; ogni triangolo è collegato per due vertici al telaio della vettura, mentre il terzo è collegato al portamozzo mediante un *giunto sferico* o *ball joint*. L'asse passante per il giunto sferico superiore (*UBJ*) e per il giunto sferico inferiore (*LBJ*) è l'*asse di sterzo*, sul quale ruota il portamozzo. I sistemi a doppio triangolo possono essere divisi in *push rod* e *pull rod* in base al modo in cui viene trasmessa la forza all'ammortizzatore installato all'interno della vettura: nel primo caso si ha un puntone che lavora per compressione, mentre nel secondo caso si ha un tirante sollecitato a trazione. Il funzionamento delle due soluzioni è analogo, ma si preferisce una rispetto all'altra in base a distribuzione dei pesi, facilità di accesso agli elementi sospensivi a bordo, influenza aerodinamica del puntone/tirante.

In molti casi il triangolo superiore e quello inferiore non sono identici, bensì hanno lunghezze e geometrie diverse in modo da avere una variazione delle geometrie in base all'escursione della sospensione e all'angolo di sterzata. Tale soluzione è chiamata *doppio triangolo sovrapposto asimmetrico*.





Figura 2.7: Ferrari 150° Italia,  
con schema *push rod*



Figura 2.8: Ferrari F14t,  
con schema *pull rod*

### 2.2.3 Angoli e quote caratteristici

Il comportamento in curva della vettura è strettamente legato agli angoli e quote caratteristici delle ruote e dell'asse di sterzo. Essi possono variare con l'escursione della sospensione e l'angolo di sterzata. I simboli riferiti agli angoli utilizzati in questa tesi potrebbero differire dalla notazione utilizzata in altre trattazioni.

#### Campanatura

L'angolo di *camber* o *campanatura*  $\gamma$  è l'angolo di inclinazione dello pneumatico rispetto all'asse verticale nella vista da davanti. Per convenzione è positivo se lo pneumatico è inclinato verso l'esterno.

Nella maggior parte delle applicazioni, soprattutto nelle competizioni, avere un camber negativo è preferibile, in quanto aumenta l'area di contatto dello pneumatico in condizioni di rollio.

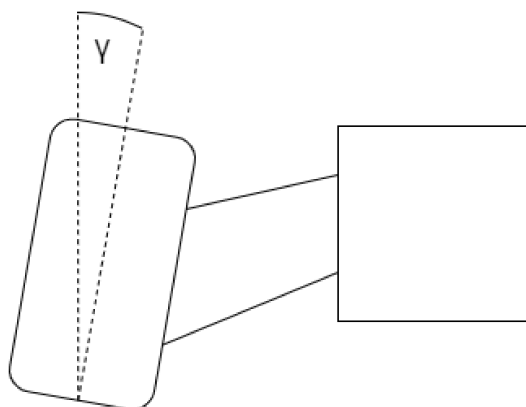


Figura 2.9: Angolo di campanatura

## Convergenza

Con *toe* o *convergenza*  $\delta$  si intende l'angolo compreso tra il piano normale all'asse di rotazione della ruota e l'asse longitudinale del veicolo in condizioni di sterzata nulla. La convergenza è considerata positiva quando la parte anteriore della ruota punta all'interno.

Una convergenza positiva all'anteriore generalmente aumenta la stabilità nei rettilinei, poichè tende a mantenere le ruote allineate nella direzione di avanzamento. Tuttavia, potrebbe peggiorare la reattività nei cambi di direzione, nei quali si trae vantaggio da una convergenza negativa.

Nelle vetture a trazione posteriore una convergenza positiva sull'asse posteriore può avere effetti benefici sulla trazione in uscita di curva, penalizzando però l'ingresso. Nelle vetture a trazione anteriore, invece, la convergenza dell'asse posteriore ha effetti limitati.

Discostarsi eccessivamente da una convergenza neutra comporta un aumento della resistenza al rotolamento, nonché un innalzamento di temperatura e usura degli pneumatici, poichè le ruote non girano parallele alla direzione di movimento.

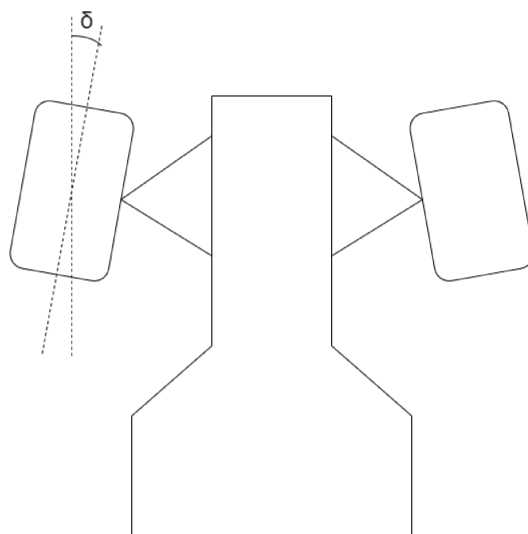


Figura 2.10: Angolo di convergenza

## Incidenza e mechanical trail

L'*incidenza* o *caster*  $\beta$  è l'angolo di inclinazione dell'asse di sterzo rispetto alla verticale vedendo la vettura dal lato; si dice positivo se la parte superiore dell'asse è rivolta verso il retro della vettura. L'incidenza ha un effetto diretto sul *mechanical trail*, ovvero la distanza tra il punto di contatto della ruota con la strada e il punto in cui la proiezione dell'asse di sterzo interseca il suolo nella vista laterale. Il mechanical trail si modifica inclinando o traslando l'asse di sterzo, pertanto è possibile avere un mechanical trail diverso da 0 pur avendo incidenza nulla e viceversa. Insieme al

pneumatic trail, il mechanical trail genera un momento autoallineante sull'asse di sterzo, tendendo a riportare le ruote in posizione neutra in curva e rendendo più stabile il veicolo alle alte velocità.

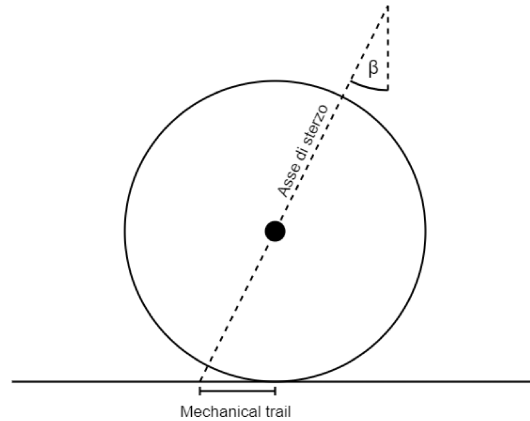


Figura 2.11: Angolo di incidenza e mechanical trail

### Kingpin e scrub radius

L'angolo di Kingpin  $\theta$  rappresenta l'inclinazione dell'asse di sterzo rispetto alla verticale vedendo la vettura frontalmente e si considera positivo quando rivolto verso l'interno del veicolo. L'ampiezza dell'angolo di Kingpin varia lo scrub radius, ovvero la distanza tra il punto di contatto dello pneumatico e la proiezione a terra dell'asse di sterzo nella vista frontale. Uno scrub radius non nullo genera un momento sull'asse di sterzo quando sullo pneumatico agisce un carico longitudinale, ovvero nella direzione di avanzamento. Generalmente nelle vetture a trazione posteriore si predilige uno scrub radius positivo, ovvero con il punto di contatto della ruota con il suolo all'esterno rispetto alla proiezione dell'asse di sterzo.

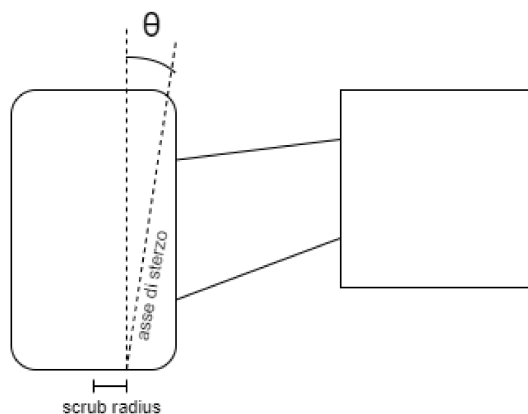


Figura 2.12: Angolo di Kingpin e scrub radius

### Asse di rollio

Dalla geometria delle sospensioni, ed in particolare dai centri di istantanea rotazione (C.I.R.) dipendono i *centri di rollio* (C.R.) anteriore e posteriore. In curva la vettura rolla attorno all'asse passante per i due punti, detto *asse di rollio*. La distanza dell'asse di rollio rispetto al centro di massa della vettura influenza il momento ribaltante o trasferimento di carico che si genera in curva.

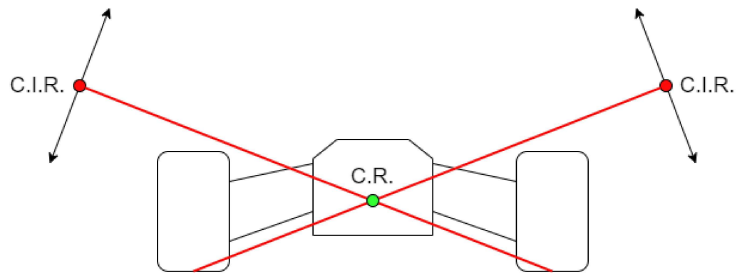


Figura 2.13: Individuazione del centro di rollio

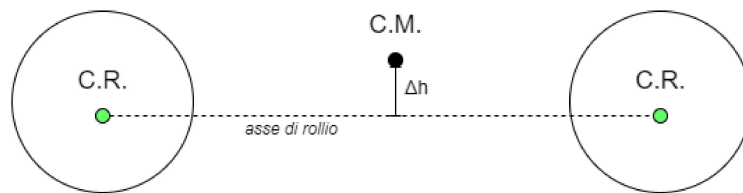


Figura 2.14: Asse di rollio

## Capitolo 3

# Progettazione dei componenti del sistema sterzante a bordo della vettura

### 3.1 Volante

Con l'avvento della prima vettura elettrica del team, si è presentato anche il problema di realizzare un volante apposito. Sono state considerate due possibili soluzioni: riprogettare e realizzare da zero un nuovo volante, o modificare il progetto del volante della P4 EVOLUZIONE per renderlo adatto alla nuova Elettrica.

Le principali differenze tra un volante di una FSAE elettrica e quello di una a combustione interna risiedono principalmente nei paddle del cambio, superflui nella prima, nell'elettronica interna al volante e nelle funzioni svolte dai comandi.

Quello della precedente vettura è un volante a guscio realizzato in fibra di carbonio, come descritto nella relativa trattazione[7]; l'interfaccia per il pilota si compone di uno schermo per visualizzare in tempo reale i dati della vettura, una fascia di led per il numero di giri del motore, quattro pulsanti di comando, un manettino per la mappatura del motore e i paddle per la cambiata.



Figura 3.1: Volante a guscio in fibra di carbonio della P4 EVOLUZIONE

### 3.1.1 Modifica del volante

Considerando che il volante della P4 EVOLUZIONE ha avuto delle ottime prestazioni, soprattutto dal punto di vista strutturale ed ergonomico, si è optato per riutilizzarlo con le opportune modifiche. Si è proceduto quindi realizzando un modello 3D del nuovo volante basandosi sul precedente: la modifica principale è consistita nella rimozione della predisposizione dei paddle del cambio e dei relativi interruttori.



Figura 3.2: Render del volante della Peacock Elettrica, vista frontale



Figura 3.3: Render del volante della Peacock Elettrica, vista posteriore

È stato poi modificato il semi-stampo del precedente volante, andando a riempire la cavità costituente la sede di fissaggio dei paddle e le rimuovendo le sporgenze per i relativi interruttori.

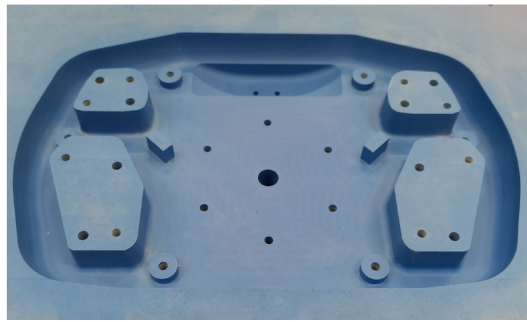


Figura 3.4: Semi-stampo originale



Figura 3.5: Semi-stampo modificato

### 3.1.2 Plybook e FEM

Per il nuovo volante è stato rivisto anche il plybook, ovvero la stratifica dei materiali utilizzati per la realizzazione.

#### Steering Wheel Ply-Book

STEP	N. Plies	Angle		TIPE LAM
<b>10</b>	1	0/90°	GG 380 T700 E3	TOTAL
<b>20</b>		-	PERFORATED RELEASE FILM Room temperature vacuum (15 min)	
<b>30</b>	1	±45°	GG 380 T700 E3	TOTAL
<b>40</b>	1	±45°	GG 380 T700 E3	REINFORCEMENT
<b>50</b>	1	0/90°	GG 380 T700 E3	REINFORCEMENT
<b>60</b>		-	PERFORATED RELEASE FILM Room temperature vacuum (15 min)	
<b>70</b>		-	NON-PERFORATED RELEASE FILM	
<b>80</b>		-	RUBBER ON COMPLEX EDGES AND FINAL VACUUM	CHECK EDGES UNDER METALLIC INSERT



Figura 3.6: Plybook del nuovo volante

Il modello 3D del volante con la nuova stratifica è stato sottoposto ad un'analisi FEM, simulando sia un carico assiale di 600N che una coppia di 18Nm, con il volante vincolato nei punti di fissaggio del quick release. Di seguito i risultati delle prove:

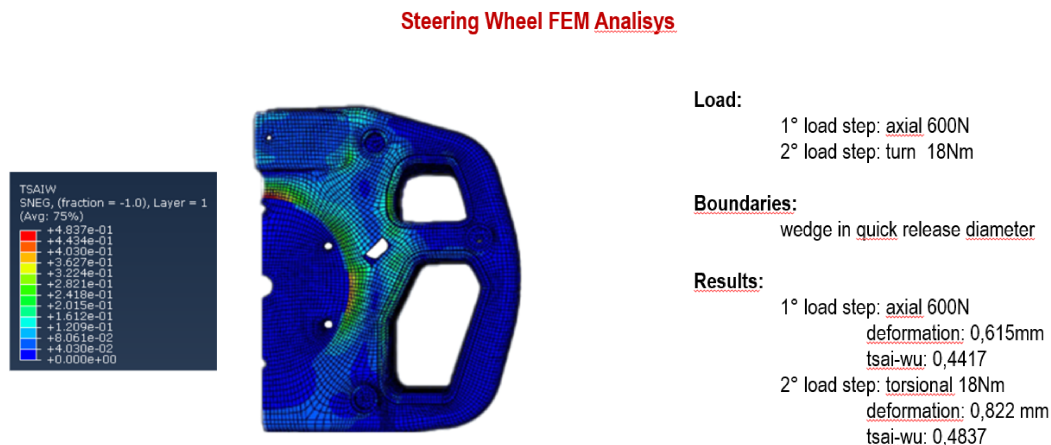


Figura 3.7: Analisi FEM del nuovo volante

### 3.1.3 Quick release

Il volante viene collegato al piantone dello sterzo attraverso un *quick release*, ovvero un meccanismo che consente di sganciare rapidamente il volante per entrare ed uscire dall'abitacolo. In particolare, si è optato per il quick-release OMP, il quale, oltre ad essere conforme al regolamento, è predisposto per l'utilizzo di un connettore 11 pin per il collegamento dell'elettronica interna del volante al resto dell'apparato.

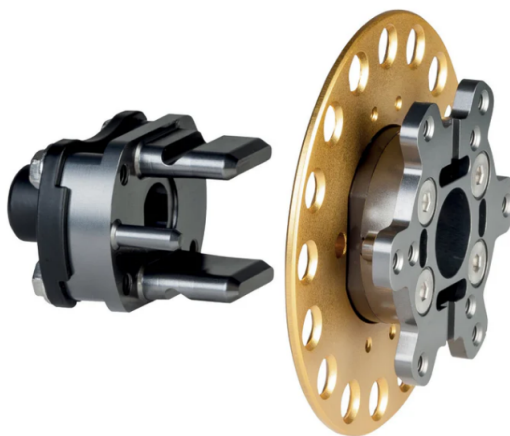


Figura 3.8: Quick-release OMP



### 3.2 Scatola sterzo

Per quanto riguarda la scatola sterzo, sono state valutate diverse opzioni sul mercato. Dopo un'attenta analisi si è optato per la NARRco Rack V2, una scatola sterzo specifica per Formula SAE. I punti di forza di questa scatola sterzo sono la leggerezza e la robustezza. È disponibile in tre interassi: 289.56mm, 365.76mm e 441.96mm; è possibile inoltre scegliere tra due pignoni, il primo con circonferenza primitiva di 87,8mm e l'altro di 101,6mm. La configurazione più adatta per la nostra vettura è risultata essere quella con interasse intermedio e circonferenza primitiva del pignone più piccola, con un peso di 590g.

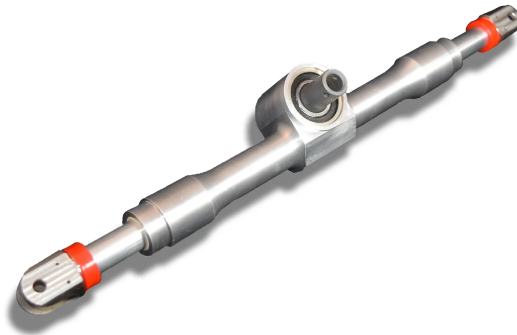


Figura 3.9: Scatola sterzo NARRco Rack V2 da 365,76mm

La scatola sterzo viene fissata al telaio attraverso due appositi supporti scomponibili, forniti sempre dall'azienda NARRco.



Figura 3.10: Supporto scomponibile della scatola sterzo NARRco

### 3.3 Piantone

Le principali criticità riscontrate nel sistema sterzante della Peacock 4 EVOLUZIONE sono i giochi, l'elevato peso e la complessità. Alla luce di ciò, nella Peacock Elettrica si è lavorato per migliorare questi aspetti.

#### 3.3.1 Analisi delle possibili configurazioni

Una volta definita una bozza del modello 3D della monoscocca, si è proceduto a posizionare il volante e la scatola sterzo.

La posizione del primo è stata valutata attraverso un'analisi ergonomica eseguita tramite il software Tecnomatix prendendo come soggetto un modello antropomorfo con statura corrispondente al 95° percentile (denominato *Percy*).

La scatola sterzo invece è stata posizionata in base agli studi e alle simulazioni eseguiti dal reparto di Dinamica del Veicolo.

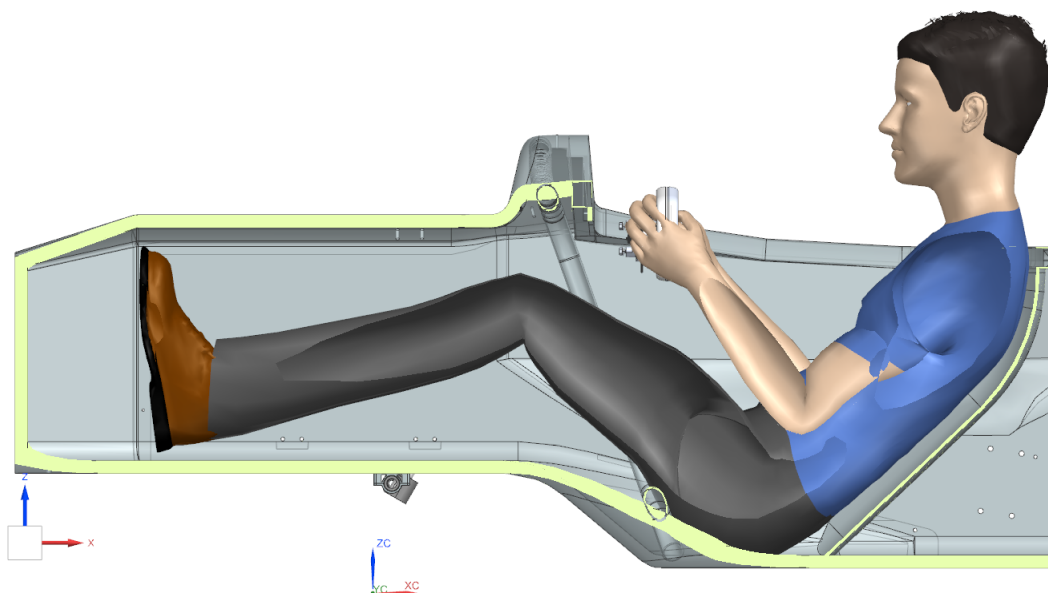


Figura 3.11: Percy all'interno della monoscocca

Le possibili configurazioni valutate per il piantone sterzo sono state le seguenti:

- Piantone diretto: i vantaggi di questa soluzione sono principalmente la semplicità di realizzazione, l'affidabilità e la leggerezza. Inoltre, non avendo snodi, si riducono gli accoppiamenti che possono dare luogo a giochi. Come contro però si ha un ingombro tra le gambe del pilota e un'inclinazione del volante potenzialmente eccessiva e non regolabile.
- Doppio giunto cardanico: consente di gestire gli ingombri all'interno dell'abitacolo, con la possibilità di avere qualsiasi angolo tra gli assi e inclinazione del volante. Tuttavia, rispetto al piantone diretto questa soluzione aumenta

la complessità del sistema, rendendo necessari più supporti per vincolare il piantone, introducendo diversi accoppiamenti che possono generare giochi e aumentando il peso complessivo. Inoltre i giunti cardanici hanno un angolo di funzionamento massimo oltre il quale non possono lavorare. Installare un solo giunto cardanico minimizzerebbe i problemi relativi a giochi, peso e complessità, ma introdurrebbe il problema della non omocineticità, ovvero non garantirebbe un rapporto di trasmissione costante tra l'albero conduttore, cioè quello a cui è vincolato il volante, e quello condotto, collegato alla scatola sterzo. In altre parole, si avrebbe una variazione delle coppie trasmesse tra i due alberi al variare dell'angolo di rotazione del volante; l'ampiezza di questa fluttuazione aumenta con l'aumentare dell'angolo di funzionamento del giunto.

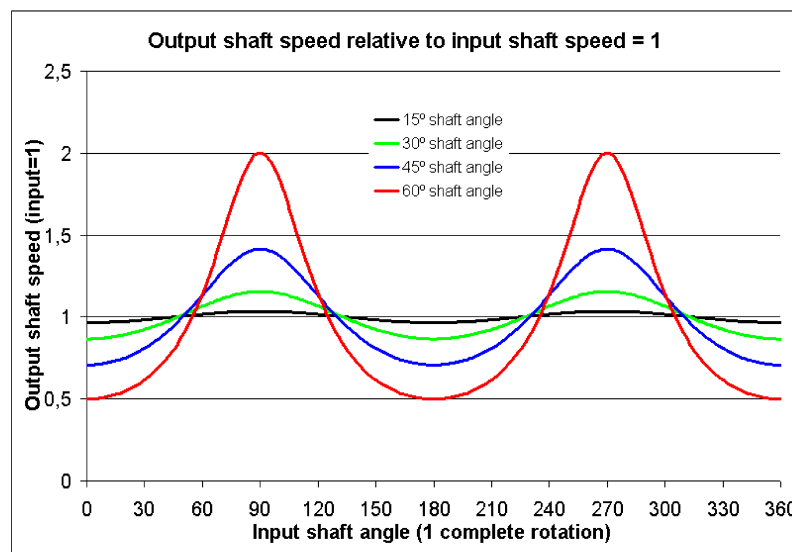


Figura 3.12: Andamento della velocità dell'albero condotto in funzione dell'angolo di rotazione

Si rende quindi necessario installare due giunti cardanici in fase e con lo stesso angolo di funzionamento in modo tale che i due effetti si annullino tra di loro.

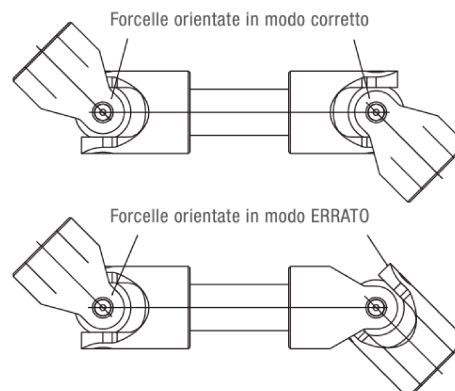


Figura 3.13: Installazione del doppio giunto di cardano, di Nadella[3]

- Coppia conica: i punti di forza di questa soluzione rispetto alle altre sono la ridistribuzione degli ingombri all'interno dell'abitacolo, seppur in maniera meno flessibile rispetto al doppio giunto cardanico in quanto prevede un angolo prestabilito tra gli assi, e l'affidabilità del sistema, consentendo inoltre di avere giochi ridotti. Di contro però, si ha un aggravio di peso e di complessità, richiedendo un supporto aggiuntivo. Inoltre si presentano le difficoltà di trovare in commercio una coppia conica idonea all'utilizzo o di realizzarne internamente al team una su misura.

### Piantone diretto

Una particolarità della Peacock Elettrica è quella di avere la scatola sterzo posta dietro l'asse delle ruote anteriori. Questo rende inutilizzabile un piantone diretto in quanto il volante risulterebbe inclinato di oltre  $45^\circ$ ; si rende quindi necessario l'utilizzo di uno o più snodi.

### Doppio giunto di cardano

Dividendo il piantone in due alberi e posizionando l'asse del volante in orizzontale, l'angolo tra i due assi è compreso tra i  $60^\circ$  e i  $70^\circ$  in base al punto in cui si installa lo snodo, che non può essere installato più avanti del front hoop a causa della conformazione del telaio, come è possibile notare dalla figura 3.11. Questo consentirebbe l'utilizzo di un doppio giunto di cardano, facendo lavorare ognuno dei due snodi ad un angolo di circa  $30^\circ$ . Tuttavia, a questa angolazione la coppia trasmessa nel segmento di collegamento tra i due giunti raggiungerebbe picchi più elevati rispetto a quella del resto del piantone a causa della non omocineticità dei cardani, come spiegato sopra.

Il costruttore Nadella, nella scheda tecnica[3] relativa ai giunti di cardano, fornisce dei coefficienti con i quali, data la coppia in ingresso, è possibile stimare il valore massimo della coppia in uscita da un giunto di cardano.

Angolo $\alpha^\circ$	FATTORE F
$5^\circ$	1,25
$10^\circ$	1
$20^\circ$	0,75
$30^\circ$	0,45
$40^\circ$	0,30
$45^\circ$	0,25

Figura 3.14: Coefficiente F in funzione dell'angolo di funzionamento del giunto

In particolare, il coefficiente  $F$  rappresenta il rapporto tra il momento in ingresso nel giunto ed il valore massimo di quello in uscita: per un inclinazione di  $30^\circ$  il rapporto è pari a 0,45. In altre parole, il momento in uscita raggiunge picchi di più del doppio del momento in ingresso. Questo significa che i giunti di cardano e il segmento che

li unisce devono essere dimensionati per almeno il doppio della coppia agente sul resto del piantone, con un conseguente aumento del peso e dei giochi, maggiori nei giunti di dimensioni più grandi. Essendo ridurre i giochi una priorità, è stata scartata questa opzione.

### Coppia conica

Per quanto riguarda la coppia conica, la difficoltà principale è quella di trovarne una con angolo tra gli assi di circa  $60^\circ$  e in grado di sostenere la coppia del piantone senza provocare un aggravio di peso eccessivo.

Dopo aver analizzato varie soluzioni, un buon compromesso è stato trovato nella coppia conica utilizzata nei decespugliatori, in quanto dotata un angolo tra gli assi di  $60^\circ$  e un peso contenuto. Inoltre il gioco relativo tra i due alberi è ridotto. Tuttavia, presenta una criticità in uno dei due alberi, altamente sottodimensionato per questo impiego. Pur necessitando di una sostanziale modifica, questa coppia conica è stata ritenuta l'opzione migliore. Il rapporto di trasmissione tra i due alberi è di 1.25:1, il che implica che saranno soggetti a coppie leggermente diverse.



Figura 3.15: Vista laterale della coppia conica



Figura 3.16: Vista frontale della coppia conica



Figura 3.17: Coppia conica sezionata, dal canale YouTube *Moto Servis*



Figura 3.18: Albero obliquo originale

## 3.4 Modellazione 3D

Una volta determinata la configurazione del piantone, si è proceduto a realizzare i modelli 3D dei vari componenti, da inserire poi all'interno dell'assieme dell'intero sistema sterzante. Il software CAD utilizzato è Siemens NX.

### 3.4.1 Coppia conica

#### Struttura esterna

Per realizzare il modello 3D della coppia conica si è partiti con una fotografia laterale di quest'ultima, usata come immagine di riferimento all'interno del software di modellazione Siemens NX, per poi proseguire la costruzione in base alle quote misurate direttamente sul pezzo. La foto è stata messa in scala utilizzando come riferimento un cuscinetto di dimensione nota.

Il primo elemento modellato è stata la struttura esterna.

La posizione della coppia conica all'interno dell'assieme è stata individuata facendo coincidere i suoi assi con quelli della scatola sterzo e del volante.

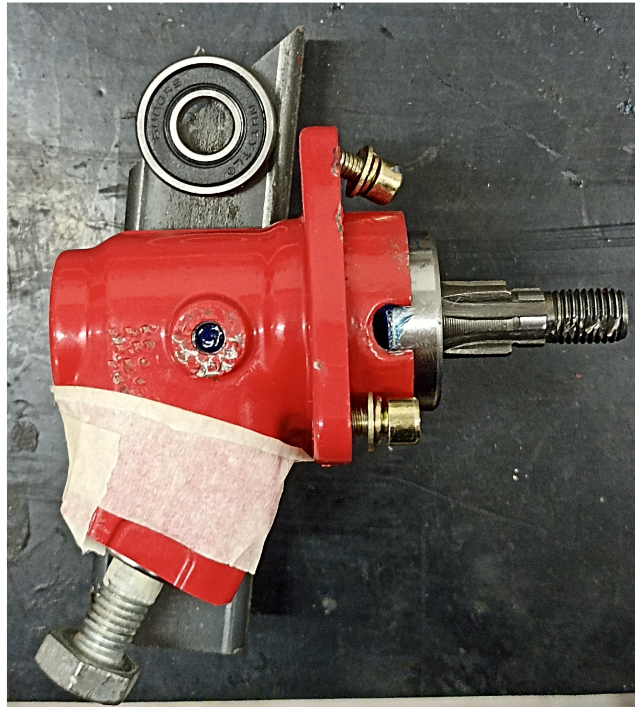


Figura 3.19: Foto di riferimento per la realizzazione del modello 3D della coppia conica

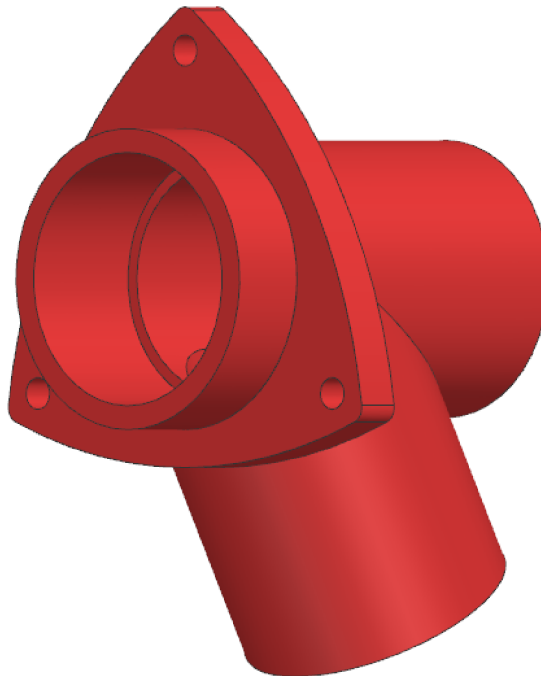


Figura 3.20: Modello 3D della struttura esterna della coppia conica

### Modifica dell'albero

Successivamente si è proceduto realizzando il modello 3D dell'albero obliquo (diretto verso la scatola sterzo), originariamente sottodimensionato per l'impiego. In particolare, la modifica consiste nel disaccoppiamento della ruota dentata conica dall'albero originale per installarla in un albero di dimensioni maggiorate.

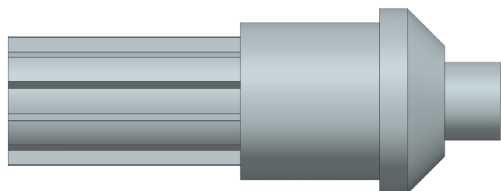


Figura 3.21: Albero ridisegnato per supportare la coppia

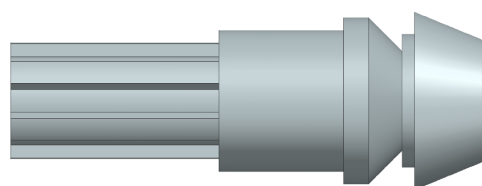


Figura 3.22: Albero accoppiato con la ruota conica

È stato realizzato un profilo scanalato nella prima porzione dell'albero per consentire il calettamento al resto del piantone.

Per consentire l'aumento della sezione dell'albero sono stati previsti dei nuovi cuscinetti con diametro interno maggiorato. Il dimensionamento dei vari componenti verrà trattato nel capitolo successivo.

### Completamento della coppia conica

A questo punto l'assieme della coppia conica è stato completato dei componenti interni.

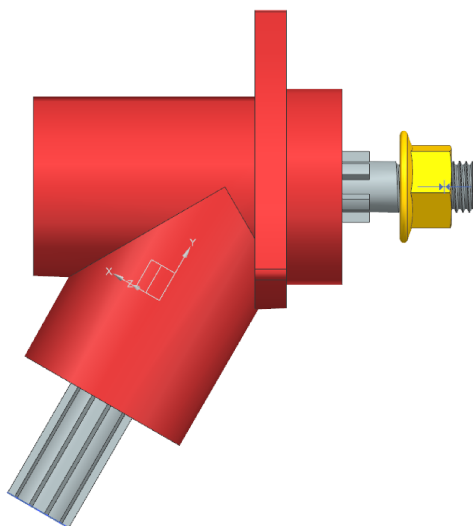


Figura 3.23: Coppia conica completa dei componenti interni

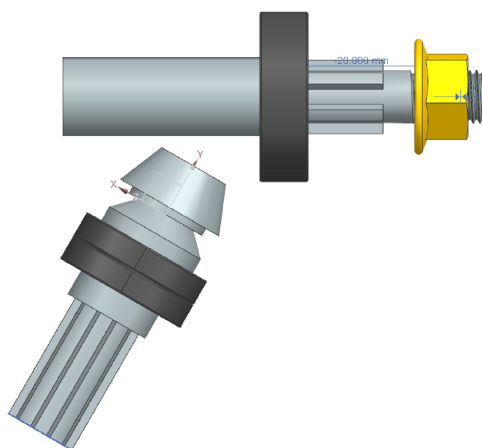


Figura 3.24: Vista dei componenti interni della coppia conica

Il modello 3D è una semplificazione della coppia conica reale, pertanto alcuni dettagli e componenti non indispensabili non sono stati inseriti.



### 3.4.2 Supporto della coppia conica

Una volta fissata la posizione della coppia conica, è iniziata la progettazione del suo supporto. In primo luogo sono state individuate tre possibili soluzioni di ancoraggio al telaio.

- Soluzione 1:

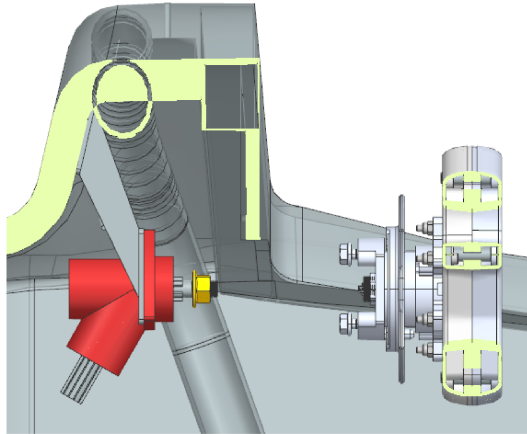


Figura 3.25: Prima soluzione

L'ancoraggio del supporto della coppia conica alla parte piana della parete anteriore del vano del front hoop ha come vantaggio quello di avere un punto di fissaggio solido e di facile accesso. Tuttavia comporta un'elevata lunghezza del supporto, con conseguente aggravio di peso. Inoltre l'elevata lunghezza del supporto genera un momento non trascurabile sulla parete del telaio quando viene impresso un carico assiale sul volante.

- Soluzione 2:

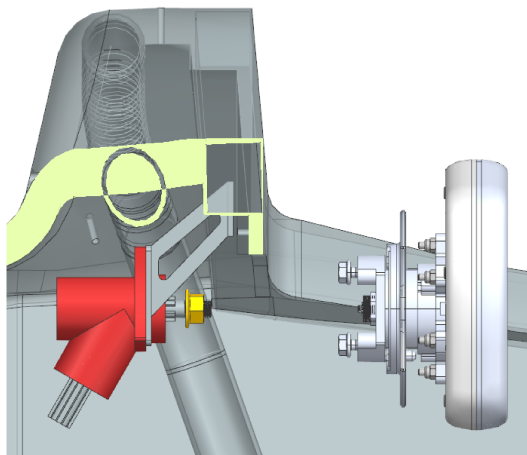


Figura 3.26: Seconda soluzione

I vantaggi del fissaggio del supporto della coppia conica alla parete posteriore

del vano del front hoop sono legati principalmente alla compattezza ed alla leggerezza del supporto, oltre che alla facilità di accesso. Tuttavia, questa parete non risulta particolarmente solida in quanto molto sottile e potrebbe non essere in grado di sostenere i carichi trasmessi alla coppia conica.

- Soluzione 3:

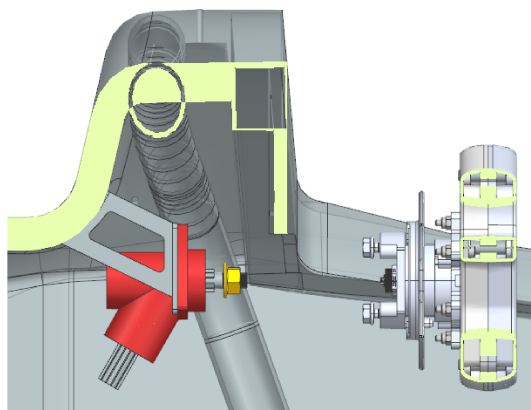


Figura 3.27: Terza soluzione

Un buon compromesso tra compattezza del supporto e solidità si ottiene ancorando il supporto alla porzione curva del vano del front hoop. Questa soluzione però ha degli svantaggi, in quanto richiede che la flangia del supporto sia curvata di un determinato raggio.

La terza soluzione risulta essere la migliore, ma per ovviare al problema della flangia curva si è optato per l'utilizzo di quattro boccole filettate da installare nel telaio in modo da fornire un piano di appoggio per il supporto, richiedendo quindi una più semplice flangia piana.

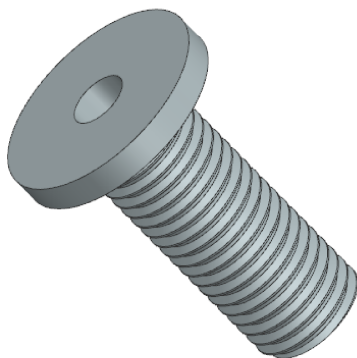


Figura 3.28: Boccola filettata da installare nel telaio

Il design di questo componente è stato pensato per essere realizzato in alluminio tramite asportazione di truciolo su macchina CNC.

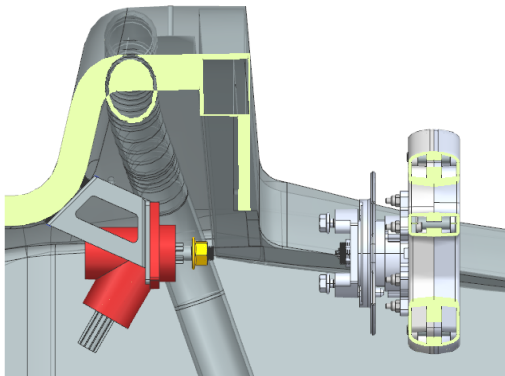


Figura 3.29: Soluzione adoperata, vista laterale

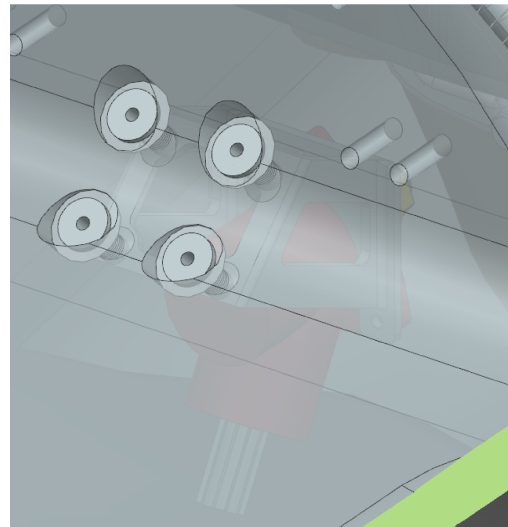


Figura 3.30: Soluzione adoperata, vista 3/4

### 3.4.3 Tubi ed inserti

#### Tubo orizzontale

Il componente successivo disegnato ed inserito nell'assieme è il tubo orizzontale del piantone, che collega il volante alla coppia conica. Esso è costituito da una parte iniziale di diametro ridotto ed all'interno un profilo scanalato coincidente con quello dell'albero orizzontale della coppia conica; il tratto centrale ha diametri interno ed esterno maggiori per consentire l'installazione del dado sulla filettatura dell'albero. All'estremità vi è una flangia con i fori combacianti con quelli del quick release OMP.

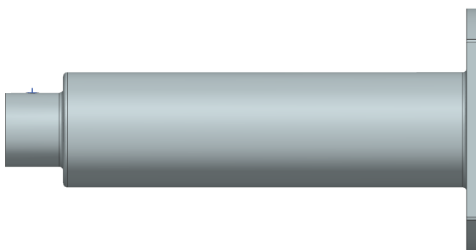


Figura 3.31: Modello 3D del tubo orizzontale

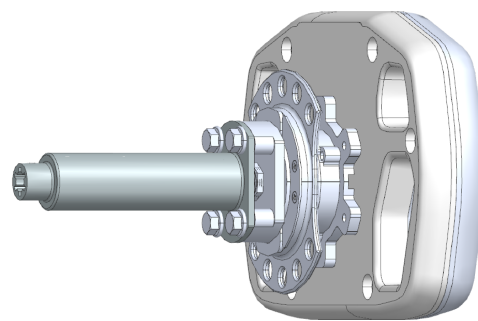


Figura 3.32: Accoppiamento del tubo orizzontale al quick release

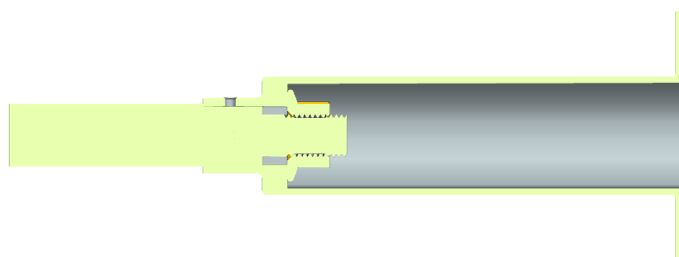


Figura 3.33: Installazione del tubo orizzontale sull'albero della coppia conica

### Tubo obliquo

Per collegare la coppia conica alla scatola sterzo si è optato per l'utilizzo di un tubo in carbonio con degli inserti incollati alle estremità per calettarsi ai rispettivi componenti. Il dimensionamento del tubo e degli inserti e lo studio dell'incollaggio verrà affrontato nel prossimo capitolo.



Figura 3.34: Modello 3D del tubo obliquo completo di inserti

All'estremità superiore del tubo è presente un inserto cilindrico composto da due tratti di diametro diverso. Quello di diametro minore si inserisce all'interno del tubo in carbonio, mentre all'interno dell'altro vi è un profilo scanalato femmina che si caletta all'albero della coppia conica.

L'inserto dell'estremità inferiore si inserisce all'interno del tubo in carbonio da un

lato e all'interno della scatola sterzo dall'altro. Il calettamento con quest'ultima avviene tramite due spine elastiche.

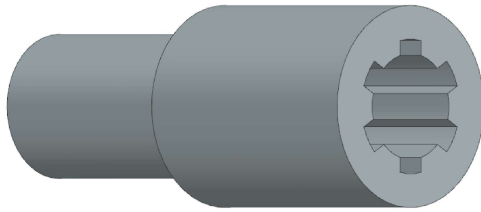


Figura 3.35: Insetto superiore

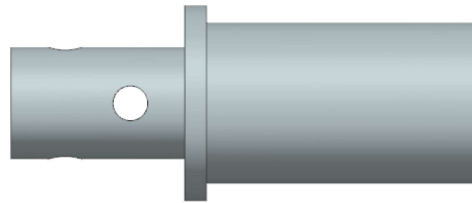


Figura 3.36: Insetto inferiore

#### 3.4.4 Supporto del tubo orizzontale

Per garantire la stabilità e la robustezza necessaria al volante è stato progettato un supporto che sorregge il tubo orizzontale. Questo componente è costituito sostanzialmente da una sede per un astuccio a rullini, all'interno del quale è inserito il tubo obliquo, ed una flangia per il fissaggio al telaio. Questo supporto ha solamente il compito di sorreggere i carichi radiali impressi dal pilota sul volante, mentre i carichi assiali vengono trasmessi alla coppia conica ed al relativo supporto. Il componente è stato progettato per essere realizzato in alluminio tramite asportazione di truciolo da macchina a controllo numerico.

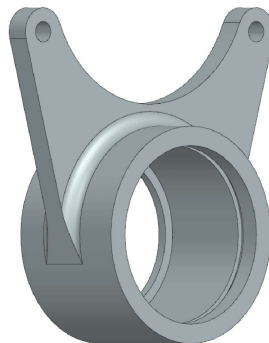


Figura 3.37: Supporto del tubo orizzontale

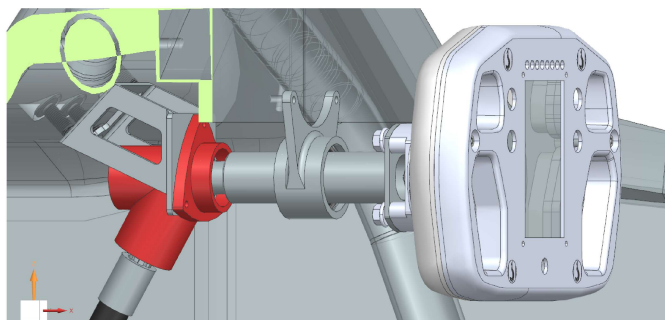


Figura 3.38: Supporto nell'assieme

### 3.4.5 Assieme completo

Una volta modellati i vari componenti è stato ultimato l'assieme completo.

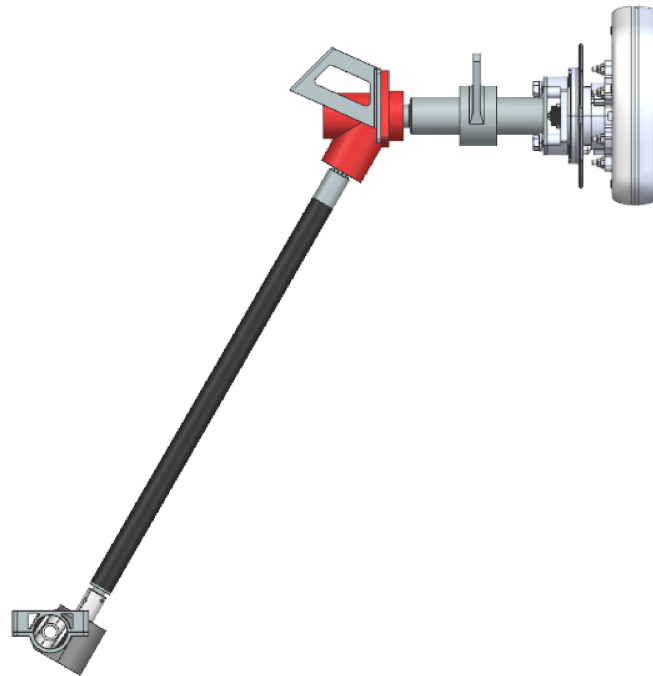


Figura 3.39: Assieme del sistema sterzante completo dei componenti montati a bordo della vettura (1)

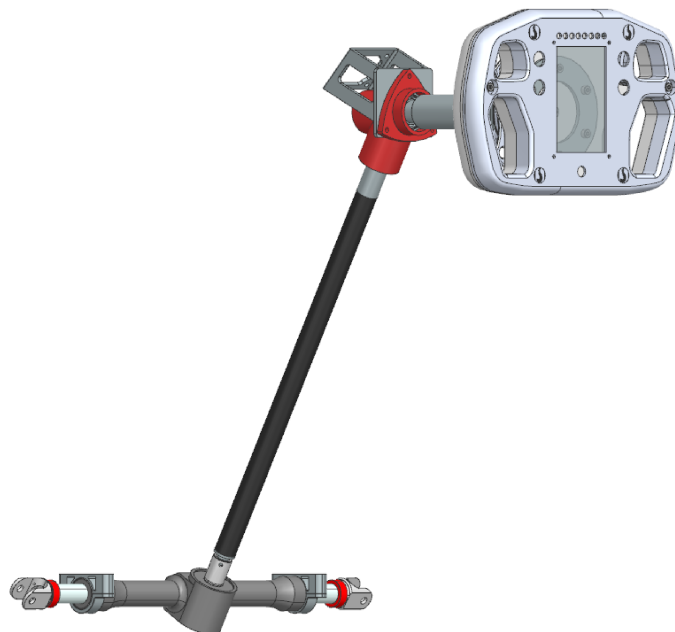


Figura 3.40: Assieme del sistema sterzante completo dei componenti montati a bordo della vettura (2)

# Capitolo 4

## Dimensionamento

### 4.1 Calcolo dei carichi

#### 4.1.1 Metodo di calcolo

Per il dimensionamento dei vari componenti è necessario avere una stima della coppia sul piantone dello sterzo e sul volante.

Il calcolo è stato eseguito ripercorrendo la catena cinematica dallo pneumatico al volante, passando per portamozzo, braccetto, cremagliera, pignone, tubo obliquo, coppia conica e tubo orizzontale.

Come prima cosa, sono state eseguite delle simulazioni della sterzata del veicolo in diverse condizioni, per poi estrapolare da queste il carico orizzontale  $F_y$  ed il momento autoallineante generato dal pneumatic trail  $M_p$  agenti sul gruppo ruota nel caso più gravoso.

Successivamente si è calcolato il momento autoallineante complessivo agente sull'asse di sterzo del portamozzo, generato dal pneumatic trail e dal mechanical trail  $mt$ . Per ricavare questa quota, se l'asse di sterzo passa per l'asse di rotazione della ruota, è sufficiente moltiplicare il raggio  $R$  della ruota per la tangente dell'angolo di incidenza  $\beta$ , come si evince dalla figura 2.11.

$$mt = R \cdot \tan(\beta)$$

Il contributo del momento autoallineante generato dal mechanical trail  $mt$  si ottiene dal prodotto tra  $F_y$  e il braccio rispetto all'asse di sterzo:

$$M_m = F_y \cdot M_t \cdot \cos \beta$$

Il momento autoallineante complessivo è quindi dato dalla somma dei due contributi:

$$M_a = M_p + M_m$$

La forza agente sul braccetto in direzione trasversale  $F'$ , ovvero verso il centro della vettura guardandola dall'alto, è stata calcolata dividendo il momento autoallineante  $M_m$  per il braccio  $b$ , ovvero la componente longitudinale della distanza tra l'asse di sterzo ed il punto di fissaggio del braccetto. L'asse di sterzo dalla vista frontale non

è esattamente verticale, pertanto va tenuto in considerazione l'angolo di inclinazione  $\theta$  di *kingpin* (mostrato nella figura 2.12) in modo da calcolare solo la componente orizzontale, effettivamente agente sulla cremagliera:

$$F' = \frac{M_a}{b} \cdot \cos(\theta)$$

$F'$  è quindi la forza agente sulla cremagliera; è sufficiente moltiplicarla per il raggio primitivo del pignone della scatola sterzo  $r$  per trovare il momento torcente sul tubo inferiore del piantone.

$$M_t = F' \cdot r$$

Sul tubo orizzontale la coppia torcente è maggiore a causa del rapporto di trasmissione  $\tau$  della coppia conica:

$$M'_t = M_t \cdot \tau$$

#### 4.1.2 Risultati

Prima di procedere con i risultati, è opportuno premettere che questi sono stati ottenuti con delle semplificazioni:

- le quote e gli angoli utilizzati sono stati rilevati dal CAD del veicolo in condizioni statiche e con lo sterzo in posizione neutra, trascurando quindi la variazione che questi hanno con l'aumentare dell'escursione della sospensione e la variazione dell'angolo di sterzo fatta eccezione per il braccio  $b$
- sono stati considerati solamente i carichi agenti sulla ruota esterna, non tenendo conto di quelli sulla ruota interna, soggetta a forze nettamente inferiori
- non è stato considerato l'effetto dello scrub radius sul momento intorno all'asse di sterzo, in quanto rilevante solamente nelle fasi di accelerazione e frenata dipendendo dalla forza longitudinale  $F_x$  agente sullo pneumatico.

Dalle simulazioni eseguite per gli pneumatici *Hoosier R20 18x6* i carichi massimi sono stati registrati ad un'accelerazione laterale di 1.41g, corrispondente ad un carico verticale sulla ruota anteriore esterna  $F_z$  di 1400N. È stata registrata una forza laterale  $F_y$  di 2776N ad un valore di slip angle pari a 13°, come è possibile evincere dalla curva rossa del grafico 4.1. Si è stimato inoltre un momento autoallineante sull'asse di sterzo dato dal pneumatic trail  $M_p$  pari a 40Nm



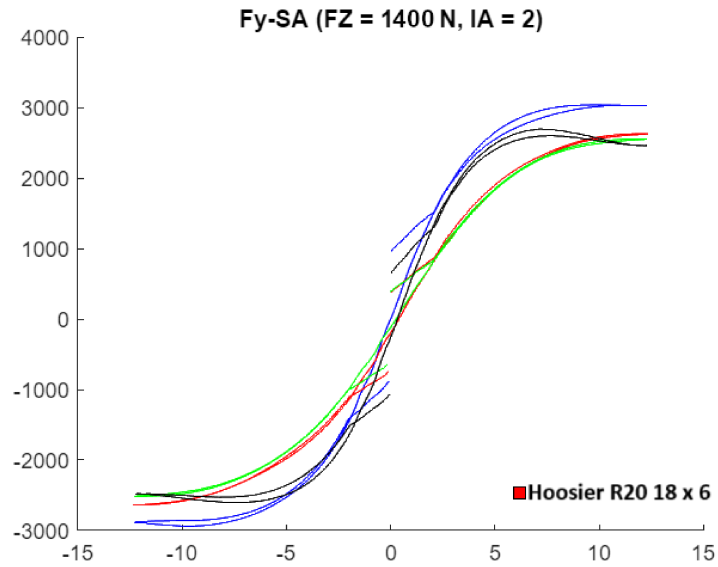


Figura 4.1: Andamento di  $F_y$  in funzione dello slip angle ad  $F_z$  costante

Gli pneumatici in questione hanno un raggio di 9" o 228,6mm. Essendo l'angolo di incidenza di 4°, il mechanical trail  $mt$  è di 16mm. La leva longitudinale  $b$  tra l'asse di sterzo e lo snodo del braccetto, misurata a ruote in posizione neutra, è di 77mm. Tuttavia il braccio effettivo si riduce con la sterzata delle ruote, andando ad aumentare la forza applicata sul braccetto; il calcolo è stato quindi effettuato considerando un angolo di sterzata di 20°, prossimo alla condizione limite. Il raggio primitivo del pignone della scatola sterzo è di 14mm e l'inclinazione dell'asse di sterzo rispetto alla verticale è di 18°.

Un apposito foglio Excell è stato realizzato per realizzare il calcolo:

$M_p$ [Nm]	$F_y$ [N]	$mt$ [mm]	$b$ [mm]	$\beta$ [°]	$\alpha$ [°]	$r$ [mm]	$\theta$ [°]	$\tau$
40	2776	16	77	4	20	14	18	1,25
<b>Mt [Nm]</b>		<b>Mt' [Nm]</b>						
15,51		19,3926						

$M_p$ : Momento autoallineante (solo contributo del pneumatic trail)  
 $F_y$ : Forza laterale sulla gomma  
 $mt$ : Mechanical Trail  
 $b$ : braccio di sterzo del portamozzo (longitudinale)  
 $\beta$ : Incidenza  
 $\alpha$ : Angolo di sterzata della ruota  
 $r$ : Raggio primitivo del pignone della scatola sterzo  
 $\theta$ : Inclinazione dell'asse di sterzo rispetto alla verticale (vista frontale)

Figura 4.2: Foglio Excell per il calcolo dei momenti sul piantone

Sono stati stimati quindi un momento  $M_t = 15,51\text{Nm}$  sul tubo inferiore e  $M_t = 19,39\text{Nm}$  sul tubo superiore. Per il dimensionamento dei componenti è stato utilizzato un coefficiente di sicurezza pari a 3, facendo quindi riferimento ad una coppia di 45Nm sul tubo obliquo e 60 su quello orizzontale.

## 4.2 Calcolo delle tensioni

Gli alberi del piantone dello sterzo e della coppia conica sono soggetti, in prima approssimazione, a torsione semplice. Per calcolare lo sforzo di taglio  $\tau_{xy}$  a cui sono sottoposti si parte dal momento polare di inerzia, che nelle sezioni circolari è:

$$J = \frac{\pi}{2}(R_e^4 - R_i^4)$$

dove  $R_e$  ed  $R_i$  sono rispettivamente il raggio esterno ed il raggio interno (nullo nel caso di sezioni piene). Dato un momento torcente  $M_t$ , il taglio è uguale a:

$$\tau_{xy} = \frac{M_t \cdot R_e}{J}$$

Per verificare la rottura del materiale è necessario trovare una tensione equivalente  $\sigma_{eq}$  con un criterio di rottura. In questo caso è stato utilizzato il *criterio di Von Mises*, secondo il quale nel caso di sola torsione  $\sigma_{eq} = \sqrt{3}\tau_{xy}$ . Questo criterio non è stato applicato nel caso del tubo obliquo in fibra di carbonio in quanto non isotropo.

## 4.3 Coppia conica

### 4.3.1 Albero obliquo

Come accennato in precedenza, l'albero obliquo originale della coppia conica risulta inadatto all'impiego, anche perché non si ha la certezza delle proprietà meccaniche dell'acciaio con cui è realizzato essendo il componente privo di scheda tecnica. L'albero è cavo, con 10mm di diametro esterno ed un profilo scanalato di circa 6mm di diametro al suo interno: con queste dimensioni ad un momento torcente di 45Nm si avrebbe una tensione equivalente di 455,3MPa. Ancora più critica sarebbe la situazione in un eventuale inserto calettato al suo interno, il quale, ipotizzando un diametro medio di 6mm, sarebbe soggetto ad una tensione equivalente superiore ai 1800MPa.

Si è reso quindi necessario prevedere una modifica, consistente nel disaccoppiare la ruota dentata dall'albero originale per poi saldarla sul nuovo albero adeguatamente dimensionato. La saldatura verrà effettuata sia tra l'estremità dell'albero e l'interno della ruota, sia tra la parte laterale della ruota e la porzione conica dell'albero, come mostrato nell'illustrazione 4.3.

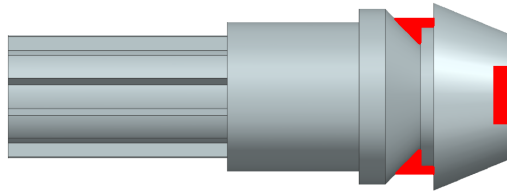


Figura 4.3: Saldature da effettuare sull'albero

Nel tratto uscente dalla coppia conica il profilo scanalato utilizzato ha diametro minimo di 11mm, massimo di 14mm e sei denti; il diametro minimo di 11mm è stato utilizzato per verificare la resistenza dell'albero, ottenendo uno sforzo di taglio di 171MPa, equivalenti ad una tensione di 296MPa, valore accettabile per la maggior parte degli acciai.

Nel dimensionamento non è stato utilizzato il diametro di 8mm dell'altra estremità quest'ultima verrà saldata alla ruota dentata.

L'albero è sostenuto da due cuscinetti radiali a sfere dal diametro interno di 17mm ed esterno di 26, con uno spessore di 5mm.

#### 4.3.2 Albero orizzontale

La sezione minima dell'albero orizzontale della coppia conica ha un diametro pari a 10mm e la tensione risultante per un momento di 60Nm è di 529,3MPa. Data l'assenza di una scheda tecnica della coppia conica non è possibile a priori stabilire se la tensione, di certo non trascurabile, supera quella ammissibile del materiale. L'effettiva resistenza del componente verrà testata sperimentalmente attraverso degli appositi test.

L'albero è sostenuto da un cuscinetto 12x30x8mm da un lato e 15x32x9mm dall'altro.

## 4.4 Tubo obliquo

### 4.4.1 Tubo in carbonio

Per quanto riguarda il tubo inferiore del piantone, la prima soluzione valutata è stata quella di un tubo in fibra di carbonio con matrice di resina epossidica realizzato da ItalTubes, con diametro interno di 15mm ed esterno di 18, essendo già disponibile in quanto utilizzato per altri componenti del sistema sospensivo. Il tubo in questione tuttavia è progettato per supportare carichi assiali, avendo l'86% delle fibre disposte nella direzione della lunghezza ( $0^\circ$ ) e non risulta ottimizzato per la trasmissione di momenti torcenti; è stata quindi effettuata un'analisi per stimare la sua resistenza a torsione. Nella scheda tecnica [8] del fornitore del tubo vengono riportati il modulo elastico  $E$  e la resistenza a trazione  $\sigma_{adm}$  sia della fibra secca che del composito compresa la resina, ma non è indicata la resistenza a taglio. Analizzando i dati, la fibra secca del tubo è riconducibile ad una T700, con  $E = 230$  GPa e  $\sigma_{adm} = 4900$  MPa.

Le proprietà del composito con la resina epossidica si abbassano ad  $E = 115 \text{ GPa}$  e  $\sigma_{\text{adm}} = 2900 \text{ MPa}$ . Facendo riferimento alla scheda tecnica di Toray[9] per la fibra di carbonio T700s, simile per proprietà meccaniche alla T700, in una matrice di resina epossidica essa ha una resistenza a taglio  $\tau_{\text{adm}} = 70 \text{ MPa}$ . Si è proceduto quindi stimando una resistenza a taglio equivalente per il tubo; considerando che in condizioni di torsione pura l'86% delle fibre (disposte a  $0^\circ$ ) lavora a taglio mentre il restante 14% (disposte a  $90^\circ$ ) lavora a trazione, la resistenza a taglio è stata stimata come segue:

$$\tau_{\text{adm}eq} = 0,86 \cdot \tau_{\text{adm}} + 0,14 \cdot \sigma_{\text{adm}} = 0,86 \cdot 70 + 0,14 \cdot 2900 = 466,2 \text{ MPa}$$

La tensione di taglio generata dal momento torcente è di  $75,9 \text{ MPa}$ , pertanto il tubo risulta idoneo all'impiego con ampio margine.



Figura 4.4: Tubo in fibra di carbonio

#### 4.4.2 Insetto inferiore

Le dimensioni dell'insetto inferiore sono praticamente vincolate dal diametro dell'attacco della scatola sterzo e dal diametro interno del tubo in carbonio. Si ha quindi da un diametro di  $10,3 \text{ mm}$  dal lato della scatola sterzo e  $15 \text{ mm}$  dal lato del tubo. La prima è la sezione più debole, pertanto è stata quella utilizzata per scegliere il materiale del componente. Applicando un momento di  $45 \text{ Nm}$  si ha uno sforzo di taglio pari a  $229,2 \text{ MPa}$ , equivalenti a  $396,96 \text{ MPa}$  di tensione. Per questo componente è stato quindi scelto l'Ergal, una lega di alluminio EN 7075, la cui tensione di snervamento è di  $503 \text{ MPa}$  stando ai dati del fornitore.

#### 4.4.3 Insetto superiore

La sezione più debole dell'insetto superiore è la gola di scarico alla fine del profilo scanalato. Il diametro interno è di 16mm, mentre quello esterno di 21. Lo sforzo di taglio è 37,25MPa, equivalenti ad una tensione di 64,5MPa, ben al di sotto della tensione di snervamento dell'Ergal, che è stato comunque scelto per questo componente.

#### 4.4.4 Incollaggio degli inserti

Gli inserti vengono saldamente uniti al tubo in fibra di carbonio attraverso un adesivo strutturale. In particolare si è optato per l'adesivo epossidico bi-componente Loctite 9466 in quanto precedentemente utilizzato e già sottoposto a test sperimentali per valutarne le prestazioni. I test eseguiti per la progettazione del sistema sospensivo di una precedente vettura[10] sono consistiti nel provare a trazione 15 provini divisi in 3 lotti costituiti un tubo in carbonio di diametro interno di 15mm ed esterno di 18 con alle estremità degli inserti in Ergal 7075, inseriti per 30mm ed incollati con Loctite 9466.

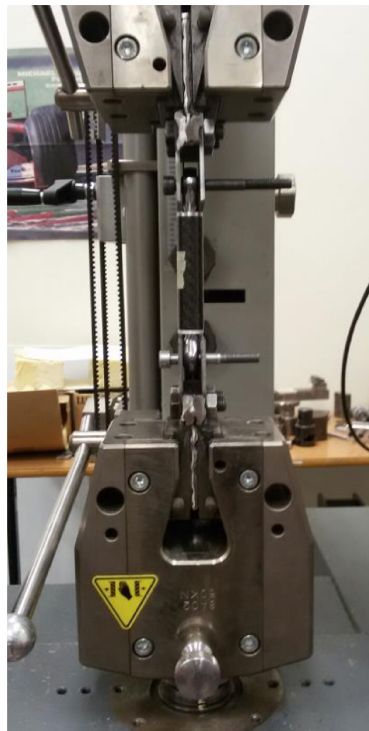


Figura 4.5: Esecuzione della prova di trazione, di M. Utzeri e S. Borriello

I risultati mostrano come l'incollaggio in un lotto di provini abbia resistito ad oltre 25kN. Tuttavia l'incollaggio in alcuni provini, appartenenti ad un lotto diverso, ha ceduto ad un carico più basso, di 12kN; la causa della differenza di prestazioni è stata attribuita ad una diversa rugosità e preparazione delle superfici. Per questioni

di sicurezza verrà preso in considerazione il carico più basso. Dividendo questa forza per la superficie dell'inserto sulla quale è stato applicato l'adesivo, pari a  $\pi \cdot 15 \cdot 30 = 1413,7 \text{mm}^2$ , otteniamo uno sforzo di taglio uguale a  $8,5 \text{MPa}$ , preso come  $\tau_{\text{adm}}$ .

Tornando al caso del piantone, la forza tangenziale nella zona dell'incollaggio tra il tubo in carbonio e l'inserto è pari al momento torcente di  $45 \text{Nm}$  diviso il raggio di  $7,5 \text{mm}$ , ovvero  $6 \text{kN}$ . Per trovare la superficie dell'inserto da incollare al tubo per resistere al carico è sufficiente dividere il valore della forza appena calcolato per  $\tau_{\text{adm}}$ , ottenendo  $706 \text{mm}^2$ ; dividendo la superficie per la circonferenza ( $\pi \cdot 15$ ) si ottiene la lunghezza del cilindro da inserire all'interno del tubo, ovvero  $15 \text{mm}$ . Per mantenere un certo margine di sicurezza si è optato per una lunghezza di  $25 \text{mm}$ .

#### 4.4.5 Spine elastiche

Il calettamento dell'inserto inferiore nell'attacco della scatola sterzo avviene mediante due spine elastiche in acciaio di diametro nominale pari a  $3,5 \text{mm}$ , inserite in direzione radiale. La forza tangenziale sull'accoppiamento si trova dividendo la coppia di  $45 \text{Nm}$  per il raggio di  $5,15 \text{mm}$  dell'inserto, ottenendo  $8,74 \text{kN}$ . Tuttavia, la forza è ripartita in 4 punti di contatto, essendoci due spine passanti; si calcola quindi un carico di taglio di  $2,18 \text{kN}$ . Da quanto riportato nella scheda tecnica dell'azienda Bossard[11], le comuni spine elastiche a spirale da  $3,5 \text{mm}$  per esecuzioni non pesanti sono in grado di sostenere una forza di taglio di  $3,75 \text{kN}$ , risultando quindi idonee.



Figura 4.6: Spina elastica a spirale Bossard

### 4.5 Tubo orizzontale

La sezione più sollecitata del tubo orizzontale è quella con il profilo scanalato, dove si accoppia con l'albero della coppia conica, con un diametro interno di  $14 \text{mm}$  ed esterno di  $18$ ; la tensione equivalente è di  $143 \text{MPa}$  a  $60 \text{Nm}$ . Pur essendo la tensione bassa, si è optato per una lega di alluminio 7075, per questioni di disponibilità.

# Capitolo 5

## Conclusioni e sviluppi futuri

Per quanto possibile, con la presente tesi si è cercato di coprire gli aspetti progettuali relativi al sistema sterzante trattati dal reparto Chassis. Grazie al duro lavoro dedicato dall'intero reparto, il progetto ha i presupposti per concretizzarsi in un valido e performante sistema sterzante; tuttavia, questo non significa che non ci sia spazio per dei miglioramenti. Nello specifico, di seguito vengono riportati alcuni potenziali sviluppi futuri:

- Prova sperimentale mediante torsionmetro o cella di carico per valutare l'attendibilità dei carichi simulati e calcolati.
- Verifica sperimentale della resistenza dei vari componenti, in particolare dell'albero orizzontale e dell'ingranaggio della coppia conica. Eventuale riprogettazione in caso di cedimento.
- Ottimizzazione dei supporti del piantone e della coppia conica, andando a modificare il design per ridurre il peso. Da valutare i vantaggi di una eventuale ottimizzazione topologica e realizzazione mediante stampa 3D in lega leggera.
- Tubo obliquo in fibra di carbonio specifico per l'impiego, in modo da poter ridurre la sezione ed il peso.





# Ringraziamenti

Ringrazio il Professor Marco Sasso, relatore di questa tesi, per avermi dato la possibilità di svolgere questo lavoro conclusivo.

Ringrazio inoltre il Polimarche Racing Team per avermi fatto conoscere il mondo del motorsport dal punto di vista ingegneristico. Una menzione particolare va a Michele Cavalieri, a capo del reparto Chassis, Stefano Fasciani, a capo del reparto di Dinamica del Veicolo, e Daniele Giustozzi, Team Leader, per avermi dispensato preziosi consigli e nozioni.

Un sentito grazie a Nicola Cionfrini e Filippo Iacobucci, con i quali ho stretto fin dai primi giorni di questo percorso un bellissimo e solidissimo legame, sia dal lato universitario che umano. Avendo attraversato di pari passo o quasi ogni tappa, raggiungere questo obiettivo insieme è il lieto fine di un'esperienza fatta di alti e bassi. Mi auguro che questo traguardo possa coincidere con l'inizio di un nuovo altrettanto roseo capitolo insieme.

Ringrazio tutti i miei amici, quelli di una vita e quelli conosciuti solo di recente, per avermi supportato sempre.

Sarò per sempre grato alla mia famiglia per avermi consentito di affrontare questo percorso, sostenendomi senza mai mettermi pressione e lasciandomi prendere le mie decisioni, giuste o sbagliate che fossero.

*Ancona, Luglio 2024*

Nicolas Burocchi



## Bibliografia

- [1] Derek Seward. *Race Car Design*. PALGRAVE, 2014.
- [2] William F. Milliken and Douglas L. Milliken. *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International, 1995.
- [3] NADELLA. *Giunti cardanici massicci e Trasmissioni telescopiche*.
- [4] Polimarche Racing Team. PolimarcheRacingTeam.com, 2024. [Online; controllata il 21 aprile 2024].
- [5] Wikipedia. Formula SAE — Wikipedia, L'enciclopedia libera, 2024. [Online; controllata il 9 aprile 2024].
- [6] SAE International. *FORMULA SAE Rules 2023 v2.0*.
- [7] Amos Zallocco. Studio del processo di realizzazione di un volante in materiale composito per vetture da competizione. Master's thesis, UNIVPM, a.a. 2020/2021.
- [8] italTubes. *S Series technical datasheet*.
- [9] Toray Carbon Fibers America. *TORAYCA T700s Datasheet*.
- [10] Mattia Utzeri Samir Borriello. Progettazione di un sistema sospensivo innovativo per una vettura da fsae. a.a. 2017/2018.
- [11] BOSSARD. *Sollecitazione di taglio nelle spine elastiche*.